

Fatigue Assessment of Risk Point on Thin-Shelled Hull Based on the Rigid-Flex Coupled Model

Ximeng Xu¹, Hongyan Wang², Wei Zhao¹, Bin Su¹, Wanli Xu¹

¹POL Research Institute, General Logistic Department, Beijing

²Vehicle Department of Academy, Armored Force Engineering, Beijing

Email: xxmtomas@sina.com.cn

Received: Nov. 7th, 2012; revised: Dec. 10th, 2012; accepted: Dec. 22nd, 2012

Abstract: Taking the armored vehicle as example, this paper focused on the fatigue assessment problem occurred in the application of the thin-shelled armored vehicle by using time domain methods. This paper took use of rigid-flex coupled dynamic modeling method to build and verify the vehicle model. Depending on the mission profile, the load time history was gained by simulating. Through analyzing the simulation results, the dangerous points on the hull were figured out. On the basis of accessing the dynamic loads of the dangerous point, through using time domain method, the load spectrum was built up to do the fatigue calculation. The result showed that fatigue problem will occur at the dangerous point when the driving distance was about 37,050 kilometers under the mission profile.

Keywords: Thin-Shelled Hull; Time Domain Method; Mission Profile; Fatigue Calculation

基于刚弹耦合模型的薄壳车体危险点疲劳计算

徐曦萌¹, 王红岩², 赵 巍¹, 粟 斌¹, 徐万里¹

¹总后油料研究所油料应用研究室, 北京

²装甲兵工程学院车辆工程室, 北京

Email: xxmtomas@sina.com.cn

收稿日期: 2012年11月7日; 修回日期: 2012年12月10日; 录用日期: 2012年12月22日

摘 要: 本文以某型履带式装甲车为例, 采用时域方法针对薄壳装甲车体在使用过程中的疲劳寿命问题进行了分析与计算。本文采用整车刚弹耦合的动力学建模仿真方法, 建立并验证了整车刚弹耦合模型, 通过模拟薄壳装甲车辆任务剖面的行驶工况, 得出车辆各点载荷的时域信号。综合分析各工况的车辆动力学仿真结果找出了薄壳车体的疲劳危险点。在获取危险点动态载荷的基础上, 采用时域方法进行了疲劳寿命计算, 得出任务剖面下该危险点出现疲劳破坏的里程数约为 37,050 公里。

关键词: 薄壳车体; 时域方法; 任务剖面; 疲劳计算

1. 引言

新型轻质合金和薄壳车体结构的装甲车辆极大的减轻了车身重量, 提高了机动性能, 但同时也使得对薄壳车体在动态载荷作用下产生的疲劳寿命问题进行分析变得尤为重要。

采用实车试验的方法来确定薄壳车体的疲劳寿命耗时长、费用高, 而且必须首先制造出样车才能够

进行。而利用动力学仿真分析软件, 建立车辆的动力学模型, 通过对车辆实际使用工况的仿真计算获取动态载荷并进行疲劳计算, 能够极大地缩减时间和费用, 并能够在车辆设计初期得出计算结果, 从而为设计的改进提供依据。

本文以某型履带式装甲车为例, 通过建立整车刚弹耦合动力学模型并对任务剖面内各工况进行仿真

计算, 找出了薄壳车体上的疲劳危险点, 并运用雨流计数和载荷外推方法构建载荷谱, 以此得出疲劳计算结果。

2. 整车刚弹耦合动力学建模及模型验证

2.1. 弹性车体有限元建模

利用有限元方法, 对薄壳车体进行弹性体建模。由于车体尺寸较大, 结构复杂, 这样导致最后模型的总自由度很大, 相应的总体刚度矩阵阶数也很高^[1], 使得在现有计算机资源下对其进行分析计算困难, 因此利用子结构方法将整个车体进行划分。

将子结构边界节点的位移和载荷记为 $\{\delta_b\}, \{\sigma_b\}$, 内部节点的位移和载荷记为 $\{\delta_i\}, \{\sigma_i\}$ 。则该子结构的刚度方程为:

$$\begin{Bmatrix} K_i & K_{ib} \\ K_{bi} & K_b \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sigma_i \\ \sigma_b \end{Bmatrix} \quad (1)$$

