船舶防振设计方法

舰船标准化資料译丛

701

第七〇一研究所

船舶防振设计方法

第七0一研究所
1990．12

中译本前言

防止舰船振动和冲击是目前舰船设计的重要课题，也是难题。本书收录了《船舶防振工程方法》和《舰载设备的冲击设计》等三篇文章，旨在为有关舰船工程技术人员提供设计参考和可供借鉴的方法。

《船舶防振工程方法》不侧重在理论上作论述，而是从介绍和分析船舶振动各种类型和现象入手，着重给出解决振动问题的实用方法。《舰载设备的冲击设计》则给出了舰载设备冲击的一种简化模拟分析方法。

本书主要译校人员有赵智欣、吴军、王俊鹏、叶松林、严国雄。由成更海编辑。

本书在出版过程中得到了我所五室同志的大力支持。

编者

1990・12・

目　　录

目　录

第一部分　公式汇集

第 1 章　质量弹性系统的振动

符号

k:　线性刚度。弹簧常数

m:　质量

v:　固有频率——角频率 $v=\sqrt{K/m}$

f:　频率 $=v/2\pi$

c:　阻尼系数

Cc:　临界阻尼系数

α:　$\alpha=c/2m$

r:　相位角

x_0　由强迫振动引起的振幅

δ:　对数衰减率

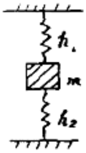
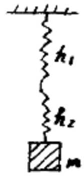
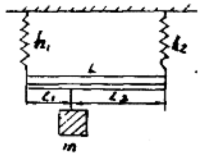
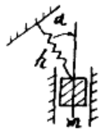
A,B:　由初始条件确定的常数

1.1　基本公式

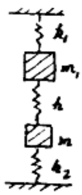
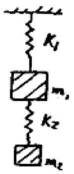
T.1.1　单自由度系统的频率　$f=\dfrac{1}{2\pi}\sqrt{\dfrac{h}{m}}$　(赫兹)

T.1.2　两个自由度系统的频率　$f=\dfrac{1}{2\pi}V$

T.1.3　振动响应计算

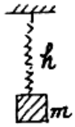
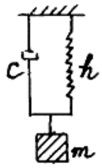
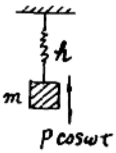
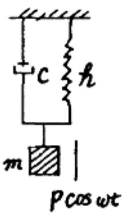
<table>
<tr><th>振动系统</th><th>相当弹簧</th></tr>
<tr><td>
</td><td>k</td></tr>
<tr><td>
</td><td>k_1+k_2
一般是在有几个弹簧并联时
$k=\sum_{i=1}^{n}k_i$</td></tr>
<tr><td>
</td><td>$\frac{k_1k_2}{k_1+k_2}$
一般是在有几个弹簧串联时
$\frac{1}{k}=\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{k_i}$</td></tr>
<tr><td>
</td><td>$\frac{1}{k}=\frac{1}{k_1}\left(\frac{l_2}{l}\right)^2+\frac{1}{k_2}\left(\frac{l_1}{l}\right)^2$</td></tr>
<tr><td>
</td><td>$k\cos^2\alpha$</td></tr>
</table>

(T.1.1)

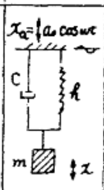
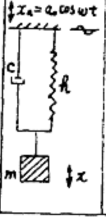
<table>
<tr><th>振动系统</th><th>角频率</th></tr>
<tr><td>
</td><td>$\nu^2=\frac{1}{2}(\nu_{11}^2+\nu_{22}^2)\mp\frac{1}{2}\sqrt{(\nu_{11}^2-\nu_{22}^2)^2+4\nu_{12}^4}$
式中
$\nu_{11}^2=\frac{k_1+k}{m_1},\ \nu_{22}^2=\frac{k_2+k}{m_2},\ \nu_{12}^2=\frac{k}{\sqrt{m_1m_2}}$</td></tr>
<tr><td>
</td><td>$\nu^2=\frac{1}{2}\left\{\nu_1^2-\nu_2^2(1+\mu)\right\}\mp\frac{1}{2}\sqrt{\nu_1^2+\nu_2^2(1-\mu)^2-4\nu_1^2\nu_2^2}$
式中
$\nu_1^2=\frac{k_1}{m_1},\ \nu_2^2=\frac{k_2}{m_2},\ \mu=\frac{m_2}{m_1}$</td></tr>
</table>

(T.1.2)

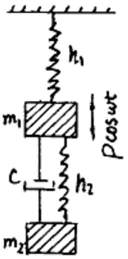
(T.1.3)

