

Taurus 轿车车门侧面碰撞有限元分析

邓召文, 高伟, 熊剑

(湖北汽车工业学院 汽车工程系, 湖北 十堰 442002)

摘要: 汽车侧面碰撞法规对车门强度有明确的要求, 车门作为车身的主要部件之一对汽车的侧面碰撞安全性有着重要的影响。以非线性有限元理论为基础, 在 Hypermesh 中建立了 Taurus 轿车车门有限元模型, 参考侧面碰撞法规对车门进行侧面碰撞模拟分析。并对车门结构进行改进, 探讨了相应的轿车侧面碰撞安全性改进措施, 通过对研究方案的对比分析, 在一定程度上改善了车门的抗侧碰性能。

关键词: 轿车车门; 侧面碰撞; 有限元方法; 抗侧碰性能

中图分类号: U463.834

文献标志码: A

文章编号: 1674-0696(2010)05-0808-05

Finite Element Analysis on Taurus Car Door Side Crash

DENG Zhao-wen, GAO Wei, XIONG Jian

(Department of Automobile Engineering, Hubei Institute of Automotive Technology, Shiyan 442002, Hubei, China)

Abstract Strength of car doors is specified in the regulation of side crash, and as a main part of car body, the car door has an important effect on the safety of side crash. Based on nonlinear finite element theory, the finite element model of Taurus door is established with Hypermesh software. According to side crash regulation, the simulation analysis of side crashworthiness of car door is carried out. Improvement of car door structure is conducted and relevant measures for improving side crashworthiness are discussed. Improvement measures simulation results show that car side crashworthiness is improved to some extent.

Key words car door; side crash; finite element method; crashworthiness

汽车发生碰撞事故时, 其碰撞形式可分为 3 种形式: 正面碰撞、侧面碰撞及后面碰撞, 另外还有车撞行人与翻车等。据有关资料统计表明, 国外交通事故死亡人数中, 因正面碰撞而导致死亡的比例接近 70%; 因侧面碰撞而导致死亡的比例接近 30%^[1], 并且乘客大多是侧面碰撞事故中伤亡。仅 1998 年我国侧面碰撞交通事故的发生率占整个交通事故的 31.56%, 严重受伤人数占 30.15%, 仅次于正面碰撞事故^[2]。

近年来, 侧面碰撞已成为欧美各国汽车安全研究的重心, 并将侧面碰撞纳入到了新车评价试验体系。2006 年 7 月 1 日我国实施了汽车侧面碰撞安全法规, 以强制性手段来提高汽车的侧碰安全性。因此, 进行汽车侧面碰撞研究工作能够为国内汽车企业在汽车抗侧撞安全性方面的自主开发设计积累有益的经验, 能够大大提高汽车的整体碰撞安全性, 尽可能的保护事故中的车辆乘员。

本文以 Taurus 轿车车门侧面碰撞安全性为研究目标, 在车门有限元模型基础上, 在 Hypermesh/LS

DYNA 中施加初始条件后仿真模拟, 然后对结果进行分析并研究提高该车车门耐侧碰性能的措施。

1 车门碰撞模拟

1.1 车门有限元模型

车门部件主要由薄壁金属件构成, 其碰撞模拟分析中最常用的结构单元为壳单元, 少量用到梁单元和体单元。本文采用 BT 壳单元来模拟车门的薄壁构件, 面内使用单点高斯积分, 对于车门结构厚度大于 1.5 mm 的构件, 在厚度方向采用 5 个积分点, 其余使用缺省的 2 个积分点。使用全局沙漏控制, 定义沙漏控制参数 QH 为 0.05。

整个车门有限元模型共包含 21 658 个壳单元, 其中 20 699 个四边形单元, 959 个三角形单元, 得到 40 572 个实体单元。车门有限元模型如图 1。

对模型定义材料时, 使用 LS-DYNA 中所提供的 24 号材料 (PCEW SE_LINER_PLASTICITY), 一种分段线塑性材料模型^[3]。定义材料密度 $\rho = 7.89 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$, 泊松比 $\mu = 0.3$ 弹性模量 $E = 210$

