

双列圆锥滚子轴承接触力学特性分析

燕敬祥¹, 王志², 全震³, 温保岗^{2*}

¹山东凯美瑞轴承科技有限公司, 山东 聊城

²大连工业大学, 机械工程与自动化学院, 辽宁 大连

³辽宁科技大学创新创业与工程训练中心, 辽宁 鞍山

收稿日期: 2021年8月10日; 录用日期: 2021年10月21日; 发布日期: 2021年10月29日

摘要

本文针对双列圆锥滚子轴承的接触问题, 首先基于轴承载荷计算公式获得轴承载荷分布作为单列轴承分析的载荷边界, 其次, 基于ANSYS建立最大承载区域的双列圆锥滚子轴承接触分析模型, 并分析额定载荷作用下滚子与滚道、滚子与内圈、大挡边、内圈端面的接触力学特性, 并与Hertz接触理论验证模型的有效性, 在此基础上, 开展不同载荷工况下对轴承接触性能的影响。结果表明: 在额定载荷下的左侧滚动体与内、外滚道接触应力远远小于疲劳接触应力, 轴承不会发生疲劳破坏。此外, 径向力增加使轴承内部滚子与滚道、内圈挡边间的接触应力增加, 而内圈的端面之间的接触应力反而减小。

关键词

双列圆锥滚子轴承, Herz接触理论, 有限元, 接触性能

Analysis of Contact Mechanics Characteristics of Double Row Tapered Roller Bearing

Jingxiang Yan¹, Zhi Wang², Zhen Quan³, Baogang Wen^{2*}

¹Shandong KMR Science & Technology Company Limited, Liaocheng Shandong

²College of Mechanical Engineering and Automation, Dalian Polytechnic University, Dalian, Liaoning

³Training Center of Innovation and Engineering, University of Science and Technology, Anshan Liaoning

Received: Aug. 10th, 2021; accepted: Oct. 21st, 2021; published: Oct. 29th, 2021

Abstract

Contact mechanics characteristics is very important for double row tapered roller bearings. In this

*通讯作者。

文章引用: 燕敬祥, 王志, 全震, 温保岗. 双列圆锥滚子轴承接触力学特性分析[J]. 机械工程与技术, 2021, 10(5): 562-575. DOI: 10.12677/met.2021.105063

paper, the bearing load distribution is obtained based on the bearing load calculation formula as the load boundary for single row bearing analysis, and then, the contact analysis model of double row tapered roller bearing in the maximum bearing area is established based on ANSYS which was validated by Hertz contact theory. The contact mechanical properties of contact between roller and raceway, big end face of inner ring are analyzed. On this basis, the effects of different loads on the contact performance are analyzed. The results show that the contact stress between the left rolling element and the inner and outer raceway is less than fatigue contact stress which will not appear easily to fatigue damage. In addition, the contact stress between the inner roller and raceway and the inner ring rib increases with the increase of radial force, whereas the contact stress between the end faces of the inner ring decreases.

Keywords

Double Row Tapered Roller Bearing, HERZ Contact Theory, ANSYS, Contact Performance

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



1. 引言

双列圆锥滚子轴承外圈或内圈为一个整体,且内、外圈具有锥形滚道,具有承受径向载荷和双向载荷、大载荷的特点,广泛应用于驱动桥主减速、风电主轴、轨道车辆轴承等领域。由于工作环境的影响,双列圆锥滚子轴承受到外部载荷变化的影响,轴承内部接触发生变化,引起轴承内部力学特性的变化,而内部接触力学分析是轴承设计时基础,直接影响轴承的整体性能及服役寿命。因此,开展双列圆锥滚子轴承对其力学性能影响具有重要的研究意义和工程实用价值。

国内外学者对圆锥滚子轴承开展较为系统且大量的研究。国外, Hertz [1]研究了两个弹性体接触的局部应力和变形等问题,提出了经典解。Goodman [2]对轴承疲劳损坏研究,得到轴承的疲劳破坏与方向和剪应力之间的联系。Liu [3]给出了圆锥滚子轴承在轴向、径向及力矩载荷作用下滚动体所受负荷分布的计算方法。Cretu [4]等运用矢量计算方法,研究了圆锥滚子轴承在承受不同的轴向载荷和不同转速的工况下轴承内部载荷分布规律。Yamashita [5]等考虑润滑油的油膜厚度对圆锥滚子轴承的影响,给出了轴承接触载荷分布的变化规律。

目前国内,米俊、夏伯乾[6]类似于切片的研究方法,将内部接触应力与外载荷的关系进行迭代计算,得到圆锥滚子轴承滚动体与内、外圈滚道的接触应力。张磊[7]等人基于 Hertz 接触理论,分析了圆锥滚子轴承在承受重载下的工况,得到了滚动体与内、外滚道的接触应力分布状态。罗继伟、张俊杰[8]通过圆锥滚子轴承的载荷分布以及滚动体与滚道的接触变形,对接触应力的计算方法进行简化。张敬东、起雪梅[9]等人利用 Romax 软件分析了车辆变速器在不同档位状态下圆锥滚子轴承滚动体与内、外圈的接触应力值。王彦伟,罗继伟[10]等建立了圆锥滚子轴承整体接触力学模型,分析了滚动体与内、外圈滚道之间的接触应力及接触区域的形状。刘德昆[11]以高速列车轴承箱中的双列圆锥滚子轴承为研究对象,给出了不同载荷下双列圆锥滚子轴承内部接触载荷的分布规律。顾鑫鑫[12]应用“切片”法,建立了圆柱滚子轴承接触力学解析模型,分析了解析模型在偏载工况下的接触应力值,并通过 ANSYS 软件验证解析模型的准确性。

