

全国机械设计 新方法新技术应用交流会

论文集

第 九 册

中国机械工程学会机械设计与传动学会

1986、3、北京

135
(9)

第 四 集 机 械 结 构 强 度 与 振 动

序号	论文题目	作 者	单 位
127	有限元模态分析和形状优化 在提高受压旧教截面分配的 均匀性上的应用	周 弘, 龚剑霞	重庆大学一系
128	简支矩形板起屈曲线性能的研究以及稳定设计中的应用	郑溢鸣 周国良	上海冶金专科学校 上海交通大学
129	一个机械结构动态优化设计 的新方法	梁 健, 杨 甫	昆明工学院
130	机械设计中的动力修正及其 应用的软件系统	黄敦朴	长春汽车研究所
131	采用有限单元分析的三维结 构形状优化——大型机床基 础的优化设计——	黄志俭	清华大学
132	优化设计及八节点等参元计 算在开式压力机上的应用	杨津光, 封茂春 何德普	清华大学
133	机床中具有封闭传动链的扭 振计算与程序	侯晓林, 王乃像	山东工业大学
134	卷筒发条设计计算与试验研 究	张万祥, 马清武	大连工学院
135	连铸机钢包回转台结构形式 的探讨	曲庆璋, 梁兴复	西安公路学院
136	挠性转子的振型——优化复 合平衡法	韩余才	东北电力学院

- | | | | |
|-----|-----------------------------------|--------------------|-------------------|
| 137 | 微型计算机、立柱、
轴类的有限元设计软件 | 周迪勋、张新访
高晓阳、黄常生 | 华中工学院 |
| 138 | 框架类共振试验系统的动力
分析程序 | 黄敦朴
刘 满 | 长春汽车研究所
吉林工业大学 |
| 139 | 攀钢初轧厂1600吨钢坯
剪切机浮重力偏心轴刚度分
析 | 肖国海、许剑歌
金寿南 | 重庆大学 |
| 140 | 辐条式绳轮强度与合理结构 | 彭兆行、曹小刚 | 东北工学院 |

有限元接触分析和形状优化在提高

受压螺纹载荷分配均匀性上的应用

重庆大学机械系 周 弘 龚剑霞

摘要：通过对轧钢机压下螺纹付的弹性接触有限元分析计算，得出了载荷沿轴向在各牙上的分配。在此基础上为既降低最大螺牙载荷又提高螺牙载荷分配的均匀性，运用有限元形状优化中的变刚度法对螺母结构进行了优化设计。

一、概 述

轧钢机压下螺纹付是受压螺纹中的一种。它具有传递载荷大（600～200 t），调整频繁的特点，以螺牙的磨损为主要失效形式。螺牙的磨损与其分担的载荷密切相关，因此掌握螺牙载荷分配与磨损的规律就十分重要，并以期在此基础上提出结构改进，减少磨损，延长使用寿命的有效措施。

压下螺纹付是靠牙面间的相互接触传递载荷的，且丝杆传动速低，润滑条件差，牙面间存在摩擦，因此求解压下螺纹付的问题属非线性弹性接触问题。对所选压下螺纹付，运用调试的弹性接触有限元混合法程序作出了计算分析，结果表明螺牙载荷分配是很不均匀的，最大螺牙载荷（ $P_{\max}$ ）与最小螺牙载荷（ $P_{\min}$ ）之比值

达 4.5。为改善这种载荷分配的不均匀性，并限制 $P_{\max}$ 作为强度方面的准则，以载荷分配不均匀率 $\rho \left(= \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \right)$ 作为载荷均匀性指标，首先对牙数进行了优化选择，再以有限元形状优化中的变刚度法对优选牙数后的螺母结构进行的形状优化得到了较为满意的结果，不仅使 $P_{\max}$ 比优化前降低了 9.6%，而且 ρ 值由 4.505 降到 1.248。

二、计算模型

基于压下螺纹付在轧钢机机架中的装配和工作性质分析可知：螺母约束了机架孔内（图 1），任一轴剖面上，丝杆和螺母各自具有相同的截面；由于压下螺纹付传力大（约 800 T），因而结构尺寸较大（图 4），为防丝杆回松，螺纹升角必须很小，忽略升角则认为螺纹付是几何轴对称体；轧制载荷通过轧辊轴承座及球面垫传到丝杆，丝杆在进入与螺母旋合端面时，载荷在丝杆截面上已达