收稿日期: 2010-05-18 修订日期: 2010-07-28

作者简介: 邓召文 (1979-), 男, 山东安丘人, 硕士, 主要从事汽车被动安全方面的研究工作。E-mail: dengzhaowen@163.com

GPa 材料的应力-应变曲线参考了已有的车门模型材料。材料的应变率系数根据经验取 $C = 80$ $P = 5$ 。

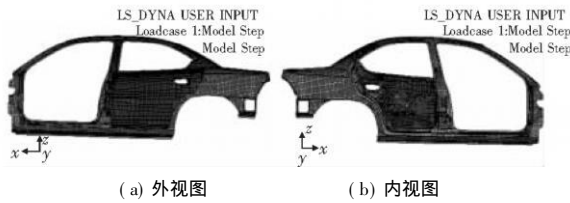


图 1 车门有限元模型

Fig 1 The finite element model of Taurus door

车门各部件的联接采用 LS-DYNA 焊点单元和刚性单元来模拟。在实际车辆碰撞试验过程中, 要求焊点不发生开裂, 故将焊点处理为不存在失效的焊点单元。焊点单元的两个节点位置应比较接近, 两个焊点之间至少留有一个自由焊点。焊点间距保持 50 mm 左右, 防撞杆两端部位进行重点焊接, 以增大焊点密度^[4]。该轿车侧围结构由 A 柱加强板、B 柱及其内加强板、门槛梁及其加强板、C 柱加强板和上边梁加强板等部件组成, 各部件采用刚性单元联接。

1.2 碰撞圆柱模型

根据 GB 20071—2006《汽车侧面碰撞的乘员保护》并参照 Euro-NCAP 和 FMVSS 214 仿真中碰撞圆柱以 50 km/h 的速度沿 y 轴负方向与车门相撞。圆柱质量为 950 kg 在其质心处建立等效质量单元, 圆柱下端高出车门外板最低点 127 mm。

碰撞圆柱变形很小, 可以不考虑其变形, 在模拟中将其视为刚体, 采用 MAT 20 材料。此处选用 10 mm 大小的六面体单元对圆柱进行划分。

1.3 初始条件的定义

车门与车身侧框结构的联接情况, 主要有转动车门的 2 个铰链、关门状态时的门锁约束和车身对车门边框的约束。2 个铰链约束 5 个自由度 (3 个平动、2 个转动), 释放其围绕 z 轴的转动自由度; 门锁与车门对车门边框约束由外向里的 1 个自由度。在实际侧面碰撞中, 车门及其支撑的车门侧框结构都将参与变形, 并相互影响, 但在极短的时间内, 外物冲撞车门时侧框结构的位移量是极小的^[5], 故不予考虑。在模拟中, 约束车门侧框结构全部边界节点的 6 个自由度, 车门的铰链和锁扣部位的结构刚度和强度一般大于周围结构, 因此可简化为刚性联接^[6]。

车门部件之间的接触, 采用了自动单面接触 (AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE); 碰撞圆柱刚体和车门之间采用自动面面接触 (AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE), 定义碰撞圆柱为主面, 车门

外板为从面。

在实际侧面碰撞中, 车门内板一般在 25 ms 内便已与乘员身体接触, 碰撞圆柱基本靠在车门外板外表面, 故将计算终止时间设定为 25 ms^[7]。选用时间步长因子为 0.9, 时间步长为默认。d3p b 结果文件的时间间隔设为 0.25 ms, GLASTA、MATSUM、SPCFORCE 3 个 ASCII 输出时间间隔设为 0.025 ms。

1.4 侧面碰撞的模拟分析

圆柱体以 13.88 mm/ms (50 km/h) 的初速度撞击车门, 整个车门的碰撞过程计算时间设定为 25 ms, 总的求解耗时 6 690 s, y 轴负方向出现最大变形量 250.6 mm。

在整个碰撞过程中沙漏能没有超过系统内能的 10%, 说明结果是可信的。车门系统的内能-时间曲线见图 2。

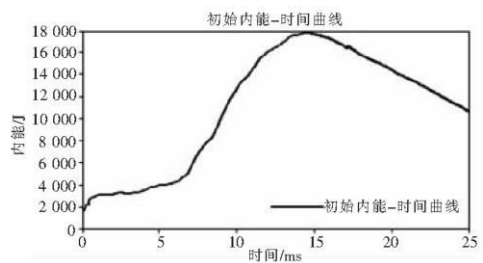


图 2 车门系统内能-时间曲线

Fig 2 Internal energy-time curve of door

在碰撞仿真过程中, 碰撞能量主要集中在与圆柱的直径宽度等量的范围内。其碰撞过程表征了一个能量守恒、动量交换的瞬态过程, 大部分动能快速转变为变形能, 小部分以声能、热能等其它能量形式耗散掉。由于一开始圆柱就几乎挨着车门外板, 所以碰撞一开始车门就会出现变形。