本文针对外部载荷变化引起双列圆锥滚子轴承引起的力学性能问题,以某型双列圆锥滚子轴为研究对象,基于轴承载荷计算公式获得轴承载荷分布作为单列轴承分析的载荷边界,建立最大承载区域的双列圆锥滚子轴承接触分析模型,在此基础上,分析不同载荷作用下的对其接触力学特性的影响。

2. 双列圆锥滚子轴承力学建模

2.1. 双列圆锥滚子轴承单体载荷计算

双列圆锥滚子轴承主要由外圈、分体式内圈、滚动体组成，且内、外圈均具有锥形滚道，轴承主结构见图 1。双列圆锥滚子轴承的整体主结构尺寸如表 1 所示。

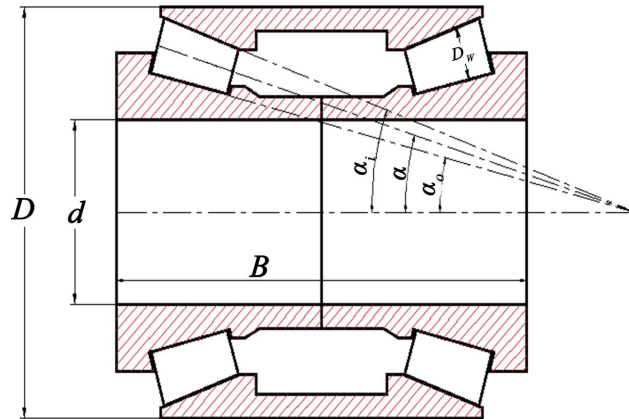


Figure 1. Structure drawing of double row tapered roller bearing
图 1. 双列圆锥滚子轴承结构示意图

Table 1. Double row tapered roller bearing construction dimensions
表 1. 双列圆锥滚子轴承结构尺寸

名称	数值
轴承内径 d/mm	35
轴承外径 D/mm	80
轴承宽度 B/mm	94
滚子大端直径 D_w/mm	10.2
滚子长度 l/mm	18
滚子与外滚道接触角 $\alpha_i/(\text{°})$	19.4
滚子与内滚道接触角 $\alpha_o/(\text{°})$	13
公称接触角 $\alpha/(\text{°})$	16.5
单列滚子的个数	18

圆锥滚子轴承载荷分布通常指的是外载荷作用于轴承上，轴承各滚动体上所承受的负荷。施加在轴承上的外载荷主要先作用在轴承的某个套圈上，然后通过滚动体传递到另一个套圈上，而滚动体所承受的载荷大小主要由轴承的尺寸结构参数和外载荷的类型决定。本节分析双列圆锥滚子轴承与轴承旋转轴线相垂直的载荷[13]。

当滚动体的径向载荷的作用线与其中心线重合时，在这一条重合线上只有下半圈的滚动体存在载荷作用现象，而上半圈的滚动体不承受载荷。在图 2 中，在径向载荷 F_r 的作用下，下方底部滚子受到最大载荷 $Q_{\max} = Q_0$ ， Φ_i ，沿着顺时针为负值，沿着逆时针方向为正值，在分析这种静不定问题时，在外载荷 F_r 和滚动体载荷 Q_i 作用下处于平衡状态，可以得到：

$$F_r = Q_0 + 2 \sum_{i=1}^k Q_{\Phi} \cos \Phi_i \quad (1)$$

式中, $\Phi \leq \frac{\pi}{2}$, Φ_i 表示标号为 i 的滚子中心线与径向载荷作用线方向的夹角。式中, Q_{Φ} 表示与载荷作用线夹角为 Φ 位置的滚动体所承受的接触载荷。

式中, l 为轨道不平顺波长, 单位 m; r 为车轮半径, 单位 m。

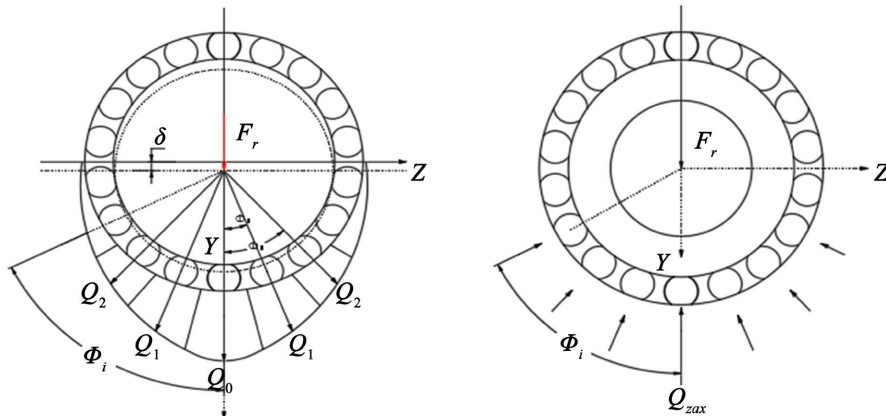


Figure 2. Load distribution of tapered roller bearing under radial load
图 2. 圆锥滚子轴承在径向载荷下的载荷分布

若不考虑套圈变形, 角度 Φ_i 处的变形协调条件是

$$\delta_{\Phi} = \delta_{\max} \cdot \cos \Phi \quad (2)$$

式中, δ_{Φ} 表示与径向载荷作用线方向夹角为 Φ 处的总弹性变形量; δ_{\max} 表示沿径向载荷作用线的滚子与内外滚道接触处的总弹性变形量。

由接触载荷与变形关系可得 $\delta_n = K_n Q'$ 可得

$$\frac{Q_{\Phi}}{Q_0} = \left[\frac{\delta_{\Phi}}{\delta_{\max}} \right]^{\frac{1}{t}} \quad (3)$$

$$Q_{\Phi} = Q_0 \cos^{1/t} \Phi \quad (4)$$

代入计算得

$$Q_0 = \frac{F_r}{z J_r} \quad (5)$$

式中, J_r 为负荷分布径向积分; z 表示滚子个数。

$$J_r = \frac{1}{z} \left(1 + \sum_1^K \cos^{1+1/t} \Phi_i \right) \quad (6)$$

要分析圆锥滚子轴承在游隙为零的情况下, 分析滚子在径向载荷作用下的应力分布, 将轴承结构参数代入式(5)中可得:

$$Q_{\max} = \frac{4.08 \times F_r}{z \cos \alpha} \quad (7)$$

对于有着正常径向游隙的向心滚子轴承, 近似公式如下:

$$Q_{\max} = \frac{5 \times F_r}{Z \cos \alpha} \quad (8)$$

轴承承受载荷时,其滚子的受力情况如图2所示,设滚动体与内、外滚道和挡边的接触载荷分别为 Q_i 、 Q_e 和 Q_f ,每个接触载荷可以分解为两个向量:轴向向量和径向分量,它们的接触角分别为 α_i 、 α_e 和 α_f 。

