

汽车安全带固定点强度分析与优化

杜子学,* 文孝霞

(重庆交通学院 车辆工程研究所, 重庆 400074)

摘要: 安全带固定点强度是汽车被动安全的一个重要指标, 国家强制性法规明确要求, 在承受规定点试验载荷情况下, 安全带固定点的强度必须保证安全带不得从安装固定点处脱落。笔者结合长安 SC1020 微型货车, 探讨了利用有限元方法对安全带固定点强度进行模拟计算的问题, 给出了可行的计算模型、边界条件和优化设计方法。

关键词: 安全带; 固定点强度; 分析; 优化

中图分类号: U464.32 文献标识码: A 文章编号: 1001-716X(2004)05-0099-03

汽车安全性是汽车的一项很重要的使用性能, 它事关汽车驾、乘人员的生命安危。汽车安全问题已成为当今最重要的研究领域之一, 同时也是国家汽车质量强制检测法规的主要部分。安全带是汽车被动安全的一个重要组成部分, 其固定点必须具有足够的强度, 如何进行安全带固定点强度设计是问题的关键。本文以重庆长安 SC1020 微型货车为研究对象, 利用有限元方法, 通过合理的几何建模、边界条件处理、切合实际的对比分析, 优化和改进了结构, 得到了较好的效果, 从而找到了可行的安全带固定点强度分析优化设计方法。

1 安全带固定点实体模型

安全带固定点强度分析的第一步是建立合理的几何模型, 表面上理解似乎建立与此相应的整车结构模型要好一些, 但不尽然。本研究中基于①模型复杂、工作量大(计算机时、建模)、周期长; ②边界、载荷考虑因素多反倒不利于分析等, 采用局部结构几何模型对微型货车安全带固定点强度进行了优化设计分析, 大大减轻了建模和计算的工作量。图1为考虑与安全带固定点强度相关的驾驶室有关部件和结构后, 用 CAD 软件 UG(Unigraphic) 建立了分析腰带固定点强度的几何模型。

其中: 驾驶室后围横梁几何模型由后围、上横梁板、下横梁板以及上、下横梁之间的加强板 4 个部件所组成。这些部件之间都是以焊接的方式相连接的。



图1 驾驶室后围横梁模型

2 建立有限元模型

对驾驶室后围横梁的几何模型进行大量修正后, 选择合适的单元, 对几何模型进行网格划分得出相应的有限元模型。

1) 本研究的驾驶室后围横梁模型采用具有不同厚度 4 节点板翘单元(Node Shell63), 划分单元总数为 13124 个。

2) 在网格划分上, 在满足解的精度前提下, 确定网格的大小。再根据驾驶室后围—横梁模型的安全带固定点处的具体受力情况, 在划分好的网格图上, 对横梁上安全带固定点受力区域的网格进行局部细化。

3 边界条件的确定

强度计算结果是否正确、可靠, 影响因素很多。其中边界条件确定是否合理是计算的关键因素之一。

3.1 外边界约束处理

后围横梁模型是由驾驶室的后围板和底部两块横梁组成, 该模型结构是从整个车体中取出的局部模型, 与整体分离的周边边界需要对它进行位移约束, 该模型的后围板上部边界、左右边界实施位移

* 收稿日期: 2003 10 20; 修订日期: 2003 12 16

作者简介: 杜子学(1962—), 男, 河北省邯郸人, 教授, 博士后, 从事车辆设计方法与理论研究。

全约束. 同理, 底部两块横梁与驾驶室分离处的边界也实施位移全约束.

3.2 焊点连接处处理

后围、上下横梁板、加强板之间通过焊点相连, 为正确计算出该结构的受力、变形情况, 需处理好焊点接触的模拟问题. 本研究采用 ANSYS 中的约束方程对焊点接触进行模拟, 约束方程定义了节点自由度之间的线性关系. 较其他约束方程方式, 相邻区域生成约束方程方式, 能在设定误差范围内自动搜索生成相对应单位各节点与主节点之间的约束关系.

3.3 载荷处理

实际结构的受力点位于上横梁板的安全带固定点处, 加载采用有限元模型直接加载方式, 受力分解成直角坐标系 X 、 Y 、 Z 三方向的分力, 均匀分布在各节点上. 载荷大小按照国家标准规定的承载大小进行加载(图 2).

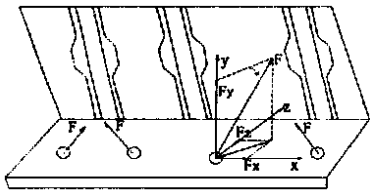


图 2 后围-横梁模型受力示意



图 3 后围-横梁有限元计算模型

其中: $F = 11150(N)$, 力 F 与 Y 轴的夹角为 20° , 与平面 XOZ 的夹角为 70° , F 在平面 XOZ 的投影与 X 轴和 Z 轴夹角均为 45° . 安全带 4 个固定点的受力大

小相等, 方向两两相对.
经过单元划分、约束处理, 接触模拟以及加载后的有限元计算模型(图 3).

