# 管径选择与管道压力降计算

## 第一部分　管径选择

### 1.　应用范围和说明

1.0.1 本规定适用于化工生产装置中的工艺和公用物料管道，不包括储运系统的长距离输送管道、非牛顿型流体及固体粒子气流输送管道。

**1.0.2**　对于给定的流量，管径的大小与管道系统的一次投资费(材料和安装)、操作费(动力消耗和维修)和折旧费等项有密切的关系，应根据这些费用作出经济比较，以选择适当的管径，此外还应考虑安全流速及其它条件的限制。本规定介绍推荐的方法和数据是以经验值，即采用预定流速或预定管道压力降值(设定压力降控制值)来选择管径，可用于工程设计中的估算。

**1.0.3**　当按预定介质流速来确定管径时，采用下式以初选管径：

$$d=18.81W^{0.5}u^{-0.5}\rho^{-0.5} \qquad (1.0.3—1)$$

或

$$d=18.81V_0^{0.5}u^{-0.5} \qquad (1.0.3—2)$$

式中

d——管道的内径，mm；

W——管内介质的质量流量，kg / h；

$V_0$——管内介质的体积流量，$m^3$ / h；

ρ——介质在工作条件下的密度，kg / $m^3$；

u——介质在管内的平均流速，m / s。

预定介质流速的推荐值见表 2.0.1。

**1.0.4**　当按每 100m 计算管长的压力降控制值(⊿Pf100)来选择管径时，采用下式以初定管径：

$$d=18.16W^{0.38}\rho^{-0.207}\mu^{0.033}\ \Delta P_{f100}^{-0.207} \qquad (1.0.4—1)$$

或

$$d=18.16V_0^{0.38}\rho^{0.173}\mu^{0.033}\ \Delta P_{f100}^{-0.207} \qquad (1.0.4—2)$$

式中

μ——介质的动力粘度，Pa・s；

$\Delta P_{f100}$——100m 计算管长的压力降控制值，kPa。

推荐的$\Delta P_{f100}$值见表 2.0.2。

**1.0.5**　本规定除注明外，压力均为绝对压力。

## 2. 管道内流体常用流速范围和一般工程设计中的压力降控制值

**2.0.1** 管道内各种介质常用流速范围见表 2.0.1。表中管道的材质除注明外，一律为钢。该表中流速为推荐值。

**2.0.2** 管道压力降控制值见表 2.0.2－1 和表 2.0.2－2，该表中压力降值为推荐值。

**常用流速的范围表注①　　表 2.0.1**

| 介　质 | 工作条件或管径范围 | 流　速　m/s |
|---|---|---|
| 饱和蒸汽 | $DN>200$ | 30～40 |
| | $DN=200\sim100$ | 35～25 |
| | $DN<100$ | 30～15 |
| 饱和蒸汽 | $P<1$MPa | 15～20 |
| | $P=1\sim4$MPa | 20～40 |
| | $P=4\sim12$MPa | 40～60 |
| 过热蒸汽 | $DN>200$ | 40～60 |
| | $DN=200\sim100$ | 50～30 |
| | $DN<100$ | 40～20 |
| 二次蒸汽 | 二次蒸汽要利用时 | 15～30 |
| | 二次蒸汽不利用时 | 60 |
| 高压乏汽 | | 80～100 |
| 乏汽 | 排气管：从受压容器排出 | 80 |
| | 从无压容器排出 | 15～30 |
| 压缩气体 | 真空 | 5～10 |
| | $P\leqslant0.3$MPa(表) | 8～12 |
| | $P=0.3\sim0.6$MPa(表) | 20～10 |
| | $P=0.6\sim1$MPa(表) | 15～10 |
| | $P=1\sim2$MPa(表) | 12～8 |
| | $P=2\sim3$MPa(表) | 8～3 |
| | $P=3\sim30$MPa(表) | 3～0.5 |

续表 2.0.1

| 介　质 | 工作条件或管径范围 | 流　速　m/s |
|---|---|---|
| 氧气注② | $P$=0～0.05MPa(表)<br>$P$=0.05～0.6MPa(表)<br>$P$=0.6～1MPa(表)<br>$P$=2～3MPa(表) | 10～5<br>8～6<br>6～4<br>4～3 |
| 煤气 | 管道长 50～100m<br>$P$≤0.027MPa<br>$P$≤0.27MPa<br>$P$≤0.8MPa | <br>3～0.75<br>12～8<br>12～3 |
| 半水煤气 | $P$=0.1～0.15MPa(表) | 10～15 |
| 天然气 | | 30 |
| 烟道气 | 烟道内<br>管道内 | 3～6<br>3～4 |
| 石灰窑窑气 | | 10～12 |
| 氮气 | $P$=5～10MPa | 2～5 |
| 氢氮混合气注③ | $P$=20～30MPa | 5～10 |
| 氨气 | $P$=真空<br>$P$<0.3MPa(表)<br>$P$<0.6MPa(表)<br>$P$<2MPa(表) | 15～25<br>8～15<br>10～20<br>3～8 |
| 乙烯气 | $P$=22～150MPa(表) | 5～6 |
| 乙炔气注④ | $P$<0.01MPa(表)<br>$P$<0.15MPa(表)<br>$P$<2.5MPa(表) | 3～4<br>4～8(最大)<br>最大 4 |
| 氮 | 气体<br>液体 | 10～25<br>1.5 |
| 氯仿 | 气体<br>液体 | 10<br>2 |
| 氯化氢 | 气体(钢衬胶管)<br>液体(橡胶管) | 20<br>1.5 |
| 溴 | 气体(玻璃管)<br>液体(玻璃管) | 10<br>1.2 |

续表 2.0.1

| 介　质 | 工作条件或管径范围 | 流　速　m/s |
|---|---|---|
| 氯化甲烷 | 气体<br>液体 | 20<br>2 |
| 氯乙烯<br>二氯乙烯<br>三氯乙烯 | | 2 |
| 乙二醇 | | 2 |
| 苯乙烯 | | 2 |
| 二溴乙烯 | 玻璃管 | 1 |
| 水及粘度相似的液体 | $P$=0.1～0.3MPa(表)<br>$P$≤1MPa(表)<br>$P$≤8MPa(表)<br>$P$≤20～30MPa(表) | 0.5～2<br>3～0.5<br>3～2<br>3.5～2 |
| 自来水 | 主管 $P$=0.3MPa(表)<br>支管 $P$=0.3MPa(表) | 1.5～3.5<br>1.0～1.5 |
| 锅炉给水 | $P$>0.8MPa(表) | 1.2～3.5 |
| 蒸汽冷凝水 | | 0.5～1.5 |
| 冷凝水 | 自流 | 0.2～0.5 |
| 过热水 | | 2 |
| 海水,微碱水 | $P$<0.6MPa(表) | 1.5～2.5 |
| 油及粘度较大的液体 | 粘度 0.05Pa·s<br>$DN$25<br>$DN$50<br>$DN$100<br>粘度 0.1Pa·s<br>$DN$25<br>$DN$50<br>$DN$100<br>$DN$200<br>粘度 1Pa·s<br>$DN$25<br>$DN$50<br>$DN$100<br>$DN$200 | <br>0.5～0.9<br>0.7～1.0<br>1.0～1.6<br><br>0.3～0.6<br>0.5～0.7<br>0.7～1.0<br>1.2～1.6<br><br>0.1～0.2<br>0.16～0.25<br>0.25～0.35<br>0.35～0.55 |

续表 2.0.1

| 介　质 | 工作条件或管径范围 | 流　速　m/s |
|---|---|---|
| 液氨 | $P$=真空<br>$P$≤0.6MPa(表)<br>$P$≤2MPa(表) | 0.05～0.3<br>0.8～0.3<br>1.5～0.8 |
| 氢氧化钠 | 浓度0～30%<br>30～50%<br>50～73% | 2<br>1.5<br>1.2 |
| 四氯化碳 | | 2 |
| 硫酸 | 浓度88～93%(铅管)<br>93～100%(铸铁管,钢管) | 1.2<br>1.2 |
| 盐酸 | (衬胶管) | 1.5 |
| 氯化钠 | 带有固体<br>无固体 | 2～4.5<br>1.5 |
| 排出废水 | | 0.4～0.8 |
| 泥状混合物 | 浓度15%<br>25%<br>65% | 2.5～3<br>3～4<br>2.5～3 |
| 气体 | 鼓风机吸入管<br>鼓风机排出管 | 10～15<br>15～20 |
| | 压缩机吸入管<br>压缩机排出管:<br>$P$<1MPa(表)<br>$P$=1～10MPa(表)<br>$P$>10MPa(表) | 10～20<br><br>10～8<br>10～20<br>8～12 |
| | 往复式真空泵吸入管<br>往复式真空泵排出管 | 13～16<br>25～30 |
| | 油封式真空泵吸入管 | 10～13 |

续表 2.0.1

| 介　质 | 工作条件或管径范围 | 流　速　m/s |
|---|---|---|
| 水及粘度相似的液体 | 往复泵吸入管 | 0.5～1.5 |
| | 往复泵排出管 | 1～2 |
| | 离心泵吸入管(常温) | 1.5～2 |
| | 离心泵吸入管(70～110℃) | 0.5～1.5 |
| | 离心泵排出管 | 1.5～3 |
| | 高压离心泵排出管 | 3～3.5 |
| | 齿轮泵吸入管 | ≤1 |
| | 齿轮泵排出管 | 1～2 |

注:① 本表所列流速,在选用时还应参照相应的国家标准。

② 氧气流速应参照《氧气站设计规范》(GB 50030－91)。

③ 氢气流速应参照《氢氧站设计规范》(GB 50177－93)。

④ 乙炔流速应参照《乙炔站设计规范》(GB 50031－91)。

**一般工程设计的管道压力降控制值　表 2.0.2－1**

| 管　道　类　别 | 最大摩擦压力降 kPa/100m | 总 压 力 降 kPa |
|---|---|---|
| 液体 | | |
| 泵进口管 | 8 | |
| 泵出口管: | | |
| *DN*40、50 | 93 | |
| *DN*80 | 70 | |
| *DN*100 及以上 | 50 | |
| 蒸汽和气体 | | |
| 公用物料总管 | | 按进口压力的 5% |
| 公用物料支管 | | 按进口压力的 2% |
| 压缩机进口管: | | |
| $P<350$kPa(表) | | 1.8～3.5 |
| $P>350$kPa(表) | | 3.5～7 |
| 压缩机出口管 | | 14～20 |
| 蒸汽 | | 按进口压力的 3% |

