

流体传输管道动力学

蔡亦钢 编著

浙江大学出版社

结合工程应用的实例，并充分反映国内外的先进技术成果和现代科技水平。

本书由浙江大学盛敬超教授审阅，国内其他高等院校的许多专家提出过不少有益的建议，在此特表示衷心的感谢。

由于作者水平有限，书中难免存在不少缺点错误，恳望读者提出宝贵意见。

作者

1989年3月

内 容 简 介

本书主要介绍流体管道由于管内流体的流量或压力的冲击或脉动产生的动态过程,及对管道和系统的影响,深入浅出地论述其基本理论及在工程上的应用。主要内容包括管道频率特性分析和特征阻抗法,管道瞬态特性分析和特征曲线法,流体管道的消振和滤波,管道动态实验等。

本书可以作为从事流体机械、化工设备、水利水电、给排水、液压传动及气动、石油及天然气输送、航空航天等领域的工程技术人员设计和研究的参考书,亦可作为高等院校有关专业大学高年级学生或研究生的教材。

流体传输管道动力学

蔡亦钢 编著

责任编辑 贾吉柱

* * *

浙江大学出版社出版

上虞汤浦印刷厂排版

萧山东湘印刷厂印刷

浙江省新华书店发行

* * *

开本 787×1092 1/32 9.375 印张 210 千字

1990年6月第1版 1990年6月第1次印刷

印数: 0001—1500

ISBN 7—308—00421—X

O·061 定价: 2.05 元

前 言

流体管道是流体传输、传动和控制工程中用以输送流体介质、传递流体动力和流体信息的不可缺少的元件,在各工业领域均有广泛的应用。在实际管道系统中,由于组成系统的某一元件的工作状态变更(例如阀的开度变化,泵的脉动,泵的开启和停机等)或受到外界干扰(例如负载的变化),将不可避免地在管道内产生流量和压力的冲击或脉动,引起管内流动的动态过程。流体管道的动态特性对系统的稳定性和可靠性,以及系统中其他元件的正常工作有着很大影响。此外由于管内流体的脉动会激发流体管道的机械振动和噪声,轻则污染环境,损坏元件,重则造成重大设备损坏和人员伤亡事故,国内外由于管道振动破裂而酿成的各类重大事故,屡见不鲜。因此,流体管道的动态特性直接关系到安全生产。目前,对流体管道动态特性的研究和分析,正日益受到各工业部门工程技术人员的关注和重视,而系统地了解和掌握流体管道动力学的基本理论和方法,对于合理设计管道系统,减少由于管道动态特性的不利影响,是非常必要的。

本书将系统地介绍流体管道由于管内流体的流量或压力的冲击或脉动产生的动态过程,及对管道和系统的影响,论述其基本理论及在工程上的应用。本书主要取材于作者多年从事流体管道动力学研究的成果,以及国内外最新的研究资料。本书初稿内容曾作为研究生讲义,在浙江大学流体传动及控制专业和其他高校使用了三年。这次正式出版,在内容和篇幅上做了较大的调整,力求做到既能深入浅出地阐明基本理论和方法,又能

目 录

第一章 绪 论	1
§ 1-1 管道动力学研究的对象和内容	1
§ 1-2 管道动力学的研究方法	3
§ 1-3 管道内压力波传递速度	6
习题	14
第二章 管道的频率特性分析	15
§ 2-1 管道动态基本方程	16
§ 2-2 管道动态特征参数	19
§ 2-3 管道频率特性模型	26
§ 2-4 管道频率特性模型的近似方法	44
§ 2-5 频率相关摩擦损失	61
习题	72
第三章 管道的阻抗分析方法	74
§ 3-1 源阻抗和负载阻抗	74
§ 3-2 管道的谐振条件	84
§ 3-3 简单管道压力比频率特性	96
§ 3-4 复杂管路的传递矩阵分析法	103
习题	118
第四章 管道瞬态特性分析的特征线法	121
§ 4-1 管内非恒定流基本方程	121
§ 4-2 特征线解法	125
§ 4-3 有限差分方程	134
§ 4-4 边界条件及耦合方法	137
§ 4-5 特征线网格插值方法	144
§ 4-6 粘性摩擦损失的计算	150

