

## 履带车辆干片式制动器圆锥滚子加压机构研究

任毅如<sup>1</sup>, 刘守河<sup>1</sup>, 杨玲玲<sup>2</sup>, 宁克焱<sup>2</sup>, 杨士磊<sup>1</sup>, 马新星<sup>1</sup>

(1. 湖南大学 机械与运载工程学院, 湖南 长沙 410082; 2. 中国北方车辆研究所, 北京 100019)

**摘要:**为了提高履带车辆干片式制动器服役性能,提出了一种新型圆锥滚子加压机构,并对其结构性能进行研究.将滚子母线延长线与加压机构轴线相交保证圆锥滚子与制动器的纯滚动条件.提出圆弧全凸型和圆弧修正型等结构改善圆锥滚子力学特性.采用显式有限元方法建立圆锥滚子的数值仿真模型,基于罚函数接触算法对典型制动条件下的球形弹子、圆锥滚子及其改进型进行了结构分析.结果表明新型圆锥滚子将球形弹子的点接触转换为线接触,圆弧全凸型和圆弧修正型能够消除直线型圆锥滚子的边缘效应问题,圆弧全凸型圆锥滚子不仅能显著降低最大有效应力,并且应力沿着轴线方向分布非常均匀,显著改善了转动盘和弹子的受力状态.

**关键词:**车辆工程;制动器;加压机构;显式有限元;圆锥滚子

**中图分类号:**TJ81

**文献标志码:**A

## Research on Tapered Roller Pressurized Structure of Dry Disk Brake for Tracked Vehicle

REN Yiru<sup>1</sup>, LIU Shouhe<sup>1</sup>, YANG Lingling<sup>2</sup>, NING Keyan<sup>2</sup>, YANG Shilei<sup>1</sup>, MA Xinxing<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China;

2. China North Vehicle Institute, Beijing 100019, China)

**Abstract:**To improve the service performance of the dry disc brakes for tracked vehicles, a novel pressurized structure based on the taper roller is proposed and studied. The extension of generatrix is intersected with the axis of pressurized structure to guarantee the pure rolling condition for the taper roller and brake. The full arc convex and arc modified form are given to improve the mechanical performance of tapered roller. Based on penalty contact algorithm, the circular arc, tapered roller and improved types are analyzed and compared using explicit finite element method under typical brake condition. Numerical simulation results show that the stress state is great improved because the proposed roller is line contact instead of point contact of spherical billiard. The full arc convex and arc modified form can eliminate the boundary effect of roller. Not only the maximum effective stress is reduced, but also the uniform stress along axis is guaranteed for the full arc convex roller.

**Key words:** vehicle engineering; brake; pressurized structure; explicit finite element; tapered roller

\* 收稿日期:2020-05-10

基金项目: 工信部基础产品创新科研项目(237099000000170008), Innovation Research Project of Basic Product of Ministry of Industry and Information Technology of China(237099000000170008)

作者简介:任毅如(1983—),男,湖南湘阴人,湖南大学副教授,博士

† 通讯联系人, E-mail: renyiru@hnu.edu.cn

随着车辆性能的提高,制动器已经成为保证履带车辆具有优良机动性和较高车速的关键核心部<sup>[1-3]</sup>.制动能量是制动器结构设计的前提,为了预测制动器的制动系统能量和受力分布规律,梁梓等人基于 Recurdyn 软件建立了轻型履带车辆仿真模型,然后采用雨流计数和外推方法,得到了载荷谱,为制动器设计提供依据<sup>[4]</sup>.

由于车辆服役工况的日趋复杂,高机动、高速度等性能要求越来越高,对制动器性能的要求也越来越高.制动过程中,由于非对称或者多次循环制动,制动器摩擦会产生较高温度,影响力学和机械性能,进而导致性能的降低,高性能制动器结构设计变得越来越重要<sup>[5-9]</sup>.加压机构是干片式制动器中的重要装置,由于制动引起的高温以及密封和润滑等要求,加压装置承受了较严重的变形和损伤破坏,使得结构和传递效率设计面临严峻的挑战.为了获得加压机构的变形特性和力传递规律,国内外学者对干片式制动器的压紧力、传递效率和接触状态等开展了广泛的研究<sup>[10-12]</sup>.