**每 100m 管长的压力降控制值($\Delta P_{f100}$)　　表 2.0.2－2**

| 介　　质 | 管　道　种　类 | 压　力　降　kPa |
|---|---|---|
| 输送气体的管道 | 负压管道注① | |
| | $P\leqslant 49$kPa | 1.13 |
| | 49kPa$<P\leqslant$101kPa | 1.96 |
| | 通风机管道　$P=101$kPa | 1.96 |
| | 压缩机的吸入管道 | |
| | 101kPa$<P\leqslant$111kPa | 1.96 |
| | 111kPa$<P\leqslant$0.45MPa | 4.5 |
| | $P>$0.45MPa | 0.01$P$ |
| | 压缩机的排出管和其它压力管道 | |
| | $P\leqslant$0.45MPa | 4.5 |
| | $P>$0.45MPa | 0.01$P$ |
| | 工艺用的加热蒸汽管道 | |
| | $P\leqslant$0.3MPa | 10.0 |
| | 0.3MPa$<P\leqslant$0.6MPa | 15.0 |
| | 0.6MPa$<P\leqslant$1.0MPa | 20.0 |
| 输送液体的管道 | 自流的液体管道 | 5.0 |
| | 泵的吸入管道 | |
| | 饱和液体 | 10.0～11.0 |
| | 不饱和液体 | 20.0～22.0 |
| | 泵的排出管道 | |
| | 流量小于 150m$^3$/h | 45.0～50.0 |
| | 流量大于 150m$^3$/h | 45.0 |
| | 循环冷却水管道 | 30.0 |

注①　表中 $P$ 为管道进口端的流体之压力(绝对压力)。

## 3.　核定

**3.0.1** 初选管径后，应在已确定的工作条件及物料性质的基础上，按不同流动情况的有关公式，准确地作出管道的水力计算，再进一步核定下述各项：

**3.0.2** 所计算出的管径应符合工程设计规定；

**3.0.3** 满足介质在管道输送时，对流速的安全规定；

**3.0.4** 满足噪声控制的要求。

# 第二部分　管道压力降计算

## 1　单相流(不可压缩流体)

### 1.1　简述

**1.1.1** 本规定适用于牛顿型单相流体在管道中流动压力降的计算。在化工工艺专业已基本确定各有关主要设备的工作压力的情况下，进行系统的水力计算。根据化工工艺要求计算各主要设备之间的管道(包括管段、阀门、控制阀、流量计及管件等)的压力降，使系统总压力降控制在给定的工作压力范围内，在此基础上确定管道尺寸、设备接管口尺寸、控制阀和流量计的允许压力降，以及安全阀和爆破片的泄放压力等。

**1.1.2** 牛顿型流体是流体剪应力与速度梯度成正比而粘度为其比例系数。凡是气体都是牛顿型流体，除由高分子等物质组成的液体和泥浆外，多数液体亦属牛顿型流体。

### 1.2　计算方法

**1.2.1**　注意事项

**1.2.1.1**　安全系数

计算方法中未考虑安全系数，计算时应根据实际情况选用合理的数值。通常，对平均需要使用 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条件的变化；超过 5～10 年，条件往往会保持稳定，但也可能进一步恶化。此系数中未考虑由于流量增加而增加的压力降，因此须再增加 10％～20％。的安全系数。规定中对摩擦压力降计算结果按 1.15 倍系数来确定系统的摩擦压力降，但对静压力降和其它压力降不乘系数。

**1.2.1.2**　计算准确度

在工程计算中，计算结果取小数后两位有效数字为宜。对用当量长度计算压力降的各项计算中，最后结果所取的有效数字仍不超过小数后两位。

**1.2.2**　管　径

**1.2.2.1**　确定管径的一般原则

(1)　应根据设计条件来确定管道直径，需要时，可以有设计条件下压力降 15％～25％的富裕量，但以下情况除外：

a.　有燃料油循环管路系统的排出管尺寸，应考虑一定的循环量；

b.　泵、压缩机和鼓风机的管道，应按工艺最大流量(在设备设计允许的流速

下)来确定尺寸，而不能按机器的最大能力来确定管道尺寸；

c. 间断使用的管道(如开工旁路管道)尺寸，应按可能得到的压差来确定。

(2) 在允许压力降范围内，应采用经济管径，某些管道中流体允许压力降范围见表 1.2.2—1。

(3) 某些对管壁有腐蚀及磨蚀的流体，由流速决定管径，其流速见表 1.2.2—2。

**1.2.2.2** 管径计算

计算公式如下：

$$d = 18.8\left(\frac{V_f}{\mathrm{u}}\right)^{0.5} = 18.8\left(\frac{W}{\mathrm{u}\rho}\right)^{0.5} \qquad (1.2.2-1)$$

