内河船的振动与噪声

翁长俭 张保玉 编著

人民交通出版社

内河船的振动与噪声

翁长俭
张保玉 编著

人民交通出版社

内河船的振动与噪声
翁长俭　张保玉　编著
人民交通出版社出版
（北京市安定门外和平里）
北京市书刊出版业营业许可证出字第 006 号
新华书店北京发行所发行
各 地 新 华 书 店 经 售
人民交通出版社印刷厂印
开本：787×1092$\frac{1}{32}$　印张：8.125　字数：184千
1981年8月　第1版
1981年8月　第1版　第1次印刷
印数：0001—2,050册　定价：1.25元

内 容 提 要

本书从解决内河船振动问题的需要出发，着重分析与阐述了引起内河船振动的原因，讨论了应采取的防振、减振措施；较详细地介绍了船体振动的计算及船体振动的测试与分析方法。此外根据生产实践的需要，还简明地叙述了船舶噪声的基本知识与船舶噪声控制原理。

本书可供造船及水运院校作教学参考用，也可供内河水运及造船事业的工程技术人员在从事船舶设计、建造、营运及检验时参考。

序　　言

随着内河航运事业的发展，船舶的吨位、航速及主机的功率也将相应地增加，内河船舶的振动问题就日趋突出起来。由于内河船舶主机采用中、高速柴油机较多；吃水相对较浅，螺旋桨与船体的间隙较小；而船体结构刚度却较同马力的海船为弱。故内河船舶的振动问题较海船更为突出，已逐渐成为评价船舶设计及建造质量的主要标志之一。

船舶的噪声是振动的孪生姐妹，常伴随着振动而产生。由于以中、高速（特别是高增压）柴油机为主机及螺旋桨与船体间隙较小的特点，使内河船舶的噪声源较为严重；内河船舶的尺度却较小，舱室均毗邻噪声源；加上舱室开有很多门窗，结构薄弱，故隔声性能很差。因此内河船舶的舱室噪声常较海船严重，影响船员和旅客的居住舒适性，影响船舶的正常营运。

为了更好地掌握和解决内河船舶的振动问题，结合这几年从事内河船舶振动工作的体会，编写了本书。船舶振动问题牵涉的面较广，本书主要是叙述内河船的船体振动问题。在内容安排上，既照顾到振动的基本理论，又考虑到解决内河船振动问题的实际需要。较详细地阐述了引起振动的原因，各种防振、减振措施，介绍了船体振动的计算方法和船体振动的测试与分析。为了更好地认识和控制船舶噪声，对噪声的基本知识、船舶噪声源及噪声控制的基本原理也作了简明的介绍和阐述。

本书第四、五章由武汉水运工程学院翁长俭、张保玉合写，第一、二、三、六章由翁长俭编写。编写过程中蒙上海船舶运输科学研究所张孝镛、上海交通大学刘涌康审阅了全书，方为表审阅了第一章；蔡承德、虞铣辉、胡振锡、马广宗、金咸定等提供了不少资料，在此均深表谢意。由于我们经验缺乏和水平的限制，书中定有许多缺陷与不足之处，恳请读者批评指正。

编　者

目　　录

第一章 弹性体振动的基本概念

§1 系统的简化与单自由度系统的自由振动

振动是生产实践中经常遇到的一种自然现象，广泛出现于各生产领域之中。除船舶振动外，飞机、车辆等交通工具，房屋、桥梁、水坝等土木水利建筑，蒸汽机、柴油机、汽轮机等动力机械，以及各种机械设备和精密仪器、仪表都有振动及防振、减振的问题。此外还有一些利用振动来达到各种不同用途的振动机械，可以大大提高劳动生产率。如铸造工业中用的振动造型机，土木建筑工业用的各种振动施工机械（振动打桩机、混凝土捣实器、破碎机、振动筛），以及振动输送带等。

为了研究振动的规律，我们必须将实际的工程振动，即振动系统加以抽象简化为简单的力学模型。由于影响振动特性的主要因素是质量和弹性，而在实际的机械结构中质量和弹性的分布都比较复杂，所以在进行振动分析时，需根据所要解决的问题，抓住主要特点加以简化。例如可将实际结构中弹性较小的质量简化成无弹性的集中质量，而将质量较小的弹性元件简化为无质量的弹簧。又如可将杆、板等构件理想化为质量和弹性均布或有规律分布的连续介质。这样实际机械结构就可简化为由以上这些元件构成的振动系统，并可用相应的坐标来确定其运动。确定振动系统的运动所需的独

