微机辅助工程
结构动力学

马雷奥·派兹 著
钟秉章 董大象 译
林钟祥 校

浙江大学出版社

内 容 简 介

本书从工程应用的角度出发，紧密结合现代分析方法和计算机辅助设计技术，系统地介绍结构动力学中单自由度系统的简单振荡器和受剪建筑、梁、平面框架、格栅框架、空间框架、平面桁架、空间桁架等多自由度系统结构的动力响应分析。与上述内容相配合，本书附有二张磁盘，内有书中包含的全部二十个计算程序以及例题中数据文件所组成的软件包。

本书对使用微机进行结构动力分析和设计的工程技术人员有用，同时也可作为大专院校的学生和有关专业的研究生学习结构动力学的教材或教学参考书。为帮助读者学习结构动力学程序编写技巧，本书附有部分典型源程序。

MICROCOMPUTER-AIDED ENGINEERING
Structural Dynamics
Mario Paz
微 机 辅 助 工 程
结 构 动 力 学
马雷奥·派兹 著
钟秉章 董大象 译
林钟祥 校
责任编辑 朱谨准
浙江大学出版社出版
浙江大学印刷厂印刷
浙江省新华书店发行
787×1092 毫米 1/16 21印张 511千字
1989年12月第一版，1989年12月第一次印刷
印数 1—3500
ISBN 7-308-00455-4
O·063 定价：6.30元

译 者 的 话

计算机辅助工程(Computer Aided Engineering)简称CAE，它是近20年发展起来的一门新兴技术，目前已成为工程设计、科学研究与教育现代化不可缺少的组成部分。

美国路易斯维尔大学(University of Louisville)马雷奥·派兹(Mario Paz)教授在1986年编写的微机辅助工程—结构动力学(MICROCOMPUTER AIDED ENGINEERING Structural Dynamics)是一本用微型计算机迅速而有效地求解复杂结构动力学问题的著作。全书分为三部分共20章。第一部分为前6章，它包含简化为单自由度的线性或非线性系统的简单振荡器，在不同的激励条件下进行动力响应分析的5个程序及一个主程序；第二部分为第7-13章，它包含简化为多自由度系统的7种典型结构的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵计算的7个程序；第三部分为第14-20章，它包含为第二部分中各种多自由度系统模型化结构进行动力响应分析的7个程序。在每章内容中，首先从理论上阐述其原理，然后用例题加以说明。书中提到的全部20个程序以及例题的数据文件组成一个软件包存储在二张磁盘内，可供读者上机使用。每个程序都用高级BASIC语言编写，可以在IBM-PC及其兼容机上运行。程序采用屏幕显示菜单，人机对话的交互方式，因此用户可以方便地选择合适的程序解题。同时每个程序还附有若干例题以帮助了解如何使用这些程序来解决结构动力学的各种问题。

BASIC语言是一种大多数PC用户和程序员都能理解的高级语言，虽然程序执行速度比其它语言慢，但是在其解释程序下运行程序具有实时检查错误的能力，这在任何编程工作中是非常重要的，因此，微机辅助工程—结构动力学软件包具有容易学习和使用简单的优点。为帮助读者学习有关程序编写技巧，本书附有部分典型源程序。

在翻译过程中发现原书及其软件包中的错误和遗漏之处，译者已作了改正。对软件包的全部程序在IBM-PC/XT和IBM-PC/AT及其兼容机上已调试通过。为了便于在国内推广应用，我们对该软件包汉字化。同时，鉴于原书中采用英制单位与我国法定的国际单位制不符，为此在译文中仍采用英制单位以保持原书的本色，而在汉化的结构动力学软件包中增加了若干国际单位制的例题。

