

船舶防振设计方法



第七〇一研究所

船舶防振设计方法

PDG

U662

413432

Z50-2

SI-17-90

船舶防振设计方法



第七〇一研究所
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

一、船舶防振工程方法	(I)
二、舰载设备的冲击设计	(173)
三、反潜轻巡洋舰桅杆的振动分析	(213)

目 录

第一部分：公式汇集	(1)
-----------------	-----

第1章 质量弹性系统的振动	(1)
---------------------	-----

- 1.1 基本公式
- 1.2 动态隔离
- 1.3 得到的对数衰减率

第2章 梁振动	(8)
---------------	-----

- 2.1 挠性振动
- 2.2 轴向振动
- 2.3 扭转振动
- 2.4 剪切振动
- 2.5 剪切刚度对有振动的影响

第3章 各种形状板的振动	(15)
--------------------	------

- 3.1 矩形板
- 3.2 三角形板
- 3.3 平行四边形板
- 3.4 梯形板
- 3.5 开孔板
- 3.6 园形板
- 3.7 周边绞支的扇形板

第4章 加筋板的振动	(23)
------------------	------

第5章 梁和板的附连虚质量	(24)
---------------------	------

- 5.1 引言
- 5.2 集中质量和均布质量的关系
- 5.3 板的附连虚质量
- 5.4 梁的附连虚质量

第6章 谐振中位移振幅与速度和加速度的关系	(36)
-----------------------------	------

引用文件

第二部分 船舶振动	(37)
-----------------	------

第1章 引言	(37)
--------------	------

- 1.1 各种函数关系

1.2	船舶振动的特性	
1.3	防止有害振动的设计流程	
第2章	船体桁振动	(39)
2.1	引言	
2.2	实船存在的有害振动	
2.3	从经验公式得出的固有频率	
2.4	振动响应计算(按经验公式)	
2.5	固有频率和响应特性(按计算机技术)	
2.6	预防有害振动	
第3章	尾部振动	(70)
3.1	引言	
3.2	实船上存在的有害振动	
3.3	固有频率和响应特性	
3.4	预防有害振动	
第4章	机舱	(78)
4.1	引言	
4.2	机舱双层底	
4.3	双层底刚度对柴油机(主机)横向振动的影响	
4.4	与螺旋桨轴系纵向振动耦合的双层底的振动	
4.5	辅机振动	
第5章	尾尖舱和机舱的局部结构	(95)
5.1	引言	
5.2	固有频率计算	
5.3	疲劳裂缝的预防	
第6章	上层建筑	(99)
6.1	引言	
6.2	上层建筑	
6.2.1	振动的特性	
6.2.2	固有频率	
6.2.3	预防和措施	
6.3	驾驶甲板的固有频率	
6.4	烟囱	
6.5	局部结构,肋板等	
第7章	货(液)舱结构	(115)
7.1	引言	
7.2	固有频率	
7.2.1	有加强筋的板	
7.2.2	强肋骨的横向振动	
7.3	预防	

第 8 章 设备(雷达桅杆和吊杆柱)	(134)
8.1 引言	
8.2 固有频率计算	
8.3 预防	
第 9 章 舵、双螺旋桨尾轴架、螺旋桨桨叶	(140)
9.1 引言	
9.2 舵上的流体振动力	
9.3 固有频率	
第 10 章 激振力	(147)
10.1 引言	
10.2 螺旋桨的激振力	
10.2.1 桨叶表面力	
10.2.2 轴承力	
10.2.3 螺旋桨激振力的推论	
10.3 柴油机激振力	
10.3.1 不平衡的惯性力	
10.3.2 柴油机结构的横向振动	
10.3.3 柴油机曲轴的轴向振动	
10.3.4 柴油机曲轴的扭转振动	
10.4 由局部振动加剧的激振	
10.4.1 螺旋桨轴的纵向振动	
10.4.2 柴油机结构纵向振动	
10.4.3 螺旋桨轴的横向振动	
第 11 章 允许范围	(163)
11.1 引言	
11.2 根据人整个身体承受能力得出的允许范围	
11.3 根据结构疲劳破坏得出的允许范围	
11.4 按机器和仪表的性能观点得出的允许范围	
第 12 章 总结	(170)
引用文献	

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

ν : 固有频率—角频率 $\nu = \sqrt{K/m}$

f: 频率 $= \nu / 2\pi$

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

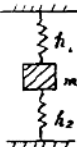
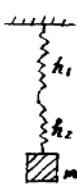
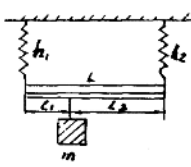
A, B: 由初始条件确定的常数

