

文章编号: 1005-0523(2000) 02-0046-05

内燃机车非线性振动的隔振研究

包忠有¹, 吴建敏², 王伟东²

(1. 华东交通大学 土木建筑学院, 江西 南昌 330013; 2. 羊城铁路总公司, 广东 广州 510000)

摘要: 对内燃机车的非线性振动的隔振理论进行了研究, 给出了隔振效果较好的理论方法。本文所研究的系统是由非弱联系的三个自由度的非线性方程所描述的, 因此本文采用的处理方法, 在多自由度的非线性振动问题中具有普遍的适用性。

关 键 词: 非线性振动的隔振; 非弱联系

中图分类号: O322 **文献标识码:** A

0 引 言

内燃机车是铁路运输的主要动力机械^[1]。大量的振动测试结果^[1]发现, 柴油机系统减振设计不合理是引起内燃机车振动过剧的主要原因^[1]。柴油机与车架之间所使用的金属橡胶减振器具有较明显的非线性特性^[1]。

对内燃机车进行振动分析时, 其自由度不得少于 3 个, 由于研究问题的复杂性, 以往的研究很少涉及非线性振动^[1]。笔者运用 $K-B$ 平均法^[2~3]进行了非弱联系的 3 个自由度的非线性振动问题的研究^[1]。求得了考虑非线性特性时减振器共振情况解析形式的定常解, 并对其非线性振动隔振问题进行了一些探讨, 提出了使用软特性非线性减振器进行隔振这一较为理想的隔振设计方案^[1]。

1 振动方程及共振情况的定常解

内燃机车采用大功率柴油机作为动力, 柴油机系统由 4 个橡胶减振器支承, 每个减振器具有 X 、 Y 及与 XOY 平面垂直的刚度^[1]。由于我们主要研究柴油机的垂向振动, 并考虑到减振器布置沿横向关于质心对称, 故振动系统的力学模型如图 1 所示^[1]。其纵向 (X 向) 的刚度为 K_x , 沿垂向 (Y 向) 的弹性恢复力具有非线性性质, 表达式为: $F_y = b_1 y + b_2 y^2 + b_3 y^3$, 隔振器支承点坐标为 (x_{ci}, y_{ci}) , 单位刚度的阻尼比为 μ , 柴油机质量为 M , 绕 O 点的转动惯量为 J_o ^[1]。根据图 1 所示力学模型, 得到一般形式的非线性振动方程

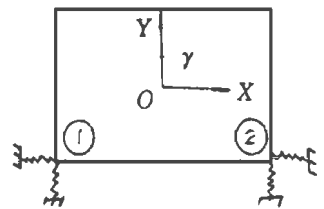


图 1

$$\frac{dz_s}{dt} = \sum_{\beta=1}^6 d_{s\beta} z_{\beta} + f_s(vt) + f_s(vt, z, \xi) \quad (s = 1, 2, \dots, 6) \quad (1)$$

式中:

$$\begin{aligned} z_1 &= x, z_2 = x, z_3 = y, z_4 = y, z_5 = Y, z_6 = Y, \\ d_{11} &= 1, d_{21} = -2K_x/M, d_{25} = -K_x(y_{c1} + y_{c2})/M, \\ d_{34} &= 1, d_{43} = -2b_1/M, d_{45} = -b_1(x_{c1} + x_{c2})/M, \\ d_{56} &= 1, d_{61} = K_x(y_{c1} + y_{c2})/J_o, d_{63} = -b_1(x_{c1}^2 + x_{c2}^2)/J_o, \\ d_{65} &= -[K_x(y_{c1}^2 + y_{c2}^2) + b_1(x_{c1}^2 + x_{c2}^2)]/J_o(13) \end{aligned}$$

其余的 a_s, β 均为 0(13)

