

# 汽车轮毂轴承有限元仿真分析

洛阳轴研科技股份有限公司 孙立明

轮毂轴承是汽车的关键零部件之一，属于高精度、高技术含量、高附加值和高可靠性的轴承产品。汽车轮毂轴承的作用主要是承受汽车的重量，及为轮毂的转动提供精确导向。轮毂轴承受力状况复杂，直接关系整车安全。轮毂轴承单元分为两大类，一类是双列球轴承，现已发展到第四代产品，主要用于轿车、面包车等轻型汽车上；另一类是双列圆锥滚子轴承，现已发展到第三代产品，主要用于货车、重型汽车上。美国以圆锥滚子轴承为主，而日本和欧洲国家则以双列球轴承为主。

在汽车圆锥滚子轮毂轴承的设计中，滚子和滚道普遍采用“单凸”、“两凸”、“三凸”的凸度设计，甚至汽车圆锥滚子轴承内圈挡边与滚子球基面接触处也带有凸度。SKF、NSK、TIMKEN、FAG 等国外大公司都有成熟的圆锥滚子轴承的凸度设计分析方法和加工手段。国内对汽车圆锥滚子轴承的凸度理论分析、凸度设计技术、凸度加工技术等方面做了大量的工作，特别是在凸度仿真分析方面已经达到国际先进水平。

圆锥滚子轮毂轴承的凸度分析，属于弹性体接触，但是轴承的载荷分布、凸度滚子与凸度滚道接触区的大小、接触变形和应力等基本问题用 Hertz 理论无法直接求解<sup>[1]</sup>。要解决这些问题，一般要借助于数值计算或有限元分析的方法，比较现代的方法是通过建立轴承几何模型、有限元模型、对多种设计方案进行对比仿真分析，根据仿真分析结果，确定合理的或最佳的设计方案。

## 1. 汽车圆锥滚子轮毂轴承凸度分析方法

轮毂轴承凸度求解的问题属于接触问题，而赫兹（Hertz.H）接触理论是求解接触问题的基础；在赫兹（Hertz.H）接触理论的基础上，提出凸度求解的方法，主要有数值法和有限元法两种。

### 1.1 凸度数值求解方法

数值法主要有差分法、Harri s“切片法”。差分法的原理是离散凸度方程组，把滚子与滚道的接触区域划分为若干矩形单元，每个矩形单元上的接触应力视为常数。通过差分离散，凸度非线性方程组转化为以每个矩形单元接触压力为未知

量的线性方程组以接触状态不在改变为控制条件,通过数值迭代便可以得到接触应力分布。差分法概念直观而简单;但应用差分法时,为得到精确结果则必须使用很细小的矩形单元对接触区域进行离散,从而导致所得到的线性方程组规模偏大,使得通过迭代得到接触压力分布的计算时间偏长。

Harri s 首先采用“切片法”研究复杂受力情况下的圆柱滚子轴承。他将滚子分为许多条形切片,并忽略切片之间的剪应力,利用经验公式计算每个切片与滚道的接触应力。以此为基础,Harri s 结合滚动轴承滚子形状和总体平衡所需要满足的几何条件和力学条件,计算了轴承内部每个滚子的受力。

Harri s “切片法”忽略了各个切片之间的相互作用力,这是不符合滚子与滚道接触的实际情况的。因为在实际应用中,滚子相对于滚道有可能发生偏斜,同时由于滚子大端与挡边之间也存在作用力,滚子处于复杂的弯扭联合作用下。因而 Harri s 忽略切片之间相互作用力的做法虽然简化了问题,但导致计算结果偏离实际情况。

在 Harri s “切片法”的基础上,以无限长线接触理论为基础,仍采用切片法离散接触区,提出了一种半解析数值方法—“基于无限长接触理论的切片法”。并详细讨论使用该数值方法分析滚动轴承中接触问题的过程<sup>[2]</sup>。

