

应用理论

具有空腔结构的轨道车辆用橡胶液力球铰 空向静刚度特性研究

邹纪操¹, 丁行武¹, 李晓武², 卜继玲¹, 王家序³

[1. 株洲时代新材料科技股份有限公司, 湖南 株洲 412007; 2. 博戈橡胶金属(上海)有限公司, 上海 201799; 3. 重庆科技学院, 重庆 401331]

摘要:将轨道车辆用橡胶液力球铰橡胶体的形变简化成平面应变, 推导出具有空腔结构的橡胶液力球铰空向静刚度计算公式; 结合试验与有限元仿真结果对该公式的有效性进行验证, 并给出公式的建议适用范围。采用空向静刚度计算公式能有效加快橡胶液力球铰设计, 缩短产品开发周期, 对轨道车辆用橡胶液力球铰等具有空腔结构的橡胶制品开发具有指导意义。

关键词:橡胶液力球铰; 橡胶体; 空腔; 空向静刚度; 轨道车辆; 有限元分析

中图分类号: U260.331⁺.5; O241.82

文献标志码: A

文章编号: 1000-890X(2022)05-0330-07

DOI: 10.12136/j.issn.1000-890X.2022.05.0330



OSID开放科学标识码
(扫码与作者交流)

轨道车辆用橡胶液力球铰是在传统橡胶球铰基础上引入液压阻尼机构, 通过阻尼机构对外界振动的响应来实现其动态刚度和阻尼频变的性能, 有降低车辆过曲线尖叫噪声、降低轮轨磨耗、降低车辆行驶能量损耗、降低轨道维护成本及延长部件使用寿命等诸多优势^[1-6]。橡胶液力球铰由于要形成液压阻尼机构, 需要在橡胶体中设计空腔结构, 并匹配动静刚度比, 其中以空向(空腔方向)静刚度为主要匹配目标^[7-10]。因此, 橡胶液力球铰结构较传统橡胶球铰结构复杂, 其设计周期大大加长。

目前, 在工程设计中尚未有符合橡胶液力球铰结构特征的橡胶体理论模型。本工作对橡胶液力球铰空向静刚度特性进行研究, 为其结构静刚度设计提供理论指导, 以缩短类品的设计周期。

基金项目: 湖南省重点领域研发计划项目(2020WK2028)

作者简介: 邹纪操(1993—), 男, 江西上饶人, 株洲时代新材料科技股份有限公司助理工程师, 硕士, 主要从事橡胶-金属制品的研发工作。

E-mail: 1440462099@qq.com

引用本文: 邹纪操, 丁行武, 李晓武, 等. 具有空腔结构的轨道车辆用橡胶液力球铰空向静刚度特性研究[J]. 橡胶工业, 2022, 69(5): 330-336.

Citation: ZOU Jicao, DING Xingwu, LI Xiaowu, et al. Study on cavity direction static stiffness characteristics of rubber hydraulic ball joint with cavity structure for rail vehicle[J]. China Rubber Industry, 2022, 69(5): 330-336.

1 橡胶液力球铰空向静刚度计算

1.1 橡胶液力球铰结构

在传统橡胶球铰的橡胶体中加设空腔, 空腔内填充阻尼液, 阻尼液通过流道在空腔内流动, 即形成橡胶液力球铰。在外界振动激励下, 由于响应时滞形成压差, 阻尼液可为橡胶液力球铰提供附加动刚度。

某型传统橡胶球铰和基于该球铰改进的橡胶液力球铰结构如图1所示。该传统橡胶球铰结构是轨道车辆转向架用球铰的典型结构, 常用于一系轴箱定位系统、牵引拉杆系统、齿轮箱悬挂系统和减振器。

