

装有钢丝绳隔振器的非线性系统在随机激励下的响应分析

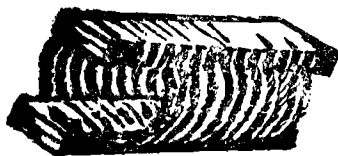
申仲翰 欧阳怡

(中国科学院力学研究所)

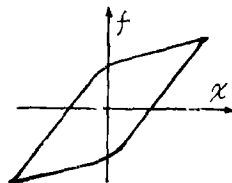
提要 本文针对装有钢丝绳隔振器的非线性多自由度系统,在随机激励的条件下做了振动响应分析,给出了适合于工程应用的计算方法,并以配备这种隔振器的拖拉机为例,计算了在试验路面上行驶的加速度均方值响应,为钢丝绳隔振器在车辆系统中的应用提供了理论依据。并编制了有实用价值的计算程序。

一、前言

钢丝绳隔振器是近年来发展起来的一种新型隔振元件,它集软性弹簧及迟滞阻尼为一体,具有良好的隔离振动和冲击的性能,适用于地基、机械、航天及各种运输系统的隔振,诸如在船舰、坦克及各种特殊类型车辆上的应用均可提供很好的隔离效果。一般说钢丝绳隔振器的基本形式如图1(a)所示,它的力和位移关系可表示为图1(b)所示的迟滞回线。这种隔振器的特点是其加载和卸载沿不同路径而构成一个消耗能量的过程。对应用这种模型的实际

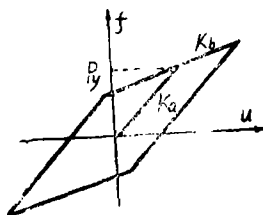


(a) 钢丝绳隔振器

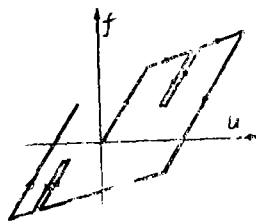


(b) 迟滞回线

图1



(a) 双线性系统



(b) 双线性系统的随机变化

图2

的多自由度系统进行计算是非常困难的,所以,通常的做法是将钢丝绳隔振器的力学模型

取为图2(a)所示的双线性系统。这里双线性意味着钢丝绳隔振器有两个刚度,当所加力小于屈服点载荷 P_y 时的刚度为 K_a ,屈服后的刚度为 K_b 。不过这样的双线性模型只表达了正弦激励情况下的力和位移间的变化过程,在随机激励的情况下这种关系将成为图2(b)所示的状态,按照如此过程去进行多自由度体系的随机振动分析就太复杂了,因此在工程应用中最宜于使用的还是等效线性技术,或称统计线性法(S.L. technique)。尽管这一方法应用于随机分析在理论上还存有诸多不足之处,但是从计算随机振动响应这一点来看,仍具有相当的精度^{[1][2]}。本文以行进中的汽车或拖拉机为例,计算了装有钢丝绳隔振器的多自由度车辆系统在随机路面谱的输入下的振动响应。

二、方程的建立

对于以钢丝绳隔振器连结的各质量块所组成的多自由度系统的运动方程可表达为如下形式:

$$[M]\ddot{\{x\}} + \{F(\{x\}, \dot{\{x\}})\} = \{P(t)\} \quad (1)$$

这里 $[M]$ 为结构的质量矩阵, $\{x\}$ 为各质点的位移向量, $\{F\}$ 为双线性系统包含有阻尼的恢复力向量, $\{P\}$ 为激振力向量,“ \cdot ”和“ $\ddot{\cdot}$ ”分别表示对时间的一阶和二阶导数。对于多自由度体系,质量点的恢复力向量中的第 K 个元素为所有与第 K 个质量点相连的非线性元件在第 K 个自由度方向引起的恢复力的总合,所以这里存在着下述转换关系:

$$\{F(\{x\}, \dot{\{x\}})\} = [T]\{f(u, \dot{u})\} \quad (2)$$

其中, u 和 \dot{u} 分别表示质点间的相对位移和相对速度, $\{f(u, \dot{u})\}$ 为质点间非线性元件包含有阻尼的恢复力向量, $[T]$ 为 $\{F\}$ 与 $\{f\}$ 两向量之间的转换矩阵。为了使用等效线性法求解这一问题, 可将公式(1)所表示的非线性系统等效于由下述方程表示的线性系统:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{P(t)\} \quad (3)$$

