文章编号：1000-4750(2016)05-0234-07

汽车控制臂衬套在整车工况下的有限元仿真

魏志刚[1,2]，陈效华[1]，吴沈荣[1]，陈海波[3]

(1. 奇瑞汽车股份有限公司前瞻技术科学院，芜湖 241009；2. 安徽工业大学机械工程学院，马鞍山 243032；
3. 中国科学技术大学工程科学学院，合肥 230026)

摘　要：汽车控制臂衬套对汽车的操控性和舒适性都有很大影响，分析橡胶臂衬套在整车载荷中的变形规律对于产品设计和验收有很大意义。该文首先分析了控制臂衬套在整车中的受力特点；然后进行了橡胶部件的力学性能实验，确定了材料模型和参数；对控制臂衬套在球头销处承受整车*x*向和*y*向载荷的工况进行了仿真。结果表明控制臂衬套在该文安装方式下，整车*x*向力下后衬套的变形接近K1方向；在整车*y*向载荷下，后衬套变形可以忽略，载荷主要由前衬套承担。该文对衬套刚度设计和台架疲劳寿命实验有指导意义。

关键词：橡胶衬套；控制臂；整车工况；变形；有限元仿真

中图分类号：U463.33; TH113　　**文献标志码：**A　　doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2014.09.0824

FINITE ELEMENT SIMULATION OF RUBBER BUSHING OF AUTOMOBILE CONTROL ARM IN UNDER FULL VEHICLE LOADING CONDITION

WEI Zhi-gang[1,2] , CHEN Xiao-hua[1] , WU Shen-rong[1] , CHEN Hai-bo[3]

(1. Chery Automobile Co., Ltd.,Scientific Research Institute, Wuhu 241009; 2. Anhui University of Technology, Maanshan 243032, China;
3. University of Science and Technology of China, School of Engineering Science, Hefei 230026, China)

Abstract: The rubber bushing in the control arm (CA) of an automobile suspension has a significant influence on vehicle controllability and comfort. The analysis for the deformation behavior of the rubber bushing is important for product design and verification. The load on rubber busing in a full vehicle is analyzed. Then, a rubber material test is performed to identify the material parameters. Finally, the control arm subjected to the load in the global x and y directions is simulated. The results show that the deformation of the back rubber bushing under the global x directional load is close to the K1 direction. Under the global y directional load, the deformation of the back rubber bushing can be neglected and the load is mainly bared by the front rubber bushing. This study may provide a guidance for the stiffness design and fatigue test on rubber bushing.

Key words: rubber bushing; control arm; material parameter; deformation; finite element simulation

悬架中橡胶衬套对于汽车的乘坐舒适性和操控性都有较大的影响，因此在汽车底盘设计中需要详尽地考虑橡胶元件的力学特性[1]。衬套的台架疲劳寿命实验需要确定衬套的载荷谱[2]，以确定加载的方向和方式；衬套的设计和安装需要获得衬套在整车的变形和受力情况，以设计其结构。实现对橡胶衬套在整车工况下分析非常重要。虽然当前已有一些研究对单个橡胶类部件进行了分析[3−6]，由于橡胶材料的非线性特性以及大变形带来的收敛困难[7−9]，直接使用橡胶的非线性模型来分析控制臂

收稿日期：2014-09-29；修改日期：2015-03-20
基金项目：安徽省博士后人员科研活动经费项目
通讯作者：魏志刚(1975−)，男，山东人，副教授，博士后，主要从事有限元建模仿真研究(E-mail: zhigwei@163.com).
作者简介：陈效华(1966−)，男，江苏人，教授级高工，博士，主要从事汽车前瞻科学技术的研究(E-mail: chenxiaohua@mychery.com)；
吴沈荣(1945−)，男，美籍华人，总工，博士，主要从事汽车方面的有限元仿真研究(E-mail: wushenrong@mychery.com)；
陈海波(1968−)，男，福建人，教授，博士，博导，主要从事地下结构抗震研究(E-mail: hbchen@ustc.edu.cn).