本书的第1-6，14-16章和附录由钟秉章翻译，第7-13，17-20章和结构动力学软件包由董大象翻译，林钟祥教授校阅了全书。

在全书翻译过程中得到浙江大学力学系、计算机系的大力支持，计算机系丁翼同学在调试程序过程中做了大量工作，谨向他们表示衷心感谢。

英文的和汉化的微机辅助工程—结构动力学软件包的两种版本*与本书同时出版。

限于译者水平，难免有错误和不妥之处，请读者批评指正。

译者

* 请向浙江，杭州，浙江大学力学系联系，邮政编码310027。

目　录

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

第 一 部 分

用简单振荡器模型将结构简化为单自由度系统的程序

第一章　微 机 辅 助 工 程 *结构动力学*引言

§1-1　程序1“主程序”*

本书介绍一套可彼此独立执行的结构动力分析计算程序。然而解结构动力问题，通常要用两个或多个程序。程序 1 为主程序，它包含一些必要的命令，按用户要求进入任一程序。使用者从主菜单上选择下列可选项之一来开始本程序的运行：

主菜单“MASTER MENU”

1．简单振荡器（单自由度系统）

2．结构模型化（梁、框架、桁架等）

3．库程序（频率、响应等）

4．结构模型求解（响应等等）

5．求助

6．出口

在使用者选定上述可选项之一后，计算机屏幕上出现一个新菜单，它有一列可供选用的程序，并要求用户指定其中的一个。在主程序 I 中，能够选用的各种菜单的流程框图见图1.1。主菜单的第一组程序名为简单振荡器，它有六个可选项，其中包括返回到主菜单的命令。这些程序用于简化为单自由度系统的结构。它包括直接在时域中求解和在频域中求解的程序，用于地震激励响应谱展开的程序，以及为获得非弹性性态响应的程序。第二组程序名为结构模型化，它有八个可选项，其中包括返回到主菜单的命令。这一组中的程序用来计算简化为多自由度系统结构的刚度和质量矩阵，并以文件形式存储。第三组程序名为库程序，用作直接和独立地进行结构求解的计算程序。第四组可选程序列在名为结构模型求解菜单中，是直接用于结构求解的程序，该结构的模型已用第二组程序准备好。这种求解过程通常要用到库程序中的若干程序。然而，结构模型求解程序的执行顺序完全由主程序控制。这些程序使用的详细说明见本书的各章节。本章的余下篇幅将介绍结构动力学的基本概念。

---

* 原书封底的小袋内附有计算机程序软件包磁盘，其安装及使用说明见附录 I。

主 菜 单
1. 简单振荡器(单自由度系统)
2. 结构模型化(梁、框架、桁架等)
3. 库程序(频率、响应等)
4. 结构模型求解(响应等)
5. 求助
6. 出口

选项号=；N

N=1

→简单振荡器菜单 程序
1. 直接积分求响应 P2
2. 冲击激励的响应 P3
3. 弹塑性性态的响应 P4
4. 频域中的响应 P5
5. 地震响应谱的展开 P6
6. 返回到主菜单

选项号=?

N=2

→结构模型化菜单 程序
1. 受剪建筑 P7
2. 梁 P8
3. 平面框架 P9
4. 格栅框架 P10
5. 空间框架 P11
6. 平面桁架 P12
7. 空间桁架 P13
8. 返回到主菜单

选项号=?

N=3

→库程序菜单 程序
1. 雅可比法(自然频率和振型) P14
2. 凝聚(动力问题缩减) P15
3. 振型(叠加法) P16
4. 阻尼(阻尼比矩阵) P17
5. 逐步积分法 P18
6. 简谐激励 P19
7. 杆端力(要有结构模型化和分析形成的文件) P20
8. 返回到主菜单

选项号=?

N=4

→结构模型求解菜单
1. 雅可比法求自由振动
2. 凝聚和雅可比法求自由振动
3. 模态分析法求响应
4. 凝聚和模态分析法求响应
5. 逐步积分法求响应
6. 简谐激励的响应
7. 返回到主程序

选项号=?