弹子和弹子槽结构是加压机构中传递载荷的关键零部件,对弹子加压机构的载荷和寿命起到了决定性作用.制动器在服役过程中,由于存在磨料磨损、黏着磨损、接触疲劳磨损和腐蚀磨损等,弹子槽存在明显的犁沟痕迹和点蚀坑等,高接触应力的存在使得弹子盘磨损非常严重.随着重型车辆车速和机动性的进一步提升,在长坡连续制动等极端工况条件下,制动器摩擦温升进一步增加,制动效能降低,使得弹子承受了更为严酷的载荷环境.传统的制动器加压机构均为圆形弹子结构,由于弹子结构与弹子盘属于点接触,导致出现接触应力大、结构变形大和易于损坏等缺点.为了减小加压机构的接触应力,提高加压机构的使用寿命,开展新型承载结构的研究对加压机构性能提升起到至关重要的作用<sup>[13-16]</sup>.

为了提升加压机构的性能,在传统的球形弹子加压机构的基础上提出了一种新型圆锥滚子加压机构,并对其进行了结构分析.在此基础上提出了改进型圆锥滚子结构,大幅度提升了加压机构的结构性能.

## 1 传统加压机构

干片式制动器结构如图 1 所示,该装置由支撑体、静摩擦片、动摩擦片、转动盘、移动盘和弹子等结

构组成.弹子盘结构如图 2 所示,该结构由转动盘、移动盘和弹子三部分组成,转动盘和移动盘上有弹子槽结构.初始状态,弹子置于弹子槽底部,转动盘转动后,弹子从弹子槽底部开始向上运动,迫使转动盘和移动盘分离.制动开始时,转动盘首先产生转动,由于弹子的运动迫使移动盘产生轴向运动,最终推动摩擦片之间产生摩擦.由此可见,加压机构将周向力转换为轴向力,而弹子则是关键核心部件之一.传统的弹子为球形结构,弹子与转动盘和移动盘的滚道之间为点接触,从而造成接触面积小,最终导致接触应力高和磨损严重等问题.

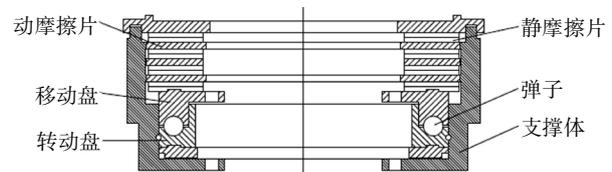


图 1 制动器结构图

Fig.1 Structure of brake system

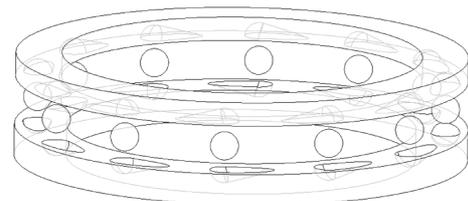


图 2 弹子盘结构图

Fig.2 Structure of marble disk

## 2 圆锥滚子加压机构

### 2.1 圆锥滚子加压机构

为了改善加压机构的力学性能,降低弹子盘结构载荷和变形,提出了一种圆锥滚子加压机构,并提出了修正型和全凸型等结构.具有圆锥滚子的加压机构如图 3 所示,圆锥滚子如图 3(b)所示,该滚子为一个圆台结构.转动盘和移动盘的俯视图如图 3(a)所示,在各自盘上切出对应的梯形滚道,该滚道沿螺旋形方向切出,滚道中心螺旋线方向为图示虚线,同时螺旋滚道与圆锥滚子相切.如图 3(c)所示,圆锥滚子的上下边线与梯形滚道截线重合.圆锥滚子的素线延长线通过加压机构转动(如图 4 所示)盘轴线上,以此确保圆锥滚子的滚动条件.

