高等学校教学用书

船舶振动

陈鉄云　陆鑫森
刘湧康　陈伯真　编

北京科学教育編輯室

高等学校教学用书

船　舶　振　动

陈鉄云　陆鑫森
刘湧康　陈伯真　編

北京科学教育編輯室

內 容 簡 介

本书是按部定大綱編写的船舶振动教材。全书分六章，前三章叙述了一个自由度系統，多自由度系統与彈性杆的微幅振动的基本理論与計算方法，同时討論了消振与隔振的基本原理以及突加力与短时力作用下的結构計算，是本书的基础部分。第四章介紹了船舶总振动的計算方法。第五章介紹了船体局部振动的計算方法，如連續梁、剛架、板架与板的振动。第六章討論了引起船体振动的原因及防振、消振措施。书后附有习題。本书专供高等学校船舶制造专业学生作为船舶振动試用教材，亦可为船舶結构設計人員参考。

船　舶　振　动

陈鉄云　陆鑫森
刘湧康　陈伯眞　編

北京科学教育編輯室出版
商务印书館上海厂印刷
新华书店上海发行所发行

开本：787×1092 1/32　印張：8 15/16　插頁：1　字数：226,000
印数：1—1,500
1964年9月第1版　1964年9月上海第1次印刷
定价：1.08元

序　言

本书是按部訂大綱編写的。全书除緒論外共分六章，前三章叙述了一个自由度系統，多自由度系統与彈性杆微幅振动的基本理論与計算方法，同时討論了消振与隔振的基本原理以及突加荷重与短时力作用下的結构計算，是本书的基础部分。第四章着重介紹船体总振动的計算方法，第五章介紹了船体局部振动的計算方法，如連續梁、剛架、板架与板的振动，这两章实质上是第三章的計算方法在船体結构振动上的应用。第六章討論了引起船体振动的原因及防振、消振措施。本书最后附有习題与附录，书內用小字刊印的部分系作为补充与参考之用，在初学时可删去不讀。

本书是在陈鉄云、陈伯眞合編的"船舶振动"讲义的基础上作了較大的修改与补充編写成的。緒論由陈鉄云編写，第一章由陈伯眞編写，第二、三章由陈鉄云編写，第四章由陆鑫森編写，第五、六章由刘湧康編写，习題部分由王月琴編写。全稿并經李維揚、黃駿德两位同志审校，他們在审校中对原稿提出了很多宝貴的意見，充实与精练了教材的內容，編者在此表示衷心的感謝。由于編者水平与經驗的限制，本书难免有不少缺点，热烈希望讀者批評指正。

編　者

1964年6月

目　录

緒　論

在早期的船舶中，一般主机大多采用轉速較低的蒸汽机，故船舶振动現象尚不严重。到了十九世紀的后期，一些新的船舶由于速率及主机馬力的迅速提高，在航行中就出現过严重的振动現象。例如当时的魚雷艇由于結构輕幷且蒸汽机的轉速高就出現过显著的振动現象。近年来船用蒸汽机或柴油机的轉速都逐漸提高，高达每分钟 400～500 轉左右，甚至有每分钟一、二千轉左右的，这些轉速就常常有可能与船舶自由振动首要頻率很接近，或已超过而接近于第二、三諧調頻率，甚至处于高諧調区，此时由于主机的不均衡或推进器的不均衡以及水动力等影响而引起的激动力便使船舶产生严重的振动。这些振动影响人們在船上的安适，妨碍了船上仪器的准确使用以及导致結构的損伤。由于船上仪器設备精益求精，如航海仪表、雷达、声納①、武器操纵設备等以及旅客、船員的安适条件对减小船舶振动提出越来越多的要求，船舶振动問題亦就引起造船界的越来越多的注意。

船舶振动一般分为两种：

把整个船体当作一根梁，在它纵中平面或水綫平面作弯曲振动或繞着它的纵軸作扭轉振动，这种振动称为船舶总振动。当船舶总振动較剧烈时，在船艏艉两端的振幅可大达 2 厘米左右。此外个別的船体結构，如甲板板架及甲板板，船底板架及船底板，仓壁，上层建筑，桅杆以及艉部結构等可能对于整个船体作附加的振动，这种結构的附加振动称为局部振动。

---

① Radar, Sonar。

船舶总振动与局部振动都有两种不同性质的振动，即自由振动与强迫振动。船体經受某些激动与初始偏离而引起的振动称为自由振动。例如船舶在洶濤中受到波浪的冲击，船舶在抛錨时突然刹住錨鏈都会引起船体几秒钟的剧烈振动。这种振动由于振动系統总是存在着阻尼而迅速消逝。在船舶行駛时整个船体或部分結构由于机器或推进器工作时所引起的振动称为强迫振动。