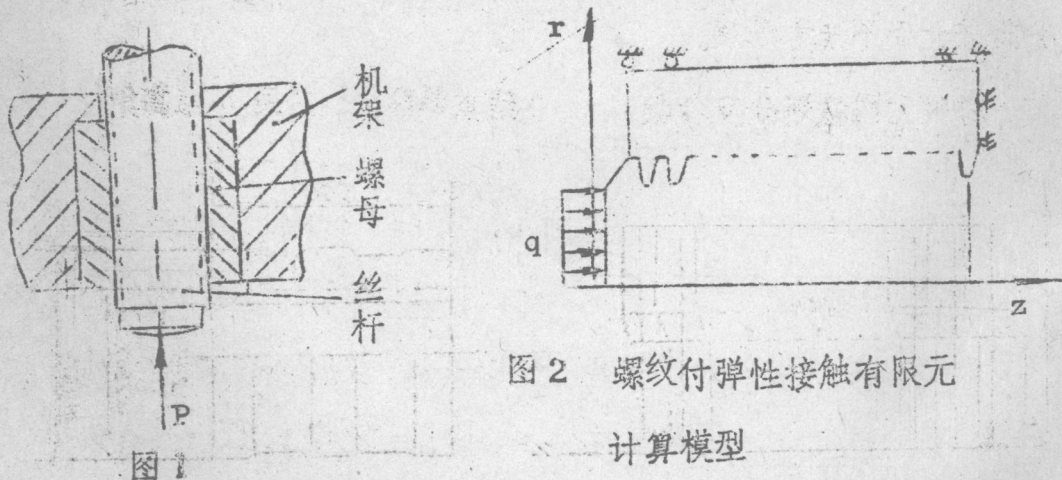


图 2 螺纹付弹性接触有限元
计算模型

到均匀分布，所以压下螺纹付从几何结构，约束及受力状况均具有

轴对称性质，可得弹性接触有限元计算模型如图2。

三、程序设计及计算

1、基于得到的有限元计算模型，调试了求解弹性接触问题和一般有限元的轴对称等参元计算程序。

它可以一次输入程序求解多种问题（即多个接触问题，或多个连续体问题，或两者交叉出现）；可求解具有多种材料组成的弹性体系；可处理多种载荷；可在结构的任何部位运用变刚度法改变材料的弹性模量 E 值。

2、螺牙载荷分配计算

对某厂轧机上现有设计的23牙螺母的每一接触牙面上设置3个接触点对，接触结点达138个，为目前少见的较大规模的弹性接触问题。为降低体系的总阶数，采用8结点等参元，并用3点高斯积分法则，可得到单元内部9个高斯点的计算值，因而可把单元划分得较大而不失其精度。