由 $[K_{bi}]^T = [K_{ib}]$, 令 $[\tilde{K}_b] \{\delta_b\} = \{\tilde{\sigma}_b\}$;
 $\{\tilde{\sigma}_b\} = \{\sigma_b\} - [K_{bi}][K_i]^{-1} \{\sigma_i\}$; 对(1)进行运算及简化得:

$$[\tilde{K}_b] \{\delta_b\} = \{\tilde{\sigma}_b\} \quad (2)$$

由(2)式可构建全结构的平衡方程, 应用直接求逆法或对称分解等有限元方法可求出 σ_b, σ_i ^[2], 进而最终求出每个子结构内单元的应变和应力。车体有限元模型如图 1 所示:

2.2. 整车刚弹耦合模型建模

首先利用 Craig-Bampton 模态综合法进行弹性车体的动力缩减^[3,4], 得出模态坐标 q^* 下的弹性体变形 u :

$$u = \sum_{i=1}^M \Phi_i q_i = \sum_{i=1}^M \Phi_i E_i q_i^* = \sum_{i=1}^M \Phi_i^* q_i^* \quad (3)$$

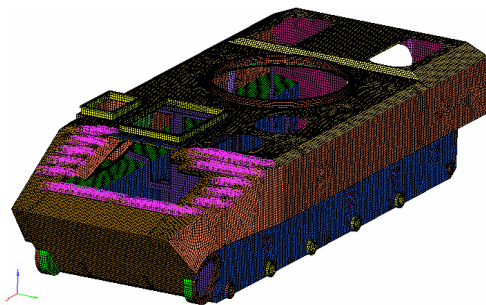


Figure 1. Finite element model of the vehicle hull
图 1. 弹性车体有限元模型

式中 Φ_i^* 为 Craig-Bampton 正交模态矩阵。

在此基础上, 利用有限元软件生成车体柔性体模态中性文件, 导入车辆多刚体模型, 替代刚性车体, 从而得到整车刚弹耦合模型, 流程如图 2 所示。

最终得出的整车刚弹耦合模型如图 3 所示。

2.3. 模型验证

为验证所建立模型的准确性, 进行实车道路试验, 通过试验数据与仿真数据的对比分析来验证模型的准确性^[5]。

选取三种典型正弦路面进行试验, 设定工况为车辆以平均车速 4 km/h 通过三种正弦路面, 照片如图 4 所示, 数据采集点的位置和参数如表 1 所示。

试验中测试得到发动机转速和车速信号及三种正弦路面参数如表 2 所示。选取前装甲板、驾驶员座椅下方左侧第一负重轮三处测点垂向振动加速度信号与仿真结果进行对比分析, 结果如表 3 所示。