## 1.2 凸度有限元求解方法

有限元分析有静态求解和动态求解方法,通常采用静态方法,在一些特殊情况,采用动态求解方法。按局部和整体划分,静态求解方法分为局部有限元法和整体有限元法。

### (1) 凸度局部有限元分析

局部有限元凸度求解方法的主导思想是求解单个滚子与内、外滚道、滚子大端面、内圈大挡边接触部位的凸度及匹配关系。具体方法在给定凸型的条件下,采用正交分析方法,预设多种凸度匹配关系,分析其在不同载荷作用下,最大主应力,接触长度的变化情况,综合总体分析结果,确定最佳凸度及匹配关系。通过理论计算,给出凸度控制方程。这种方法模型相对简化,凸型、凸度量及凸度匹配关系量化性强,计算量小,模型收敛性好,不足之处是整体适应性差,不能确定整体变形情况下的凸度量及匹配关系。

### (2) 凸度整体有限元分析

凸度整体有限元分析与凸度的局部有限元分析方法相同,即预先给定凸型,

预设多种凸度匹配关系，分析其在不同载荷作用下，最大主应力，接触长度的变化情况，综合总体分析结果，确定最佳凸度及匹配关系。通过理论计算，给出凸度控制方程。这种方法的优点是考虑整体应力、变形情况，确定的凸度更为合理；缺点是模型复杂，计算量大，收敛性差。

### **(3) 凸度混合有限元分析**

凸度混合有限元分析采用凸度局部有限元分析确定若干组凸度，用凸度整体有限元分析对所确定的凸度进行分析，综合优化分析结果，确定最终凸度方程。这种方法模型相对简化，减小了计算量、提高了收敛性，凸度计算结果更趋合理。

## **2. 第二代圆锥滚子轮毂轴承凸度局部有限元分析**

分析对象为轿车前轮毂双列圆锥滚子轴承，结构型式为：内圈分离，外圈整体结构，带法兰盘，属第二代产品。

### **2.1 滚子与滚道凸型和凸度量的确定**

根据国内外轴承样品的对比分析结果及在滚子与滚道多种设计方案进行分析的基础上，仅对滚子与内圈有凸度的情况进行仿真分析，并提出如下滚子与滚道凸度设计原则，在轻载时，滚子的有效接触长度为滚子长度的 60%-70%，重载时，不出现应力集中。在此选择的凸型为修正对数曲线，采用滚子、内圈滚道带凸度的“2凸”设计，并对四种情况的凸度匹配关系进行对比分析。

四种情况所给出的凸度量分别为：滚子和滚道无凸度；滚子凸度： $2.4\mu\text{m}$ ，内圈滚道凸度： $5\mu\text{m}$ ；滚子凸度： $8\mu\text{m}$ ，内圈滚道凸度： $10\mu\text{m}$ ；滚子凸度： $15\mu\text{m}$ ，内圈滚道凸度： $15\mu\text{m}$ 。

### **2.2 滚子和滚道凸度有限元模型及仿真分析**

在轴承中，由于滚子和滚道的接触特征完全一致，因此用一个滚子和滚道接触的局部模型就能够进行整体的凸度仿真分析。采用 ANSYS 有限元分析软件进行分析，图 2.1 给出了有限元分析网格划分模型。

### **2.3 分析结果**

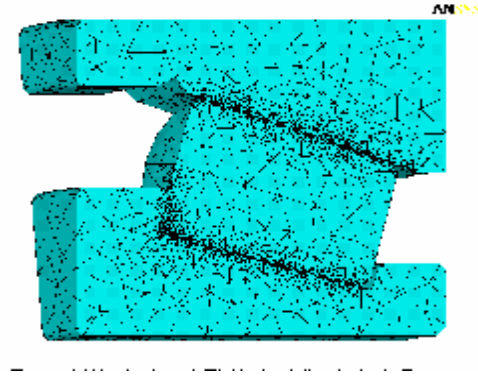


图 2.1 对数母线滚子和内、外圈滚道接触几何模型的网格划分图（节点数近 16000 个）

(1) 接触应力分布

图 2.2、图 2.3、图 2.4、图 2.5 分别为对应上述 4 种情况的受载最大的滚子与内、外圈滚道接触法向应力分布图。



图 2.2 直线滚子和滚道接触的接触应力分布图

(轴承承受的径向载荷为  $0.3C_r$ )