有限元网格划分及参数：

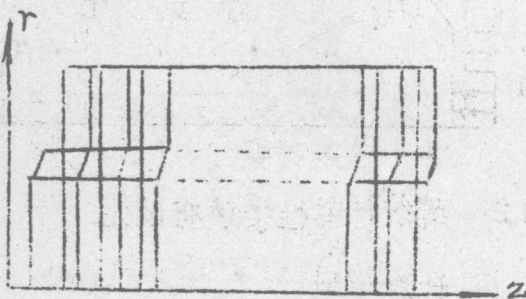


图3 螺纹付有限元单元划分

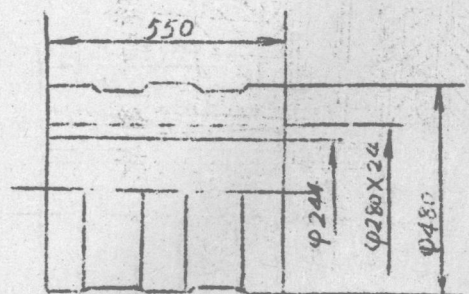
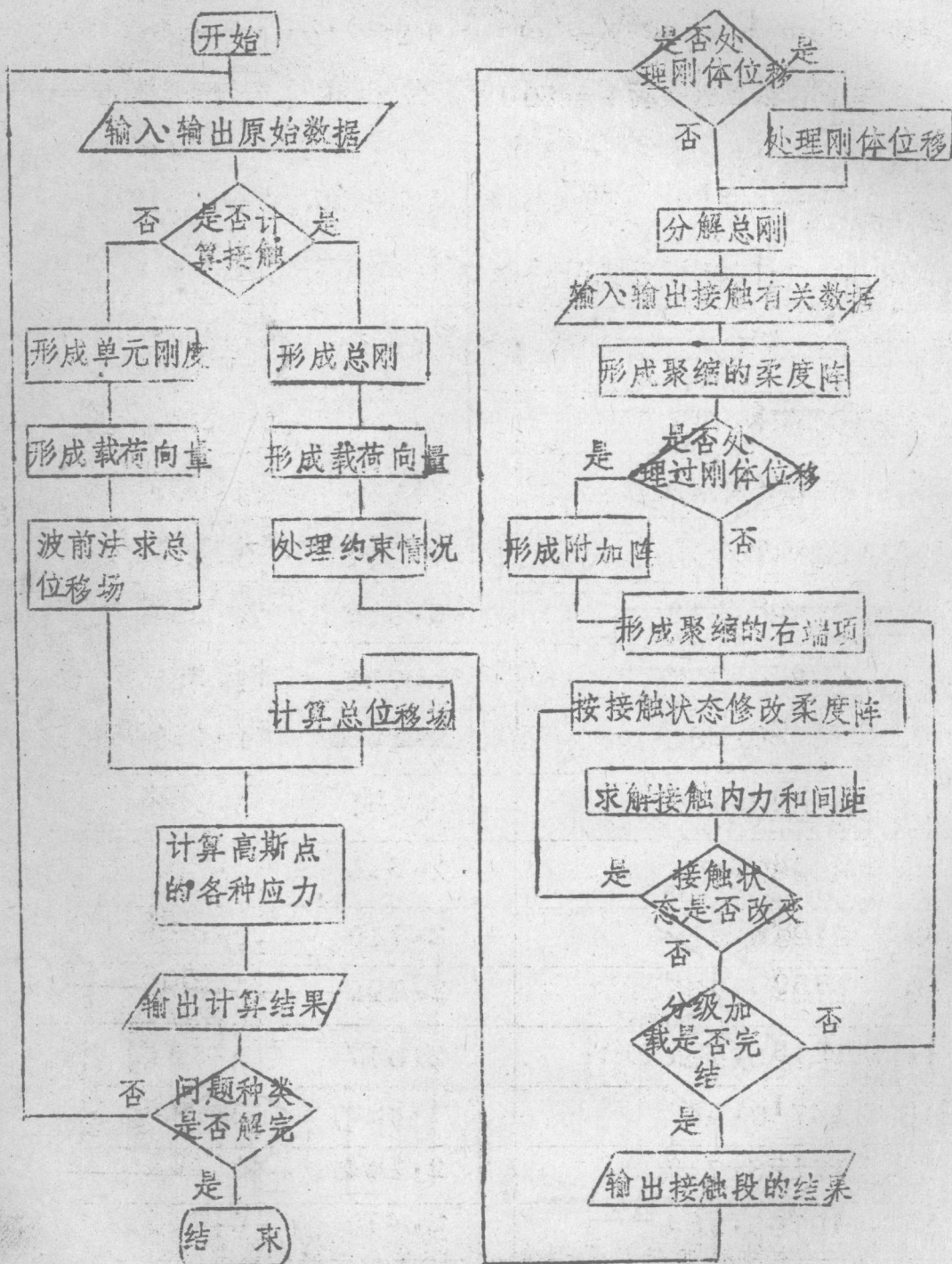


图4 螺母结构参数

程序框图：



丝杆弹性模量 $E_1 = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$, $\mu_1 = 0.3$, 压下
 青铜螺母 $E_2 = 1.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$, $\mu_2 = 0.34$, 摩擦系数 $f =$
 0.1 , 轧制时的单边负荷 $P = 800 \text{ T}$, 丝杆截面上的均布载荷 $q =$

$$\frac{4P}{\pi d_{\min}^2} = 17.10 \text{ kg/mm}^2$$
。

23 牙螺母计算结果及线图：

牙 号	$P_i \text{ (kg)}$	$P_i / P \times 100\%$	P_i / P_m
1	56263.734	7.033	1.617
2	66284.492	8.285	1.905
3	63527.810	7.941	1.826
4	54528.113	6.816	1.567
5	46288.327	5.786	1.331
6	38926.281	4.867	1.121
7	32808.519	4.101	0.943
8	26480.663	3.310	0.761
9	21680.469	2.710	0.623
10	17599.258	2.199	0.506
11	16136.573	2.017	0.464
12	14710.582	1.839	0.423
13	17153.712	2.144	0.493
14	19758.064	2.470	0.568