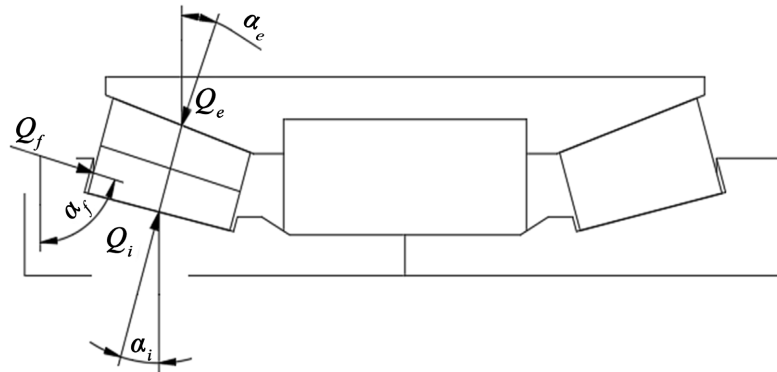


Figure 3. Stress diagram of double row tapered roller
图3. 双列圆锥滚子受力图

当滚子平衡时,它们的关系是

$$Q_j = \frac{Q_{jr}}{\cos \alpha_j} = \frac{Q_{ja}}{\sin \alpha_j} \quad (j = i, e, f) \quad (9)$$

根据图3所示列出圆锥滚子受力的平衡方程:

$$Q_e \sin \alpha_e - Q_i \sin \alpha_i - Q_f \sin \alpha_f = 0 \quad (10)$$

$$Q_e \cos \alpha_e - Q_i \cos \alpha_i + Q_f \cos \alpha_f = 0$$

解方程得:

$$Q_e = Q_i \frac{\sin(\alpha_i + \alpha_f)}{\sin(\alpha_e + \alpha_f)} = C_e Q_i \quad (11)$$

$$Q_f = Q_i \frac{\sin(\alpha_e - \alpha_f)}{\sin(\alpha_e + \alpha_f)} = C_f Q_i \quad (12)$$

式中, $C_e = \frac{\sin(\alpha_i + \alpha_f)}{\sin(\alpha_e + \alpha_f)}$, $C_f = \frac{\sin(\alpha_e - \alpha_f)}{\sin(\alpha_e + \alpha_f)}$ 。

由以上的推导公式可知,如果内滚道的接触应力计算出来,那么外滚道与滚动体和内滚道挡边与滚动体的接触应力也可以通过力学平衡方程得到。

2.2. 双列圆锥滚子轴承单体有限元模型

轴承材料为GCr15,根据表1中的双列圆锥滚子轴承整体结构尺寸建立三维模型,建模需对轴承进行部分简化。考虑到轴承为周期对称结构,并且双列圆锥滚子轴承的结构复杂、滚子数量较多的特点,将双列圆锥滚子轴承模型进行部分简化,建立的模型为双列圆锥滚子轴承的1/18,且忽略对计算结果影响较小的倒角、凹槽、保持架等。单体三维模型如图4。

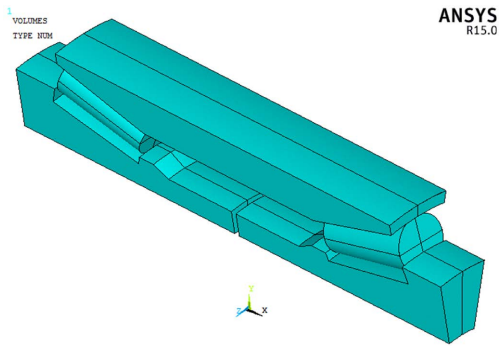
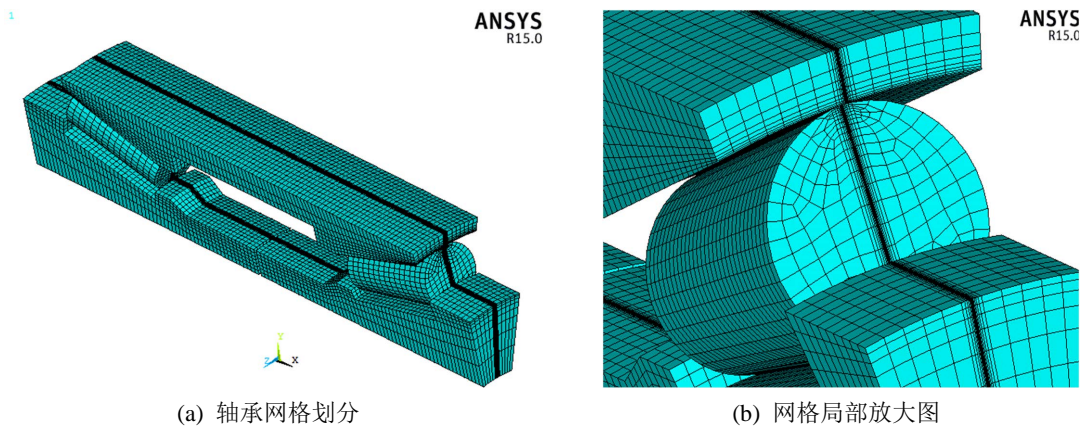


