WH型橡胶隔振器静刚度仿真研究

郭 骧,赵黎明,王 敏

(武汉新能源接入装备与技术研究院,湖北 武汉 430072)

摘要:以WH型橡胶隔振器为研究对象,基于超弹性本构理论,应用Abaqus软件建立橡胶隔振器的有 限元模型,计算WH型橡胶隔振器的三向静刚度,并与测试结果进行对比。结果表明:对于WH型橡胶隔振 器,横向静刚度的计算应选择单轴拉伸+等双轴拉伸的应力-应变曲线组合,垂向、纵向静刚度的计算应选 择单轴拉伸+平面拉伸的应力-应变曲线组合;本研究探讨的5种超弹性本构模型中,Mooney-Rivlin模型 的计算误差最小,Neo Hooke模型仅在描述剪切变形时精度较高,Ogden模型、Yeoh模型和Van der Waals模 型的计算误差较大。

关键词:橡胶隔振器;超弹性本构模型;静刚度;仿真 文章编号:2095-5448(2023)06-0272-05 中图分类号:TQ336.4⁺2;O241.82 文献标志码:A **DOI**: 10. 12137/j. issn. 2095-5448. 2023. 06. 0272 (扫码与作者交流)

WH型橡胶隔振器为压剪型橡胶隔振器,橡胶 可视为超弹性材料进行分析[1],橡胶内粘结金属构 件(见图1),使隔振器在垂向、侧向均具备较强的 承载能力,橡胶隔振器的静刚度由橡胶材料和金 属构件共同决定^[2],可通过设计不同结构获得所需 的三向刚度。



图1 WH型橡胶隔振器剖视图

WH型橡胶隔振器在舰船设备上广泛使用,其 固有频率约为5 Hz,阻尼比为0.04~0.08,在较宽 的频率范围内均具有良好的隔振效果[3],对共振峰

E-mail:249920143@qq. com

值具有一定的抑制作用,同时具备渐硬特性,刚度 随变形的增大而增大^[4],在冲击工况下隔振设备的 位移量小于10 mm。

本研究利用橡胶材料单轴拉伸、等双轴拉伸 和平面拉伸的试验结果,使用Abaqus软件建立橡 胶隔振器的有限元模型,依据隔振器的受力情况 选取4种应力-应变曲线组合,并根据超弹性本构 理论洗取5种典型的橡胶超弹性本构模型,探讨应 力-应变曲线组合和超弹性本构模型对橡胶隔振 器静刚度计算的影响。

1 橡胶超弹性本构理论

橡胶材料的超弹性可通过统计热力学理论和 唯象理论两种理论进行描述。统计热力学理论认 为橡胶是由许多高度无规则的柔性分子链通过稀 疏的连接点组成的分子网络^[5],唯象理论认为橡胶 在未变形和变形状态下均是各向同性的,橡胶的 长链分子是无规律排列的。

唯象理论不需要考虑分子的结构形式,并能 提供统一的数学模型,本研究使用唯象理论推导 本构模型。根据唯象理论,橡胶材料的本构关系 可使用应变能函数W表示。

作者简介:郭骧(1989—),男,湖北武汉人,武汉新能源接入装 备与技术研究院工程师,硕士,主要从事隔振系统的设计及仿真计 算工作。

 $W = C_1(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) + C_2(\lambda_1^{-2} + \lambda_2^{-2} + \lambda_3^{-2} - 3)$ (1) 式中, $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 为3个主拉伸比。

R.S.Rivilin采用应变不变量I来表示应变能 函数,其认为橡胶材料各向同性的前提是应变能 函数对3个主拉伸比是对称的^[6]。

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \tag{2}$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2$$
(3)

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \tag{4}$$

式中, I_1 , I_2 , I_3 分别为一阶、二阶、三阶的应变不变 量, λ_i =1+ ε_i , ε_i 为主轴方向的应变,i=1,2,3。

R.S.Rivilin所推导的橡胶本构模型为

$$W = \sum_{i+j=1}^{N} C_{ij} (I_i - 3)^i (I_j - 3)^j$$
(5)

