

汽车碰撞仿真的三维人体模型及安全 安全带保护作用的研究^{*}

郭九大 林逸 刘锡国

(吉林工业大学 长春 130025)

摘要 本文采用多体系统动力学中的 R-W 方法建立了用于模拟汽车碰撞过程中乘员运动学和动力学响应的三维人体模型;在此基础上,对 Part572D 型假人在前碰中的运动进行了模拟,研究了安全带对人体的作用并对驾驶室的安全空间进行了校核。

关键词 多体系统动力学 人体模型 汽车被动安全性

A 3D Occupant Model for Vehicle Crash Simulation and Safety Belt System Efficiency Study

Guo Jiuda

(Jilin University of Technology, Changchun)

Abstract A 3D occupant model for vehicle crash safety research is built by adopting the R-W method of Multibody System Dynamics in this paper. By using this model, the simulation of kinematics and dynamics responses of human occupant in vehicle front crash case is performed to study the effect of design parameters of seatbelt and cab on injury protection.

Key words Multibody System Dynamics Occupant model Vehicle passive safety

0 前言

汽车被动安全性以汽车碰撞过程中车内乘员的安全为主要研究对象,通过研究汽车碰撞过程中车内乘员与车的相互作用,可找出乘员受伤害的规律,从而改进汽车设计,研制安全保护装置,以使乘员免受伤害或使伤害降低到最低程度。工业发达国家从 60 年代开始投入了大量的人力物力进行汽车被动安全性研究。早期的研究主要是通过实车碰撞和台车碰撞等实验手段来模拟真实的碰撞过程,由于实验的方法存在着重复性差、费用昂贵、周期长以及实验过程危险等因素,随着计算机技术、计算方法以及力学学科的发展,使得采用计算机来模拟汽车碰撞过程并进行被动安全性研究成为可能。目前,计算机模拟方法已成为汽车被动安全性研究与实验方法相互验证、互为补充的有效手段,在汽车被动安全性研究中占有重要

的地位。

多体系统动力学是在经典刚体力学的基础上,为了适合计算机编程应用而发展起来的一门新的力学分支,其在复杂多体系统的分析和研究中的应用越来越广泛^[1]。荷兰车辆安全研究所已经成功地开发了被动安全性的分析软件 MADYMO,其在人体系统的描述上,采用的就是多体系统动力学方法^[2]。文献 3 应用多体系统动力学中的 Kane 方法对人体碰撞过程进行了仿真研究,本文作者也曾将多体系统动力学应用于二维人体运动学的描述中,取得了一些初步成果^[4]。

1 三维人体多体系统结构的描述

多体系统的结构,是指系统内各刚体的联接方式。应用多体系统动力学对复杂多体系统进行运动学和动力学分析时,为了实现其通用性,必须采取一种

* 本文为国家教委博士点基金项目(编号:9318501)

收稿日期 1997-12-10 第一作者 男,1969 年生,工学博士

行之有效的描述系统结构的方法。R-W方法引入图论理论，在数学上实现了用矩阵来表征每一多体系统的结构，保证了所编程序的通用性，从而易于在计算机上实现其结构描述。

R-W方法中采用关联矩阵 \underline{S} 来描述系统内各刚体与铰的关联状况，用通路矩阵 \underline{T} 来描述系统内各刚体与零刚体之间的通路状况。有关矩阵 \underline{S} 和 \underline{T} 的定义参见文献5。