圆锥滚子的尺寸变量如图 5 所示,圆锥滚子平均直径为  $R_y$ ,滚子小端半径为  $R_1$ ,大端半径为  $R_2$ ,滚子大端和小端之间的距离为  $h$ ,球形弹子的半径为  $R_0$ .圆锥滚子几何中点为中心  $O_y$  且点  $O_y$  位于螺旋

滚道的螺旋线圆柱面上,这时点  $O_y$  到转动盘轴线距离为  $R$ . 取圆锥滚子素线和滚子轴线之间的夹角为  $\tau$ . 由此可推导出圆锥滚子各个尺寸变量之间的关系如式(1)所示,保持球形弹子和圆锥滚子体积一致,则有

$$R_y = R \tan \tau = R_1 + \frac{h}{2} \tan \tau = R_2 - \frac{h}{2} \tan \tau \quad (1)$$

$$\tau = \arctan \sqrt{\frac{16R_0^3}{12hR^2 + h^3}} \quad (2)$$

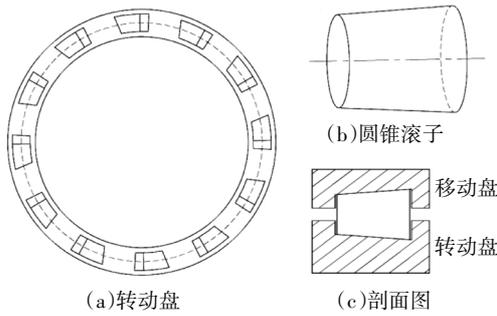


图3 圆锥滚子结构  
Fig.3 Tapered roller structure

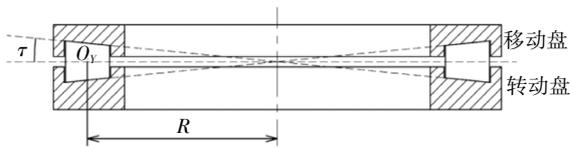


图4 圆锥滚子加压机构剖面图  
Fig.4 Profile map of tapered roller pressurized structure

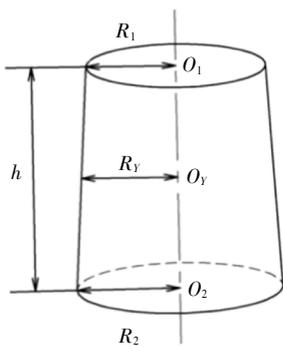


图5 圆锥滚子尺寸变量  
Fig.5 Dimension of tapered roller

### 2.2 改进型圆锥滚子

为了提升圆锥滚子的力学性能,在原有圆锥滚子基础上,提出几种新型圆锥滚子结构.为了降低边缘效应,设计了圆弧全凸型和圆弧修正型<sup>[15-17]</sup>等新型圆锥滚子.圆弧修正型如图6所示,该圆锥滚子将边缘设计成圆弧过渡,滚子母线由中间的直线和两端的圆弧组成.以素线中点为原点,原点到素线一侧方

向为  $x$  轴正向.过原点且和滚子轴线相交的直线为  $y$  轴,取凸度量度为  $\delta$ ,中间直线长度为  $L_c$ ,直母线长度为  $L$ ,圆弧半径为  $R$ .取中间直线的长度为直母线长度的0.7倍,即  $L_c = 0.7L$ .圆弧修正型滚子素线中直线和圆弧为几何相交,圆弧修正型滚子的素线方程如式(3)所示.

$$y = \begin{cases} \sqrt{R^2 - \frac{L_c^2}{4}} - \sqrt{R^2 - x^2} & |x| \geq \frac{L_c}{2} \\ 0 & |x| < \frac{L_c}{2} \end{cases} \quad (3)$$

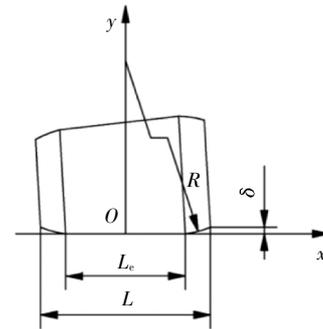


图6 改进的圆锥滚子  
Fig.6 The improved tapered roller

如图7所示,圆弧全凸型滚子母线是一条圆弧,素线两端不设倒角.圆弧全凸型滚子的接触长度随载荷的变化而改变.圆弧全凸型滚子素线凸度量  $\delta$  与圆弧素线半径  $R$  的关系如式(4)所示

