

文章编号:1000-582x(2000)04-0127-05

127-132

九自由度汽车舒适性仿真

樊兴华¹, 黄席樾¹, 刘光波²

(1 重庆大学自动化学院, 重庆 400044; 2 广州机械施工公司, 广州 510630)

摘要:在汽车舒适性预测评估和汽车悬挂系统、驾驶室支承系统、发动机悬置系统优化设计中, 要求选用合适的动力学模型对汽车舒适性进行动态仿真。笔者以3种工况下人体垂直方向加速度加权均方根值作为舒适性评价指标, 建立了九自由度汽车振动模型, 在推导计算公式、设计算法的基础上编制了仿真计算程序, 并对红岩CQ1160载重汽车进行了舒适性仿真计算。通过对红岩汽车系列产品所做实验数据比较, 证明了所建模型能够比较好的反映汽车的振动情况。本文进行汽车舒适性仿真研究对汽车优化设计和汽车舒适性评估是很有意义的, 其计算程序对汽车的设计和评估有一定的应用参考价值。

关键词:汽车; 舒适性; 仿真; 预测评估; 龙格-库塔算法; 优化设计

中图分类号: U 461.1

文献标识码: A

U462

在汽车设计中, 需要对汽车舒适性进行预测评估, 或在考虑整车舒适性的条件下对悬挂系统、驾驶室支承系统和发动机悬置系统进行优化设计, 这要求选用合适的动力学模型对汽车舒适性进行动态仿真。选用的模型越复杂, 计算要求给出的汽车结构和地面参数就越多、越精确。如果这些基本参数有微小的误差, 经过复杂的计算后, 误差就有可能变得很大, 甚至影响到结果的合理性。此外, 汽车是一个极其复杂的振动系统, 它的主要振动来源于路面不平度激励和发动机激励, 其主要振动为垂直振动和俯仰振动。在实际分析中, 很难把各种因素都考虑进去, 常根据主次进行假设和简化。一般认为汽车振动系统是线性的, 通常只考虑汽车在垂直平面上的振动, 这不仅使问题的分析与计算工作得以简化, 而且能比较满意地描述汽车的振动情况。在汽车舒适性研究中, 也需要考虑各种工况下汽车的振动情况。

五自由度汽车模型考虑了汽车的路面不平度激励, 但它忽略了发动机激励, 且不能反映汽车在怠速工况下的振动情况, 不适合作为多工况下汽车的舒适性仿真模型^[1,2]。九自由度汽车模型考虑了汽车的两种主要激励——路面不平度激励和发动机激励, 抓住了

汽车的两种最主要振动——垂直振动和俯仰振动, 能够比较准确地反映汽车的振动情况, 而且模型中用到的汽车结构参数和路面参数都易于测量, 采用合适地算法能满足计算的精度要求, 从而保证计算结果的合理性, 故九自由度模型汽车舒适性仿真是比较简练而实用的, 对汽车的优化设计和舒适性评估也是有意义的。

1 评价指标的选取

对汽车进行舒适性仿真, 是为了找出悬挂系统、驾驶室支承系统、发动机总成悬置系统参数与整车舒适性之间动态关系, 为悬挂系统、驾驶室支承系统、发动机总成悬置系统参数的优化设计奠定基础; 或对汽车舒适性进行评估。这样对选取的舒适性评价指标具有如下要求:

1) 能反映悬挂系统、驾驶室支承系统、发动机总成悬置系统参数变化所引起整车舒适性变化;

2) 评价指标的个数要少, 最好是一个, 以便于实际使用。

参照国标“汽车平顺性随机输入行驶试验方法”(GB 4970-85), 选取汽车在3种典型工况下人体垂

收稿日期: 1999-12-15

基金项目: 国家自然科学基金项目资助(69674012)