对于美国 FMVSS 法规定义的 Part572D 型标准假人，可以描述为图1所示的多体系统体铰图。

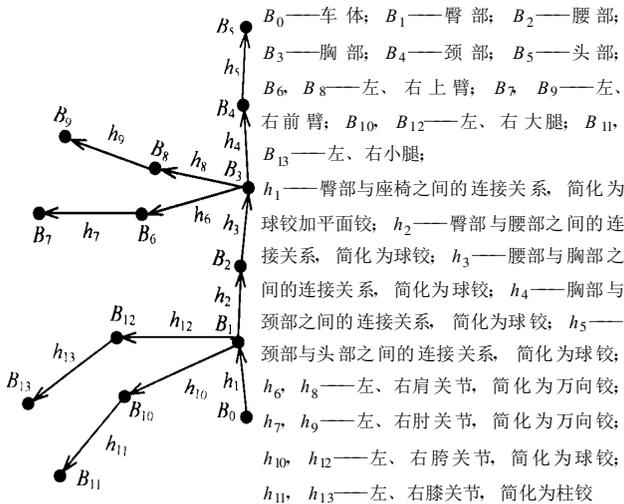


图1 Part 572D 型标准假人体铰图

2 三维人体多体系统运动学和动力学方程的建立

2.1 广义坐标与局部坐标系的选取

对于人体多体系统，各刚体之间的相互运动只有转动，为了使所选取的广义坐标具有明显的物理意义，本文采用 Bryant 角作为描述刚体空间转动的广义坐标。

为了计算的方便，本文选取原点固结在质心的连体坐标系，连体坐标系的各轴与过质心的惯性主轴一致。

2.2 运动学方程的建立

设 h_j 铰联接的刚体偶对为 B_j 及 $B_{i(j)}$ ， $B_{i(j)}$ 为 B_j 的内接刚体，定义 \vec{p}_{jk} 为各铰的转轴单位矢量 ($k=1 \dots N_j$ ， N_j 为 h_j 铰的自由度)， q_{jk} 为 h_j 铰关联的邻接刚体之间相对转动的广义坐标，则 B_j 相对于 $B_{i(j)}$ 的相对角速度 $\underline{\Omega}_j$ 和相对角加速度 $\underline{\dot{\Omega}}_j$ 为

$$\underline{\Omega}_j = \sum_{k=1}^{N_j} \vec{p}_{jk} \dot{q}_{jk} \quad (j=1, 2, \dots, n) \quad (1)$$

$$\underline{\dot{\Omega}}_j = \sum_{k=1}^{N_j} \vec{p}_{jk} \ddot{q}_{jk} + \vec{w}_j \quad (j=1, 2, \dots, n) \quad (2)$$

式中， n 为系统中铰的个数。

$$\vec{w}_j = \sum_{k=1}^{N_j} \sum_{m=1}^{N_j} \frac{\partial \vec{p}_{jk}}{\partial q_{jm}} \dot{q}_{jk} \dot{q}_{jm} \quad (j=1, 2, \dots, n)$$

写成矩阵型式

$$\underline{\Omega} = \underline{P}^T \dot{q} \quad (3)$$

$$\underline{\dot{\Omega}} = \underline{P}^T \ddot{q} + \underline{w} \quad (4)$$

利用关联矩阵 \underline{S} 和通路矩阵 \underline{T} ，可写出各刚体的绝对角速度 $\underline{\omega}$ 和角加速度 $\underline{\dot{\omega}}$

$$\underline{\omega} = -\underline{T}^T \underline{\Omega} + \underline{\omega}_0 \underline{1}_n \quad (5)$$

$$\underline{\dot{\omega}} = -\underline{T}^T \underline{\dot{\Omega}} - \underline{T}^T \underline{f} + \underline{\dot{\omega}}_0 \underline{1}_n \quad (6)$$

式中， \underline{f} 为 n 阶矢量列阵，其元素 f_i 为

$$f_i = \underline{\omega}_{i(j)} \times \underline{\Omega}_j$$

引入通路矢量矩阵 \underline{d} ，实现对系统结构参数的矩阵化描述，有关通路矢量矩阵的定义参阅文献1。引入通路矢量矩阵 \underline{d} 后，各刚体质心的位移、速度和加速度分别为

$$\underline{r} = \underline{d}^T \underline{1}_n + \underline{r}_0 \underline{1}_n \quad (7)$$

$$\underline{\dot{r}} = -\underline{d}^T \underline{\omega} + \underline{\dot{r}}_0 \underline{1}_n \quad (8)$$

$$\underline{\ddot{r}} = -\underline{d}^T \underline{\dot{\omega}} + \underline{\ddot{a}} \quad (9)$$

式中， \underline{a} 为 n 阶矢量列阵，其元素 a_i 为

$$a_i = \underline{\dot{r}}_0 + \sum_{k=1}^n \underline{\omega}_k \times (\underline{\omega}_k \times \underline{d}_{ki})$$

若初始时刻 h_1 铰的铰点 O_1 与惯性坐标系的原点 O 重合，铰点 O_1 的速度和加速度为零，且 h_1 铰除了三个转动自由度外还具有两个滑移自由度，则各刚体质心的位移、速度和加速度可写为

$$\underline{r} = \underline{d}^T \underline{1}_n + \underline{r}_s \underline{1}_n \quad (10)$$

$$\underline{\dot{r}} = -\underline{d}^T \underline{\omega} + \underline{\dot{r}}_s \underline{1}_n \quad (11)$$

$$\underline{\ddot{r}} = -\underline{d}^T \underline{\dot{\omega}} + \underline{\ddot{r}}_s \underline{1}_n + \underline{\ddot{a}} \quad (12)$$

式中， \underline{r}_s 为 h_1 铰的铰点 O_1 的滑移矢量

$$\underline{r}_s = [q_{sx} \quad q_{sy} \quad 0]^T$$

3 动力学方程的建立

本文采用分析力学中的若丹原理进行动力学方程的推导。若丹形式的动力学普遍方程

$$\sum_{i=1}^n [\delta \vec{r}_i (m_i \vec{r}_i - \underline{F}_i^{\#}) + \delta \underline{\omega}_i (J_i \underline{\omega}_i + \underline{\epsilon}_i - \underline{M}_i^{\#})] - \delta \mathcal{P} = 0 \quad (13)$$

