

化工装置的工艺设计

第一册

第二版

〔美〕 E.E.路德维希 编著

化学工业出版社



81.18
751

化工装置的工艺设计

第 一 册

第 二 版

[美] E. E. 路德维希 编著

化学工业部化工设计院 组织翻译

化学工业出版社

内 容 提 要

全书原文共分三卷，主要介绍化工和石油化工装置的化学工程设计计算方法。译文分为四册出版，第一册为流体流动、液体输送、机械分离、液体混合、喷射器及真空装置、泄压装置等方面内容。第二册为蒸馏、填料塔等方面内容。第三册为传热、制冷装置。第四册为压缩设备、压缩缓冲罐和驱动装置等方面内容。书中每章都插入了许多图表和例题，以帮助读者正确地理解和应用书中所述的设计方法。

本书可供石油、化学工业和其他有关工业部门的工艺设计人员、研究人员和生产技术人员参考，也可供石油、化工高等院校师生参考。

Ernest E. Ludwig

APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS

Vol. 1

Second Edition

Gulf Publishing Company

Houston, Texas (1977)

化工装置的工艺设计

第 一 册

第 二 版

化学工业部化工设计院 组织翻译

化学工业出版社出版

(北京和平里七区十六号楼)

兰州新华印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行

开本 787 × 1092¹/₁₆ 印张 20 字数 473 千字 印数 1—20150 册

1979 年 9 月北京第 1 版 1979 年 9 月甘肃第 1 次印刷

书号 15063·3031 定价 2.05 元

出版说明

本书是从美国海湾出版公司出版的欧内斯特·E·路德维希编著的《化工和石油化工装置实用工艺设计》(Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants)一书译出，译本书名简作：《化工装置的工艺设计》。原书共分三卷，于1964年至1966年刊行。1977年后陆续发行第二版。

这套书主要介绍化工和石油化工装置的化学工程设计计算方法，汇集资料较多，内容比较丰富，侧重实用，可供设计、生产和教学等方面的专业人员参考。

原书第一章主要介绍资本主义制度下的设计管理和工程组织形式等内容，译本中予以删除。其它章节基本上按原书译出。原书某些内容不一定适合我国实际情况，希望读者本着“洋为中用”的精神，有分析、有批判地吸收。书中若干明显的排印错误及其它已发现的技术性错误，在翻译时已予以改正。

本书第一卷原由天津大学化工系化工原理教研室部分教师按1964年第一版译出，后由北京化工学院按1977年第二版补译新增订的内容；第二卷由山东胜利石油化工总厂科研院所和设计院译成；第三卷（译文分为两册）由化学工业部化工设计院译成。全部译稿最后校订整理工作均由化学工业部化工设计院担任。

前 言

工艺设计^①由于客观上的需要已经发展成为化学工程广阔领域中的一个独特的部门。从事化学和石油化学工厂工艺过程详细设计的工程技术人员，必须掌握工艺设计的多方面的知识，才能很好地完成其工作。第一卷第二版删去了一些陈旧的资料和标准，而补充了一些新的素材，同时重新改写了第六章。

本书共分三卷，是介绍工艺设计的方法，并根据其结果提出机械设备的结构。书中推荐的公式几乎均在工厂设备的设计实践中应用过，故著者认为这些公式是最合理的，而且对工程技术人员来说，不管其经验如何，都易于掌握。公式的理论推导则不予介绍。著者力图提出一些指导判断、决定和选择的准则，其中有些可在例题中见到。

本书可供具有专业基础知识的大学毕业生或同等程度的技术人员阅读，使读者能获得所需要的设计方法，即既能进行实际设计，又能提出机械设备的结构和技术要求。著者认为，除非根据设备的工艺计算的结果，能制造出经济合理的机械设备，同时其结构和功能均能符合预期的工艺过程的要求，否则设计人员就没有尽到职责。在各章中都适当地强调了这一点。

本书各章是按设计人员的设计业务而编写，而非按以往的单元操作论述的。某些课题虽是每个设计人员必须熟悉的，但由于详细叙述上述题材，编写工作量颇大，不得不在本书中略去，有待其它著者专书论述。尽管在内容上作了如此省略，著者仍然期望，在石油化工和化工过程的许多设计工作中，设计人员将能在本书中查到所需资料的十之七、八。因此，力求使本书的作用介于手册和基础教材之间。

欧内斯特·E·路德维希

1977年1月2日

^① 原文“process design”。包括的内容范围在国外文献中说法不尽一致，主要包括：工艺物料和辅助物料的物料衡算和热量衡算，制定工艺流程图，具体设备的化学工程设计计算，向设备、土建、电气、自控等专业提条件，经济核算等。暂译作“工艺设计”。——译者