或者悬架的承载和力的传递的仿真研究很少。较多的研究将衬套简化为线性模型[10−13]来对控制臂或者悬架进行分析，但橡胶本身是非线性的。也开始有研究使用多段线性[8]的铰接约束模型，或者采用仿真获得衬套非线性刚度曲线[7]来对衬套近似建模。这些方法在简化计算成本和可操作性方面有较大的优点，但由于衬套的多轴加载刚度通常不能由单轴刚度直接叠加获得，上述方法还存在一定的误差。直接测量衬套在不同加载比例下的多轴刚度难以实现，鉴于此，本文分析了控制臂分析的特点并采用非线性有限元法对控制臂衬套的在整车工况变形规律进行了分析。

1　控制臂受力分析

橡胶衬套安装在控制臂焊接总成中，如图 1 所示，前、后两个衬套的内管都固接在车架上，约束全部自由度。路试中橡胶衬套的载荷无法直接测量，能测量的是球头销处(图中 o 点)的整车 x 向和 y 向载荷，为分析衬套的变形，需要将球头销处的载荷折算到衬套上。如果能获得球销处的载荷和衬套载荷的关系，可由路试载荷谱得到衬套的载荷谱，用于台架疲劳试验。为确定后衬套在控制臂中的安装方向，设计中在后衬套上定义了 K1 方向(衬套限位凸台中心和衬套中心的连线)。控制臂在球销处实际受力还包括 z 向力，该力不容易测量，但通过控制臂的绕衬套中心的 x 向转动角度很容易描述该载荷。x 向旋转角度测定和台架加载试验都比较容易实现，本文重点研究在整车工况下，x 向和 y 向承载的衬套受力和变形规律，总的变形可以由这两种工况和扭转工况组合而成。控制臂总成实际上处于一种过约束状态，既使忽略衬套的非线性特性，也无法直接求解球销传到衬套处的载荷，需要附加变形协调条件，是一个非线性问题。

如图 1 所示，如果忽略衬套变形带来的控制臂焊接总成的位置变化，将衬套对控制臂焊接总成的约束等效为控制臂焊接总成在衬套中心受到的非线性约束力，那么以控制臂焊接总成为分析对象，假设控制臂衬套在承受 xoy 面载荷时只在该平面内变形，当衬套承受整车 x 向载荷时，由力和力矩平衡可以得到：

$$F_x = R_{Ax} + R_{Bx} = (K_x^1(\Delta x,\Delta y,\varphi) + K_x^2(\Delta x,\Delta y,\varphi))\Delta x \Rightarrow R_{Ax} = K_x^1(\Delta x,\Delta y,\varphi)\cdot F_x / (K_x^1(\Delta x,\Delta y,\varphi) + K_x^2(\Delta x,\Delta y,\varphi)) \tag{1}$$

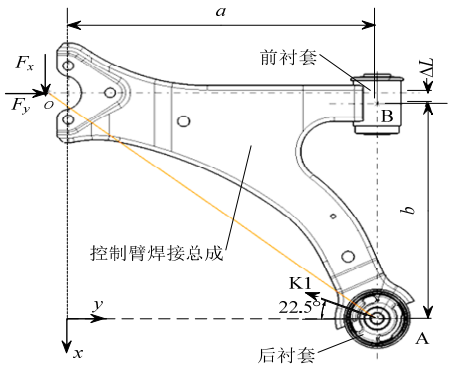


图 1　控制臂受力图

Fig.1　Load condition of the control arm

$$\begin{cases} M(\mathrm{A}) = F_x\cdot a - K_{\mathrm{t}}^2(\Delta x,\Delta y,\varphi_{\mathrm{B}})\varphi_{\mathrm{B}} - \\ \qquad K_{\mathrm{t}}^1(\Delta x,\Delta y,\varphi_{\mathrm{A}})\varphi_{\mathrm{A}} - R_{By}\cdot b = 0 \\ \varphi_{\mathrm{B}} = \varphi_{\mathrm{A}}\ ,\ R_{Ay} = R_{By} \end{cases} \tag{2}$$

式中：F_x 为球销处的 x 向载荷；A 点和 B 点分别为前衬套和后衬套的中心点；a、b 分别为球销中心到前衬套中心、后衬套中心的距离；R_{A} 为后衬套在 A 点处受到的力，下标 x、y 表示在整车坐标系中的分力；Δx 为控制臂焊接总成在衬套中心点处的 x 向位移；$K_x^1(\Delta x,\Delta y,\varphi)$、$K_x^2(\Delta x,\Delta y,\varphi)$ 分别为后、前衬套在中心点处的 x 向刚度，其是非线性的，与衬套所有方向的变形都有关；$K_{\mathrm{t}}^1(\Delta x,\Delta y,\varphi_{\mathrm{A}})$、$K_{\mathrm{t}}^2(\Delta x,\Delta y,\varphi_{\mathrm{B}})$ 为后、前衬套沿其中心的 z 向扭转刚度，由于材料和结构的非线性，该扭转刚度也是非线性的，与衬套所有方向变形都有关。由于扭转角度 φ_{A}、φ_{B} 通常很小，且两个衬套在这个方向上的扭转刚度比较小，如果忽略 $K_{\mathrm{t}}^1(\Delta x,\Delta y,\varphi_{\mathrm{A}})$ 和 $K_{\mathrm{t}}^1(\Delta x,\Delta y,\varphi_{\mathrm{A}})$，那么可以得到：

