

Parameter Design Method for Structure and Occupant Restraint System in Vehicle Crash

汽车碰撞 车体与乘员约束系统的 参数设计方法

张君媛/著



科学出版社

国家科学技术学术著作出版基金资助出版

汽车碰撞车体与乘员约束系统的 参数设计方法

张君媛 著

科学出版社

北京

内 容 简 介

本书从运动学和动力学的角度,给出了整车碰撞系统重要参数的力学关系和碰撞波形的主要特征参数;提出了基于统计数据的波形评价方法和波形与约束系统刚度之间的耦合关系评价方法;建立了反映汽车碰撞系统中各子系统与乘员响应之间力学联系的半经验、半理论解析表达式;探究了如何利用这些基本理论和方法进行汽车碰撞车体及乘员约束系统参数的快速设计。本书方法不依赖于大型商业 CAE 软件和 CAE 工程师,使用本书方法能在未形成整车有限元模型甚至是几何模型之前进行碰撞安全性的概念设计。

本书适合汽车设计专业的在校研究生和企业汽车安全工程师阅读。

图书在版编目(CIP)数据

汽车碰撞车体与乘员约束系统的参数设计方法 / 张君媛著. —北京: 科学出版社, 2018.11

ISBN 978-7-03-059101-2

I. ①汽… II. ①张… III. ①汽车-安全设计-研究 IV. ①U461.91

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2018) 第 238146 号

责任编辑: 姜 红 / 责任校对: 王 瑞
责任印制: 吴兆东 / 封面设计: 无极书装

科 学 出 版 社 出 版

北京东黄城根北街 16 号

邮政编码: 100717

<http://www.sciencep.com>

北京九州迅驰传媒文化有限公司 印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

*

2018 年 11 月第 一 版 开本: 720 × 1000 1/16

2018 年 11 月第一次印刷 印张: 13

字数: 262 000

定价: 99.00 元

(如有印装质量问题, 我社负责调换)

前 言

汽车碰撞安全性设计是一个从汽车设计的角度出发，减少和减轻汽车碰撞给乘员及行人带来各种伤害的学科领域。

汽车碰撞是一个瞬态、非线性、大变形的复杂力学过程。美国密歇根大学(University of Michigan) Huang 于 2002 年出版的 *Vehicle Crash Mechanics* (《汽车碰撞力学》) 通过复杂系统的力学简化，全面、系统地研究了汽车碰撞力学的基本原理，提出了车体、乘员和约束系统之间的内在联系和多项系统性能的评价参数，对于读者了解和认识汽车碰撞过程的力学本质有非常大的帮助。本书以此为切入点，细化和发展了该书的部分理论，同时构建了若干结构碰撞及碰撞保护系统的解析模型，推导了多种结构断面抗撞性设计参数的求解公式，建立了汽车碰撞系统中各子系统与乘员响应之间的力学联系及半经验、半理论的解析表达式，并重点研究了如何利用这些基本理论和方法进行汽车碰撞车体及乘员约束系统参数的快速设计。本书方法不依赖于大型商业计算机辅助工程(computer aided engineering, CAE) 软件和 CAE 工程师，能在未形成整车有限元模型甚至几何模型之前，尽早获得设计参数最佳取值空间，以避免设计不足或“过设计”，业界也通常将这个过程中称为碰撞安全性的概念设计(或正向设计)。