作者简介: 樊兴华(1972-), 男, 重庆忠县人, 博士研究生。主要从事计算机仿真、系统优化设计及人工智能领域研究。

直方向振动加速度加权均方根值 σ_z 作为舒适性的评价指标。工况 1:道路为沥青路,即相当于二级公路,次高级路面,使用车速为 50 km/h;工况 2:道路为沙石路,即相当于三级公路,中级路面,使用车速为 40 km/h;工况 3:怠速状况。即

$$\sigma_z = W_1\sigma_1 + W_2\sigma_2 + W_3\sigma_3 \quad (1)$$

式中, $\sigma_i (i = 1, 2, 3)$ 为 i 工况下人体在垂直方向振动加速度加权均方根值; $W_i (i = 1, 2, 3)$ 为 i 工况对应的加权因子,且有 $W_1 + W_2 + W_3 = 1, W_i (i = 1, 2, 3)$ 由汽车的行驶路况分布决定。

对工况 1 和工况 2 情况下人体垂直方向振动的加速度加权均方根值通过模拟汽车平顺性随机输入行驶试验得到。具体计算办法是:通过计算得到 0.9 ~ 90 Hz 频率范围内的每个 1/3 倍频带中心频率 f_j 所对应频带加速度均方根值 $\sigma_{ij} (i$ 对应第 i 种工况, j 对应第 j 个中心频率),则 $\sigma_i (i = 1, 2)$ 按下式计算:

$$\sigma_i = \sqrt{\sum (W_j \cdot \sigma_{ij})^2} \quad (2)$$

式中, W_j 为中心频率 f_j 所对应 1/3 倍频带的频率加权因子,其值参见“汽车平顺性随机输入行驶试验方法”(GB 4970 - 85)附录 A——平顺性评价指标的意义与计算(补充件)表 A4。

对工况 3 下人体在垂直方向振动加速度加权均方根值 σ_3 直接用下式计算:

$$\sigma_3 = W(f)\sigma(f) \quad (3)$$

式中, $\sigma(f)$ 为工况 3 下人体在垂直方向振动加速度均方根值; $W(f)$ 为频率加权因子。

2 九自由度动力学模型及微分方程

建立九自由度模型需作如下假设:

1) 路面对汽车左右轮的激励相同,汽车对称于它的纵轴线,因而汽车没有横向角振动,汽车的振动问题可以简化为一个平面内的振动问题。

2) 悬挂系统刚度、轮胎刚度、驾驶室总成支承系统刚度、发动机总成悬置系统刚度和座椅刚度均视为位移的一次函数,悬挂系统阻尼、座椅阻尼和驾驶室总成支承系统阻尼均视为速度的一次函数,轮胎阻尼和发动机总成悬置系统阻尼忽略不计;

3) 车架、车身的刚度足够大,车架弹性引起的各阶振型可以不予考虑;

4) 后轮行驶在前轮的轮辙上,前后轮路面的不平度激励除了轴距引起的相差外都是一样的;

5) 发动机激励只考虑垂直方向的激振力和绕横轴转动方向的激振力矩;

6) 路面激励主要作用在垂直方向上,车轮只在垂直方向有运动。

九自由度模型如图 1 所示。图中各坐标均为原点在平衡时各重心位置上的广义坐标。

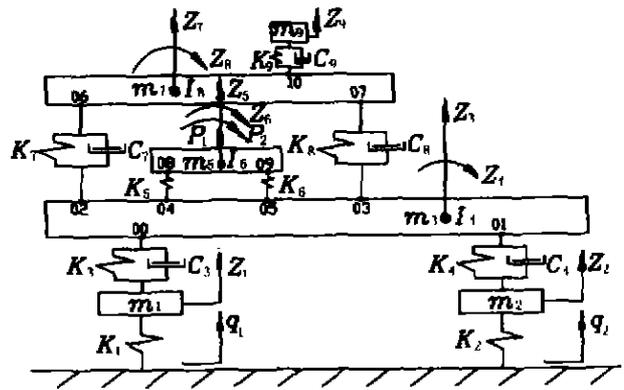


图 1 九自由度汽车动力学模型

模型参数如下:

q_1, q_2 : 前后轮路面不平度激励; P_1 : 发动机垂直方向激振力; P_2 : 发动机绕横轴的激振力矩; m_1, m_2 : 前后轴非悬挂质量; m_3, I_4 : 车身质量和车身绕横轴的转动惯量; m_5, I_6 : 发动机总成质量和发动机总成绕横的轴转动惯量; m_7, I_8 : 驾驶室总成质量和驾驶室总成绕横轴的转动惯量; m_9 : 人体质量; k_1, k_2 : 前后轴轮胎等效刚度; k_3, k_4 : 前后悬挂系统等效刚度; k_5, k_6 : 发动机总成前后悬置系统等效刚度; k_7, k_8 : 驾驶室总成前后支承系统等效刚度; k_9 : 座椅的等效刚度; C_1, C_4 : 前后悬挂系统等效阻尼; C_7, C_8 : 驾驶室前后支承系统等效阻尼; C_9 : 座椅等效阻尼; Z_1 : 非悬挂质量 m_1 垂直位移; Z_2 : 非悬挂质量 m_2 垂直位移; Z_3 : 车身质心垂直位移; Z_4 : 车身质心绕横轴转角; Z_5 : 发动机总成质心垂直位移; Z_6 : 发动机总成质心绕横轴转角; Z_7 : 驾驶室总成质心的垂直位移; Z_8 : 驾驶室总成质心绕横轴转角; Z_9 : 人体垂直方向位移。

非独立自由度:

Z_{10} : 前悬挂系统与车身连接处垂直位移; Z_{11} : 后悬挂系统与车身连接处垂直位移; Z_{12} : 驾驶室总成前支承系统与车身连接处垂直位移; Z_{13} : 驾驶室总成后支承系统与车身连接处垂直位移; Z_{14} : 发动机总成前

悬置系统与车身连接处垂直位移; Z_{05} : 发动机总成前悬置系统与车身连接处垂直位移; Z_{06} : 驾驶室总成前支承系统与驾驶室连接处垂直位移; Z_{07} : 驾驶室总成后支承系统与驾驶室连接处垂直位移; Z_{08} : 发动机总成前悬置系统与发动机总成连接处垂直位移; Z_{09} : 发动机总成后悬置系统与发动机总成连接处垂直位移; Z_{10} : 座椅悬挂系统与驾驶室连接处垂直位移; L_{00} 、 L_{01} : 汽车质心与前后轴之间的距离; L_{02} 、 L_{03} : 汽车质心与驾驶室总成前后支承系统之间的距离; L_{04} 、 L_{05} : 汽车质心与发动机总成前后悬置系统之间距离; L_{06} 、 L_{07} : 驾驶室总成质心与驾驶室总成前后支承系统之间距离; L_{08} 、 L_{09} : 发动机总成质心与发动机总成前后悬置系统之间距离; L_{10} : 座椅与驾驶室总成质心之间距离。

写出各部分连接点 Z_{0i} 的受力表达式 F_{0i} ($i = 0, 1, \dots, 10$), 对各质量块由牛顿第三定律可得系统的微分方程为:

$$q_1 k_1 = m_1 \ddot{Z}_1 + (k_1 + k_3) Z_1 + C_3 \dot{Z}_1 - k_3 Z_3 - C_3 \dot{Z}_3 - L_{00} k_3 Z_4 - L_{00} C_3 \dot{Z}_4 \quad (4)$$

$$q_2 k_2 = m_2 \ddot{Z}_2 + (k_2 + k_4) Z_2 + C_4 \dot{Z}_2 - k_4 Z_3 - C_4 \dot{Z}_3 + L_{01} k_4 Z_4 - L_{01} C_4 \dot{Z}_4 \quad (5)$$