图1.1 程序1“主程序”的流程框图

§1-2 数学模型

结构动力学是研究结构承受与时间有关的激励（力或运动）下结构分析和设计的学科。用一个数学模型进行研究是方便的。数学模型是包括物理问题所有假定和简化在内的理想化系统的符号表示，它是真实结构和数学上可求解之间的纽带。这些简化可能与下列因素有关：(1) 结构的几何外形，(2) 结构的材料性质，(3) 使结构激励的与时间有关的函数。

§1-3 运动方程

运动方程给出响应（位移、速度、加速度、内力或任何感兴趣的量）和结构激励之间的数学关系。应用力和运动关系的基本原理可建立这些运动方程。动力学的基本原理包括：

• 牛顿运动定律：定律声称作用有力 F 的质量为 m 的质点（理解为合力作用于质点上），其运动变化服从下列方程：

$$F = ma \tag{1.1}$$

其中，a 为质点在外力 F 作用方向上的加速度。

• 动力学平衡：用达伦贝尔原理将式(1.1)改写为

$$F + (-ma) = 0 \tag{1.2}$$

该式可理解为作用在质点上所有力的平衡方程，其中包括作用于相反方向上的惯性力，即

$$F_I = -ma \tag{1.3}$$

§1-4 自由度

在结构动力学中，用以说明一个系统在任一时刻的外形或位置所必需的独立坐标数称为自由度数。一般说，连续结构有无限多个自由度。然而，理想化过程或选择一个适当的数学模型可减少自由度数，某些情况下仅为单个自由度。图 1.2 给出理想化为单自由度系统的结构，它由两根无质量的柱支承一个刚性屋顶所组成。简化为单自由度系统的结构可用所谓简单振荡器数学模型方便地描述(见图1.3)，该振荡器有下列元件：(1) 质量 m 代表结构的质量（或惯性）；(2) 弹簧 k 代表结构的弹性恢复力（或势能）；(3) 阻尼 c 代表结构的摩擦（或能量损失）及(4) 激励力 $F(t)$ 代表作用于结构系统的外力。所采用的数学模型见图1.3，假定系统中的每个元件只具有单一的性质，即质量 m 仅表示惯性而不涉及弹性和能量耗散，弹簧 k 单独表示弹性而不涉及惯性或能量耗散。最后，阻尼 c 只表示能量耗散。为便于分析，通常假定运动时弹簧中的恢复力与弹簧的变形成正比。在图 1.3 中比例常数（弹簧常数）用 k 表示。其变形量等于质量的位移 y 。此外，通常还假定阻尼力与运动速度的大小成正比并指向运动的相反方向。这种阻尼称为粘性阻尼。

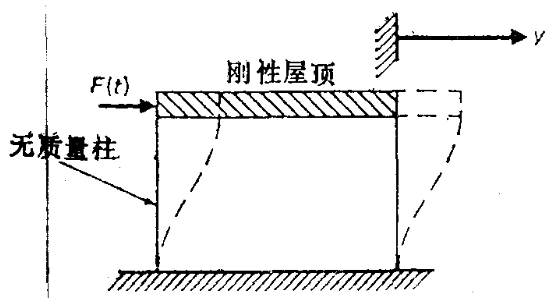


图1.2 理想化了的单层结构

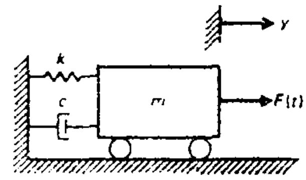


图1.3 单自由度系统的数学模型

§1-5 脱离体图（FBD）

为了用牛顿运动定律导出运动方程，最方便的办法是画出系统的脱离体图(FBD)。脱离体图是每个物体或物体群从其他物体中孤立出来的示意图，图上表示出所有作用在该物体或物体群上的外力。图1.4(b)给出振荡器质量的FBD，给出弹簧恢复力ky，阻尼力$c\dot{y}$及外力$F(t)$。$\dot{y}$是y对时间的一阶导数，$\ddot{y}$为二阶导数，$\dot{y}$和$\ddot{y}$分别代表速度和加速度。将牛顿定律，即方程(1.1)应用于图1.4(b)的质量m的脱离体，结果得

$$m\ddot{y}+c\dot{y}+ky=F(t) \tag{1.4}$$

这是简单振荡器的运动方程。

在图1.4(c)所示的脱离体中包含有惯性力$F_I=-m\ddot{y}$，用达伦贝尔原理可使系统呈“动力平衡”。在此状况下，令图1.4(c)中FBD上力的总和等于零，得