续上表

15	21908.894	2.727	0.627
16	25272.751	3.159	0.727
17	28336.493	3.542	0.815
18	32624.311	4.078	0.938
19	35240.674	4.405	1.013
20	40368.487	5.046	1.161
21	44128.497	5.516	1.269
22	47002.674	5.875	1.351
23	33072.618	4.134	0.951
	$\rho = 4.505$		

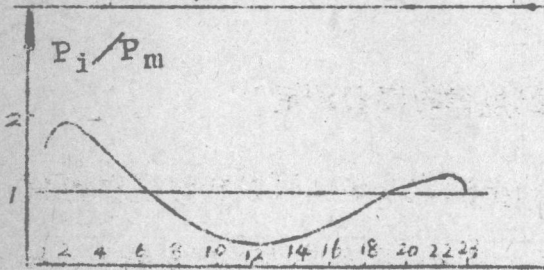


图5 螺牙载荷均匀性

$(\frac{P_i}{P_m})$ 曲线

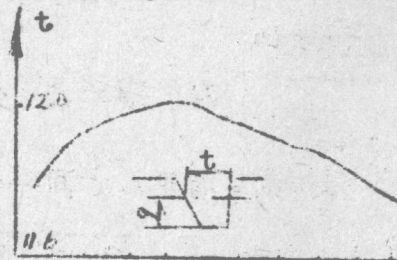


图6 螺母牙厚测量曲线

从计算结果分析可见：载荷主要由两端承受，前5牙承担总载荷的35.86%，后5牙承担24.98%，中间5牙仅承担10.68%； $P_{\max} = 66284 \text{ kg}$ ，占总载荷的8.285%， $P_{\min} = 14710 \text{ kg}$ ，仅占总载荷的1.839%。若以 $\rho = \frac{P_{\max}}{P_{\min}}$ 表示螺

牙载荷分配的不均匀率, $\rho = 4.505$, 这表明载荷分配很不均匀。

为了解牙面上的载荷分布, 通过对前端几牙的单元细分后的接触有限元分析得出了接触压力的径向分布:

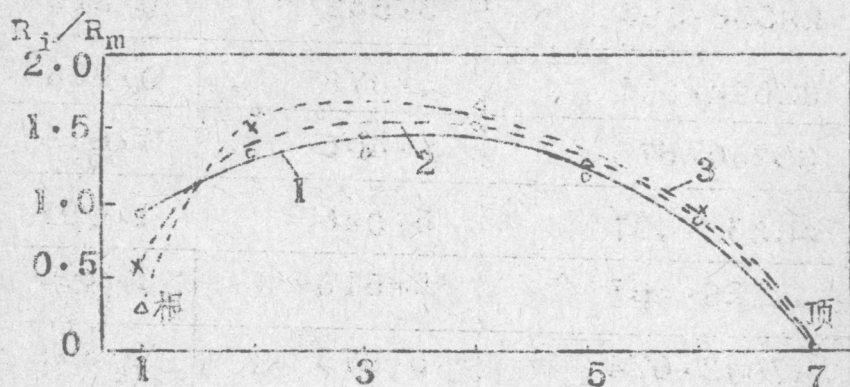


图8 头三牙接触压力径向分布

显然, 牙面上载荷的径向分布也是不均匀的, 接触压力的“重心”偏向根部。

四、螺牙载荷分配规律的实验测定

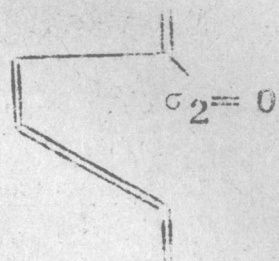
光弹测试具有适用于同一结构上测点较多, 可以直接观察和获得另件的应力分布, 特别是能直接观察到应力集中部位等特点, 我们对制作的螺纹切片模型作了光弹测试。

从螺牙的受力分析可知, 螺牙根部转角处是应力集中部位, 螺牙受载越大, 应力集中越明显, 则反映应力状况的条纹级数值将会越高。根据应力—光学定律, 被测点处的条纹值 N 与该点的主应力差值成正比, 即:

