

文章编号:1000-582X(2009)05-0512-04

汽车座椅强度及碰撞仿真分析

徐中明^{a,b}, 郝炜雅^b, 张志飞^b, 晋杰^b

(重庆大学 a. 机械传动国家重点实验室; b. 机械工程学院, 重庆 400030)

摘要:应用 Hypermesh 软件构建某国产微型车座椅骨架的有限元模型, 根据 GB 15083—1994《汽车座椅系统强度要求及试验方法》的有关规定对座椅靠背进行强度及碰撞仿真分析, 利用 Nastran 计算静强度, 用 Ls_dyna 计算碰撞冲击强度, 找出该座椅靠背的应力集中位置。经过分析表明座椅靠背在受到静载荷及外来冲击力时, 应力分布较均匀, 最大应力处属局部应力集中, 最大变形位置对座椅的安全性影响不大。

关键词:汽车; 座椅; 有限元; 强度; 碰撞

中图分类号: U463.8

文献标志码: A

Analyses on stress tensor and crashworthiness simulation of an automobile seat

XU Zhong-ming^{a,b}, HAO Wei-ya^b, ZHANG Zhi-fei^b, JIN Jie^b

(a. State Key Laboratory of Mechanical Transmission;

b. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China)

Abstract: A finite element model of an automobile seat structure is established using Hypermesh. The statics and dynamics of the seat structure are performed through simulation based on GB 15083—1994, which is a motor vehicles-seat system-strength regulation and test method. The static stress tensor is calculated using Nastran. The dynamic stress tensor is calculated using Ls_dyna. The strain concentration position of this type of seat structure is found. The results show that the strain is well-proportioned. The strongest force is brush-fired, and the distortion from the strain has little influence on the seat.

Key words: automobile; seat; finite element method; stress tensor; impact

近年来,随着汽车保有量的增加,汽车道路交通事故呈逐年上升趋势。在这些事故中,座椅作为减少损伤的安全部件对乘员起到了决定性的保护作用,使其成为汽车安全性研究中的重要部件。采用有限元仿真技术,对座椅靠背进行静强度以及碰撞冲击强度分析,可减少开发过程中设计、试验、分析和评价循环的成本,缩短研究时间^[1-3]。

笔者根据有限元理论,采用虚拟仿真技术及

Hyperwork、MSC. Nastran、Ls_dyna 等现代 CAE 软件对某微型汽车座椅安全性的主要方面——静强度、冲击强度进行分析和研究。

1 汽车座椅有限元模型的建立

1.1 有限元模型的构建

针对某国产微型车的后排座椅,利用 CATIA 软件构建座椅骨架的几何模型、Hypermesh 软件建

收稿日期:2008-12-08

基金项目:重庆市科委科技计划项目重点自然科学基金资助项目(CSTC,2006BA6017)

作者简介:徐中明(1963-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事车辆振动舒适性及系统动力学研究,
(E-mail) xuzm@cqu.edu.cn。

立有限元模型。

一般的座椅由许多零件组装而成,在建模前首先需要对座椅的整体结构进行分析,确定各个零件对强度特性的影响,根据影响程度的不同对零件进行筛选。此款微型车座椅的坐垫与靠背属分开式,这里主要关心的是后背冲击对于座椅靠背的影响,与坐垫部分无关。因此在进行强度分析时,只考虑对座椅靠背进行几何及有限元的建模。

座椅在承受外部载荷时,主要受力部分是骨架,骨架表面的蒙皮及软垫等覆盖物对外部载荷的分配很少,基本上不能承受外部带来的较大载荷力。软底及蒙皮的形状往往是复杂且不规则的,如果对这种软垫和蒙皮结构进行有限元建模,不仅增加了工作量,而且对结果的精确度提高不明显。因此,对于软垫和蒙皮的处理采取在有限元建模时不予考虑。

在建立座椅靠背有限元模型时,将座椅靠背骨架简化为壳单元有限元模型,主要采用四边形单元,个别尺寸、形状变化较大的区域采用了少量的三角形单元。对于骨架部分的装配,通过焊点单元来连接。在有限元计算中对焊接的模拟主要有杆单元连接法、公用单元连接法和公用节点法,这里采用杆单元连接法,指在焊点位置采用一无质量的刚性杆单元将对应位置的2个节点连接起来,刚性的杆单元约束所连接的节点,使其具有相同的自由度,以模拟实际焊点的焊接功能^[4-5]。