$$R_{Ay} = R_{By} = F_x\cdot a / b \tag{3}$$

因此在前衬套在完全约束轴向自由度的情况下，后衬套受力的合力与负 y 轴的夹角大小与前后两个衬套的刚度比值有关，可通过求解非线性方程式(1)求得位移，然后求出后衬套的 x 向作用力。

当在球头销中心 o 承受整车 y 向力时，由于力的方向不通过前衬套中心，有力臂 ΔL。因此可能不是前衬套承受所有的力，后衬套有可能受力。以控制臂焊接总成为研究对象，由力的平衡知：

$$\begin{cases} M(\mathrm{B}) = F_y \cdot \Delta L - K_{\mathrm{t}}^2(\Delta x, \Delta y, \varphi_{\mathrm{B}})\varphi_{\mathrm{B}} - \\ \qquad K_{\mathrm{t}}^1(\Delta x, \Delta y, \varphi_{\mathrm{A}})\varphi_{\mathrm{A}} - R_{\mathrm{A}y} \cdot b = 0 \\ F_y = R_{\mathrm{B}y} - R_{\mathrm{A}y} = K_y^2(\Delta x, \Delta y, \varphi)\Delta y_{\mathrm{B}} - \\ \qquad K_y^1(\Delta x, \Delta y, \varphi)\Delta y_{\mathrm{A}} \\ \Delta x_{\mathrm{A}} = \Delta x_{\mathrm{B}} + a \cdot \varphi_{\mathrm{A}} \quad , \quad \varphi_{\mathrm{A}} = \varphi_{\mathrm{B}} \end{cases} \tag{4}$$

式中：Δx_{A}、Δx_{B} 是 A 点和 B 点的位移。此时后衬套在整车 x 方向无作用力，在 y 方向承受的作用力大小与前、后衬套的抗扭刚度有关系，前衬套的 z 向抗扭刚度一般比后衬套大很多，如果外力扭矩大部分由前衬套承受，后衬套承受载荷会较小。但既使后衬套的受力方向完全确定，衬套变形方向和受力方向不一定一致，衬套的变形对力的方向也有一定的影响。理论上测量获得衬套的刚度，通过上述几个方程可以求解衬套在整车工况中的受载。但工程实际中，由于刚度和结构的都存在非线性，衬套任意方向的刚度与三个坐标方向的变形都有关，单向刚度不能直接用于求解，控制多个方向按不同比例加载非常困难。同时衬套刚度是三个变量的非线性函数，求解非线性方程组也将非常困难，要获得精确的解析解很难实现。采用有限元法能够解决这个问题，但由于仿真也存在诸多困难，包含非线性衬套模型的控制臂仿真研究尚未见报道。

2 材料力学性能实验和参数识别

衬套仿真有两个难点，一是材料参数识别，二是收敛控制。虽然橡胶材料具有粘弹性特性[14]，本文研究主要考虑其稳态特性。由厂家提供与零件相同材料和工艺的试样，进行了单轴拉伸、单轴压缩和平面拉伸实验，所有实验采用 10 mm/min 加载速率，逐渐循环加载到最大应变，每个应变值循环 5 次。单轴拉伸和压缩按照国标制备试样，平面拉伸为自制试样(见专利)，采用自动网格法测试。压缩实验机为 SANS 50 kN(见图 2)，单轴和平面拉伸实验采用 INSTRON 5kN 实验机(见图 3)，实验在恒温恒湿实验室进行，采用尼康 D90 单反相机(2000 万像素)拍摄了实验过程。压缩实验采用国标硅油润滑，剪切实验样件夹持可靠，刻制网格清晰，变形均匀。