本书研究对象包含既密切相关又相对独立的车体结构抗撞性和乘员约束系统两部分。

第 1 章从运动学和动力学的角度给出了整车碰撞系统重要参数的力学关系和碰撞波形的主要特征参数；第 2 章给出了碰撞波形的简化表达，提出了基于统计数据的碰撞波形评价方法；第 3 章以简化的车体-乘员单自由度解析模型为依据给出了波形与乘员响应的量化关系，论述了乘员能量的耗散与约束系统刚度的关系；第 4 章仍以车体-乘员单自由度解析模型为依据，提出了双台阶碰撞波形与三线性约束刚度的最优耦合关系评价方法，并进行了统计验证；第 5 章为车体结构抗撞性双梯形目标设计与约束系统刚度的目标设计及目标分解方法；第 6 章讨论了车体薄壁梁的压溃和弯曲的理论模型与解析表达，重点推导了多(十二)直角截面薄壁梁的抗撞性理论公式，支持结构概念设计阶段断面参数的快速选择；第 7 章则提出了安全气囊的力学模型及其冲击反力的解析表达式，并将其应用于单自由度的车体-乘员模型，同时还提出了车体-乘员双自由度解析模型，细化了约束系统参数在模型中的表达，该章模型的特点是能够进行任意波形下的乘员响应快速

求解，并支持概念设计阶段的参数设计。由于方程复杂，书中给出了主要的算法程序。

本书适合汽车设计专业的在校研究生和企业汽车安全工程师阅读。本书假定读者已了解汽车碰撞安全系统的基本构成、工作原理、各项法规，并已具备基本的力学知识。

作者自 2000 年初开始接触汽车碰撞安全性理论、方法及仿真技术，十多年来先后承担了多项来自国家和企业的研究课题，涵盖了汽车碰撞力学、汽车碰撞安全仿真技术、车体结构力学、乘员约束系统优化、汽车安全构件轻量化等理论与应用技术。期间培养了数十名该领域的硕士、博士研究生。本书内容基于作者承担的国家自然科学基金项目（51075180、51375203）和国家科技支撑计划项目（2011BAG03B04 子课题）的研究成果，研究和发展了部分汽车碰撞力学理论，系统地提出了汽车碰撞车体结构与乘员约束系统参数设计的解析方法。

在本书成稿之际，感谢作者的导师林逸教授，他的学识和气度令作者敬佩。十几年前他引领作者走进这个领域，他的鼓励和信任促使作者投身其中，体会了耕耘的辛苦，更获得了收获的快乐。师恩如海，只有努力工作，聊以回报。感谢作者的学生张燕、刘乐丹、陈超、陈光、安月、武栢楠、马悦、谢力哲、周浩、张乐、靳阳、倪滢滢、刘茜、王丹琦等，他们参与了本书诸多章节的研究和撰写工作，其间付出了极大的辛苦。感谢中国第一汽车集团公司技术中心邱少波总监始终无私地分享他的知识和智慧。感谢合作过程中给予过作者大量帮助的长安汽车工程研究院赵会博士，清华大学周青教授，同济大学朱西产教授、高云凯教授，中国第一汽车集团公司技术中心李红建博士、唐洪斌博士，一汽轿车股份有限公司产品开发部卢放博士，一汽-大众汽车有限公司产品开发部刘静岩师弟。

感谢国家科学技术学术著作出版基金的资助。

感谢周浩博士、王丹琦博士对书稿进行的大量、繁杂的整理工作。

挂一漏万，敬请海涵。

作者

2017 年 10 月于长春

目 录

前言	
第 1 章 整车碰撞的基本力学关系	1
1.1 基本运动学关系	1
1.2 简化的车体动力学关系	3
1.3 实车正面碰撞波形	8
1.3.1 碰撞波形及其特征参数	8
1.3.2 压溃率与能量密度	10
1.4 正面碰撞中车体前端结构刚度的表达	12
参考文献	15
第 2 章 碰撞波形的简化表达及其评价	16
2.1 等效碰撞波形	16
2.1.1 等效方波	17
2.1.2 等效双梯形波	19
2.2 基于统计数据的碰撞波形评价	23
2.2.1 针对乘员伤害的碰撞波形评价	24
2.2.2 针对安全星级的碰撞波形评价	33
2.3 基于乘员伤害回归预测的碰撞波形评价	36
参考文献	38
第 3 章 乘员的力学响应与能量耗散	40
3.1 车体-乘员单自由度解析模型及乘员响应求解	40
3.1.1 车体-乘员单自由度解析模型	40
3.1.2 矩形波、正矢波和双台阶波输入下的乘员响应	41
3.2 乘员的能量耗散与 Ride-down 效率	45
3.3 约束系统刚度与乘员响应的关系	49
3.3.1 约束系统刚度的表达及简化	49
3.3.2 线性约束系统刚度与乘员响应的关系	51
3.3.3 约束系统刚度与 Ride-down 效率的关系	55
参考文献	57