在碰撞开始至 15 ms 左右, 圆柱体始终沿着 y 轴负方向平移, 车门的受力比较均匀, 圆柱的动能几乎全部转化为车门系统的内能, 故车门内能一直增加, 15 ms 时达到峰值; 15 ms 以后, 随着碰撞的进一步进行, 圆柱体刚体下部与车门外板接触的区域和圆柱体上部与车门窗框加强板碰撞的区域都要发生较大的塑性变形, 车门上部车窗加强板部位所能提供的抵抗碰撞能力要比车门下部小得多, 此时圆柱体已不仅沿 -y 轴平移, 而是在继续沿 y 轴负向移动的同时上部开始绕 x 轴发生向车门内侧的翻转, 圆柱动能一部分转变为其自身的翻转能量; 与此同时, 车门变形开始恢复, 圆柱开始回弹, 一部分内能又转化为圆柱的动能。因此, 15 ms 以后车门系统的内能减少了。

1.4.1 碰撞模拟的变形分析

该轿车车门侧面碰撞的整个碰撞模拟过程持续

时间为 25 ms 图 3 为车门整体在碰撞过程中 1, 6, 15, 25 ms 时的变形图。

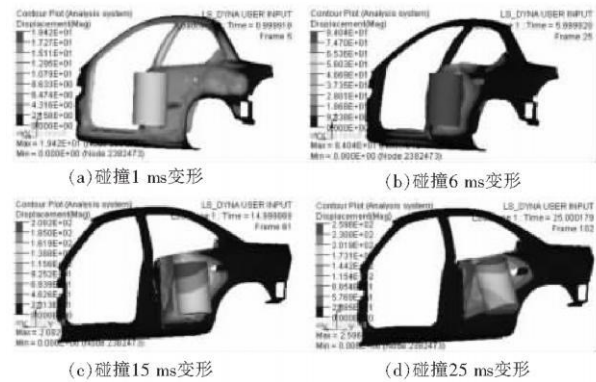


图 3 车门整体变形图

Fig 3 The whole deformation of door

车门在 1, 6, 15, 25 ms 时刻的最大变形量分别为 18.98, 84.04, 207.9, 246.5 mm (- y 方向)。碰撞开始后车门外板结构发生明显的内凹变形, 并在 0.8 ms 左右与防撞杆碰撞接触, 防撞杆向内侧弯曲变形, 并在 7 ms 左右与车门内板部件碰撞接触, 随后整个车门结构向内侧发生较大的变形。在 14 ms 左右时, 车门内外板、窗框加强板及防撞杆等部件发生较大塑性变形。

在碰撞中, 乘员最终是与车门内板接触, 因此对内板变形的研究是非常重要的。图 4 为车门内板在 1, 6, 19.75, 25 ms 时的变形图。内板在上述时刻的最大变形量 (- y 方向) 分别为 17.11, 42.77, 96.51, 76.08 mm。内板开始发生弹性变形, 在 17.95 ms 时弹性变形最大, 存在最大的变形量 96.51 mm。17.95 mm 以后, 内板反弹, 发生塑性变形, 所以变形量有所减少。

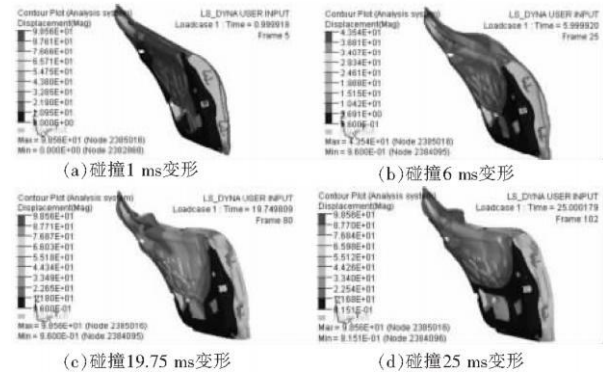


图 4 车门内板变形图

Fig 4 Deformation of inboard door

选择内板上位移最大节点 2 385 016, 图 5 为其 - y 方向的位移 - 时间历程曲线, 节点的位移反映出碰撞后车门的入侵量。在整个碰撞过程中, 节点 2 385 016 在 - y 方向的位移 - 时间曲线呈波浪形变化。