图 2.3 凸度滚子和滚道接触的法向应力分布图

(轴承承受的径向载荷为  $0.3C_r$ ，滚子凸度为  $2\text{ mm}$ ，内滚道凸度为  $5\text{ mm}$ )

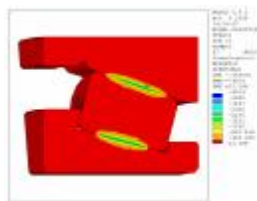


图 2.4 凸度滚子和滚道接触的接触应力分布图

(轴承承受的径向载荷为  $0.3C_r$ ，滚子凸度为  $8\text{ mm}$ ，内滚道凸度为  $10\text{ mm}$ )

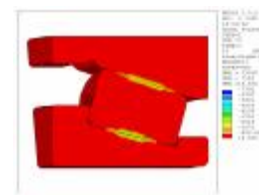


图 2.5 凸度滚子和滚道接触的接触应力分布图

(轴承承受的径向载荷为  $0.3C_r$ ，滚子凸度为  $15\text{ mm}$ ，内滚道凸度为  $15\text{ mm}$ )

从图 2.2 中可以看出，滚子和滚道不带凸度时，接触应力在接触的中部比较均匀，但在滚子的边缘出现应力集中，最大集中应力达  $2252.7\text{ Mpa}$ 。为正常应力



滚子和内圈的接触长度 $L_i$ (mm)	4.75	5.87	6.32	6.77	7.07	7.62	7.63	7.89	7.84	8.13
滚子和外圈的接触长度 $L_e$ (mm)	5.83	6.7	7.47	7.67	7.9	8.13	8.33	8.50	8.66	8.8
$L_i/L_{we}$ (%)	54.0	66.7	71.8	76.9	80.3	82.5	86.7	89.7	89.1	92.4
$L_e/L_{we}$ (%)	66.3	76	84.9	87.2	90	92.4	94.7	96.6	98.4	100

注：表中载荷一栏的数字代表和额定动负荷的比值。

在表 2.1 中，当径向载荷低于  $0.5C_r$  时，滚子和滚道的有效接触长度较大，当径向载荷超过  $0.5C_r$  时，滚子和滚道完全接触，且滚子边缘出现应力集中。

在表 2.2 中，当载荷在  $0.2C_r \sim 0.3C_r$  内、外滚道的接触长度分别为  $66.7\% \sim 84.9\%$ ，当载荷超过  $0.3C_r$  时，接触长度增加缓慢，当径向载荷超过  $0.9C_r$  时，滚子端部出现应力集中现象。

根据以上分析结果，滚子的凸度应在  $2.4 \mu\text{m} \sim 8 \mu\text{m}$  之间，内圈滚道的凸度应在  $5 \mu\text{m} \sim 10 \mu\text{m}$  之间。参考国外凸度的设计，在加工滚子和滚道凸度时应偏上限，因此，滚子的凸度实际控制在  $6 \mu\text{m} \sim 8 \mu\text{m}$ ，滚道的凸度实际控制在  $5 \mu\text{m} \sim 10 \mu\text{m}$ 。

通过数据拟合，滚子和滚道的凸度方程为：

### (1) 内圈滚道的凸度方程

$$\text{凸度为 } 8 \mu\text{m}: y=0.059 \cdot \ln(1/(1-0.00141 \cdot |x|^3)) \quad (2-1)$$

$$\text{凸度为 } 9 \mu\text{m}: y=0.066 \cdot \ln(1/(1-0.00141 \cdot |x|^3)) \quad (2-2)$$

$$\text{凸度为 } 10 \mu\text{m}: y=0.077 \cdot \ln(1/(1-0.00141 \cdot |x|^3)) \quad (2-3)$$