4 优化设计

根据实车结构设计和工艺设计实际, 为寻求可供实际工程使用的设计措施, 在模拟计算中, 设计了 14 种计算工艺工况. 通过对比分析、改进固定点结构以及改进前后的实车固定点拉力试验分析, 找到了可行的强度分析、优化设计方法和优化结构方案. 下面是 3 种典型的计算工况.

- 1) 工况 1: 结构和焊点布置保持原状, 它是安全带固定点强度计算的基本工况.
- 2) 工况 2: 是在工况 1 的基础上调整焊点分布, 使其焊点呈交错分布形式(图 4).

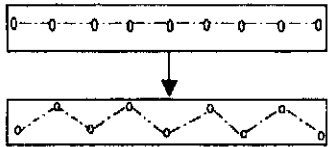


图 4 焊点调整示意

- 3) 工况 3: 是在工况 1 的基础上对加强板进行了简单的加筋处理(图 5).



图 5 后围-横梁改进加强板结构

3 种工况的计算结果见表 1.

为确定哪种工况对安全带固定点处的强度作用更大, 对工况 2、工况 3 这两种改进工况对安全带固定点强度改善的贡献率大小进行量化处理以及对比评价.

表 1 工况 1、4、8 安全带固定点处各节点应变值

	工况 1			工况 2			工况 3		
	UX	UY	UZ	UX	UY	UZ	UX	UY	UZ
	3721	- 1. 89E-4	4. 14E- 4	2. 44E- 2	- 2. 20E- 4	2. 76E- 4	9. 30E- 3	8. 04E- 5	1. 48E- 4
	3722	- 2. 72E- 4	4. 01E- 4	2. 62E- 2	- 2. 57E- 4	2. 57E- 4	9. 52E- 3	6. 87E- 5	1. 26E- 4
安全带固定	3723	- 3. 09E- 4	3. 88E- 4	2. 52E- 2	- 2. 72E- 4	2. 24E- 4	8. 42E- 3	5. 69E- 5	1. 19E- 4
	3724	- 3. 12E- 4	3. 56E- 4	2. 24E- 2	- 2. 73E- 4	1. 82E- 4	6. 62E- 3	5. 34E- 5	1. 24E- 4
	3725	- 3. 07E- 4	2. 84E- 4	1. 82E- 2	- 2. 74E- 4	1. 48E- 4	4. 44E- 3	6. 51E- 5	1. 28E- 4
	3726	- 3. 29E- 4	1. 64E- 4	1. 21E- 2	- 2. 71E- 4	8. 62E- 5	2. 25E- 3	8. 75E- 5	1. 21E- 4
	3727	- 3. 63E- 4	4. 27E- 5	6. 46E- 3	- 2. 71E- 4	3. 25E- 5	1. 08E- 3	1. 07E- 4	1. 06E- 4

	3880	- 1. 83E- 4	3. 10E- 4	1. 90E- 2	- 1. 80E- 4	1. 73E- 4	1. 64E- 3	- 2. 75E- 4	9. 59E- 5
	3881	- 1. 70E- 4	3. 60E- 4	1. 97E- 2	- 1. 74E- 4	2. 14E- 4	2. 12E- 3	- 2. 75E- 4	1. 32E- 4
	3882	- 1. 55E- 4	3. 81E- 4	1. 45E- 2	- 1. 63E- 4	2. 67E- 4	2. 91E- 3	- 2. 75E- 4	2. 17E- 4
	3902	- 1. 53E- 4	2. 29E- 4	1. 38E- 2	- 1. 57E- 4	1. 25E- 4	- 1. 12E- 3	- 2. 43E- 4	5. 93E- 5
	3903	- 1. 44E- 4	2. 94E- 4	1. 68E- 2	- 1. 51E- 4	1. 68E- 4	- 1. 35E- 3	- 2. 39E- 4	9. 12E- 5
	3904	- 1. 31E- 4	3. 41E- 4	1. 79E- 2	- 1. 43E- 4	2. 07E- 4	- 1. 15E- 3	- 2. 31E- 4	1. 27E- 4
	3905	- 1. 32E- 4	3. 62E- 4	1. 56E- 2	- 1. 42E- 4	2. 40E- 4	9. 42E- 5	- 2. 32E- 4	1. 71E- 4

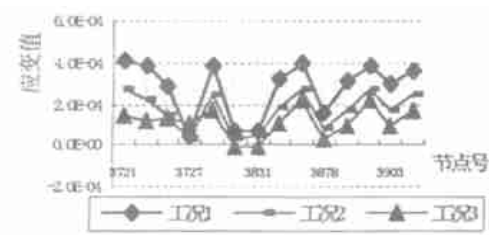


图6 各工况安全带固定点 Y 方向应变对比

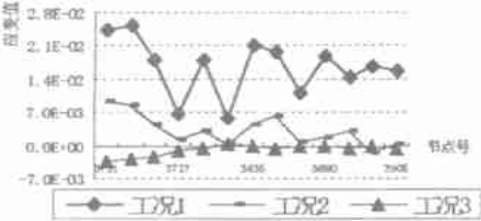


图7 各工况安全带固定点 Z 方向应变对比

图 6、7 为根据表 1 数据绘制的 3 种工况下安全带固定点处各节点分别在主变形方向 Y、Z 上的应变值对比图。

表 2 工况 2、3 在 X、Y、Z 三个方向的贡献率大小

	X 方向贡献率	X 方向方差	Y 方向贡献率	Y 方向方差	Z 方向贡献率	Z 方向方差
工况 1	—	6.6022E-05	—	1.20E-04	—	5.95E-03
工况 2	6.10%	4.3217E-05	40.43%	8.108E-05	82.9%	3.08849E-03
工况 3	12.3%	1.5524E-04	62.0%	6.404E-05	106%	1.045E-03