§ 4-7 均质气液两相流瞬态过程的特征线解法	155
§ 4-8 计算实例	159
习题	173
第五章 管道的消振和滤波	175
§ 5-1 管道系统的消振效果评价	175
§ 5-2 管道系统的基本消振措施	178
§ 5-3 谐振型滤波器	185
§ 5-4 干涉型滤波器	211
§ 5-5 消振蓄能器	217
§ 5-6 孔板	220
习题	221
第六章 管道动态实验	224
§ 6-1 动态压力的测量	225
§ 6-2 动态流量的测量	236
§ 6-3 管道瞬态响应和频率响应试验	254
§ 6-4 压力波传递速度的测量	274
参考文献	282

第一章 绪 论

流体是自然界中最基本和最常见的一种介质,在各工程领域都面临流体的传输问题,而一般流体的传输是以流体管道来实现的。由于流体管道系统中其他工作元件工作状态的变更或干扰,将导致流体传输管道内的非恒定流动。这种管内非恒定流动(包含流体的冲击和周期振荡),对流体管道系统和系统中的其他元件的正常工作有着很大的影响,甚至造成破坏。此外,利用流体作为动力或控制手段的流体装置在各工业领域也是常见的,在这些流体装置中也都是利用管道来传递流体动力和流体信息的。因而管内的非恒定流动对这些流体装置的稳定和可靠的工作以及精确的控制等都是很重要的。

因此,流体管道作为流体传输、传动和控制工程中不可缺少的系统元件,其动力学特性越来越引起人们的关注和重视,并逐渐形成一门独立的学科分支——流体传输管道动力学。目前,流体传输管道动力学的研究和成果,已广泛应用于水利水电、给排水、流体机械、化工设备、液压传动及气动、石油和天然气输送、航空航天,以及生物医学等工程领域。显然,对于流体传输管道动力学(简称管道动力学)的研究,在工程上具有很大的实用意义,其经济效益也是十分显著的。

§ 1-1 管道动力学研究的对象和内容

流体管道的动态问题,通常是指流体管道内的非恒定流动(例如流体冲击和周期振荡)及其引起的管道的机械振动。譬

如,水电站系统中由于阀门的突然启闭产生的管内水击现象;空气压缩机吸、排气管道内的气流压力脉动及引起的管道振动;液压泵的流量脉动及对管道和系统的影响;火箭燃料推进系统中液体燃料输送管道中的脉动及对燃烧的影响;核反应堆中热交换器的管道振动;石油和天然气输送管道的振动及故障诊断;血液循环系统中的血液流动和压力脉动分析,及由此对心血管疾病的预防和诊断等。

通常,流体管道内的非恒定流动对系统的正常工作是不利的,如它会降低效率,增加能耗,缩短元器件寿命,使仪表失灵等,但它的主要危害还在于引起的管道振动及噪声。

管道的机械振动会使管道的连接部位发生松动或管道发生破裂,轻则造成泄漏,重则会因爆炸等而酿成重大事故。在国内外,均曾发生过飞机液压管道破裂引起发动机燃烧而造成人亡机毁的重大事故;国外某些大油田曾多次由于输油管振动造成长距离管道破裂,损失重大;国外一些大型核电站的反应堆水冷系统因管道振动使管道严重磨损,均因及时发现而幸免于难;国内一大型铜矿的供水管路在试运行曾因管道水击三次发生管道爆破和人员伤亡的事故;国内某化学公司有机合成厂因放空管振裂,泄出乙烯气,立即引起大火;国内外先后有四起炼油厂渣油轻族提炼设备因管道振裂而酿成的重大事故,经济损失很大。

所以,控制流体管道内的非恒定流动和由此引起的管道机械振动是极为重要和必要的。流体管道动力学的任务是对管内非恒定流动和管道机械振动的动态特性进行分析研究;对管道系统进行合理的设计,控制管内非恒定流动和减小管道机械振动;对因机器固有特性或系统正常工作不可避免产生的流体脉动或冲击,采取合理的消振和滤波措施;有效地衰减流体脉动和