### (2) 滚子的凸度方程

$$\text{凸度为 } 6 \mu\text{m}: y=0.00328 \cdot \ln(1/(1-0.00986 \cdot |x|^3)) \quad (2-4)$$

$$\text{凸度为 } 7 \mu\text{m}: y=0.00382 \cdot \ln(1/(1-0.00986 \cdot |x|^3)) \quad (2-5)$$

$$\text{凸度为 } 8 \mu\text{m}: y=0.00437 \cdot \ln(1/(1-0.00986 \cdot |x|^3)) \quad (2-6)$$

方程中  $y$  为凸度值 (mm)， $x$  轴的方向与滚子母线凸度最大点的切线方向一致 (mm)。

### (3) 结论

1) 受载最大的滚子与内、外圈滚道接触的法向应力变化平缓, 滚子边缘没有出现应力集中现象; 在轻载荷和重载荷的情况下, 滚子都有足够的接触长度, 这说明滚子和内圈凸型和凸度选择正确、合理。

2) 轴承寿命计算和滚子与滚道接触区中的应力、应变分布状况表明, 轴承的主参数和结构参数选择合理, 轴承有足够的可靠性。

## 2. 4 轴承寿命的试验验证

在凸度、轴承材料、结构设计改进的基础上, 对轴承进行了小批量生产, 按照试验规范 P-VW2006 进行了试验。试验条件为轴向载荷 2183N, 转速 2000r/min, 计算疲劳寿命为 21.74 小时。试验结果如表 2.3 所示。

表 2.3 改进后的轮毂轴承的疲劳寿命试验数据

编号	疲劳寿命 (小时)	失效形式	试验寿命和疲劳寿命的比值
1	402	保持架损坏	18.5
2	280	内滚道疲劳剥落	12.9
3	351	内滚道疲劳剥落	16.1
4	251	滚子、内滚道疲劳剥落	11.5
5	854	内滚道疲劳剥落	39.3
6	446	内滚道疲劳剥落	20.5
7	741	内滚道疲劳剥落	34.1
8	221	保持架损坏	10.2
平均	443.3	-	20.4

改进前轴承的试验寿命为计算寿命的 1~3 倍, 改进后, 轴承的最低试验寿命为计算寿命的 10.1 倍, 最大为 58.5 倍, 平均试验寿命为计算寿命的 27.48 倍。完全满足桑塔纳轿车前轮毂轴承配套的验收试验规范。因此, 可以说, 有限元仿真分析是合理的、有效的。

## 3. 三代圆锥滚子轮毂轴承凸度有限元分析

### 3.1 产品基本结构、工况条件, 安装要求

(1) 分析对象: 为载重汽车用 2 代半双列圆锥滚子轮毂轴承, 其由一个外圈、两个内圈、滚子、发蓝盘和一些密封装置组成。滚子为两列, 每列包含 21

个滚子，母线为直线。该轮毂轴承工作时，轴承受偏心径向载荷和，径向力 8800 牛，该径向力中心距离两个内圈接触面 10 毫米；同时内圈 1 和法兰盘上有轴向预紧压力，预紧压力为 20 兆帕。该轮毂轴承的主视图和侧视图如图 3.1 所示。

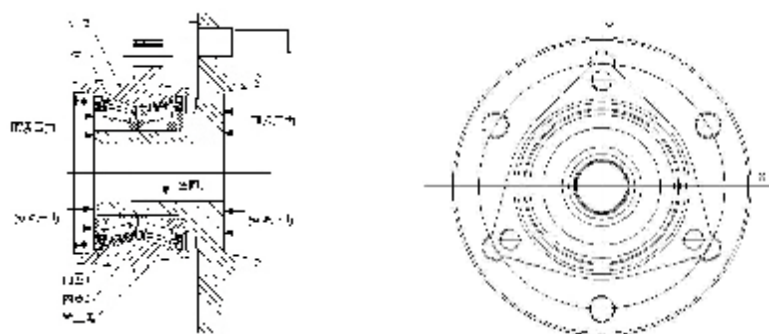


图 3.1 轮毂轴承结构示意图

(2) 工况条件：根据试验要求，通过计算，给出四种工况下，轴承最大受载滚子的当量径向载荷及轴承所受当量径向动载荷，如表 3.1 所示。

表 3.1 最大受载滚子所受当量载荷及轴承所受当量径向动载荷

工况	最大受载滚子的载荷 $Q_{max}$	轴承当量载荷 $P_r$	$P_r/C_r$
1	6312 N	30000 N	0.5
2	2562 N	12000 N	0.2
3	7556 N	35500 N	0.6
4	2562 N	12000 N	0.2