第 4 章 汽车碰撞波形与约束系统特性耦合关系评价	58
4.1 基于单自由度模型的乘员响应面建立	59
4.2 碰撞波形、约束系统特性及其耦合关系评价	66
4.2.1 耦合关系评价方法	66
4.2.2 碰撞波形综合评价指标	67
4.2.3 约束系统综合评价指标	68
4.2.4 碰撞波形与约束系统特性耦合关系评价	70
4.3 某车型碰撞波形及约束系统特性耦合关系评价及其优化	73
参考文献	77
第 5 章 车体结构抗撞性与约束系统目标设计	79
5.1 双台阶波形设计	79
5.2 车体前端子结构性能目标分解	86
5.2.1 车体前端结构的能量管理	86
5.2.2 车体前端子结构分解实例	88
5.2.3 子结构抗撞性设计目标	90
5.3 基于车体简化有限元模型的结构性能验证	94
5.3.1 车体简化有限元模型	94
5.3.2 前端结构性能验证	99
5.4 约束系统刚度设计与目标分解	100
5.4.1 矩形波下约束系统刚度目标设计	100
5.4.2 双台阶波下约束系统刚度目标设计	104
5.4.3 约束系统刚度的目标分解	107
参考文献	110
第 6 章 车体抗撞性结构的断面设计	111
6.1 薄壁梁抗撞性的理论模型	111
6.2 矩形截面薄壁梁理论模型与解析表达	114
6.2.1 矩形截面薄壁梁理论模型	114
6.2.2 泡沫铝填充的矩形截面薄壁梁压溃理论模型及其解析表达	117
6.3 多直角截面薄壁梁理论模型及力学性能的解析表达	124
6.3.1 多直角截面薄壁梁的吸能特点	124
6.3.2 十二直角截面薄壁梁理论模型及解析表达	125
6.3.3 泡沫铝填充的十二直角截面薄壁梁理论模型的解析表达	141
6.3.4 纤维增强复合材料包裹的十二直角截面薄壁梁理论模型的解析表达	149
参考文献	160

第 7 章 乘员约束系统解析模型及参数求解	163
7.1 气囊解析模型	163
7.1.1 基本假设与模型简化	163
7.1.2 气囊解析模型的建立与冲击块响应求解	164
7.1.3 气囊解析模型的验证	168
7.2 基于单自由度模型的乘员约束系统参数求解	176
7.2.1 单自由度模型任意波形求解算法	176
7.2.2 单自由度模型的改进	176
7.2.3 乘员约束系统参数设计实例	179
7.3 基于双自由度模型的乘员约束系统参数求解	181
7.3.1 双自由度模型的建立	181
7.3.2 乘员约束子系统解析模型及参数表达	182
7.3.3 双自由度解析模型集成与力学响应方程建立	184
7.3.4 双自由度解析模型求解及乘员响应验证	186
参考文献	187
附录 I 缩写与符号说明	189
附录 II 33 款(40 辆)车 56km/h 正面全宽刚性壁障碰撞的实验数据	193
附录 III MATLAB 求解程序	195
索引	198

第 1 章 整车碰撞的基本力学关系

1.1 基本运动学关系

汽车在与正面刚性壁障 (front rigid barrier, FRB) 碰撞过程中相对地面是一个减速过程。如果规定车辆前进的方向为正方向, 那么汽车将产生一个负的加速度。在地面坐标系 (也称绝对坐标系, 见图 1.1) 中, 当车辆停下来时, 其速度将由碰撞前的行驶速度减为零, 若有回弹, 其速度将变为负值。