$$F(t)-m\ddot{y}-c\dot{y}-ky=0 \tag{1.5}$$

此式等价于方程(1.4)。

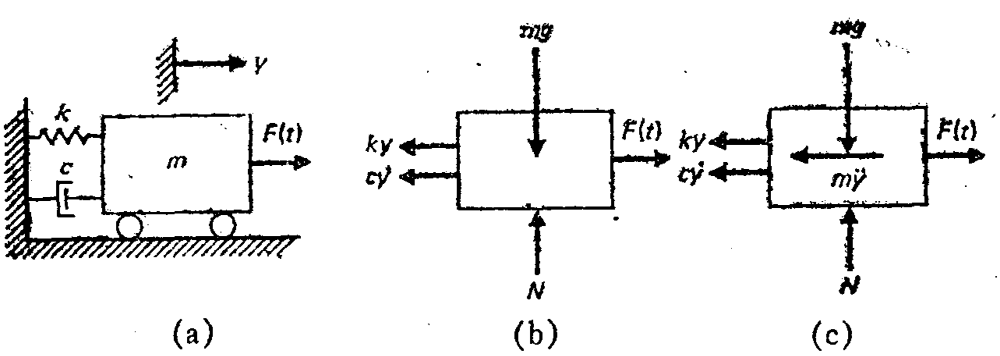


图1.4 脱离体(FBD)图：(a)单自由度系统。(b)仅画出外力的FBD图。(c)画出外力和惯性力的FBD。

§1-6 支座运动

理想化的单层结构见图1.5，地震时该结构因支座基础运动而激励。通常，支座的激励是指以g为单位表示的时间—加速度函数，即激励函数给定为重力加速度的一个分数。

用图1.6(a)所示的简单振荡器来模拟图1.5所示的结构，再建立图 1.6(b) FBD 上力的动力平衡关系而得到运动方程，即有

$$m\ddot{y}+c(\dot{y}-\dot{y}_s)+k(y-y_s)=0 \tag{1.6}$$

采用下列变量替换来表示质量相对于支座的运动是方便的，即

$$u=y-y_s \tag{1.7}$$

把式(1.7)及其导数代入式(1.6)，得

$$m\ddot{u}+c\dot{u}+ku=-m\ddot{y}_s(t) \tag{1.8}$$

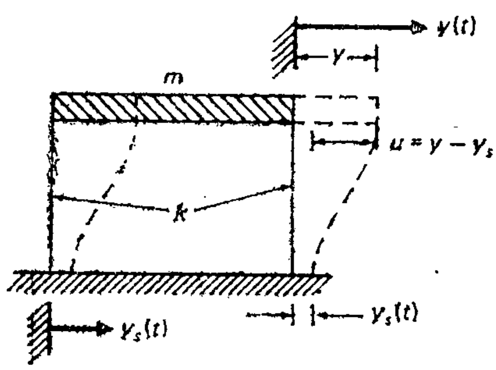


图1.5　支座受激励的理想单层结构

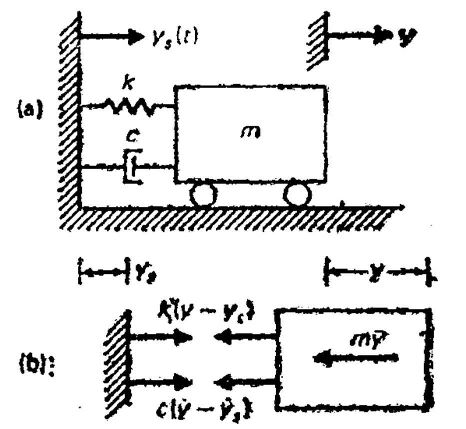


图1.6　(a)支座激励的简单振荡器(b)脱离体图

比较式(1.4)和(1.8)，如果把式(1.8)的右端理解为有效力 $F_{eff}(t)=-m\ddot{y}_s(t)$，则两式数学上等价。因此，式(1.8)变成

