

# 汽车铸铁转向节的碰撞失效模拟研究

刘彦梅，李伟，郑颢

广州汽车集团股份有限公司汽车工程研究院

**【摘要】**为了在小偏置碰撞整车工况仿真中更精确地模拟汽车转向节及球铰失效对车轮偏转的影响，本文以某铸铁转向节为研究对象，开展了铸铁材料 QT450-10 的系统力学试验，建立了该材料弹塑性模型和 CrachFEM 失效材料模型，并且通过转向节拉拔破坏试验和模拟对标验证了 CrachFEM 材料仿真卡片的准确性。同时，开展了转向节与下摆臂球铰的不同连接模拟方法对转向节失效预测的影响，对比结果表明，使用详细球铰模型和 Beam 梁单元表征铰链力学特性的方式能够更准确地模拟铸铁转向节失效，从破坏位置、断裂位移和载荷极限力等角度都比其他球铰建模方法更贴合试验结果，有助于提高小偏置碰撞中底盘结构和连接的仿真精度。

**【关键词】** 铸铁转向节，失效模型，球铰连接模拟，断裂失效模拟，仿真精度

## Crash Failure Prediction of Cast Iron Auto Steering Knuckle

Liu Yanmei, Li Wei, Zheng Hao

GAC Automotive Research & Development Center

**Abstract:** In order to more accurately simulate the effect of steering knuckle and ball joint failure on wheel deflection in the simulation of small offset collision. A cast iron steering knuckle was taken as the research objective, a systematic material test was performed for QT450-10 and the corresponding material elastic-plastic model and CrachFEM failure parameters were fitted. The CrachFEM material card was validated well by simulation for tension tests for knuckles. Meanwhile, the comparison study was performed to investigate the influence of different joint modeling methods on knuckle failure. The results show that the detailed modeling of joint and beam connection can evidently predict the knuckle failure to fit the tests results from the viewpoint of failure location, failure deflection and peak force, which will provide suitable modeling methods to improve simulation accuracy for chassis structures and connections.

**Key words:** cast iron steering knuckle, CrachFEM material model, joint modeling methods on knuckle failure, crash failure prediction, simulation accuracy

## 引言

传统汽车碰撞安全开发主要通过车身结构设计与高强钢材料的应用提升整车耐撞性能，如前纵梁的压溃吸能优化和车身热成形钢板应用等<sup>[1]</sup>。随着 25% 小偏置正面碰撞试验的引入，所有来自正面的冲击力将由纵梁以外的结构承受，一方面要求 A 柱和门槛具备足够的强度以抵抗来自车轮的冲击，另一方面要求通过底盘转向系统的偏转与断裂失效设计使车轮发生脱落来减少对乘员舱的碰撞力<sup>[2]</sup>。从车身减重和成本控制要求的角度考虑，很多车型偏向于采用转向节和下摆臂总成的结构断裂和连接失效实现车轮偏转<sup>[3]</sup>。

尽管汽车碰撞安全开发大量使用计算机辅助工程(Computer Aided Engineering, CAE) 仿真替代整车试验，但针对小偏置碰撞性能开发，大多数主机厂仍旧采用试验后调整仿真模型并对标，以获得相对准确的 CAE 模型，再在此基础上进行优化改进的解决思路<sup>[4]</sup>。主要受制于底盘结构和连接的碰撞模拟精度差，使用传统刚性体及约束连接不能准确地模拟底盘零件的实际受力和运动姿态，造成主要底盘结构，如转向节、下摆臂和轮毂的运动变形与断裂失效均有较大偏差，同时，刚性约束连接也不能可靠地模拟球铰的失效分离现象。