目 录

| | |
|---|-----|
| 第一章 流体流动 | 1 |
| 基本原理 | 1 |
| 安全系数 (1);重要压力基准(2);管线的总压力降 (3);基础资料 (3); 雷诺数 Re (5); 摩擦系数 f (5) | |
| 管件及连接件的摩擦压头损失 (阻力)..... | 6 |
| 水流的摩擦损失 (13); 蒸汽透平的管径 (13); 水从水平管开口管端的流出 (17); 水 以外的液体的摩擦压力降 (17); 可压缩流体流动的摩擦压力降 (22); 管道中可压 缩流体的速度(23); 蒸汽流动的摩擦压力降 (23) | |
| 声速 | 27 |
| 计算步骤 (28); 可压缩蒸气及气体的达西理论关系 (32); 可压缩流体问题的另外解 法 (34); 空气的摩擦压力降 (37); 天然气在长管线中的摩擦压力降 (37); 潘汉 德-A 气体流动公式 (40); 输送天然气或类似气体的复杂管道系统 (40); 流经孔板 的流量 (42) | |
| 气-液两相流动..... | 45 |
| 流动类型 (45); 水平管道中的流动类型 (46); 系统总压力降 (46) | |
| 真空系统的压力降 | 50 |
| 低绝压系统 (53); 闪蒸液体的压力降(54); 冷凝液回流管道尺寸的确定(54); 应用沙 柯图表的计算步骤(55) | |
| 卡梅伦水力学数据 | 57 |
| 第二章 液体输送 | 82 |
| 泵设计的标准化 | 84 |
| 离心泵的主要部件 | 84 |
| 离心泵选择 | 95 |
| 泵的串联 (98); 泵的并联 (98) | |
| 离心泵的水力特性 | 98 |
| 扬量 (98); 总扬程 (99); 吸入压头或吸上高度(100); 排出压头(101); 速度 头(102); 摩擦(102); 净正吸入压头与泵的吸入(102); 比转数(106); 转速(107) | |
| 输送系统及其特性..... | 108 |
| 扬程、功率、扬量和转速之间的关系(112); 温升和最低流量(116) | |
| 离心泵规格内容..... | 116 |
| 结构材料 (119); 输送泵的台数 (119); 流体条件 (119); 输送系统条件 (119); 泵的 类型 (119); 传动装置类型 (120) | |
| 垂直吸上的吸水池设计..... | 120 |
| 旋转泵..... | 121 |
| 往复泵..... | 122 |
| 第三章 机械分离 | 130 |
| 粒度..... | 130 |

| | |
|---|------------|
| 分离器的初选 | 130 |
| 除尘器应用简介 | 134 |
| 液体-固体颗粒分离器 | 134 |
| 重力沉降器 (136); 撞击式分离器 (143); 离心式分离器 (154); 洗涤器 (166); | |
| 布袋分离器或袋式过滤器 (166); 电除尘器 (172) | |
| 第四章 液体的混合 | 175 |
| 混合器类型 | 175 |
| 机械部件 | 177 |
| 叶轮 (177); 轴 (181); 传动装置 (183); 稳定轴承 (183); 结构材料 (183); 设计 (183); 规格内容 (183); 流型 (185); 导流管 (185); 流量 (188); 功率 (188); 挟带 (192); 放大及说明 (194); 挡板 (195); 叶轮位置 (197) | |
| 混合过程的结果 | 197 |
| 掺合 (198); 乳化 (199); 萃取 (199); 气-液接触 (199); 传热: 搅拌槽中的蛇管传热 (199) | |
| 静止混合器 | 204 |
| 第五章 喷射器和真空装置 | 209 |
| 喷射器类型 | 210 |
| 结构材料 | 216 |
| 真空范围选用说明 | 216 |
| 压力术语 (216); 低绝对压力下的压力降 (217) | |
| 操作因数 | 217 |
| 蒸汽压力 (217); 湿蒸汽的影响 (222); 过热蒸汽的影响 (222); 吸入压力 (222); 排出压力 (222); 抽气量 (223) | |
| 负荷的种类 | 223 |
| 空气与水蒸气的混合物 (223); 两种蒸气的饱和混合物的总重量 (225); 不凝气体和生产过程蒸气的混合物 (225); 不凝气体和水蒸气的混合物 (226); 漏入系统的空气量 (231); 水中释出的溶解气体 (234) | |
| 喷射器吸入口的总抽气量 | 234 |
| 多级系统中喷射器的抽气量 (235); 主喷射器 (235); 抽空喷射器 (236); 负荷的变化 (236); 蒸汽及水的用量 (236); 喷射器真空装置的规格内容 (241) | |
| 喷射器的选择步骤 | 241 |
| 大气式冷凝器 | 241 |
| 水喷射器 | 243 |
| 蒸汽喷射热压器 | 243 |
| 喷射器的调节 | 243 |
| 系统抽真空所需的时间 | 246 |
| 第六章 泄压装置 | 249 |
| 泄压装置的类型 | 249 |
| 泄压名词的定义 (250); 结构材料 (251) | |
| 规范总则 | 257 |
| 泄放机构 (258); 一级泄放作用 (258); 确定泄放压力或整定压力 (259) | |
| 选用 | 260 |
| 系统超压的原因 (260); 无火生产操作所需的泄放量 (260); 安装 (262); 安全阀、安 | |

| | |
|--|-----|
| 全-泄压阀选用要点(265) | |
| 安全阀泄压阀泄压面积的计算..... | 267 |
| 临界流动时的泄放量，下游压力低于临界压力(267)；非临界流动时的泄放量(270)； | |
| 外部有火情况下所需的泄放量(274) | |
| 爆破膜的设计与规格..... | 276 |
| 订货规格说明(277)；尺寸的选定(277)；非爆炸性爆破膜泄压面积的计算(277)；低 | |
| 压贮罐的压力-真空泄放(282)；低压储罐的常规泄放(282)；爆炸性泄压(294)； | |
| 容器外部有火(299)；粉尘爆炸(301) | |

第一章 流 体 流 动

对液体、气体、蒸汽、悬浮体、浆状物以及其它许多流体系统，已经进行了充分的研究，足以确切地计算出各种生产条件下牛顿流体的状态。对于非牛顿型流体，也有相当多的数据可以利用；但是，因为受物理性质和流变性质影响较大，故其关系式应用还不太广。本章所述，除有注明者外，都只限于牛顿型系统。