振动系统		运动方程式	通解
自由振动		$\ddot{x}+\nu^2 x=0$	$x=A\cos(\nu t+B)$ $f=\dfrac{\nu}{2\pi}=\dfrac{1}{2\pi}\sqrt{\dfrac{k}{m}}$
有粘性阻尼的单自由度系统 自由振动		$\ddot{x}+2\alpha\dot{x}+\nu^2 x=0$	(1) $\alpha<\nu$ $x=Ae^{-\alpha t}\cos(\sqrt{\nu^2-\alpha^2}\ t+B)$ $f=\dfrac{1}{2\pi}\sqrt{\nu^2-\alpha^2}$ $\delta=\dfrac{2\pi\alpha}{\sqrt{\nu^2-\alpha^2}}\quad\dfrac{2\pi\alpha}{\nu}$ (2) $\alpha=\nu\quad C=C_c$ $x=e^{-\alpha t}(A+Bt)$ 无周期变化 (3) $\alpha>\nu$ $x=e^{-\alpha t}(Ae^{\sqrt{\alpha^2-\nu^2}t}+Be^{-\sqrt{\alpha^2-\nu^2}t})$ 无周期变化
强迫振动		$\ddot{x}+\nu^2 x=P/m\cdot\cos\omega t$	$x=A\cos(\nu t+B)+\dfrac{P/m}{\nu^2-\omega^2}\cos\omega t$
有粘性阻尼的强迫振动		$\ddot{x}+2\alpha\dot{x}+\nu^2 x=\dfrac{P}{m}\cos\omega t$	$x=Ae^{-\alpha t}\cos(\sqrt{\nu^2-\alpha^2}t+B)+x_0\cos(\omega t-\gamma)$ $\begin{cases} x_0=\dfrac{P/m}{\sqrt{(\nu^2-\omega^2)^2+4\alpha^2\omega^2}} \\ \gamma=\tan^{-1}\dfrac{2\alpha\omega}{\nu^2-\omega^2}\end{cases}$ 或 $\begin{cases} \dfrac{x_0}{x_{st}}=\dfrac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\nu^2}\right)^2+\left(2\frac{C}{C_c}\cdot\frac{\omega}{\nu}\right)^2}} \\ \gamma=\tan^{-1}2\dfrac{C}{C_c}\cdot\dfrac{\omega}{\nu}\Big/\left(1-\dfrac{\omega^2}{\nu^2}\right) \\ x_{st}=P/k\end{cases}$

T.1.3 续

振动系统		运动方程式	通　解
续前页			$\frac{x_0}{x_{st}}$　图1·1 $\frac{x_{0\,max}}{x_{st}}=\frac{1}{2\frac{C}{C_c}\sqrt{1-\left(\frac{C}{C_c}\right)^2}}$ $\doteqdot \pi/\delta$ 自由振动项 $Ae^{-\alpha t}\times\cos(\sqrt{\nu^2-\alpha^2}\,t+B)$ 由于有阻尼而逐渐减弱， 强迫振动项 $x_0\cos(\omega t-\gamma)$ 余项
强迫振动		$\ddot{x}_1+2\alpha\dot{x}_1+\nu^2x_1=a_0\omega^2\cos\omega t$ x_1：相对运动 $x_1=x-x_a$	$x_1=Ae^{-\alpha t}\cos(\sqrt{\nu^2-\alpha^2}\,t+B)$ $+a_1\cos(\omega t-\gamma)$ $a_1=\frac{a_0\omega^2}{\sqrt{(\nu^2-\omega^2)^2+4\alpha^2\omega^2}}$ 或 $\frac{a_1}{a_0}=\frac{\frac{\omega^2}{\nu^2}}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\nu^2}\right)^2+\left(2\frac{C}{C_c}\cdot\frac{\omega}{\nu}\right)^2}}$ a_1：相对振幅 $\frac{a_1}{a_0}$　图1.2
强迫振动		$\ddot{x}+2\alpha(\dot{x}-\dot{x}_a)+\nu^2(x-x_a)=0$ x：绝对值	$\frac{a}{a_0}=\frac{\sqrt{1+\left(2\frac{C}{C_c}\cdot\frac{\omega}{\nu}\right)^2}}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\nu^2}\right)^2+\left(2\frac{C}{C_c}\cdot\frac{\omega}{\nu}\right)^2}}$ a：绝对振幅 $\frac{a}{a_0}$　图1.3

