

厂房承重结构的 动力计算

E·C·索罗肯著

秦大雄译

钱培风校

中国工业出版社

厂 房 承 重 結 构 的 动 力 計 算

E·C·索 罗 肯 著

秦 大 雄 译

錢 培 风 校

中 国 工 业 出 版 社

本书叙述厂房承重结构动力计算的实用方法，凡楼板上安有带动力荷载的设备之厂房均可适用。书中对于“房屋承重结构受机器动力荷载作用时的设计计算规程（И200-54）”一书的主要条例，作了详尽的论证与说明。

本书可供工业厂房设计人员和结构专业的科学工作者参考。

Е. С. Серокин

**ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НЕСУЩИХ
КОНСТРУКЦИИ ЗДАНИЙ**

Госстройиздат

Москва—1956

* * *

厂房承重结构的动力计算

秦大雄译

钱培风校

*

建筑工程部编辑部编辑（北京西郊百万庄）

中国工业出版社出版（北京后门大街西10号）

（北京市书刊出版事业许可证出字第110号）

中国工业出版社第一印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

开本 $850 \times 1168 \frac{1}{32}$ ·印张 $10^{15}/_{16}$ ·字数285,000

1963年6月北京第一版·1963年6月北京第一次印刷

印数0,001—1,700·定价（10-7）1.85元

*

统一书号：15165·2087（建工-282）

前 言

技术发展的现代化水平，以生产过程的普遍机械化自动化、工业企业装备有最新的机器设备以及工艺过程由准确的計器来控制等条件为标志。所有这些条件都使动力計算的意义有所提高，使它成为考虑建筑結構抗振措施的根据。

在机器工作时减少結構发生振动之所以往往成为必要，其原因非但在于保証結構本身的寿命，并且还为了要消除振动对生产人員和高度精确的工艺过程所造成的有害影响。現时，房屋承重結構动力計算的目的主要在于：早在結構物兴建之前就估計出預期的振动强度，并从对于生产人員、生产过程和建筑結構的影响出发，审核这样的振动在建筑物建成后是否容許。如果从上述这些观点出发，認為預期的振动是容許的，动力計算的任务就算完成了。反之，就必须根据已知的具体条件，选择最經濟合理的方法来减小振动。此时，对于那些可以从中找出振动过大的原因的動力計算結果，都要加以分析研究，作为选择的根据。减小振动的措施，效果是否良好，应以动力計算来审核。

在本書中，叙述了一些房屋承重結構动力計算的实用方法，用以計算受到楼板上的机器所发生的动力荷載作用的房屋。著者十分注意动力計算实用方法（本書第二部分）的基本知識（本書第一部分）的實驗与理論分析。

С. А. 別尔許捷恩（Бернштейн）教授和 Б. Г. 柯列涅夫（Корнев）教授在审稿过程中提出了不少宝贵意見，著者特此致謝。

目 录

前言

緒論	(1)
1. 結構物振動理論的基本概念与定义	(1)
2. 結構动力学的要点	(15)
3. 建筑結構动力計算的目的与任务	(26)

第一部分 結構物动力計算的基本知識

第一篇 基 本 原 理

第一章 动力計算的一般原則	(27)
§ 1. 樓板动力計算的各个发展阶段	(27)
§ 2. 房屋結構动力計算的原則	(33)
第二章 对于受动力作用的結構物的要求	(41)
§ 3. 受振建筑結構极限状态的特征	(41)
§ 4. 关于受振結構承重能力的要求	(42)
§ 5. 关于受振結構影响人体的要求	(44)
§ 6. 关于受振結構影响生产的要求	(49)

第二篇 結構物的动力荷載

第三章 动力荷載的特点	(53)
§ 7. 动力荷載的分类	(53)
§ 8. 动力荷載的图形	(55)
第四章 动力荷載的确定方法	(71)
§ 9. 計算确定法	(71)
§ 10. 試驗确定法	(76)
第五章 安装在樓板上的机器产生的动力荷載	(81)
§ 11. 机器动力影响的估計	(81)
§ 12. 机器的分类	(82)

第三篇 建筑材料和建筑结构的动力特性

第六章 弹性动力特性 (91)

§ 13. 材料的动力弹性模量 (91)

§ 14. 结构的动力刚度 (94)