$$\delta = R - \sqrt{R^2 - \frac{L^2}{4}} \quad (4)$$

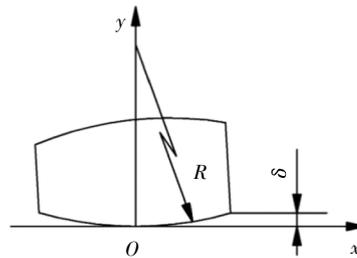


图7 圆弧全凸型圆锥滚子  
Fig.7 Circular arc tapered roller

## 3 数值算法与验证

### 3.1 数值算法

接触变形的有限元数值计算是将结构空间离散化,在离散单元节点上进行位移插值:

$$u_i(x, y, z) = \sum_{j=1}^n N_j(X, Y, Z) u_{ij} \quad (5)$$

式中,  $i = 1, 2, 3$  为空间坐标指标;  $j = 1, 2, \dots, n$  为有

限元单元节点;  $u_{ij}$  为单元第  $I$  个节点  $i$  方向位移;  $N_I(X, Y, Z)$  为单元第  $I$  个节点的 Lagrange 插值函数.

根据几何方程与物理方程结合虚功原理得到:

$$F = \iiint B^T DB dx dy dz \cdot U = K \cdot U \quad (6)$$

式中:  $B = [B]$  称为单元几何矩阵;  $U = U(x, y, z)$ ;  $K =$

$\iiint B^T DB dx dy dz$  称为结构的刚度矩阵.

将边界条件代入式(6)中即可求得  $U$ ; 将  $U$  代回矩阵形式的几何方程与物理方程可以求得整个结构的形变、应变与应力.

### 3.2 验证

建立弹子盘模型, 由移动盘、转动盘和弹子组成. 其中移动盘和转动盘的圆盘半径为 64 mm, 弹子槽半径为 13 mm; 弹子槽对应的螺旋线的半径为 32 mm、螺旋线升角  $\alpha = 15^\circ$ ; 弹子的半径为 12.5 mm. 建立  $120^\circ$  圆周弹子盘有限元模型如图 8 所示, 模型采用了 8 节点实体单元, 加压机构的单元总数为 37 458, 转动盘、移动盘和弹子的单元数分别是 17 381、17 277 和 2 800 个, 移动盘和转动盘的材料为 38CrSi, 弹子的材料为 GCr15; 材料模型采用双线性弹塑性模型, 应变率采用 Cowper-Symonds 模型, 采用对称边界条件, 将移动盘底部的自由度全部约束, 将转动盘底部沿轴向的自由度约束. 在移动盘底部施加载荷, 得到移动盘推力为 5 kN ~ 45 kN 时, 接触区变形引起的两个平行的弹子槽之间的距离变化量, 即变形量  $\Delta d$ .

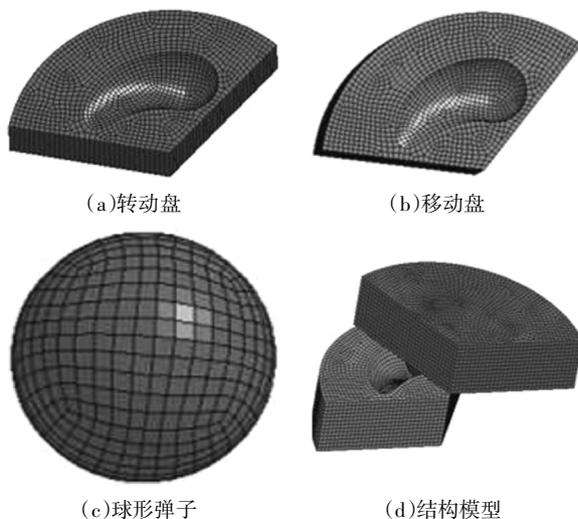


图 8  $120^\circ$  圆周弹子加压机构有限元模型

Fig.8 The finite element model of  $120^\circ$  circumferential billiard pressurized structure

将有限元计算得到的弹子盘机构的一定竖直载荷对应的变形量  $\Delta d$  与试验测量的结果进行比较. 将弹子盘试样安装在试验台, 将试样台的下试样装夹盘固定, 然后在竖直方向上手动控制液压缸加载, 通过位移传感器记录弹子盘试样在不同竖直载荷下的变形量. 从图 9 中可以看出, 当载荷 (输出推力) 增大时, 变形量总体呈线性增加, 在 5~40 kN 的范围内有限元计算得到的变形量和试验测量的结果较为吻合. 这个结果验证了弹子盘机构有限元模型的合理性.