立坐标数即为系统的自由度数。当实际的结构简化成几个没有弹性的集中质量和没有质量的弹簧构成的简化系统时，自由度是有限的。若一个系统，在空间内任何瞬时的位置只须用一个坐标来确定，则此系统就称为是一个自由度的系统，简称为单自由度系统。反之，若实际系统必须按连续介质来考虑，则有无限多个自由度，即系统的瞬时位置必须用函数形式来确定。

工程中的很多振动问题都可简化为（或近似看作为）单自由度系统的问题。如图 1-1 所示的安装在船底骨架上的往复式发动机，可简化为一上下直线运动的质量M。船体结构有一定的弹性，故它对发动机的作用可简化为一弹簧。发动机内部有活塞、连杆、曲柄、飞轮系统，它们在运转过程中的不平衡惯性力是引起发动机振动的原因，因此它们的作用相当于作用在质量M上的外力F。此外船体结构对发动机振动还有阻尼作用，它相当于作用在质量M上的阻尼力R。当然上述简化仅仅是初步的、近似的，实际上发动机除了上下振动之外，还有其它方向的振动和摆动。有时发动机与机座之间并非刚性联结，而是装有弹性减振器，这时进一步简化模型就不是单自由度系统，而是多自由度系统。

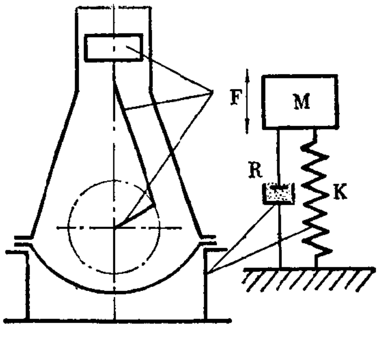

图 1-1

单自由度系统的振动揭示了振动现象的本质，是多自由度系统振动及船体振动的基础，故我们先研究单自由度系统的振动。图 1-2 为一最简单的单自由度系统的弹簧质量系

统。设质量M仅能作垂向运动，而弹簧本身质量与M相比很小，故忽略不计。今给质量M一干扰力，使它离开原来平衡位置有一个初位移或初速度。当外界干扰去除后，由于弹簧长度改变，产生了一个恢复力（弹性力），使质量M在平衡位置上下作往复运动，这种周期性的运动就称为振动。

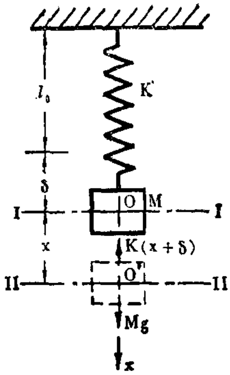

图 1-2

这时，系统在振动过程中，除了弹性恢复力之外不受任何其它外力，故称为自由振动或固有振动。

设图1-2中弹簧原来的长度为l_0，悬挂质量M后伸长了δ而达到图中所示的静力平衡位置I-I。静伸长δ与悬挂重量Mg成正比。设使弹簧产生单位位移所需的力，即弹簧的刚性系数为K（简称为弹簧刚度，公斤/厘米），则静伸长δ为：

$$\delta=\frac{Mg}{K} \qquad (1)$$

式中：g——重力加速度。

选取平衡位置o为原点，坐标轴ox向下为正，x表示质量在振动时的位移，故弹性恢复力为：

$$F=-K(x+\delta)=-(Kx+K\delta)$$

如暂不考虑系统在运动过程中所受到的阻尼力，则质量在振动状态时（图中位置II-II）的运动微分方程为：

$$M\ddot{x}=-K(x+\delta)+Mg$$

式中：$\ddot{x}=\dfrac{d^2x}{dt^2}$，为$x$对时间$t$的两次导数，即加速度。

将公式(1)中的关系代入，得

$$M\ddot{x}+Kx=0$$

或

$$\ddot{x}+\lambda^2 x=0 \qquad (2)$$

式中：

$$\lambda=\sqrt{\frac{K}{M}} \qquad (3)$$

式(2)就是质量的自由振动微分方程，它的通解为：

$$x=A_1\cos\lambda t+A_2\sin\lambda t \qquad (4)$$

或写为：

$$x=A\sin(\lambda t+\varepsilon)=A\cos(\lambda t+\varepsilon_1) \qquad (5)$$

式中：A_1、A_2——积分常数，由初始条件确定：

$$\left.\begin{aligned}&A=\sqrt{A_1^2+A_2^2}\\&\sin\varepsilon=\frac{A_1}{A}\qquad\cos\varepsilon=\frac{A_2}{A}\\&\varepsilon_1=\varepsilon-\frac{\pi}{2}\end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