第七章 材料和结构中振动能量的内部损耗 (101)

§ 15. 非弹性阻力和能量的内部损耗 (101)

§ 16. 耗能系数 ψ 的确定 (110)

§ 17. 各种条件对耗能系数的影响 (113)

§ 18. 各种材料和结构的耗能系数 (126)

第八章 在结构动力计算中材料非弹性阻力的

计算方法 (135)

§ 19. 粘性摩阻力的假设 (135)

§ 20. 粘性摩阻力的假设在材料非弹性阻力计算中的运用 (140)

§ 21. 材料非弹性阻力的直接算法 (142)

第九章 材料的持久强度 (149)

§ 22. 材料的疲劳度 (149)

§ 23. 持久强度极限 (151)

§ 24. 材料持久强度的试验数据 (155)

§ 25. 各种因素对材料和结构的疲劳限度的影响 (164)

§ 26. 建筑结构的动力强度 (171)

第二部分 动力计算

第四篇 结构动力学的几个实用方法

第十章 具有变形能量内损耗的弹性体系的一般

振动理论 (185)

§ 27. 房屋承重结构振动频率和振幅的确定方法的选择 (185)

§ 28. 复数形式的一般振动方程 (187)

§ 29. 单自由度弹性体系 (189)

§ 30. 多自由度弹性体系 (193)

§ 31. 无限自由度弹性体系 (级数法) (196)

第十一章 带有分布和集中質量的單跨梁和單跨

矩形板..... (201)

§ 32. 固有振動頻率和受迫振幅的確定方法 (201)

§ 33. 單跨梁 (205)

§ 34. 單跨矩形板 (210)

第十二章 节点无位移的連續梁和剛架 (213)

§ 35. 个别杆件的振動方程及其积分 (213)

§ 36. 推广到杆件体系 質量函数 (217)

§ 37. 节点力矩法 連續梁 (222)

§ 38. 节点轉角法 剛架 (227)

第十三章 空間剛架 (水平振動) (230)

§ 39. 对称空間剛架振動方程的精确解法 (230)

§ 40. 橫梁不变形的空間剛架 (235)

§ 41. 近似法 (238)

第五篇 楼板和房屋的动力計算

第十四章 楼板的固有振動頻率和振動形式 (240)

§ 42. 計算簡图 (240)

§ 43. 确定固有振動頻率用的一般公式 (243)

§ 44. 單跨梁 (245)

§ 45. 連續梁 (248)

§ 46. 节点无位移的剛架 (253)

§ 47. 單跨矩形板 (255)

§ 48. 支承在剛性楼板梁上的多跨連續板 (258)

§ 49. 无梁楼板 (260)

第十五章 楼板受迫振動时的位移幅度和弯矩幅度 (263)

§ 50. 确定振幅用的一般公式 (263)

§ 51. 位移幅度和弯矩幅度的特性值 (367)

第十六章 房屋固有振動的頻率和振動形式 (272)

§ 52. 計算簡图 (272)

§ 53. 固有振動頻率譜的构造和固有振動形式的特征 (274)

§ 54. 确定固有振動頻率的一般公式 (277)

§ 55. 往复固有振动	(278)
§ 56. 廻轉固有振动	(280)
第十七章 房屋的水平受迫振幅	(284)
§ 57. 一般公式	(284)
§ 58. 房屋动力影响的静力当量	(286)
§ 59. 受迫往复振动	(289)
§ 60. 受迫廻轉振动	(290)
第十八章 关于設計和計算受到机器动力荷載作用的 房屋结构的建議	(291)
§ 61. 一般指示	(291)
§ 62. 机器引起的动力荷載	(297)
§ 63. 固有振动頻率	(297)
§ 64. 动力位移与动力弯矩的幅度	(299)
§ 65. 结构的減振方法	(301)
第十九章 房屋结构动力計算的举例	(303)
§ 66. 例1. 棉織厂厂房的計算	(303)
§ 67. 例2. 重工业厂房的計算	(313)
附录	(321)
参考文献	(334)

緒 論

1. 結構物振動理論的基本概念與定義

在討論彈性體系振動問題的各种文獻中，不同的作者對於同一概念往往採用不同的術語，而有时恰恰相反，不同的作者對於不同的東西却採用同樣的術語。因此，我們認為：在論述之前，先把本書中採用的、在振動理論方面比較常用的一些術語說明一下，是比較妥當的。