式中,Cij为材料常数。

R.S.Rivilin推导的橡胶本构模型可视为最基本的橡胶本构模型,在其基础上发展出了其他形式的超弹性应变能函数,典型的有Mooney-Rivlin 模型、Ogden模型、Neo-Hooke模型、Yeoh模型、Van der Waals模型,本研究只讨论以上5种本构模型。

Mooney-Rivlin模型是在公式(5)的基础上N 取1得到的本构模型,其应变能函数为

 $W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + (J_{el} - 1)^2 / D_1$ (6) 式中, C_{10} , C_{01} 和 D_1 为本构模型的材料常数, J_{el} 为弹性体积系数。

Ogden模型使用主拉伸比λ_i作为自变量,应变 能函数为

 $W = \sum_{i=1}^{n} \frac{\mu_{i}}{\delta_{i}} (\lambda_{1}^{\delta_{i}} + \lambda_{2}^{\delta_{i}} + \lambda_{3}^{\delta_{i}} - 3) + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{D_{i}} (\sqrt{I_{3} - 1})^{2i}$ (7) 式中, μ_{i} 和 δ_{i} 为根据试验数据确定的剪切系数, D_{i} 为 压缩系数。

Neo-Hooke模型为常剪切模型,一般适用于 预测小应变时的应力-应变关系,应变能函数为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) \tag{8}$$

Yeoh模型是一个三次应变能函数,可以比较 精确地描述填充橡胶材料的力学行为,应变能函 数为

 $W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \quad (9)$

Van der Waals模型是依据各种试验数据得出的一种可应用的应变能密度函数。

$$W = \mu \{-(m^2 - 3)[\ln(1 - \eta) + \eta] - \frac{2}{3}\alpha (\frac{L - 3}{1.5})^{1.5} + \frac{1}{D} \left(\frac{J_{el}^2 - 1}{2} - \ln J_{el}\right)$$
(10)

式中, $L = (1-\beta)I_1 + \beta I_2, \eta = \sqrt{(L-3)/(m^2-3)}$, 共5个材料常数, μ 为初始剪切模量,m为闭锁伸缩 率, α 为全局相互作用参数, β 为不变量混合参数,D为压缩系数。

2 有限元模型建立

本研究使用Abaqus软件建立的WH型橡胶隔 振器的有限元模型如图2所示。金属构件包括金 属螺纹套筒和金属支撑板,材料为Q235号钢,其弹 性模量为206 GPa, 泊松比为0.3。橡胶材料为丁 腈橡胶(NBR),其邵尔A型硬度为45度,超弹性本 构模型参数将在下文中讨论。

橡胶可视为只有形状变化而体积不变的不可 压缩物体,仿真计算中同时存在材料非线性、几何 非线性和边界条件非线性^[7],极容易出现单元畸变 导致计算不收敛或结果不准确,为此可采取以下 建模思路。

(1)在工程应用上对橡胶隔振器进行合理的 简化,橡胶材料与金属构件之间考虑到硫化工艺, 在接触面上采用绑定约束。

(2)网格尺寸需考虑大变形区域的网格形态, 网格太细容易发生单元闭锁且计算成本增加,网 格太粗则会影响计算结果的准确性^[8],可采取网 格重绘技术,开始时使用粗网格,然后利用Map



橡胶科技

理论·研究

Solution命令将计算结果映射到新网格上进行二次计算,保证大变形区域具有良好的网格形态。

(3)由于减缩积分单元容易出现单元锁死,宜 选用全积分单元^[9],本研究橡胶材料使用全积分杂 交单元C3D8H。

3 静刚度分析

3.1 橡胶应力-应变曲线

橡胶超弹性本构模型的参数需由橡胶材料试 验数据拟合得到,根据GB/T 528—2009《硫化橡 胶或热塑性橡胶 拉伸应力应变性能的测定》^[10], 选取哑铃形试样进行单轴拉伸试验,选取圆柱形 试样进行等双轴拉伸试验,选取矩形平板试验进 行平面拉伸试验,最大名义应变为1。测得的应 力-应变曲线如图3所示。