汽车转向节是底盘的关键结构，通过球铰和螺栓等方式

与轮毂、下摆臂、转向横拉杆、稳定杆、悬架等相连接。小偏置碰撞中，铸铁转向节本体经常发生结构失效，表现为材料的正向断裂失效。郑颢等<sup>[5]</sup>基于 CrachFEM 失效准则开展了汽车铸铝轮毂的断裂失效模拟，通过精细化建模预测轮毂在碰撞冲击载荷下的断裂行为。张健等<sup>[6]</sup>通过力失效准则研究了底盘球铰连接在小偏置碰撞中的作用及其对仿真结果的影响。本文以某车型铸铁转向节为研究对象，基于 CrachFEM 准则建立铸铁材料失效参数，通过部件级试验和仿真，对比分析不同球铰模拟方法对转向节断裂失效的影响，提高小偏置碰撞中底盘结构和连接的模拟精度，为汽车碰撞仿真提供参考依据。

## 1 带失效的铸铁材料模型开发

### 1.1 铸铁材料的系统化力学试验

以球墨铸铁 QT450-10 为研究对象，开展铸铁转向节的系统化材料力学试验，获得材料的弹塑性和断裂性能。试验样件从厚度为 5mm 的铸铁平板上切割获得。考虑铸铁材料的塑性硬化效应，开展三组加载速度的单轴拉伸试验。图 1 为材料拉伸试验的工程应力-应变曲线，应变率从 0.001/s 变到 100/s，材料强度大约提升 25%。

材料断裂失效与应力状态有关，本文设计了 5 种试验类型，代表 5 种不同的应力状态，包括直角开槽样条拉伸试

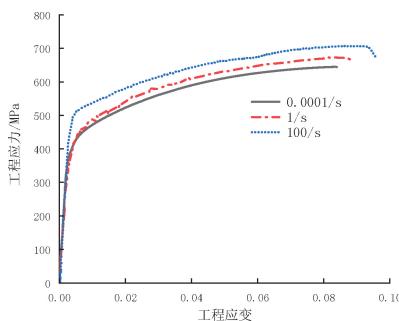


图 1 球墨铸铁工程应力-应变曲线

验、圆孔样条三点弯曲试验、宽样条三点弯曲试验、剪切试验和穿孔试验。所有试验的样件尺寸都经过准确设计以表征相应的应力三轴度和主应力比(或剪应力比)。图 2 仅列出 3 组复杂断裂试验样件尺寸。三点弯曲样件为 50mm×20mm 平板, 穿孔试验样件为直径 59mm 的圆板。试验后根据断口区域的厚度和减薄率计算该应力状态下的失效应变值。此外, 铸铁材料的失效应变对应变率存在敏感性, 因此, 开展了准静态(应变率为 0.001/s) 和动态(应变率为 100/s)的材料断裂力学试验。表 1 为 5 种应力状态计算得到材料在准静态和动态加载下的失效应变值。应力三轴度  $\eta$  可以用来描述单元应力状态, 其表达式为

$$\eta = -3 \times \frac{p}{\sigma_M} \quad (1)$$

式中,  $p$  为静水压力, 单位为 MPa;  $\sigma_M$  为 Mises 等效应力, 单位为 MPa。

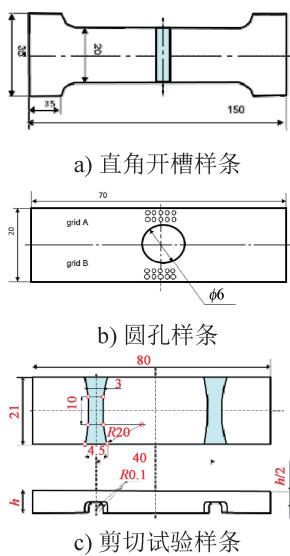


图 2 典型断裂试验样件尺寸示意图

表 1 铸铁材料系统化力学试验矩阵

试验类型	应力三轴度 $\eta$	失效应变 / (0.001/s)	失效应变 / (100/s)	断裂形式
直角开槽拉伸	1.5	0.0210	0.0207	正向
圆孔三点弯曲	1	0.1243	0.1067	正向
宽样条三点弯曲	1.732	0.1010	0.1067	正向
剪切试验	0	0.2469	0.2222	剪切
穿孔试验	2	0.1727	0.1843	正向/剪切