式中，

$$\underline{\epsilon}_i = \underline{\omega}_i \times (J_i \underline{\omega}_i)$$

\mathcal{P} 为系统中内力的总功率

$$\mathcal{P} = \sum_{i=1}^n (\delta \Omega_i M_i^s) + \delta \vec{r}_s F_s^s$$

将式 (13) 中与广义坐标有关的量以广义坐标表示, 并消去独立速率变分, 可得

$$A \ddot{q} = B \tag{14}$$

式中,

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix}$$

$$A_{11} = \underline{\alpha}^x m \underline{\alpha}^x + \underline{\beta}^x J \underline{\beta}^x$$

$$A_{12} = \underline{\alpha}^x m \underline{1}_n P_s^x$$

$$A_{21} = P_s^x \underline{1}_n^T m \underline{\alpha}^x$$

$$A_{22} = P_s^x \underline{1}_n^T m \underline{1}_n P_s^x$$

$$B_1 = \underline{\alpha}^x (\underline{F}^s - m \underline{t}^s) + \underline{\beta}^x [J T^T (\underline{w}^s + \underline{f}^s) - \underline{\varepsilon}^s + M^s] + P M^s$$

$$B_2 = P_s^x (\underline{1}_n^T \underline{F}^s + \underline{F}_s^s - \underline{1}_n^T m \underline{t}^s)$$

m 为质量矩阵, J 为惯量张量矩阵, $\underline{\alpha}^x$, $\underline{\beta}^x$ 是与广义坐标有关的量组成的矩阵^[1]。

4 仿真计算

应用本文所建立的三维人体多体系统动力学模型, 编制了被动安全性仿真软件 MOMPSA, 并利用中国汽车技术研究中心的台车碰撞模拟实验台对 MOMPSA 软件的正确性进行了验证, 图 2 (a) 为人体头部 Z 方向加速度实验结果和仿真结果的对比, 图中实线为实验曲线, 虚线为仿真曲线。仿真曲线与实验曲线能够很好地吻合, 证明了本文所建立的数学模型和 MOMPSA 软件的正确性。

为了研究安全带对人体的保护作用, 应用 MOMPSA 软件对 Part572D 型标准假人在前碰事故中处于自由状态、两点式安全带约束状态以及三点式安全带约束状态下的运动学和动力学响应进行了仿真分析。分析中所采用的车体的减速度波形曲线见图 2 (b), 碰撞初始速度为 53.6km/h。三种状态下人体头部 X 方向位移曲线由图 2 (c) 所示, 三种状态下人体头部合成加速度曲线由图 2 (d) 所示。图中实线对应于自由状态, 虚线对应于两点式安全带约束状态, 点划线对应于三点式安全带约束状态。

为了校核驾驶室的安全空间, 将计算结果以动画的形式显示, 图 3 (a) (b) 分别对应两点式安全带和三点式安全带约束状态。

5 结语

通过仿真分析, 可以得出以下结论:

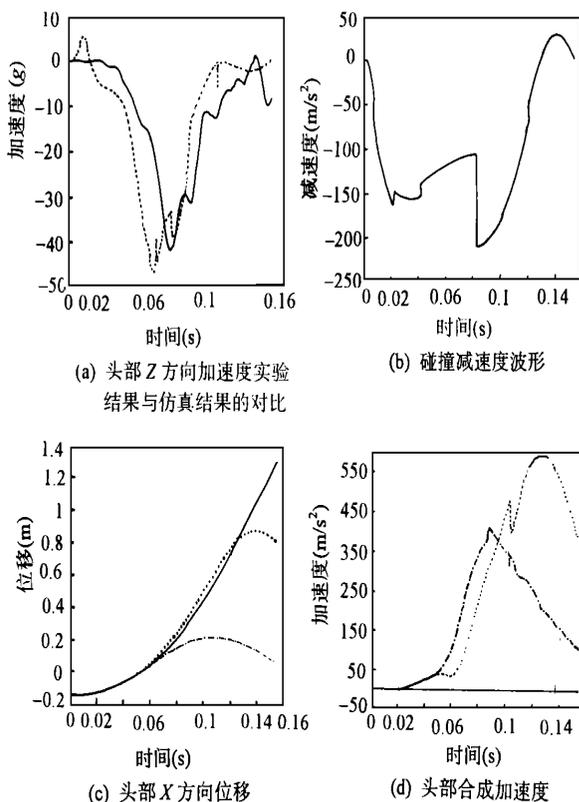
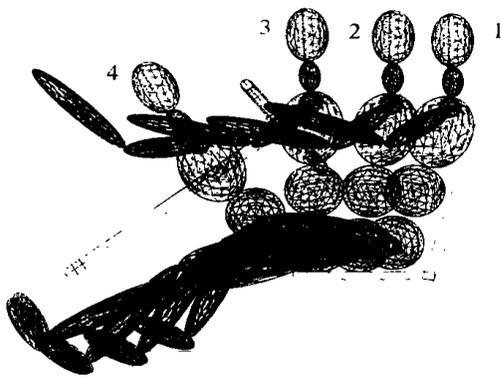