表征船舶振动的許用标准有三个参数，它們是振幅、度速与加速度。强烈的总振动会引起强烈的局部振动，因此对振幅提出了要求，客船一般定为1毫米左右。为着减少舰艇受到音导或压力所操纵的水下武器攻击的危險性，对舰艇总振动的振幅提出更严格的要求，也就是許用振幅要更小。影响船員安适和仪器設备使用的因素主要是加速度，这又与振幅与振动頻率有关，在同样的振幅不同的頻率情况下，頻率高的振动加速度就大。一般认为在垂向振动时，当仓內加速度到达 $0.1g$ 左右时（g 为重力加速度）乘客就感覺不适，而当加速度到达 $0.5g$ 时就无法忍受。对水平振动的許用标准則更高。

在船体构件中由于总行駛振动而产生的应力一般不大，每平方厘米只有几公斤或几十公斤而已，只占最大静弯曲应力的百分之几，故可不予考慮。但在共振区內又可能达到每平方厘米200公斤左右。由于这些应力的交变性质，而且又迭加于由于静荷重产生的应力，因此在构件的不連續处和材料疲劳的情况下可能会使結构遭受破坏。船体各种結构的局部强迫振动所产生的应力比船舶总行駛振动时要大得多，在共振区有时可以导致船体局部結构的損坏，如机仓、船底壳板，螺旋桨附近舷側壳板的破裂。

引起船舶振动的主要原因是主机、輔机与推进器在工作时

所引起的周期性激动力。迴轉式机械(汽輪机、燃气輪机、螺旋桨，軸系)的机械均衡比較容易做到，而往复式机械，如蒸汽机、柴油机的完全均衡几乎是不可能的。因此机器在运行时或多或少地存在着周期性的激动力，其頻率或是机器的轉速或是轉速的倍数。至于螺旋桨，即使机械均衡做得很好(螺旋桨本身沒有偏心，各叶片的螺距沒有差别)，当它的桨片在艉部不均匀伴流区工作时也将会产生水动激动力，它通过軸承或水流的压力变化傳到船体，其頻率等于轉速与叶片数的乘积。因此，振动現象存在于所有行駛的船舶中，只是程度上的不同而已。为了减少振动現象，設計者除尽力使主机和螺旋桨达到机械均衡外，对螺旋桨还要求在設計船型时力求使伴流趋于均匀或增加螺旋桨叶片数，平順螺旋桨盘內的流場，以及增大叶片与船壳之間的間隙以減小水动激动力。另一种減少振动的办法是改变机器的轉速或改变船体結构的自由振动頻率使其脫离共振区域。对于局部振动多采用加强結构或用消振器的办法来减振。

通常处理船舶振动問題的程序可归納如下:

1．决定作用在船体或結构上的不均衡外力，包括外力的特性及数值;

2．計算船体或結构的自由振动頻率;

3．計算强迫振动的振幅及加速度，对某些局部結构还須計算由振动所产生的应力;

4．将所求得的振动参数与振动标准比較，将应力与靜載荷所产生的应力迭加后再与疲劳极限比較，如不符合标准应采取减振措施或加强措施。

目前在船舶振动研究方面仍致力于建立与完善船舶总振动頻率与振形(尤其是高諧振动)的計算方法，船体局部振动的計算，以及发展船舶振动的实驗研究方法。

与船舶振动有密切联系的是短时力或突加力作用下的船体結构的动力計算。例如，船艏部受波浪的冲击，发炮时甲板所受的后座力等。当动力荷重作用在結构上时，結构的受力情况不仅与荷重的最大值有关，而且与作用在結构上的时間及在該时間內的变化規律有关。在計算动力效应时必須先决定結构的自由振动頻率。