## 1.2 铸铁材料塑性硬化行为表征

对于金属材料, 常用的塑性硬化准则有 Swift 准则、Hocket-Sherby 准则和 Ghosh 准则<sup>[7]</sup>。基于应变率为 0.001/s 对应的真应力-真应变曲线, 采用三种硬化准则拟合获得的曲线如图 3 所示。当塑性应变小于 0.05 时, Swift 硬化曲线明显高于试验值。Hocket-Sherby 准则中塑性应变小于 0.01 时, 其拟合值比试验低。Ghosh 硬化准则在有效塑性段的拟合值与实际真应力值最为匹配, 因此, 选择 Ghosh 准则进行塑性硬化曲线的拟合与外推。

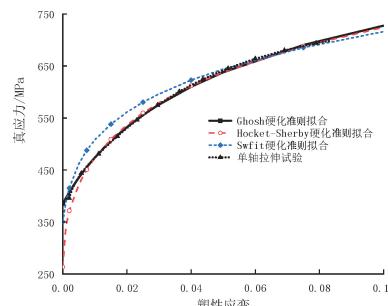


图 3 准静态 0.001/s 塑性硬化曲线拟合

由于 QT450-10 材料塑性硬化具有一定的应变率效应, 使用应变率敏感指数  $m$  来衡量塑性硬化的应变率效应<sup>[8]</sup>, 从而计算不同应变率下的真应力-真应变曲线, 其表达式为

$$\sigma = \sigma_{ref} \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_{ref}} \right)^m \quad (2)$$

式中,  $\dot{\varepsilon}_{ref}$  为参考应变率,  $\dot{\varepsilon}_{ref} = 0.001/s$ ;  $\sigma_{ref}$  为对应的真应力, 单位为 MPa。

当  $m=0.018$  时, 应变率为 1/s 和 100/s 的硬化曲线拟合度较好, 如图 4 所示。汽车碰撞仿真中单元的应变率范围在 0.001/s~1000/s 之间, 基于式 (2) 可以计算不同应变率的硬化曲线, 并根据 Ghosh 准则将塑性应变外延至 1.5, 如图 5 所示。

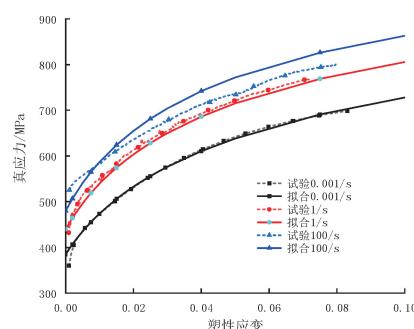


图 4 应变率相关塑性硬化拟合

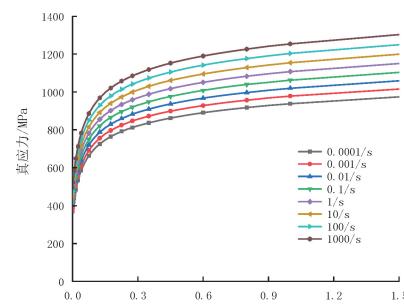


图 5 不同应变率的塑性硬化曲线

### 1.3 铸铁材料断裂失效行为表征

CrachFEM 模型同时考虑材料的正向断裂与剪切断裂两种机理，根据不同的材料类型设计不同种类的材料试验来表征正向断裂及剪切断裂特性，对材料的失效预测更加全面准确<sup>[9]</sup>。工程仿真中，铸铁材料的建模通常采用实体单元模拟。三维应力状态下，正向断裂失效可表示为

$$\varepsilon_{eq}^{**} = d e^{\beta \theta} \quad (3)$$

式中， $d$  和  $q$  为参数，需要通过材料试验进行拟合求解； $\beta$  为单元应力状态表征参数。

$$\beta = \frac{1 - s_{nf} \eta}{\sigma_1 / \sigma_M} \quad (4)$$

式中， $s_{nf}$  为材料相关的参数； $\sigma_1$  为第一主应力，单位为 MPa； $\sigma_M$  为 von Mises 等效应力，单位为 MPa。