注：表中  $P_r$ 、 $C_r$  均对单列轴承而言

(3) 安装配合：在实际安装中，法兰盘与轴承内圈采用过盈配合，为保证轴承具有一定的工作游隙，需要对过盈量进行分析，确定合理的安装过盈量。

### 3.2 凸度有限元分析

#### (1) 凸度匹配方案

为了确定合理的滚子凸度和滚道凸度，需要进行滚子与滚道凸度值的多种匹配方案的分析比较。具体凸度值如下：

外圈滚道凸度： $0mm$ 、 $5mm$ 、 $10mm$ 、 $15mm$

滚子凸度： $5mm$ 、 $10mm$ 、 $15mm$ 、 $20mm$



内圈滚道凸度:  $0mm$ 、 $5mm$ 、 $10mm$ 、 $15mm$

使用 ANSYS 有限元分析软件, 采用局部三维有限元分析方法。对给定的 64 种凸度匹配方案进行有限元分析。轴承所受载荷的当量径向动载荷最小为  $0.05Cr$ , 最大为  $0.6Cr$  共 7 种载荷。图 3.2 为有限元网格模型。



图 3.2 有限元网格模型

### (2) 凸度分析结果

根据有限元应力、载荷分布情况, 得到载荷为  $0.1\sim 0.6Cr$  时最佳凸度匹配, 结果如表 3.2 所示。

表 3.2 各载荷对应最佳凸度值

载荷	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
$d_i$ ( $\mu m$ )	0	0	0	0	0	5	5
$d_r$ ( $\mu m$ )	5	5	10	10	10	10	10
$d_o$ ( $\mu m$ )	0	0	0	0	5	5	15

注:  $d_i$ ,  $d_r$ ,  $d_o$  分别为内滚道凸度、滚子凸度和外滚道凸度。

由表 3.2 可以看出, 随载荷增大,  $d_i$ ,  $d_r$ ,  $d_o$  均呈现出逐渐增大的趋势, 其中载荷较轻时改变  $d_r$  作用较大, 而重载时则需要增大  $d_i$ 、 $d_o$  值。

### (3) 凸度与载荷关系分析

由于在实际工作状态中不可能只存在一种载荷条件, 而是多种载荷交替作用的情况, 根据表 3.2 中的数据, 可以将整个载荷分为三段, 对应的凸度如表 3.3 所示。

表 3.3 载荷与凸度关系

载荷范围	内滚道凸度 $d_i$	滚子凸度 $d_r$	外滚道凸度 $d_o$
$<0.2Cr$	0	5	0
$<0.4Cr$	0	10	0
$\geq 0.4Cr$	5	10	15

根据实际工况取载荷范围为  $\geq 0.4Cr$  时的三凸值，即内滚道凸度、滚子凸度、外滚道凸度分别为 5、10、15  $\mu m$ 。

(4) 滚子与滚道应力分布

对内滚道、滚子、外滚道分别为 5、10、15  $\mu m$  的凸度，在不同载荷下，滚子与内、外滚道的接触应力如图 3.3 和图 3.4 所示。在这 2 个表中，横坐标为滚子长度；纵坐标为接触应力（MPa）。图的上部数据为不同额定动载荷倍数所对应的曲线。