$$0 = m_3 \ddot{Z}_3 + (k_3 + k_4 + k_5 + k_6 + k_7 + k_8) Z_3 + (c_3 + c_4 + c_7 + c_8) \dot{Z}_3 - k_5 Z_1 - C_3 \dot{Z}_1 - k_4 Z_2 - C_4 \dot{Z}_2 + (L_{00} k_3 - L_{01} k_4 + L_{02} k_7 + L_{03} k_8 + L_{04} k_5 + L_{05} k_6) Z_4 + (L_{00} C_3 - L_{01} C_4 + L_{02} C_7 + L_{03} C_8) \dot{Z}_4 - (k_5 + k_6) Z_5 + (L_{09} k_6 - L_{08} k_5) Z_6 - (k_7 + k_8) Z_7 - (C_7 - C_8) \dot{Z}_7 + (L_{07} k_8 - L_{06} k_7) Z_8 + (L_{07} C_8 - L_{06} C_7) \dot{Z}_8 \quad (6)$$

$$0 = I_4 \ddot{Z}_4 + (L_{00}^2 k_3 + L_{01}^2 k_4 + L_{02}^2 k_7 + L_{03}^2 k_8 + L_{04}^2 k_5 + L_{05}^2 k_6) Z_4 + (L_{00}^2 C_3 + L_{01}^2 C_4 + L_{02}^2 C_7 + L_{03}^2 C_8) \dot{Z}_4 - L_{00} k_3 Z_1 - L_{00} C_3 \dot{Z}_1 + L_{01} k_4 Z_2 + L_{01} C_4 \dot{Z}_2 + (L_{00} k_3 - L_{01} k_4 + L_{02} k_7 + L_{03} k_8 + L_{04} k_5 + L_{05} k_6) Z_3 + (L_{00} C_3 - L_{01} C_4 + L_{02} C_7 + L_{03} C_8) \dot{Z}_3 - (L_{04} k_5 + L_{05} k_6) Z_5 + (L_{05} L_{09} k_6 - L_{04} L_{08} k_5) Z_6 - (L_{02} k_7 + L_{03} k_8) Z_7 - (L_{03} C_8 + L_{02} C_7) \dot{Z}_7 + (L_{05} L_{07} k_8 - L_{02} L_{06} k_7) Z_8 + (L_{03} L_{07} C_8 - L_{02} L_{06} C_7) \dot{Z}_8 \quad (7)$$

$$P_1 = m_5 \ddot{Z}_5 - (k_5 + k_6) Z_5 - (k_5 + k_6) Z_3 -$$

$$(L_{04} k_5 + L_{05} k_6) Z_4 + (L_{08} k_5 - L_{09} k_6) Z_6$$

$$P_2 = I_6 \ddot{Z}_6 + (L_{08}^2 k_5 + L_{09}^2 k_6) Z_6 + (L_{09} k_6 - L_{08} k_5) Z_3 + (L_{05} L_{09} k_6 - L_{04} L_{08} k_5) Z_4 + (L_{08} k_5 - L_{09} k_6 - L_{09} k_6) Z_5 \quad (9)$$

$$0 = m_7 \ddot{Z}_7 - (k_7 + k_8) Z_3 - (C_7 + C_8) \dot{Z}_3 - (L_{02} k_7 + L_{03} k_8) Z_4 - (L_{02} C_7 + L_{03} C_8) \dot{Z}_4 + (k_7 + k_8 + k_3) Z_7 + (C_7 + C_8 + C_9) \dot{Z}_7 + (L_{06} k_7 - L_{07} k_8 - L_{10} k_9) Z_8 - (L_{07} C_8 + L_{10} C_9 - L_{06} C_7) \dot{Z}_8 - k_9 Z_9 - C_9 \dot{Z}_9 \quad (10)$$