同理，剪切失效准则引入剪切应力与 Mises 应力比，结合应力三轴度提出的三维应力表征参数  $\theta$ ，计算公式为

$$\theta = \frac{1 - k_{sf} \eta}{\tau_{max} / \sigma_M} \quad (5)$$

式中， $k_{sf}$  为材料相关的参数； $\tau_{max}$  为最大剪应力，单位为 MPa。

CrachFEM 剪切失效准则可以表述为

$$\varepsilon_{eq}^{**} = \frac{\varepsilon_{sf}^+ \sin h[f(\theta - \theta^-)] + \varepsilon_{sf}^- \sin h[f(\theta^+ - \theta)]}{\sin h(f(\theta^+ - \theta^-))} \quad (6)$$

式中， $\theta^+$  和  $\theta^-$  为双轴拉伸和压缩的应力状态；相应的  $\varepsilon_{sf}^+$  和  $\varepsilon_{sf}^-$  为双轴拉伸和压缩的失效应变。 $\varepsilon_{sf}^+$  可以通过穿孔试验获得，其他参数如  $\varepsilon_{sf}^-$ 、 $f$ 、 $k_{sf}$  则需要基于材料试验结果拟合获得。

结合表 1 相关断裂试验及失效应变值，拟合获得 QT450-10 材料在准静态 0.001/s 和动态 100/s 的断裂失效极限曲面。图 6 仅为平面应力状态下的失效极限曲线，横坐标使用主应变比  $\alpha$  来描述。

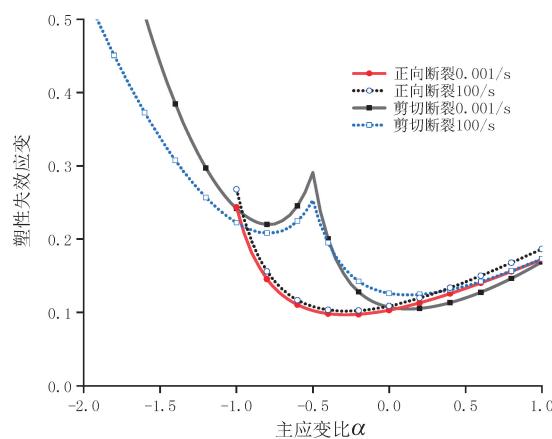


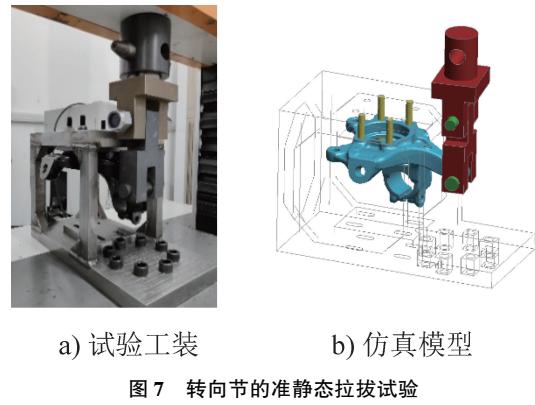
图 6 断裂失效极限曲线

有限元仿真中主要定义上下限应变速率的失效极限曲面，其他应变速率采用对数插值获得。通过用户自定义模型编译实现 CrachFEM 失效模型与 LS-DYNA 非线性显式求解器联合计算，对材料准静态和动态单轴拉伸试验以及断裂失效力学试验进行有限元仿真，通过载荷力-位移曲线和断裂失效应变标定球墨铸铁材料模型的准确性。