T.1.3 续

振动系统		运动方程式	通解
两个自由度系统的强迫振动 振动平衡原理		$m_1\ddot{x}_1+h_1x_1-h_2(x_2-x_1)$ $-C_2(\dot{x}_2-\dot{x}_1)=P\cos wt$ $m_2\ddot{x}_2+h_2(x_2-x_1)$ $+C_2(\dot{x}_2-\dot{x}_1)=0$	$\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_{st}}\right)^2$ $=\frac{4\mu^2r^2+(r^2-\delta^2)^2}{4\mu^2r^2(r^2-1+\beta r^2)^2+[\beta\delta^2r^2-(r^2-1)(r^2-\delta^2)]^2}$ λ_1：m_1的振幅，　$\nu_1=\sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$ $\lambda_{st}=P/k_1$　$\nu_2=\sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$ $\beta=m_2/m_1$　$\delta=\nu_2/\nu_1$ $r=\omega/\nu_1$　$\mu=\frac{C}{2m_2\nu_1}$ $\beta=1/20$，$\delta=1$ 情况下的共振曲线示於图 1.4 中

强迫振动的一般方程式

线性系统相应于正弦曲线激振力的振动响应方程式,可以视为下面一般等式的特殊情况:

$$X_K=\sum_{n=1}^{N}\frac{D_{KN}F_n}{\omega_n^2m_n}R_n sin(\omega l-\theta n)$$

式中 x_K = 第 K 个自由度结构的位移

N = 自由度数,其中包括基座的自由度

D_{Kn} = 正态振型第 k 个自由度振幅

Fn = 第 n 阶振型的广义力

m_n = 第 n 阶振型的广义质量

R_n = 响应系数,即频率比 ω/ω_n 的函数(图 1.1(A))

θ_n = 相位角(图 1.1(B))

方程式具有很大的普遍性,因为它包括了各种情况,其中包括由外力或基座运动引起的激振，粘性阻尼或叫结构阻尼,从一个到无限多个旋转自由度和位移自由度.

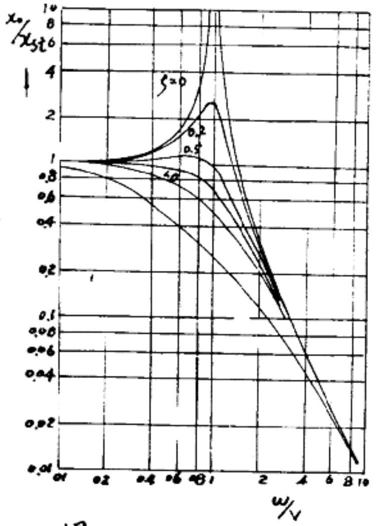


图 1.1(A)

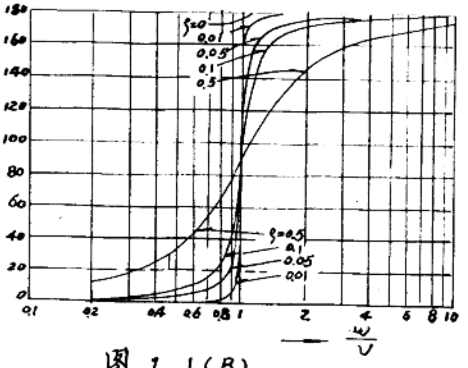


图 1.1(B)