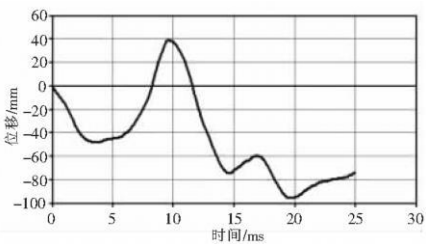


图 5 节点 2 385 016 的位移 - 时间曲线

Fig 5 Displacement-time curve of node 2 385 016

1.4.2 碰撞模拟的加速度分析

碰撞加速度分析是评价汽车结构被动安全性能好坏的重要指标之一, 因为过大的加速度峰值会造成乘客与车体的 2 次碰撞, 从而引起严重的伤亡事故。车门碰撞过程是个高度非线性过程, 车门上各点的加速度值在同一时刻存在很大的差异, 取刚性圆柱与车门内板关键点的加速度为主要特征进行分析。圆柱上各个节点的加速度值相同。

图 6 为圆柱碰撞减速度 - 时间曲线。在车门外板与防撞杆结构碰撞接触时, 由于防撞杆结构的阻碍作用, 使圆柱体出现第 1 个减速度峰值, 随后由于内板和窗框加强板结构的接触变形, 使圆柱体的减速度数值开始变大出现第 2 个峰值。在第 2 个峰值之后, 由于圆柱有绕 x 轴的翻转及反弹运动, 所以其减速度会减少。

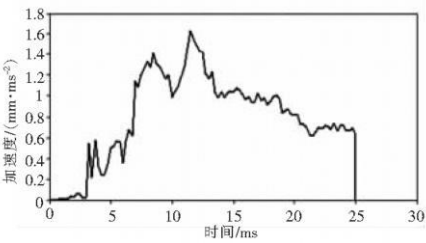


图 6 圆柱碰撞减速度曲线

Fig 6 Deceleration curve of column crash

车门内板关键点加速度如图 7。在碰撞开始时, 由于车门处于静止状态, 起始时车门内板关键点加速度值为 0。随着碰撞过程的进行, 车门内板关键点加速度在 7 ms 左右达到最大值 - 250 mm/s², 其后因为内板不均匀变形及变形的反弹, 关键点的加速度开始减小并上下波动, 这对乘员保护是有利的。

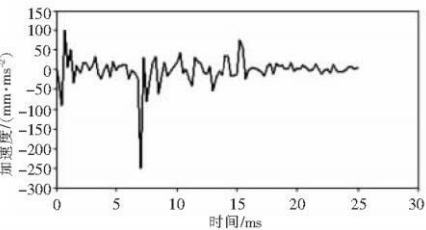


图 7 内板关键点加速度曲线

Fig 7 Acceleration curve of inboard key point

2 车门抗侧碰性能的研究

当车门受到侧面撞击时, 坚固的防撞杆结构能大大减轻车门的变形程度, 从而降低对车内乘员的伤害。通过合理设计防撞杆, 可以提高车门的抗侧碰性能^[8]。在保证防撞杆质量不变的前提下, 通过改变防撞杆的截面形状和安装位置建立 2 种设计方案, 仿真计算后并与初始方案作比较。

2.1 改变防撞杆的截面形状

不同的截面形状其抗弯截面模量不同, 在材料相同的前提下, 分别对正方形截面、长方形截面、等边三角形截面的抗弯截面模量做了比较, 最终得出长方形截面的抗弯截面模量是最大的。因此, 在本方案中将防撞杆的截面形状改为长方形。

表 1 防撞杆改进前后的对比

方案	尺寸 /mm	截面形状	布置方式
初始方案	$R=28$	圆形	一水平, 一斜置
改进方案	$b=16\ h=25$	长方形	与初始方案相同

同样在 HypeMesh/LS-DYNA 中对改进后的方案进行仿真计算, 并将改进前后的仿真结果做了比较。图 8 为改进前后车门内能-时间图的比较。在内板上选择位移最大的节点 2 385 018 得出其位移-时间曲线, 并与初始方案相比较, 如图 9。