为便于受力分析, 忽略起密封作用的橡胶薄层结构, 对橡胶液力球铰橡胶体进行简化, 如图2所示。橡胶液力球铰空腔结构由空腔宽度(L_0)和

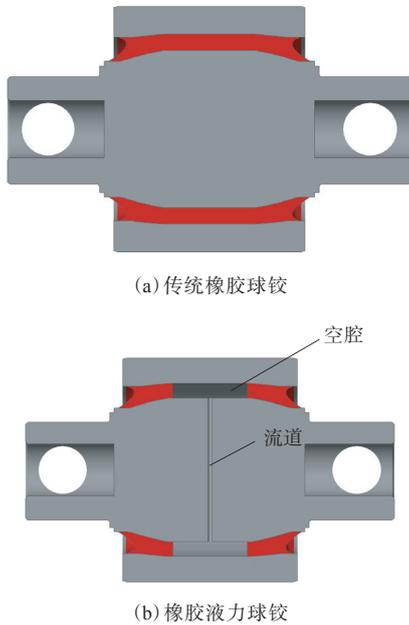


图 1 某型橡胶球铰结构示意图
Fig. 1 Structural diagram of a rubber ball joint

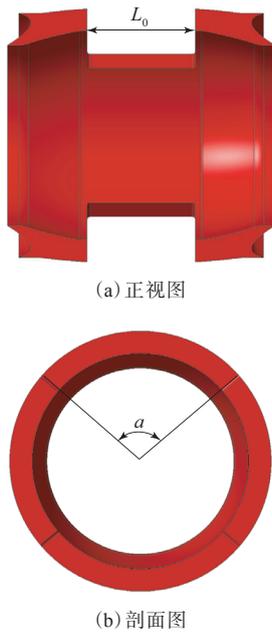


图 2 橡胶液力球铰橡胶体简化模型
Fig. 2 Simplified model of rubber body of rubber hydraulic ball joint

空腔开口角度 (α) 2 个关键尺寸确定。

对于传统橡胶球铰, 常用的径向静刚度计算模型有单层圆筒橡胶套模型和单层非等值橡胶套模型, 如图 3 所示。其中, r_1 和 r_2 分别为橡胶体内径和外径, 模型空向静刚度 (k_r) 采用式 (1) 进行

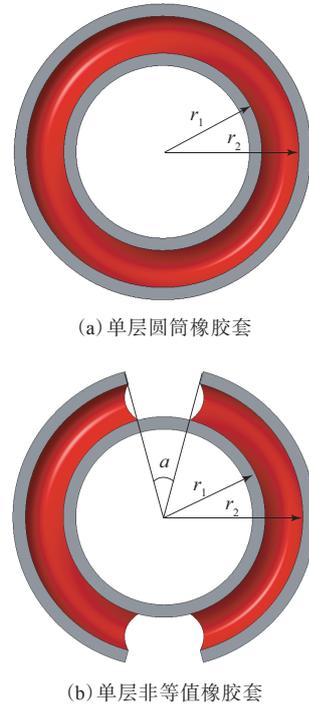


图 3 传统橡胶球铰径向静刚度计算模型
Fig. 3 Calculation models of radial static stiffnesses of traditional rubber ball joints

计算^[11-13]。

$$k_r = \frac{[(\pi - \alpha)(E_a + G_a) - (E_a - G_a)\sin \alpha]l}{\ln(r_1/r_2)} \quad (1)$$

式中, E_a 为橡胶体表观弹性模量, G_a 为橡胶体表观剪切模量, l 为橡胶体长度。

式 (1) 无法表征橡胶液力球铰液压空腔结构对空向静刚度的影响, 其计算结果无法满足产品刚度设计精度要求。

1.2 形状因数计算公式

橡胶制品弹性模量与其材料属性和结构形状有关, 其中, 结构形状对弹性模量的影响用形状因数表征。

橡胶为不可压缩材料, 泊松比 (ν) 约等于 0.5, 自然状态下橡胶剪切模量 (G) 与弹性模量 (E) 满足如下关系:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (2)$$

即 $E = 3G$ 。

在实际工程产品中, 橡胶通常与金属硫化粘合在一起, 橡胶变形受到约束, 此时结构模量被称为表观模量, 研究^[14-15]得出无限长柱状橡胶体表

观弹性模量与剪切模量关系如下:

$$E_a = (4 + 3.290S^2)G \quad (3)$$

式中, S 为橡胶体形状因数。

结构承载方向的截面面积与自由面面积之比被定义为形状因数。橡胶体形状因数计算式为

$$S = \frac{A_c}{A_f} \quad (4)$$

式中, A_c 为橡胶体承载面面积, A_f 为橡胶体自由面面积。

单层圆筒橡胶套径向受压时, 其形状因数如式(5)所示, 自由面面积如式(6)所示。

$$S = \frac{A_c}{A_f} = \frac{l}{(r_1 + r_2) \ln(r_2/r_1)} \quad (5)$$

$$A_f = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) \quad (6)$$

利用泰勒公式张开并做相应变换, 可得到公式(7)。

$$\begin{aligned} \ln(r_2/r_1) &= 2\left[\frac{r_2 - r_1}{r_2 + r_1}\right] + \frac{1}{3}\left(\frac{r_2 - r_1}{r_2 + r_1}\right)^3 + \\ &\dots + \frac{1}{2n-1}\left(\frac{r_2 - r_1}{r_2 + r_1}\right)^{2n-1} \end{aligned} \quad (7)$$