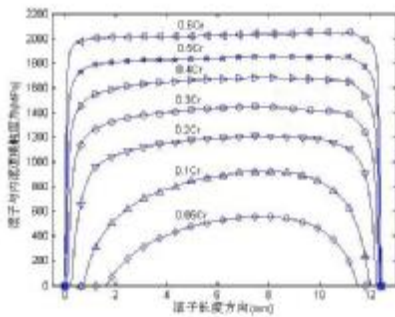


图 3.3 不同载荷下，滚子与内滚道的接触应力分布

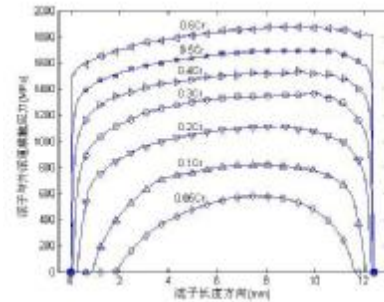


图 3.4 不同载荷下，滚子与外滚道的接触应力分布

3.3 凸度曲线方程的确定

(1) 根据有限元分析结果，确定的内滚道、滚子、外滚道的凸度分别为 5、10、15  $\mu m$ 。在实际应用中，凸度应为上限方程和下限方程所控制的范围。在确定凸度控制方程时，一是要考虑滚子凸度的加工精度，二是要考虑滚子、滚道在工作中的磨损。在此将凸度公差的大小确定为 2.5  $\mu m$ ，考虑到滚子、内滚道磨损快，其取值为加公差，外滚道磨损慢，其取值为减公差。最终确定的滚子与滚道的凸度分别为：内滚道凸度 5  $\mu m \sim 7.5 \mu m$ ，滚子凸度 10  $\mu m \sim 12.5 \mu m$ ，外滚道凸度 12.5  $\mu m \sim 15 \mu m$ 。

## (2) 凸度方程

为了清楚表达凸度方程，以接触中心点为原点建立坐标系，通过数据拟合给出了滚子、内圈、外圈的对数母线凸度控制方程如下：

$$\begin{cases} Y = -A_1 \times \ln(1 - BX^2) \\ Y = -A_2 \times \ln(1 - BX^2) \end{cases} \quad (3-1)$$

上述方程中：

参数  $A_1$ 、 $A_2$ ——与载荷相关的凸度方程系数， $A_1$  代表公差上限， $A_2$  代表公差下限；

参数  $B$ ——与接触长度相关的方程系数；

各类型号轴承有其对应的具体数值。

## (3) 凸度有限元验证

对确定的滚子、内滚道、外滚道的凸度匹配关系进行有限元分析，结果表明，凸度选择合理。

### 4. 三代圆锥滚子轮毂轴承整体有限元分析

#### 4.1 建模过程

分析对象为图 3.1 所示的 2 代半轮毂轴承单元。根据建模准则，以商用有限元软件 Ansys 为平台对该轮毂轴承进行了建模、计算和分析。该轮毂轴承的几何形状和载荷均关于图 3.1 中 Y 轴对称，根据建模准则，取该轴承的一半进行分析；略去不承载的保持架和密封结构和属于细节部位的倒角、圆角以及法兰盘上的螺钉孔；由于两个内圈和法兰盘在轴承工作时不相互分离，因而将两个内圈和法兰盘作为整体进行建模；对滚子与内圈、外圈的接触区域进行适当网格加密后，形成的外圈、滚子和内圈与法兰整体的网格模型如图 4.1 所示。