WH型橡胶隔振器的静态力学性能研究可通 过30 t万能电子试验机测试*X*,*Y*,*Z*三个方向的静刚 度。隔振器横向(*X*向)、垂向(*Z*向)和纵向(*Y*向)静 刚度测试及静压仿真分别如图4—6所示。

试验载荷为1 500 N,考虑到Mullins效应,试 验结果选取5个试验周期后的试验数据。垂向静 压仿真中,在金属螺纹套筒处施加1 500 N载荷。 横向静压和纵向静压仿真中,在2个隔振器中间位



图4 横向静刚度测试及静压仿真



图5 垂向静刚度测试及静压仿真



图6 纵向静刚度测试及静压仿真

置施加1 500 N载荷,使用Beam单元简化连接杆, 隔振器与试验台之间为摩擦接触,约束Beam单元 左侧参考点的6个方向自由度。WH型橡胶隔振 器静刚度测试结果如图7所示,其中横向静刚度为 258.94 N•mm⁻¹,垂向静刚度为143.91 N•mm⁻¹, 纵向静刚度为66.32 N•mm⁻¹。



3.3 不同拉伸类型应力-应变曲线组合对静刚 度的影响

当WH型橡胶隔振器承受垂向载荷时,从外观 看隔振器被压缩,但金属螺纹套筒与金属支撑板 之间存在28 mm的空隙,垂向额定载荷下静变形仅 为10.42 mm,金属螺纹套筒和金属支撑板并未接 触,不存在橡胶压缩行为,此时橡胶隔振器的静刚 度由剪切变形提供。当隔振器承受横向载荷时, 隔振器受到横向剪切,但橡胶内有金属支撑板, 隔振器静刚度由橡胶和金属支撑板的压缩行为提 供。当隔振器承受纵向载荷时,隔振器的静刚度 由橡胶的纯剪切变形提供。

为研究不同应力-应变曲线组合对WH型橡 胶隔振器静刚度的影响,须控制除应力-应变曲 线组合以外的其他变量,超弹性本构模型选择最 常用的Mooney-Rivlin模型,橡胶最大名义应变为 1。工程上最容易获得橡胶材料单轴拉伸试验数 据,等双轴拉伸和平面拉伸试验数据由于试验设 备的要求高较难获得,因此考虑仅以单轴拉伸应 力-应变曲线拟合得到本构参数。WH型橡胶隔振 器受到横向载荷时静刚度由压缩变形提供,等双 轴拉伸和单轴压缩试验等效,因此将单轴拉伸与 等双轴拉伸的应力-应变曲线组合,拟合得到本构 参数。隔振器受到垂向、纵向载荷时静刚度由剪 切变形提供,因此将单轴拉伸与平面拉伸的应力-应变曲线组合,拟合得到本构参数。最后,将所有 橡胶试验数据,即单轴拉伸、等双轴拉伸和平面拉伸的应力-应变曲线组合,拟合得到本构参数。使用Abaqus软件材料评估功能,将上述4种组合的Mooney-Rivlin模型的本构参数进行拟合,结果如表1所示。

表1 3	不同应力-应变曲线组合的本构参数
------	------------------

拉伸类型	C_{10}	C_{01}	D
单轴	0.111 264	0.150 212	0.00076
单轴+等双轴	0.232 960	0.001 352	0.00076
单轴+平面	0.203 567	0.012 392	0.00076
单轴+等双轴+平面	0.211 940	0.009 844	0.00076