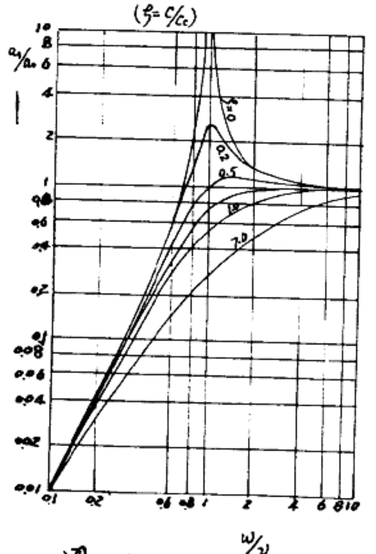


图 1.2

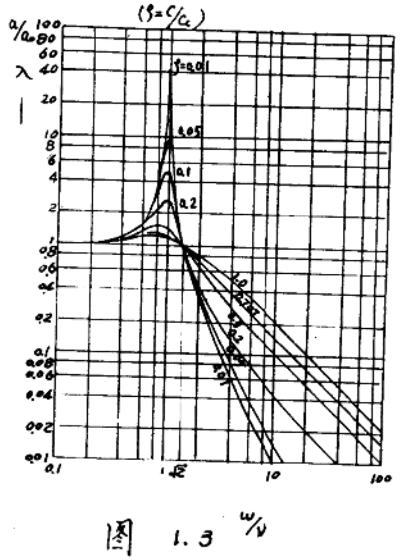


图 1.3

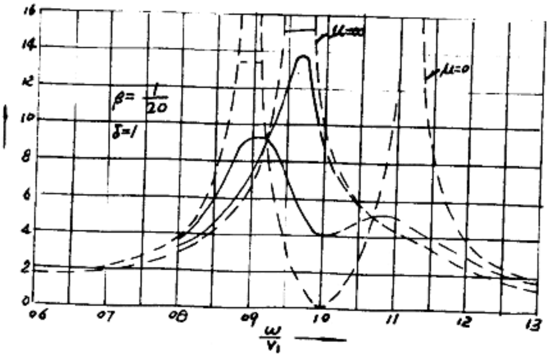


图 1.4

1.2 动态隔离

(1)主动型—用于减小从激振源到基座的传递力。

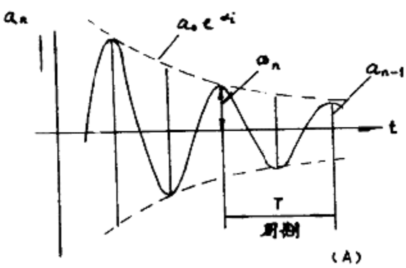
传递率

$$\lambda=\frac{Q}{P}=\frac{\sqrt{(hx_0)^2+(cx_0\omega)^2}}{P}=\frac{\sqrt{1+(2\frac{C}{Cc}\cdot\frac{\omega}{v})^2}}{\sqrt{(1-\frac{\omega^2}{v^2})^2+(2\frac{C}{Cc}\cdot\frac{\omega}{v})^2}}$$

(2)被动型—用于减小装在振动基座上设备的振动。见表 1.3 和图 1.2 中的 a_1/a_0

1.3 得到的对数衰减率

(1)根据自由振动记录资料所得:



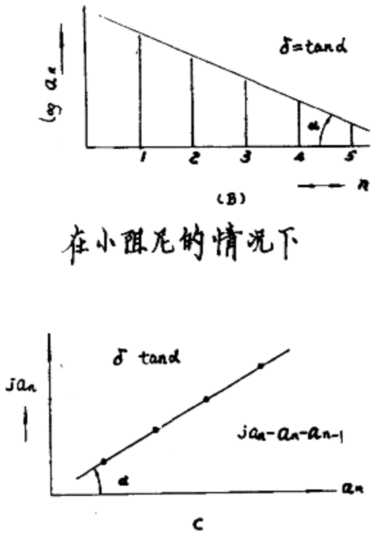


图 1.5

(2)根据强迫振动的共振曲线所得:

$$\delta=\pi\frac{\triangle\omega}{\omega r}$$

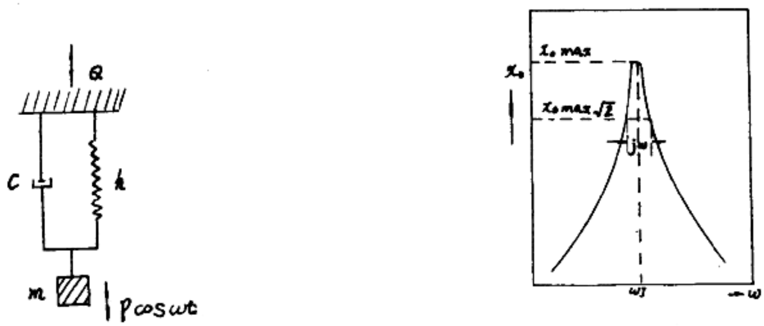


图 1.6

第 2 章　梁振动

附号

f:　梁的固有频率(赫兹)

l:　梁长度(厘米)

I:　截面积惯性矩(厘米^4)

E:　杨氏模数(钢 2.1×10^6 公斤／厘米^2)

A:　截面积(厘米^2)

γ:　比重(钢:7.85×10^{-3} 公斤／厘米^3)

G:　剪切模数(钢:0.81×10^6 公斤／厘米^2)

g:　重力加速度(980 厘米／秒^2)

w:　均布重量(公斤／厘米)

W:　集中重量(公斤)

2.1　挠性振动

(1)无轴向应变

$$f=\frac{60a^2}{2\pi e^2}\sqrt{\frac{EIg}{Ar}}\ (\text{钢}:f=4.889\times10^6\frac{\alpha^2}{e^2}\sqrt{\frac{I}{A}})$$

α:　按端部条件和振型确定的系数(T.2.1)