由表中数据可知, 整车刚弹耦合动力学模型能够较好地反映车辆在行驶过程中的动态响应, 具备较好的准确性。

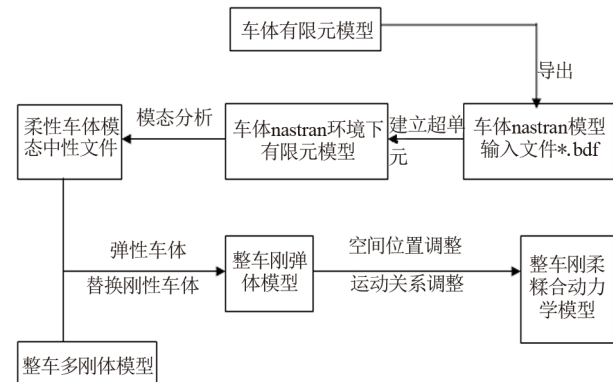


Figure 2. Chart of building up the whole model
图 2. 整车刚弹耦合模型建模流程

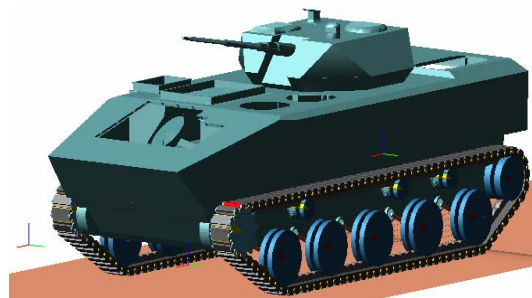


Figure 3. Whole model of the vehicle
图 3. 整车刚弹耦合模型

基于刚弹耦合模型的薄壳车体危险点疲劳计算

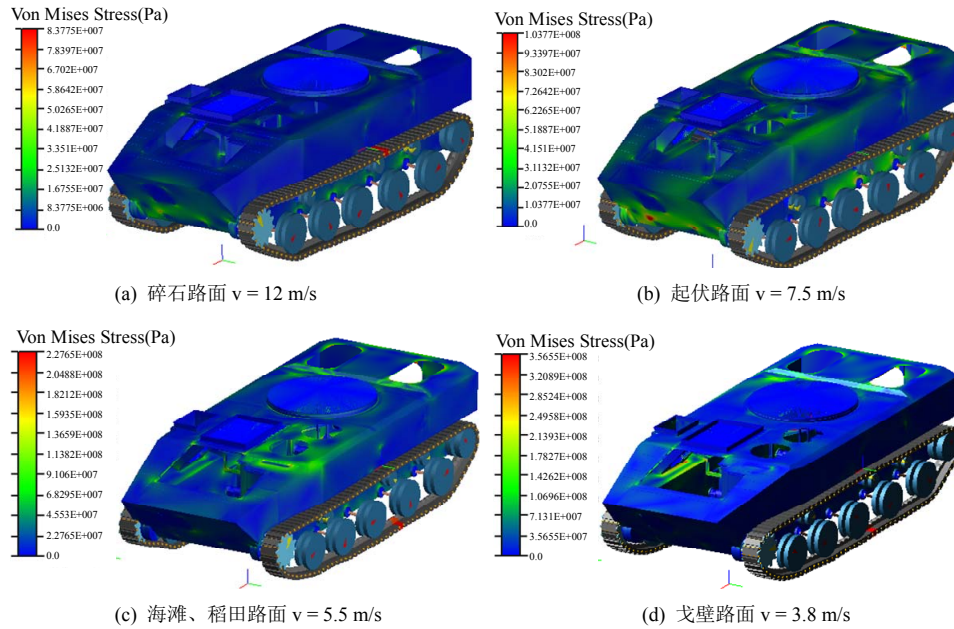


Figure 4. Part of the stress distribution and according speed
图 4. 部分工况应力云图及对应车速

Table 1. Test point selection and settings
表 1. 测点位置选取和采样参数

| 序号 | 型号 | 位置 | 灵敏度参数 |
|----|--------------|----------|-------------|
| 1 | SD14N13 988 | 前装甲板 | 49.78 mV/g |
| 4 | SD14N14 1209 | 驾驶员座椅 | 101.02 mV/g |
| 5 | SD14N14 1208 | 左侧第一负重轮轴 | 102.67 mV/g |

Table 2. Typical road selection and working condition settings
表 2. 典型路面选取和工况设定

| 路面类型 | 高程(cm) | 波长(cm) | 行驶距离(m) | 设定平均水平车速(km/p) | 实测发动机转速(rpm) | 实测车速信号(km/h) |
|-------|--------|--------|---------|----------------|--------------|--------------|
| 短波正弦路 | 5 | 61 | 200 | 4 | 1001.25 | 4.576 |
| 中波正弦路 | 15 | 184 | 200 | 4 | 1061.50 | 5.039 |
| 长波正弦路 | 20 | 700 | 120 | 4 | 1023.93 | 4.868 |

Table 3. Contrast between experiment data and simulation results
表 3. 试验数据与仿真数据对比