$$\begin{aligned} f_1(vt) &= f_2(vt) = f_3(vt) = f_5(vt) = 0; \\ f_4(vt) &= \sum_{i=2}^3 (c_{4i} \cos i vt + d_{4i} \sin i vt); f_6(vt) = \sum_{i=2}^3 (c_{6i} \cos i vt + d_{6i} \sin i vt); \\ F_1 &= F_3 = F_5 = 0; F_2 = -\frac{\mu}{M} K_x [2z_2 - (y_{c1} + y_{c2}) z_6]; \\ F_4 &= -\frac{\mu}{M} b_1 [2z_4 + (x_{c1} + x_{c2}) z_6] - \frac{b_2}{M} [(z_3 + x_{c1} z_5)^2 + (z_3 + x_{c2} z_5)^2] - \\ &\quad \frac{b_3}{M} [(z_3 + x_{c1} z_5)^3 + (z_3 + x_{c2} z_5)^3] + c_{41} \cos vt + d_{61} \sin vt; \\ F_6 &= \frac{1}{J_o} [\mu K_x (y_{c1} + y_{c2} z_2 - \mu K_x (y_{c1}^2 + y_{c2}^2) z_6 - \mu b_1 (x_{c1} + x_{c2}) z_4 - \\ &\quad \mu b_1 (x_{c1}^2 + x_{c2}^2) z_6 - b_2 x_{c1} (z_3 + x_{c1} z_5)^2 - b_2 x_{c2} (z_3 + x_{c2} z_5) - \\ &\quad b_3 x_{c1} (z_3 + x_{c1} z_5)^3 - b_3 x_{c2} (z_3 + x_{c2} z_5)] + c_{61} \cos vt + d_{61} \sin vt, \end{aligned}$$

方程组(1)的派生系统为

$$\frac{dz_s}{dt} = \sum_{\beta=1}^6 d_{s\beta} z_\beta + f_s(vt); \quad \frac{dz_s}{dt} = \sum_{\beta=1}^6 d_{s\beta} z_\beta \quad (2)$$

由(2)式可得频率方程

$$(d_{21} + \lambda)(\alpha_6 + \lambda)(\alpha_6 + \lambda) - \alpha_6 \alpha_6 (\alpha_6 + \lambda) - \alpha_6 \alpha_6 (\alpha_6 + \lambda) = 0 \quad (3)$$

由上式可求出固有频率值 $\lambda, \lambda, \lambda$, 从而得到(2)式的1组特解(13)

$$\begin{aligned} \Phi_k &= E_s \cos \lambda t; \quad \Phi_k^* = E_s \sin \lambda t; \\ \Phi_{s-1,k} &= E_{2s-1} \sin \lambda t; \quad \Phi_{s-1,k}^* = E_{2s-1} \cos \lambda t; \quad (s = 1, 2, 3; k = 1, 2, 3) \end{aligned} \quad (4)$$

$$E_1 = 1; \quad E_2 = -\lambda; \quad E_3 = \frac{\alpha_6(\alpha_6 + \lambda)}{\alpha_6(\alpha_6 + \lambda)}$$

$$E_4 = \frac{\alpha_6(\alpha_6 + \lambda)\lambda}{-\alpha_6(\alpha_6 + \lambda)}; \quad E_5 = -\frac{\alpha_6 + \lambda}{\alpha_6}; \quad E_6 = \frac{(\alpha_6 + \lambda)\lambda}{\alpha_6};$$

与(2)共轭的方程组的特解为

$$\begin{aligned} \Psi_f &= H_s \cos \lambda t; \quad \Psi_f^* = H_s \sin \lambda t; \\ \Psi_{s-1,f} &= H_{2s-1} \sin \lambda t; \quad \Psi_{s-1,f}^* = H_{2s-1} \cos \lambda t; \quad (s = 1, 2, 3; f = 1, 2, 3) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{式中: } H_1 = 1, H_2 = -\frac{1}{\lambda}; H_3 = \frac{\alpha_6(\alpha_6 + \lambda)}{\alpha_6(\alpha_6 + \lambda)}; H_4 = -\frac{H_3}{\lambda}; H_5 = -\frac{\alpha_6 + \lambda}{\alpha_6}; H_6 = -\frac{H_5}{\lambda} \quad (13)$$

利用文[2]中的方法, 不难证明派生方程的齐次方程的特解与其共轭方程的特解之间存在着正交性, 引入变换

$$\text{中国知网 } \text{https://www.cnki.net} \quad z_s = \sum_{i=1}^3 A_i(t) \Phi_i(t) + z_s^* \quad (s = 1, 2, \dots, 6) \quad (6)$$

其中: z_s^* 为(4)式的周期解

$$z_s^* = \sum_{i=2}^3 g_{si} \cos i \nu t + h_{si} \sin i \nu t \quad (7)$$

由于共轭方程组的特解之间正交性, 可得(1)式的标准形式

$$dA_i/dt = R_i(\nu t, A, \theta, \xi); \quad d\theta/dt = \lambda - S_i(\nu t, A, \theta, \xi) \quad (8)$$

式中:

$$R_i = \left[\sum_{s=1}^6 F_s(\nu t, A, \theta, \xi) \Psi_i(\theta) \right] \frac{1}{A_i}; \quad S_i = \left[\sum_{s=1}^6 F_s(\nu t, A, \theta, \xi) \Psi_i(\theta) \right] \frac{1}{A_i} \quad (9)$$