式中

d——管道内直径，mm；

$V_f$——流体体积流量，$m^3/h$；

u——流体平均流速，m/s；

W——流体质量流量，kg/h；

ρ——流体密度，$kg/m^3$。

通常可由图 1.2.2—1 或图 1.2.2—2 查得管径。

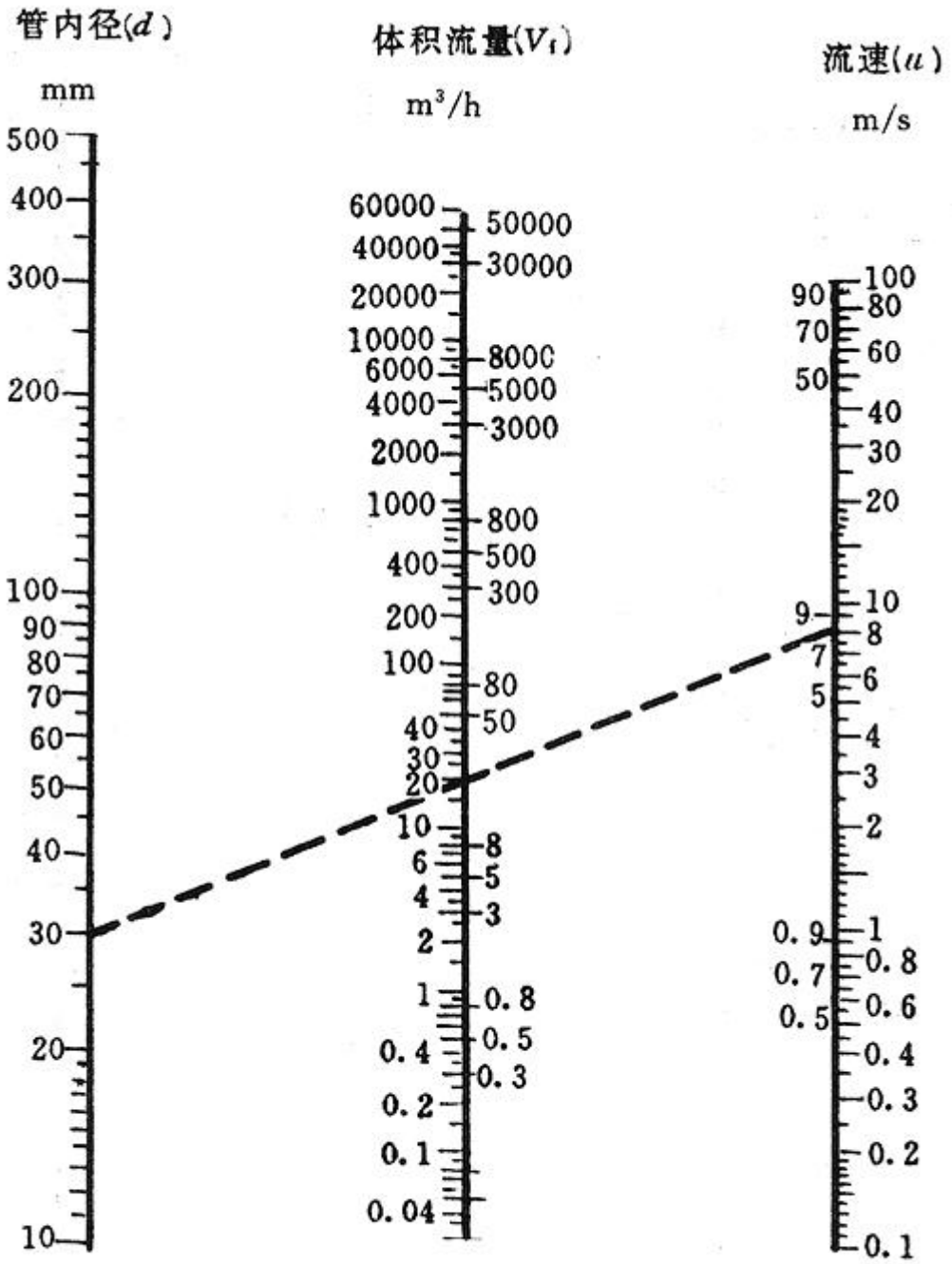



图 1.2.2—1　流速、流量、管径计算图

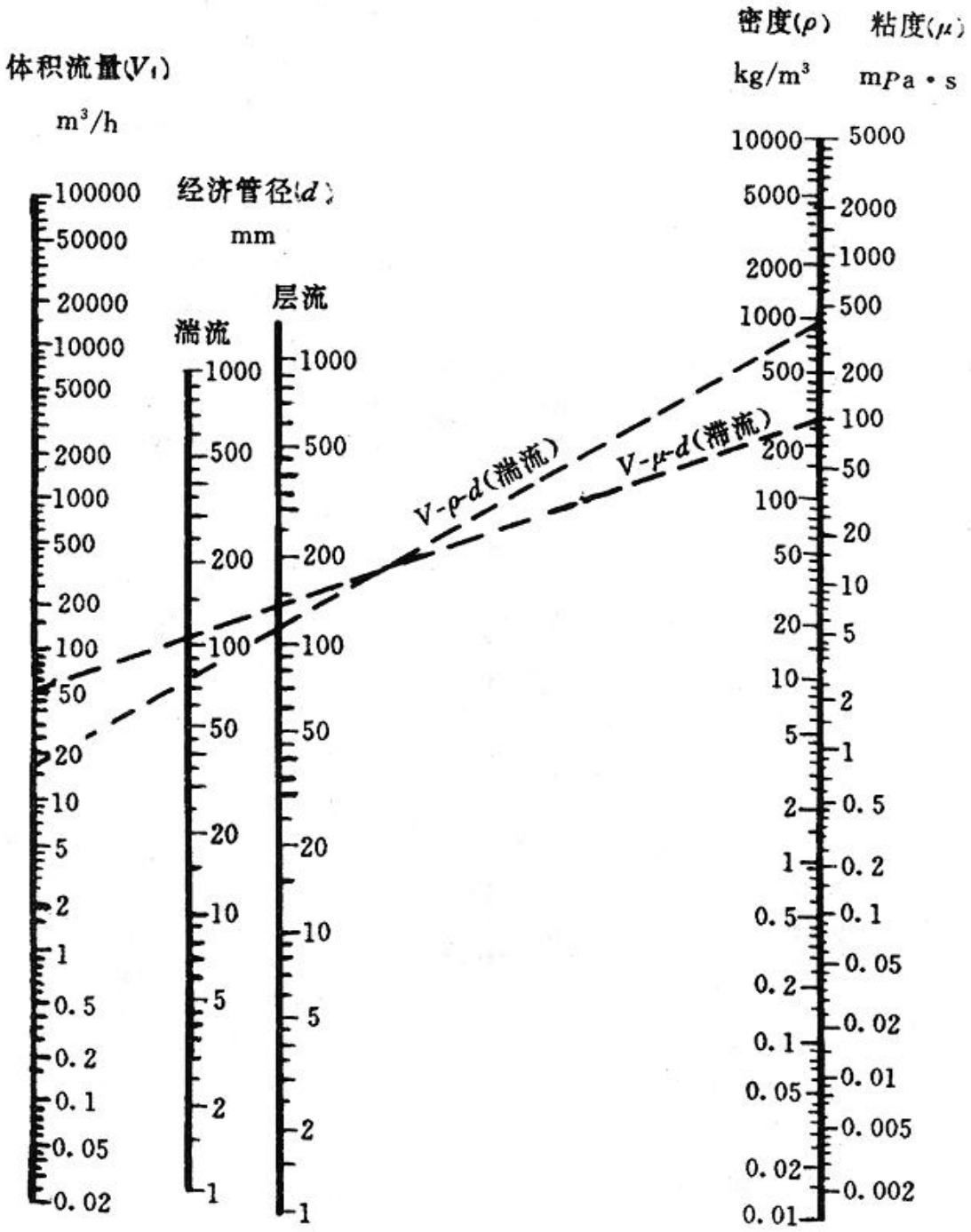



**图 1.2.2—2　液体、气体($P$<1000kPa)经济管径图**

某些管道中流体允许压力降范围　　表 1.2.2—1

| 序号 | 管道种类及条件 | 压力降范围 kPa(100m 管长) |
|---|---|---|
| 1 | 蒸汽　P＝6.4～IOMPa(表) | 46～230 |
| | 总管　P< 3.5MPa(表) | 12～35 |
| | P ≥3.5MPa(表) | 23～46 |
| | 支管　P< 3.5MPa(表) | 23～46 |
| | P ≥3.5MPa(表) | 23～69 |
| | 排气管 | 4.6～12 |
| 2 | 大型压缩机 >735kW | |
| | 进口 | 1.8～9 |
| | 出口 | 4.6～6.9 |
| | 小型压缩机进出口 | 2.3～23 |
| | 压缩机循环管道及压缩机出口管 | 0.23～12 |
| 3 | 安全阀 | |
| | 进口管(接管点至阀) | 最大取整定压力的 3% |
| | 出口管 | 最大取整定压力的 10% |
| | 出口汇总管 | 最大取整定压力的 7.5% |
| 4 | 一般低压下工艺气体 | 2.3～23 |
| 5 | 一般高压工艺气体 | 2.3～69 |
| 6 | 塔顶出气管 | 12 |
| 7 | 水总管 | 23 |
| 8 | 水支管 | 18 |
| 9 | 泵 | |
| | 进口管 | 最大取 8 |
| | 出口管< 34 $m^3/h$ | 35～138 |
| | 34～110 $m^3/h$ | 23～92 |
| | >110 $m^3/h$ | 12～46 |

某些对管壁有腐蚀及磨蚀流体的流速　　表 1.2.2－2

| 序　号 | 介质条件 | 管道材料 | 最大允许流速　m／S |
|---|---|---|---|
| 1 | 烧碱液(浓度>5％) | 碳钢 | 1.22 |
| 2 | 浓硫酸(浓度>80％) | 碳钢 | 1.22 |
| 3 | 酚水(含酚>1％) | 碳钢 | 0.91 |
| 4 | 含酚蒸汽 | 碳钢 | 18.00 |
| 5 | 盐水 | 碳钢 | 1.83 |
| | 管径≥900 | 衬水泥或沥青钢管 | 4.60 |
| | 管径<900 | 衬水泥或沥青钢管 | 6.00 |

注：当管道为含镍不锈钢时，流速有时可提高到表中流速的 10 倍以上。

**1.2.3**　管路

**1.2.3.1**　简单管路

凡是没有分支的管路称为简单管路。

(1)　管径不变的简单管路，流体通过整个管路的流量不变。

(2)　由不同管径的管段组成的简单管路，称为串联管路。

a.　通过各管段的流量不变，对于不可压缩流体则有

$$V_f = V_{f1} = V_{f2} = V_{f3} \cdots\cdots \qquad (1.2.3—1)$$

b.　整个管路的压力降等于各管段压力降之和，即

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \cdots\cdots \qquad (1.2.3—2)$$

**1.2.3.2**　复杂管路

凡是有分支的管路，称为复杂管路。复杂管路可视为由若干简单管路组成。

(1)　并联管路　在主管某处分支，然后又汇合成为一根主管。

a.　各支管压力降相等，即

$$\Delta P = \Delta P_1 = \Delta P_2 = \Delta P_3 \cdots\cdots \qquad (1.2.3—3)$$

在计算压力降时，只计算其中一根管子即可。

b.　各支管流量之和等于主管流量，即

$$V_f = V_{f1} + V_{f2} + V_{f3} + \cdots\cdots \qquad (1.2.3—4)$$

(2)　枝状管路　从主管某处分出支管或支管上再分出支管而不汇合成为一根主管。

a. 主管流量等于各支管流量之和；

b. 支管所需能量按耗能最大的支管计算；

c. 对较复杂的枝状管路，可在分支点处将其划分为若干简单管路，按一般的简单管路分别计算。

**1.2.4** 管道压力降计算

**1.2.4.1** 概述

(1) 管道压力降为管道摩擦压力降、静压力降以及速度压力降之和。

管道摩擦压力降包括直管、管件和阀门等的压力降，同时亦包括孔板、突然扩大、突然缩小以及接管口等产生的局部压力降；静压力降是由于管道始端和终端标高差而产生的；速度压力降是指管道始端和终端流体流速不等而产生的压力降。

(2) 对复杂管路分段计算的原则，通常是在支管和总管(或管径变化处)连接处拆开，管件(如异径三通)应划分在总管上，按总管直径选取当量长度。总管长度按最远一台设备计算。

(3) 对因结垢而实际管径减小的管道，应按实际管径进行计算。

雷诺数按下式计算：

$$\mathrm{Re}=\frac{du\rho}{\mu}=354\frac{W}{d\mu}=354\frac{V_f\rho}{d\mu} \qquad (1.2.4-1)$$

式中

$R_e$——雷诺数，无因次；

u——流体平均流速，m / s；

d——管道内直径，mm；

μ——流体粘度，mPa • s；

W——流体的质量流量，kg / h；

$V_f$——流体的体积流量，$m^3$ / h；

ρ——流体密度，kg / $m^3$。

(4) 管壁粗糙度

管壁粗糙度通常是指绝对粗糙度(ε)和相对粗糙度(ε / d)。

绝对粗糙度表示管子内壁凸出部分的平均高度。在选用时，应考虑到流体对管壁的腐蚀、磨蚀、结垢以及使用情况等因素。如无缝钢管，当流体是石油气、

饱和蒸汽以及干压缩空气等腐蚀性小的流体时，可选取绝对粗糙度ε＝o.2mm；输送水时，若为冷凝液(有空气)则取ε＝0.5mm；纯水取ε＝0.2mm；未处理水取ε＝0.3～0.5mm；对酸、碱等腐蚀性较大的流体，则可取＝1 mm 或更大些。

对相同绝对粗糙度的管道，直径愈小，对摩擦系数影响程度愈大，因此用ε和 d 的比值ε / d 来表示管壁粗糙度，称为相对粗糙度。在湍流时，管壁粗糙度对流体流动的摩擦系数影响甚大。

摩擦系数(λ)与雷诺数(Re)及管壁相对粗糙度(ε / d)的关系见图 1.2.4—1 所示；在完全湍流情况下，清洁新管的管径(d)占绝对粗糙度(ε)的关系见图1.2.4—2所示。

某些工业管道的绝对粗糙度见表 1.2.4—1；相对粗糙度由图 1.2.4—2 查得。

**某些工业管道的绝对粗糙度　　表 1. 2.4—1**

| 序　号 | 管　道　类　别 | | 绝对粗糙度(c)　mm |
|---|---|---|---|
| 1 | 金属管 | 无缝黄铜管、铜管及铅管 | 0.01～0.05 |
| 2 | | 新的无缝钢管或镀锌铁管 | 0.1～0.2 |
| 3 | | 新的铸铁管 | 0.25～0.42 |
| 4 | | 具有轻度腐蚀的无缝钢管 | 0.2～0.3 |
| 5 | | 具有显著腐蚀的无缝钢管 | 0.5 以上 |
| 6 | | 旧的铸铁管 | 0.85 以上 |
| 7 | | 钢板制管 | 0.33 |
| 8 | 非金属管 | 干净玻璃管 | 0.0015～0.01 |
| 9 | | 橡皮软管 | 0.01～0.03 |
| 10 | | 木管道 | 0.25—1.25 |
| 11 | | 陶土排水管 | 0.45～6.0 |
| 12 | | 接头平整的水泥管 | 0.33 |
| 13 | | 石棉水泥管 | 0.03～0.8 |

(5)　流动型态

流体在管道中流动的型态分为层流和湍流两种流型，层流与湍流间有一段不稳定的临界区。湍流区又可分为过渡区和完全湍流区。工业生产中流体流型大多属于过渡区，见图 1.2.4—1 所示。