方程(3)中 $[C]$ 为等效阻尼矩阵, $[K]$ 为等效刚度矩阵。它们之中具体元素的表达式可通过方程(3)和(1)之差的均方值为最小的条件获得, 对于串联迟滞结构体系, 其一般形式为:

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= E\{f_1(u_1, \dot{u}_1)u_1\}/E\{u_1^2\} \\ c_1 &= E\{f_1(u_1, \dot{u}_1)\dot{u}_1\}/E\{\dot{u}_1^2\} \end{aligned} \right\} (4)$$

据图2(a)所示的钢丝绳隔振器的力 f 和位移 u 的关系, 可写出如下表达式:

$$f(u, \dot{u}) = K_s u + P_s(1-\alpha)\text{sgn}\dot{u} \quad (5)$$

这里 $\alpha = K_s/K_s$ 。如质量块之间以非线性硬弹簧连接, 则力和位移的关系可采用下述公式表示:

$$f_1(u) = k_1(u_1 + e_0 u_1^3) \quad (6)$$

上式中 e_0 为一常数小量, 根据具体的连接条件将(5)、(6)两式代入公式(4), 即可具体求出系统的刚度和阻尼矩阵。

作为应用实例本文把拖拉机简化为由弹簧一质量一阻尼元件构成的多自由度振动系统(见图3), 并且只考虑座椅和车身之间以钢丝绳隔振器连接。假定路面输入 $P(t)$ 为具有零均值的高斯平稳随机过程, 于是由运动方程(3)所描述的等效线性系统的输出 x 和其导数也将为具有零均值的高斯随机过程。

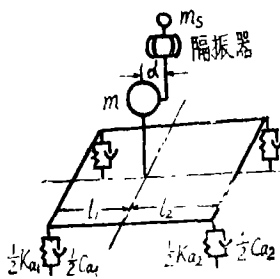


图3 拖拉机模型

将公式(5)代入到公式(4), 即可近似求得钢丝绳阻尼器的等效刚度 K_s 和等效阻尼 C_s :

表1 拖拉机模型的主要参数

模型尺寸(m)	$l_1 = 1.202$	$l_2 = 0.638$	$d = 0.388$
质量(kg)	$m_1 = 2140$	$m_s = 70$	
弹簧刚度(N/m)	$K_{s1} = 412000$	$K_{s2} = 780000$	
阻尼系数(N·s/m)	$C_{s1} = 5180$	$C_{s2} = 9820$	

$$K_s = K_s$$

$$C_s = P_s(1-\alpha)(2/\pi E\{\dot{u}^2\})^{1/2} \quad (7)$$

为了重点研究钢丝绳阻尼器的性能和作用, 除了座椅和车身之间的连接外, 其它各质点间的连接将按线性刚度和线性阻尼元件处理, 这样在构成了拖拉机系统的等效线性振动方程之后, 即可按文献(3)中所使用的方法获得频响函数矩阵 $[H(f)]$ 及输入谱矩阵 $[S(f)]$, 然后按下式求得输出功率谱 $W(f)$ 。

$$W(f)_{n \times n} = [H^*(f)]_{n \times n} [S(f)]_{n \times n} \cdot [H(f)]_{n \times n}^T \quad (8)$$

上式中 n 为系统自由度, S 为激振输入点数, $[H^*(f)]$ 为 $[H(f)]$ 的共轭矩阵, $[H(f)]^T$ 为 $[H(f)]$ 的转置矩阵。于是求得质点的加速度功率谱密度之后, 可再按下式进一步求得各质点的振动加速度均方值 $E\{\ddot{x}^2\}$:

$$E\{\ddot{x}^2\} = \int_0^\infty W(f) df \quad (9)$$

必须指出的是, 在上述一系列运算中座椅的阻尼 C_s 是按公式(7)求得的, 它本身包含有座椅与本身之间的相对速度 \dot{u} 的均方值 $E\{\dot{u}^2\}$, 这是一个未知量, 因此欲得最终结果必须通过迭代去反复执行上述过程才行。