冲击,消除或降低管道振动。

流体管道的振动,通常是一种典型的流固耦合振动,管内流体振荡引起管道作机械振动,而管道机械振动反过来又会影响管内流体的动态行为,这是一种十分复杂的现象,在力学上也是非常令人感兴趣的课题。限于篇幅,本书将只介绍管内非恒定流动引起的管道流体动态问题,而将管道的结构动力学和流固耦合振动(又称流体诱发振动)问题留待以后另作专门介绍。

研究流体管道内的非恒定流,即流体管道的动态特性,主要包括对流体管道瞬态响应和频率响应二个方面的分析。瞬态响应分析是指在时间域内对管内流体瞬态特性进行分析;频率响应分析是指在频率域内对管内流体频率特性进行分析,由于频率特性分析中主要针对流体管道和系统元件的阻抗特性进行分析,因此又称频率响应分析为阻抗特性分析。

从十九世纪初叶到二十世纪中,管内非恒定流动的研究主要是关于大直径管内的压力脉动以及水击(水锤)分析。在这些分析中,流体中的压力波传递速度(或声速)是主要的研究对象。从二十世纪五十年代后期开始,随着现代科学技术的飞速发展,尤其是航空航天等高新技术领域的发展,管内非恒定流动的研究转到小直径管,研究内容包括流体管道的瞬态响应和频率响应,分析对象除流体中的压力波传递速度外,还着重研究流体的惯性和粘性对流体管道动态过程的影响,惯性反映在作为分布参数的管道的流量和压力的振荡,粘性反映在管道动态流动的摩擦损失,特别是在高频时的频率相关摩擦损失效应。

§ 1-2 管道动力学的研究方法

对管内非恒定流的分析方法,一般应从流体动力学的运动

方程、连续性方程、能量方程和状态方程等入手，综合其他物理和数学的方法，得到流体管道动态特性的基本方程。根据研究对象和内容的不同，将基本方程加以变换，得出不同的方法。

1. 频域法

流体管道属于分布参数系统，一般可用传输线理论进行分析。而传输线完全可用两个复变量函数，即特征阻抗 $Z_c(s)$ 和传播算子 $\Gamma(s)$ 所描述。因此，流体管道在频域(或复域)内的分析方法，通常又叫做特征阻抗法。对于流体管道，特征阻抗和传播算子决定于管道的串联阻抗和并联导纳，而这两个参数又决定于流体的性质、流动的类型、流体信号水平、管道几何形状和热传导等因素。因此，对流体管道频域内的动态特性分析，应从运动方程、连续性方程、能量方程和状态方程中得出不同流动条件下流体的特征阻抗和传播算子，才有可能将一个复杂的管内流体力学问题，化为一个传输线问题来处理。

特征阻抗法是目前研究流体管道频率特性的主要方法，本书将在第二章中予以详细介绍。由于流体传输管道的频率特性不仅取决于管道的特征阻抗，同时还取决于各种形式的负载阻抗和源阻抗，以及这些阻抗与管道特征阻抗的耦合(或匹配)，因此在第三章中将介绍管道的阻抗分析方法。

2. 时域法

对流体管道瞬态特性的分析，主要从运动方程和连续性方程(合称波动方程)出发，给出各种时域的分析方法。这些方法主要有图解法、代数法(波动法)和特征线法等。

图解法是将波动方程经积分后得到的特征线方程，在因变量 $H-v$ 平面(或 $p-Q$ 平面)上作图。在此平面上，特征线把某一位置、某一时刻的水头 H 和流速 v (或压力 p 和流量 Q)与管中离开原来点 Δx 距离的另一点在晚 $\Delta t = \Delta x/a$ (a 为压力波传

递速度)时间的 H 和 v 联系起来。

代数法(波动法)是从压力波的传递和反射进行解析求解的,它将两个特征线方程(分别代表入射波和反射波)按时间和管截面位置进行标号,在时间增量时进行代数计算。

因为图解法和代数法在采用特征线方程时,一般均忽略了由于粘性流动引起的摩擦,因此计算误差很大。此外,图解法和代数法是在解析推导的基础上得到的,只适用于计算步骤较少的场合,如计算时间增量 Δt 小,计算步骤多,则这两种方法均有困难。随着数字计算机的发展,一种管内瞬态特性分析的数值方法——特征线法得到很好的应用。