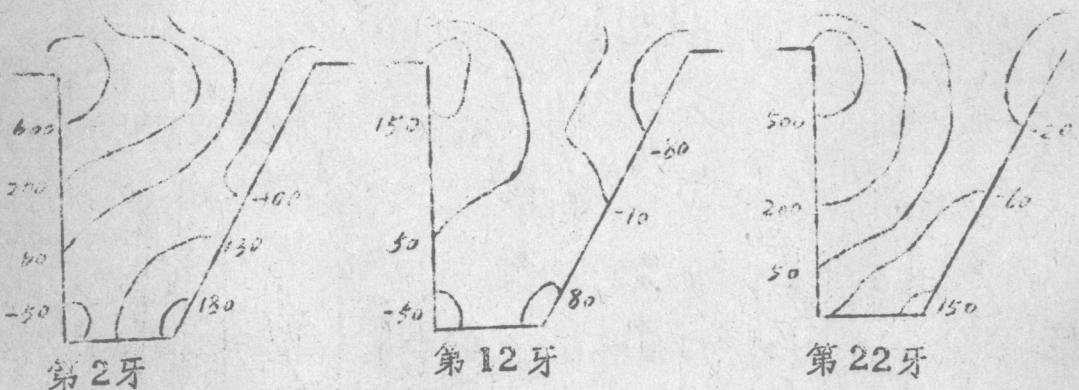
$$N = \frac{h}{f}(\sigma_1 - \sigma_2)$$

在平面光弹模型自由边界上任一点都处于单向应力状态，即只有一个与边界切线同向的主应力，其切向主应力可由下式确定（该处无法向外载荷时）：

$$\left. \begin{matrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{matrix} \right\} = \pm \frac{Nf}{h}$$



由于螺牙根部存在间隙，处于非接触状态而成为自由边界。牙面受载后，牙根部处于受拉状态，只有 σ_1 存在，因此，螺牙根部的条纹级数 N 越大，就反映了根部的主应力 σ_1 越大，也就表明了该牙所承受的载荷越大。这一点已从 20 号螺母的弹性接触有限元计算所得的牙根附近主应力 σ_1 的分布得以表明：



牙根主应力 σ_1 分布图

因此，对制作的螺母光弹模型进行加载。

通过对光弹拍片的分析，描出各牙根部条纹级数。从实验结果分析可见：

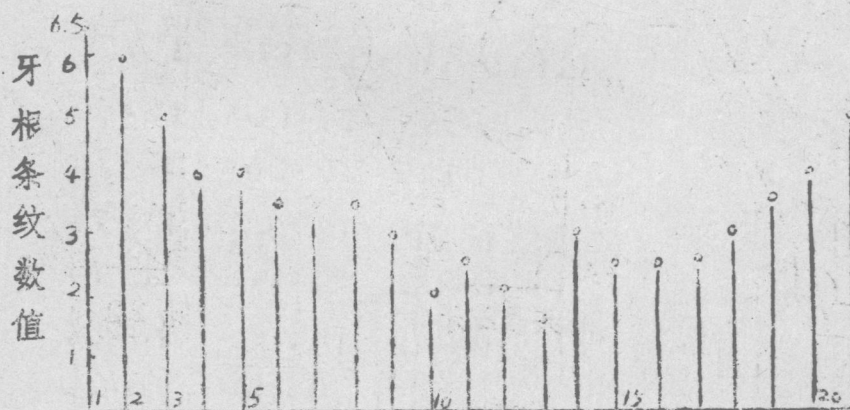
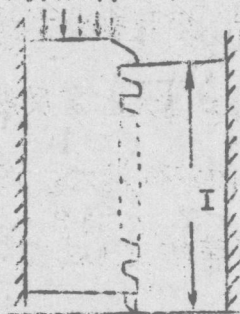
1、峰值载荷在两端，且总载荷主要由靠近两端的螺牙所承受，中间螺牙承担较少；