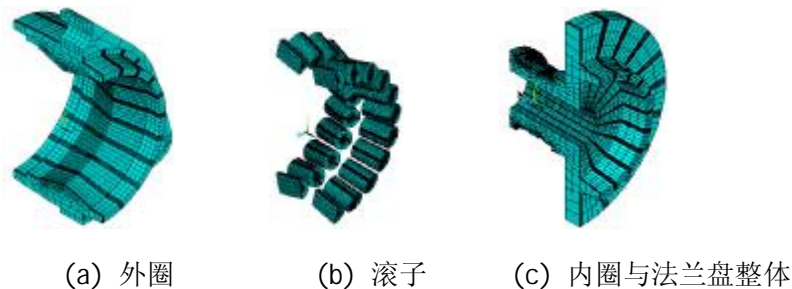


图 4.1 外圈、滚子和内圈与法兰盘整体的网格模型

在图 4.1 中，接触区的网格密度远大于非接触区的网格，这使得在节约计算

时间的同时，可以获得较精确的接触计算结果。同时在图 4.1(c)中，两个内圈和法兰已作为一个整体建立网格模型。

然后建立轴的网格模型并施加偏心径向力(假定该径向力沿轴向均匀分布)和预紧压力，并在轴承外圈与车身连接的支撑孔处施加固定约束，便得到用于计算该轮毂轴承在工作载荷下接触状况的有限元模型，如图 4.2 所示。

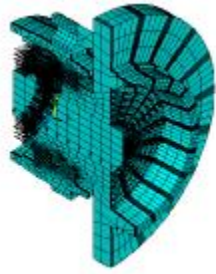


图 4.2 轮毂轴承的整体有限元模型

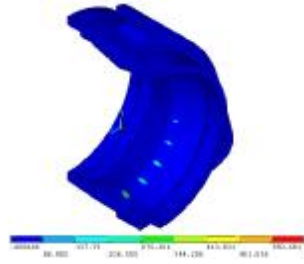


图 4.3 外圈 Mi ses 等效应力分布

在上述建模中，对滚子或滚道可给定相应的凸度，通过轮毂轴承单元的整体有限元分析，确定最佳凸度。在本分析中，给定滚子为圆弧修型凸度，其他类型的凸度，如对数、工程对数等均能够用这种方法求解。

## 4.2 计算结果分析

### (1) 外圈应力

有限元分析结果表明整个轮毂轴承的最大应力发生在外圈上。图 4.3 为外圈 Mi ses 等效应力分布。最大应力发生在外圈与靠近车轮一侧方位角为 0 度的滚子小端接触处，应力值为 619 兆帕。该值远低于与 GCr15 轴承钢调质后的屈服强度，因而在静力实验时，外圈不会破坏。但由于该处应力是整个轮毂轴承上最大应力所在，因而在进行疲劳实验时，理论上破坏将首先由该处产生。

### (2) 滚子位移

对于设计人员较为关心的径向位移分布如图 4.4 所示，径向最大位移为 0.0255 毫米。值得注意的是，此位移并非发生在分布角为 0 的滚子处，而是发生在靠近车轮一列、分布角为 36 度的滚子上。

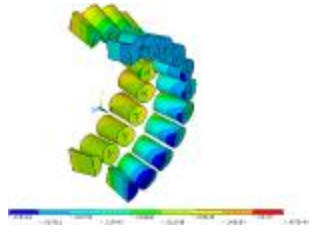


图 4.4 滚子 Y 向位移

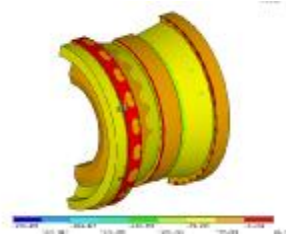


图 4.5 内圈与法兰盘整体的轴向应力

### (3) 内圈与法兰盘整体的轴向应力

根据建模准则，将两列内圈和法兰盘作为一个统一整体进行建模。因而在得到分析结果后，根据该整体上轴向应力是否一致来判断各个组件是否会分离，从而验证将内圈和法兰盘作为整体处理是否合适。该整体轴向应力分布如图 4.5。轴向应力除与滚子接触的挡边之外，原两列内圈小端之间、原内圈大端与法兰盘之间的轴向应力均为负，这说明沿总体坐标系方向，节点之间的力传递方向并未变化，因而，假设各个组件不分开、从而将两个内圈和法兰盘作为整体进行建模的处理方式是合理的。

### (4) 接触压力与接触区形状

1) 滚子与挡边：两列滚子与挡边的接触压力分布与接触区形状如图 4.6 与图 4.7 所示。由图 4.6 与图 4.7 可以看出，滚子与挡边接触时，真实的接触发生在滚子与挡边之间可能接触区的边缘位置。