确定管道内流体流动型态的准则是雷诺数(Re)。

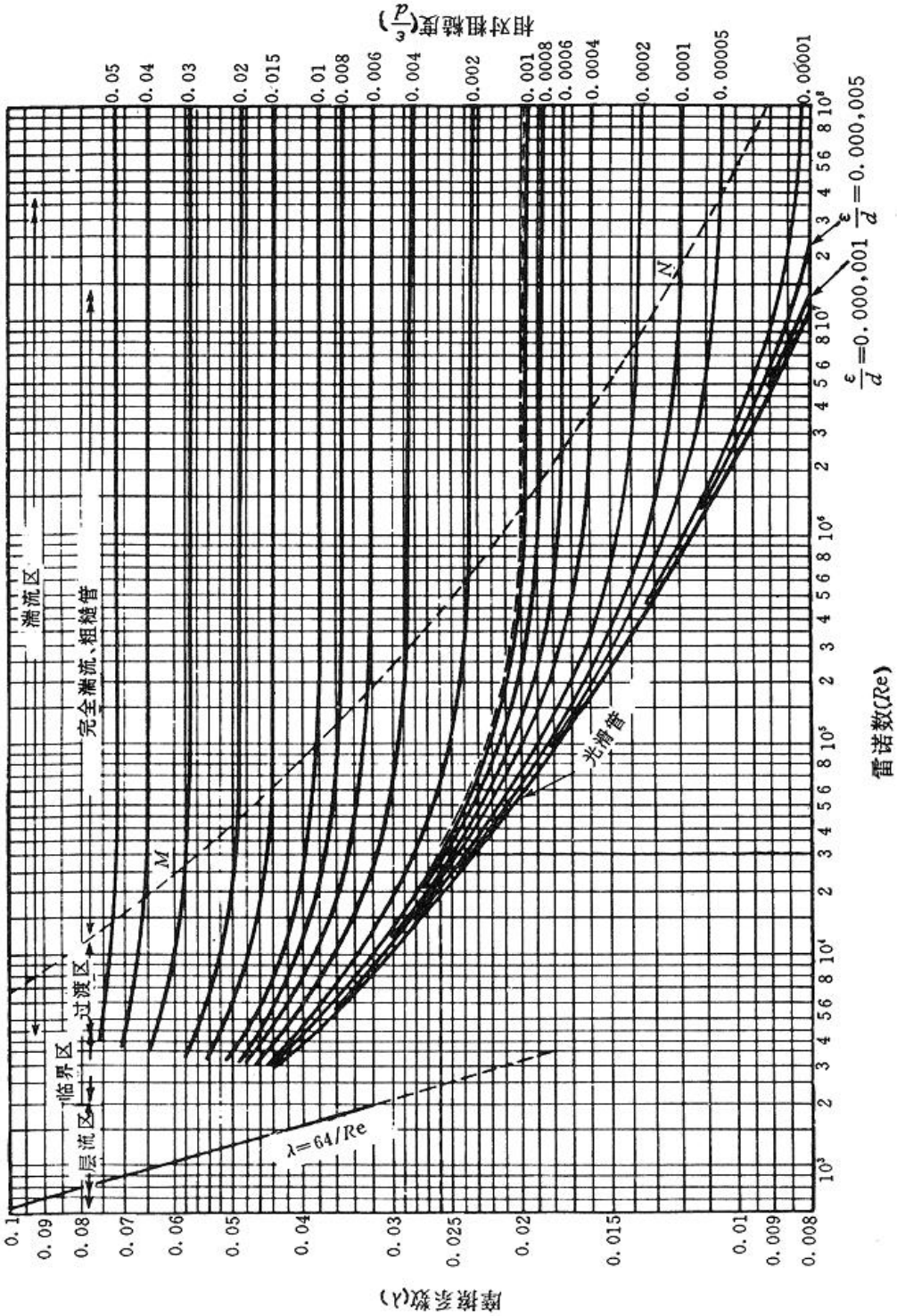



图 1.2.4－1　摩擦系数(λ)与雷诺数(Re)及管壁相对粗糙度(ε/d)的关系

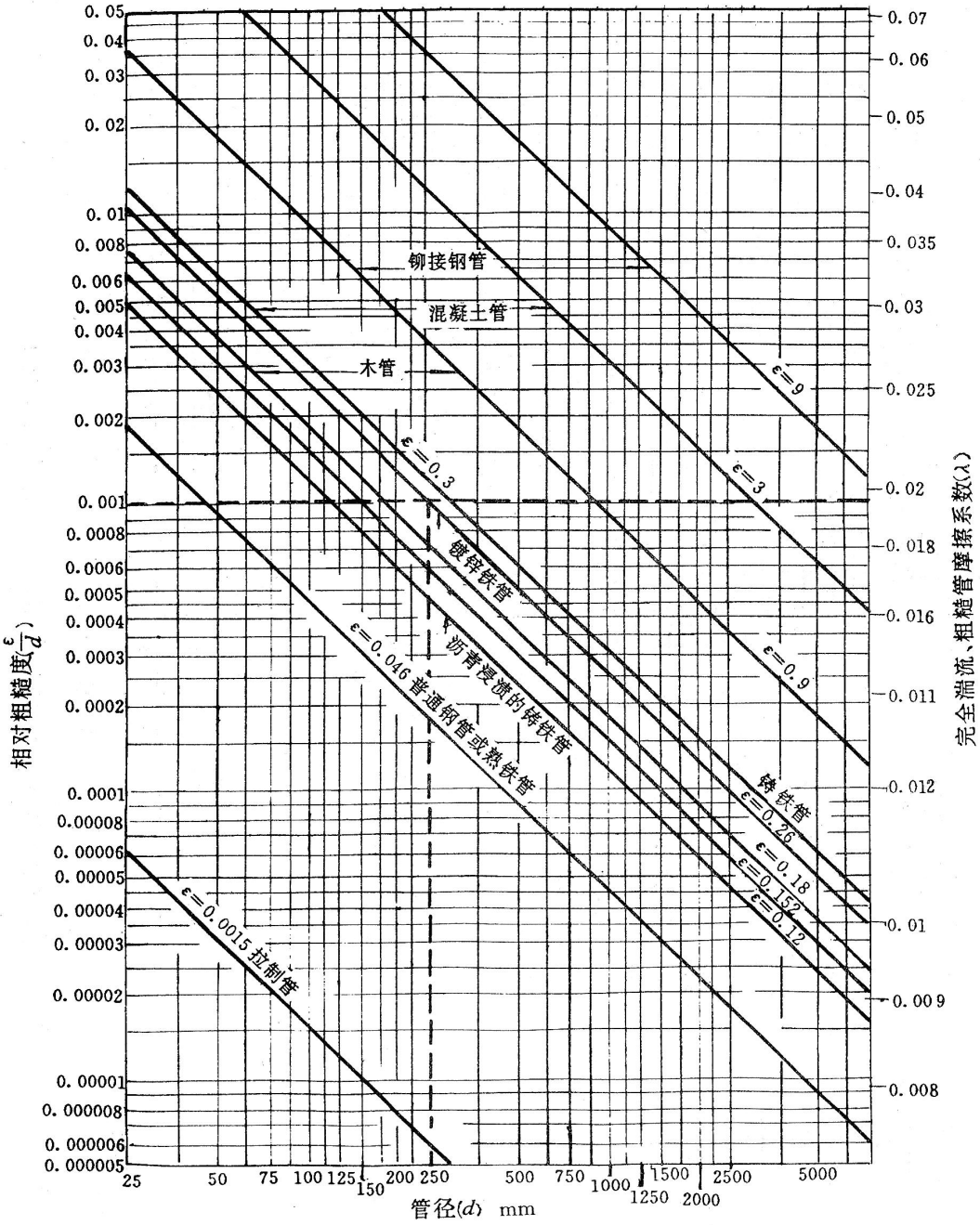



图 1.2.4—2　清洁新管的粗糙度

a.　层流　雷诺数 Re<2000，其摩擦损失与剪应力成正比，摩擦压力降与流体流速的一次方成正比。

b.　湍流　雷诺数 Re≥4000，其摩擦压力降几乎与流速的平方成正比。

(a)　过渡区　摩擦系数(λ)是雷诺数(Re)和管壁相对粗糙度(ε / d)的函数，在工业生产中，除粘度较大的某些液体(如稠厚的油类等)外，为提高流量或传热、传质速率，要求 $Re>10^4$。因此，工程设计中管内的流体流型多处于湍流过渡区范

围内。

(b) 完全湍流区 在图 1.2.4—1 中，M-N 线上部范围内，摩擦系数与雷诺数无关而仅随管壁粗糙度变化。

c. 临界区 2000<Re<4000，在计算中，当 Re>3000 时，可按湍流来考虑，其摩擦系数和雷诺数及管壁粗糙度均有关，当粗糙度一定时，摩擦系数随雷诺数而变化。

(6) 摩擦系数

a. 层流 层流时摩擦系数用式(1.2.4—2)计算或查图 1.2.4－1。

$$\lambda = 64 / Re \qquad (1.2.4—2)$$

式中

λ——摩擦系数，无因次。

b. 过渡流和完全湍流，见图 1.2.4—1 所示。

在较长的钢管中，若输送的是为水所饱和的湿气体，如氢、二氧化碳、氮、氧及类似的流体，应考虑到腐蚀而将查图所得摩擦系数乘以 1.2。

(7) 压力降

在管道系统中，计算流体压力降的理论基础是能量平衡方程。假设流体是在绝热、不对外作功和等焓条件下流动，对不可压缩流体密度是常数，则得：

$$\Delta P = (Z_2 - Z_1)\rho g \times 10^{-3} + \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2}\rho \times 10^{-3} + \sum h_f (\rho \times 10^{-3}) \qquad (1.2.4－3)$$

$$\sum h_f = \lambda \bullet \frac{(L + \sum L_e)}{D} \bullet \frac{u^2}{2} \qquad (1.2.4－4)$$

因此

$$\Delta P = (Z_2 - Z_1)\rho g \times 10^{-3} + \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2}\rho \times 10^{-3} + \frac{\lambda(L + \sum L_e)}{D} \bullet \frac{u^2}{2}\rho \times 10^{-3} \qquad (1.2.4－5)$$

或

$$\Delta P = \Delta P_S + \Delta P_N + \Delta P_f \qquad (1.2.4－6)$$

式中

⊿P—管道系统总压力降，kPa；

⊿$P_S$—静压力降，kPa；

⊿$P_N$—速度压力降，kPa；

⊿$P_f$—摩擦压力降，kPa；

$Z_1$、$Z_2$—分别为管道系统始端、终端的标高，m；

$u_1$、$u_2$—分别为管道系统始端、终端的流体流速，m / s；

u—流体平均流速，m / s；

P——流体密度，kg / $m^3$；

$h_f$——管内摩擦损失的能量，J / kg；

L、$L_e$——分别为管道的长度和阀门、管件等的当量长度，m；

D——管道内直径，m。

1.2.4.2　压力降计算

(1)　圆形截面管

a.　摩擦压力降

由于流体和管道管件等内壁摩擦产生的压力降称为摩擦力压降。摩擦压力降都是正值.正值表示压力下降。可由当量长度法表示，如式(1.2，4—5)的最末项。亦可以阻力系数法表示，即

$$\Delta P_f = \left(\frac{\lambda L}{D} + \sum K\right)\frac{u^2\rho}{2}\times 10^{-3} \qquad (1.2.4—7)$$

此式称为范宁(Fanning)方程式，为圆截面管道摩擦压力降计算的通式，对层流和湍流两种流动型态均适用。

式中

⊿$P_f$—管道总摩擦压力降，kPa；

λ—摩擦系数，无因次；

L—管道长度，m；

D—管道内直径，m；

∑K—管件、阀门等阻力系数之和，无因次；

u—流体平均流速，m / s；

ρ—流体密度，kg / $m^3$。

通常，将直管摩擦压力降和管件、阀门等的局部压力降分开计算，对直管段用以下公式计算。

层流

$$\Delta P = \frac{32\mu u L}{d^2} \qquad (1.2.4-8)$$

（b）湍流

$$\Delta P_f = \frac{\lambda L}{D} \bullet \frac{u^2 \rho}{2\times 10^3} = 6.26\times 10^4 \frac{\lambda L W^2}{d^5 \rho} = 6.26\times 10^4 \frac{\lambda L V_f^2 \rho}{d^5} \qquad (1.2.4-9)$$