为验证有限元的正确性, 按工况 3 对原车进行

同的力, 得出了强度和变形试验结果(图 8、图 9)。

试验结果表明: 改进后安全带固定点的强度较之原车有一定的提高, 固定点处变形有明显减小。

5 结 论

通过计算分析和试验验证, 可得出如下结论:

- 1) 利用有限单元法进行汽车安全带固定点强度分析和设计是可行的;
- 2) 进行汽车安全带固定点强度优化设计时, 采用局部几何模型简单、省时、有效;
- 3) 试验表明, 本文提供的模型、边界载荷、约束处理是正确的。

参考文献:

[1] 丁皓江, 何福保, 谢贻权, 等. 弹性和塑性力学中的有限单元法[M]. 北京: 机械工业出版社,

[2] 詹永裕, 吴运明, 黄俊明. Unigraphics 模型设计[M]. 北京: 中国铁道出版社,

[3] 郑金城, 杜芳慈, 张建伟. 汽车定型与通用试验方法标准汇编[M]. 北京: 机械工业部汽车工业公司产品处, 中国汽车技术研究中心标准所。

(下转 127 页)

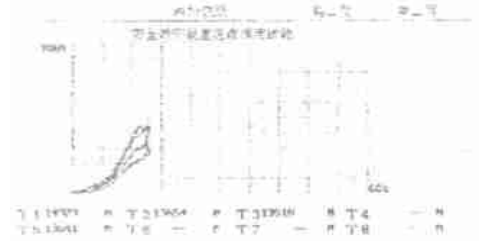


图 8 改进车型安全带固定点的强度试验

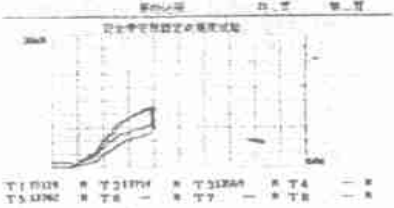


图 9 原车型安全带固定点的强度试验

了结构改进, 并对原车型和改进车型的安全带固定点强度作了性能对比试验. 试验由重庆汽车质量检测中心按国家规范对车的四个安全带固定点施加不

($t > 0$) 及 $y = 0$ 围成一曲边梯形, 该曲边梯形绕 x 轴一周而生成的旋转体的侧面积与体积分别为 $S(t)$, $V(t)$, 在 $x = t$ 处的底面积为 $F(t)$. 试求:

1) $S(t)/V(t)$; 2) $\lim_{x \rightarrow +\infty} S(t)/F(t)$.

在上面问题中, 只要取 $a = 0$, 则以上讨论的关系的应用是必要的.

4 总 结

最后说明的是, 如果在工程技术上, 要求在一定条件下设计一个上述旋转体或旋转面时, 怎样确定平面曲线 $f(x) = ?$, 上述两个关系应该是有作用与意义的.

参考文献:

[1] 华东师范大学数学系. 数学分析(第二版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 1991.
[2] 中华人民共和国教育部. 2004 年全国硕士研究生入学考试大纲[M]. 北京: 高等教育出版社, 2003.
[3] 同济大学数学教研室. 高等数学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1996.
[4] 同济大学应用数学系. 微积分[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000.
[5] 陈文灯, 黄先开. 数学复习指南(第九版)[M]. 北京: 世界图书出版公司北京分公司, 2003.

The relationship between rotation body (or plane) and the generating plane curve

HU Guo quan

(Department of Basic Courses, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

Abstract: the relationship between plane(or body) used in engineering structures and the generating plane curve is stuelied in the paper.Two inaportent relation epresses are given and some questions related to use of the expresses are given and some questions related to use of the expresses are discussed. Two conclusions are reached.
Key words: rotation body; rotation plane; plane curve

(上接 101 页)

The analysis and optimization of the fastened point intensity on automobile safey belt

DU Zi xue, WEN Xiao-xia

(Vehicle Engineering Institute, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

Abstract: It is a important criterion of the fastened point intensity on automobile safe belt.The compulsive regulation of the country clearly requires that the fastened point intensity on the safe belt must ensure that the safe belt can't be broken off under the weight of the give load. This paper treats the mini truck of Changan Automobile works as the research object. discuss how to adopt FEM to simulate the fasten point intensity on the safe belt and finally gives a usable calculated model, boundary conditions and optimization design methods.
Key words: safe belt ; fastened point intensity ; analysis ; optimization