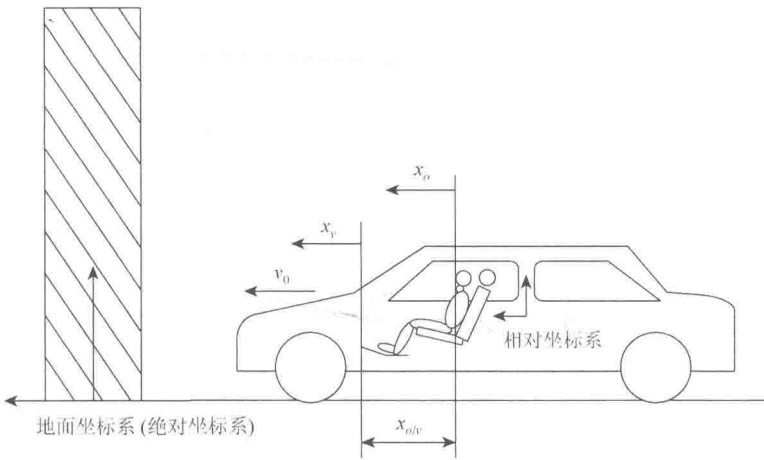


图 1.1 汽车碰撞的地面坐标系和相对坐标系

在地面坐标系中观测到车辆速度由碰撞前的速度按如下方程进行衰减:

$$\dot{x}_v = v_0 + \int_0^t \ddot{x}_v dt \quad (1.1)$$

式中, v_0 为车体碰撞前的速度; \ddot{x}_v 为车体绝对加速度。缩写与符号说明见附录 I。

车体位移 x_v 由速度的积分获得:

$$x_v = \int_0^t \dot{x}_v dt \quad (1.2)$$

位移为一个时间函数, 表明车辆前部在碰撞事件中破坏变形的过程, 乘员舱

整体向前的位移等于车体前端压溃量。当然加速度与速度函数必须在碰撞中几乎没有变形的乘员舱的某个部位测得（一般选择 B 立柱下端）。

图 1.2 显示的是某车型 56km/h 正面刚性壁障碰撞的加速度曲线、速度曲线以及车体位移曲线。在 66.5ms 时车辆的破坏变形量达到最大值。由于变形结构的恢复，车辆开始回弹，速度变为负值。最终测得的残余变形量可能与曲线上的最大值并不相等。

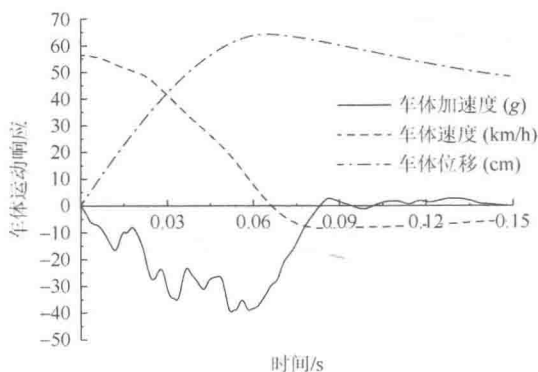


图 1.2 车体加速度、速度和位移曲线

在地面坐标系中观测到的乘员速度和乘员位移按如下方程式求得

$$\dot{x}_o = v_o + \int_0^t \ddot{x}_o dt \quad (1.3)$$

$$x_o = \int_0^t \dot{x}_o dt \quad (1.4)$$

式中， \ddot{x}_o 为乘员加速度； \dot{x}_o 为乘员速度； x_o 为乘员位移。曲线如图 1.3 所示。

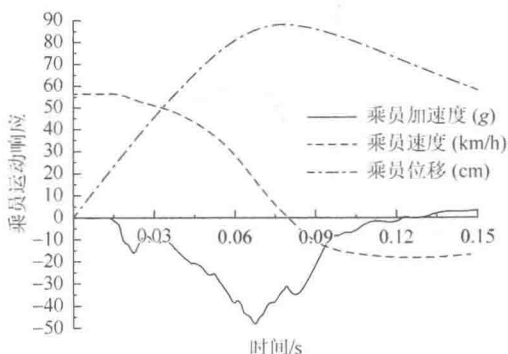


图 1.3 乘员加速度、速度和位移曲线

为研究问题方便,通常将乘员的运动用车体坐标系描述,车体坐标系固定于车体不变形部分,也称为移动坐标系。碰撞开始后,车体坐标系内乘员开始加速并相对于车内饰向前移动,直到其撞上转向盘或仪表板。