使用最后一次加载的实验数据，进行调零后用来进行材料模型常数的识别工作，所用实验曲线如图 4 所示。单轴实验曲线包含了单轴压缩和单轴拉伸曲线。橡胶的超弹性模型种类比较多，经过曲线拟合发现 3 阶 Ogden 模型对本实验曲线的拟合最好，该结果也与文献[15]结论符合。3 阶 Ogden 模型如下式所示：

$$U = \sum_{i=1}^{3} \frac{\mu_i}{a_i}(\bar{\lambda}_1^{a_i} + \bar{\lambda}_2^{a_i} + \bar{\lambda}_3^{a_i} - 3) + \frac{9}{2}K(J^{1/3} - 1)^2 \tag{5}$$

其中：u_i、α_i、K 为待识别的材料参数；$\bar{\lambda}_i = J^{-1/3}\lambda_i$，$\lambda_i$ 是主伸长率；J 为雅克比行列式。拟合得到的模型参数如表 1 所示。

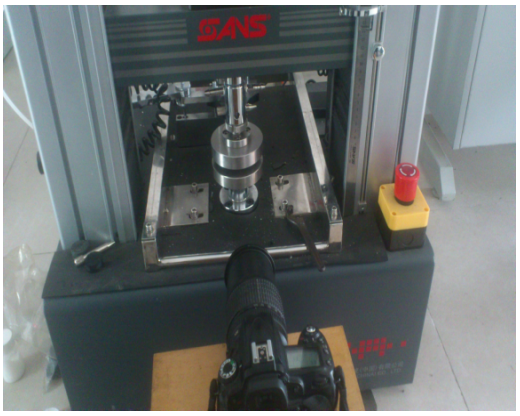


图 2 单轴压缩实验图

Fig.2 Uni-axial compression test



图 3 平面剪切实验

Fig.3 Planar tension test

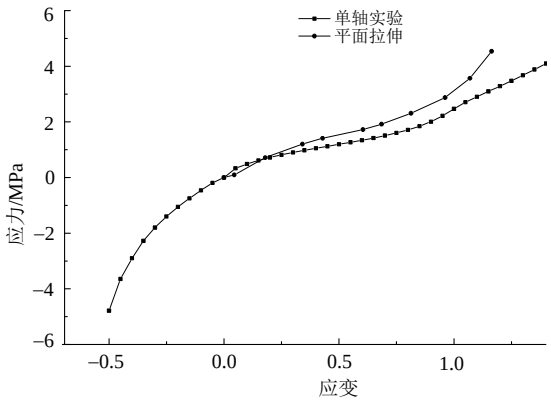


图 4 用于参数拟合的实验曲线

Fig.4 Experimental curve for data fitting

表 1　参数拟合获得的模型参数

Table 1　Parameters derived from experimental data fitting

i	μ_i	α_i	K
1	1.311	1.369	11.0
2	0.656	1.377	—
3	0.009	0.003	—

3　有限元建模

控制臂总成中前衬套采用过盈配合压装在控制臂焊接总成的内孔中，要对控制臂整体分析，第一步首先要模拟该装配过程，该衬套过盈量较大，仿真比较困难。本文采用了一种特殊的方法来模拟这个装配过程。首先建立未变形状态的衬套橡胶软垫模型和与之配合的内管刚性面模型，然后以内管的中心为中心，将内管面沿着轴向放大、径向缩短，使得内管的半径略大于或者等于橡胶软垫的最大半径。然后设定相应的接触条件，固定衬套内圈，缩小内圈到初始状态，得到装配好的衬套。模型如图 5 所示，衬套内管和橡胶软垫通过粘接接触约束在一起，内孔面与衬套采用滑动接触，使用反正切摩擦力模型，摩擦系数 0.75，仿真最后得到的装配后前衬套变形状态如图 6 所示。

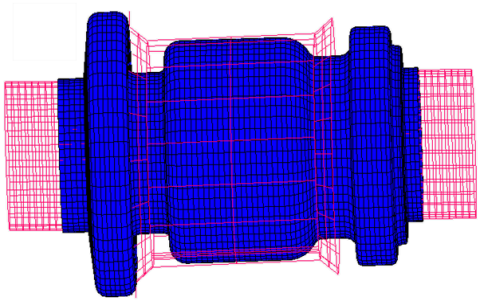


图 5　初始状态

Fig.5　Initial status

将变形后的前衬套以及内部应力一并导入到后衬套和控制臂焊接总成模型中，形成总体分析模型。由于两个衬套的内管都与车架固接，将其建模为一个刚体，约束全部自由度。控制臂焊接总成也使用刚性体建模，仅保留与两个衬套接触的面，将其控制点定义在球销中心，在此控制点处定义载荷。由于球销处的载荷以整车 x 向和 y 向为主，分别考虑各向分力单独作用的情况。x 向加载为 0 N~2500 N 的坡道载荷，有限元模型如图 7(a)所示。y 向加载也为 0 N-3000 N 的坡道载荷，直接将作用力平移到前衬套轴线上，在此处定义焊接总成刚体模型的控制点，有限元模型如图 7(b)所示。