取第1项, 有 $A_c = \pi l(r_1 + r_2)$, 即橡胶体承载面面积取平均半径时的圆柱面面积。

当橡胶液力球铰承受空向载荷时, 空腔内液体可通过流道自由、充分地实现体积交换, 此时液体的不可压缩性对橡胶形变不产生影响, 在理论推导中可忽略空腔液体作用, 进而推导出带空腔的橡胶体承载面面积和自由面面积的计算公式, 分别如式(8)和(9)所示。

$$A_c = \pi(r_1 + r_2)\left(l - \frac{a}{\pi}L_0\right) \quad (8)$$

$$A_f = [2(\pi + a)(r_1 + r_2) + 4L_0]\delta \quad (9)$$

式中, δ 为橡胶体厚度, $\delta = r_2 - r_1$ 。

综合式(8)和(9), 可推出具有空腔结构的橡胶体形状因数如式(10)所示。

$$S = \frac{\pi(r_1 + r_2)\left(l - \frac{a}{\pi}L_0\right)}{[2(\pi + a)(r_1 + r_2) + 4L_0]\delta} \quad (10)$$

为延长橡胶液力球铰疲劳寿命, 工程应用前会对橡胶球铰进行径向预压缩, 此工序会使橡胶体的表观剪切模量增大, 其具体效果如式(11)所示^[16-17]。

$$G_a = G(1 + \xi)^2 \quad (11)$$

式中, $\xi = \Delta/\delta$, Δ 为橡胶球铰径向预压缩量。

1.3 空向静刚度计算公式

对于橡胶液力球铰, 考虑空向加载, 以加载方向为 x 轴, 从 x 轴测定周向角度 θ , 橡胶在 x 轴上的位移为 u_0 。建立柱坐标, 橡胶体上任意点 (r, θ, z) 的位移为 $(u, v, 0)$, 其中 z 轴与橡胶体中心线重合, 如图4所示。

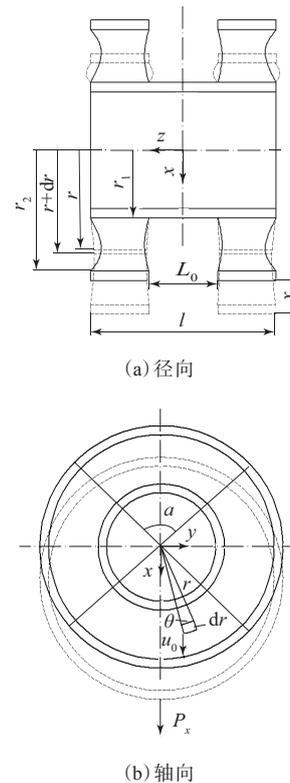


图4 橡胶液力球铰橡胶体的径向形变示意
Fig. 4 Radial deformation diagram of rubber body of rubber hydraulic ball joint

u 和 v 的计算公式如下。

$$\begin{cases} u = u_0(r) \cos \theta \\ v = u_0(r) \sin \theta \end{cases} \quad (12)$$

现有 $(r, r + dr)$ 的薄圆筒, 其体积单元为 $rd\theta dr dz$ 。

压缩(拉伸)应力(σ)为

$$\sigma = E_a(\partial u/\partial r) = E_a(du_0/dr) \cos \theta \quad (13)$$

剪切应力(τ)为

$$\tau = G_a(\partial v/\partial r) = G_a(du_0/dr) \sin \theta \quad (14)$$

x 向载荷 (P_x) 表征 x 向静刚度, 微元 x 向载荷

(dP_x) 为

$$dP_x = (\sigma \cos \theta + \tau \sin \theta) r d\theta dz \quad (15)$$

因此, P_x 可表示为

$$P_x = 4 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} r (\sigma \cos \theta + \tau \sin \theta) f(z, \theta) d\theta dz \quad (16)$$

式中, $f(z, \theta)$ 为分段函数, 表征具有空腔的橡胶体结构特点。

$$f(z, \theta) = \begin{cases} 0, z \in [-\frac{L_0}{2}, \frac{L_0}{2}], \theta \in [0, \frac{a}{2}] \\ 1 \end{cases} \quad (17)$$