綜合上述，船舶振动研究在周期性和瞬时性荷重下的船体結构性能的問題。

第一章　一个自由度系統的振动

§1 具有一个自由度的系統

机械振动学研究质点系統及弹性系統的振动問題。

如果一个系統①，在空間內任何瞬时的位置只須用一个数值来确定，則此系統称为是一个自由度的系統。这个用来确定系統位置的数值就叫做系統的广义坐标或簡称系統的坐标。

单摆(数学摆)就是一个自由度系統的例子(图 1.1)，因为如果要确定它在任何瞬时的位置，只須知道其离开垂直位置的角度 φ 就够了。

图 1.1

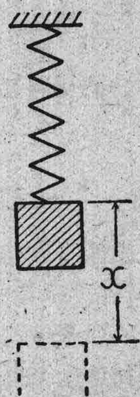

图 1.2

---

① 指完整約束系統，見第二章。

一个自由度系統的另一个例子便是悬挂在极輕彈簧上并仅作垂直运动的质量（图1.2），因为确定质量在任何瞬时的位置亦仅須知道一个数値，即其垂向位移 x。

如果确定系統在空間内任何瞬时的位置必須知道两个独立数値(两个广义坐标)，則該系統便具有两个自由度。如果确定系統的位置要有 n 个独立数値（n 个广义坐标)，則該系統便具有 n 个自由度。

对于彈性系統，例如彈性梁或板，如果要确定系統上所有各点的位置必須知道无穷多个数値（无穷多个广义坐标)，所以彈性系統具有无穷多个自由度。

在工程中，有很多一个自由度系統振动的例子，并且不少相当复杂的系統常常可以簡化为(或近似看作为)一个自由度的系統，因此研究一个自由度系統的振动有一定的实际意义。另一方面，一个自由度系統的振动又是多自由度系統振动及彈性系統振动的基础，因此掌握一个自由度系統振动理論是十分重要的。

本章内我們将討論一个自由度系統在各种情况下的振动問題。

§2 无阻尼自由振动

現在考虑图1.3中所示的彈簧质量系統，假設质量 M 仅能作垂向运动，并設彈簧的质量与 M 相比很小，可以不計。如果給此系統中的质量一个干扰，例如使它离开原来平衡位置有一个初位移或初速度，則当干扰去除后，质量将在其靜力平衡位置附近作微幅振动。

如果先不考虑系統在运动过程中所受到的阻力①，則此系

① 例如空气阻力及材料内部的阻尼等。这些因素的影响参看§6。

統在振动时除了重力①之外不受任何其他外力，这种振动称为自由振动。

設图 1.3 中彈簧原来的长度为 l_0，悬挂重量后伸长了 δ 而到达图中所示的靜力平衡位置 I。設彈簧的剛性系数为 K[公斤/厘米]，則靜伸长 δ 为：

$$\delta=\frac{Mg}{K}, \tag{1}$$

式中 g——重力加速度。

用 x 表示质量在振动时的位移（广义坐标），它由系統的靜力平衡位置算起，并規定向下为正，則质量在振动状态时（图中位置 II）的运动方程式为

$$-M\ddot{x}-K(x+\delta)+Mg=0,$$

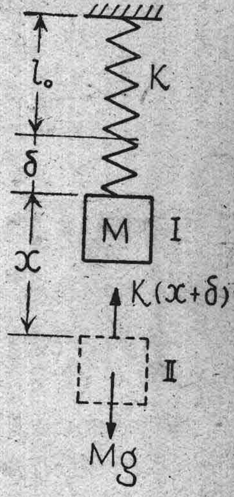

图　1.3

式中 $\ddot{x}=\frac{d^2x}{dt^2}$ 为 x 对 t 时間的两次导数，卽加速度。将公式(1)中的关系代入，得

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

或

$$\ddot{x}+\lambda^2x=0, \tag{2}$$

式中

$$\lambda=\sqrt{\frac{K}{M}}。 \tag{3}$$

式(2)就是质点的自由振动微分方程式，它的解为

$$x=A_1\cos\lambda t+A_2\sin\lambda t, \tag{4}$$

或可写作

$$x=A\sin(\lambda t+\varepsilon)=A\cos(\lambda t+\varepsilon_1), \tag{5}$$

① 或常值力。

式中 A_1, A_2——积分常数,由初始条件确定。

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

于是可知质点的速度与加速度为

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

所得的結果表明质量的自由振动为簡諧振动, A 为振动的振幅, $\lambda t+\varepsilon$ 为振动的相角或相, ε 为振动初相。此簡諧振动的周期为

$$T=\frac{2\pi}{\lambda}=2\pi\sqrt{\frac{M}{K}}, \tag{8}$$

由此,
$$\lambda=\frac{2\pi}{T}$$

为质量每秒內振动的弧度数,称为系統的圓頻率。

在工程中,頻率习慣用每秒的振动次数表示,即

$$f=\frac{1}{T}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}}. \tag{9}$$