$$m\ddot{u}+c\dot{u}+ku=F_{eff}(t) \tag{1.9}$$

故二阶微分方程(1.4)或(1.9)的解给出力激励的质量绝对运动的响应，或因支座激励产生的结构相对运动的响应。

§1-7　运动微分方程的解

本章介绍自由振动运动微分方程的解，即结构在没有外部激励作用的情况下，在初始条件影响下自由地振动。考虑下列几种自由振动：

1. 无阻尼自由振动

微分方程：　$$m\ddot{y}+ky=0 \tag{1.10}$$

解：　$$y=C_1\cos\omega t+C_2\sin\omega t \tag{1.11}$$

其中，$\omega=\sqrt{k/m}$为自然频率，以弧度/秒为单位。C_1、C_2 为积分常数。这些常数从初始条件，即时间 $t=0$ 时的初始位移y_0和初速度v_0求得。把初始条件代入式(1.11)*，得

$$y=y_0\cos\omega t+\frac{v_0}{\omega}\sin\omega t \tag{1.12}$$

* 原书误为式(1.10)—译注。

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com

也可以换成另一种写法：$y = C\sin(\omega t + \alpha)$

或
$$y = C\cos(\omega t - \beta) \tag{1.13}$$

其中
$$C = \sqrt{y_0^2 + (v_0/\omega)^2} \quad \text{（运动的振幅）}$$

及
$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{y_0}{v_0/\omega}\right) \text{或} \quad \beta = \tan^{-1}\left(\frac{v_0/\omega}{y_0}\right) \quad \text{（相位角）}$$

2. 有阻尼自由振动

微分方程：
$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = 0 \tag{1.14}$$

解：
$$y = e^{-\xi\omega t}[C_1\cos\omega_D t + C_2\sin\omega_D t] \tag{1.15}$$

或
$$y = Ce^{-\xi\omega t}\cos(\omega_D t - \alpha) \tag{1.16}$$

其中
$$\xi = \frac{c}{c_{cr}} \quad \text{（阻尼比）} \tag{1.17}$$

$$c_{cr} = 2\sqrt{km} \quad \text{（临界阻尼系数）} \tag{1.18}$$

$$\omega_D = \omega\sqrt{1-\xi^2} \quad \text{（有阻尼频率）} \tag{1.19}$$

积分常数 C 和 α 由初始条件得出

$$C = \sqrt{y_0^2 + \left(\frac{v_0 + y_0\xi\omega}{\omega_D}\right)^2} \quad \text{（运动的振幅）} \tag{1.20}$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{v_0 + y_0\xi\omega}{\omega_D y_0}\right) \quad \text{（相位角）} \tag{1.21}$$

若结构系统的阻尼系数小于临界阻尼 $c_{cr} = 2\sqrt{km}$，即阻尼比 $\xi = c/c_{cr} < 1$，则一旦受初始扰动时，该结构系统将发生振荡运动式的振动。通常，结构的阻尼比远小于临界值 ($\xi = 1$)。结构系统的阻尼比变化范围为临界阻尼的2%至20%，而后者取决于结构所用的材料和构造。

§1-8 频率和周期

由方程(1.11)或(1.12)所描述的运动是简谐（正弦或余弦函数）运动，因而是周期性的。因正弦和余弦函数的周期为2π，故运动周期 T 可由下式确定：

$$\omega T = 2\pi$$

或
$$T = \frac{2\pi}{\omega} \tag{1.22}$$

周期通常以秒/周表示，或简单地用秒表示，而理解为每个周期需多少秒。周期的倒数为自然频率 f，即

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \tag{1.23}$$

自然频率 f 通常以赫兹(Hz)或周/秒(cps)表示。因为ω和自然频率f仅相差一个常数因子2π，故ω亦看作是自然频率。为区别自然频率的两种表示，ω可称为圆自然频率或角自然频率。在多数情况下，可以从上下文或从所用的单位来区分。正如前面已指出，自然频率f用cps来度量，而圆频率ω以弧度/秒(rad/s)来度量。