在移动坐标系中,乘员速度从“0”开始,相对于车体向前运动,其速度和位移可分别表示为

$$\dot{x}_{o/v} = \int_0^t \ddot{x}_{o/v} dt \quad (1.5)$$

$$x_{o/v} = \int_0^t \dot{x}_{o/v} dt = \int_0^t \int_0^t \ddot{x}_{o/v} dt \quad (1.6)$$

式中, $\dot{x}_{o/v}$ 为乘员相对速度; $\ddot{x}_{o/v}$ 为乘员相对加速度; $x_{o/v}$ 为乘员相对位移。曲线如图 1.4 所示。

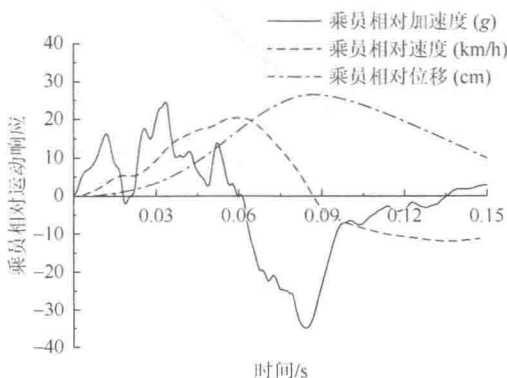


图 1.4 乘员相对加速度、相对速度和相对位移曲线

在完全刚性的 100%障碍壁碰撞试验中,如果乘员不受(或忽视)任何约束,则乘员的绝对加速度为 0,因为

$$\ddot{x}_o = \ddot{x}_v + \ddot{x}_{o/v} \quad (1.7)$$

有

$$\ddot{x}_{o/v} = -\ddot{x}_v \quad (1.8)$$

\ddot{x}_o 表示乘员在地面坐标系中的加速度,即乘员的绝对加速度。因此,乘员在移动坐标系中的加速度在数值上等于地面坐标系中车的加速度的负值。

1.2 简化的车体动力学关系

正面全宽碰撞是评价汽车碰撞安全性的典型工况之一。该工况下车体前端结构完全参与碰撞,变形完全,吸能充分,因此在汽车抗撞性概念设计(conceptual design)阶段,通常将正面全宽碰撞工况作为主要的设计工况,对该工况下整车

的吸能量、变形量、碰撞波形 (crash pulse)、碰撞力以及前端主要结构的刚度、变形模式等进行设计, 再对其他碰撞工况 (40%偏置、30°角、25%小偏置等) 进行验证, 根据各个工况的具体要求对结构进行适当调整。

在以往的资料中, 为了直观、快速地了解碰撞中的车体动力学参数, 有两种简化的碰撞力学模型。

模型一^[1] (图 1.5 (a)): 将碰撞行为简化为质量为 M 的车辆以速度 v_0 匀速运动, $t = 0$ 时刻撞击到刚性壁障, $t = t_E$ 时刻达到最大位移 D_{\max} 。该模型假设引起车辆前部压溃的碰撞力为恒力 F_0 (图 1.5 (b)), 则有运动方程:

$$M\dot{x}_v = -F_0 \quad (1.9)$$

$$\ddot{x}_v = -\frac{F_0}{M} \quad (1.10)$$

$$\dot{x}_v = \int_0^t \ddot{x}_v dt = -\frac{F_0}{M}t + C_1 \quad (1.11)$$

由初始条件 $t = 0$, $\dot{x}_v = v_0$, 求得

$$C_1 = v_0$$

$$\dot{x}_v = -\frac{F_0}{M}t + v_0 \quad (1.12)$$

$$x_v = \int_0^t \dot{x}_v dt = -\frac{F_0}{2M}t^2 + v_0t + C_2 \quad (1.13)$$

由初始条件 $t = 0$, $x_v = 0$, 求得

$$C_2 = 0$$

$$x_v = -\frac{F_0}{2M}t^2 + v_0t \quad (1.14)$$

在 $t = t_E$ 时刻, $\dot{x}_v = 0$, 求得

$$t_E = \frac{Mv_0}{F_0} \quad (1.15)$$

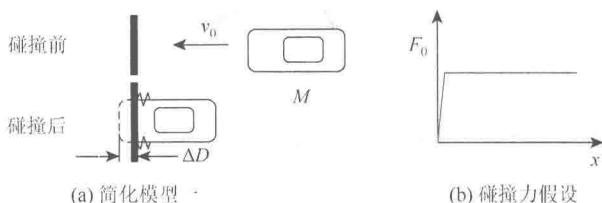


图 1.5 简化模型一及碰撞力假设

模型一的车体加速度、速度和位移曲线如图 1.6 所示。

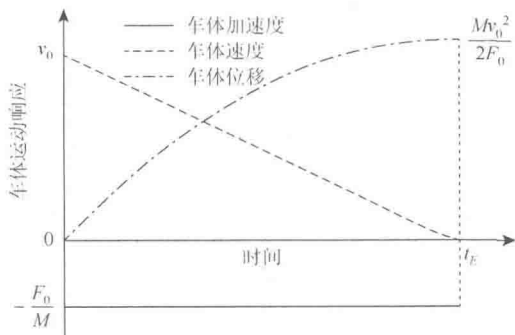


图 1.6 模型一的车体加速度、速度和位移曲线

在这种假设下，车体产生了恒定的碰撞加速度。

案例 1 假设某车总质量为 1500kg，以 56km/h 的速度撞击刚性壁障，乘员舱平均压溃载荷为 300kN。则有恒定加速度：

$$\ddot{x}_v = -\frac{F_0}{M} = -20g$$

碰撞终止时刻：

$$t_E = \frac{Mv_0}{F_0} = 0.078s$$

最大位移：

$$D_{\max} = -\frac{F_0}{2M}t_E^2 + v_0t_E = 0.605m$$

与图 1.2 中的速度历程进行比较，可以发现这个简易模型可以较合理地预测碰撞行为。

从能量角度来看，有

$$\frac{1}{2}Mv_0^2 = F_0D_{\max} \quad (1.16)$$

$$D_{\max} = \frac{Mv_0^2}{2F_0} \quad (1.17)$$

式 (1.17) 给出了初始能量确定的情况下平均反力和最大位移的关系。

模型二^[1]：质量为 M 的车辆以速度 v_0 撞击刚性障碍壁（图 1.7 (a)），假设碰撞力 F 与变形 x 成正比（图 1.7 (b)），即刚度为恒值 K 。则有运动方程：

$$M\ddot{x}_v + F = 0 \quad (1.18)$$

$$F = Kx_v \quad (1.19)$$

$$M\ddot{x}_v + Kx_v = 0 \quad (1.20)$$

其通解:

$$x_v(t) = A \sin(\omega t), \quad \omega = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (1.21)$$

考虑到初始条件: 当 $t=0$ 时, $\dot{x}_v = v_0$, $\ddot{x}_v = 0$, 有

$$x_v(t) = v_0 \sqrt{\frac{M}{K}} \sin\left(\sqrt{\frac{K}{M}} t\right) \quad (1.22)$$

$$\dot{x}_v(t) = v_0 \cos\left(\sqrt{\frac{K}{M}} t\right) \quad (1.23)$$

$$\ddot{x}_v(t) = -v_0 \sqrt{\frac{K}{M}} \sin\left(\sqrt{\frac{K}{M}} t\right) \quad (1.24)$$