规定变量 y_k , θ 对时间的导数为

$$\left. \begin{aligned} dy_k/dt &= \mathfrak{Y}_k(y, \theta + \mathfrak{Y}_k^*(t, y, \theta t)) \\ d\theta/dt &= \lambda - \nu + \mathfrak{S}_k(y, \theta + \mathfrak{Y}_k^*(t, y, \theta t)) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

为使 Y_2 、 Z_2 满足不显含时间 t 的条件, 则

$$\left. \begin{aligned} Y_2 &= \frac{1}{T} \int_0^T R_2(\nu t, y, \theta) dt = G_0 y_2 + G_1 \cos \theta + G_2 y_2 \cos \theta + \\ &\quad K_2 y_2 \sin^2 \theta + G_3 y_2^2 \cos^3 \theta + K_3 y_2^2 \sin^3 \theta \\ Z_2 &= \frac{1}{T} \int_0^T -S_2(\nu t, y, \theta) dt = K_0 y_2^2 + \frac{1}{y_2^2} (K_1 \cos \theta - G_1 \sin \theta) + \\ &\quad K_2 \cos^2 \theta - G_2 \sin^2 \theta + K_3 y_2 \cos^3 \theta - G_3 y_2 \cos^3 \theta \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

式中: K_0 、 K_1 、 K_2 、 K_3 、 G_0 、 G_1 、 G_2 、 G_3 是和系统参数有关的常数^[13]

为求一次近似定常解, 令

$$d\theta/dt = 0, \quad dy_2/dt = 0$$

$$\text{令 } A^* = G_3 \cos^3 \theta + K_3 \sin^3 \theta; B^* = G_0 + G_2 \cos^2 \theta + K_2 \sin^2 \theta; C^* = G_1 \cos \theta + K_1 \sin \theta \quad (13)$$

从而得到一次近似的定常解

$$y_2 = \frac{G_0 \cos \theta + K_1 \sin \theta}{G_0 + G_2 \cos^2 \theta + K_2 \sin^2 \theta} \quad (12)$$

由此画出 $y_2 - \nu$ 曲线(共振曲线)如图2所示, 根据该曲线, 可合理选择动力学参数^[13]

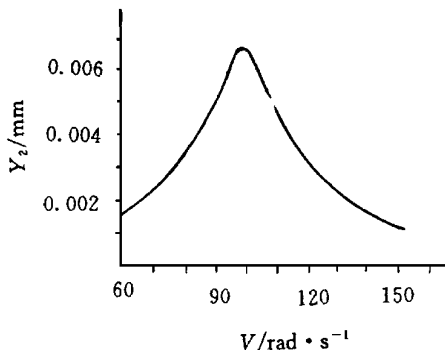


图2

2 采用非线性减振器的隔振设计方案

柴油机系统的振动实测结果和理论计算表明柴油机系统在常用工作转速范围内发生了共振, 为消除共振影响进行隔振处理^[13]现取垂向弹性力为: $F_y = b_1 y$

+ $b_2 y^2 + b_3 y^3$, 其中 b_1 、 b_2 值仍为原数值, $b_3 = \pm 0.10121 \times 10^{10}$ ^[4].

1) 硬特性弹力所对应的振动解

$$dy_2/dt = \xi - 10.86 y_2 - 0.00645 \theta - 0.00353 \sin \theta - 0.00174 y_2 \cos^2 \theta - 0.00222 y_2 \sin^2 \theta - 885.2 y_2^2 \cos^3 \theta - 497.6 y_2^2 \sin^3 \theta$$

$$d\theta/dt = \lambda - \nu + \xi - 0.345 \times 10^8 y_2^2 - 0.00353 \cos \theta + 0.00645 \sin \theta -$$

$$0.002\ 22y_2\cos 2\theta + 0.001\ 74y_2\sin 2\theta - 497.6y_2^2\cos 3\theta + 885.2y_2^2\sin 3\theta/y_2)$$

一次近似定常解的计算结果如图 3 所示^[13]

2) 软特性弹性力所对应的振动解

$$dy_2/dt = \xi - 10.86y_2 - 0.006\ 45\theta - 0.003\ 53\sin \theta - 0.001\ 74y_2\cos 2\theta - 0.002\ 22y_2\sin 2\theta - 885.2y_2^2\cos 3\theta + 497.6y_2^2\sin 3\theta)$$

$$d\theta/dt = \lambda - v + \xi\ 0.345 \times 10^8 y_2^3 - 0.003\ 53\cos \theta + 0.006\ 45\sin \theta -$$

$$0.002\ 22y_2\cos 2\theta + 0.001\ 74y_2\sin 2\theta + 497.6y_2^2\cos 3\theta - 885.2y_2^2\sin 3\theta/y_2)$$