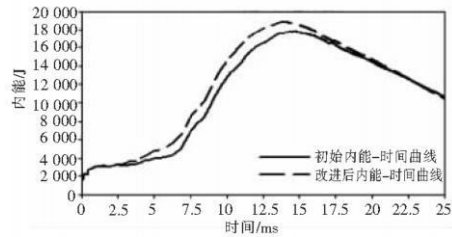


图 8 改进前后内能曲线的比较

Fig 8 Internal energy curve comparison before and after improvenent

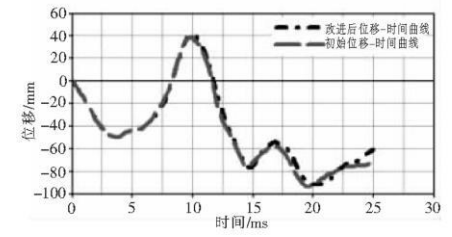


图 9 改进前后内板关键点位移曲线的比较

Fig 9 Inboard key point displacemnt curve comparison before and after improvenent

由图 8 可以看出, 将防撞杆截面形状改为长方形后, 防撞杆的截面抗弯模量增加, 其抗弯能力有所增强, 这有利于增大整个车门的强度, 从而车门系统吸收的能量也增加。由仿真结果及图 9 可以看出, 改进前后内板关键点的关键点的最大位移由原来的 96.51

mm 减少到 93.2 mm, 这对乘员保护是有利的。取车门内板加速度关键点 2 385 724 得其加速度-时间曲线, 并与初始方案作比较, 如图 10。由图 10 可以看出改进后, 车门内板加速度关键点的加速度值有很大的减少, 其峰值由 -250 mm/m s^2 减少到 -125.4 mm/m s^2 , 减少的百分比高达 50% 左右。

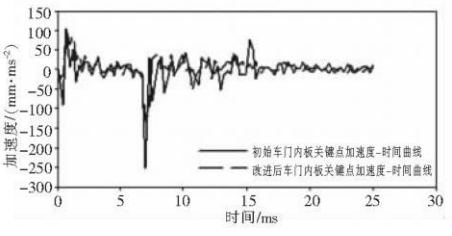


图 10 改进前后内板关键点的加速度-时间曲线

Fig 10 Inboard key point acceleration curve comparison before and after improvenent

由改进前后仿真结果的综合比较表 2 可知, 将防撞杆的截面形状改为长方形后, 车门的防侧碰性能得到有效的提高, 故这种方案是可取的。

表 2 改进前后车门仿真结果比较

方案	Door simulation result comparison before and after improvenent			
	车门整体-y方向最大位移 /mm	车门内板-y方向最大位移 /mm	车门系统内能峰值 /J	车门内板加速度关键点-y方向最大加速度 /(mm • m s ⁻²)
初始方案	250.6	96.51	18 000	250
改进方案	236.7	93.2	19 000	125.4
比较 /%	- 5.5	- 3.4	+ 5.6	- 50

2.2 改变防撞杆的安装位置

通过对初始模型的仿真计算, 发现车门上部分及下部分变形较大, 所以在可行空间内将车门上下防撞杆分别上移、下移 18 mm 和 5 mm, 以期能提高车门的抗撞性。对该方案进行仿真分析, 车门系统的内能-时间曲线与初始方案比较如图 11。

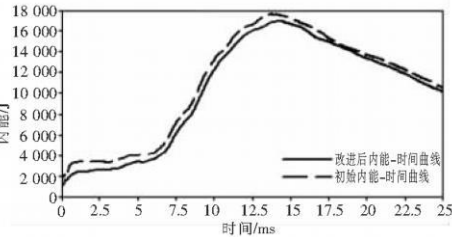


图 11 改进前后车门内能-时间曲线比较

Fig 11 Comparison between internal energy- time curves of car door before and after improvenent