综合式 (16) 和 (17), P_x 可表示为

$$P_x = \{E_a[\pi l - (a + \sin a)L_0] + G_a[\pi l - (a - \sin a)L_0]\} r du_0 / dr \quad (18)$$

P_x 下, 橡胶体 x 向位移 (δ_x) 可表示为

$$\delta_x = \int_{r_1}^{r_2} (du_0 / dr) dr \quad (19)$$

故而, 橡胶液力球铰空向静刚度计算公式为

$$P_x = \{E_a[\pi l - (a + \sin a)L_0] + G_a[\pi l - (a - \sin a)L_0]\} \ln(r_2 / r_1) \quad (20)$$

2 试验验证

对橡胶液力球铰试制产品进行空向静刚度试验 (见图 5), 试验过程为: 以 $2 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ 的速度对产品施加 (0~20) kN 载荷, 空向预压 2 次; 设备压头与测试工装紧密贴合后对位移及载荷清零, 以 $1 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$ 的加载速度对产品施加空向载荷 (0~20) kN。橡胶液力球铰空向静刚度曲线如图 6 所示 [橡胶体邵尔 A 型硬度为 (62±2) 度]。

橡胶液力球铰空向静刚度试验值与计算值对



图 5 橡胶液力球铰空向静刚度试验示意
Fig. 5 Test diagram of cavity direction static stiffness of rubber hydraulic ball joint

比如表 1 所示。

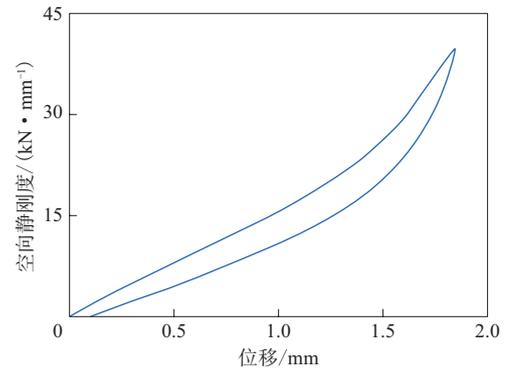


图 6 橡胶液力球铰空向静刚度曲线
Fig. 6 Cavity direction static stiffness curve of rubber hydraulic ball joint

表 1 橡胶液力球铰空向静刚度试验值与计算值对比
Tab. 1 Comparison between test values and calculated values of cavity direction static stiffnesses of rubber hydraulic ball joints

试样编号	邵尔 A 型硬度 / 度	空向静刚度 / ($\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1}$)		相对误差 / %
		试验值	计算值	
P1	62±2	13.64	11.87	13
P2	66±2	16.16	14.71	9
P3	72±2	20.31	19.01	6

从表 1 可知, 橡胶液力球铰空向静刚度计算值略小于试验值, 最大相对误差为 13%, 误差来源可能与忽略了空腔液体对橡胶体变形的影响及测试的橡胶体胶料邵尔 A 型硬度存在偏差有关。

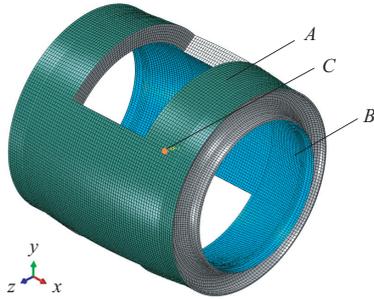
3 有限元分析

3.1 有限元模型验证

前面只针对一组特定尺寸空腔结构的橡胶液力球铰空向静刚度进行了验证, 为避免偶然性, 需要对更大尺寸范围的橡胶液力球铰空向静刚度进行验证, 并参考工程应用精度要求, 以确定橡胶液力球铰空向静刚度计算公式的适用范围。

橡胶液力球铰有限元模型如图 7 所示。

橡胶体采用六面体 C3D8H 杂交单元进行离散, 材料模型选择对应胶料硬度的超弹本构模型。考虑到结构变形几乎全由橡胶体承担, 故有限元模型中只考虑橡胶体, 相应金属-橡胶粘接面通过表面刚化进行模拟, 粘接面 B 与参考点 C 耦合。空向载荷工况分 2 个步骤进行模拟: 全约束参