图1为该车座椅靠背有限元模型,通过网格划分和结构连接,将座椅靠背离散为35 693个壳单元,共有97个焊点。

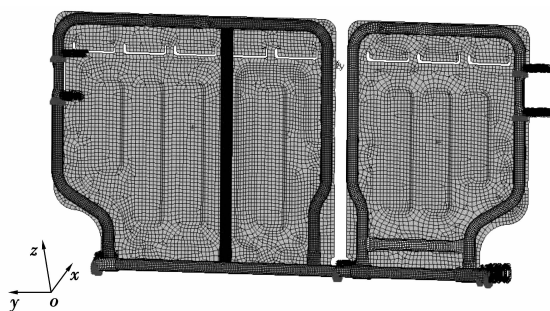


图1 座椅靠背有限元模型

1.2 边界条件的确定

在进行座椅强度分析时,根据座椅与车身地板的连接形式和安装位置,在座椅骨架中锁柄连接处以及靠背与车身地面的铰接处施加约束。按照标准规定的试验工况,在仿真时,锁柄连接处各约束点的

6个自由度全部被约束,靠背与车身地面连接处的约束点释放 y 方向转动自由度。

2 座椅靠背的静强度分析

2.1 座椅靠背静强度仿真分析

座椅静强度特性直接影响着座椅的安全性,是座椅设计中的重要问题。汽车座椅的静强度是指座椅承受静态载荷的能力,它是对座椅结构提出的基本强度要求。

针对所构建的座椅靠背的有限元模型,进行座椅靠背静强度仿真分析。根据GB 15083《汽车座椅系统强度要求及试验方法》的规定,分别通过靠背各自的质心沿水平向前施加相当于各自重量20倍的负荷。经过测量座椅靠背的质量分别为7.98、11.44 kg,则模拟计算时所施加的载荷分别为1 565、2 242 N。在实际情况中,加载并不是固定在一个点处施加负荷,在加载时通过MPC点(多点约束)将质心与质心附近区域连接,使负荷力分布均匀。MPC是对节点的一种约束,即将某节点的依赖自由度定义为其他若干节点独立自由度的函数^[6-9]。

2.2 仿真分析结果

经Nastran计算,图2为加载后靠背的应力分布图。从图中可以看出,在承受载荷后应力分布基本对称。靠背在承受以上载荷作用时,应力较大的部位主要集中在靠背中上部,接近头枕部位。最大应力出现在靠背中部,接近于中间梁,最大值为491 MPa。其余部位的应力均处于200 MPa以下。

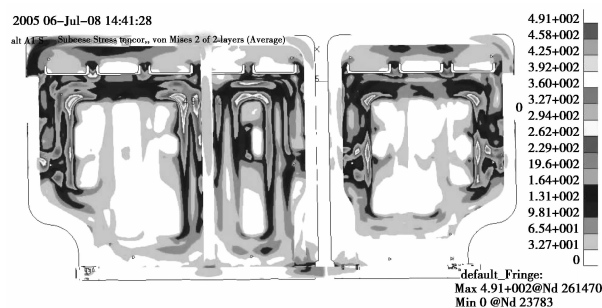


图2 座椅靠背静强度应力云图

由图3可以看出,座椅在承受通过质心的20倍重力的载荷时,最大位移处在左靠背右上角,最大位移量为6.2 mm。

分析结果表明,该座椅靠背在静态工况下情况较好,符合标准要求,最大应力处属于局部应力集中,对座椅的安全性影响不大。

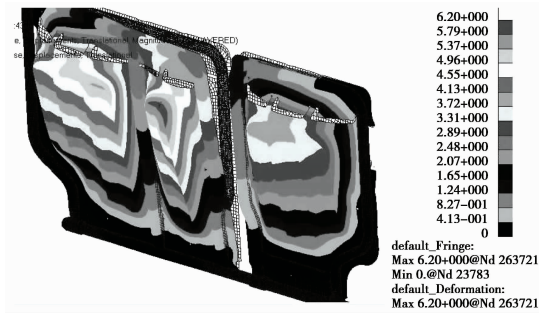


图 3 座椅靠背静强度位移云图

3 座椅靠背的冲击强度分析

3.1 碰撞模块的建立

在 Hypermesh 中将碰撞模块定义为 300 mm × 300 mm × 300 mm，一切边棱倒圆角为 20 mm 的薄壁金属壳体，而在实际碰撞过程中，模块以刚体形式存在，因此将模块定义为刚性体，其惯性中心与几何中心重合^[10]。