Figure 4. Single body ANSYS model of double row tapered roller bearing
图 4. 双列圆锥滚子轴承单体 Ansys 模型

双列圆锥滚子轴承单元中采用三维 Solid45 六面体单元, 采用扫略网格划分, 对滚动体与内、外套圈滚道接触区域进行切片处理, 最小网格尺寸为 0.5 mm。双列圆锥滚子轴承的有限元模型中共包含网格数 70,225, 节点数 82,782, 网格划分后的模型结果如图 5(a)所示。

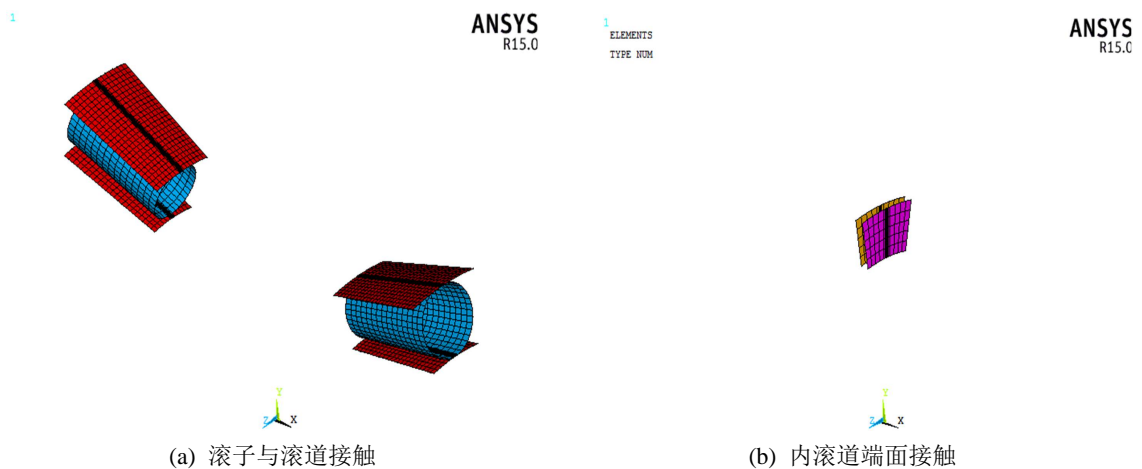


(a) 轴承网格划分

(b) 网格局部放大图

Figure 5. Single mesh model of double row tapered roller bearing
图 5. 双列圆锥滚子轴承单体网格划分模型

接触对设置单元选用接触单元 CONTA174 和目标单元 TARGE170 来定义滚动体与套圈滚道的接触, 具体如图 6 所示。



(a) 滚子与滚道接触

(b) 内滚道端面接触

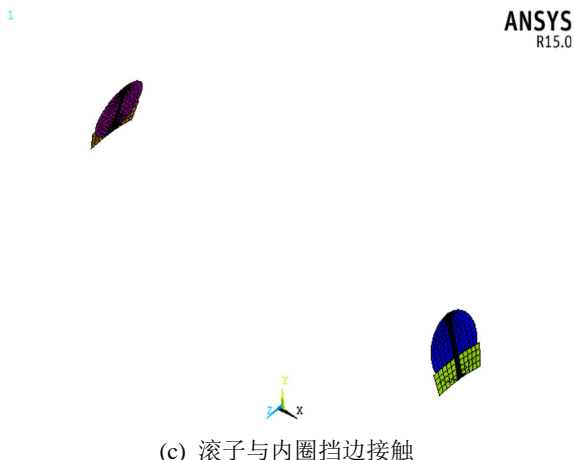


Figure 6. Single contact pair setting of double row tapered roller bearing
图 6. 双列圆锥滚子轴承单体接触对设置

考虑实际工作与装配，轴承外圈固定，为全约束，限制 6 个自由度；内圈旋转，约束内圈表面节点的 z 方向的平动自由度；对内圈施加载荷，将内圈底面的所有节点耦合 x、y 方向位移，并在相应的耦合节点上施加径向力和轴向力。如图 7。

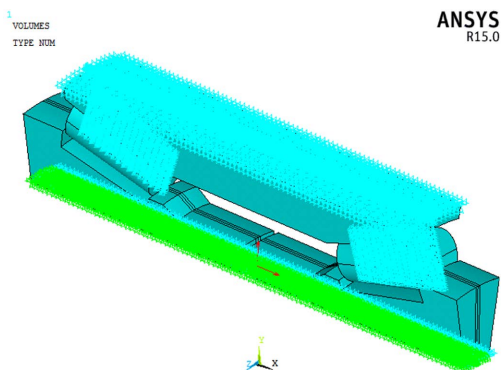


Figure 7. Finite element modeling of inner-loop coupling and outer-loop fully constrained
图 7. 内圈耦合、外圈全约束有限元建模