### 2 铸铁转向节的断裂失效模拟

整车小偏置碰撞中转向节与转向横拉杆连接区域的铸铁结构容易发生断裂失效，通过零部件试验和有限元模拟研究铸铁转向节的建模方法，同时验证 CrachFEM 材料失效模型在结构断裂预测方面的准确性。

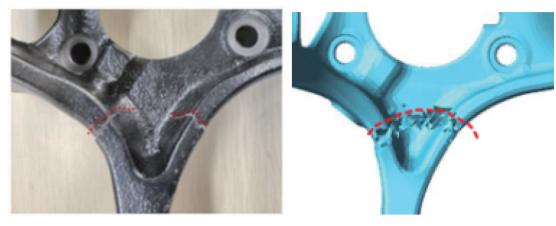
图 7 为铸铁转向节的准静态拉拔试验和仿真模型，转向节与轮毂通过安装螺栓孔固定在工装上，在与转向横拉杆连接的螺栓孔处施加载荷，试验机以 1mm/min 的速度匀速加载直至转向节发生破坏。两次试验中转向节的变形和断裂破坏完全相同。有限元模型中，采用 2 阶 10 节点四面体单元对铸铁转向节进行网格划分，为有效预测断裂失效及裂纹扩展，平均网格尺寸为 2~4mm。同时，兼顾时间步长和单元质量缩放，最小单元尺寸不低于 1mm。铸铁转向节内部网格的连续过渡也要相对合理，厚度方向至少分布三层网格，以预测结构在弯折变形下的应力状态。螺栓与转向节通过接触定义，固定螺栓施加预紧力，通过“Initial \_ Stress \_ Section”实现。



a) 试验工装 b) 仿真模型

图 7 转向节的准静态拉拔试验

图 8a 为拉拔试验过程中铸铁转向节发生断裂破坏的位置，两次试验一致性很好。使用基于系统化材料力学试验与 CrachFEM 失效准则开发的 QT450-10 球墨铸铁仿真卡片进行准静态拉拔试验的模拟计算，其断裂失效预测位置如图 8b 所示，转向节失效形式与试验完全相同。图 9 为拉拔试验和仿真的载荷力-位移对比，仿真曲线与试验吻合度良好。有限元仿真中，铸铁转向节承受的载荷极限为 48.1kN，试验平均值为 46.5kN，误差仅为 3.4%。仿真中，加载位移达到 12.4mm 时发生单元失效，与试验值的误差仅为 1.2%。尽管仿真模拟中断裂失效扩展速度比试验慢，但结合 CrachFEM 失效模型和精细化建模可以有效表征铸铁转向节的断裂失效特性。



a) 试验 b) 仿真

图 8 铸铁转向节拉拔试验和仿真失效对比

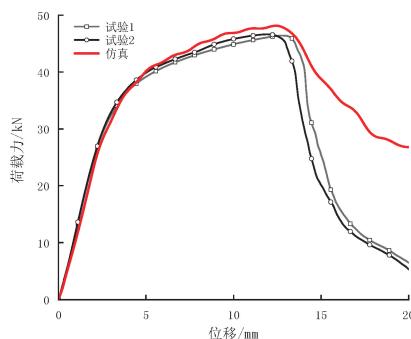


图 9 拉拔试验和仿真的载荷力-位移对比

### 3 球铰建模方法对转向节失效的影响

铸铁转向节本体通过球铰和螺栓与转向拉杆、下摆臂、悬架等相连接。螺栓为固定连接，仿真建模相对成熟。球铰为转动副连接，其运动变形对相连接的两个零件受力状态有所影响。通过零件总成试验和有限元仿真，对比研究不同球铰建模方法对铸铁转向节断裂失效的影响。