一次近似定常解的计算结果如图 4 所示^[13]

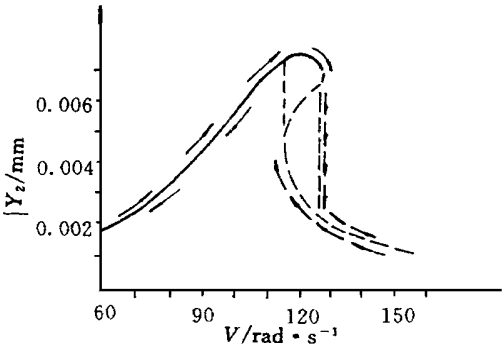


图 3

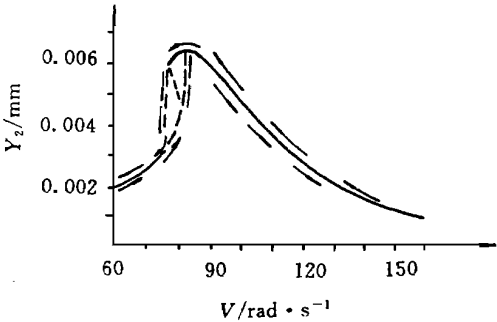


图 4

3) 原系统、硬特性系统、软特性系统 3 种系统计算结果比较

3 种系统所对应的刚度曲线如图 5 所示^[13]

通过比较,发现具有以下特点:

- 1) 由图 5 可见,在静平衡位置附近,3 种系统的刚度值相同,因此在随机载荷作用下,3 种系统回复到平衡位置的能力相同,有相同的刚体平稳性;
- 2) 3 种系统对应的派生系统的固有频率值相同;
- 3) 由于非线性特性,共振峰所对应的频率值不相同,软特性系统对应的频率值最低,原系统所对应的频率值居中,硬特性系统所对应的频率值最高;
- 4) 在升速过程中,通过共振区时振幅最大值不同,软特性系统的值最小,原系统的值居中,硬特性系统的值最大;

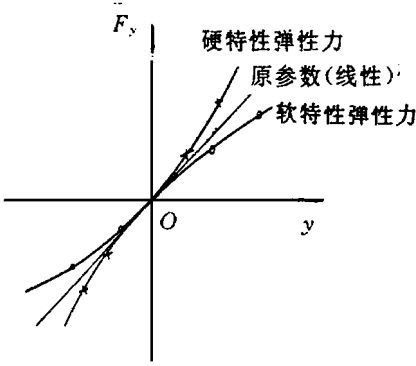


图 5

- 5) 在过共振区,相同频率值所对应的振幅值不同,软特性系统对应的振幅值最小,硬特性系统对应的振幅值最大^[13]

3 结 论

中国知网 <https://www.cnki.net>

采用软特性系统进行隔振,效果是很理想的,它不但与线性隔振具有相同的平稳条件,而

且具有过共振区振幅最小的优点,有利于减振、隔振,对高速列车的安全是十分有利的⁽¹³⁾对铁路的安全也是有利的⁽¹³⁾

[参 考 文 献]

- [1] 陈予恕等¹⁹.北京型内燃机车振动实验研究[C].全国第3次非线性振动会议,1983¹⁹.
- [2] Н Н ВО ГО ЛЮБОВ, Ю А МИТРОЛОЛЪСКИ И¹⁹.金福临等译¹⁹.非线性振动理论中的渐近方法[M].上海:上海科学技术出版社,1963¹⁹.
- [3] 冯登泰¹⁹.应用非线性振动力学[M].北京:中国铁道出版社,1982¹⁹.
- [4] 陈予恕^{19.2}自由度分段线性系统的一种解法[J]¹⁹.固体力学学报,1982,(1)¹⁹.

Study on Nonlinear Vibration Isolation of the Diesel Locomotive

BAO Zhong-you¹, WU Jian-min², WANG Wei-dong²

(¹. School of Civil Engineering and Architecture, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China; ². Yangcheng General Railway company, Guangzhou 510000, China)

Abstract: In this paper, the theory of nonlinear vibration isolation of diesel locomotive system has been studied. The theoretical scheme for isolation with better result has been given. the system studied in this paper is the one with three degrees of freedom governed by nonlinear differential equations with not weakly coupling. Hence this method is generally suitable to solve the problems of nonlinear vibration systems with multi-degrees of freedom.

Key words: nonlinear vibration isolation; not weakly coupling