本文的研究主要思路如图 8 所示。

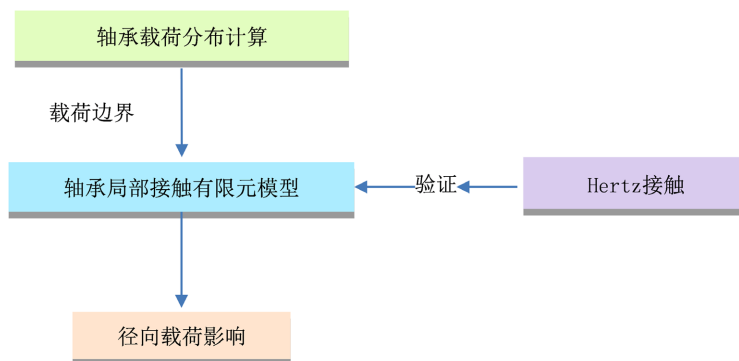


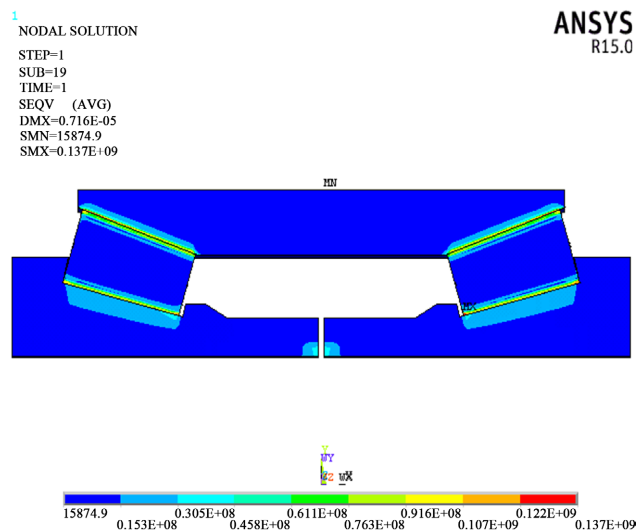
Figure 8. Calculation process
图 8. 计算流程

3. 双列圆锥滚子轴承接触力学特性的影响

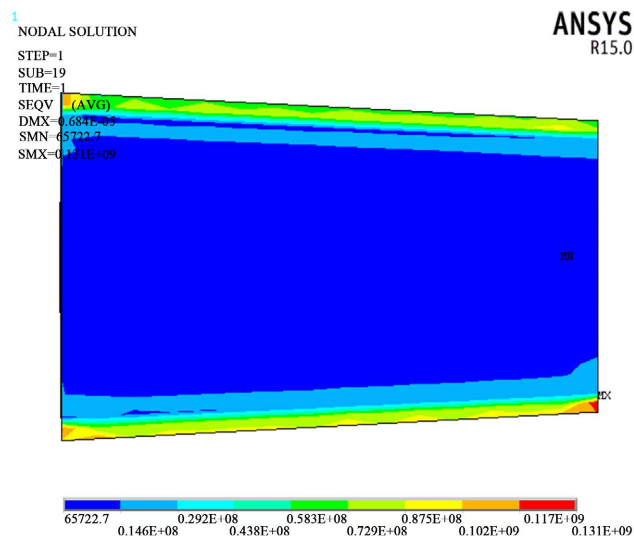
3.1. 额定载荷对轴承单体接触力学特性影响

通过正常工作条件下载荷进行计算,获取双列圆锥滚子轴承载荷边界[14]。为了研究圆锥滚子轴承单体在额定载荷下的力学性能变化,通过对静载荷作用条件下双列圆锥滚子轴承内部载荷分布的分析,得到在额定载荷以及双列圆锥滚子轴承游隙为零的状态下,此轴承单体有限元模型内圈承受径向载荷为1011 N,轴向载荷为455 N。

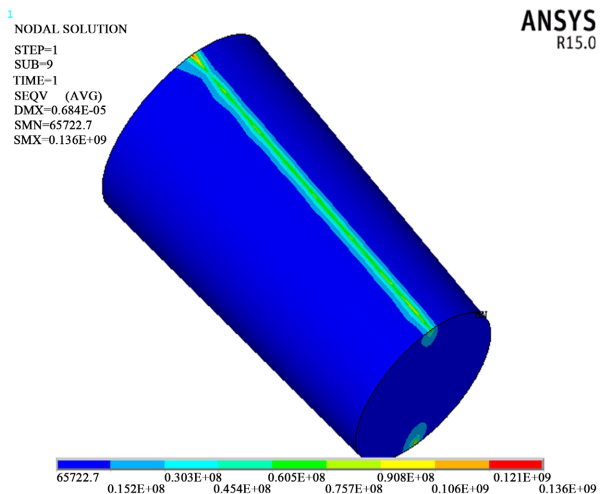
通过 ANSYS 仿真得出双列圆锥滚子轴承滚动体与内、外滚道之间、滚动体与内圈大挡边和内圈端面的等效应力和接触应力。等效应力云图,如图9所示。接触应力云图,如图10所示。仿真分析结果与 Hertz 理论值结果对比如表2所示,通过结果对比,Matlab 赫兹接触理论和 ANSYS 有限元模型计算出的滚动体与仿真分析内、外圈接触应力值结果基本一致,且数值上存在的最大差异未超过10%,并在合理的应力值范围内,验证有限元接触模型的准确性。