三、计算结果及分析

为了将具有钢丝绳隔振器的多自由度系统的随机振动响应分析方法应用于实际, 对图3所示的拖拉机模型作了计算, 拖拉机的主要参数见表1。计算结果见图4到图6中的这种曲线。图4中钢丝绳隔振器的屈服载荷为 $P_s = 600\text{N}$, 第二刚度 K_{s2} 分别为 55000N/m 、 30000N/m 及 15000N/m 三种, 在 K_{s1} 不同的条件下, 座椅响应的加速度均方值 $E\{\ddot{W}^2\}$ 随刚度比 α 的变化关系可在三条曲线中看得很清楚。首先当 $K_{s1} = 55000\text{N/m}$ 时, $E\{\ddot{W}^2\}$ 随 α 的增大而增大, 而且增长的速率也随 α 的增大而逐渐升高。在 $K_{s1} = 30000\text{N/m}$ 的情况下, $E\{\ddot{W}^2\}$ 随 α 的增大亦呈增大的趋势, 但开始时增长速度平缓, 以后则增长速度很高, 特别是当 $\alpha > 0.7$ 的情况下尤为显著。当 $K_{s1} = 15000\text{N/m}$ 时 $E\{\ddot{W}^2\}$ 随 α 的变化不明显, 仔细观察可见 $E\{\ddot{W}^2\}$ 随 α 的

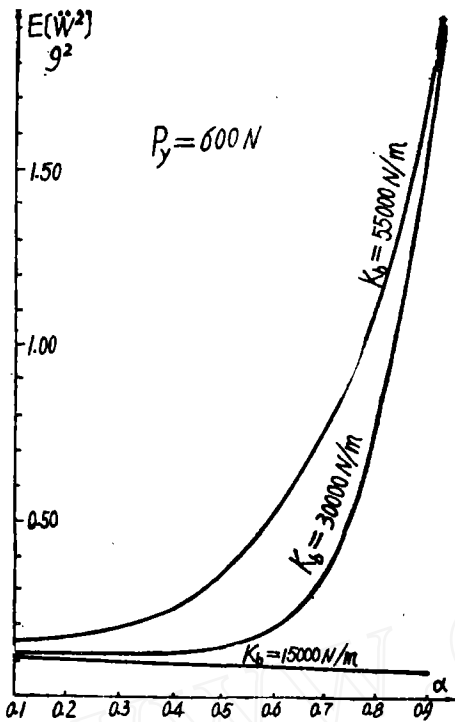


图4 $E(\ddot{W}^2) \sim \alpha$ 曲线组

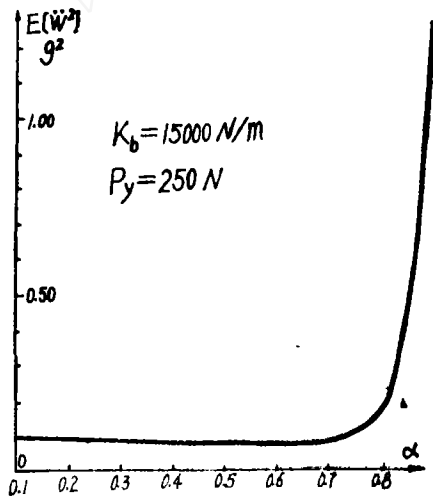


图5 $E(\ddot{W}^2) \sim \alpha$ 曲线

增大而略成减小的趋势, 当 $\alpha=0.1$ 时, $E(\ddot{W}^2)$ 等于 $0.10g^2$ (g 为重力加速度, $g=9.8\text{m/s}^2$), 而当 $\alpha=0.9$ 时 $E(\ddot{W}^2)$ 等于 $0.085g^2$, 表明是在降低。图5为 $K_b=15000\text{N/m}$ 、 $P_y=250\text{N}$ 时的 $E(\ddot{W}^2)$ 随 α 的变化曲线。这条曲线的特点是, $E(\ddot{W}^2)$ 在开始时随 α 的增大而平缓的下降, 到 $\alpha=0.6$ 时达到最低点, 以后 $E(\ddot{W}^2)$ 又