特征线法是把波动方程(两个偏微分方程)变换成特征线方程(四个常微分方程),然后将这些方程表示成有限差分的形式,在自变量 $x-t$ 平面上,用规定时间间隔(计算时间步长)和管段的分割,得到 $x-t$ 平面上的特征线网格,根据特征线方程,通过计算机计算,就可得到特征线网格上各节点的压力和流量值。

特征线法除具有一般数值计算和计算机技术的各种优点外,(如易于编程,输入已知条件或变更参数,输出数据(表格或曲线),还具有一些特殊的优点,即(1)可方便确定稳定性准则;(2)边界条件很容易编成程序;(3)解决管道和边界元件的耦合方法后,可以计算非常复杂的管路系统的瞬态响应特性。因此,目前特征线法是管路系统(简单管道和复杂管道)时域动态仿真计算的主要方法,第四章将详细介绍特征线法及其应用。

3. 其他方法

由于流体管道的动态特性与其他动力系统的动态特性具有一定的相似性,因此可以借用其他动态分析方法来描述和分析流体管道的动态特性。

电模拟法 由于流体管道的动态方程与电路中的动态方程有惊人的相似之处，流体的压力 p 、流量 Q 、流阻 R 、流感 L 和流容 C 完全可以与电路中的电压 U 、电流 I 、电阻 R 、电感 L 和电容 C 相互更换，因此流体管道系统可以用一等效电路来代替，然后按电路的计算法则求解其动态特性。图 1-1 为管道的等效电路图。

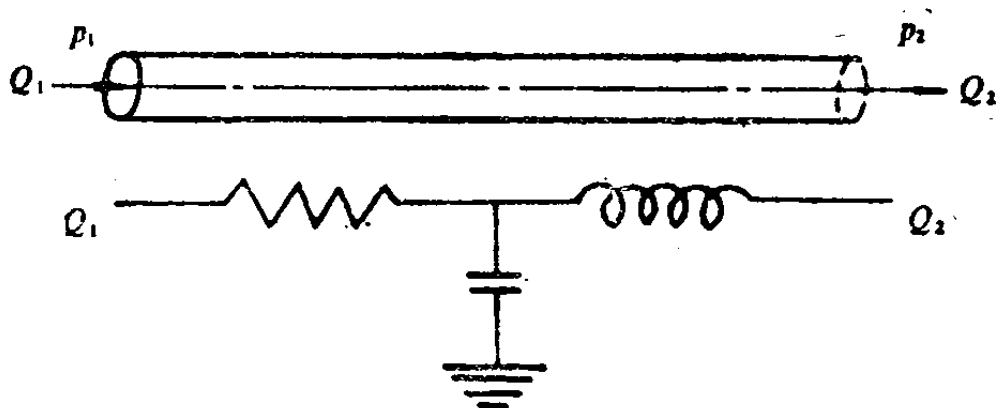


图 1-1 管道及其等效电路

键合图法 键合图法是从系统功率变换的观点发展的一种系统动态分析方法，它同样适合于流体管道的动态分析。

状态空间法 当以现代控制理论的方法，将分布参数的管道，以状态空间方程式所表示时，同样可以得到流体管道瞬态响应分析的结果。

辨识方法 将流体管道作为未知的系统，根据其输入输出关系，可用系统辨识的方法建立流体管道的动态数学模型（包括时域和频域模型）。

§ 1-3 管道内压力波传递速度

流体管道的动态特性与流体的压缩性和流体的质量有关，

也即与流体的弹性力和惯性力二者有关，而这二者之间的相互关系又与管内压力波的传递速度（或声速） a_0 有关。无论是流体管道瞬态响应分析还是频率响应分析，压力波传递速度 a_0 都是非常重要的一个基本物理参数。