当车体达到最大位移 D_{\max} 时, 车速为 0, 即

$$\dot{x}_v(t) = v_0 \cos\left(\sqrt{\frac{K}{M}} t\right) = 0 \quad (1.25)$$

由于

$$\sqrt{\frac{K}{M}} t = \frac{\pi}{2} \quad (1.26)$$

此时位移和加速度为

$$D_{\max} = v_0 \sqrt{\frac{M}{K}} \quad (1.27)$$

$$a_{\max} = -v_0 \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (1.28)$$

位移公式可以变形为

$$K = \frac{Mv_0^2}{D_{\max}^2} \quad (1.29)$$

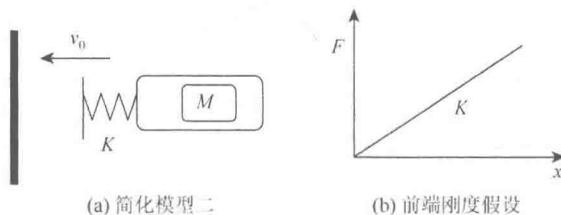


图 1.7 简化模型二及前端刚度假设

模型二的车体加速度、速度和位移曲线如图 1.8 所示。

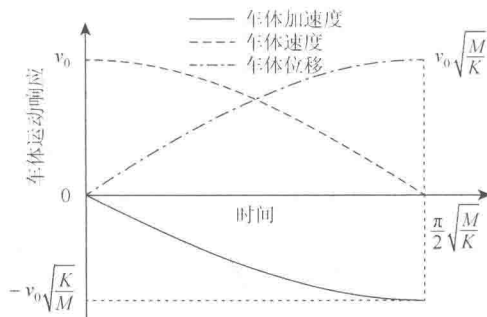


图 1.8 模型二的车体加速度、速度和位移曲线

案例 2 某整车的质量为 1500kg, 以 50km/h 的速度正面与刚性墙相撞。如果可移动最大距离为 500mm, 则前段刚度、最大加速度和最大反力分别为

$$K = \frac{Mv_0^2}{D_{\max}^2} = 1157.41 \text{ kN/m}$$

$$a_{\max} = -v_0 \sqrt{\frac{K}{M}} = -385.80 \text{ m/s}^2$$

$$F_{\max} = Ma_{\max} = -578.7 \text{ kN}$$

由于

$$D_{\max} = v_0 \sqrt{\frac{M}{K}}$$

所以在车体刚度和车速不变的前提下, 压溃距离与车体质量成正比, 车体质量越大, 压溃距离越大, 即所需压缩空间越大。

从能量的角度可以得到相同的结论: 将前端结构看成单自由度弹簧, 假设全部能量由前端结构吸收, 在最大位移处车速为零。

$$\frac{1}{2} Mv_0^2 = \frac{1}{2} KD_{\max}^2 \quad (1.30)$$

如果 D_{\max} 为 500mm, 则前端刚度、最大反力分别为

$$K = \frac{Mv_0^2}{D_{\max}^2} = 1157.41 \text{ kN/m}$$

$$F_{\max} = -KD_{\max} = -578.7 \text{ kN}$$

整车加速度峰值为

$$a_{\max} = \frac{F_{\max}}{M} = -385.80 \text{ m/s}^2$$

两种模型分别对车体前端结构的力学性能作了不同的假设和简化, 揭示了重要的物理量之间的相关性。两种模型分别用于不同目的的研究。

1.3 实车正面碰撞波形

1.3.1 碰撞波形及其特征参数

实际事故中, 车辆发生正面碰撞时, 车辆前端结构发生变形、破坏, 吸收碰撞产生的能量, 直至车辆速度降为零并发生反弹。整个碰撞期间, 车体处于一个减速过程, 车辆中各点加速度不同。理想情况是车辆发生正面碰撞时, 主要变形吸能部位是车辆前端结构, B 柱之后的结构在整个碰撞过程中几乎不发生变形。因此, 通常将 B 柱上采集到的加速度信号作为整车加速度, 该信号也是碰撞试验中最容易获得的车辆响应之一。模拟实车正碰的台车试验中, 台车系统的加速度曲线即源于实车正碰时在 B 柱上采集到的加速度信号 (图 1.9)。乘员舱及其后面的车体结构在碰撞时可以看作刚体运动, 同时将其加速度-时间 (或加速度-位移) 历程称为汽车正面碰撞波形 (frontal crash pulse)。