3.2 接触关系的定义

模型间接触关系的定义在有限元碰撞模拟计算中很重要。在碰撞时，接触边界不断变化，在分析计算时必须不断地对接触面进行搜索。座椅靠背与刚性模块的接触采用“面对面”接触方式，即利用软件提供的 surface to surface 接触，对靠背部表面和刚性模块侧面之间的接触做定义。

3.3 座椅靠背冲击强度分析

针对之前所建立的座椅靠背有限元模型，根据 GB 15083 的规定，模拟条件如图 4 所示，将 2 个刚性模块放置于行李舱的地板上，为了确定纵向安放位置，应先将模块放置在座椅靠背后部，其前部与座椅靠背接触，然后沿平行于车辆的纵向中心方向往后移动，直至其质心移动 200 mm 的水平距离。此外，车辆纵向中性面与刚性模块内侧边缘的距离应

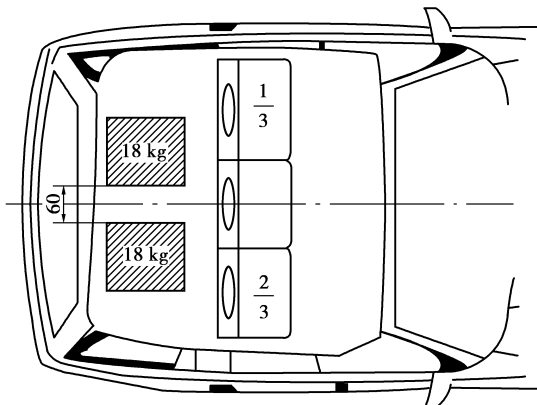


图 4 刚性模块安放位置

为 25 mm，以使两刚性模块之间有 50 mm 的距离。在仿真分析时，所研究座椅属于可调式座椅，分别将其调到最后位置，并将靠背锁止在设计角度的位置。调整后靠背与垂直方向的夹角为 25°^[11-13]。

发生碰撞前，刚性模块以 50 km/h 的初速度作减速运动，减速度为 20 g。计算后得，发生碰撞时的冲击速度为 10.84 km/h。

3.4 结果分析

经 Ls_dyna 分析计算，图 5 为刚性模块与座椅靠背发生碰撞后，靠背的应力分布图。从图中可以看出，在碰撞变形最大时，应力分布比较均匀，其中最大应力处位于靠背中部固定位置，最大值为 400 MPa，其余部位的应力均处于 200 MPa 以下。