#### 3.1 转向节与下摆臂球铰的准静态拉拔试验

转向节与下摆臂球铰是小偏置碰撞最为重要的连接，对车轮偏转程度敏感性大。首先通过准静态拉拔试验获得球铰的力学性能，作为下一步研究球铰模拟的输入基础。图 10 为球铰垂直拉拔和 15°斜角拉拔的试验过程，球铰底部壳体采用工装固定约束，在球销杆顶部施加载荷力。图 11 为球铰拉拔试验载荷力-位移曲线，两次试验曲线重复性好。垂直和斜角拉拔试验的差异性很小，加载方向对球销杆从球铰卡环分离的影响很小。垂直拉拔极限力值为 41.1kN，斜角拉拔极限力值为 40.8kN，极限位移约 6.5mm 时球铰开始分离，主要表现为球座受到球销球头的挤压发生塑性变形。

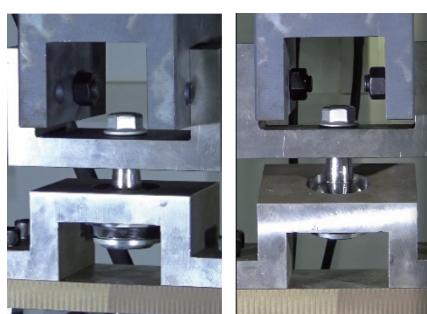
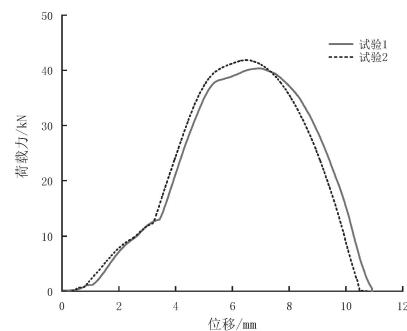


图 10 球铰垂直和斜角拉拔试验

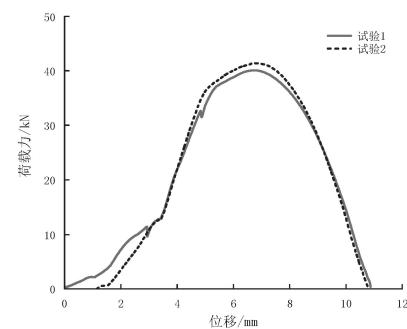
#### 3.2 球铰连接的模拟方法

碰撞仿真通常采用“\*Constrained\_Joint\_Spherical”定义球铰名义转动副，描述相连接两个零件的运动关系，同时，通过设置转动副的失效力来模拟球铰分离。由于缺少实际的球铰连接结构的接触模拟，如球销杆、球座等，其运动形式与实际情况略有差异。

图 12a 为详细球铰切面图，球头被内球座（聚甲醛 [POM] 材料）包裹在球座壳体（45 号钢）内，球销杆旋转过程中与球座壳体和内球座产生接触。内球座结构与厚度