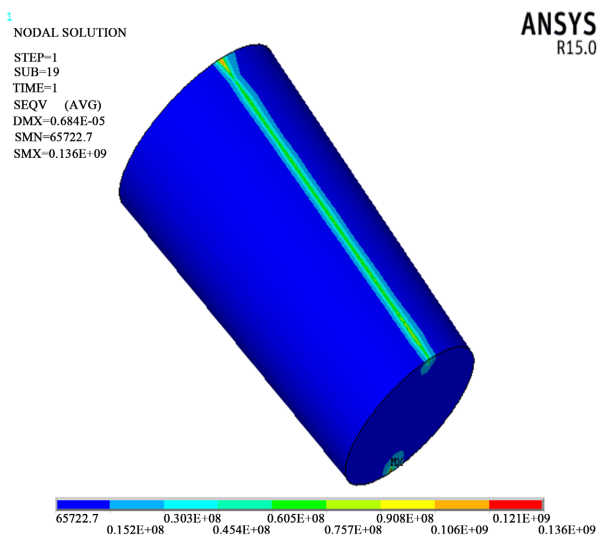
(a) 轴承等效应力云图



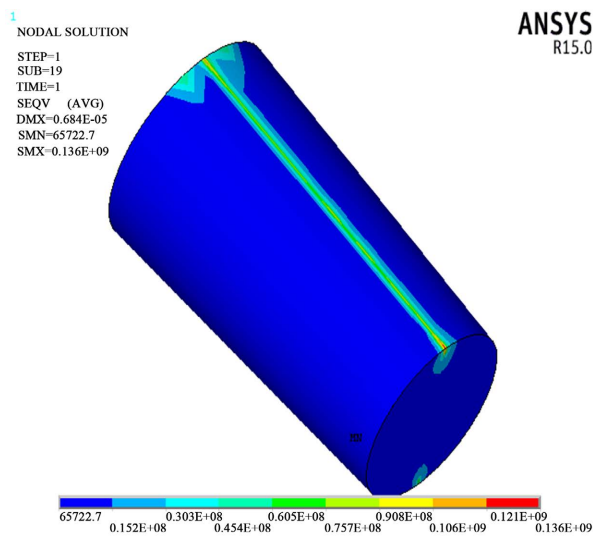
(b) 滚子等效应力云图



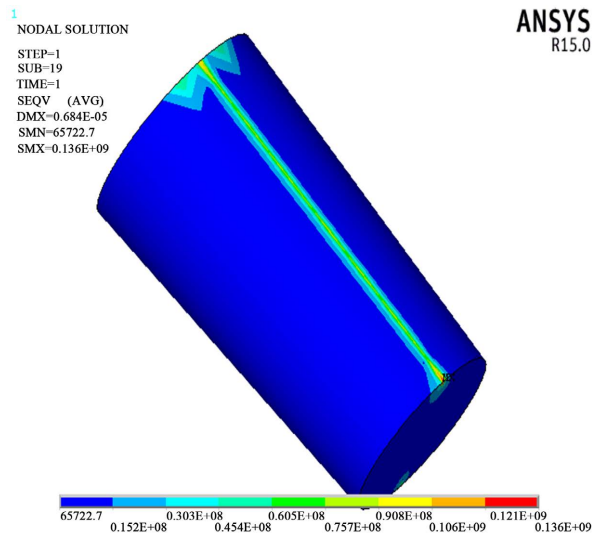
(c) 左侧滚子与外圈



(d) 右侧滚子与外圈

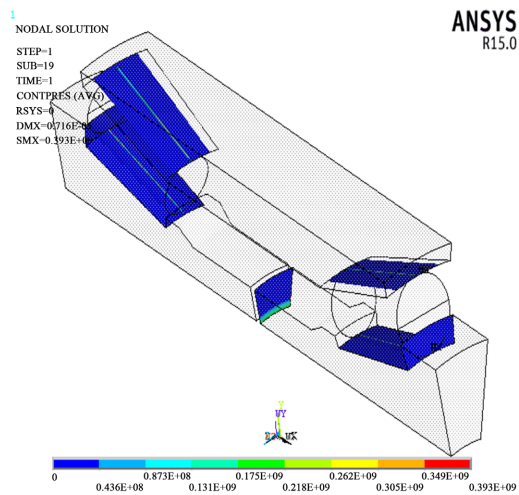


(e) 左侧滚子与内圈

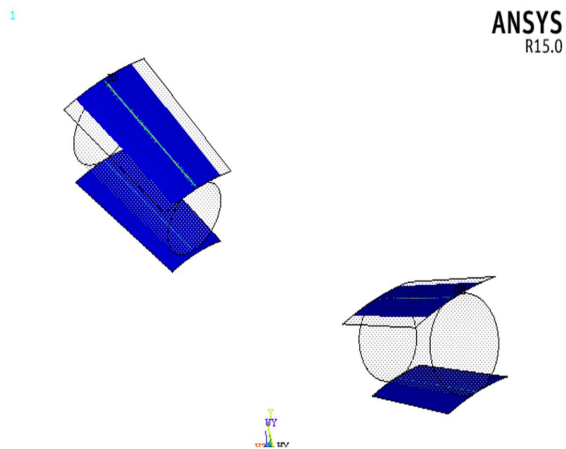


(f) 右侧滚子与内圈

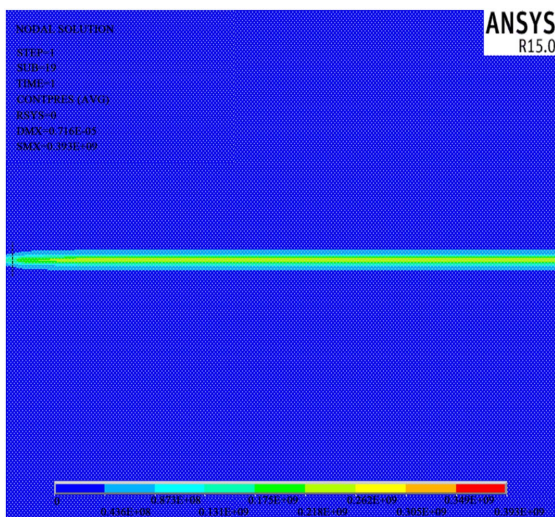
Figure 9. Equivalent stress nephogram of rolling body and inner and outer rings
图9. 滚动体与内外圈的等效应力云图