2、条纹最高级 $N_{\max} = 6.5$

条纹最低级 $N_{\min} = 1.5$

则：
$$\rho = \frac{N_{\max}}{N_{\min}} = 4.3$$

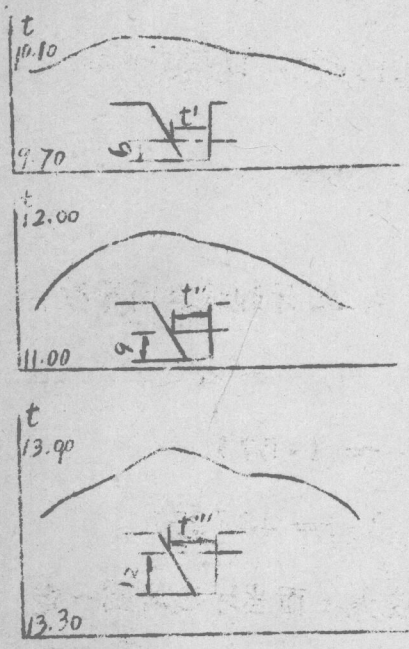
这与接触有限元计算所得的 $\rho = 4.5$ 基本相符。



在计算和实验的同时，为了解螺纹付在实际使用中螺牙的磨损状况，以分析螺牙载荷分配的真实状况，对已换下的螺纹付的螺牙厚度进行了测量，通过牙厚的变化反映磨损量的大小，牙厚 t 越小，

则表明磨损量越大。

测量中，将压下螺母沿轴剖面剖开，分别沿着两条轴向线测量，且同一轴向上又分别测量了三个厚度 (t' , t'' , t''')。



螺母牙厚测量图

从测量数据的线图表明：

1、两端牙厚小，即磨损量大，说明两端的螺牙载荷大于中间螺牙的载荷；

	6	9	12
1	10.00	11.78	13.66
2	10.00	11.86	13.70
3	10.06	11.90	13.74
4	10.06	11.94	13.74
5	10.10	11.96	13.74
6	10.10	12.10	13.16
7	10.10	12.00	13.84
8	10.10	11.98	13.84
9	10.10	12.02	13.90
10	10.10	12.00	13.84
11	10.10	11.96	13.76
12	10.04	11.96	13.74
13	10.06	11.98	13.76
14	10.06	11.94	13.76
15	10.00	11.90	13.74
16	10.10	11.90	13.84
17	10.02	11.86	13.70
18	10.00	11.82	13.70
19	9.94	11.78	13.61
20	9.94	11.78	13.70

2、从曲线的比较看，牙根磨损曲线比牙尖的磨损曲线的变化

大,这也表明在齿面牙面上,牙根处的载荷比牙尖处为大,这与接触有限元计算的牙面载荷径向分布规律基本相符。

五、螺母的优化设计

我们以载荷分配不均匀率 ρ 作为结构合理性的准则,同时以限制 $P_{\max}$ 作为强度方面的准则,进行螺母优化设计,以期使 ρ 和 $P_{\max}$ 均得到降低。

1. 螺母牙数的优选

为提高中间部份螺牙的承担载荷比例,从23牙通过中间牙数(19)牙的计算降到15牙,结果为:

$$\rho_{19}=2.749$$

$$\rho_{15}=1.571$$

$$(P_{\max})_{15}=68794\text{Kg}$$

$$(P_{\min})_{15}=43795$$

结果表明过多的牙数使 ρ 增大, $P_{\max}$ 也较大;而当牙数减到一定时,虽然 ρ 值可降低,但 $P_{\max}$ 又会增加, $(P_{\max})_{15}=68794 > (P_{\max})_{23}=66284$

2. 螺母的形状优化

优选牙数后,虽 $\rho_{15} < \rho_{23}$,但 $(P_{\max})_{15} > (P_{\max})_{23}$,为使 ρ 、 $P_{\max}$ 同时降低,基于螺牙承载与自身刚性的关系,减小螺母上分担载荷最大部位的刚性,即减小螺母两端部的刚性,以降低 $P_{\max}$ 。为此,采用有限元形状优化中的变刚度法对螺母结构进行形状优化设计。

有限元单元刚度主要与单元的形状即单元结点相对位置和构成

元的材料性质，以及插值函数有关，因此可以通过下两种较为方便的方法来改变单元的刚度：一是改变单元上的结点的相对位置来改变单元形状，二是改变单元的弹性模量 E 。前一种方法多适用于具有自由边界的单元要改变单元局部坐标（如圆角，过渡曲线，阶梯截面过渡等），后一种方法多适用于内部单元（如某些部位需要削弱、挖尽等）。螺母形状优化中，我们在优选牙数为15牙螺母的基础上，不变内部参数，而只改变外形结构，故采用变动单元的结点坐标的方法来变刚度。有限元形状优化模型及结果如下：