在内板上选择关键点即位移最大点 2 387 314 将其位移-时间曲线与初始方案中内板关键点的位移-时间曲线作比较, 如图 12。

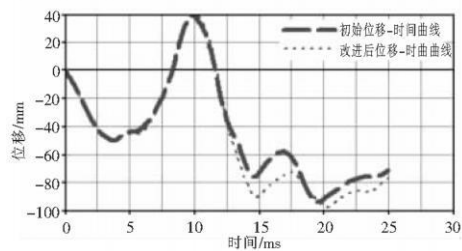


图 12 改进前后内板关键点位移-时间比较

Fig 12 Inboard key point displacement comparison before and after improvement

由图 11 可知,防撞杆的安装位置改变后,车门系统吸收的内能与初始方案中车门系统吸收的内能没有大的改变,其峰值反而要比初始的小。根据仿真结果和图 12 可知,改进后内板关键点 y 方向最大位移有所增加,由初始的 96 51 mm 增加到 98 5 mm。

在内板上取加速度关键点 2 385 724 将其加速度-时间曲线与初始方案的曲线相比较,如图 13。

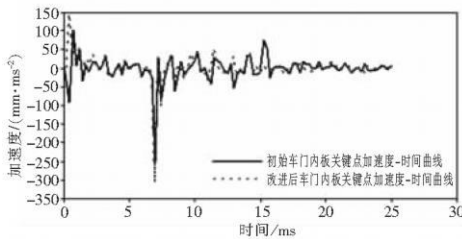


图 13 改进前后车门内板加速度关键点的加速度-时间曲线

Fig 13 Inboard key point acceleration curve comparison before and after improvement

由图 13 可知,改进后车门内板加速度关键点的加速度值由初始的 -250 mm/m s^2 增大到 -300 mm/m s^2 ,增大的百分比约为 20%,这不利于乘员保护。表 3 为改进前后仿真结果的比较。

表 3 改进前后车门仿真结果比较

Tab 3 Simulation result comparison of car door before and after improvement

方案	车门整体- y 方向最大位移 / mm	车门系统吸收内能峰值 / J	车门内板位移关键点- y 方向最大位移 / mm	车门内板加速度关键点- y 方向最大加速度 / ($\text{mm} \cdot \text{m s}^{-2}$)
初始方案	250.6	18 000	96 51	250
改进方案	255.6	17 000	98 5	300
比较 /%	+ 2	- 3.4	+ 2.1	+ 20

综上所述,对于本车门模型,改进防撞杆的安装位置并不能有效地提高车门的抗侧面碰撞性能。

3 结 语

基于 taurus 轿车车门有限元模型,参照侧面碰撞法规对其进行了侧面碰撞数值模拟,并对碰撞模拟结果进行了分析。最后根据实际情况,总结出了车门防撞杆的 2 种设计方案,然后分别从位移、内能以及加速度角度对仿真模拟结果进行了对比分析,得出将防撞杆截面形状改为长方形后可以提高 taurus 轿车车门侧面耐撞性,而改变防撞杆的布置位置并不能有效的提高 taurus 车门的侧面耐撞性。

参考文献:

[1] 李一兵. 中国交通事故分析与碰撞安全研究现状 [M]. 天津: 中日汽车安全技术研讨会, 2000 10- 15.

[2] 公安部交通管理局. 中华人民共和国道路交通事故统计年报: 1998 年度 [R]. 无锡: 公安部交通管理科学研究所, 1999: 3- 15.

[3] 王东保. 汽车前门防撞梁结构优化设计 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2009 29- 33.

[4] 郝琪, 曹淑安, 吴胜军, 等. 侧门防撞杆对车门侧碰性能影响的数值模拟 [J]. 重庆工学院学报, 2008, 22(5): 6- 9.

[5] 侯飞. 轿车侧面碰撞新车评价程序及提高轿车侧面碰撞性能的措施 [J]. 汽车工程, 2000 22(6): 413- 417.

[6] Wang D Zh, Dong G. Car side structure crashworthiness in pole and moving deformable barrier side impacts [J]. Tsinghua Science and Technology, 2006 11(6): 725- 730.

[7] 游国忠, 陈晓东, 程勇, 等. 汽车侧面碰撞有限元仿真建模 [J]. 江苏大学学报, 2005 26(6): 484- 487.

[8] European Enhanced Vehicle safety Committee (EEVC). Euro NCAP Pole Side Impact Testing Protocol [R]. (Version 4.1). Europe EEVC, 2004.