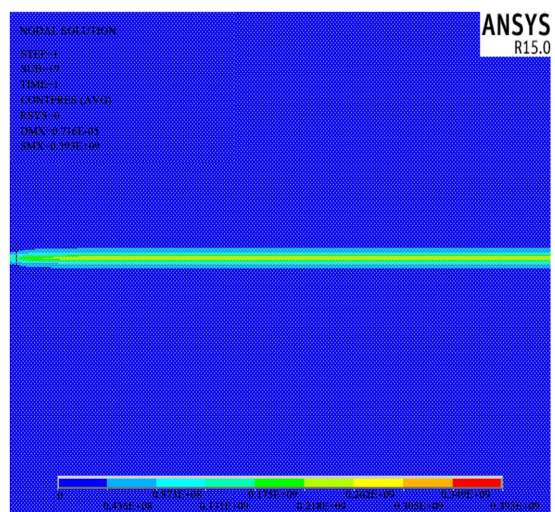
(a) 轴承接触应力云图



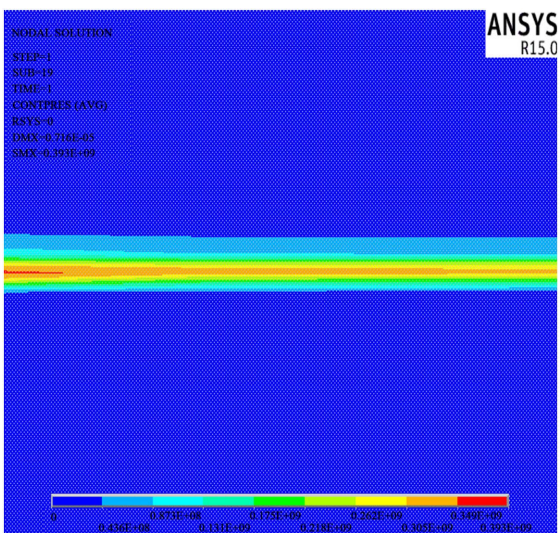
(b) 接触应力云图



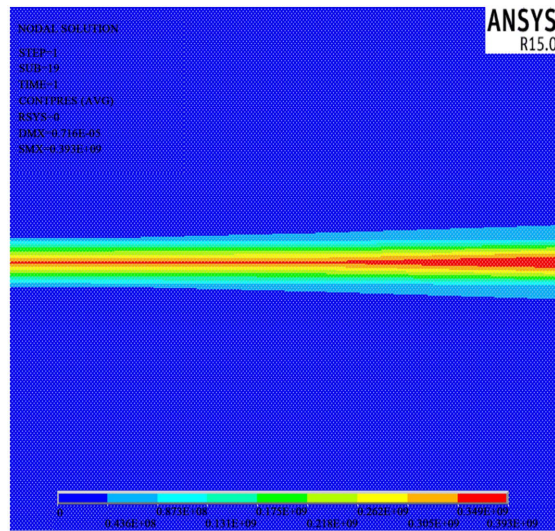
(c) 左侧滚子与外圈



(d) 右侧滚子与外圈



(e) 左侧滚子与内圈



(f) 右侧滚子与内圈

Figure 10. Contact stress nebula of roller and inner and outer rings
图 10. 滚动体与内外圈的接触应力云图

Table 2. The contact stress value of ANSYS is compared with the numerical calculation result
表 2. ANSYS 的接触应力值与数值求解计算结果对比

	ANSYS 的接触应力值(MPa)	数值求解接触应力值(MPa)
左侧滚动体与外滚道接触应力	262	279
左侧滚动体与内滚道接触应力	349	367
右侧滚动体与外滚道接触应力	305	322
右侧滚子与内滚道等效应力	393	415

3.2. 径向载荷对轴承接触性能的影响分析

开展不同径向载荷对双列圆锥滚子轴承接触应力分析。如表 3 所示。设定固定轴向载荷为 500 N，径向载荷的变化范围为 1000~4500 N。计算结果如图 11 所示，从图中可以看出：轴向力不变，随着径向载荷的增加，轴承左、右两侧滚动体与内、外圈滚道之间的最大接触应力增大；接触应力基本呈线性增加；轴承左、右两侧滚动体与内圈的接触应力值均大于左、右两侧滚动体与外圈的接触应力值。轴承右侧滚动体与滚道接触应力值均大于左侧滚动体与滚道接触应力值。基本一致，均无较大差别，数值差异未超过 16%。说明双列圆锥滚子轴承在承受外载荷时内圈存在一定的倾斜；双列圆锥滚子轴承内圈两侧端面之间的接触应力值较小，且随径向载荷的增加而减小；轴承左、右两侧滚动体与内圈滚道挡边之间的最大接触应力随着径向载荷的增加而增大。

Table 3. Working condition parameter
表 3. 工况参数

名称	大小							
径向(N)	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
轴向(N)	500	500	500	500	500	500	500	500
内圈尺寸(mm)	47 ⁰ _{-0.25}	47 ⁰ _{-0.25}	47 ⁰ _{-0.25}	47 ⁰ _{-0.25}	47 ⁰ _{-0.25}	47 ⁰ _{-0.25}	47 ⁰ _{-0.25}	47 ⁰ _{-0.25}