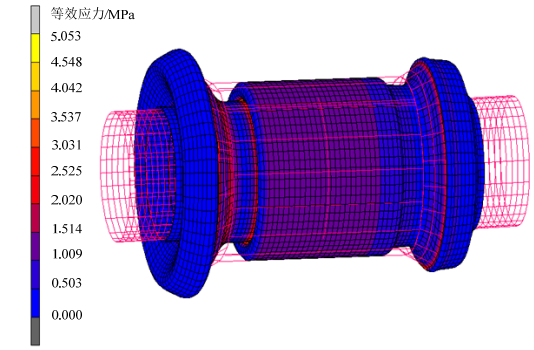
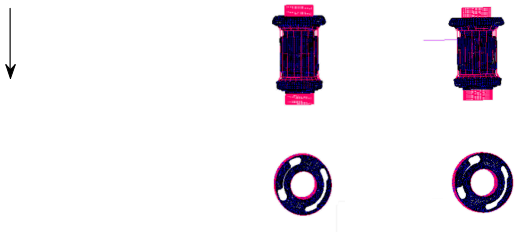


图 6　装配后的状态

Fig.6　Status after assembly



(a) 整车 x 向载荷模型　　(b) 整车 y 向载荷模型

图 7　控制臂有限元模型

Fig.7　Finite element model of control arm

4　结果及分析

承受整车 x 向载荷的控制臂总成分析结果如图 8、图 9 所示。从图中可以看出，在将衬套内管全部约束到车架上以后，在承受整车 x 向力作用下，后控制臂衬套的变形方向基本上沿着衬套的 K1 方向(在控制臂总成中的方向见图 1)，衬套 K1 方向的刚度在设计中有明确的要求，衬套变形沿着这个方向对于设计和质量控制都很有利。该变形方向基本符合设计的预期。在该载荷工况下，前衬套承受负 y 向力，有小角度 z 向的扭转变形，控制臂焊接总成的旋转中心接近前衬套的中心。

仿真给出了球销中心处的控制点的平动位移和三个 Tait-Bryan 角，需要计算衬套外圈中心的刚体位移以定量评定衬套的变形方向。由 MSC.Marc 得到衬套中心的旋转位移矢量 $\boldsymbol{n}=[\alpha\ \beta\ \gamma]^{\mathrm{T}}$，由下式可求得旋转矩阵：

$$\boldsymbol{R}=\cos\|\boldsymbol{n}\|\boldsymbol{E}+\frac{(1-\cos\|\boldsymbol{n}\|)}{\|\boldsymbol{n}\|}\boldsymbol{n}\cdot\boldsymbol{n}^{\mathrm{T}}+\frac{\sin\|\boldsymbol{n}\|}{\|\boldsymbol{n}\|^2}\boldsymbol{N} \quad (6)$$

式中：$\boldsymbol{N}=\begin{bmatrix}0 & -\gamma & \beta\\ \gamma & 0 & -\alpha\\ -\beta & \alpha & 0\end{bmatrix}$；$\boldsymbol{E}$ 为单位矩阵；$\|\boldsymbol{n}\|$ 为向量 $\boldsymbol{n}$ 的模。