A—粘接面1;B—粘接面2;C—橡胶体几何中心参考点。

图7 橡胶液力球铰有限元模型

Fig. 7 Finite element model of rubber hydraulic ball joint

考点C,对粘接面A上节点施加径向位移,模拟预压缩工况;保持粘接面A上节点预压缩变形状态,在参考点C施加x向载荷20 kN,模拟空向受载工况。

橡胶液力球铰空向静刚度试验值与仿真值对比如表2所示。

表2 橡胶液力球铰空向静刚度试验值与仿真值对比

Tab. 2 Comparison between test values and simulation values of cavity direction static stiffnesses of rubber hydraulic ball joints

试样编号	邵尔A型硬度/度	空向静刚度/(kN·mm ⁻¹)		相对误差/%
		试验值	仿真值	
P1	60	13.64	12.86	6
P2	65	16.16	15.16	6
P3	70	20.31	19.22	5

从表2可以看出,橡胶液力球铰空向静刚度试验值与仿真值的最大相对误差为6%,可以认为仿真结果能够准确表征橡胶液力球铰实际静刚度特性,验证了仿真模型的有效性以及边界条件简化的合理性。

3.2 规律性分析

基于同样的模型和载荷边界条件,在Abaqus软件中对橡胶液力球铰空腔角度与空腔宽度进行参数化,利用Isight平台调用Abaqus程序,并采用全因素试验设计方法进行空向静刚度试验,分析空腔角度和空腔宽度对橡胶体空向静刚度的影响。考虑橡胶液力球铰的工程应用实际,空腔角度取值区间与采集间隔量设置为(40, 120, 10),空腔宽度取值区间与采集间隔量设置为(40, 120, 10)和(20, 50, 5),共63组试验组合。

不同空腔角度下橡胶液力球铰空向静刚度-

空腔宽度曲线如图8所示,不同空腔宽度下橡胶液力球铰空向静刚度-空腔角度曲线如图9所示。

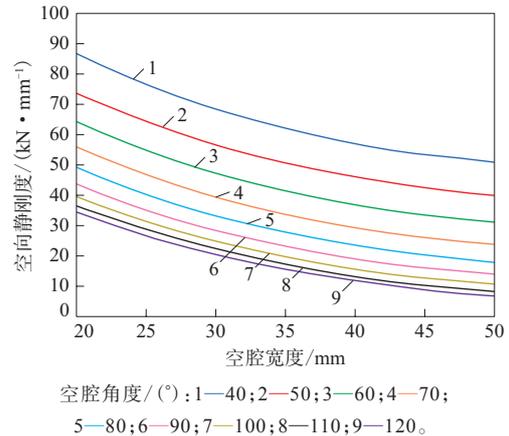


图8 不同空腔角度下橡胶液力球铰空向静刚度-空腔宽度曲线

Fig. 8 Cavity direction static stiffness-cavity width curves of rubber hydraulic ball joints under different cavity angles

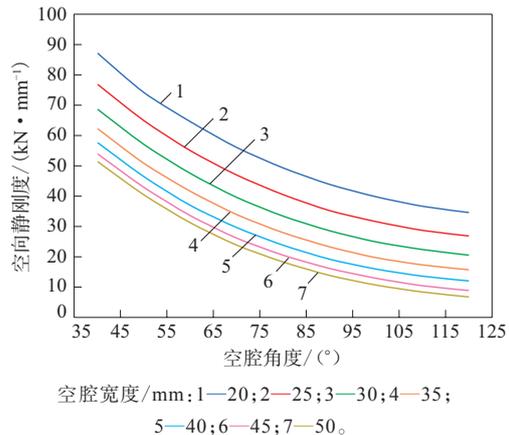


图9 不同空腔宽度下橡胶液力球铰空向静刚度-空腔角度曲线

Fig. 9 Cavity direction static stiffness-cavity angle curves of rubber hydraulic ball joints under different cavity widths