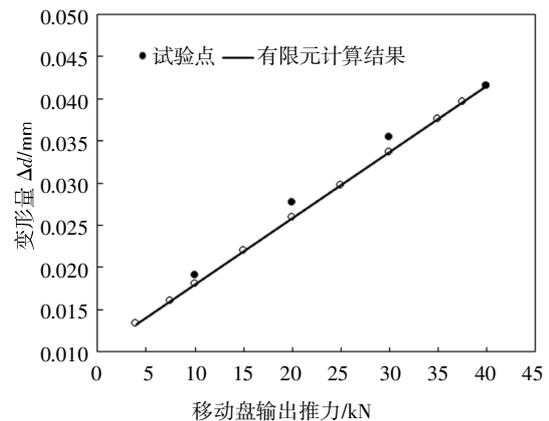


图 9 移动盘输出推力与变形量的关系

Fig.9 Relationship between output thrust and deformation

## 4 数值结果与分析

### 4.1 有限元模型

圆锥滚子加压机构模型如图 10 所示, 采用了 1/12 加压机构模型, 模型采用了 8 节点实体单元. 加压机构的单元总数为 44 599, 转动盘、移动盘和弹子的单元数分别是 17 832、15 142 和 11 625 个. 转动盘和移动盘材料为 38CrSi, 弹子材料为 GCr15, 材料模型采用双线性弹塑性模型, 应变率采用 Cowper-Symonds 模型. 加压机构的各个部件之间采用基于罚函数法的面面接触算法. 转动盘仅具有绕中心轴线的旋转自由度, 移动盘仅具有沿着轴线的移动自由度. 对移动盘上表面施加 20 kN 的制动压力, 转动盘给定转速.

### 4.2 圆锥滚子和球形弹子对比

球形弹子和圆锥滚子加压机构在转动过程中的有效应力云图如图 11 所示, 由于与转动盘和移动盘的接触面积和状态不同, 使得不同加压机构的有效应力也有所不同. 球形弹子加压机构在转动盘上的最大有效应力为 671.6 MPa, 而改进后的值则为 560.9 MPa, 最大有效应力减小 16.5%, 改善了加压机

构的受力状态. 球形弹子的最大有效应力为 650.7 MPa, 最大有效应力位于接触区域的中间位置. 圆锥滚子最大有效应力为 851 MPa, 位于圆锥滚子的两端, 中间区域有效应力较小, 圆锥滚子的最大有效应力比球形滚子增大 30.8%. 相对于转动盘, 圆锥滚子变形更大, 最大有效应力也更大.

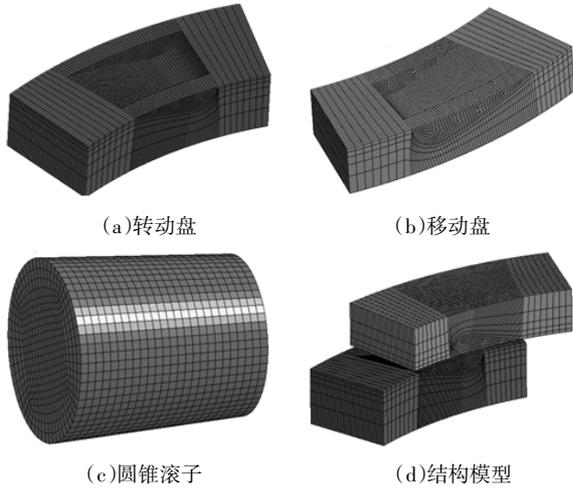


图 10 圆锥滚子加压机构有限元模型  
Fig.10 The finite element model of tapered roller pressurized structure

的有效应力超过 800 MPa, 而中部区域有效应力均小于 600 MPa. 这主要是由于边缘效应导致圆锥滚子两侧受到较大的接触载荷, 导致两侧出现应力集中的问题.