在刚体控制点(球销中心)上提取出平动位移和

旋转角度，代入式(6)，求得旋转矩阵 $\boldsymbol{R}$，然后根据刚体运动学公式(7)可求解出衬套外圈中心的位移。

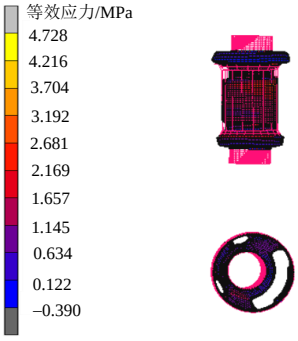


图 8 控制臂衬套最终变形状态及米塞斯应力分布

Fig.8 Deformation and Mises stress of the control arm in the final status

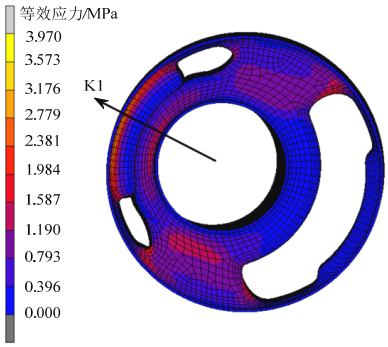


图 9 最终变形状态及应力分布

Fig.9 Deformation and Mises stress of the rear bushing in the final status

$$\begin{bmatrix}\Delta x\\ \Delta y\\ \Delta z\end{bmatrix}=\boldsymbol{R}-\boldsymbol{E}\begin{bmatrix}x\\ y\\ z\end{bmatrix}+\begin{bmatrix}d_1\\ d_2\\ d_3\end{bmatrix} \tag{7}$$

其中：$[\Delta x\ \ \Delta y\ \ \Delta z]'$为衬套外圈中心的平动位移；$\boldsymbol{E}$为单位矩阵；$[x\ y\ z]'$为衬套外圈中心相对于球销中心的坐标；$[d_1\ d_2\ d_3]'$为球销中心的平动位移。由式(7)计算出两个衬套外圈中心的位移。由该位移矢量可以计算出衬套变形的方位角(衬套外圈中心位移矢量与整车 y 轴负向的夹角)如图 10 所示，在力较小的时候由于前衬套的预应力使得该方位角有所变动，但很快稳定于 14°左右。该角度只是后衬套中心点的平动方向，衬套本身随控制臂总成绕整车 z 轴还有一定的扭转，在该加载范围内，扭转角最大为 1.5°，对变形方位的影响比较小。总体来说，该变形方向与 K1 方向只有 5°、6°的差异，比较接近。衬套的变形有一个确定的方向，给疲劳台架试验带来了极大的方便，路况载荷下的台架疲劳就可仅在该方向和 x 轴扭转方向加载，对于提高试验精度和效率意义很大。

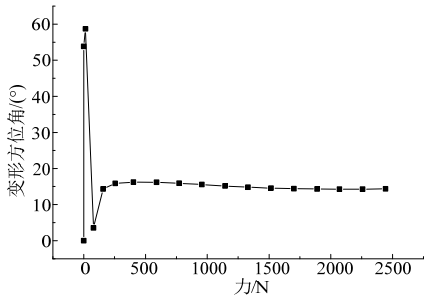


图 10 衬套变形方位角度

Fig.10 Azimuth angle of the deformation of the bushing

在整车 y 向载荷作用下的控制臂分析获得的最终变形状态及米塞斯应力分布见图 11 和图 12，从图中可以看出，后衬套在承受 y 向载荷下几乎没有变形，说明载荷主要由前衬套承担。虽然 y 向力与前衬套的中心有一小的力臂，但由于前衬套采用过盈装配，径向刚度比较大，对后衬套的影响比较小。前衬套在受力方向有较大的变形，同时有一定的整车 z 轴扭转，但扭转过程中衬套受力中心也随着变化，使得整个控制臂基本上无扭转，可参见图 12 中的 z 轴扭转角度。

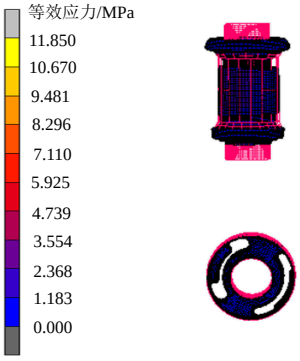


图 11 整车 y 向加载最终变形

Fig.11 Final deformation under y-directional load

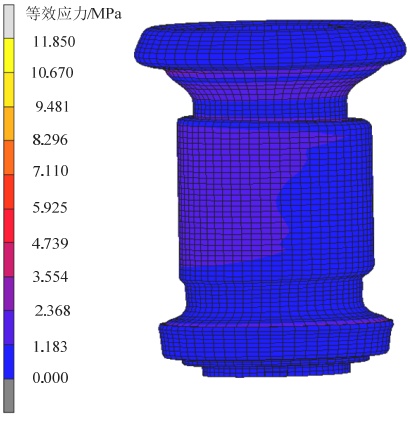


图 12 前衬套在 y 向加载下的最终变形状态

Fig.12 Final deformation of front bushing under y-directional load

在承受整车 x 向力和 y 向力的作用下，控制臂焊接总成的旋转角度如图 13 所示，在承受整车 x 向力的作用下，控制臂焊接总成/衬套外管的转角比整车 y 向力作用下的转角大一个数量级。由于焊接总成的旋转角度较小，在两种受载情况下的控制臂整体扭转刚度(整车 z 轴正、负向扭转刚度)基本一致，整车 x 向力作用下的力臂 a 比整车 y 向作用的力臂ΔL 大一个数量级，因此在 y 向力作用下的控制臂焊接总成的转角比较小。另一方面由于衬套变形引起的控制臂总成绕 z 轴转角不大，衬套变形对力的分配影响不大。