图 2 软件验证及仿真结果

(1) 两点式安全带(腰带)不能使人体上躯干受到很好的约束作用, 人体上躯干将相对于车体产生较大的位移, 从而具有与内饰件发生二次碰撞的危险; 人体在三点式安全带的约束下, 与内饰件发生二次碰撞的危险降低, 同时头部的最大合成加速度值明显低于两点式安全带约束下头部最大合成加速度值, 这说明三点式安全带的约束效率比两点式安全带高, 但却使颈部产生了较大的弯曲, 从而容易造成颈部伤害, 因此, 在安全带的设计过程中, 必须考虑安全带本身可能导致的人体伤害。

(2) 在驾驶室设计中, 从安全性角度出发, 关键是座椅、转向器和前风窗的布置问题, 在满足驾驶员的视野及正常操作的前提下, 应增大三者之间的布置距离; 由于在人体与驾驶室内饰件的二次碰撞过程中, 驾驶员的胸部首先与转向器发生碰撞, 因此, 转向器是二次碰撞时导致人体伤害的关键部件。

(3) 应用本文建立的三维人体模型计算得到的仿真结果与实验结果有很好的一致性, 这说明, 将人体视为多刚体系统, 应用多刚体系统动力学建立描述其运动学和动力学响应的运动方程, 并将其应用于被动安全性的仿真分析是一种行之有效的方法。同时, 由于计算机仿真速度快, 应用于新车型的开发中, 可明



(a) 两点式(腰带)约束下乘员运动图



(b) 三点式安全带约束下乘员运动图

图3 计算结果的动画显示

图中:
1—0ms
2—40ms
3—80ms
4—120ms

显缩短生产周期;另外,计算机仿真不受实验条件的限制,可模拟不同形式的碰撞。因此,计算机仿真技术必将在汽车被动安全性研究中起到越来越重要的作用。

参考文献

1 刘延柱等.多刚体系统动力学.高等教育出版社,1989·05

2 MADYMO User's Manual 3D 5.1
3 于旭光,黄世霖.汽车碰撞过程人体响应的研究.汽车工程,1992(3)
4 林逸等.汽车碰撞的二维人体运动学仿真及其在交通安全研究中的应用.中国公路学报,1995(3)
5 J Wittenburg 谢传锋译.多刚体系统动力学.北京航空学院出版社,1986·07

(上接第70页)采用振动主动控制技术来改善救护车卧姿伤病员的运送平顺性是非常有效的。

4 结论

(1)担架主动隔振系统具有优良的性能,相对被动隔振系统,能更有效地降低担架卧位人体系统垂直振动和纵向角振动强度,其在改善救护车卧姿伤病员运送平顺性方面具有很好的应用前景。

(2)在性能指标函数中采用与频率相关的计权函数矩阵,可在一定的频域范围内相对加大相应计权变量的权重,从而进一步降低系统在该频带的振动强度。

参考文献

1 K C Cheok, H Hu, N Loh. Optimal output feedback regulation with frequency-shaped cost functional. Int. J. CONTROL, 1988, 47(6): 1665~1681
2 N K Gupta. Frequency-shaped cost functionals; Extension of Linear-

Quadratic-Gaussian design methods. J. Guidance and Control 1980, 3(6): 529~535
3 J S Bendat, A G Piersol. Random data, John Wiley & Sons, 1986
4 Hyuk Kim, Yoon-san Yoon. Active Suspension Using Frequency-Shaped Performance Index for Ride Quality Improvement. AVEC 923034
5 D Hrovat, M Hubbard. Optimum vehicle suspensions minimizing RMS rattle space sprung-mass acceleration and jerk. ASME (DSMC), 1981, 103: 228~236
6 J E Shannan, M J Vanderploeg. A Vehicle Handling Model With Active Suspensions. J. of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, 1989
7 何渝生等.汽车振动学.北京:人民交通出版社,1992
8 解学书.最优控制理论与应用.北京:清华大学出版社,1986
9 余志生.汽车理论.北京:机械工业出版社,1990
10 徐新喜等.卧姿人体全身振动暴露舒适性降低界限的实验研究.汽车运输研究,1996(2)
11 欧阳鸿武.救护车改装优化设计.长沙交通学院学报,1992(1)
12 祁建城等.救护车担架隔振系统结构参数优化设计.医疗卫生装备,1997(2)