式中

d——管道内直径，mm；

W——流体质量流量，kg / h；

$V_f$——流体体积流量，$m^3$ / h；

μ——流体粘度，mPa • s。

其余符号意义同前。

b. 静压力降

由于管道出口端和进口端标高不同而产生的压力降称为静压力降。静压力降可以是正值或负值，正值表示出口端标高大于进口端标高，负值则相反。其计算式为：

$$\Delta P_s = (Z_2 - Z_1)\rho g \times 10^{-3} \qquad (1.2.4-10)$$

式中

⊿$P_S$—静压力降，kPa；

$Z_2$、$Z_1$—管道出口端、进口端的标高，m；

ρ—流体密度，kg / $m^3$；

g——重力加速度，9.81m / $s^2$

c. 速度压力降

由于管道或系统的进、出口端截面不等使流体流速变化所产生的压差称速度压力降。速度压力降可以是正值，亦可以是负值。其计算式为：

$$\Delta P_N = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}\rho \times 10^{-3} \qquad (1.2.4-11)$$

⊿$P_N$—速度压力降，kPa；

$u_2$、$u_1$—出口端、进口端流体流速，m / s；

ρ—流体密度，kg / $m^3$。

d. 阀门、管件等的局部压力降

流体经管件、阀门等产生的局部压力降，通常采用当量长度法和阻力系数法计算，分述如下：

(a) 当量长度法

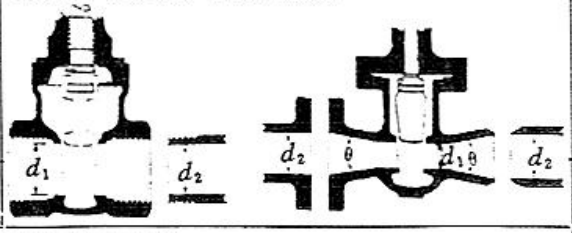
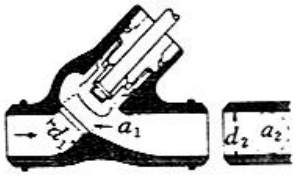
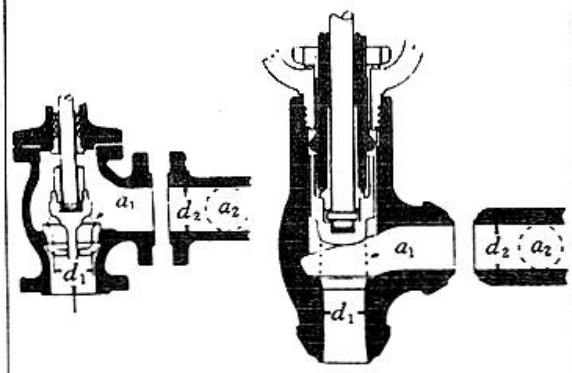
将管件和阀门等折算为相当的直管长度，此直管长度称为管件和阀门的当量长度。计算管道压力降时，将当量长度加到直管长度中一并计算，所得压力降即该管道的总摩擦压力降。常用管件和阀门的当量长度见表 1.2.4—2 和表 1.2.4—3。

表 1.2.4—2 和表 1.2.4—3 的使用说明为：

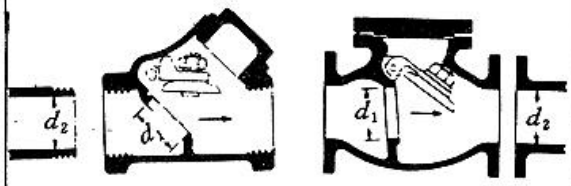
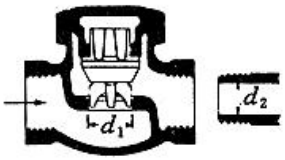
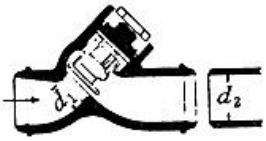
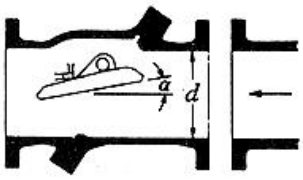
① 表中所列常用阀门和管件的当量长度计算式，是以新的清洁钢管绝对粗糙度ε＝0.046mm，流体流型为完全湍流条件下求得的，计算中选用时应根据管道具体条件予以调整。

② 按①条件计算，可由图 1.2.4—1 查得摩擦系数($\lambda_T$)(完全湍流摩擦系数)，亦可采用 1.2.4—4 中数据。

常用阀门以管径计的当量长度　　表 1.2.4－2

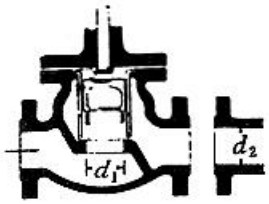
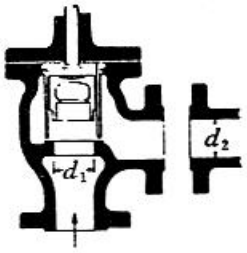
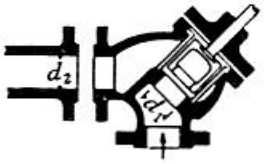
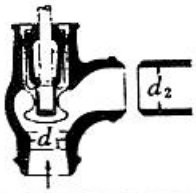
| 序号 | 名称及示意图 | 当量长度($L_e$) m | 备注 |
|---|---|---|---|
| 1 | 闸阀(全开)<br>楔形盘、双圆盘、栓状圆盘等<br>  <br> | $L_e=8D$<br>$D$——管道内直径(m)<br>以下同 | |
| 2 | 截止阀(全开)<br>a. 阀杆与流体垂直，阀座为平面、倾斜及栓状<br> <br><br>b. Y 型<br>  <br> | a.<br>$L_e=340D$<br>b.<br>$L_e=55D$ | |
| 3 | 角阀(全开)<br>a.　　b.<br>  <br> | a.<br>$L_e=150D$<br>b.<br>$L_e=55D$ | |

续表 1.2.4-2

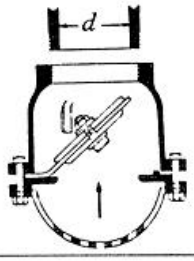
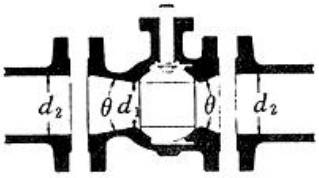
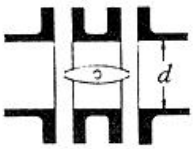
| 序号 | 名称及示意图 | 当量长度($L_e$) m | 备注 |
|---|---|---|---|
| 4 | 止逆阀(全开)<br>a. 旋启式<br>(a) (b)<br>  <br>b. 升降式<br>(a)<br>  <br>(b)<br>  <br>c. 斜盘式<br>  | a(a)<br>$L_e$=100D<br>a(b)<br>$L_e$=50D<br>b(a)<br>$L_e$=600D<br>b(b)<br>$L_e$=55D | |

| 公称通径($DN$) mm | $L_e$ m | |
|---|---|---|
| | α=5° | α=15° |
| 50～200 | 40$D$ | 120$D$ |
| 250～350 | 30$D$ | 90$D$ |
| 400～1200 | 20$D$ | 60$D$ |

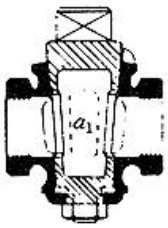
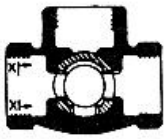
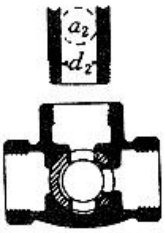
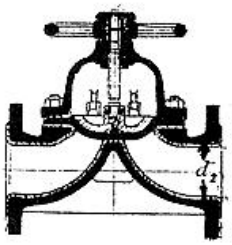
续表 1.2.4－2

| 序号 | 名称及示意图 | 当量长度($L_e$) m | 备注 |
|---|---|---|---|
| 5 | 截断式(全开) | | |
| | a.  | a. $L_e=400D$ | |
| | b.  | b. $L_e=200D$ | |
| | c. | c. $L_e=300D$ | |
| | d.  | d. $L_e=350D$ | |
| | e. | e. $L_e=55D$ | |
| | f.  | f. $L_e=55D$ | |

续表 1.2.4－2

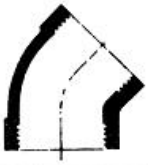
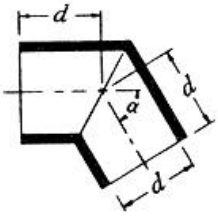
| 序号 | 名称及示意图 | 当量长度($L_e$) m | 备注 |
|---|---|---|---|
| 6 | 带滤网底阀(全开)<br>a. 升降式<br> <br>b. 合页式<br>  | a.<br>$L_e=420D$<br>b.<br>$L_e=75D$ | |
| 7 | 球阀(全开)<br>  | $L_e=30D$ | |
| 8 | 蝶阀(全开)<br>  | 公称通径$DN$ mm / $L_e$ m<br>50～200 / 45$D$<br>250～350 / 35$D$<br>400～600 / 25$D$ | |

续表 1.2.4－2

| 序号 | 名称及示意图 | 当量长度($L_e$) m | 备注 |
|---|---|---|---|
| 9 | 旋塞(全开)<br>a. 直通<br>  <br>b. 三通<br>(a)<br>  <br>$a_1$<br>视图<br>$X-X$<br>(b)<br>  | a.<br>$L_e=18D$<br>b(a)<br>$L_e=30D$<br>b(b)<br>$L_e=90D$ | |
| 10 | 隔膜阀(全开)<br>  | 公称通径($DN$) mm / $L_e$ m<br>50 / $121D$<br>80 / $128D$<br>100 / $135D$<br>150 / $153D$<br>200 / $164D$ | |

图中：$a_1$、$a_2$——截面积；　$d_1$、$d_2$——内直径；　$\theta$、$\alpha$——角度。

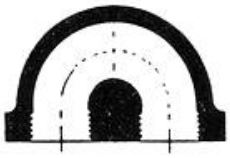
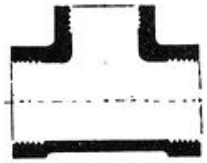
**常用管件以管径计的当量长度　　表 1.2.4-3**

| 序号 | 名称及示意图 | 当量长度($L_e$) m | 备注 |
|---|---|---|---|
| 1 | 90°弯头<br>(1)标准型<br> | $L_e=30D$ | $D$——管道内直径(m)，以下同 |
| | (2)法兰连接或焊接<br> | | |
| 2 | 45°弯头<br>  | $L_e=16D$ | |
| 3 | 斜接弯头<br>  | | |

| $r/d$ | $L_e$(m) | $r/d$ | $L_e$(m) |
|---|---|---|---|
| 1 | $20D$ | 10 | $30D$ |
| 2 | $12D$ | 12 | $34D$ |
| 3 | $12D$ | 14 | $38D$ |
| 4 | $14D$ | 16 | $42D$ |
| 6 | $17D$ | 18 | $46D$ |
| 8 | $24D$ | 20 | $50D$ |

| α | $L_e$ | α | $L_e$ |
|---|---|---|---|
| 15° | $4D$ | 60° | $25D$ |
| 30° | $8D$ | 75° | $40D$ |
| 45° | $15D$ | 90° | $60D$ |