$$0 = I_8 \ddot{Z}_8 + (L_{07} k_8 - L_{06} k_7) Z_3 + (L_{07} C_8 - L_{06} C_7) \dot{Z}_3 + (L_{03} L_{07} k_8 - L_{02} L_{06} k_7) Z_4 + (L_{03} L_{07} C_8 - L_{02} L_{06} C_7) \dot{Z}_4 + (L_{06} k_7 - L_{07} k_8 - L_{10} k_9) Z_7 + (L_{06} C_7 - L_{07} C_8 - L_{10} C_9) \dot{Z}_7 + (L_{06}^2 k_7 + L_{07}^2 k_8 + L_{10}^2 k_9) Z_8 + (L_{06}^2 C_7 + L_{07}^2 C_8 + L_{10}^2 C_9) \dot{Z}_8 + L_{10} C_9 Z_9 + L_{10} C_9 \dot{Z}_9 \quad (11)$$

$$0 = m_9 \ddot{Z}_9 + k_9 Z_9 + C_9 \dot{Z}_9 - k_9 Z_7 - C_9 \dot{Z}_7 + L_{10} k_9 Z_8 + L_{10} C_9 \dot{Z}_8 \quad (12)$$

若记输入向量: $Q = (q_1 \quad q_2 \quad P_1 \quad P_2)^T$
输出向量: $Z = (Z_1 \quad Z_2 \quad Z_3 \quad Z_4 \quad Z_5 \quad Z_6 \quad Z_7 \quad Z_8 \quad Z_9)^T$

则将式(4)~(12)写成矩阵形式

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = K_t Q \quad (13)$$

其中 M 、 C 、 K 分别为 9×9 的质量、阻尼、刚度矩阵; K_t 为 9×4 的轮胎刚度矩阵。

3 传递函数计算

系统频率响应函数计算:

对运动微分方程两边同时进行 Fourier 变换有:

$$[K_{11} \dots K_{im}] \begin{bmatrix} Q_1(j\omega) \\ \dots \\ Q_m(j\omega) \end{bmatrix} = [-M_1 \omega^2 + jC_1 \omega + K_1 \dots - M_n \omega^2 + jC_n \omega + K_n] \cdot \begin{bmatrix} Z_1(j\omega) \\ \dots \\ Z_n(j\omega) \end{bmatrix} \quad (14)$$

其中, M_i 、 C_i 、 K_i ($i = 1, 2, \dots, n$) 为 M 、 C 、 K 的各个

第 i 列向量; K_i 为 K 的第 i 列向量, 令

$$D = [-M_1\omega^2 + jC_1\omega + K_1 \cdots -M_n\omega^2 + jC_n\omega + K_n] \quad (15)$$

则

$$\begin{aligned} [Z_1(j\omega) \cdots Z_n(j\omega)]^T = \\ D^{-1}K_i[Q_1(j\omega) \cdots Q_m(j\omega)]^T \end{aligned} \quad (16)$$

令

$$H = D^{-1}K_i \quad (17)$$

则 H 为系统频率响应传递函数。求解时, 把 H 看作未知量, 用“全选主元高斯—约当消去法”求解线性方程组 $DH = K_i$, 求得 H 。不用 D^{-1} 乘以 K_i 来求 H , 因为在求 D^{-1} 的过程中可能会有较大的误差(如果 D 为病态, 则误差将是惊人的, 它会导致计算结果无效)。 D 中各元素值的确定:

D 阵中 P 行 q 列元素为:

$$D_{pq} = -m_{pq}\omega^2 + jc_{pq}\omega + k_{pq} \quad (p = 1, 2, \dots, n; q = 1, 2, \dots, n) \quad (18)$$

令 $\omega = 2\pi f$, 则有

$$D_{pq} = -4\pi^2 f^2 m_{pq} + j2\pi f c_{pq} + k_{pq} \quad (19)$$

人体响应传递函数的确定:

以人体在垂直方向位移响应 z_9 为输出, 以发动机垂直方向激振力 P_1 、发动机绕横轴转动方向激振力矩 P_2 和路面不平度 q_1 、 q_2 为输入, 构成了一个四输入单输出系统。由该系统与九自由度振动系统关系, 得该系统的传递函数 H_9 为九自由度振动系统传递函数 H 的第九行, 即

$$H_9 = H_9 = [H_{91} \quad H_{92} \quad H_{93} \quad H_{94}] \quad (20)$$

H_{9j} ($j = 1, 2, 3, 4$) 为九自由度系统传递函数矩阵 H 的第 9 行第 j 列元素。

人体加速度频率响应函数的确定:

由于是线性系统, $Z_i(t)$ 对 $Q_j(t)$ 的频率响应函数为

$$\begin{aligned} H_{ij}^*(j\omega) = -\omega^2 \frac{Z_i(\omega)}{Q_j(\omega)} = \\ -\omega^2 H_{ij}(\omega) = -4\pi^2 f^2 H_{ij}(j2\pi f) \end{aligned} \quad (21)$$

其中 $H_{ij}(\omega)$ 为输出对输入的频率响应函数。

4 响应计算

响应均方根值计算:

若输入向量: $Q = (q_1 \quad q_2 \quad P_1 \quad P_2)^T$

则输入的功率谱密度矩阵为

$$G_q = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} & G_{14} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} & G_{24} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} & G_{34} \\ G_{41} & G_{42} & G_{43} & G_{44} \end{bmatrix} \quad (22)$$

其中, G_{ij} 为第 i 个输入和第 j 个输入的互谱, G_{ii} 为第 i 个输入的自谱。

假设发动机激励与路面不平度激励无关, 且发动机垂直方向激振力和发动机绕曲轴转动方向激振力矩之间也无关。则发动机激励与路面不平度激励之间互谱为零, 发动机垂直方向激振力和发动机绕曲轴转动方向的激振力矩之间互谱也为零, 即

$$G_q = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} & 0 & 0 \\ G_{21} & G_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & G_{33} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{44} \end{bmatrix} \quad (23)$$

系统输出为 z_9 , 其功率谱密度为 G_{z_9} 。因为系统为线性系统, 有

$$\begin{aligned} G_{z_9} = H_9^* G_q H_9^T = H_9^* G_q H_9^T = \\ [H_{91}^* \quad H_{92}^*] \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{11} \\ H_{12} \end{bmatrix} + \\ H_{93}^* G_{33} H_{93} + H_{94}^* G_{44} H_{94} \end{aligned} \quad (24)$$

令

$$G_1 = [H_{91}^* \quad H_{92}^*] \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{11} \\ H_{12} \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$G_2 = H_{93}^* G_{33} H_{93} \quad (26)$$

$$G_3 = H_{94}^* G_{44} H_{94} \quad (27)$$

G_1 为仅作用有路面不平度激励时, 输出响应自谱; G_2 为仅作用有发动机垂直方向激振力 P_1 时, 输出响应自谱; G_3 为仅作用有发动机绕曲轴转动方向激振力矩 P_2 时, 输出响应自谱。

响应均方根值同自功率谱密度的关系为

$$D_{z_0} = \sigma_{z_0}^2 = \int_0^{+\infty} G_{z_0} df = 2 \int_0^{+\infty} G_1 df + 2 \int_0^{+\infty} G_2 df + \int_0^{+\infty} G_3 df \quad (28)$$

D_{z_0} 为响应的方差, σ_{z_0} 为响应的均方根值, 由于 $D(z_0) = E(z_0^2) - [E(z_0)]^2$, 而 $E(z_0) = 0$ (路面输入为平稳随机过程, 发动机激励为谐波激励, 对线性系统, 其输出必为平稳过程), 故有 $D(z_0) = E(z_0^2)$ 。在上式中 G_1 为单边谱密度。令

$$D_1 = \sigma_1^2 = 2 \int_0^{+\infty} G_1 df \quad (29)$$

$$D_2 = \sigma_2^2 = \int_0^{+\infty} G_2 df \quad (30)$$

$$D_3 = \sigma_3^2 = \int_0^{+\infty} G_3 df \quad (31)$$

D_1, σ_1 为仅作用有路面不平度激励时, 输出响应的方差、均方根值; D_2, σ_2 为仅作用有发动机垂直方向激振力 P_1 时, 输出响应的方差、均方根值; D_3, σ_3 为仅作用有发动机绕曲轴方向激振力矩 P_2 时, 输出响应的方差、均方根值。