振動運動或振動 彈性體系^①的振動，就是該體系的一些質點（或這些質點在相應平面上的投影），在隨時間而改變的力的作用下，於該體系平衡位置（相應於無動力作用時的位置）的附近，在同一或相反方向所作的直線往復運動。此時，質點對於其平衡位置的最大偏移，與該體系的最小尺寸相比，為數甚微。在圖1中，示出了彈性體系某一質點的一種振動情形，曲線表示該質點的位移 z 與時間 t 的關係。

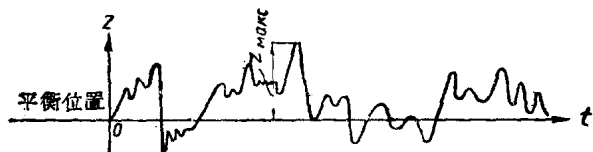


圖 1 某一質點的振動

常常也採用「震動」這一術語來代替「振動」。有些作者還企圖在這些術語的概念之間去尋找它們的差異^[154]。但是在經典的文獻中，這些術語的解釋是完全相同的。以後我們將經常地採用「振動」這一術語。

① 彈性體系指的是整個結構（房屋、橋梁等）或結構構件（梁、柱、剛架、板等）。

周期性振动 根据位移随时间而改变的规律，振动可以分为周期性的和非周期性的两种。如果在一段时间内观察到的某种振动运动，可以划分成若干相等的间隔，而每一间隔中的运动规律又是一样的，换言之，就是位移图形相同，这种振动就叫做周期性振动。图 2 所示的就是周期性振动的例子。运动规律开始重复的最小时间间隔 T 叫做振动的周期。在周期时间 T 内所作的整段运动叫做振周。在单位时间内的振周次数 $n = \frac{1}{T}$ ，叫做振动的频率。有时人们也把它叫作振动次数，但我们在这本书里仍旧采用频率这一术语。

一秒钟作一次振动（一振周）的频率（或者说周期等于一秒的振动的频率）作为衡量频率的单位。这一单位叫做“赫芝”，它的符号是 Hz （或 Hz ）。

质点在相反方向内与其平衡位置的最大偏移之和 $A = a' + a''$ （图 2）叫做振动距离。振动距离的一半叫做振幅 $a = \frac{A}{2}$ ⁽⁴¹⁾。

按照这一定义，振幅就是质点在振动时与其中间位置的最大偏移；所谓中间位置，就是指质点在振动运动过程中的某一假定平衡位置。

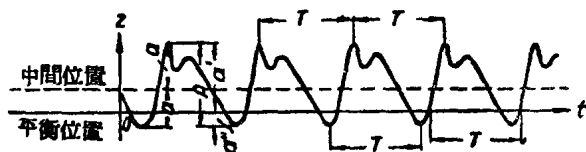


图 2 周期性振动

我們可以看到：在某些有关发电设备的振动和材料疲劳度^[108]的文章中，有人把 A 的数值（即振动距离）称为振幅，这是与一般的说法相抵触的。

图 1 所示的振动运动，就是非周期性振动的一例。

简谐振动 在很多可能遇到的周期性振动中，简谐振动占着

很重要的地位。在实际观察到的许多振动过程中，大部分属于纯粹的简谐振动或接近于简谐振动。而最大的特点是：任何的周期性振动，实际上都可以被認為是若干简谐振动的总和。简谐振动的规律可以用下列方程表示：

$$z = a \cos(\omega t + \varepsilon) \quad (1)$$

式(1)所示简谐振动的图形如图3所示。

ω 称为简谐振动的圆频率或振周频率；它与周期 T 或频率 n 的关系如式(2)所示：

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi n \quad (2)$$

如果 n 是指1秒鐘內的振周数，那末 ω 就是 $2\pi = 6.283$ ……秒鐘內的振周数。

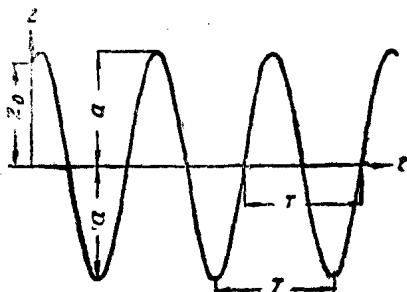


图3 简谐振动

某些作者把 ω 简称为振动“频率”，把 n 称作振动次数，但是我們把 ω 叫做“圆频率”。

ε 称为初相角（有时叫做“相角差”、“相变位角”或简称“相角”）。初相角就是质点在振动开始时（即 $t = 0$ 时）所在的相角；由此得振动质点最初的位移（见图3）为：