| 工况 | 测点 | 峰值频率(Hz) | | | 功率谱密度峰值 $m^2/(Hz^2 \cdot s^4)$ | | |
|--------|---------|----------|-------|---------|--------------------------------|-------|---------|
| | | 试验 | 仿真 | 相对误差(%) | 试验 | 仿真 | 相对误差(%) |
| 短波正弦路面 | 前装甲板 | 2.13 | 2.07 | 2.82 | 1.46 | 1.25 | 14.4 |
| | 驾驶员座椅 | 4.35 | 4.47 | 2.75 | 1.96 | 2.17 | 10.7 |
| | 右侧第一负重轮 | 2.27 | 2.18 | 3.96 | 34.62 | 33.52 | 3.18 |
| 中波正弦路面 | 前装甲板 | 1.94 | 1.92 | 1.03 | 1.95 | 1.40 | 28.2 |
| | 驾驶员座椅 | 1.91 | 1.89 | 1.05 | 2.05 | 1.58 | 22.93 |
| | 右侧第一负重轮 | 1.51 | 1.38 | 8.61 | 3.41 | 3.21 | 5.87 |
| 长波正弦路面 | 前装甲板 | 12.70 | 13.00 | 2.36 | 0.061 | 0.078 | 27.87 |
| | 驾驶员座椅 | 12.75 | 13.01 | 2.04 | 0.038 | 0.049 | 28.95 |
| | 右侧第一负重轮 | 12.56 | 13.93 | 10.91 | 4.31 | 3.63 | 15.78 |

3. 疲劳计算

3.1. 任务剖面构建

任务剖面的原则是包含所有对疲劳损伤有意义的车辆使用工况，以制定疲劳分析的载荷谱。

本文主要针对行驶载荷部分，依据有关试验规范及车辆设计和使用中的经验，根据主要工况的统计规律来制定任务剖面。

其中行驶路面及比例如表 4 所示。行驶速度主要依据该型车辆路面行驶速度参数，选取几个主要的车速。

3.2. 危险点的选取

由于车体结构尺寸大，所建立的弹性车体模型节点众多，在对车体进行疲劳分析与计算时，通常不对所有的点进行疲劳计算，而是选取车体应力集中区域的危险点进行疲劳计算。在确定了任务剖面的基础上，对其中各工况进行动力学仿真分析，根据车体动态应力分析结果得出应力集中区域，并找出疲劳危险点^[6]。

如图 4 所示为任务剖面四种路面部分工况下车体动态应力分布图。综合所有任务剖面工况，可以找出车体的疲劳危险点，如表 5 所示。

由以上分析可知，车体 36975 点处出现最大应力

值的频次最高，因此选取该点为车体的疲劳危险点进行疲劳计算。

3.3. 时域疲劳计算原理

基于时域信号的疲劳计算方法主要是通过对载荷进行雨流计数并外推，从而构建载荷谱，再应用曼纳法则，进行疲劳计算。

Table 4. Mission profile distribution
表 4. 任务剖面设定

| 试验路面 | 里程分配比例 (%) | 路程 (km) | 速度 (m/s) | 路程 (km) |
|-------|------------|---------|----------|---------|
| | | | 4 | 100 |
| 砂、碎石路 | 45 | 450 | 7.5 | 120 |
| | | | 12 | 230 |
| | | | 4 | 80 |
| 起伏路面 | 30 | 300 | 7.5 | 140 |
| | | | 10 | 80 |
| | | | 3.8 | 40 |
| 海滩、稻田 | 15 | 150 | 5.5 | 70 |
| | | | 8 | 40 |
| | | | 3.8 | 30 |
| 戈壁 | 10 | 100 | 5.5 | 90 |
| | | | 9 | 30 |
| 总里程数 | | 1000 | | |

Table 5. Risk point, physical area and largest stress value according to the mission profile
表 5. 各工况危险点、出现区域及最大应力幅值

| 试验路面 | 速度(m/s) | 危险点 | 出现区域 | 最大应力幅值 (MPa) |
|---------|---------|---------|------------------|--------------|
| 砂、碎石路面 | 4 | 446221 | 变速箱支架与车体底甲板连接区域 | 109.7 |
| | 7.5 | 601099 | 炮塔座圈支架与顶甲板连接区域 | 113.8 |
| | 12 | 36975 | 左侧第三平衡肘支座与底甲板连接处 | 228.6 |
| 起伏路面 | 4 | 431568 | 发动机支架与车体底甲板连接区域 | 148.9 |
| | 7.5 | 36975 | 左侧第三平衡肘支座与底甲板连接处 | 216.8 |
| | 10 | 3601049 | 炮塔座圈支架与顶甲板连接区域 | 209.5 |
| 海滩地、稻田地 | 3.8 | 436056 | 发动机支架与车体底甲板连接区域 | 146.6 |
| | 5.5 | 38609 | 左侧第四平衡肘支座与底甲板连接处 | 210.8 |
| | 8 | 36975 | 左侧第三平衡肘支座与底甲板连接处 | 246.1 |
| 戈壁路 | 3.8 | 613974 | 顶装甲板靠近炮塔座圈前部区域 | 103.5 |
| | 5.5 | 38609 | 左侧第四平衡肘支座与底甲板连接处 | 270.6 |
| | 9 | 36975 | 左侧第三平衡肘支座与底甲板连接处 | 346.5 |