所以, 响应的均方根值:

$$\sigma_{z_0} = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2)^{1/2} = (D_1 + D_2 + D_3)^{1/2} \quad (32)$$

路面激励下响应均方根值的计算:

利用四阶 Runge - Kutta 方法, 通过计算一个 1/3 倍频带中心频率对应频带的响应来求取路面激励下响应均方根值, 既计算方便又满足精度要求。一般来说, 选取 20 个频带, 其频率 f 取值范围为 $[0.9, 90]$, 即可满足要求。假设在开始积分处 $D_1(f) = 0$, 设某 1/3 倍频带中心频率为 f_c , 上限频率为 f_u , 下限频率为 f_L , 则中心频率 f_c 对应频带响应均方根值为

$$D(f_c) = \sigma_{f_c}^2 = \int_{f_L}^{f_u} G_1(f) df = D(f_u) - D(f_L) = \sum_{i=1}^n (k_{i,1} + 2k_{i,2} + 2k_{i,3} + k_{i,4})/6 \quad (33)$$

$$k_{i,1} = hG_1(f_i)$$

$$k_{i,2} = hG_1(f_i + h/2)$$

$$k_{i,3} = hG_1(f_i + h/2)$$

$$k_{i,4} = hG_1(f_i + h)$$

式中, h 为计算步长, $h = (f_u - f_L)/n, h < 1, f_i = f_L + (f_u - f_L) \cdot i/n$ 。则

$$D_1 = \sum_{m=1}^{20} W_m^2 D(f_{cm}) \quad (34)$$

W_m 为中心频率 f_{cm} 所对应 1/3 倍频带的频率加权因子。

发动机激励下响应的均方根值计算:

根据功率谱密度函数的物理意义, D_2 表示在发动机垂直方向激振力 P_1 下座椅响应的方差(均方值)。所以

$$D_2 = \sigma_2^2 = W^2(f) (H_{93} P_0 n^2)^2 / 2 \quad (35)$$

同理

$$D_3 = \sigma_3^2 = W^2(f) (H_{94} M_0 n^2)^2 / 2 \quad (36)$$

$W(f)$ 为频率加权因子。

5 汽车激励的确定

路面对汽车输入谱为

$$G(f) = \begin{bmatrix} G_{11}(f) & G_{12}(f) \\ G_{21}(f) & G_{22}(f) \end{bmatrix} = \frac{V}{f^2} C_{sp} \begin{bmatrix} L & e^{-i2\pi f L} \\ e^{i2\pi f L} & L \end{bmatrix} \quad (37)$$

式中, C_{sp} 为路面不平度系数, 单位为 m^2/m^{-1} , 其值可通过对路面进行实际测量得到; V 为车速, 单位为 m/s ; f 为频率, 单位为 Hz ; L 为轴距, 单位为 m 。

发动机垂直方向激振力 P_1 和绕横轴转动方向激振力矩 P_2 为

$$P_1 = P_0 n \cos(0.1047nt) \quad (38)$$

$$P_2 = m_0 n \cos(0.1047nt) \quad (39)$$

式中, n 为发动机转速 (r/min)。

6 计算实例

对红岩 CQ1160 载重汽车进行舒适性计算。

表 1 红岩 CQ1160 汽车质量参数 kg

m_1	m_2	m_3	m_4	m_5
395.0	623.5	6305.0	400.0	495.0
m_6	m_7	m_8	m_9	
35.0	359.5	15.0	28.0	