本文的重点是讨论通过圆形管子的流动，因为这是化工厂中输送气体和液体常用的方式。通过风管系统的流动，则在第四册压缩设备一章的风机一节内讨论。

基 本 原 理

流体流动的基本原理是以达西与范宁的概念为依据的。由层流（或滞流）转变为湍流的条件，其雷诺数介于 2000~3000 之间，但确切数值则说法不一。很多用来表示流体摩擦阻力的经验关系式都与实际的结果有些出入，这是因为每一个简化的关系式都有它特定假设的原故。某些关系式用在一个流动区域是相符的，但用在其它区域则有差异。

可压缩流体流动发生在等温和绝热两极端条件之间。对于绝热流动，温度降低一般是由于压力降低而引起的，这种情况用 $P/V^{1/k} = \text{常数}$ 表示。绝热流动通常假定在绝热良好的短管内进行的，并假定除了在流动时由于摩擦所产生的少量热之外，没有热量传入或传出管道。等温流动是在等温情况下进行的，这通常是（但并不总是）用于很多化工管道设计所假定的机理。对许多化工生产过程和公用工程应用来说这确实是接近实际情况的。

本章中所列的关系式，对工程设计来说有足够的准确性，所以认为可适用于一般工厂设计的条件。为要正确地运用判断，设计人员应该熟悉所介绍的方法的理论和技術基础，这样才能更好地选择与特定问题有关的条件。

设计的条件可以是：

1. 已定流量和允许压力降，求一定管长下的管径。
2. 已知流量及管长，求压力降和管径。

一般地说，上述任一种情况，都需要先假设管径，再用试算的方法以满足所述的条件。有些设计问题，可能要求在一定的管径与管长条件下，求最大流量，这正好与上述的情况相反。

在一般化工厂中，很难选定最经济的管径。因为预留发展用的流量裕度，流体通过某些化工设备的实际压力降等等一些未知因素，很容易超出最优条件所选择的设计计算。用各种关系式中的一个，或用常用的成本估算方法，都能确定出成本和管径的数量级。通常对于一组给定的条件来说，成本估算的方法要更为实用，因为广义的通式常常不能适用于一个工厂的管线系统。

安 全 系 数

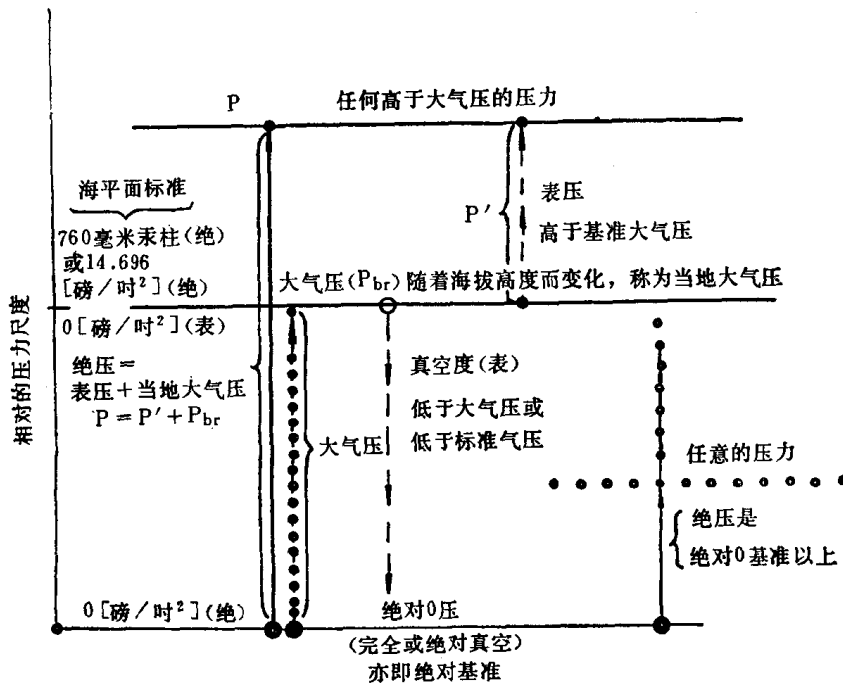
除非另加说明，这里所推荐的方法本身均未计入安全系数。安全系数要加以考虑，但

只能根据所遇到的问题来确定其合理的范围。虽然大多数的设计人员在流量中考虑了安全系数，但必须注意分析操作流量低于设计值的实际情况。在某些情况下，采用大的安全系数可能导致出不合理的设计条件，而造成错误的决定。

一般的原理是，平均使用5~10年的钢管，在摩擦系数中加20~30%的安全系数，就可以适应其粗糙度的条件变化。超过5~10年，条件常常会保持稳定，但也有可能进一步恶化。这一安全系数值，尚未考虑由于增加流量而增加的压力降，为此须再加10~20%的安全系数。因此，在很多情况下采用偏保守的卡梅伦表⁽²³⁾（见表1-18）的直接读数，对长期使用的管线都较合适。

重要压力基准

图1-1提出了绝压、表压和真空之间重要关系的图解分析。这些是正确解决流体流动、流体输送和压缩问题的重要关键。许多公式在计算中采用绝压，少数个别的情况采用表压。在运用适当的术语以及阐明数据和结果的意义时必须注意。