图 1.9 碰撞波形采集部位

在各种研究中一般对碰撞波形、碰撞脉冲 (crash impulse) 和加速度波形等概念均不作区分。为了简化表达, 本书采用车体加速度的绝对值与时间的曲线作为碰撞波形, 表达车体在碰撞中的减速过程。

正面碰撞波形不仅可以用来衡量车辆正碰的剧烈程度, 更重要的是, 碰撞波形和乘员伤害密切相关。近几十年, 国内外众多学者开展了大量研究, 本书后续章节将讨论针对乘员伤害的最优波形和波形与车体结构参数的关系。

碰撞过程中采集到的碰撞波形是一条连续变化的曲线, 为了研究方便, 本书将该曲线称为原始碰撞波形 (或详细碰撞波形), 并定义描述原始碰撞波形的关键参数 (图 1.10)。

(1) 碰撞波形峰值 (the peak crash pulse) A_{\max} , 即加速度在加速度-时间曲线上的最大值。碰撞波形峰值反映了碰撞过程中最为激烈的瞬间。

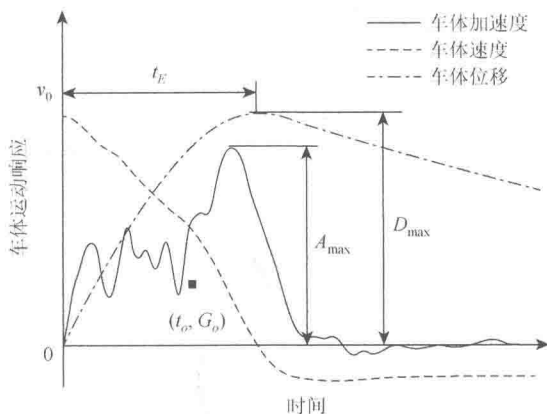


图 1.10 正面碰撞波形的关键参数

(2) 最大动态压溃量 (maximum dynamic deformation) D_{\max} , 由加速度-时间曲线经过两次积分得到的位移-时间曲线上的最大位移值即车体的最大动态压溃量, 是从车辆与壁障开始接触时刻到车辆速度减为零时刻车辆向前运动的距离, 也是车体前端结构的压溃量。

(3) 车辆回弹时刻 t_E , 即车辆速度减为 0 的时刻, 表明车辆停止的快慢, 同时也是车体到达最大动态压溃量的时刻。

(4) 碰撞波形形心 (centroid of the crash pulse) (t_o, G_o) , 是指加速度-时间曲线与时间轴围成的几何形状的形心, 形心的横坐标称为形心时刻 t_o , 形心纵坐标称为形心加速度 G_o 。形心位置表征了碰撞加速度波形在时间域上的长度和分布情况。其计算方法如下:

$$t_o = \frac{\int_0^t t \cdot \ddot{x}_v dt}{\int_0^t \ddot{x}_v dt} \quad (1.31)$$

$$G_o = \frac{\int_0^t \ddot{x}_v^2 dt}{2 \int_0^t \ddot{x}_v dt} \quad (1.32)$$

碰撞波形除了是汽车抗撞性的重要评价指标外, 还是影响乘员伤害的重要因素。碰撞波形的形状取决于车体吸收的总能量以及车体前端结构的吸能空间和刚度分布。对于不同级别的车型, 碰撞波形都会有一定差别 (图 1.11 中的车型 A 和车型 B), 其乘员主要伤害指标差别较大, 如表 1.1 所示。即使波形相近 (图 1.11 中的车型 A 和车型 C), 乘员伤害也不能完全相同。