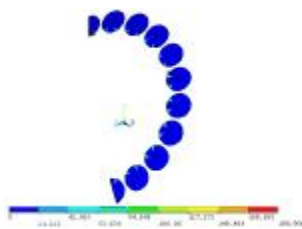


图 4.6 左列滚子与挡边接触压力

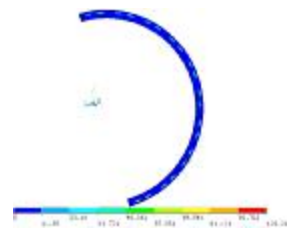


图 4.7 右列滚子与挡边接触压力

2) 滚子与外圈：滚子与外圈接触压力分布与接触区形状如图 4.8 与图 4.9 所示。右列滚子与外圈的接触压力远大于左列滚子与外圈的接触压力；在右列滚子中，只有滚子方位角在 0-72 度之间的 5 个滚子与外圈发生接触；没有一个滚子处于全母线接触状态，滚子有着严重歪斜。在左列滚子中，只有滚子方位角在 0-108 度之间的 7 个滚子与外圈发生接触；有些滚子是全母线接触状态；滚子有

歪斜，但不如右列严重。

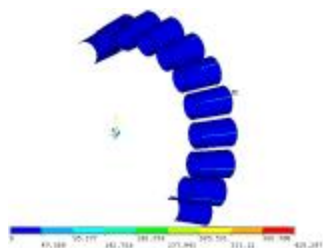


图 4.8 左列滚子与外圈接触压力

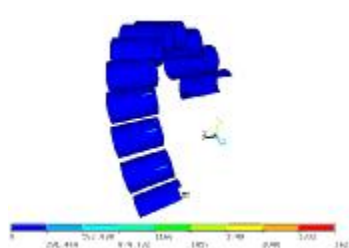


图 4.9 右列滚子与外圈接触压力

3) 滚子与内圈: 滚子与内圈接触压力分布与接触区形状如图 4.10 与图 4.11 所示。右列滚子与内圈的接触压力仍远大于左列滚子与内圈的接触压力。图 4.10 和图 4.11 中产生了负的压力, 这意味计算过程中接触区有拉力产生。该拉力的产生是由于滚子与内圈的自由度耦合造成的。但从图 4.10 与图 4.11 来看, 拉力数值比压力数值低一个数量级, 且产生拉力的区域面积远小于压力区域面积, 因而可以忽略拉力的影响, 认为接触计算结果是正确的。

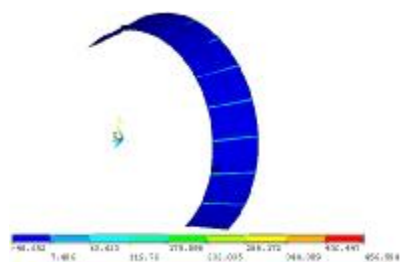


图 4.10 左列滚子与内圈接触压力

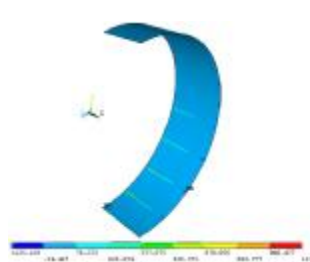


图 4.11 右列滚子与内圈接触压力

## 结束语

汽车圆锥滚子轮毂轴承凸度设计是一项重要的技术, 国内外采用经典方法、现代方法对凸度问题进行求解, 取得了明显的成效。有限元仿真分析是解决凸度设计分析的重要方法之一, 特别是在解决多凸度、组合凸度设计分析中, 效果显著, 这对提高汽车轮毂轴承设计分析水平, 满足长寿命和高可靠性要求的手段具有重要的实际意义。

(孙立明: 教授级高工, 洛阳轴研科技股份有限公司产品开发部部长, 中轴协技委会产品设计与应用专委会秘书长)

**BEARING • 2010**

**2010 上海国际轴承峰会演讲之十五 (2010/9)**