- 注: 1. 在海平面, 大气压=14.696 磅/吋²(绝)或 760 毫米汞柱, 称为“标准大气压”在这个地方表压为 0 磅/吋²
2. 绝对零压是绝对真空, 这个压力为 0 磅/吋²(绝), 也等于大气压以下 29.92 吋汞柱, 或大气压以下 33.931 吋水柱, 都是以海平面为基准
3. 重要的当量值: 海平面上 1 大气压= (a) 14.696 磅/吋²(绝) (b) 33.931 呎水柱 (60°F) (c) 29.921 吋汞柱 (32°F) (d) 760 毫米汞柱 (32°F) (e) 1.0332 公斤/厘米² (f) 10,332.27 公斤/米²
4. “标准”海平面以上不同海拔高度的大气压为其他数值, 当在压力计算中需要用到当地绝对大气压时可从有关表查找
5. 真空度可用以下任一形式表示 (a) 吋 (或毫米) 真空度, 低于大气压或当地大气压的值。 (b) 吋(绝对真空度), 高于绝对 0 压或完全真空度的值。 (c) 例如: 在 29.921 吋汞柱(绝) 气压的海平面 (1) 10 吋真空是表压的术语, 表明低于当地大气压 10 吋汞柱; (2) 10 吋真空(表) 是相当于 29.921 吋汞柱(绝) - 10 吋 = 19.921 吋汞柱(绝真空)

图 1-1 压力基准

管线的总压力降

一个特定管线装置的总压力降，等于通过阀及管件的摩擦损失，加上通过调节阀和通过系统中的设备的压力降，再加上由于位差或压差而引起的静压力降之和。

在决定系统的摩擦损失时，不一定需要这个总压力损失，只有确定全系统的重力流动或泵压头需要时才需要它。

设计上的做法是将总的问题分成几个小问题，以便于简化分析并求得解决。这就是所推荐的选择和确定工艺管线管径的方法。

基础资料

1. 气体或蒸气的密度，遵循理想气体定律：

$$\rho = 144 P / (T)(1544 / MW) \quad \text{磅/呎}^3 \quad (1-1)$$

2. 气体或蒸气比重系相对于空气而言：

$$S_g = \text{气体的分子量} / \text{空气的分子量} \\ = \text{气体的分子量} / 29$$

3. 以呎表示的压头损失与以磅/吋²表示的压力降之间的换算关系为：

$$\text{压力降, } \Delta P = h_L \rho / 144 \quad \text{磅/吋}^2 \quad (1-2)$$

$$\text{用于水则为, } \Delta P = h_L / 2.31 \quad \text{磅/吋}^2 \quad (1-3)$$

4. 非圆形导管或管道的当量直径：

$$d = 4 \left(\frac{\text{管道中可供流体流动的横截面}}{\text{管道的润周边}} \right)$$

上式也可用于不是满流的圆形管道。当量直径是用来决定上述各情况下的雷诺数的，但不适用于很窄或成狭缝的流动横截面上。

5. 最小管径有时要受到结构上的限制，例如架设在中间无支撑的、跨距为 15~20 呎的管架上时，最小管径应取 1½ 吋的 40 号钢管。

对于重力流动的管线，常常规定其最小管径为 1¼~2 吋，而不考虑较之更小的计算值，以免形成隐患。

除需要有较高的流速以保持固体或沉淀物呈悬浮状以外，泵的溢流吸入管线的流速都设计为 1 呎/秒左右。

泵的溢流式吸入管线要能保证管线中的压力降小于有效的吸入压头。

6. 气体管线中的平均压力⁽²⁸⁾：

$$P(\text{平均}) = 2/3 \left[(P_1 + P_2) - \frac{P_1 P_2}{P_1 + P_2} \right] \quad (1-4)$$