$$z_0 = a \cos \varepsilon$$

简谐振动的另一特征是：质点的速度 v 和加速度 w 也按简谐规律变化：

$$v = \frac{dz}{dt} = -a\omega \sin(\omega t + \varepsilon) = a\omega \cos\left(\omega t + \varepsilon + \frac{\pi}{2}\right)$$

$$w = \frac{d^2z}{dt^2} = -a\omega^2 \cos(\omega t + \varepsilon) = a\omega^2 \cos(\omega t + \varepsilon + \pi)$$

速度的振幅是 $v_0 = a\omega$ ，加速度的振幅是 $w_0 = a\omega^2$ ；对位移来说，速度所移动的相角为 $\frac{\pi}{2}$ ，而加速度所移动的相角为 π 。

阻尼振动 在振动理論中，当进行材料和結構的动力特性試驗时，有規律的阻尼振动与簡諧振动同样重要。图 4 所示是这种振动的典型例子。就前面采取的分类來說，这种振动并不属于周期性振动的一类，虽然它大体上具有周期性振动的形状，而且还有簡諧振动的形式。其实，这种振动在時間方面的确可以划分为若干相等的間隔 T ，并且这些間隔内的运动图形接近于簡諧振动。因此阻尼振动可以被認為是振幅不断減小的簡諧振动，其方程为：

$$z = a_0 f(t) \cos(\omega t + \varepsilon) \quad (3)$$

式中： a_0 ——初振幅；

$f(t)$ ——時間的單調遞減函数；

$a = a_0 f(t)$ ——变振幅。

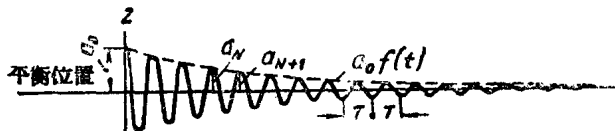


图 4 阻尼振动

图 4 所示的，振幅是按几何級数逐次遞減（即 $\frac{a_N}{a_{N+1}}$ 的比值永远保持为常数）的阻尼振动。設 $\delta = \ln \frac{a_N}{a_{N+1}}$ ，称为阻尼的对数遞減量^①。在这种情况下，函数 $f(t)$ 即成下式：

$$f(t) = e^{-\frac{\delta}{T} t} \quad (4)$$

① 这一定义系 А·Н·克雷洛夫 (Крылов)、Л·И·曼杰利許坦 (Мандельштам) 和其他的許多作者所采用，即对数遞減量表示每振动一周后振幅減小的程度。有些作者，如列里 (Релей) 把減小一半的数值 δ' 称为对数遞減量： $\delta' = \ln \frac{a_N}{a_{N+\frac{1}{2}}}$ ，即是用相邻的、相差半周期的、符号相反的振幅之比值的自然对数表示每振动半周期后振幅減小的程度。对数遞減量有不同的定义，往往是造成誤解的原因。

$\frac{\delta}{T}$ 的值表征出振动的阻尼速度。当 $\delta \rightarrow 0$ 时, 振动就变成无阻尼的简谐振动。

动力荷载 动力荷载或变力^① 是一种随时间的变化而变得相当快的外力 (如机器设备运转部分的惯性力、冲击压力、冲击性的风荷载等等)。因此与经常保持不变的外力 (如设备重量) 或变化得很慢的外力 (如雪荷载等) 不同。

安装在厂房楼板上的设备产生的动力荷载, 在极大多数的情况下是周期性的。前面讲过的有关周期性振动的那些部分, 包括技术名词在内, 都适用于周期性力。所不同的地方, 仅在于前面讲到的周期性位移 z 要改成周期性力 P ; 振幅 a 要改成周期性力的幅度 P_0 ; 振动的周期或频率要改成周期性力的周期或频率而已。