1.1 基本公式

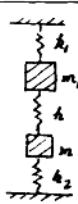
T.1.1 单自由度系统的频率 $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{h}{m}}$ (赫兹)

T.1.2 两个自由度系统的频率 $f = \frac{1}{2\pi} \nu$

T.1.3 振动响应计算

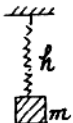
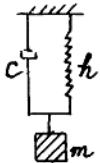
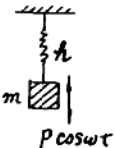
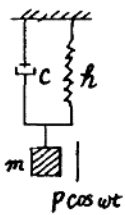
振动系统	相当弹簧
	k
	$k_1 + k_2$ 一般是在有几个弹簧 并联时 $k = \sum_{i=1}^n k_i$
	$\frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}$ 一般是在有几个弹簧 串联时 $\frac{1}{k} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i}$
	$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} \left(\frac{l_2}{l} \right)^2 + \frac{1}{k_2} \left(\frac{l_1}{l} \right)^2$
	$k \cos^2 \alpha$

(T.1.1)

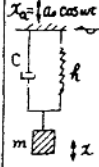
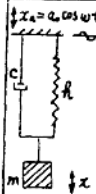
振动系统	角频率
	$\nu^2 = \frac{1}{2} (\nu_{11}^2 + \nu_{22}^2)$ $+ \frac{1}{2} \sqrt{(\nu_{11}^2 - \nu_{22}^2)^2 + 4\nu_{12}^4}$ 式中 $\nu_{11}^2 = \frac{k_1 + k_2}{m_1}, \nu_{22}^2 = \frac{k_2 + k_1}{m_2}, \nu_{12}^2 = \frac{k_2}{\sqrt{m_1 m_2}}$
	$\nu^2 = \frac{1}{2} \{ \nu_1^2 - \nu_2^2 (1 + \mu) \}$ $+ \frac{1}{2} \sqrt{\nu_1^2 + \nu_2^2 (1 - \mu)^2 - 4\nu_1^2 \nu_2^2}$ 式中 $\nu_1^2 = \frac{k_1}{m_1}, \nu_2^2 = \frac{k_2}{m_2}, \mu = \frac{m_2}{m_1}$

(T.1.2)

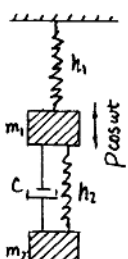
(T.1.3)

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

1.1.3 续

振动系统	运动方程式	通解
续前页		$\frac{x_0}{x_{st}}$ 图 1.1 $\frac{x_0}{x_{st}} = \frac{1}{2 \frac{C}{C_c} \sqrt{1 - \left(\frac{C}{C_c}\right)^2}}$ $\neq \pi/8$ 自由振动项 $A e^{-\alpha t} \cos(\sqrt{\nu^2 - \alpha^2} t + B)$ 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	 $\ddot{x}_1 + 2\alpha \dot{x}_1 + \nu^2 x_1 = a_0 \omega^2 \cos \omega t$ x_1 : 相对运动 $x_1 = x - x_0$	$x_1 = A e^{-\alpha t} \cos(\sqrt{\nu^2 - \alpha^2} t + B)$ $+ a_1 \cos(\omega t - \gamma)$ $a_1 = \frac{a_0 \omega^2}{\sqrt{(\nu^2 - \omega^2)^2 + 4\alpha^2 \omega^2}}$ 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	 $\ddot{x} + 2\alpha(\dot{x} - \dot{x}_0) + \nu^2(x - x_0) = 0$ 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	$m_1 \ddot{x}_1 + h_1 x_1 - h_2 (x_2 - x_1) - c (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = P \cos \omega t$ $m_2 \ddot{x}_2 + h_2 (x_2 - x_1) + c (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0$	$\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_{st}} \right)^2 = \frac{4\mu^2 r^2 + (r^2 - \delta^2)^2}{4\lambda_1^2 r^2 (r^2 - 1 + \beta r^2)^2 + (\beta \delta^2 r^2 - (r^2 - 1)(r^2 - \delta^2))^2}$ λ_1: m_1 的振幅, $\nu_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$ $\lambda_{st} = P/h_1$ $\nu_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$ $\beta = m_2/m_1$ $\delta = \nu_2/\nu_1$ $r = \omega/\nu_1$ $\mu = \frac{c}{2m_2\nu_1}$ $\beta = 1/20, \delta = 1$ 情况下的共振曲线示于图 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励力的振动响应方程式,可以视为下面一般等式的特殊情况:

$$X_K = \sum_{n=1}^N \frac{D_{Kn} F_n}{\omega_n^2 m_n} R_n \sin(\omega t - \theta_n)$$