表 2 红岩 CQ1160 汽车刚度参数 $kN \cdot m^{-1}$

K_1	K_2	K_3	K_4	K_5
450.00	850.00	225.00	356.76	764.56
K_6	K_7	K_8	K_9	
746.27	117.6	73.50	5.00	

表3 红岩 CQ1160 汽车距离参数 m

L_{00}	L_{01}	L_{02}	L_{03}	L_{04}	L_{05}
4.181	1.419	5.306	3.596	4.600	
L_{06}	L_{07}	L_{08}	L_{09}	L_{10}	
3.757	0.752	0.985	0.649	0.194	0.360

表4 红岩 CQ1160 汽车阻尼参数 $m \cdot s^{-1}$

C_1	C_4	C_7	C_8	C_9
31357.6	31357.6	30000.0	30000.0	170.0

各种工况加速度加权均方根值。

表5 3种工况下各种激励作用的加速度加权均方根值 $m \cdot s^{-2}$

工况	σ_1	σ_2	σ_3	σ_4
1	1.283 898	0.000 419	0.000 106	1.283 898
2	2.348 964	0.000 947	0.000 227	2.348 964
3		0.406 410	0.096 984	0.417 822
评价指标	1.536 709			

σ_1 为路面激励作用下人体响应加速度加权均方根值; σ_2 为发动机垂直方向激振力作用下人体响应加速度加权均方根值; σ_3 为发动机绕曲轴转动方向激振力矩作用下人体响应加速度加权均方根值; σ_4 为路面激励和发动机激励共同作用下人体响应加速度加权均方根值。

由表中数据可以看出,对红岩 CQ1160 汽车而言,汽车行驶时发动机激励对整车舒适性的影响不是很大,怠速时发动机激励对整车舒适性的影响较大。

7 结束语

根据舒适性仿真目的,采用3种工况下人体在垂直方向加速度加权均方根值作为舒适性评价指标,建立了九自由度汽车动力学模型,推导了舒适性评价指标与路面不平度激励、发动机垂直方向激振力和发动机绕横轴的激振力矩之间的关系,编制了实用的仿真计算程序,并对红岩 CQ1160 载重汽车进行了舒适性仿真计算。通过对红岩汽车系列产品所做实验数据比较,证明了所建模型能够比较好地反映汽车的振动情况。汽车舒适性仿真研究对汽车优化设计和汽车舒适性评估是有意义的,计算程序对汽车的设计和评估有一定的应用参考价值^[3]。

参考文献:

- [1] 李士松,潘文军,扬旭.微型汽车五自由度模型动态仿真[J].计算机仿真,1998,15(1):6972.
- [2] 黄志刚,郑慕桥.微型汽车五自由度模型的振动分析[J].北京轻工业学院学报,1996,13(1):68-78.
- [3] 樊兴华.发动机悬置系统多目标模糊优化设计及汽车舒适性仿真[D].重庆:重庆大学,1999.

The Simulation of Comfort of Nine DOF of Automobile

FAN Xing-hua¹, HUANG Xi-yue¹, LIU Guang-bo²

(1. College of Automation, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. Engine Corporation on Machine, Guangzhou 510630, China)

Abstract: Automobile comfort dynamic simulation is necessary when we predict and evaluate the comfort of a automobile or optimize performance of automobile. The nine DOF vibration model of automobile is established, which acts root-mean-square value of body in multiple work conditions as comfort evaluation indices. Based on the comfort simulation, the Hongyan 1160 is predicted in the way of comfort. The programmes can be used in many different automobiles. The computational result indicates that the model can simulate vibration of automobile truly. It is significant to research automobile comfort evaluation to optimize performance of automobile and comfort simulation. The computational program can be applied to optimize or simulate which has some reference value.

Keywords: automobile; comfort; simulation; predication education; Runge-Kutta algorithm algorithm; optimization design

(责任编辑 吕赛英)