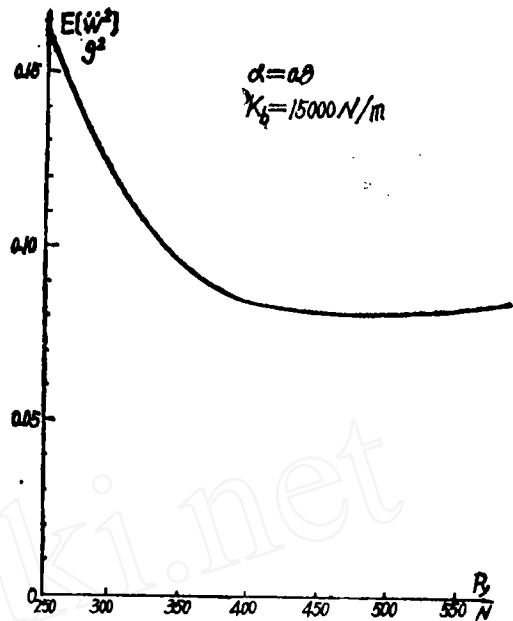


图6 $E(\ddot{W}^2) \sim P_Y$ 曲线

随 α 的增大而增大, $\alpha=0.8$ 以后 $E(\ddot{W}^2)$ 则急剧上升。由图6曲线可知, 当 $\alpha=0.8$ 、 $K_b=15000\text{N/m}$ 时座椅加速度均方值 $E(\ddot{W}^2)$ 随屈服载荷 P 的变化, 开始时 $E(\ddot{W}^2)$ 随 P 增大而减小, 当 P 位于 $450\sim 500\text{N}$ 区间时, $E(\ddot{W}^2)$ 最小, 以后随 P 之增大, $E(\ddot{W}^2)$ 又呈缓慢增加的趋势。

四、结 论

通过上述分析可得出如下几点意见:

(1)在隔振器刚性较强的情况下, 座椅响应 $E(\ddot{W}^2)$ 随刚度比 α 的增加而增加; 而当隔振器的刚度较弱时, $E(\ddot{W}^2)$ 将随 α 的增加保持相对稳定或呈下降的趋势。由于 α 的增大意味着阻尼的减小, 所以, 在座椅的隔振中为了增加阻尼而过分减小 α , 不一定总是最好的办法。

(2)从降低座椅响应的效果来看, 刚度比 α 和屈服点 P , 都具有一个最佳区域, 因此在设计钢丝绳隔振器时应将 α 、 K_b 和 P , 综合考虑。

(3)初步分析表明钢丝绳隔振器有很好的隔振性能, 说明这种隔振器用于车辆系统的隔振是可行的, 设计中应注意各项参数的合理配备, 力求优化。

(4)文中给出的计算方法和程序可用于各种装有钢丝绳隔振器的多自由度系统的随机振动响应计算。

(下转第33页)

法兰张开角度确有很大的差别。

三、试验验证

为了验证上述计算方法的正确性,在A容器水压试验时进行了应变测试,测点布置见图9。表2列出了A容器主要部位的理论计算应力值和实测值,其结果是基本吻合的。

表2

部位	理论值(MPa)		实测值(MPa)		
	σ_1	σ_2	台数	σ_1	σ_2
前接头与封头 连接焊点附近	1166.2	1228.8	24台	1159.1	1357.2
			28台	1245.4	1411.2
后接头与封头 连接焊点附近	1440.59	551.13	28台	1466.09	782.57
			25台	1267.02	639.39
			30台	1079.71	557.02
圆筒部位	498.2	1029.7	30台	521.7	1037.54
				524.65	1042.45

四、结 论

通过应用有限元方法对压力容器壳体的应力计算和受力状态的分析,及实验应力值与理论计算应力的比较,认为此有限元方法的应力计算是正确的,用于压力容器设计中的结构方案的选择是很适用的,同时也为压力容器生产中技术问题的处理提供了很重要的参考信息,提高了压力容器的安全可靠性能。

参考文献

- (1) C.W.Larson, et al: Stress and Deflection Equations for Analyzing Shell with Axially Symmetric Geometry and Loading Theory and Computer Program, 1969 (AD688135)
- (2) 范钦珊: 压力容器的应力分析与强度设计, 原子能出版社, 1979, 7
- (3) 陈汝训: 压力容器法兰连接分析, 航天部四院四十一所
- (4) 陈汝训: 后壳体应力分析计算程序, 前壳体应力分析计算程序, 航天部四院四十一所

APPLICATION OF THE FINITE ELEMENT METHOD OF THE STRESS CALCULATION IN THE PRESSURE VESSELS (CASE) DESIGN

He Guilee

(China Hexi Chemical Engineering Machinery Corporation 41 Institute)

(上接第19页)

参考文献

- (1) Iwan W.D. and Yang I-M.: Statistical Linearization for Nonlinear Structures, ASCE J. Engrg. Mech. Div., 97 (EM6), pp 1609-1623 (Dec 1971)
- (2) Atalik T.S. and Utku S.: Stochastic Linearization of Multi-Degree of Freedom Non-linear Systems, Intl. J. Earthquake Engrg. Struc. Dynam., 4, pp 411-420 (1976)
- (3) 申仲翰、殴阳怡、郭 泰: 拖拉机一拖车系统的随机振动响应分析与实验研究, 农业机械学报, 1980年, 1期, pp 9-19

THE RESPONSE ANALYSIS OF NONLINEAR SYSTEM WITH STEEL CABLE ISOLATOR UNDER RANDOM EXCITATION

Shen Zhonghan Ou Yangyi

(Institute of Mechanics, Academia Sinica.)