上式特别适用于长的流动管线。

7. 由于液体流动引起的压力损失，一般的经济范围为：

- (a) 吸入管线——每 100 呎当量长度的管子为 ½~1¼ 磅/吋²。
 (b) 排出管线——每 100 呎当量长度的管子为 1~5 磅/吋²。

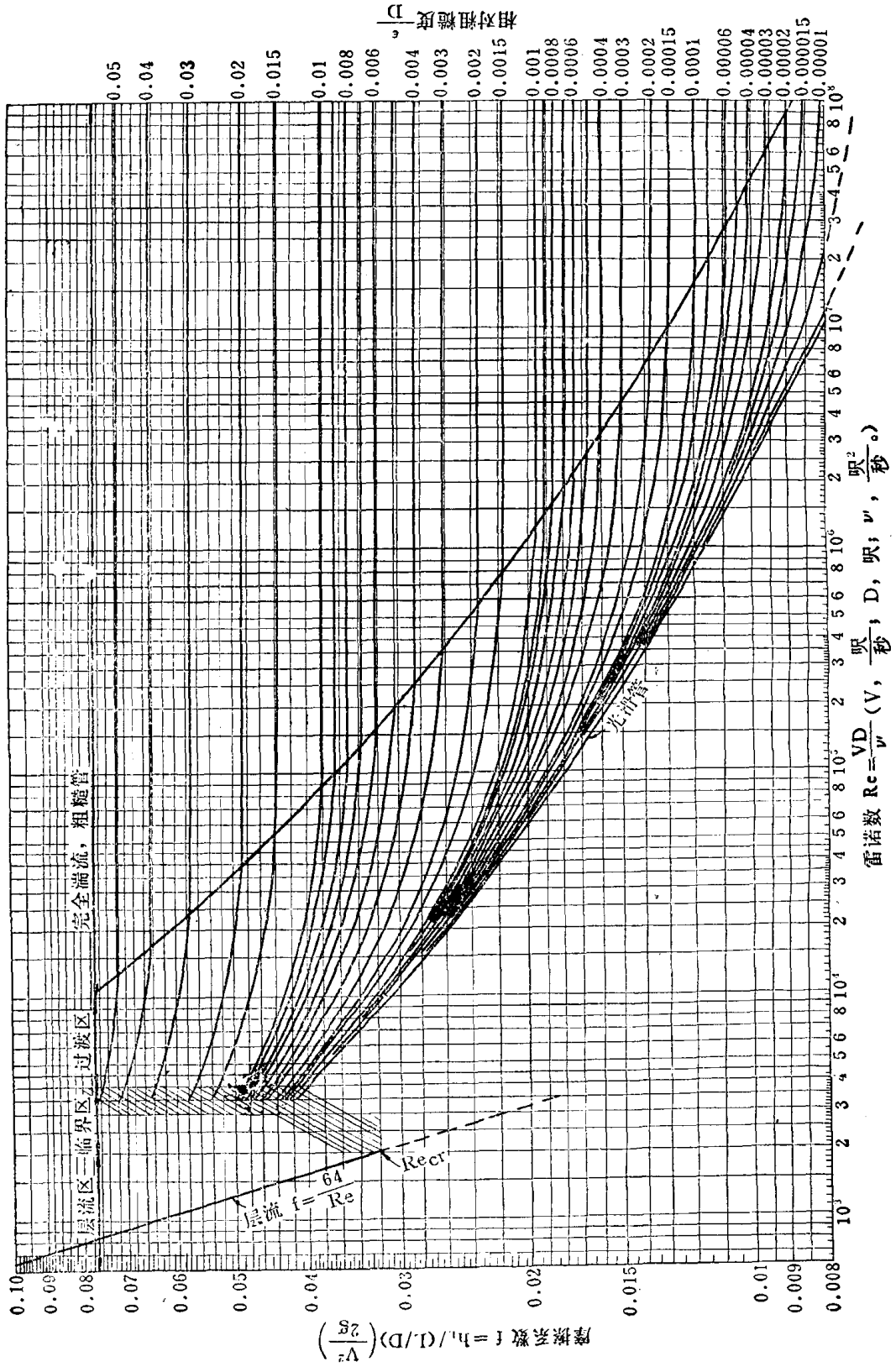


图 1-2 各种管子类型和管径用的摩擦系数

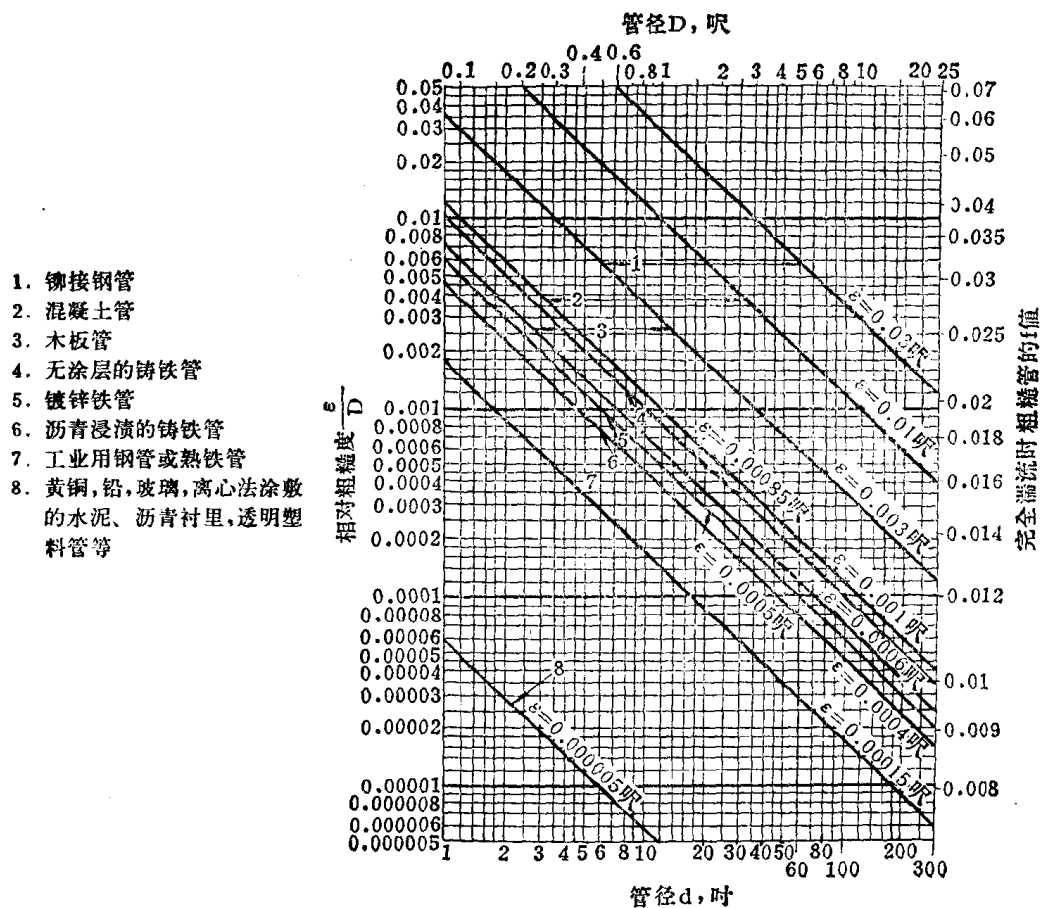


图 1-3 清洁新管的相对粗糙度

雷诺数 Re

这是确定管内流体流动的状态或类型的根据，雷诺数低于 2000~2100 时，一般定为层流或滞流；由 2000 到 3000~4000，定为特殊流动的过渡区；4000 以上，则定为湍流状态。参看图 1-1，可以识别出这些区域，及其相应的摩擦系数⁽²⁴⁾。

$$Re = \frac{Dv\rho}{\mu_e} = \frac{123.9 d v \rho}{\mu} = \frac{6.31 W}{d\mu} \quad (1-5)$$

$$Re = \frac{22,700 q\rho}{d\mu} = \frac{50.6 Q\rho}{d\mu} = \frac{0.482 q_h' S_g}{d\mu} \quad (1-6)$$



