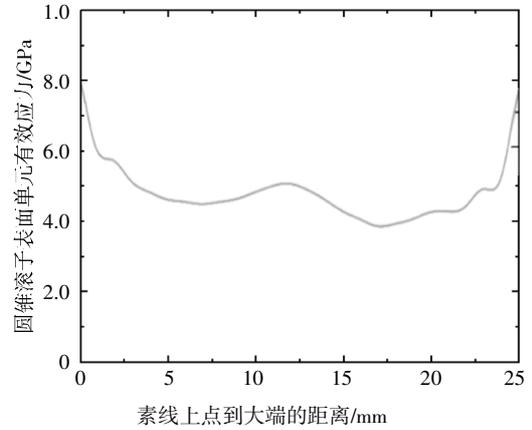


图 12 圆锥滚子表面应力沿素线分布  
Fig.12 The stress along generatrix

### 4.3 不同圆锥滚子对比

所提出的圆锥滚子虽然能够改善转动盘的力学性能, 但是圆锥滚子本身的力学特性反而变差. 由于两侧较高的有效应力, 将会导致圆锥滚子在服役过程中出现由于高应力状态导致的疲劳等问题, 降低力学性能. 取圆弧全凸型滚子的半径  $R$  分别为 1 m、2 m 和 3 m, 改进的圆锥滚子的应力云图如图 13 所示, 由图可知, 不同凸度的圆锥滚子的应力分布呈现出较大的不同. 圆弧全凸型滚子的半径  $R$  为 1 m 时, 最大有效应力为 599 MPa 且位于中部区域;  $R$  为 2 m 时, 最大有效应力为 574 MPa, 两侧的应力增加; 而当  $R$  为 3 m 时, 中部最大有效应力为 481 MPa, 两侧为 400 MPa, 应力沿着素线分布也更加均匀. 随着半径的增加, 圆锥滚子与滚道的接触长度也相应增加, 同时最大有效应力降低, 而应力分布更加均匀. 不同于圆弧全凸型滚子, 圆弧修正型滚子的圆弧段与直线段相交处出现了应力集中, 最大有效应力为 578.5 MPa. 不同圆锥滚子的最大有效应力值如图 14 所示, 相对于球形弹子, 直线型、全圆弧 1 m、全圆弧 2 m、全圆弧 3 m 和圆弧修正型的最大有效应力变化量分别为 -30.8%、10.8%、14.6%、28.4% 和 13.9%. 不同圆锥滚子的有效应力沿着素线的分布图如图 15 所示, 由图可知, 所提出的圆弧全凸型和圆弧修正型滚子有效改善了圆锥滚子两侧的应力集中问题. 半径为 1 m 的圆弧全凸型滚子的应力分布最不均匀, 中

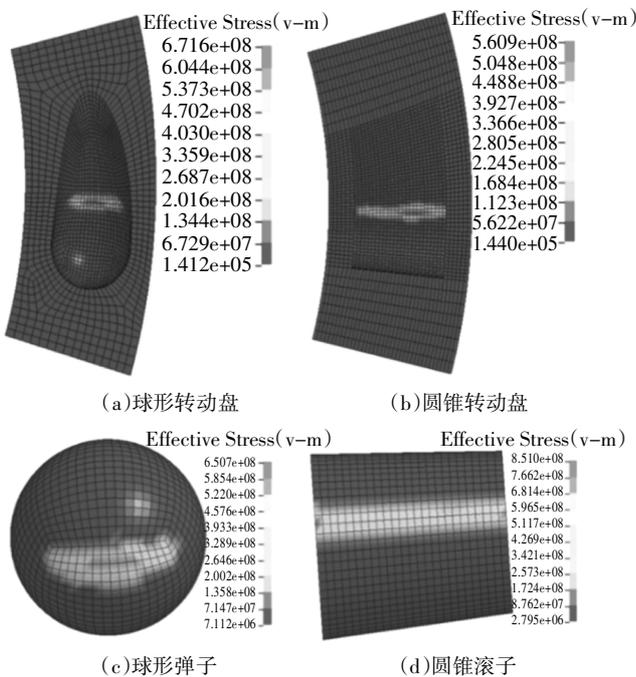


图 11 球形弹子和圆锥滚子有效应力分布云图  
Fig.11 The Von-Mises stress of spherical billiard and tapered roller

圆锥滚子与转动盘接触区域的有效应力沿着滚子素线的分布如图 12 所示, 由图可知圆锥滚子两侧

部应力最大, 而半径为 3 m 的圆弧全凸型滚子应力分布最均匀, 沿着素线应力在 420 MPa 左右. 圆弧修正型也能较大程度改善应力状态, 但由于直线段和圆弧段相交处的最大有效应力较大, 总体性能弱于半径为 3 m 的圆弧全凸型.