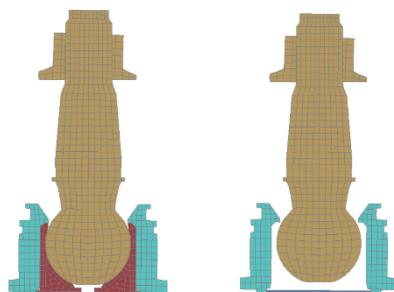
a) 垂直拉拔试验



b) 斜角拉拔试验

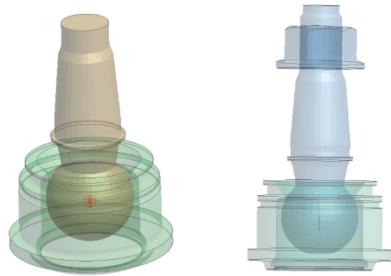
图 11 球铰试验载荷力-位移曲线

很小，建模需要采用 1~2mm 的实体网格，会使计算时间步长过小。内球座对球头分离的影响很小，仿真中可以忽略。图 12b 为简化的球铰切面，主要由球销杆和球座壳体组成，其相对转动产生的载荷力和载荷方向可以合理地传递到转向节和下摆臂上。球座壳体顶部卡环主要起限位作用，球铰分离的模拟则采用 Joint 或 Beam 单元实现，如图 13 所示。图 13a 为球座壳体与球销杆的转动副定义。相比传统转向节和下摆臂的结构 Joint 模拟，采用球铰 Joint 建模来描述实际球销杆和球座的连接，球销杆与转向节固定连接，球座与下摆臂通过橡胶衬套连接。图 13b 则采用 Beam 梁单元代替球铰 Joint 连接，梁单元一端与球座底部固定，另一端连接球头中心。选择 LS-DYNA MAT67 非线性弹性模型表征梁单元，直接输入球铰垂直拉拔的载荷力-位移曲线作为梁单元垂直方向的刚度特性，同时通过梁单元极限位移（6.5mm）定义失效。



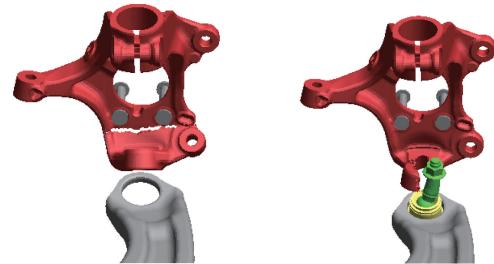
a) 详细球铰切面 b) 简化球铰切面

图 12 转向节球铰切面图

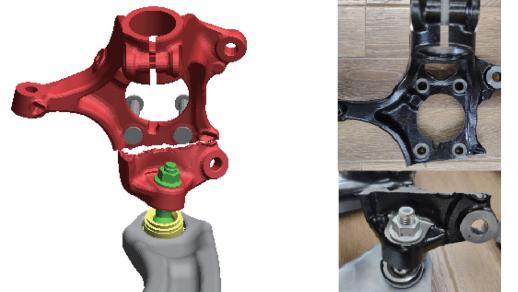


a) 球铰 Joint 建模 b) 球铰 Beam 建模

图 13 基于简化球铰的连接模拟

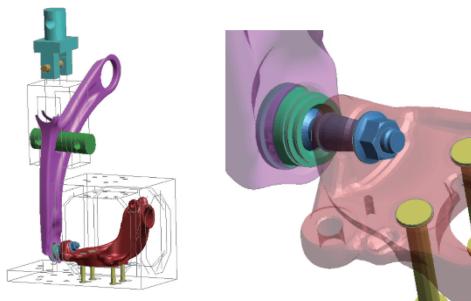


a) 结构 Joint 连接 b) 球铰 Joint 连接



c) 球铰 Beam 连接 d) 试验断裂位置

图 15 不同球铰模拟对转向节失效的影响



a) 有限元模型

b) 局部球铰模型

图 14 转向节及球铰总成拉伸试验有限元模型

将三种球铰模拟方法应用于转向节及球铰总成试验的有限元仿真中，图 15 为对传统结构 Joint 连接、球铰 Joint 连接和球铰 Beam 连接进行球铰模拟的铸铁转向节断裂失效模拟结果和试验断裂位置。结构 Joint 连接和球铰 Beam 连接模拟中铸铁转向节的断裂位置与试验接近。球铰 Joint 连接断裂失效主要发生在球销杆安装孔周围的铸铁转向节上，与试验断裂模式不相符。

图 16 为不同球铰模拟的载荷力-位移曲线与试验对比。球铰 Joint 连接的转向节断裂位置不同，断裂极限力为 48kN，与试验差异较大。尽管结构 Joint 连接模拟的铸铁断裂与试验一致，但由于与转向节及下摆臂的刚性连接引起模型刚度偏大，载荷位移仅为 13.3mm 时转向节本体发生断裂，为试验断裂位移（26.3mm）的 1/2。使用球铰 Beam 连接模拟不仅铸铁转向节断裂位置与试验一致，断裂发生时刻也基本相同，载荷力-位移曲线也和试验吻合度良好，仿真断裂极限力为 54.7kN，试验的载荷平均值为 50.6kN，误差仅为 8%。