根据衬套 x 轴测试的刚度，按照式(3)和式(1)计算的衬套载荷与有限元仿真的结果对比如表 2 所示，从表 2 可以看出，采用简化的计算模型分析的结果与仿真的结果有一定的差别，在 2000 N 左右的载荷下计算误差在 12%左右，随着载荷的增大，该误差会继续增大，对精度要求不是特别高的场合可以用以估算。表 2 中的两个衬套的刚度都是单向刚度，前衬套的 x 向刚度基本上是个常值，后衬套 x 向刚度是随载荷变化，x 向载荷求解的仍然是一个非线性方程。

表 2　简化计算与仿真计算得到衬套约束反力对比

Table 2　Comparison of constraint force derived from simplified calculation and simulation

项目	前衬套	后衬套
x 向载荷仿真/N	−1433	−515
x 向载荷简算(N)/刚度/(N/mm)	−1369/710	−579/300
y 向载荷仿真/N	2550	−2368
y 向载荷简算(N)/刚度(N/mm)	2655	−2655

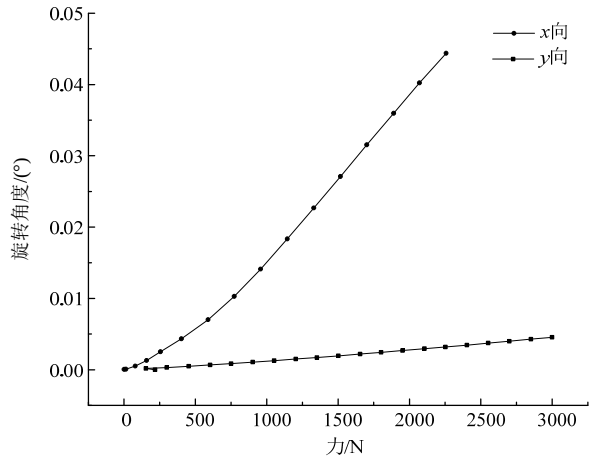


图 13　整车工况中焊接总成承受 x 向力和 y 向力作用下的控制臂 z 轴旋转角度

Fig.13　Comparison of rotation angle of control arm between x-directional load and y-directional load

5　结论

本文对控制臂衬套在整车工况中受 x 向和 y 向载荷下的变形进行了分析和仿真，对衬套的变形以及计算方法进行了研究。从本文的分析结果来看，在实际承载中，后衬套的变形基本上沿着 K1 方向，略低于球销中心和后衬套中心的连线，因此该方向是刚度设计和疲劳测试的重要方向；在球销中心作用的整车 y 向载荷主要由前衬套承担，后衬套变形基本上可以忽略，因此后衬套的设计可主要考虑整车 x 轴的载荷和 x 向的扭转，疲劳台架试验就可以仅在平动变形方向和 x 轴扭转两个方向加载，极大地提高台架疲劳试验的精度和效率。衬套的约束简化为铰链约束仍然具有一定的精度，在精度要求不是很高的情况下，可使用单轴刚度来计算衬套载荷。当然某些方向的求解仍然需要先测定刚度，然后求解非线性方程。利用该分析方法可建立球销载荷和衬套载荷/位移的对应关系，可以将球销处的路试折算为衬套的载荷谱，实现衬套的路况疲劳分析。

参考文献：

[1] Gil-Negrete N, Vinolas J, Kari L. A simplified methodology to predict the dynamic stiffness of carbon-black filled rubber isolators using a finite element code [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 296(4/5): 757－776.