下一章将介绍微分方程求解的一般方法—直接法，它用于简化为简单振荡器的结构。该结构由与时间有关的、作用在质量上的力或由与时间有关的支座运动所激励。

第二章　直接积分法求响应

简化为简单振荡器的结构受到图2.1所示的外力或图2.2所示的支座运动的激励，仅对某些简单的激励函数，可求得其运动微分方程的封闭解。至于一般激励函数，需借助于数值方法来求运动微分方程的积分。这些数值方法一般得到近似解。

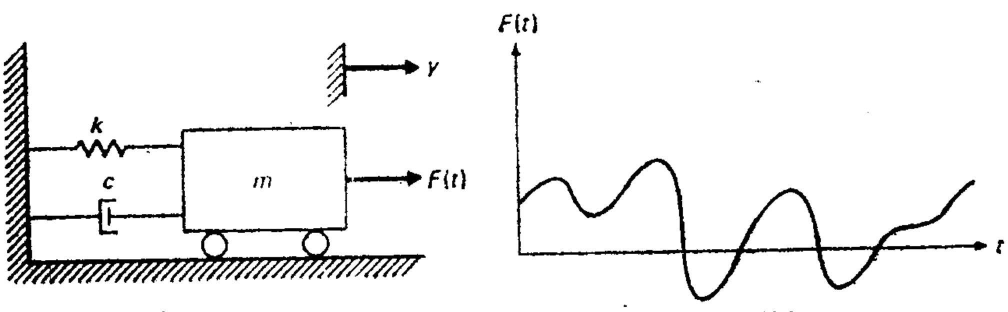
§2-1　运动方程的求解

本章介绍计算机程序所采用的运动微分方程求解方法，它对于点之间以线性线段描述的激励函数是精确的。为便于求解，按等时段Δt计算激励函数。激励函数定义点之间用线性插值。因而激励函数的时域，包括激励停止后适当外延的一段时间，被分为N个相等的时段 Δt。对于每个时段 Δt，响应计算要考虑该时段开始时的初始条件和时段内的线性激励。此时的初始条件即为上一时段终了时的位移和速度。假设激励函数$F(t)$可用图 2.3 所示的分段线性函数来近似，则该函数表示为：

$$F(t)=\left(1-\frac{t-t_i}{\Delta t}\right)F_i+\left(\frac{t-t_i}{\Delta t}\right)F_{i+1},\quad t_i\leqslant t\leqslant t_{i+1} \tag{2.1}$$

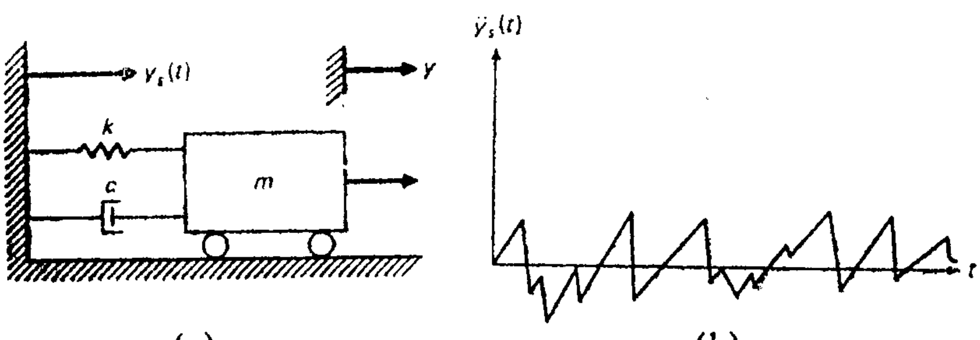
其中，对于等时段Δt，$t_i=i\cdot\Delta t$，$i=1,2,3,\cdots\cdots$，运动微分方程(1.4)成为

$$m\ddot{y}+c\dot{y}+ky=\left(1-\frac{t-t_i}{\Delta t}\right)F_i+\left(\frac{t-t_i}{\Delta t}\right)F_{i+1},\quad t_i\leqslant t\leqslant t_{i+1} \tag{2.2}$$



(a)　　　　　　　　　　　　　　(b)

图2.1　受外力$F(t)$激励的振荡器



(a)　　　　　　　　　　　　　　(b)