从图8和9可以看出,橡胶液力球铰空向静刚度随空腔角度和空腔宽度的增大而减小,橡胶液力球铰空向静刚度下降幅度也随空腔角度和空腔宽度的增大而减小。

3.3 误差分析

结合理论公式,计算试验设计中各组参数组合下橡胶液力球铰空向静刚度,并与仿真值进行对比。

橡胶液力球铰空向静刚度仿真值与计算值相

对误差曲面如图10所示。

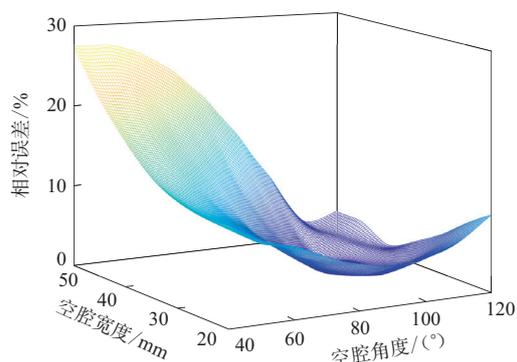


图10 橡胶液力球铰空向静刚度仿真值与计算值的相对误差曲面

Fig. 10 Relative error surface between simulation values and calculated values of cavity direction static stiffnesses of rubber hydraulic ball joints

从图10可以看出,橡胶液力球铰空向静刚度相对误差曲面呈现边缘高、中间区域低的下凹形态,即越靠近试验设计参数区间两端临界值,仿真值与计算值相对误差越大。其中,空腔角度为 40° 、空腔宽度为50 mm时,橡胶液力球铰最大相对误差为27.43%;在空腔角度为 $60^\circ\sim 120^\circ$ 、空腔宽度为(20~40) mm时,橡胶液力球铰仿真值与计算值相对误差在10%以内;本工作橡胶体总长为66 mm,空腔宽度与总长比值为30%~60%,可以认为在该结构尺寸范围内计算公式[式(20)]能够准确反映橡胶液力球铰的空向静刚度特性。

4 结论

与传统橡胶球铰相比,橡胶液力球铰有多种性能优势,是轨道车辆用橡胶球铰的重要发展方向,但因内部存在空腔,其结构复杂,传统橡胶球铰的静刚度计算公式对其不适用,其静刚度只能依靠有限元分析方法进行计算,导致产品开发速度较慢。为缩短产品开发周期,本工作从力学角度推导了具有空腔结构的橡胶液力球铰空向静刚度计算公式,主要有如下结论。

(1) 与试验结果相比,橡胶液力球铰空向静刚度计算公式的最大误差为13%。

(2) 与试验结果相比,橡胶液力球铰空向受载

工况下的仿真模型和载荷边界条件均有效。

(3) 在空腔角度为 $60^\circ\sim 120^\circ$ 、空腔宽度占总长比值为30%~60%时,橡胶液力球铰空向静刚度仿真值与计算值相对误差在10%以内,空向静刚度计算公式可以有效表征具有空腔结构的橡胶液力球铰空向静刚度特性。

参考文献:

- [1] 张春良,袁贵根,张亚新,等. 轴向组合式小径向/轴向刚度比橡胶球铰结构介绍[J]. 铁道车辆,2010,48(3):20-23.
ZHANG C L, YUAN G G, ZHANG Y X, et al. Description of the axial composite rubber ball joint structure with small radial/axial stiffness ratio[J]. Rolling Stock,2010,48(3):20-23.
- [2] 赵熙雍,张亚新. 金属橡胶液体复合弹簧的发展和应[J]. 机车电传动,2002(2):5-8.
ZHAO X Y, ZHANG Y X. Development and application of liquid compound spring with metal and rubber[J]. Electric Drive for Locomotives,2002(2):5-8.
- [3] 邹波,JOSEF G,王涛,等. 一种变刚度转臂节点设计及试验研究[J]. 铁道机车车辆,2018,38(6):65-69.
ZOU B, JOSEF G, WANG T, et al. Design and experimental research on a hydro arm joint[J]. Railway Locomotive & Car,2018,38(6):65-69.
- [4] 丁行武,魏苇,卜继玲,等. 轨道车辆液压球铰变刚度特性试验研究[J]. 机车电传动,2019(5):133-136.
DING X W, WEI W, BU J L, et al. Experimental research on variable stiffness property of hydraulic ball joint for rail vehicles[J]. Electric Drive for Locomotives,2019(5):133-136.
- [5] 陈忠海,黄友剑. 机车车辆用弹性元件及发展趋势[J]. 中国橡胶,2000,16(19):9-12,18.
CHEN Z H, HUANG Y J. Elastic components for rolling stock and its development trend[J]. China Rubber,2000,16(19):9-12,18.
- [6] 李志强. 金属橡胶液压复合弹簧在快速货车转向架上的应用[J]. 铁道机车车辆,2014,34(6):23-26,115.
LI Z Q. Application of metal rubber hydraulic composite spring in rapid-speed wagon bogie[J]. Railway Locomotive & Car,2014,34(6):23-26,115.
- [7] 王荣勇,张友南,姜曼迪,等. 地铁车辆一系悬挂弹性元件性能检测装置研制与应用[J]. 特种橡胶制品,2018,39(6):35-39.
WANG R Y, ZHANG Y N, JIANG M D, et al. The development and application of the performance detection device for the metro vehicle suspension elastic element[J]. Special Purpose Rubber Products,