从小偏置碰撞模拟角度分析，采用球铰 Beam 连接方式在载荷峰值力、断裂位移和断裂位置等方面均与试验一致，

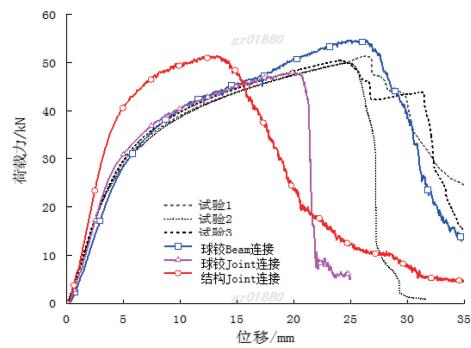


图 16 不同球铰模拟的载荷力-位移曲线

该模拟方法优于其他两种球铰模拟方式，能更好地预测整车碰撞中转向节及连接的变形与失效，有助于提高底盘结构和连接仿真精度。

## 4 结论

本文针对底盘结构和连接模拟制约小偏置碰撞仿真精度的问题，以铸铁转向节及球铰为对象，研究提高碰撞仿真中底盘结构和连接的模拟精度的方法。

- 1) 通过系统化材料塑性和断裂力学试验建立了带有失效准则的 QT450-10 材料仿真卡片，支持材料失效的正向预测。
- 2) 通过转向节零件试验和仿真对标提出了铸铁转向节的精细化建模方法，也验证了 CrashFEM 材料失效模型的准确性，适用于同类型铸造结构的建模和断裂仿真。
- 3) 开展了转向节与下摆臂连接球铰的拉拔试验，将球销杆和球座详细模型引入球铰连接模拟中，研究了不同球铰建模方法对铸铁转向节断裂失效的影响。转向节及球铰总成零件试验和仿真结果表明，采用带失效的球铰 Beam 连接比

其他连接方法更贴合试验转动过程，可以精确预测铸铁转向节失效，对于指导小偏置碰撞底盘结构和连接的失效模拟具

有积极的指导作用。

## 参 考 文 献

- [1] 夏丁, 邱曙升, 潘林, 等. 基于侧碰耐撞性的 B 柱轻量化设计 [J]. 汽车工程, 2021, 43 (2): 248-252, 295.
- [2] 胡远志, 梁锐, 刘西, 等. 某轿车小偏置碰撞结构耐撞性优化 [J]. 重庆理工大学学报 (自然科学), 2018, 32 (2): 1-9.
- [3] 李林峰, 刘卫国, 张君媛, 等. 基于 25% 小偏置正面碰撞的某乘用车前端结构改进设计 [J]. 中国机械工程, 2015, 26 (17): 2400-2405.
- [4] 陈可明, 胡丽娟, 胡宴殊. 国内某车型小偏置正面碰撞的全面评估 [J]. 汽车安全与节能学报, 2013, 4 (1): 27-34.
- [5] 郑颢, 欧阳俊, 王玉超, 等. 面向小偏置碰的轮毂断裂模拟研究 [J]. 中国机械工程, 2021, 32 (13): 1571-1576.
- [6] 张健, 赵清江, 徐作文, 等. 正面 25% 偏置碰撞中车轮铰链失效的研究 [J]. 汽车工程, 2020, 42 (8): 1066-1073.
- [7] 吴长鹏, 谢斌, 潘锋, 等. 汽车动力总成悬置的碰撞失效模拟研究 [J]. 汽车工程, 2019, 41 (1): 36-41, 63.
- [8] 张坤伦, 潘锋, 韩勇, 等. 短纤维增强复合材料的力学性能仿真研究 [J]. 机械设计与制造, 2020, 358 (12): 219-222, 227.
- [9] 刘森, 吕植强, 王光耀. 高强钢及软钢断裂失效行为表征与仿真预测 [J]. 力学季刊, 2018, 39 (4): 829-836.