将表1中4种应力-应变曲线组合的本构参数 代入图4—6的静压仿真模型中,得到橡胶隔振器 三向静刚度,计算结果及其与测试结果的误差如 表2所示。

衣2 不回应力 应受曲线组合的二回醇刚没及订算医

拉伸类型 -	静刚度/(N•mm ⁻¹)			误差/%		
	横向	垂向	纵向	横向	垂向	纵向
单轴	264.97	166.55	82.85	2.33	15.73	24.91
单轴+等双轴	256.15	156.51	74.88	1.08	8.75	12.91
单轴+平面	236.57	145.81	69.11	8.64	1.36	4.20
单轴+等双轴+平面	242.81	149.32	70.94	6.23	3.76	6.96

由表2可知,仅单轴拉伸数据并不能完全描述 橡胶隔振器的三向静刚度,只有横向静刚度的误 差较小(2.33%),其余两个方向误差均超过10%; 使用单轴+等双轴拉伸组合的本构模型,横向静 刚度误差最小,仅1.08%,但其余两个方向误差较 大,特别是纵向静刚度超过10%,这是由于单轴+ 等双轴拉伸组合的本构模型在模拟橡胶压缩变形 时精度较高;使用单轴+平面拉伸组合的本构模 型,垂向静刚度和纵向静刚度的误差最小,分别为 1.36%和4.2%,但横向静刚度误差较大,这是由于 单轴+平面拉伸组合的本构模型在模拟橡胶剪切 变形时精度较高;使用单轴+等双轴+平面拉伸 组合的本构模型在3个方向上的误差均小于10%, 但由于同时包含剪切行为和压缩行为的数据,降 低了本构模型在单一方向的计算准确性。

3.4 不同超弹性本构模型对静刚度的影响

控制除本构模型以外的其他变量,选取单 轴+等双轴+平面拉伸的应力-应变曲线组合,橡 胶最大名义应变为1。采用Abaqus软件的材料评 估功能,将上述5种超弹性本构模型进行拟合,得 到如下模型参数: (1) Mooney-Rivlin模型 C_{10} = 0. 211 9, C_{01} =0. 009 84, D=7. 57×10⁻⁴; (2) 3阶 Ogden模型 μ_1 =2. 143, α_1 =2. 523, μ_2 =-1. 641, α_2 =2.839, μ_3 =1.907×10⁻⁵, α_3 =-9.061; (3) Neo Hooke模型 C_1 =0.231, D=7.57×10⁻⁴; (4) Yeoh 模型 C_{10} =0.255 5, C_{20} =-0.024 6, C_{30} =0.004 26; (5) Van der Waals模型 μ =0. 563, λ =5. 232,

 $\alpha = 0.703, \beta = 0.113, D = 8.406 \times 10^{-4}$

将5种超弹性本构模型的参数代入图4—6的 静压仿真模型中,得到隔振器三向静刚度,计算结 果及其与测试结果的误差如表3所示。

由表3可知,使用Mooney-Rivlin模型计算的 三向静刚度与测试结果最接近,误差均小于10%。 使用Van der Waals模型计算的三向静刚度误差最 大,均超过10%。使用3阶Ogden模型和Yeoh模型 计算的三向静刚度误差比较大,特别是纵向静刚 度,误差在20%左右。使用Neo Hooke模型计算的 三向静刚度误差较小,垂向静刚度和纵向静刚度 误差仅为2.01%和5.90%,但横向静刚度误差较大 (14.63%)。

2023年第21卷

理论・研究

表3 不同超弹性本构模型的三向静刚度及计算误差							
超弹性本构模型 —	静刚度/(N・mm ⁻¹)			误差/%			
	横向	垂向	纵向	横向	垂向	纵向	
Mooney-Rivlin	242.8	149.32	70.94	6.23	3.76	6.96	
3阶Ogden	273.47	165.85	79.09	5.61	15.24	19.25	
Neo Hooke	221.06	146.81	70.24	14.63	2.01	5.90	
Yeoh	277.53	164.21	80.20	7.18	14.10	20.92	
Van der Waals	294.53	168.54	82.78	13.75	17.11	24.82	