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

F_n = 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励,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。

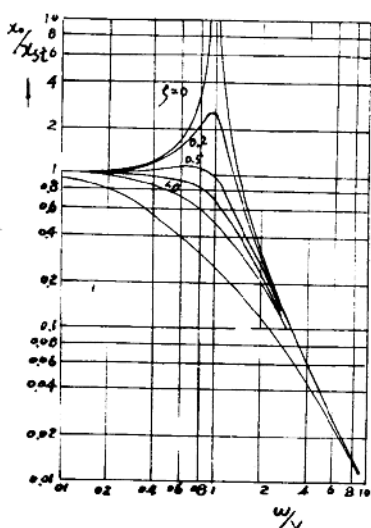


图 1.1(A)

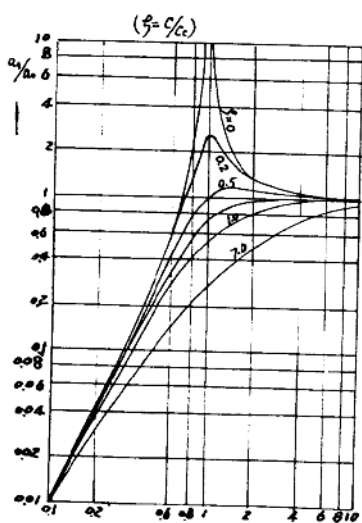


图 1.2

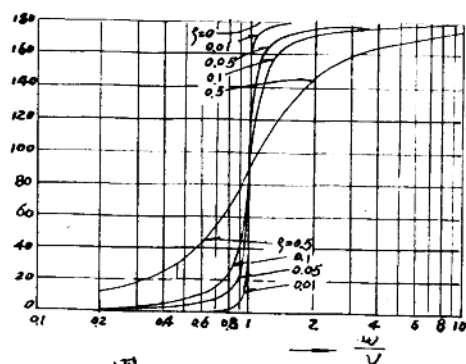


图 1.1(B)