(2)有轴向应变

$$f=\sqrt{1-(\Omega/C)}\cdot f$$

f:　有轴向应变的频率

c:　按端部条件和振型确定的系数(T.2.1)

Ω:　$\frac{Pe}{E1}$　P:轴向力(公斤)+压缩力−拉伸力

(3)有集中重量的挠性振动

$$f=\frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{K\cdot g}{W_0}}$$

W_0:　相当重量(公斤)

K:　相当弹簧常数(公斤／厘米)

W_0,K 按能量法应用静变形模态计算得到(T.2.2)

T.2.1　α 值和 c 值

T.2.2 带集中重量的挠性振动

1.A.B 点为固支的情况

2.A.B 点为绞支的情况

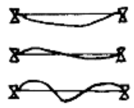
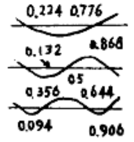
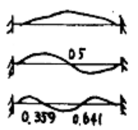
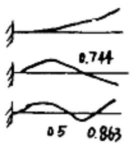
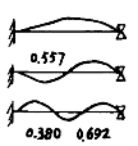
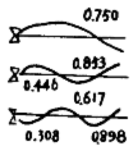
3.A.B 点为固支

4.A.B 点为绞支

(4)各种形状梁的振动 T.2.3　T.2.4

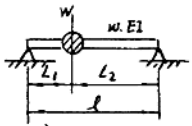
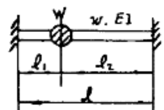
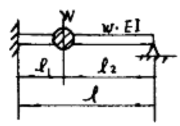
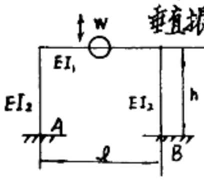
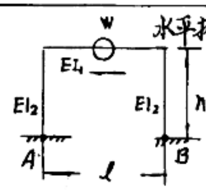
T.2.3　各种形状梁的固有频率

（T·2·1）

端部条件	振型阶数	振型	α	C
绞支—绞支	N = 1		π	9.87
	2		2π	39.48
	3		3π	88.83
自由端—自由端	N = 1		4.73	10.12
	2		7.853	34.92
	3		10.996	78.22
固支—固支	N = 1		4.73	40.68
	2		7.853	82.59
	3		10.996	147.78
固支—自由端	N = 1		1.875	2.660
	2		4.694	14.977
	3		7.855	49.25
固支—绞支	N = 1		3.927	20.80
	2		7.069	58.20
	3		10.210	115.57
绞支—自由端	N = 1		3.927	8.778
	2		7.069	35.08
	3		10.210	80.57

(T·2·2)

$$f=\frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{K\cdot g}{W_0}}\ (\text{赫芝})$$

振动系统	W_0 (kg) 相当重量	K (kg/cm) 相当弹簧
 支承	$W+\alpha_1\cdot wl$ α_1：图2.1	$\frac{3EIl}{l_1^2\cdot l_2^2}$
	$\frac{l_1}{l}=0.5$ $\alpha_1=0.49$	$\frac{48EI}{l^2}$
 两端固支	$W+\alpha_2\cdot wl$ α_2：图2·1	$\frac{3EIl^3}{l_1^3\cdot l_2^3}$
	$\frac{l_1}{l}=0.5$ $\alpha_1=0.38$	$\frac{192EI}{l^3}$
	$W+\alpha_3\cdot wl$ α_3：图2·2	$\frac{12EIl^3}{l_1^3\,l_2^3\,(4l_1+3l_2)}$
	$\frac{l_1}{l}=0.5$ $\alpha_3=0.45$	$\frac{768}{7}\cdot\frac{EI}{l^3}$
 一端自由	$W+\alpha_4\cdot wl$ α_4：图2·2	$\frac{3EI}{l_1^3}$
	$\frac{l_1}{l}=1.0$ $\alpha_4=0.24$	$\frac{3EI}{l^3}$
垂直振动 	W	1. $\frac{96EI_1}{l^3}\cdot\frac{2+\beta}{1+2\beta}$ $\beta=\frac{EI_1}{EI_2}\cdot\frac{h}{l}$
	忽略不计结构重量	2. $\frac{192EI_1}{l^3}\cdot\frac{3+2\beta}{3+8\beta}$
水平振动 	W	3. $\frac{24EI_2}{h^3}\cdot\frac{1+6\beta}{4+6\beta}$ $\beta=\frac{EI_1}{EI_2}\cdot\frac{h}{l}$
		4. $\frac{6EI_2}{h^3}\cdot\frac{2\beta}{1+2\beta}$