我们采用一元模型来讨论管道内压力波的传递速度，如图 1-2 所示，在一管道内充满流体，并有一面积为 A 的活塞，在初

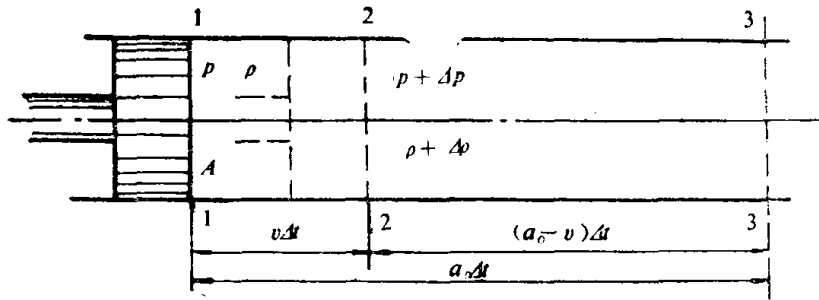


图 1-2 压力波传递的一元模型

始条件下，流体和活塞均呈静止状态，然后活塞以速度 v 在微小时间 Δt 内移动一微小距离 $v\Delta t$ ，即自位置 1-1 移动到 2-2 位置，如果流体是不可压缩的，则活塞右边的流体必然将随活塞的移动而运动，如果流体具有一定的压缩性，则活塞的移动使活塞右边的流体受到压缩，首先是活塞右边附近的流体增加了压力 Δp ，因此密度也增大了 $\Delta\rho$ ，这些干扰的信息，将在活塞右边的管道内以比速度 v 大得多的速度 a_0 向右传播，在 Δt 时间内到达 3-3 断面，这时断面 3-3 处的流体也将增加 Δp 的压力，并开始以速度 v 运动。根据连续性方程，由活塞移动所排开的流体质量 $\rho Av \Delta t$ ，应该等于活塞右边 2-2 断面至 3-3 断面间质量的增加 $\Delta\rho A(a_0 - v)\Delta t$ ，即

$$\rho Av \Delta t = \Delta\rho A(a_0 - v)\Delta t$$

因为 $v \ll a_0$, 所以 $a_0 - v \approx a_0$, 则上式为

$$\rho v = a_0 \Delta \rho$$

沿管道壁面和 1-1 及 3-3 断面取控制体积, 如果略去流体与管道壁面的剪切应力, 则活塞的移动使活塞右边的流体作用着一附加力 $A \Delta p$, 这个力使质量 $m = \rho A a_0 \Delta t$ 的流体, 在 Δt 时间内从原来的静止状态变为以速度 v 运动的状态, 即

$$A \Delta p = - \frac{\Delta m v}{\Delta t} = \frac{\rho A a_0 \Delta t}{\Delta t} (v - 0) = \rho A v a_0$$

或

$$\rho v = \frac{\Delta p}{a_0}$$

由此得

$$\frac{\Delta p}{a_0} = \rho v = a_0 \Delta \rho$$

或

$$a_0^2 = \Delta p / \Delta \rho$$

当 $\Delta t \rightarrow 0$ 为极限, 则

$$a_0^2 = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta p}{\Delta \rho} = \frac{dp}{d\rho}$$

或

$$a_0 = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad (1-1)$$

a_0 为压力波传递速度, 也即声速。因为流体的体积弹性模

量

$$K = -V_0 \frac{dp}{dV} \quad (1-2)$$

而 $\frac{dV}{V} = - \frac{d\rho}{\rho}$, 所以

$$\frac{dp}{d\rho} = \frac{K}{\rho} \quad (1-3)$$

代入式(1-1),得

$$a_0 = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (1-4)$$

由此可见,压力波传递速度 a_0 是与流体压缩性和质量(密度)有关的物理量,压缩性越小, K 值越大,则 a_0 值也越大;密度越大,流体的惯性越大,则 a_0 值越小。