图2.2　受支座运动加速度$\ddot{y}_s(t)$激励的振荡器

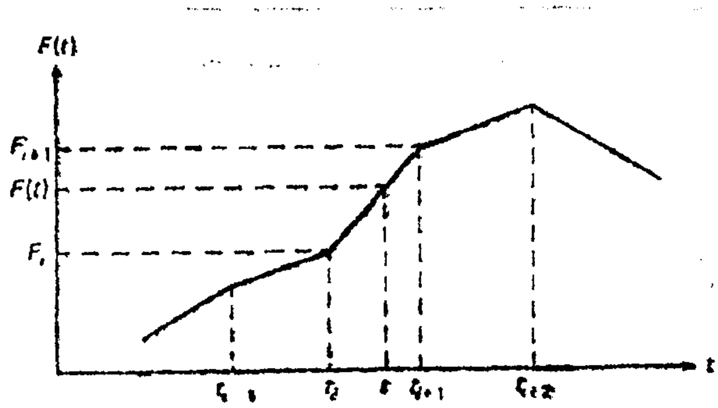


图2.3 分段线性激励函数

其位移和速度为

$$y = e^{-\xi\omega(t-t_i)}[C_i\cos\omega_D(t-t_i) + D_i\sin\omega_D(t-t_i)] + B_i + A_i(t-t_i) \tag{2.3}$$

及

$$\dot{y} = e^{-\xi\omega(t-t_i)}[(\omega_D D_i - \xi\omega C_i)\cos\omega_D(t-t_i) - (\omega_D C_i + \xi\omega D_i)\sin\omega_D(t-t_i)] + A_i \tag{2.4}$$

其中 $\omega_D = \omega\sqrt{1-\xi^2}$； $\xi = c/c_{cr}$； $\omega = \sqrt{k/m}$； $c_{cr} = 2\sqrt{km}$

而A_i、B_i、C_i、D_i为积分常数。

积分常数A_i和B_i（相应于稳态解）为：

$$A_i = \frac{F_{i+1} - F_i}{k\Delta t} \tag{2.5}$$

及

$$B_i = \frac{F_i - cA_i}{k} \tag{2.6}$$

知道i时段起始的位移y_i和速度$\dot{y}_i$，将 $t = t_i$代入式(2.3) 和 (2.4)，可得常数C_i及D_i为

$$C_i = y_i - B_i \tag{2.7}$$

和

$$D_i = \frac{\dot{y}_i - A_i + \xi\omega C_i}{\omega_D} \tag{2.8}$$

把式(2.3)和(2.4)用于时刻$t_i + \Delta t$，求得t_{i+1}时的位移和速度为：

$$y_{i+1} = e^{-\xi\omega\Delta t}[C_i\cos\omega_D\Delta t + D_i\sin\omega_D\Delta t] + B_i + A_i\Delta t \tag{2.9}$$

和

$$\dot{y}_{i+1} = e^{-\xi\omega\Delta t}[D_i(\omega_D\cos\omega_D\Delta t - \xi\omega\sin\omega_D\Delta t) - C_i(\xi\omega\cos\omega_D\Delta t + \omega_D\sin\omega_D\Delta t)] + A_i \tag{2.10}$$

最后，把从式(2.9)和(2.10)求得的y_{i+1}和$\dot{y}_{i+1}$代入微分方程(2.2)，并令 $t = t_i + \Delta t$，即可求得$t_{i+1} = t_i + \Delta t$时的加速度

$$\ddot{y}_{i+1} = \frac{1}{m}(F_{i+1} - c\dot{y}_{i+1} - ky_{i+1}) \tag{2.11}$$

§2-2 程序2“直接法”—直接积分法求响应

本节叙述的计算机程序用以计算简单振荡器的响应，该振荡器由与时间有关的外力作用于质量或加速度施加于支座所激励。假定激励函数在定义点之间为分段线性。对于由加于质量的力激励的振荡器，响应按相等的时间增量用列表的形式给出质量的位移、速度和加速度。对于支座激励的振荡器，按照质量对支座的相对位移和相对速度，以及质量的绝对加速度给出响应。程序用直接积分法计算响应。程序按交互方式编写，由询问输入数据文件信息开始，可在下列可选项中选择：