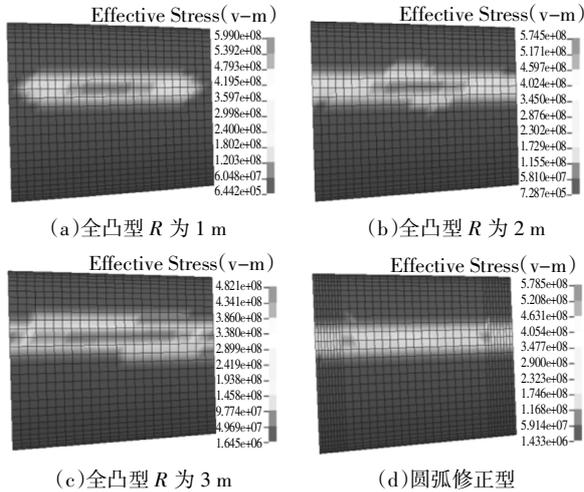


图 13 新型圆锥滚子应力云图

Fig.13 The Von-Mises stress of new tapered roller

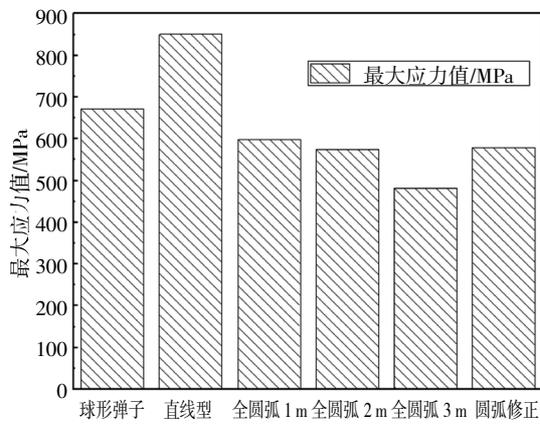


图 14 不同圆锥滚子最大应力值

Fig.14 The maximum stress of tapered roller

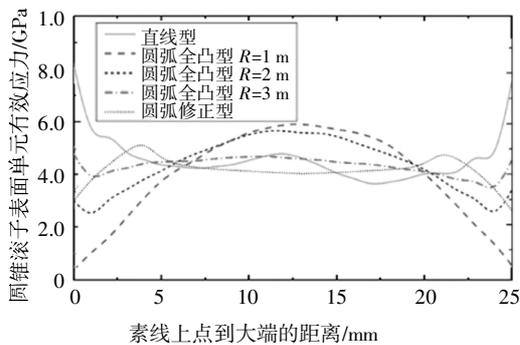


图 15 不同凸型滚子表面应力沿素线分布图

Fig.15 The stress along generatrix of different tapered roller

### 5 结论

提出的新型圆锥滚子加压机构将球形弹子的点接触转换为滚子的线接触, 有效提高了加压机构力学性能. 提出的圆弧全凸型和圆弧修正型圆锥滚子改善了直线型圆锥滚子的边缘效应问题, 并且应力沿着素线分布更加均匀. 随着半径的增加, 圆弧全凸型滚子的最大有效应力降低且应力分布更加均匀. 相对于球形弹子, 半径为 3 m 的圆弧全凸型滚子, 最大有效应力降低 28.4%.

### 参考文献

[1] 宁克焱,李洪武,张洪彦. 干片式制动器的研究与发展[J]. 车辆与动力技术,2004(1):16—22.  
 NING K Y,LI H W,ZHANG H Y. Research and development of dry disk brake [J]. Vehicle & Power Technology,2004(1):16—22. (In Chinese)

[2] 杨小龙,杨功正,张泽坪. 基于多因素输入模糊控制的再生制动策略[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2017,44(10):17—24.  
 YANG X L,YANG G Z,ZHANG Z P. Regenerative braking strategy research based on multi-factor input fuzzy control [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences),2017,44(10):17—24. (In Chinese)

[3] 彭晓燕,温开虎. 线控制动单轮失效下制动力优化分配控制策略[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2018,45(10):44—53.  
 PENG X Y,WEN K H. Control strategy of optimal braking force distribution for vehicle with brake-by-wire system after single wheel brake failure [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences),2018,45(10):44—53. (In Chinese)