它的单位用赫芝表示, 例如振动頻率为 25 赫芝, 即表示每秒內振动 25 次。

以后如无特殊說明, 则所指的頻率均指圓頻率 λ。

在图 1.4 中表示了质量自由振动位移的图形。

現在来討論方程式(4)中的积分常数,它将由系統的初始条件来决定。設在时間 $t=0$ 时, 质量的位移及速度分别为

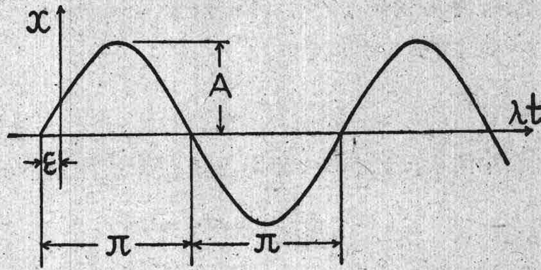

图 1.4

$$x=x_0,\quad \dot{x}=\dot{x}_0,$$

則不难求得

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

于是得

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

而公式(6)中的値为

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

如果在初始时，系統受到一冲量 I 的作用。根据动量定理，冲量等于动量的变化，即

$$I=M(\dot{x}_{01}-\dot{x}_0),$$

式中 $\dot{x}_{01}$——在 $t=0$ 的瞬間作用了冲量后的速度。

設系統在初始时沒有初位移和初速度（仅作用一冲量），即 $t=0$ 时，$x_0=\dot{x}_0=0$，于是由(12)式得

$$\dot{x}_{01}=\frac{I}{M}。$$

由于冲量的作用在一瞬間完成，因此可以将系統在冲量作

用后的初始条件写成：

当 $t=0$ 时，$x=x_0=0$，

$$\dot{x}=\dot{x}_{01}=\frac{I}{M}。$$

将此初始条件代入公式(10)，即得系統在冲量作用下的位移为

$$x=\frac{I}{M\lambda}\sin\lambda t。\tag{12}$$

系統的自由振动頻率是确定自由振动的主要参数，它仅决定于系統的质量与彈簧的剛度，而与其他条件无关。所以系統的自由振动頻率又可称为固有頻率，它是表征振动系統固有性质的一个重要的特征值。确定系統的自由振动頻率是研究振动問題的重要內容。下面是一个求系統自由振动頻率的例子。

例 1　設有一悬臂梁，在梁的自由端有一集中质量 M（图 1.5），梁的自重与质量 M 相比可以不計，試求此系統的自由振动頻率。

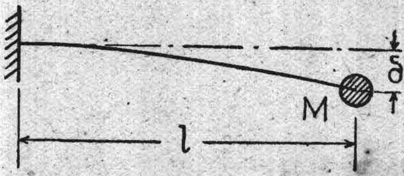

图　1.5

解：当梁的本身重量不計时，悬臂梁就相当于悬挂质量 M 的彈簧，所以此系統可視为是一个自由度的系統。

为了求出此系統的自由振动頻率，可考慮图中所示的靜力平衡位置。設在此位置时质量 M 的靜撓度为 δ，則根据材料力学中的公式可知

$$\delta=\frac{Mgl^3}{3EI},$$

式中 EI——梁的抗弯剛度。

将上式与公式(1)比較,得系統的相当彈簧剛度为

$$K=\frac{3EI}{l^3}。\tag{13}$$

于是系統的自由振动頻率卽可按公式(3)求得:

$$\lambda=\sqrt{\frac{K}{M}}=\sqrt{\frac{3EI}{Ml^3}}。\tag{14}$$

所以,从振动的角度来看,本例中的悬臂梁质量系統和图中的彈簧质量系統是相当的。

一个自由度系統的振动微分方程式,也可以利用能量法来写出。

仍旧考虑图 1.3 中的彈簧质量系統。质量在自由振动过程中系統的动能和位能随时发生变化,在沒有能量損耗时(卽不考虑系統的阻尼时),按能量守恒定律,系統在任何瞬間的位能 V 与动能 T 之和应恒为常数,卽

$$V+T=\text{常数}。\tag{15}$$

或可写作

$$\frac{d}{dt}(V+T)=0。\tag{16}$$

下面我們就来討論系統的位能与动能。

由于在任一瞬时(图 1.3 中的位置 II),彈簧被拉长了 $(x+\delta)$,則彈簧具有之变形位能为

$$V_1=\frac{1}{2}K(x+\delta)^2=\frac{1}{2}Kx^2+Kx\delta+\frac{1}{2}K\delta^2。$$

在計算质量的重力位能时,可令质量在靜力平衡位置(图 1.3 中的位置 I)时的位能为零,于是可知在质量获得位移 x 时,重力位能为

$$V_2=-Mgx。$$