最重要并且最常见的一种动力荷载是简谐力, 它是按下列方程变化的:

$$P = P_0 \cos(\omega t + \varepsilon)$$

任何一种周期性力 $P(t)$ 都可以准确地等于或接近于若干简谐力的总和; 这些简谐力具有不同的圆频率 ω_i 、不同的幅度 P_{0i} 和不同的初相角 ε_i 。因此可以用下面的方程来表示:

$$P(t) = \sum_{i=1}^N P_{0i} \cos(\omega_i t + \varepsilon_i)$$

弹性体系的自由度 振动仅在弹性体系内具有质量 (等于重量除以重力加速度) 的情况下才能发生。所有真实的弹性体系都是具有质量的 (固有的或系连的)。为了强调出这一情况, 我们把弹性体系称为是物质的体系。

如果某一弹性体系在振动时的位置只由一个参变数来确定, 我们就称它为单个自由度的体系。在一个平面内振动的、跨中系

① 有时叫做强迫力、扰动力或干扰力。

有一个集中質量 m (重量 $Q = mg$) 的“无重”梁^① 可以作为这种彈性体系的一个例子。这样的梁, 在振动时, 其質量的位置完全由其重心离开平衡位置的位移值来确定。

如果某一彈性体系在振动时的位置要由 N 个独立参变数来确定, 那末这样的体系就具有 N 个自由度。我們仍旧可以用这样的“无重”梁来做例子, 仅有的差别是在其跨中系有 N 个集中質量 $m_1, m_2, \dots, m_N$ 。梁振动时, 这些質量的位置由 N 个参变数来确定: 这 N 个参变数就是这 N 个物体离开其平衡位置的位移值。

系有密布質量的梁可以作为无限多自由度彈性体系的例子。因为, 当这样的梁振动时, 質量的位置(梁軸彈性曲綫的形式)由梁的軸綫上每点單元質量的位移值来确定, 而單元質量的点数显然等于无穷大。

因为彈性体系事实上往往密布有固有的(本身的)質量, 所以严格說来, 所有的彈性体系都有无数个自由度。虽然在实际中, 按照自由度把彈性体系分类相当重要, 但大家都知道这种分类只是近似的。

然而, 这种分类在振动理論上也有相当重要的意义, 特别是在于可以利用單自由度彈性体系的簡單例子来解釋彈性系中发生的一些基本动力現象的特征。

不考虑能量損耗的单自由度彈性体系的固有振动 如果某一單自由度彈性体系离开了它的平衡位置, 然后又自己使自己恢复原状, 那末我們就說这一体系在振动。由于体系有彈性, 在振动时有一恢复力 S 作用在它的質量 m 上。这一个恢复力与質量离开其平衡位置的位移 z 成正比, 但符号相反。根据力学的基本定律, 恢复力等于質量和其加速度的积:

$$-S = -kz = m \frac{d^2 z}{dt^2} \quad (5)$$

① “无重”梁这一名称是假設的, 其假設的条件是: 梁的自重与所系的物体的重量相比, 小得可以略而不計。

力 $S = kz$ 是彈性力。比例系数 k 叫做彈性体系的彈性常数, 在数量上, 等于靜止地 (即很慢地) 加在質量上使之产生單位位移的力。彈性体系自己使自己发生的振动, 也就是說彈性体系在外力去除之后发生的振动, 叫做固有振动或自由振动。我們在这本書內采用固有振动的叫法。根据方程 (5) 可以立出固有振动的微分方程如下:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + kz = 0 \quad (6)$$

解这一方程, 得:

$$z = a \cos(p_1 t + \varepsilon_1) \quad (7)$$

式中:
$$p_1 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

这种簡諧振动的頻率為:

$$n_1 = \frac{p_1}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (8)$$

叫做彈性体系的固有振动頻率^①。振幅 a 和初相角 ε_1 根据彈性系运动的起始条件来确定。例如, 如果在运动开始时 (即 $t = 0$

时), $z = a_1$, $v = \frac{dz}{dt} = 0$, 則

$$a = a_1, \quad \varepsilon_1 = 0$$

考虑能量損耗的单自由度彈性体系的固有振动 前面已經研究过的理想彈性体系, 在运动开始时从外界得到的能量在振动过程中始終保持不变, 并且在每一周期內于势能与动能之間交替变换。这样, 式 (7) 确定的振动是无限制的繼續着的无阻尼振动。