[4] 梁梓,王涛. 基于动力学仿真的轻型履带车辆载荷获取与编谱[J]. 装甲兵工程学院学报,2018,32(2):54—58.  
 LIANG Z,WANG T. Load acquisition and compilation of light tracked vehicle based on dynamic simulation. Journal of Academy of Armored Force Engineering. 2018,32(2):54—58. (In Chinese)

[5] 张舒阳,张豫南,宁克焱,等. 高速履带车辆制动能量与制动力分布规律预测方法研究[J]. 兵工学报,2019,40(5):904—914.  
 ZHANG S Y,ZHANG Y N,NING K Y,et al.,. Research on forecasting methods of braking energy force distribution for high speed tracked vehicles [J]. Acta Arnanebtarii,2019,40(5):904—914. (In Chinese)

[6] 夏利红,邓兆祥. 电子机械制动执行器的摩擦转矩和能耗分析[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2018,45(4):48—56.  
 XIA L H,DENG Z X. Calculation and analysis of friction torque and energy dissipation [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences),2018,45(4):48—56. (In Chinese)

- Sciences)2018,45(4):48—56. (In Chinese)
- [7] ADAMOWICZA A,GRZES P. Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load[J]. Applied Thermal Engineering,2011,31(6):1003—1012.
- [8] 腾杰,李微,陈鼎,等.制动过程中 Al-Si/SiCp 复合材料制动盘表面温度的计算 [J].湖南大学学报(自然科学版),2008,35(4):71—74.  
TENG J,LI W,CHEN D,*et al.* Calculation of the temperature on AL-Si/SiCp composite material brake disc during brake[J]. Journal of Hunan University(Natural Sciences),2008,35(4):71—74. (In Chinese)
- [9] ADAMOWICZA,GRZES P. Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during repetitive braking [J]. Applied Thermal Engineering,2011,31(14/15):2177—2185.
- [10] 王延忠,贾树玉,郭超.干片式制动器弹子加压装置的力传递效率研究[J].北京理工大学学报,2019,39(1):46—52.  
WANG Y Z,JIA S Y,GUO C. Force transmission analysis for the marbles screw loading device of dry disc brakes [J]. Journal of Beijing Institute of Technology,2019,39(1):46—52. (In Chinese)
- [11] 陈文滨,王建吉,兰海,等.弹子加压装置接触状态有限元分析 [J].车辆与动力技术,2014(1):30—33.  
CHEN W B,WANG J J,LAN H,*et al.* Analysis of contact state in marble-marbles disk pressure mechanism [J]. Vehicle & Power Technology,2014(1):30—33. (In Chinese)
- [12] 张志凯,兰海,宁克焱.车辆制动器弹子盘加压机构传递函数及效率研究[J].车辆与动力技术,2015(1):1—4.  
ZHANG Z K,LAN H,NING K Y. Research on transfer functions and efficiency of a ball-plate forcing mechanism in vehicle brakes [J]. Vehicle & Power Technology,2015(1):1—4. (In Chinese)
- [13] 魏延刚,宋宇谟,刘彦奎.基于有限元法的推力圆锥滚子轴承动态接触分析[J].机电工程,2019,36(4):352—356.  
WEI Y G,SONG Y M,LIU Y K. Dynamic contact analysis of thrust tapered roller bearing based on finite element method[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering,2019,36(4):352—356. (In Chinese)
- [14] 谢鲲,刘征宇,郭常宁,等.七沟道球笼式等速万向节磨损及仿真分析[J].汽车工程,2019,41(10):1164—1171.  
XIE K,LIU Z Y,GUO C N,*et al.* Friction loss and simulation analysis of seven channel road rzeppa constant velocity universal joint[J]. Automotive Engineering,2019,41(10):1164—1171. (In Chinese)
- [15] ZHANG H W,CHEN J Q. Numerical simulation research on the crowned design by multiple-variable-curvature arcs for cylindrical roller bearing [J]. Applied Mechanics and Materials,2011,148/149:591—594.
- [16] TONG V,HONG S. Characteristics of tapered roller bearings in relation to roller profiles [J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2015,29(7):2913—2919.