牙号	O			C		
	P_i (kg)	$\frac{P_i}{P} \times 100\%$	$\frac{P_i}{P_m}$	P_i (kg)	$\frac{P_i}{P} \times 100\%$	$\frac{P_i}{P_m}$
1	56089	7.009	1.051	52714	6.589	0.988
2	678102	8.475	1.271	57915	7.489	1.123
3	63531	7.941	1.191	56348	7.043	1.056
4	55600	6.950	1.043	54688	6.836	1.035
5	49950	6.244	0.931	57455	6.432	0.955
6	46807	5.851	0.878	50677	6.335	0.950
7	43937	5.492	0.824	50791	6.349	0.952
8	43795	5.474	0.821	51932	6.492	0.974
9	44097	5.613	0.842	53943	6.743	1.011
10	45476	5.684	0.853	56331	7.041	1.056
11	43756	5.474	0.821	57890	7.236	1.085
12	50104	6.263	0.940	54518	6.815	1.022
13	54357	6.794	1.019	48976	6.122	0.918
14	59686	7.460	1.119	51417	6.427	0.964
15	68794	8.599	1.290	47982	5.998	0.900
	$P=1.571$			$P=1.248$		

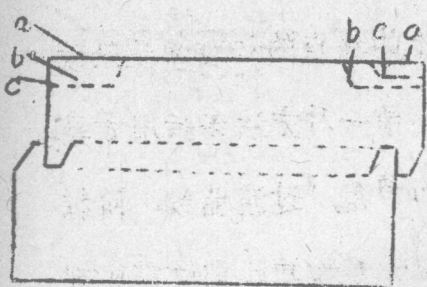


图7·螺母形状优化
示意图

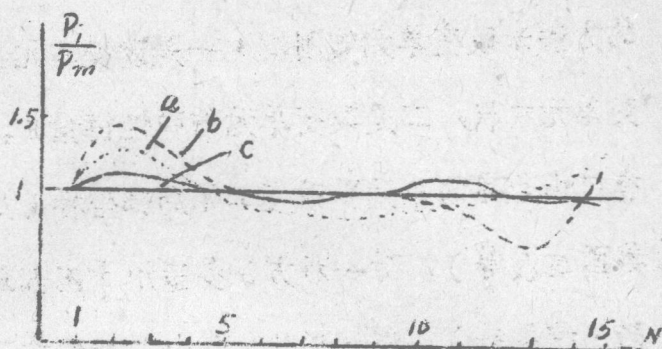


图8·形状优化前后载荷均匀性比较

原设计与牙数优选和形状优化的比较：

	23牙	15牙(a)	15牙(b)	15牙(c)
P_{max}	66284	68794	76319	69915
P_{min}	14710	43795	33315	47982
ρ	4.505	1.571	2.288	1.248

从结果分析：(1) 第一次修形(b)，前后端修形对称，且修形后前端的径向约束仍未取消，使前端的刚性并未降低，尾端减小的载荷虽然向中间部位转移，但同时也向前端有转移，故使 P_{max} ， P_{min} 相差增大， ρ 值增大， P_{max} 也增大 ($P_{max} b > P_{max} a$)；

(2) 第二次修形(c)时，减少尾端修形量，同时放松前端修形处的径向约束， ρ 和 P_{max} 均得到降低， P_{min} 提高。最大螺牙载荷比优化前的原设计相对降低为：

$$\frac{(P_{max})_{23} - (P_{max})_{15c}}{(P_{max})_{23}} \times$$

$$\times 100\% = 9.6\%$$

ρ 值由 23 牙的 4.505 降到形状优化后的 1.248。各牙分担的载荷 P_i 与平均螺牙载荷 P_m 的比值已趋于 1 ($|1 - \frac{P_i}{P_m}|_{\max} = 0.123$)，表明各牙的载荷分担已趋于均匀。

有限元形状优化的结果表明：不改变螺母内部参数（螺距 t 、内径 d 、牙形），通过改变外部形状使螺牙载荷分配不均匀性和最大螺牙载荷均得到降低。这对改善螺母局部磨损严重现象，延长螺纹付的使用寿命是极为有利的。

六、结 论

综上所述的弹性接触有限元分析计算以及有限元形状优化设计和螺牙磨损量测定表明：

- 1、受压螺纹付螺牙载荷分配一般是不均匀的，主要在两端承担载荷；
- 2、在一定条件下，增加螺牙数反而使载荷分配不均匀性增加，加剧局部磨损；
- 3、减小螺母两端刚性的螺母结构可提高螺牙强度和载荷分配均匀性。