续表 1.2.4—3

| 序号 | 名称及示意图 | 当量长度($L_e$) m | 备注 |
|---|---|---|---|
| 4 | 180°回弯头  | $L_e=50D$ | |
| 5 | 标准三通<br>a. 直通<br>b. 分枝  | a. $L_e=20D$<br>b. $L_e=60D$ | |

图中： d——内直径或表示内直径长度；

r——曲率半径；

α——角度。

**新的清洁钢管在完全湍流下的摩擦系数**

**(由图 1. 2.4—1 查得)　　表 1.2.4—4**

| 公称直径(DN)mm | 15 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 65~80 | 100 | 125 | 150 | 200~250 | 300~400 | 450~600 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 摩擦系数(λT) | 0.027 | 0.025 | 0.023 | 0.022 | 0.021 | 0.019 | 0.018 | 0.017 | 0.016 | 0.015 | 0.014 | 0.013 | 0.012 |

(b)　阻力系数法

①管件或阀门的局部压力降按下式计算，式中有关符号见图 1.2.4—3 所示。

$$\Delta P_K = K \bullet \frac{u^2 \rho}{2\times 10^3} \qquad (1.2.4——12)$$

式中

⊿$P_K$——流体经管件或阀门的压力降，kPa；

K——阻力系数，无因次。

其余符号意义同前。

逐渐缩小的异径管

当θ≤45°时

$$K=\frac{0.8\sin\frac{\theta}{2}\left(1-\beta^2\right)}{\beta^4} \qquad (1.2.4—13)$$

$$\beta=\frac{d_1}{d_2}$$

当 45°<θ≤180°时

$$K=\frac{0.5\left(1-\beta^2\right)\sqrt{\sin\frac{\theta}{2}}}{\beta^4} \qquad (1.2.4—14)$$

逐渐扩大的异径管

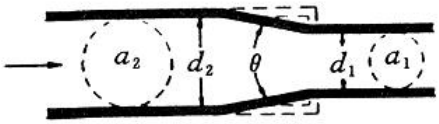
当θ≤45°时

$$K=\frac{2.6\sin\frac{\theta}{2}\left(1-\beta^2\right)^2}{\beta^4} \qquad (1.2.4—15)$$

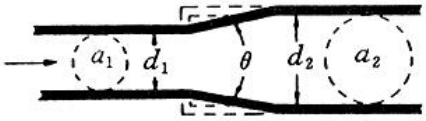
当 45°<θ≤180°时

$$K=\frac{\left(1-\beta^2\right)^2}{\beta^4} \qquad (1.2.4—16)$$

式中各符号意义同前，并见图 1.2.4—3 说明。




逐渐缩小




逐渐扩大

图中符号说明：

$a_1$、$a_2$——异径管的小管段、大管段截面积；

$d_1$、$d_2$——异径管的小管段、大管段内径；

θ——异径管的变径角度。

图 1.2.4—3　逐渐缩小及逐渐扩大的异径管[应用式(1.2.4—13～16)]

②通常，流体经孔板、突然扩大或缩小以及接管口等处，将产生局部压力降。突然缩小和从容器到管口(容器出口)按下式计算：

$$\Delta P_K = (K + K_V)\frac{u^2\rho}{2\times10^3} \qquad (1.2.4—17)$$

突然扩大和从管口到容器(容器进口)按下式计算：

$$\Delta P_K = (K - K_V)\frac{u^2\rho}{2\times10^3} \qquad (1.2.4—18)$$

式中

⊿$P_K$——局部压力降，kPa；

K——阻力系数，无因次，见表 1.2.4—5。通常取：K＝0.5；

$K_V$——管件速度变化阻力系数，无因次。

其余符号意义同前。

管件速度变化阻力系数 $K_V=1-(\frac{d_小}{d_大})4$。对容器接管口，$(\frac{d_小}{d_大})4$ 值甚小，可略去不计，故 $K_V$＝1。因此，通常 $K+K_V=1.5$，$K-K_V=-0.5$；将此关系式分别代入式(1.2.4—17)和式(1.2.4—18)得：

容器出口 $$\Delta P_K = 1.5\left(\frac{u^2\rho}{2\times10^3}\right) \qquad (1.2.4—19)$$

容器进口 $$\Delta P_K = -0.5\frac{u^2\rho}{2\times10^3} \qquad (1.2.4—20)$$

当⊿$P_K$为负值，表示压力回升，计算中作为富裕量，略去不计。

完全湍流时容器接管口阻力系数，在要求比较精确的计算中，可查表 1.2.4—5，层流时阀门和管件的阻力系数见表 1.2.4—6。

**容器接管口的阻力系数(K)(湍流)　　表 1.2.4—5**

| | | |
|---|---|---|
| 1 | 容器的出口管(接管插入容器) | 1. 0 |
| 2 | 容器或其它设备进口(锐边接口) | 1.0 |
| 3 | 容器进口管(小圆角接口) | 1.0 |
| 4 | 容器的进口管(接管插入容器) | 0.78 |
| 5 | 容器或其它设备出口(锐边接口) | 0.5 |
| 6 | 容器的出口管(小圆角接口) | 0.28 |
| 7 | 容器的出口管(大圆角接口) | 0.04 |

**管件、阀门局部阻力系数(层流)　　表 1.2.4—6**

| 序号 | 管件及阀门名称 | 局部阻力系数 (K) | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | Re＝1000 | Re＝500 | Re＝100 | Re＝50 |
| 1 | 90°弯头(短曲率半径) | 0.9 | 1.0 | 7.5 | 16 |
| 2 | 三通(直通) | 0.4 | 0.5 | 2.5 | |
| | (分枝) | 1.5 | 1.8 | 4.9 | 9.3 |
| 3 | 闸　阀 | 1.2 | 1.7 | 9.9 | 24 |
| 4 | 截止阀 | 11 | 12 | 20 | 30 |
| 5 | 旋　塞 | 12 | 14 | 19 | 27 |
| 6 | 角　阀 | 8 | 8.5 | 11 | 19 |
| 7 | 旋启式止回阀 | 4 | 4.5 | 17 | 55 |

(2)　非圆形截面管

a.　水力半径：水力半径为流体通过管道的自由截面积与被流体所浸润的周边之比，即

$$R_H = A/C \qquad (1.2.4—21)$$

b.　当量直径：当量直径为水力半径的四倍，即

$$D_e = 4\,R_H \qquad (1.2.4—22)$$

c.　压力降：用当量直径计算湍流非圆形截面管压力降。

计算公式如下：

$$\Delta P_f = \lambda(L/D_e)\left[u^2\rho/\left(2\times10^3\right)\right] \qquad (1.2.4—23)$$

各式中

$R_H$——水力半径，m；

A——管道的自由截面积，$m^2$；

C——浸润周边，m；

$D_e$——管道的当量直径，m。

其余符号意义同前。

式(1.2.4—23)对非满流的圆截面管也适用，但不适用于很窄或成狭缝的流动截面，对矩形管其周边长度与宽度之比不得超过三比一，对环形截面管可靠性较差。对层流用当量直径计算不可靠，在必须使用当量直径计算时，应对摩擦系数进行修正，即

$$\lambda = J/R_e \qquad (1.2.4—24)$$

式中

$R_e$——雷诺数，无因次；

J——常数，无因次，见表 1.2.4—7。

**某些非圆形管的当量直径(D)及常数(J)　　表 1.2.4—7**

| 序号 | 非圆形截面管 | 当量直径 ($D_e$)m | 常　数 (J) |
|---|---|---|---|
| 1 | 正方形，边长为 d | 0 | 57 |
| 2 | 等边三角形，边长为 a | 0.58a | 53 |
| 3 | 环隙形，环宽度 b＝(d1－d2)／2($d_1$为外管内径，$d_2$为内管外径) | $d_1$～$d_2$ | 96 |
| 4 | 长方形，长为 2a，宽为 a | 1.3a | 62 |
| 5 | 长方形，长为 4ad，宽为 a | 1.6a | 73 |

(3)　冷却水管

冷却水管有结垢，推荐采用哈森—威廉①的经验公式进行计算，即

$$\Delta P_f = 1.095\times10^{10}\left(\frac{V_f}{C_{HW}}\right)^{1.85}\bullet\left(L/d^{4.8655}\right) \qquad (1.2.4—25)$$

式中

⊿$P_f$——摩擦压力降，kPa；

$V_f$——冷却水体积流量，$m^3$／h；

$C_{HW}$——Hazen-Williams 系数

铸铁管 $C_{HW}$＝100

衬水泥铸铁管 $C_{HW}$＝120

碳钢管 $C_{HW}$＝112

玻璃纤维增强塑料管 $C_{HW}$＝150

d——管道内直径，mm；

---

①　哈森—威廉式即 Hazen—Williams 式。

L——管道长度，m。

式(1.2.4—25)仅在流体的粘度约为 1.1mPa・s(水在 l5.5℃时的数值)时，其值才准确。水的粘度随温度而变化，0℃时为 1.8mPa・s；100℃时为 0.29mPa・s。在 0℃时可能使计算出的摩擦压力降增大 20%，100℃时可能减小 20%。其它流体当粘度和水近似时，也可用此公式计算。