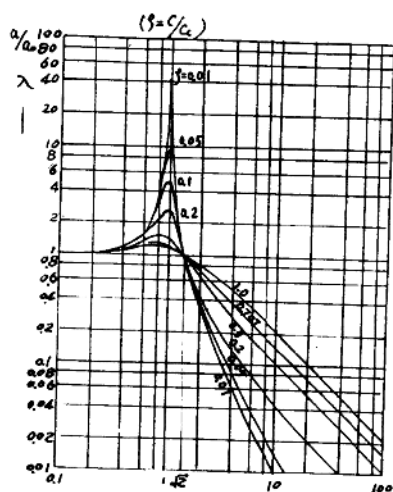


图 1.3

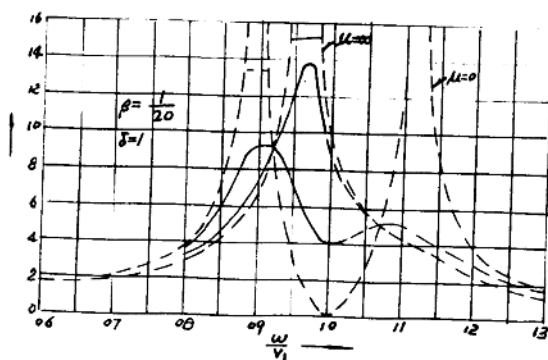


图 1.4

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。

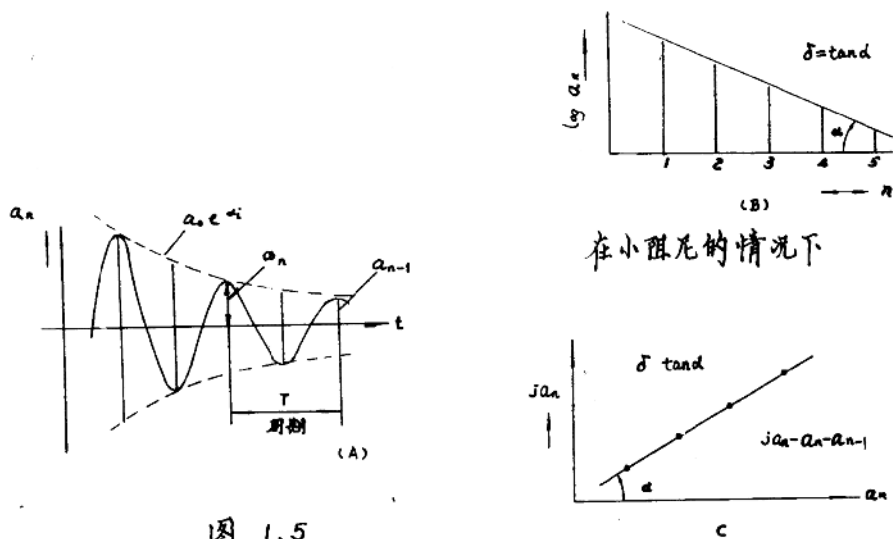
传递率

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

(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:



(2)根据强迫振动的共振曲线所得:

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

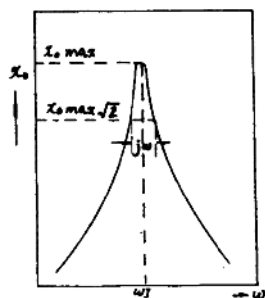
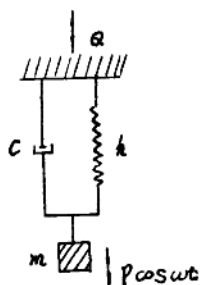


图 1.6

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

$$f = \frac{60a^2}{2\pi e^2} \sqrt{\frac{EIg}{Ar}} \quad (\text{钢: } f = 4.889 \times 10^6 \frac{a^2}{e^2} \sqrt{\frac{I}{A}})$$

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)

$\Omega = \frac{Pe}{EI}$ 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

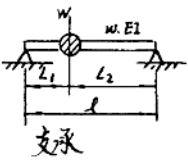
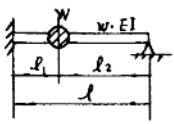
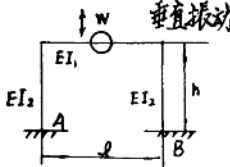
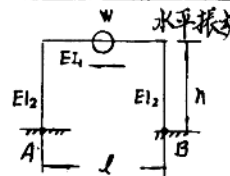
T.2.3 各种形状梁的固有频率

(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)

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

振动系统	W_0 (kg) 相当重量	K (kg/cm) 相当弹簧
 支承	$W + \alpha_1 \cdot w l$ α_1 : 图 2.1 $\frac{l_1}{l} = 0.5 \quad \alpha_1 = 0.49$	$\frac{3EI l}{l_1^2 \cdot l_2^2}$ $\frac{48EI}{l^2}$
 两端固定	$W + \alpha_2 \cdot w l$ α_2 : 图 2.1 $\frac{l_1}{l} = 0.5 \quad \alpha_2 = 0.38$	$\frac{3EI l^3}{l_1^3 \cdot l_2^3}$ $\frac{192EI}{l^3}$
 一端自由	$W + \alpha_3 \cdot w l$ α_3 : 图 2.2 $\frac{l_1}{l} = 0.5 \quad \alpha_3 = 0.45$	$\frac{12EI l^3}{l_1^3 \cdot l_2^3 (4l_1 + 3l_2)}$ $\frac{768}{7} \cdot \frac{EI}{l^3}$
 一端自由	$W + \alpha_4 \cdot w l$ α_4 : 图 2.2 $\frac{l_1}{l} = 1.0 \quad \alpha_4 = 0.24$	$\frac{3EI}{l_1^3}$ $\frac{3EI}{l^3}$
 垂直振动	W 忽略不计结构重量	$\frac{96EI_1}{l^3} \cdot \frac{2+\beta}{1+2\beta}$ 1. $\beta = \frac{EI_1}{EI_2} \cdot \frac{h}{l}$ $\frac{192EI_1}{l^3} \cdot \frac{3+2\beta}{3+8\beta}$ 2.
 水平振动	W	$\frac{24EI_2}{h^3} \cdot \frac{1+6\beta}{4+6\beta}$ 3. $\beta = \frac{EI_1}{EI_2} \cdot \frac{h}{l}$ $\frac{6EI_2}{h^3} \cdot \frac{2\beta}{1+2\beta}$ 4.