对于气体, K 值与干扰传播时的过程有关。如果是等温过程 $pV = C$, 则 $p dV + V dp = 0$, 得

$$K = -V \frac{dp}{dV} = p \quad (1-5)$$

则

$$a_0 = \sqrt{\frac{p}{\rho}} \quad (1-6)$$

如果是绝热(等熵)过程, $pV^k = C$, 则

$$k p V^{k-1} dV + V^k dp = 0,$$

得

$$K = k p \quad (1-7)$$

上式中 k 称为等熵指数(对于空气 $k = 1.4$)。则有

$$a_0 = \sqrt{\frac{k p}{\rho}} \quad (1-8)$$

对于完全气体,状态方程为 $p = \rho RT$, R 为气体常数(空气 $R = 0.2869 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$), T 为绝对温度。则

$$a_0 = \sqrt{kRT} \quad (1-9)$$

在以上的推导过程中,均假设管道本身是刚性的,而实际上

大多数管道均是弹性体，当管内流体受到压缩时，管壁同时要发生膨胀，因此对式(1-4)所表达的压力波传递速度应作修正，即

$$a_0 = \frac{\sqrt{K/\rho}}{\sqrt{1 + [(K/E)(D/e)]C_1}} \quad (1-10)$$

式中 D 为管内径， e 为管壁厚度， E 为管材的杨氏弹性模量(对于通用管材，其 E 值见表 1-1)。 C_1 为管道支承情况的修正系数，如

(a) 管道只在上游端固定支承

$$C_1 = 1 - \frac{\mu}{2}$$

(b) 全管固定，没有轴向运动

$$C_1 = 1 - \mu^2$$

(c) 一般管道，均为弹性支承

$$C_1 = 1$$

其中 μ 为泊松比。

表 1-1 通用管材杨氏弹性模量 E 值

管壁材料	铸铁	钢	紫铜	黄铜	铝合金	橡胶
$E(\text{MPa})$	0.9×10^5	2.1×10^5	1.2×10^5	1×10^5	7.2×10^4	2~6

对于液体管道，如果液体中混进少量的气体，或者有少量气体从原来的溶解状态中析出，会大大改变管内的压力波速。在管内压力降低以后通常就有一些气体要从溶解状态下析出，从而减小压力波速，而压力又重新升高后，压力波速并不能迅速地恢复到它原先的大小。这一现象主要与混气液体的体积弹性模

量有关。设在体积为 V_m 的混气液体中，气体的体积为 V_g ，液体的体积则为 $V_l = V_m - V_g$ 。当压力增加 Δp 时，混气液体的体积减小 ΔV_m ，应为气体体积减小 ΔV_g 和液体体积减小 ΔV_l 的总和，即

$$\Delta V_m = \Delta V_g + \Delta V_l \quad (1-11)$$

因为体积弹性模量为 $K_m = \frac{-V_m \Delta p}{\Delta V_m}$ ， $K_g = \frac{-V_g \Delta p}{\Delta V_g}$ ，

$K_l = \frac{-V_l \Delta p}{\Delta V_l}$ ，代入式(1-11)，得

$$\frac{V_m \Delta p}{K_m} = \frac{V_g \Delta p}{K_g} + \frac{V_l \Delta p}{K_l}$$

或

$$\begin{aligned} \frac{1}{K_m} &= \frac{V_g}{V_m} \left(\frac{1}{K_g} \right) + \frac{V_l}{V_m} \left(\frac{1}{K_l} \right) \\ &= \frac{V_g}{V_m} \left(\frac{1}{K_g} \right) + \left(1 - \frac{V_g}{V_m} \right) \left(\frac{1}{K_l} \right) \end{aligned} \quad (1-12)$$

由式(1-12)可知，液体中即使含有极少量的气体，也要极大地影响混气液体的体积弹性模量，从而影响压力波的传递速度。

例如对某油液 ($K_l = 1.8 \times 10^3$ MPa)，混有一定量的气体，作用压力 10 MPa 后，油液的温度不变，则 $K_g = 10$ MPa，这样，混气油液的体积弹性模量 K_m 为

$$\frac{1}{K_m} = \frac{V_g/V_m}{10} + \frac{1 - V_g/V_m}{1.8 \times 10^3}$$

由此可以计算出不同混入气体量时的体积弹性模量如表 1-2 所示。该例说明在一定压力下，油液夹带 1% 气体时弹性模量降为纯油的 35.6%，夹带 4% 气体时则仅为纯油液的 12.2%。

如果在大气压 p_0 下混入液体的气体体积为 V_{g0} ，纯液体体积为 V_l ，则在压力 p 时混气液体的体积弹性模量 K_m 值可按下