1．准备新的数据文件
2．修改现有的数据文件
3．使用现有的数据文件

当用户从这三个可选项中选定一项后，程序就要求为“数据文件”命名，输入必要的数据并将它存储在文件中。接着进行计算并按等时段打印响应。程序还计算和打印响应的最大值。图2.4给出程序2“直接法”的流程框图，在每个方块中标出程序中相应语句的行号。程序用BASIC语言编写，用于IBM-PC机。程序2存放在文件 P_2 中，连同本书所介绍的所有程序都存储在软盘中。本章所用的术语和计算机程序中相应的符号见表2.1。

表2.1　第二章及程序2“直接法”术语表

说　明	书中符号	程序中变量
输 入 值		
定义激励函数的点数	N	NE
质　　量	m	AM
弹簧常数	k	AK
阻尼系数	c	C
积分时间步长	Δt	H
重力标记：		
力作用于质点→0		
支座运动→重力加速度	g	G
间	t_i	TC(I)
激励(力或加速度)	F_i	R(I)
计 算 值		
阻 尼 比	ξ	XSI
自然频率(无阻尼)　弧度/秒	ω	
自然频率(无阻尼)　周/秒	f	Z
自然周期(无阻尼)　秒	T	
自然频率(有阻尼)　弧度/秒	ω_D	W
自然频率(有阻尼)　周/秒	f_D	F
输 出 值		
绝对位移	y	Y,

绝对速度	$\dot{y}$	Y_2
绝对加速度	$\ddot{y}$	Y_3
最大绝对位移	y_{max}	DMAX
最大绝对速度	$\dot{y}_{max}$	VMAX
最大绝对加速度	$\ddot{y}_{max}$	ABMAX
相对位移	u	Y_1
相对速度	$\dot{u}$	Y_2
相对加速度	$\ddot{u}$	DDX
振荡器质量的最大相对位移	u_{max}	DMAX
最大相对速度	$\dot{u}_{max}$	VMAX
最大相对加速度	$\ddot{u}_{max}$	—

§2-3 题　解

例题2.1 确定承受阵风荷载水塔的动力响应。理想化了的结构及阵风荷载如图 P2.1 所示。假定阻尼为临界阻尼的20%。

因荷载系按分段线性函数给定，故用直接法求得的响应将是精确值。需要的计算以列表形式给出，见表2.2。本系统的自然频率为：

$$\omega=\sqrt{k/m}=\sqrt{100000/100}=31.62\text{弧度/秒}$$

因而自然周期为：$T=\dfrac{2\pi}{\omega}=\dfrac{2\pi}{31.62}\approx 0.20$秒

表 2.2 例题 2.1 的响应计算

t_i(秒)	y_i(吋)	$\dot{y}_i$(吋/秒)	$\ddot{y}_i$(吋/秒^2)	F_i(磅)	A_i	B_i	C_i	D_i
0	0	0	0	0	60	-0.759	0.7590	-1.7816
0.02	0.074	10.692	991.023	120000	0	1.2	-1.1263	0.1151
0.04	0.451	25.155	430.768	120000	-60	1.9590	-1.5080	2.4405
0.06	0.926	17.096	-1142.551	0	0	0	0.9262	0.7409
0.08	1.044	-4.821	-982.581	0	0	0	1.0436	0.0574
0.10	0.778	-20.191	-522.555	0	0	0	0.7780	-0.4929

建议取$\Delta t\leqslant T/10$，这里取$\Delta t=0.02$秒。式(2.9)及(2.10)中的常数计算如下：

$$c=c_{cr}\xi=2\sqrt{km}\,\xi=2\sqrt{100000\times 100}\times 0.20=1265\text{磅·秒/吋}$$

$$\omega_D=\omega\sqrt{1-\xi^2}=31.62\sqrt{1-0.2^2}=30.989\text{弧度/秒}$$

并计算以下各项：

此为试读，需要完整PDF请访问：www.ertongbook.com