摩擦系数 f

对于层流或滞流，

$$f = 64/Re \quad (1-7)$$

对于过渡流及湍流，用图 1-2 和图 1-3 确定。

在长的钢管中，若输送的是湿气体（为水汽所饱和的），例如氢、一氧化碳、二氧化碳、氮、氧以及类似的物料，其摩擦系数必须要仔细考虑，常常因考虑腐蚀的原因而将摩擦系数乘以 1.2~2。

| | | | | | | | |
|---|--|---|--|---|------------------------------------|--|--|
|  | 1-圆口入口管 或渐缩管 $K=0.04\sim0.05$ |  | 8-螺纹连接的 标准45°弯头 $K=0.30\sim0.42$ |  | 14-复合阀盘的 截止阀 $K=5.2\sim7.3$ |  | 22-角阀 $K=2.1\sim3.1$ |
|  | 2-直口入口管 $K=0.47\sim0.56$ |  | 9-法兰连接的 长半径45°弯头 $K=0.18\sim0.20$ |  | 15-斜面阀座的 截止阀 $K=6.5\sim7.2$ |  | 23-Y型阀或卸 料阀 $K=2.9$ |
|  | 3-伸入管 $K=0.62\sim1.0$ 注: K 值随管壁厚度以及管口的圆滑程度的增加而降低 |  | 10-靠近型螺纹 连接回转弯头 $K=0.75\sim2.2$ |  | 16-塞式阀盘的 截止阀 $K=7.2\sim10.3$ |  | 24-底阀 $K=15$ |
|  | 4-螺纹连接的 标准90°弯头 $K=0.55\sim0.90$ |  | 11-由两个带法 兰的90°弯头组 成的法兰连接 回转弯头:标准 长半径的, $K=0.25$ |  | 17-楔式阀盘的 闸阀 $K=0.05\sim0.19$ |  | 25-管接头与活 接头 $K=0.02\sim0.07$ |
|  | 5-螺纹连接的 长半径90°弯头 $K=0.22\sim0.60$ |  | 12-螺纹连接的 标准三通 支管断路: $K=0.4$ 直通断路:直通 进入支管 $K=0.85\sim1.3$; 支管进入直通 $K=0.92\sim2.15$ |  | 18-双阀盘的闸 阀 $K=0.08\sim0.13$ |  | 26-变径补心及 管接头 用作缩小 $K=0.05\sim2.0$ 并见图1-2 用作扩大, 其损失比突然扩 大增加到40% |
|  | 6-法兰连接的 标准90°弯头 $K=0.21\sim0.30$ |  | 13-螺纹连接的 长半径三通 直通断路: 直通进入支管 $K=0.37\sim0.80$ 支管进入直通 $K=0.50\sim0.52$ |  | 19-摇板式止回 阀 $K=0.6\sim2.3$ |  | 27-突然扩大 $K=\frac{(v_1-v_2)^2}{2g}$ 吸液柱 又见方程式(9) 如 $A_2=\infty$, 则 $v_2=0$ $h=\frac{v_1^2}{2g}$ 吸液柱 |
|  | 7-法兰连接的 长半径90°弯头 $K=0.14\sim0.23$ | | |  | 20-水平式止回 阀 $K=8\sim12$ | | |
| | | | |  | 21-球式止回阀 $K=65\sim70$ | | |

$$h = K \frac{v^2}{2g} \text{ 吸液柱}$$

图 1-4 阀及管件的阻力系数

管件及连接件的摩擦压头损失(阻力)

当流体流过各种管子、弯头、三通、设备管口、阀等等时,就会产生摩擦压头损失,这些损失是以流体的静压头损失(吸液柱)来表示的。有时采用在规定的流速下产生等量静压头损失的相同(或相当)管径的直管当量长度来表示更为方便。如果表示为当量管径的倍数,则很容易转换成管长的当量呎数:

L/D (以管径倍数表示的当量长度)

$$L_{eq} = (L/D)_{eq}(D) \text{ 呎} \quad (1-8)$$

$(L/D)_{eq}$ 这一项常表示在图表或方程式中。

在管道系统中,由于流体速度引起的静压头减少,可表示为:

$$h_L = \frac{V^2}{2g}$$

此即速度头。当任何类型或任何相态的流体流经管道、导管、阀门、管件等处时,其静压头的减少,通常用速度头损失的函数来表示。

$$K = (f L/D)$$

式中 (L/D) 是用管径倍数表示的直管当量长度, 这一当量长度所产生的压降与管道系统中该管件产生的压降相等。若将所有各部分当量长度相加起来, 就是整个管道系统的当量长度 L/D ; f 是摩擦系数。