在实际的彈性体系中, 每振动一个周期总有一部分能量消耗于克服該体系中的一些不可避免的內部和外部的阻力。

內部的阻力, 主要是体系中的非彈性阻力。在自然界中并不存在理想的彈性材料。当“彈性”体系振动时, 由于其材料不可避免

① 这里和后面都用 p 表示彈性体系固有振动的圓頻率, 使它与受迫振动的圓頻率 ω 相区别。

地有某些不均匀性,即使在比較小的应力之下,也会发生微小的塑性变形,損耗掉一部分能量。这些損耗的能量不能被材料吸收回去,变成了热扩散于大气中。这样損耗的一部分能量,有的材料(如鋼)是很少的,有的材料(如木材、混凝土)相当多,有的材料(如橡胶、土壤)就很多。

外部的阻力,如彈性体系联結点中的干摩阻力、空气阻力等,都可以成为振動时能量附加損耗的原因。在整体楼板結構內,外部阻力与內部阻力相比,前者一般仅占次要的地位。

当有內部阻力时,在一个完全的周期內(在力的变化周期內),外力与彈性体系內位移的关系(应力与变形的关系)成为图5所示的工作图的形式。該图上的迴綫叫做滞后迴綫。迴綫包括的面积表示变形一周期內不能收回的能量。

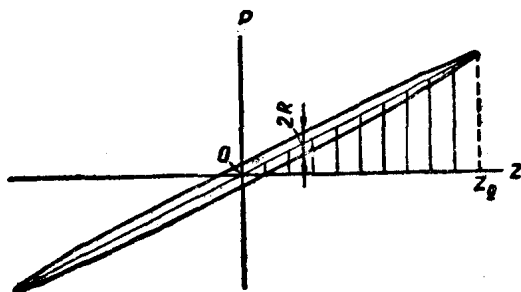


图 5 滞后迴綫

用于克服內部非彈性阻力的能量損耗,或簡言之為能量內損耗,以下列比值来表示:

$$\psi = \frac{\Delta W}{W} \quad (9)$$

式中: W ——与位移幅度相适应的、彈性体系的彈性力所做的功。

在图5中,以三角形(細綫构成者)包括的面积計量;

ΔW ——在同一周期內損耗的功,在图5中,以迴綫包括的面积計量。

ψ 的数值叫做振动的耗能系数，一般说来，与弹性体系材料内的应力值有关，但与频率或振动速度无关。

非弹性阻力 R 可以视为与弹性力成正比的一种力，但其相位落后于弹性力四分之一周期。因此，如以 $S(t)$ 表示弹性力，则

$$R(t) = \gamma S\left(t - \frac{T}{4}\right) \quad (10)$$

式中： T ——振动的周期：

$$\gamma \text{——非弹性阻力系数，} \gamma = \frac{\psi}{2\pi}。$$

考虑到非弹性阻力，弹性体系固有振动的微分方程可以列出如下：

$$m \frac{d^2 z(t)}{dt^2} + kz(t) - \gamma kz\left(t - \frac{T}{4}\right) = 0 \quad (11)$$

这一方程是根据式 (5) 在力 S 上加一非弹性阻力 R 而得到的。

求上式的积分，可利用下式代入：

$$z(t) = -ae^{i(pt+\varepsilon)}$$

$$\text{式中：} p = -\frac{2\pi}{T}；$$

i ——虚数单位。

我们得出适当的实解^②为：

$$z(t) = a_1 e^{-\frac{\psi}{2\pi_1} t} \cos(p_1 t + \varepsilon_1) \quad (12)$$

这一有阻尼固有振动的图形与图 4 所示者相同，其频率为：

$$n_1 = \frac{p_1}{2\pi} = \frac{1}{T_1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (13)$$

其阻尼的对数递减量为：

- ① 形成一个封闭的滞后迴线，恰好经过一个周期，由图 5 可见：在迴线两端位移最大，故弹性力最大；但迴线与其长轴的距离为零，故阻尼力应为零；在迴线中部则相反：弹性力为零，阻尼力最大。所以，可以认为阻尼力落后于弹性力四分之一周期。——译者注
- ② 在这一解中，比 1 小得多的数字均略去不计。因此在这一解答中并未考虑到阻尼对频率的极微影响。解时应注意： $e^{-i\pi/2} = -i$ （见 21）。