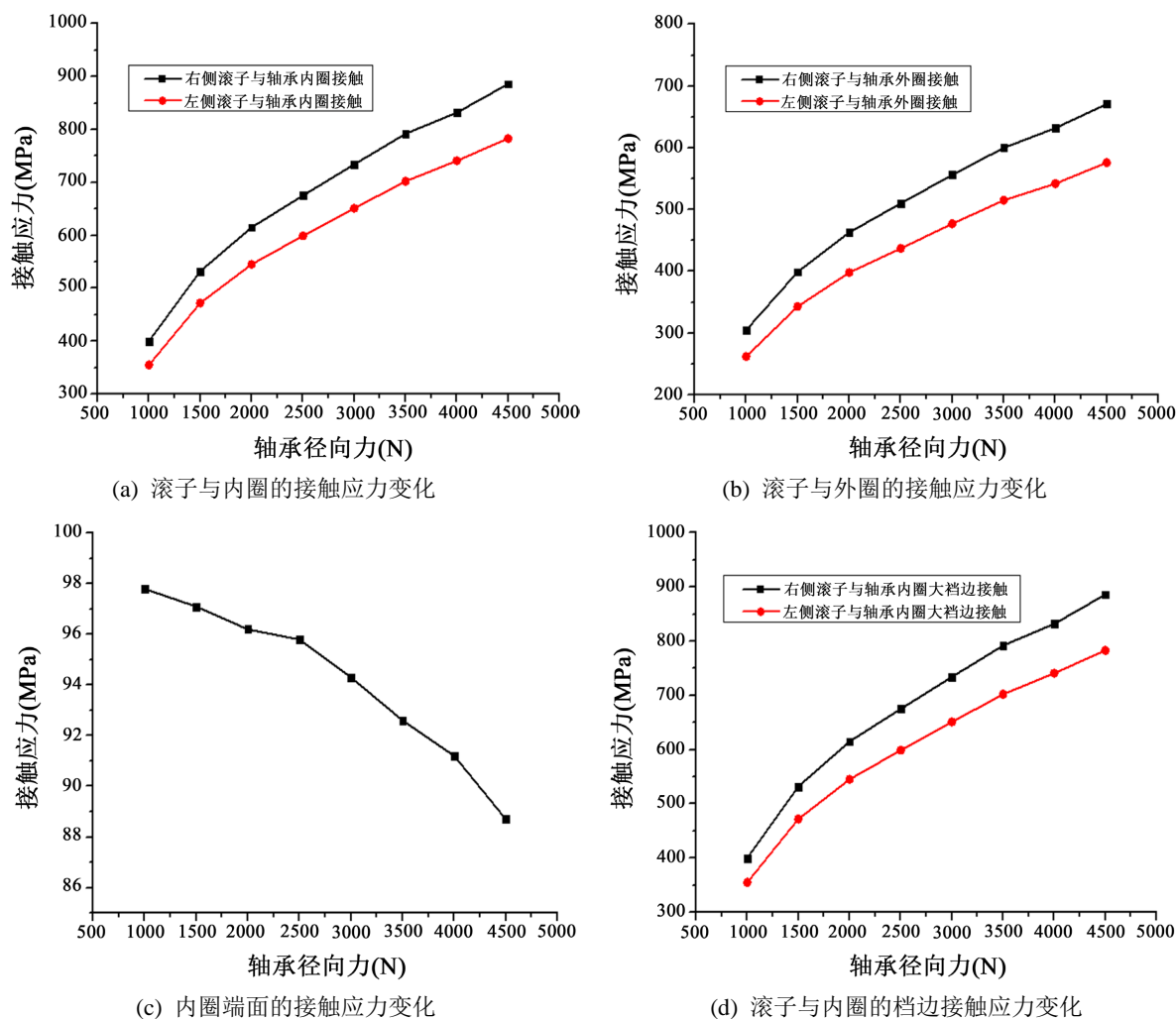


Figure 11. Variation curve of internal contact stress of bearing singles with radial load

图 11. 轴承单体内部接触应力随径向载荷的变化曲线

4. 结论

本文基于有限元理论建立并建立双列圆锥滚子轴承单体有限元模型, 分析额定载荷下滚动体与内、外圈滚道的接触应力以及径向载荷的影响规律, 可得如下结论:

1) 双列圆锥滚子轴承单体有限元模型计算出在一定外载荷条件下, 滚动体与内、外圈滚道的接触应力值, 并与 Hertz 接触理论对比验证, 接触应力值基本一致, 且数值上最大差异均未超过 10%, 并在合理的区间范围内, 验证有限元模型的准确性。

2) 径向力增大时, 轴承内部滚子与滚道, 滚子与内圈挡边之间的接触应力呈线性增加, 两个内圈的端面之间的接触应力减小, 这是由于过大的径向力会使的轴承两个内圈向相反的方向移动, 从而减小内圈端面的接触应力。

参考文献

- [1] Hertz, H. (1886) On the contact of elastic solids and on hardness. *Miscellaneous Papers*, MacMillan, London.
- [2] Goodman, J. (1912) Roller and Ball Bearing. *Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, **189**,

- 82-166. <https://doi.org/10.1680/imotp.1912.16554>
- [3] Liu, J.Y. (1976) Analysis of Tapered Roller Bearings Considering High Speed and Combined Loading. *Journal of Lubrication Technology*, **98**, 564-572. <https://doi.org/10.1115/1.3452933>
- [4] Crețu, S., Bercea, I. and Mitu, N. (1995) A Dynamic Analysis of Tapered Roller Bearing Under Fully Flooded Conditions. *Wear*, **188**, 1-10. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(94\)06552-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(94)06552-7)
- [5] Yamashita, R., Dowson, D. and Taylor, C.M. (1997) An Analysis of Elastohydrodynamic Film Thickness in Tapered Roller Bearings. *Tribology Series*, **32**, 617-637. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(08\)70488-7](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70488-7)
- [6] 米俊, 夏伯乾. 弹性接触问题的快速算法及其在圆锥滚子在接触应力分析中应用[J]. 轴承, 2011, 53(10), 5-8.
- [7] 张磊. 重型卡车轮毂轴承有限元仿真分析[D]: [硕士学位论文]. 洛阳: 河南科技大学, 2016.
- [8] 罗继伟, 张俊杰. 圆锥滚子接触应力数值求解[J]. 轴承, 2004, 53(9), 1-3.
- [9] 张敬东, 起雪梅. 不同载荷工况下轴承的接触特性分析[J]. 轴承, 2015, 42(6), 4-6.
- [10] 王彦伟, 罗继伟, 李尚勇, 等. 轮毂轴承接触受力的整体三维有限元分析[J]. 机械设计与制造, 2008, 45(5), 1-8.
- [11] 刘德昆. 高速列车轴箱轴承疲劳寿命及可靠性研究[D]: [博士学位论文]. 北京: 北京交通大学, 2017.
- [12] 顾鑫鑫. 偏载工况下圆柱滚子轴承力学性能及修形优化研究[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连理工大学, 2019.
- [13] 张驰. 圆锥滚子轴承力学性能分析及试验研究[D]: [硕士学位论文]. 西安: 西安理工大学, 2016.
- [14] 廖鑫, 周献文, 高俊聪, 等. 汽车主减速器圆锥滚子轴承的最佳轴向预紧量[J]. 轴承, 2019(4), 5.