对各种阀门、管件等所确定的 K 值, 是随管道系统特别是阀门的不同而不同的。例如, 对装设在特定尺寸管道中的阀门和管件已提出很多可靠的数据⁽⁸⁾, 因而, 当一个较大或较小内径的阀门或管件装在不同内径的管中时, 对 K 值应加以修正。其参考的尺寸关系⁽⁸⁾ 是:

| ASA 压力等级 | 标准管号 |
|-------------------------------|----------|
| ≤250 磅/吋 ² | 40 |
| 300~600 磅/吋 ² | 80 |
| 900 磅/吋 ² | 120 |
| 1500 磅/吋 ² | 160 |
| 2500 磅/吋 ² (½~6 吋) | XX (特强管) |
| 2500 磅/吋 ² (≥8 吋) | 160 |

考虑到安装的变化及其对 K 值的影响:

$$K_2 = K_1 (d_2/d_1)^4$$

$$(L/D)_2 = (L/D)_1 (d_2/d_1)^4$$

式中下标 1 是管内径 d_1 的已知阻力系数 K ; 下标 2 是修正的阻力系数, 用于表示将要安装阀门或管件的实际管内径。这类校正方法可以提高压力降计算的精确度。

包括一种以上直径的管道系统的压力降, 可用以下方法确定: (a) 在假设的流量下, 分别计算每段管道的压力降; (b) 分别确定每种管径的总 K 值, 然后换算到一个选定的管径, 并以此为基准来计算压力降。例如, 采用

$$K_2 = K_1 (d_2/d_1)^4$$

可换算到共同基准的 K , 当全部 K 换算到同一管径基准时, 就可加在一起。对于固定的压头系统, 流量可用下式决定:

$$\text{液体流量, 加仑/分} = 19.65 d^2 (h_L/K)^{1/2}$$

当然, 通过选择合适的方程, 蒸气和气体的流量可用同样方法来确定, 这是因为 K 值是用于管件和阀门的, 而不是用于流体的。

在下列方程式中用因数 K 作为系数, 则压头损失为速度头的函数。

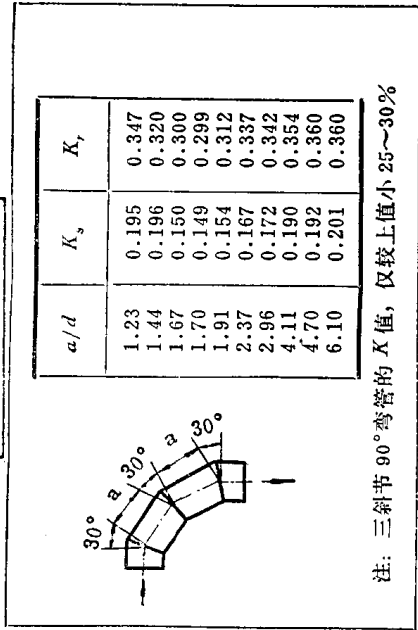
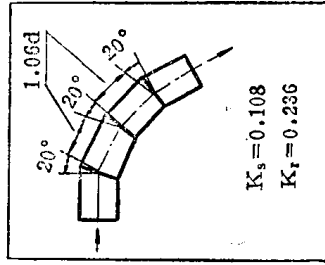
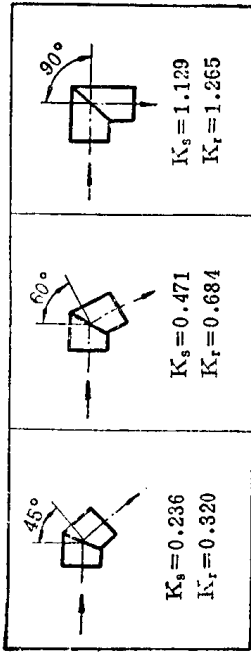
$$h_L = K \frac{v^2}{2g} = K v^2 / 64.4 \quad \text{呎液柱} \quad (1-9)$$

图 1-4、1-5、1-6 和 1-7 以及表 1-1 给出了化工管道一般部件的 K 值。

图 1-8 是一个通用的列线图, 用来迅速确定大多数管件与阀门的当量长度。图 1-9 用于确定焊接管件以及其它所示类型管件的当量长度是很方便的⁽²⁶⁾。

值得注意的是, 对于任一特定管件, 把从这些图表中所得的结果加以比较, 可以看出并不是完全吻合的。计算结果的准确度绝不要看成比基础资料求得的还要高。因此, 对于这种压头损失的各种计算, 所取的有效数字, 应以不超过一位小数为限。