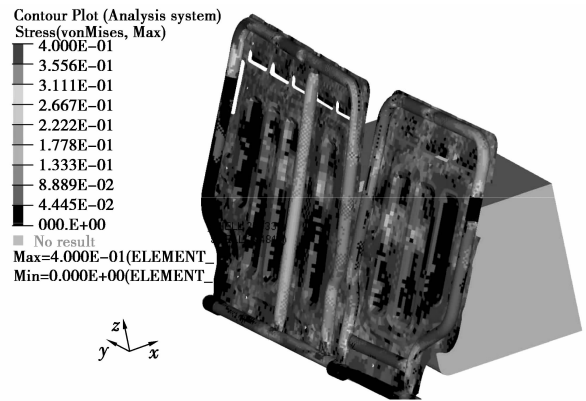


图 5 座椅靠背冲击强度应力云图

图 6 为刚性模块与座椅靠背发生碰撞后，靠背的位移变形图。从图中可以看出，在碰撞变形最大时，最大位移处在左靠背右上角，最大位移量为 53.18 mm。

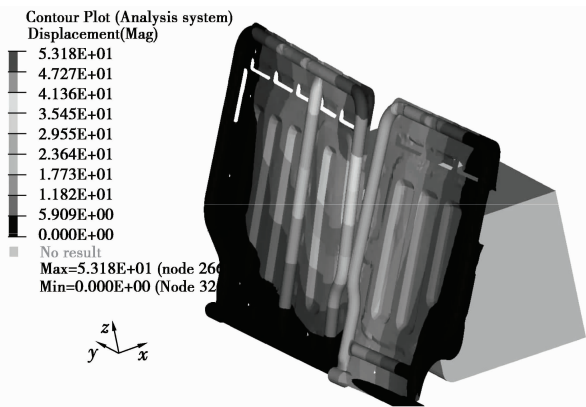


图 6 座椅靠背冲击强度位移云图

分析结果表明，该座椅靠背在动态工况下变形不大，满足国家标准的要求，最大应力处属于局部应力集中。在今后的设计中仅需加强局部的刚度及强

度,消除应力集中^[14-15]。

4 结 语

针对某微型车座椅靠背,通过有限元理论,利用Hyperwork、Patran、Nastran、LS_dyna等有限元软件,依据GB 15083法规进行了座椅靠背静强度和冲击强度仿真分析,分析表明座椅靠背在受到静载荷及外来冲击力时,应力分布较均匀,最大应力处属局部应力集中,最大变形位置对座椅的安全性影响不大。

参考文献:

- [1] 姚卫民,孙丹丹. 汽车座椅安全性综述[J]. 汽车技术, 2002(8):5-8.
YAO WEI-MING, SUN DAN-DAN. Summarizes for the safety of automobile seat [J]. Automobile Technology, 2002(8):5-8.
- [2] 张道林,杨维平. 基于人机工程学的轻卡驾驶室座椅设计方法[J]. 重庆工学院学报:自然科学,2008,22(9):20-24.
ZHANG DAO-LIN, YANG WEI-PING. Ergonomics-based seat design method for the light truck cab [J]. Journal of Chongqing Institute of Technology: Natrual Science,2008,22(9):20-24.
- [3] 王宏雁,张丹. 汽车座椅有限元建模与计算[J]. 同济大学学报,2004,32(7):947-951.
WANG HONG-YAN, ZHANG DAN. Modeling and simulation with finite element method in vehicle seats[J]. Journal of Tongji University, 2004,32(7):947-951.
- [4] MOZAFFARIN A, PANKOKE S, WOLFEL H P. An active dummy for determining three-directional transfer functions of vehicle seats and vibration exposure ratings for the seated occupant [J]. International Journal of Industrial Eergonomics,2008(5):471-482.
- [5] 郭西雅,孟翔. 基于ADAMS的汽车座椅冲击强度的仿真研究[J]. 陕西科技大学学报,2007,25(2):100-104.
GUO XI-YA, MENG XIANG. The dynamic strength simulation and analyses of the automotive seat based on ADAMS[J]. Journal of Shanxi University of Science & Technology,2007,25(2):100-104.
- [6] 林逸,姚卫民,孙丹丹. 承受冲击时汽车座椅结构安全性研究[J]. 北京理工大学学报,2005,25(1):18-26.
LIN YI, YAO WEI-MING, SUN DAN-DAN. Study on automobile seat safety performance during impact[J]. Transactions of Beijing Institute of Techology,2005,25(1):18-26.
- [7] WANG F E, CAO X Y. Research on vibration strength and frequency structure of main driver seat of the wheat combine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2007,38(4):62-65.
- [8] SCHMID S M. Deaths among drivers and right-front passengers in frontal collision [J]. Traffic Injury Prevention, 2008,9(1):48-58.
- [9] 李强,唐鬼亨,丁晓东. GB 15083-2006 汽车座椅系统强度要求及试验方法[S]. 北京:中国标准出版社,2006.
- [10] ARCZEWSKI K. Friction models and stress recovery methods in vehicle dynamics modeling [J]. Multibody System Dynamics, 2005,14(3):245-251.
- [11] NIRULA R, PINTAR F A. Identification of vehicle components associated with severe thoracic injury in motor vehicle crashes [J]. Accident Analysis and Prevention,2008,40(1):137-141.
- [12] XIAO Z, YANG J K. Simulation on the occupant kinematics response and neck injuries during low speed rear impacts[J]. China Mechanical Engineering, 2007,18(10):39-43.
- [13] 段响辉. 汽车座椅静强度改进设计及头枕安全性分析[D]. 长春:吉林大学,2004.
- [14] 周炜,张天侠. 轿车与公路护栏碰撞的有限元仿真[J]. 北京工业大学学报,2008,34(3):298-303.
ZHOU WEI, ZHANG TIAN-XIA. Finite element simulation study on car hitting guardrails of highways[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2008,34(3):298-303.
- [15] SHIN M K, PARK K J, PARK G J. Occupant analysis and seat design to reduce neck injury from rear end impact [J]. International Journal of Crashworthiness, 2003,8(6):573-581.

(编辑 张 莘)