故

$$\begin{aligned}x&=A\sin(\lambda t+\varepsilon)\\&=A\sin\lambda t\cos\varepsilon+A\cos\lambda t\sin\varepsilon\\&=A_1\cos\lambda t+A_2\sin\lambda t\end{aligned}$$

于是可知质量的速度与加速度为：

$$\left.\begin{aligned}&\frac{dx}{dt}=\dot{x}=\lambda A\cos(\lambda t+\varepsilon)\\&\frac{d^2x}{dt^2}=\ddot{x}=-\lambda^2A\sin(\lambda t+\varepsilon)\end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

为了形象地说明质量 M 的运动规律，上述公式还可用一旋转矢量在垂直坐标轴上的投影来表示。为此引进一半径为 A 的参考圆，有一质点 M 在此圆周上以匀角速度 λ 沿逆时针方向作匀速圆周运动（图 1-3(a)），可以看到，当 M 点作圆周运动时，M 点在 x 轴上的投影点 M' 在 x 轴上以圆心 o 为平衡位置作上下来回振动。如果开始时（$t=0$）质点 M 位于 M_0，$\overline{oM_0}$ 与 y 轴的夹角为 ε，经过时间 t 后，$\overline{oM_0}$ 转过角度 λt，M 点在 x 轴上投影点 M' 离开平衡位置的距离，即位移 x 为：

$$x=\overline{oM}\cdot\sin(\lambda t+\varepsilon)=A\cdot\sin(\lambda t+\varepsilon)$$

得到与式(5)同样的结果。

如以 x 为纵坐标，λt 为横坐标，就可得 M' 点的振动曲线（图 1-3(b)）。

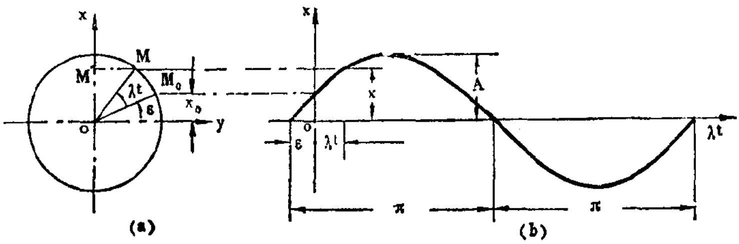

图 1-3

所得的结果表明质量的自由振动为简谐振动，式中：

A——振幅，即质量的最大位移，为峰值，（毫米）；

$\lambda t+\varepsilon$——振动的相角，其中 ε 为初相角；

λ——圆频率，质量每秒内振动的弧度数（或 2π 秒内振动的次数），单位为弧度/秒。

故振动一周所需的时间为：

$$T=\frac{2\pi}{\lambda}=2\pi\sqrt{\frac{M}{K}} \qquad (8)$$

称为振动的周期，单位为秒。

工程上习惯用每秒振动的次数来表示频率，即

$$f=\frac{1}{T}=\frac{\lambda}{2\pi}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}} \qquad (9)$$

单位为次/秒（c/s）或赫兹（Hz），每秒振动1次为1赫兹。工程上有时也用每分钟振动次数 f_n 来表示频率

$$f_n=60f=\frac{60}{2\pi}\lambda$$

单位为次/分（cpm）。

今后如无特殊的说明，则本章中所指的频率均指圆频率 λ，由图1-3及式(3)可见，系统的自由振动频率只与系统的基本参量（质量 M 及弹簧的刚性系数 K）有关，而与起始条件无关，故又称为系统的固有频率，它是表征振动系统固有性质的一个重要的特征值。以任何方式增加某振动系统的弹簧刚性系数则使其固有频率增高，增加系统的质量则使其固有频率降低。

现在来讨论公式(4)中的积分常数，它将由系统的初始条件来决定。设在时间 $t=0$ 时，质量的位移及速度分别为：

$$x=x_0 \qquad \dot{x}=\dot{x}_0$$

则代入公式(4)得

$$x=A_1=x_0$$

将公式(4)求导后再代入得

$$\dot{x}=-\lambda A_1\sin\lambda t+\lambda A_2\cos\lambda t=\lambda A_2=\dot{x}_0$$

即

$$A_1=x_0 \qquad A_2=\frac{\dot{x}_0}{\lambda}$$

于是得式（2）的特解为：

$$x = x_0 \cos \lambda t + \frac{\dot{x}_0}{\lambda} \sin \lambda t \tag{10}$$

而式（6）中的值为：

$$\left.\begin{aligned} &A = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{\lambda}\right)^2} \\ &\sin \varepsilon = \frac{x_0}{A} \qquad \cos \varepsilon = \frac{\dot{x}_0}{\lambda A} \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