Palmgren-Miner 把疲劳过程看成一个累积过程, 认为从重复交变载荷一开始作用起, 损伤就开始累积, 直到最后破坏。这个假设被称为 Palmgren-Miner 损伤累积假说。该假说认为在疲劳过程中, 每一个应力循环对最后的疲劳持久限都有一定的影响并对结构或部件造成一定的破坏量。且假设损伤率是线性的, 则对某一应力水平 σ_i 可以得出:

$$\frac{w_i}{W_i} = \frac{n_i}{N_i} \quad (4)$$

式中 W_i 是结构或部件经过应力 σ_i 的 N_i 次加载产生疲劳破坏为止所吸收的全部的功; w_i 是 σ_i 经过 n_i 次循环所吸收的功。

该结构或部件的预测寿命的计算式:

$$N_L = \frac{\sum n_i}{\sum \frac{n_i}{N_i}} \quad (5)$$

此即为曼纳法则, 由于其应用简单并且在大多数

情况下与试验结果符合程度较好, 因此被认为是目前最为适用的(到出现裂纹的)疲劳寿命计算方法。

3.4. 危险点载荷谱构建与疲劳计算

由曼纳法则可知, 对结构或部件进行疲劳寿命预测必须确定应力的频次分布, 即构建载荷谱。其方法如图 5 所示。

根据图 5 所示流程, 首先提取任务剖面下单工况 36975 点的载荷并进行外推, 如图 6、7 所示。在此基础上利用所有工况下载荷外推结果按照任务剖面进行叠加, 然后再进行外推得出全工况下 36975 点的载荷谱, 如图 8 所示。该载荷谱即可用于疲劳计算。