4 结论

橡胶科技

(1)采用Abaqus软件对WH型橡胶隔振器进行 静压仿真,阐述了仿真思路及大变形网格划分的注 意事项,通过与隔振器静刚度测试结果对比,三向静 刚度计算值误差控制在10%以内,满足工程需要。

(2)橡胶隔振器的仿真精度强烈依赖材料测 试数据,即应力-应变曲线组合。对于WH型橡胶 隔振器,横向静刚度的计算应选择单轴拉伸+等 双轴拉伸的应力-应变曲线组合;垂向、纵向静刚 度的计算应选择单轴拉伸+平面拉伸的应力-应 变曲线组合。若将隔振器与隔振设备组合仿真, 工作条件同时存在压缩变形和剪切变形,需选择 单轴拉伸+等双轴拉伸+平面拉伸的应力-应变 曲线组合。

(3)本研究探讨的5种超弹性本构模型中, Mooney-Rivlin模型的计算误差最小,Neo Hooke 模型仅在描述剪切变形时精度较高,Ogden模型、 Yeoh模型和Van der Waals模型的计算误差较大, 在工程上优先选择Mooney-Rivlin模型。

参考文献:

- [1] 张平,柴国钟,潘孝勇,等. 橡胶隔振器静态特性计算方法研究[J]. 振动、测试与诊断,2010,30(2):105-110.
- [2] 王集. 压剪式橡胶隔振器力学特性研究[D]. 成都:西南交通大学, 2015.
- [3] 郭阳阳. 基于ABAQUS的橡胶隔振器静态特性分析[J]. 信息记录 材料,2019,20(5):49-51.
- [4] 王集. 压剪式橡胶隔振器力学特性研究[D]. 成都:西南交通大学, 2015.
- [5] 张丽霞. 快速货车橡胶减振元件静、动态特性分析[D]. 成都:西南 交通大学,2010.
- [6] 何小静. 橡胶隔振器静态特性计算与建模方法的研究[D]. 广州:华 南理工大学, 2012.
- [7] 王利荣,吕振华.橡胶隔振器有限元建模技术及静态弹性特性分析[J].汽车工程,2002,24(6):480-485.
- [8] 潘孝勇. 橡胶隔振器动态特性计算与建模方法的研究[D]. 杭州:浙 江工业大学,2009.
- [9] 陈莲,周海亭. 计算橡胶隔振器静态特性的数值分析方法[J]. 振动 与冲击,2005,24(3):120-123.
- [10] 李诗瑶,陆浩,赵庆兵,等. 隔震橡胶支座拉伸性能研究[J]. 橡胶 工业,2022,69(5):357-363.

收稿日期:2023-02-09

Study on Static Stiffness Simulation of WH Type Rubber Vibration Isolator

GUO Xiang, ZHAO Liming, WANG Min

(Wuhan New Energy Access Equipment and Technology Research Institute, Wuhan 430072, China)

Abstract: Based on the hyperelastic constitutive theory, the finite element model of a WH type rubber vibration isolator was established by using Abaqus software, and the three-dimensional static stiffness of the rubber vibration isolator was calculated and compared with the test results. The results showed that, for WH type rubber vibration isolators, the combination of stress-strain curves of uniaxial tension and equal biaxial tension should be selected for the calculation of transverse static stiffness, and the combination of stress-strain curves of uniaxial tension and plane tension should be selected for the calculation of vertical and longitudinal static stiffness. Among the five hyperelastic constitutive models discussed in this study, the Mooney-Rivlin model had the smallest calculation error, the Neo Hooke model was only accurate when describing the shear deformation, and the Ogden model, Yeoh model and Van der Waals model had larger calculation errors.

Key words: rubber vibration isolator; hyperelastic constitutive model; static stiffness; simulation