(4)　螺旋管

流体经螺旋管的摩擦压力降按下式计算：

$$\Delta P_f = \left(\frac{\lambda_c L_c}{D} + \sum K\right)\frac{u^2\rho}{2\times10^3} = \left(\frac{4 f_c L_c}{D} + \sum K\right)\frac{u^2\rho}{2\times10^3} \qquad (1.2.4—26)$$

$$L_c = n\sqrt{H^2 + 9.87 D_c^2} \qquad (1.2.4—27)$$

式中

⊿$P_f$——螺旋管摩擦压力降，kPa；

$f_c$、$\lambda_c$——螺旋管摩擦系数，由图 1.2.4—4 得出($\lambda_c$＝4 $f_c$)；

K——螺旋管进、出口连接管口的阻力系数，由表 1.2.4—5 查得；如果出口管口直接与螺旋管相切连接，则滞流时 K＝0.5，湍流时 K＝0.1；

u——流体平均流速，m / s；

ρ——流体密度，kg / $m^3$；

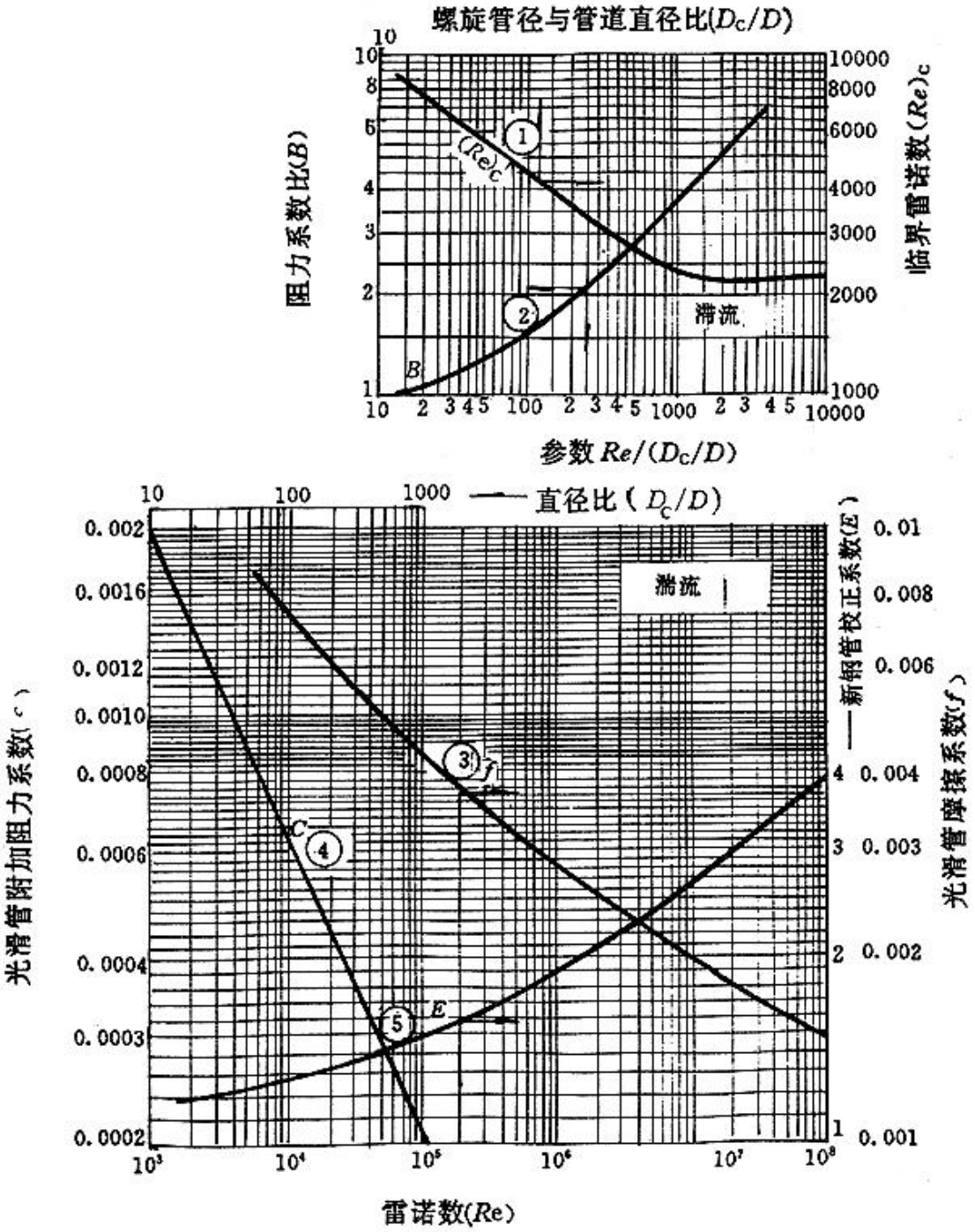
$L_c$——螺旋管长度，m；

D——螺旋管管子内直径，m；

$D_c$——螺旋管直径(以管中心为准)，m；

H——螺距(以管中心为准)，m；

n——螺旋管圈数。




求 fc 步骤：

1.层流：当 Re<(Re)c，(Re) c 由曲线①而得：光滑管 fc＝16B／Re；新钢管 fc＝19.2B／Re，B 由曲线②而得。

2.湍流：当 Re>(Re)c，f 由曲线③而得：光滑管 fc＝c+f，c 由曲线④而得；新钢管 fc＝E(c+f)，E 由曲线⑤而得。

**图 1.2.4—4　螺旋管摩擦系数**

### 1.2.5 计算步骤及例题

#### 1.2.5.1 计算步骤

(1) 已知管径、流量求压力降

a. 计算雷诺数以确定流型；

b. 选择管壁绝对粗糙度，计算相对粗糙度，查图 1.2.4—1 得摩擦系数；

c. 求单位管道长度的压力降；

d. 确定直管长度和管件及阀门等的当量长度；

e. 分别求出$\Delta P_f$、$\Delta P_N$和$\Delta P_S$得到管道的总压力降。

(2) 已知允许压力降、流量求管径

a. 选定合理流速估算管径；

b. 计算雷诺数确定流型；

c. 选择管壁粗糙度查摩擦系数；

d. 求单位管道长度的压力降；

e. 确定直管长度和管件及阀门等的当量长度；

f. 分别求出$\Delta P_f$、$\Delta P_N$和$\Delta P_S$，其和则为总压力降；

g. 得到总压力降后，按额定负荷进行压力降平衡计算和核算管径。如计算的管径与最初估算的管径值不符，则按上述步骤重新计算，直至两者基本符合，最后以 105%负荷进行校核。

以上仅为管道计算的一般步骤，计算时应按实际情况确定计算步骤后再进行计算。

#### 1.2.5.2 例题

例 1：某液体反应器系统，由反应器经一个控制阀和一个流量计孔板，将液体排入一个储槽中，反应器中的压力为 540kPa，温度为 35℃，反应器中液体的密度为 930kg / m$^3$，粘度为 9.1×10$^{-4}$Pa • s，流经控制阀时基本上没有闪蒸，质量流量为 4900kg / h，管道为钢管，求控制阀的允许压力降。

解：

选流体流速为 1.8m / s，则管径为

$$d = 18.8\sqrt{\frac{W}{u\rho}} = 18.8\sqrt{\frac{4900}{1.8\times 930}} = 42.16mm$$

选用内直径为 33mm 管($\Phi$38×2.5)，则实际流速为

$$u = 18.8^2 \times \frac{4900}{930 \times 33^2} = 1.71 m/s$$

雷诺数

$$R_e = 354\frac{W}{d\mu} = \frac{354 \times 4900}{33 \times 9.1 \times 10^{-4} \times 1000} = 5.78 \times 10^{-4} \rangle 4000$$ （湍流）

摩擦系数

取管壁绝对粗糙度ε＝0.2，则相对粗糙度ε / d＝0.2 / 33＝0.0061，查图 1.2.4—1，得摩擦系数λ＝0.0336≈0.034

单位管道长度的摩擦压力降

$$\Delta P_f = 6.26 \times 10^4 \frac{\lambda L W^2}{d^5 \rho} = \frac{6.26 \times 10^4 \times 0.034 \times 1 \times 4900^2}{33^5 \times 930} = 1.40 kPa$$

当量长度(管件及阀门均为法兰连接)

直管 176m

90°弯头(曲率半径为 2 倍，管内径 15 个)　0.4×15＝6m

三通(6 个直通，两个支流)0.66×6+1.98×2＝7.92m

闸阀(4 个全开)0.264×4＝1.06m

总长度(以上合计)190.98＝191m

因此，摩擦压力降为：

$$\Delta P_f = 1.4 \times 191 = 267.4 kPa$$

反应器出口(锐边)

查表 1.2.4—5 得 K＝0.5，又 KV＝1，则

$$\Delta P_N = 1.5 \times \frac{1.71^2 \times 930}{2 \times 10^3} = 2.04 kPa$$

储槽进口(锐边)：$\Delta P_N = (K - K_V)\frac{u^2 \rho}{2 \times 10^3}$

查表 1.2.4—5 得 K＝1，又 $K_V$＝1，故⊿$P_N$＝0

取孔板允许压力降为 35kPa

以上摩擦压力降之和为 267.4+92.04+35＝304.44kPa

反应器和储槽的压差为

$$540-\frac{1.0133\times10^5}{1\theta^3}=438.67kPa$$

控制阀的允许压力降(⊿Pv)为以上压差与以上各项摩擦压力降之和的差值，即

$$\Delta P_V=438.67-304.44=134.23kPa$$

计算 $\left[\Delta P_V/\left(\Delta P_V+\Delta P_f\right)\right]\times100\%=\frac{134.23}{134.23+267.4}\times100\%=33.42\%$

通常此值为 25%~60%，故计算结果可以使用。

例 2：一并联输油管路，总体积流量 10800m³ / h，各支管的尺寸分别为 $L_1$＝1200m，$L_2$＝1500m，$L_3$＝800m；管道内直径 $d_1$＝600mm，$d_2$＝500mm，$d_3$＝800mm；油的粘度为 5.1mPa・s，密度为 890kg / m³，管道材质为钢，求并联管路的压力降及各支管的流量。

解：

并联管路各支管压力降相等，即

⊿$P_1$＝⊿$P_2$＝⊿$P_3$，即

$$\frac{\lambda_1L_1V_{f1}^2}{d_1^5}=\frac{\lambda_2L_2V_{f2}^2}{d_2^5}=\frac{\lambda_3L_3V_{f3}^2}{d_3^5}$$

则 $V_{f1}:V_{f2}:V_{f3}=\sqrt{\frac{d_1^5}{\lambda_1L_1}}:\sqrt{\frac{d_2^5}{\lambda_2L_2}}:\sqrt{\frac{d_3^5}{\lambda_3L_3}}$

又因 $V_f=V_{f1}+V_{f2}+V_{f3}$

设管壁绝对粗糙度$\varepsilon_1$＝$\varepsilon_2$＝$\varepsilon_3$，取钢管ε＝0.2mm

$\varepsilon_1$ / $d_1$＝0.2 / 600＝3.33×$10^{-4}$

$\varepsilon_2$ / $d_2$＝0.2 / 500＝4×$10^{-4}$

$\varepsilon_3$ / $d_3$＝0.2 / 800＝2.5×$10^{-4}$

设流体在全湍流条件下流动，则又与 Re 无关，查图 1.2.4—1 得：

$\lambda_1$＝0.0153，$\lambda_2$＝0.016，$\lambda_3$＝0.0144

由 $V_{f1}:V_{f2}:V_{f3}=\sqrt{\frac{d_1^5}{\lambda_1L_1}}:\sqrt{\frac{d_2^5}{\lambda_2L_2}}:\sqrt{\frac{d_3^5}{\lambda_3L_3}}$

$$=\sqrt{\frac{600^5}{0.0153\times1200}}:\sqrt{\frac{500^5}{0.016\times1500}}:\sqrt{\frac{800^5}{0.0144\times800}}$$

＝2057983：1141088.7：5333333.3

＝1：0.554：2.592

$$V_{f1}=10800\times\frac{1}{1+0.554+2.592}=2605m^3/h$$

$$V_{f2}=10800\times\frac{0.554}{1+0.554+2.592}=1443m^3/h$$

$$V_{f3}=10800\times\frac{2.592}{1+0.554+2.592}=6752m^3/h$$

校核λ值：

$$R_{e1}=354\times\frac{V_{f1}\rho}{d_1\mu}=\frac{354\times2605\times890}{600\times5.1}=2.68\times10^5$$

$$R_{e2}=354\times\frac{V_{f2}\rho}{d_2\mu}=\frac{354\times1443\times890}{500\times5.1}=1.78\times10^5$$

$$R_{e3}=354\times\frac{V_{f3}\rho}{d_3\mu}=\frac{354\times6752\times890}{800\times5.1}=5.21\times10^5$$