- 2018, 39(6):35-39.
- [8] 罗俊,林胜,张玉祥,等. 轨道车辆液体橡胶复合转臂节点刚度性能试验研究[J]. 现代城市轨道交通, 2021(10):53-56.
- LUO J, LIN S, ZHANG Y X, et al. Research on stiffness characteristics of hydraulic rubber swing arm bush for railway vehicles[J]. Modern Urban Transit, 2021(10):53-56.
- [9] 王荣勇. 轨道车辆一系悬挂减振弹性元件制造工艺研究与性能自动化测试研制[D]. 广州: 华南理工大学, 2018.
- [10] 柳禄决, 荣继刚, 冯万盛. 锥形弹簧的特点及在城市轻轨车辆中的应用[J]. 城市轨道交通研究, 2011, 14(12):101-104.
- LIU L Y, RONG J G, FENG W S. Characteristics and application of conical springs in urban light rail vehicles[J]. Urban Mass Transit, 2011, 14(12):101-104.
- [11] 龚积球, 龚震震, 赵熙雍. 橡胶件的工程设计及应用[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2003.
- [12] BERG M. A model for rubber springs in the dynamic analysis of rail vehicles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail & Rapid Transit, 1997, 211(2):95-108.
- [13] 潘锋, 彭立群, 林达文, 等. 低温和频率对橡胶弹性元件刚度性能的影响[J]. 橡胶工业, 2020, 67(5):323-329.
- PAN F, PENG L Q, LIN D W, et al. Influence of low temperature and frequency on stiffness of rubber elastic components[J]. China Rubber Industry, 2020, 67(5):323-329.
- [14] 户原春彦. 防振橡胶及其应用[M]. 牟传文, 译. 北京: 中国铁道出版社, 1982.
- [15] 叶伟豪. 浅谈主机防震橡胶弹性模量的计算方法[J]. 军民两用技术与产品, 2017(16):201.
- YE W H. Discussion on calculation method of elastic modulus of main engine shockproof rubber[J]. Dual Use Technologies & Products, 2017(16):201.
- [16] 易理明, 王明星. 轴箱橡胶定位器的刚度计算[J]. 机车电传动, 2000(5):27-31.
- YI L M, WANG M X. Stiffness calculation of rubber positioner of axle box[J]. Electric Drive for Locomotives, 2000(5):27-31.
- [17] 周勇, 柳禄决, 程海涛, 等. B23转向架平台的轴箱弹簧国产化研究[J]. 城市轨道交通研究, 2016, 19(9):66-71.
- ZHOU Y, LIU L Y, CHENG H T, et al. Localization of journal box spring based on B23 bogie[J]. Urban Mass Transit, 2016, 19(9):66-71.

收稿日期: 2021-11-13

Study on Cavity Direction Static Stiffness Characteristics of Rubber Hydraulic Ball Joint with Cavity Structure for Rail Vehicle

ZOU Jicao¹, DING Xingwu¹, LI Xiaowu², BU Jiling¹, WANG Jiaxu³

(1. Zhuzhou Times New Materials Technology Co., Ltd, Zhuzhou 412007, China; 2. BOGE Elastmetall Shanghai Co., Ltd, Shanghai 201799, China; 3. Chongqing University of Science and Technology, Chongqing 401331, China)

Abstract: The calculation formula of the cavity direction static stiffness of the rubber hydraulic ball joint with cavity structure for rail vehicle was obtained by simplifying the deformation of the rubber body to plane strain. The effectiveness of the formula was verified based on the experimental and finite element simulation results, and the recommended scope of application of the formula was presented. Adopting the calculation formula of the cavity direction static stiffness could effectively speed up the design of the rubber hydraulic ball joint and shorten the product development cycle. It had guiding significance for the development of the rubber hydraulic ball joints for rail vehicles and other rubber products with cavity structure.

Key words: rubber hydraulic ball joint; rubber body; cavity; cavity direction static stiffness; rail vehicle; finite element analysis