由这些图表用系数 K 所算出的压头损失, 可以直接加到系统直管部分的总摩擦压头



注：三斜节 90° 弯管的 K 值，仅较上值小 25~30%

K_s = 光滑面阻力系数

K_r = 粗糙面阻力系数, $\frac{\epsilon}{d} \approx 0.0022$

图 1-6 湍流条件下斜节弯管的阻力系数

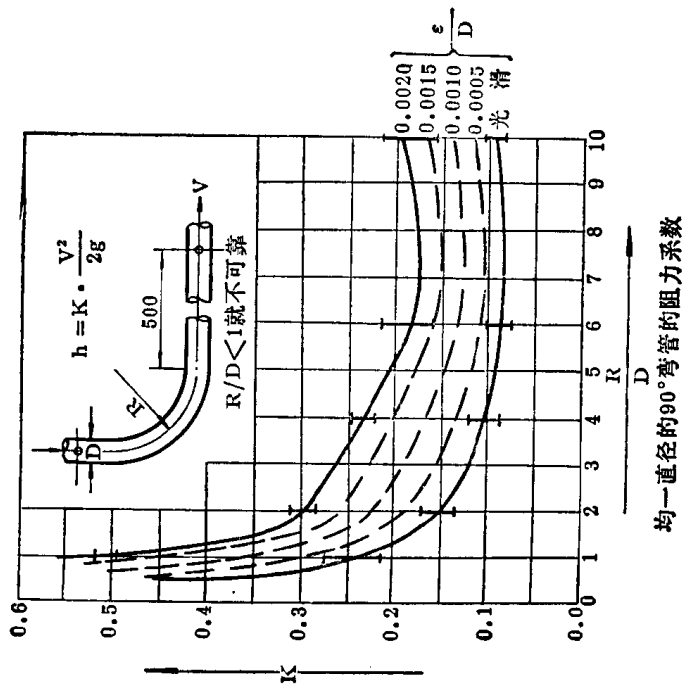


图 1-5 均一直径的 90° 弯管的阻力系数

图 1-7 突然缩小的阻力系数

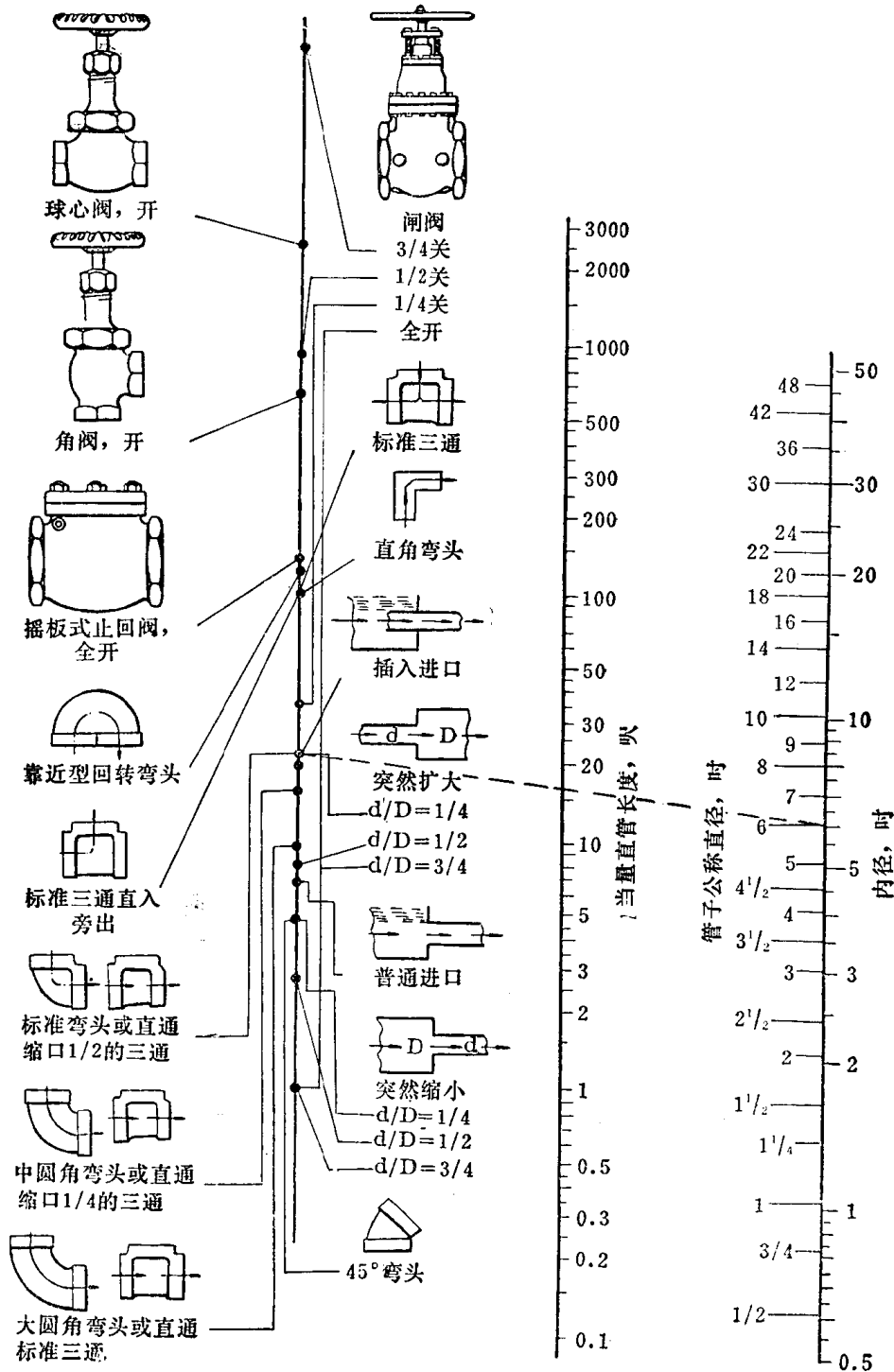
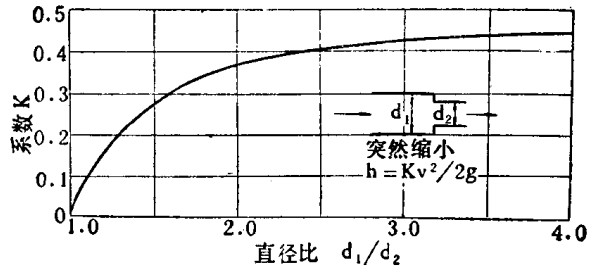


图 1-8 流体流动时, 阀与管件的阻力

1107804