质量在铅垂方向的直线振动的固有频率的确定，除了用上述运动微分方程求得外，还可利用更简便的静伸长法求得。由公式（1）

$$K = \frac{Mg}{\delta}$$

可得

$$\left.\begin{aligned} &\lambda = \sqrt{\frac{K}{M}} = \sqrt{\frac{Mg}{M\delta}} = \sqrt{\frac{g}{\delta}} \\ &f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta}} \\ &T = 2\pi\sqrt{\frac{M}{K}} = 2\pi\sqrt{\frac{\delta}{g}} \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

知道静伸长后即可求得直线振动系统的固有频率。且由(12)式可见固有频率 λ 与静伸长 δ 的方根成反比。

例1-1 用静伸长法决定具有并联弹簧与串联弹簧直线振动系统的固有频率。

①并联情况（图1-4(a)）

解 设弹簧系数分别为 K_1 和 K_2，在重力 Mg 作用下，静位移为 δ，则有：

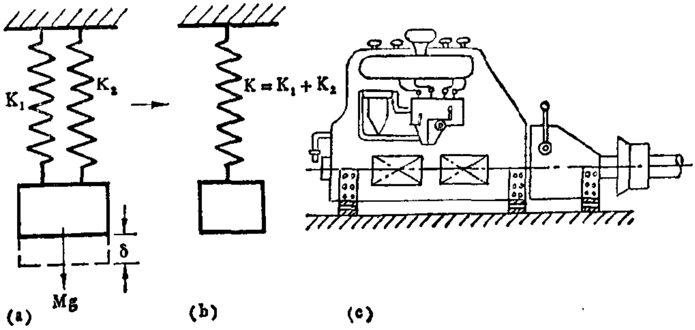

图 1-4

$$Mg = K_1\delta + K_2\delta = (K_1 + K_2)\delta$$

固有频率为：

$$\lambda = \sqrt{\frac{g}{\delta}} = \sqrt{\frac{K_1 + K_2}{M}}$$

说明并联弹簧可以用一个弹簧的刚性系数为：

$$K = K_1 + K_2$$

的弹簧来代替（图 1-4(b)）。这一结果表明并联后总的弹簧系数是加大了。机器隔振经常由多个弹簧支撑，如船舶主机就可由多个减振垫隔振（图1-4(c)），这些隔振弹簧(或减振垫）就是并联弹簧的实例。

②串联情况（图1-5(a)）

解 设串联弹簧的系数分别为 K_1 和 K_2，重物的静位移 δ 等于每一弹簧的静伸长之和。

$$\delta = \delta_1 + \delta_2$$

由于弹簧是串联的，因此每个弹簧都受到相同的重力 Mg，于是

$$\delta_1 = \frac{Mg}{K_1} \qquad \delta_2 = \frac{Mg}{K_2}$$

这样有：

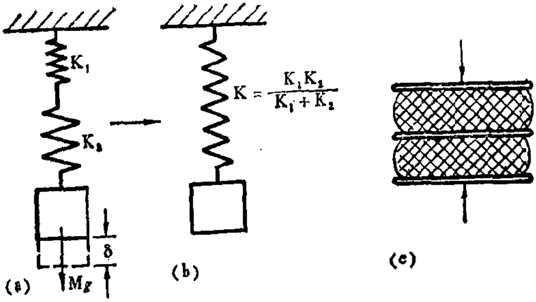

图 1-5

$$\delta = Mg\left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}\right) = Mg\,\frac{K_1 + K_2}{K_1 K_2}$$

固有频率为：

$$\lambda = \sqrt{\frac{K_1 K_2}{M(K_1 + K_2)}}$$

上式说明串联弹簧可以用一个弹簧刚性系数为：

$$K = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2}$$

的弹簧来代替（图 1-5(b)）。这一结果表明串联后总的弹簧系数是降低了。图 1-5(c)示一隔振用的橡皮弹簧，它是由两块相同的橡胶叠合而成，设每一块的弹簧刚性系数为 K_0，则叠合后的系数为$K_0/2$。

例1-2　求图1-6(a)、(b)所示带有集中荷重的简支梁及悬臂梁的固有频率。

解　集中荷重为 Mg，梁的重量相对较小，故忽略不计。由材料力学中的公式，简支梁中点及悬臂梁自由端的挠度分别为：

$$\delta = \frac{Mg\,l^3}{48\,EI} \quad 和 \quad \delta = \frac{Mg\,l^3}{3\,EI}$$