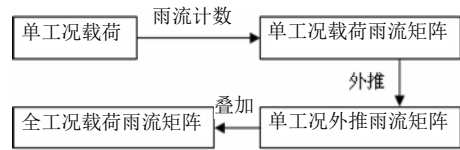


Figure 5. Load Spectrum building process
图 5. 全工况载荷谱构建流程

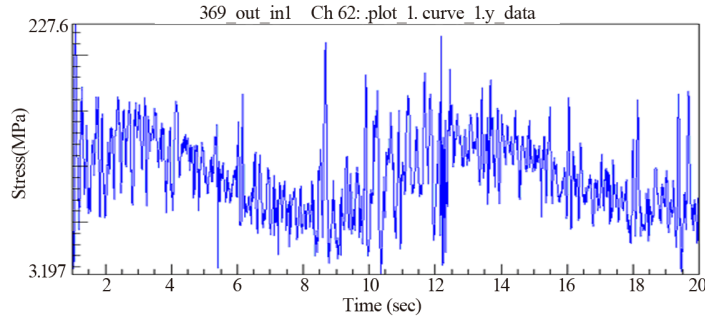


Figure 6. Load time history of point 36975
图 6. 单工况 36975 点载荷时间历程

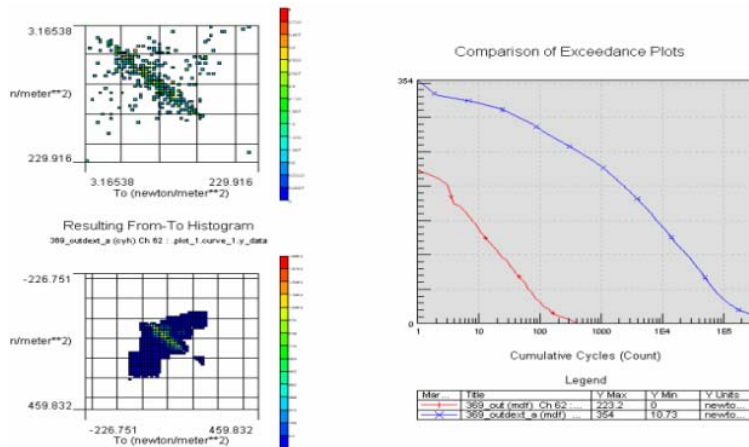


Figure 7. Load extrapolate of point 36975
图 7. 单工况 36975 点载荷外推

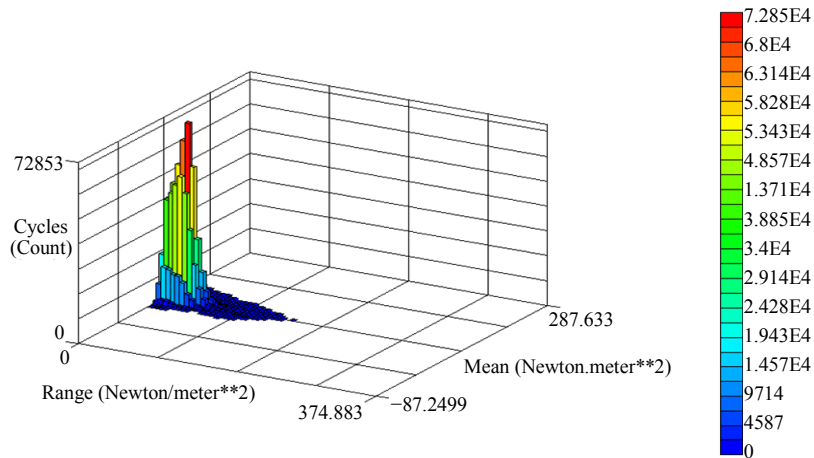


Figure 8. Load spectrum of point 36975
图 8. 全工况下 36975 点载荷谱

应用曼纳法则和全工况下 36975 点载荷谱进行疲劳计算, 得出该任务剖面下, 当循环次数达到 37.05 次(由于每次循环为 1000 公里, 即当车辆行驶里程达到 37,050 公里)时, 车体结构危险点 36975 点处出现疲劳破坏。

4. 结论

本文以某型履带式装甲车辆为例, 采用时域方法对针对薄壳装甲车体在使用过程中的疲劳寿命问题进行了分析与计算。

首先通过刚弹耦合的方法建立了整车的刚弹耦合动力学模型。并验证了该整车刚弹耦合动力学模型的准确性。在构建任务剖面的基础上进行了仿真计算并找出了整个车体结构的疲劳危险点。提取所有工况下该危险点的载荷时间历程, 通过雨流计数并外推, 得到用于计算疲劳寿命的载荷谱, 最后得出循环次数达到 37.05 次(里程数为 37,050 公里)时, 疲劳危险点 36975 点将出现疲劳破坏。

5. 致谢

本文是在装甲兵工程学院车辆教研室王红岩教授、总后油料研究所赵巍、粟斌高级工程师的悉心指导和帮助下完成的, 感谢他们对于我的帮助! 感谢参考文献中所引用文献的作者, 他们的文章给予了我很大的帮助。

参考文献 (References)

- [1] 姜晋庆, 张铎. 结构弹塑性有限元分析法[M]. 北京: 宇航出版社, 1990: 3.
- [2] 王军, 魏来生, 兰小平. 驾驶员——履带车辆——路面系统的建模与仿真[J]. 计算机集成制造系统——CIMS, 2003, 9: 108-111.
- [3] 韩宝坤, 李晓雷, 孙逢春. 基于 DADS 的履带车辆多体模型与仿真[J]. 系统仿真学报, 2002, 11: 1531-1533.
- [4] 陈立平, 张云清, 任卫群. 机械系统动力学分析及 ADAMS 应用教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005: 25-27.
- [5] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2004: 25-26.
- [6] 缪炳荣, 张卫华, 肖守讷等. 基于多体动力学和有限元法的车体结构疲劳寿命仿真[J]. 铁道学报, 2007, 29(4): 38-42.