[2] 高云凯, 徐成民, 方剑光. 车身台架疲劳试验程序载荷谱研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(4): 92－98.
Gao Yunkai, Xu Chengmin, Fang Jianguang. Study on the programed load spectrum of the body fatigue bench test [J]. Journal of Mehcnanical Engineering, 2014, 50(4): 92－98. (in Chinese)

[3] 石少亮, 吴伟蔚, 黄虎, 刘新田. 车用橡胶衬套的非线性有限元分析[J].机械设计与制造, 2011(9): 30－32.
Shi Shaoliang, Wu Weiyu, Huang Hu, Liu Xintian. Finite element analysis of nonlinearity for rubber bushing used in vehicle [J]. Machinery Design & Manufacture, 2011(9): 30－32. (in Chinese)

[4] 张云清. 发动机悬置系统动力学建模及优化研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2011.
Zhang Yunqing. Study on the modeling and optimization of powertrain mounting systems [D]. Wuhan: Huanzhong University of Sciense and Technology, 2011. (in Chinese)

[5] 于增亮, 张立军, 余卓平. 橡胶衬套力学特性半经验参数化模型[J]. 机械工程学报, 2010, 46(14): 115－123.
Yu Zengliang, Zhang Lijun, Yu Zhuoping. Semi-Empirical parameterized dynamic model of rubber bushing menchanical properties. Journal of Mehcnanical

Engineering, 2010, 46(14): 115－123. (in Chinese)

[6] 上官文斌, 徐驰. 汽车悬架控制臂液压衬套动态特性实测与计算分析[J]. 振动与冲击, 2007, 26(9): 7－11.
Shangguan Wenbin, Xu Chi. Experiment and calculation methods for analyzing dynamic performances of hydraulic shings used in control arms of a suspension [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(9): 7－11. (in Chinese)

[7] 曹正林, 李骏, 郭孔辉. 基于虚拟试车场的轿车悬架耐久性强化试验仿真研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(10): 122－127.
Cao Zhenglin, Li Jun, Guo Konghui. Research on passenger car suspension durability using virtual proving ground [J]. Journal of Mehcnanical Engineering, 2012, 48(10): 122－127. (in Chinese)

[8] 上官文斌, 代林, 林浩挺, 俞宏. 汽车悬架系统中铰接点载荷的计算方法[J]. 汽车工程, 2014, 36(12): 222－230.
Shangguan Wenbin, Dai Lin, Lin Haoting, Yu Hong. A calculation method of the loads in hinge points of vehicle suspension system [J]. Automotive Engineering, 2014, 36(12): 222－230. (in Chinese)

[9] 姜莞. 商用车动力总成悬置性能模拟与疲劳寿命预测研究[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
Jiang Guan. Study on features and fatigue life prediction of heavy-duty commercial vehicle powertrain mounts [D]. Changchun: Jilin University, 2011. (in Chinese)

[10] 高晋, 宋传学. 橡胶衬套刚度对悬架特性的影响[J]. 吉林大学学报(工学版), 2010, 40(2): 324－329.
Gao Jin, Song Chuanxue. Influence of rubber bushing on suspension performance [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2010, 40(2): 324－329. (in Chinese)

[11] 陈无畏, 李欣冉, 陈晓新, 王磊. 车辆悬架中高频振动传递分析与橡胶衬套刚度优化[J]. 农业机械学报, 2011, 42(10): 25－29.
Chen Wuwei, Li Xinran, Chen Xiaoxin, Wang Lei. Middle-hight frequency vibration transfer analysis of vehicle suspension and optimization of rubber bushings [J]. Transactions of the Chinese Society for Agriculutral Machinery, 2011, 42(10): 25－29. (in Chinese)

[12] Blundell M, Harty D. The multibody systems approach to vehicle dynamics [M]. New York: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.

[13] Suh C H. Joint force and moment analysis of a three-dimensional suspension mechanisms [C]. SAE Technical Paper 910015, 1991.

[14] 吴杰, 上官文斌. 采用粘弹性分数导数模型的橡胶隔振器动态特性的建模及应用[J]. 工程力学, 2008, 25(1): 161－166.
Wu Jie, Shangguan Wenbin. Modeling and applications of dynamic characteristics for rubber isolators using viscoelastic fractional derivative model [J]. Engineering Mechanics, 2008, 25(1): 161－166. (in Chinese)

[15] 龚科家, 危银涛, 叶进雄. 填充橡胶超弹性本构参数试验与应用[J]. 工程力学, 2009, 26(6): 193－198.
Gong Kejia, Wei Yintao, Ye Jinxiong. Constitutive parametric experiment of tire rubber hyperelastic laws with application [J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(6): 193－198. (in Chinese)