查图 1.2.4—1 得$\lambda_1$＝0.0173，$\lambda_2$＝0.0185，$\lambda_3$＝0.0159，与原假设不符，应重新计算。

第二次假设

$\lambda_1$＝0.0173，$\lambda_2$＝0.0185，$\lambda_3$＝0.0159

则 $V_{f1}:V_{f2}:V_{f3}=\sqrt{\frac{600^5}{0.0173\times1200}}:\sqrt{\frac{500^5}{0.0185\times1500}}:\sqrt{\frac{800^5}{0.0159\times800}}$

＝1935372：1061191：5075530

＝1：0.5483：2.6225

所以

$$V_{f1}=10800\times\frac{1}{1+0.5483+2.6225}=2589m^3/h$$

$$V_{f2}=10800\times\frac{0.5483}{1+0.5483+2.6225}=1420m^3/h$$

$$V_{f3}=10800\times\frac{2.6225}{1+0.5483+2.6225}=6791m^3/h$$

核校λ值：

$$R_{e1}=\frac{354\times2589\times890}{600\times5.1}=2.67\times10^5$$

$$R_{e2}=\frac{354\times1420\times890}{500\times5.1}=1.75\times10^5$$

$$R_{e3}=\frac{354\times6791\times890}{800\times5.1}=5.24\times10^5$$

查图 1.2.4－1 得$\lambda_1$＝0.0173，$\lambda_2$＝0.0185，$\lambda_3$＝0.0159，与假设值符合，故 $V_{f1}$＝2589m3/h；$V_{f2}$＝1209m3/h；$V_{f3}$＝6791m3/h 可作为本题答案。

并联管路压力降

$\Delta P=\Delta P_1=\Delta P_2=\Delta P_3$

$$\Delta P_1=\frac{6.26\times10^4\times0.0173\times1200\times2589^2\times890}{600^5}=99.70kPa$$

$$\Delta P_2=\frac{6.26\times10^4\times0.0185\times1500\times1420^2\times890}{500^5}=99.76kPa$$

$$\Delta P_3=\frac{6.26\times10^4\times0.0159\times800\times6791^2\times890}{800^5}=99.74kPa$$

三根支管压力降差别极微，即流量与实际流量略有差别，计算结果是正确的，可取⊿P 值为 99.76kPa(或 100kPa)。

**1.2.6** 管道计算表

**1.2.6.1** 用途

将计算结果填入表中，供各版次管道仪表流程图(P&ID)使用。

**1.2.6.2** 专业关系

(1) 化工工艺专业提供设备压力降、系统允许压力降以及有关物性数据等，管道及布置专业提供设备布置图，设备专业提供设备总装配图以及自控专业提供流量计孔板压差等。

(2) 不对外专业提出条件

**1.2.6.3** 编制时间

和各版 P&ID 相适应，即每版 P&ID 应有相应的管道计算表。

**1.2.6.4** 编制步骤及说明

(1) 填写已有条件。

(2) 参照计算步骤逐项计算包括管道(直管、管件及阀门等)、控制阀、流量计孔板等的压力降，使这些压力降之和小于系统允许压力降，将最终计算结果填

入表中，见表 1.2.6。

## 管 道 计 算 表

**(单 相 流) 表 1.2.6**

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| 管道编号和类别 | | | | |
| 自 | | | | |
| 至 | | | | |
| 物料名称 | | | | |
| 流量 $m^3/h$ | | | | |
| 分子量 | | | | |
| 温度 ℃ | | | | |
| 压力 kPa | | | | |
| 粘度 mPa·s | | | | |
| 压缩系数 | | | | |
| 密度 $kg/m^3$ | | | | |
| 真空度 | | | | |
| 管道公称直径 mm | | | | |
| 表号或外径×壁厚 | | | | |
| 流速 m/s | | | | |
| 雷诺数 | | | | |
| 流导 $cm^3/s$ | | | | |
| 压力降 kPa(100m) | | | | |
| 直管长度 m | | | | |
| 管件当量长度 m | 弯头 90° | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | 三 通 | | | |
| | 大小头 | | | |
| | 闸 阀 | | | |
| | 截止阀 | | | |
| | 旋 塞 | | | |
| | 止逆阀 | | | |
| | 其 它 | | | |
| 总长度 m | | | | |
| 管道压力降 kPa | | | | |
| 孔板压力降 kPa | | | | |
| 控制阀压力降 kPa | | | | |
| 设备压力降 kPa | | | | |
| 始端标高 m | | | | |
| 终端标高 m | | | | |
| 静压力降 kPa | | | | |
| 设备接管口压力降 kPa | | | | |

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| 总压力降 | | kPa | | | |
| 压力(始端) | | kPa | | | |
| 压力(终端) | | kPa | | | |
| 版次或修改 | 版　次 | | | | |
| | 日　期 | | | | |
| | 编　制 | | | | |
| | 校　核 | | | | |
| | 审　核 | | | | |

## 1.3 符号说明

A——管道截面积，$m^2$；

a——正方形、长方形、等边三角形边长，m；

B——螺旋管阻力比，无因次；

b——环形管宽度，m；

C——浸润周边，m；

C——光滑管附加阻力系数；

$C_{HW}$——Hazen-Williams 系数；

D——管道内直径，m；

$D_c$——螺旋管直径，m；

$D_e$——当量直径，m；

d——管道内直径，mm；

E——新钢管校正系数，无因次；

f——摩擦系数，无因次；

$f_C$——螺旋管摩擦系数，无因次；

g——重力加速度，9.81m / $s^2$；

H——螺距，m；

$h_f$——管内摩擦损失的能量，J / kg；

J——常数；

K——阻力系数，无因次；

$K_V$——管件速度变化阻力系数，无因次：

L——管道长度，m；

$L_C$——螺旋管长度，m；

$L_e$——管件当量长度，m；

n——螺旋管圈数；

P——压力，kPa；

Re——雷诺数，无因次；

$(Re)_C$——螺旋管临界雷诺数；

$R_H$——水力半径，m；

u——流体平均流速，m / s；

$u_2$、$u_1$——出口端、进口端流体流速，m / s；

V——流体体积，$m^3$；

$V_f$——流体体积流量，$m^3$ / h；

W——流体质量流量，kg / h；

Z——管道中液柱高度，m；

$Z_2$、$Z_1$——管道出口端、进口端的标高，m；

P——压力降，kPa；

$P_f$——摩擦压力降，kPa；

$P_k$——局部压力降，kPa；

$P_N$——速度压力降，kPa；

$P_S$——静压力降，kPa；

$P_V$——控制阀的允许压力降；

ε——管壁绝对粗糙度，mm；

λ——摩擦系数；

$\lambda_C$——螺旋管摩擦系数；

$\lambda_T$——完全湍流下的摩擦系数；

μ——流体粘度，mPa・s，Pa・s；

ρ——流体密度，kg / $m^3$；

压力——本规定除注明外，均为绝对压力。

# 2 单相流(可压缩流体)

## 2.1 简 述

**2.1.1** 本规定适用于工程设计中单相可压缩流体在管道中流动压力降的一般计算，对某些流体在高压下流动压力降的经验计算式也作了简单介绍。

**2.1.2** 可压缩流体是指气体、蒸汽和蒸气等(以下简称气体)，因其密度随压力和温度的变化而差别很大，具有压缩性和膨胀性。

可压缩流体沿管道流动的显著特点是沿程摩擦损失使压力下降，从而使气体密度减小，管内气体流速增加。压力降越大，这些参数的变化也越大。

## 2.2 计算方法

**2.2.1** 注意事项

**2.2.1.1** 压力较低，压力降较小的气体管道，按等温流动一般计算式或不可压缩流体流动公式计算，计算时密度用平均密度；对高压气体首先要分析气体是否处于临界流动。

**2.2.1.2** 一般气体管道，当管道长度 L>60m 时，按等温流动公式计算；L<60m 时，按绝热流动公式计算，必要时用两种方法分别计算，取压力降较大的结果。

**2.2.1.3** 流体所有的流动参数(压力、体积、温度、密度等)只沿流动方向变化。

**2.2.1.4** 安全阀、放空阀后的管道、蒸发器至冷凝器管道及其它高流速及压力降大的管道系统，都不适宜用等温流动计算。

**2.2.2** 管道压力降计算

**2.2.2.1** 概述

(1) 可压缩流体当压力降小于进口压力的 10%时，不可压缩流体计算公式、图表以及一般规定等均适用，误差在 5%范围以内。

(2) 流体压力降大于进口压力 40%时，如蒸汽管可用式(2.2.2—16)进行计算；天然气管可用式(2.2.2—17)或式(2.2.2—18)进行计算。

(3) 为简化计算，在一般情况下，采用等温流动公式计算压力降，误差在 5%范围以内。必要时对天然气、空气、蒸汽等可用经验公式计算。

**2.2.2.2** 一般计算

(1) 管道系统压力降的计算与不可压缩流体基本相同，即

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_S + \Delta P_N \qquad (2.2.2—1)$$

静压力降$\Delta P_S$，当气体压力低、密度小时，可略去不计；但压力高时应计算。在压力降较大的情况下，对长管(L>60m)在计算$\Delta P_f$时，应分段计算密度，然后分别求得各段的$\Delta P_f$，最后得到$\Delta P_f$的总和才较正确。

(2) 可压缩流体压力降计算的理论基础是能量平衡方程及理想气体状态方程，理想气体状态方程为：

$$PV = WRT / M \qquad (2.2.2—2)$$

或 $P / \rho = C$(等温流动) (2.2.2—3)

对绝热流动，式(2.2.2—3)应变化为：

$$P / \rho^k = C \qquad (2.2.2—4)$$

上述各式中

$\Delta P$——管道系统总压力降，kPa；

$\Delta P_f$、$\Delta P_S$、$\Delta P_N$——分别为管道的摩擦压力降，静压力降和速度压力降，kPa；

P——气体压力，kPa；

V——气体体积，$m^3$；

W——气体质量，kg；

M——气体分子量；

R——气体常数，8.314kJ / (kmol • K)；

ρ——气体密度，kg / $m^3$；

C——常数；

k——气体绝热指数

$$k = C_p / C_V \qquad (2.2.2—5)$$

$C_p$、$C_V$——分别为气体的定压比热和定容比热，kJ / (kg • K)。

(3) 绝热指数(k)

绝热指数(k)值由气体的分子结构而定，部分物料的绝热指数见行业标准《安全阀的设置和选用》(HG / T 20570.2—95)表 16.0.2 所列。

一般单原子气体(He、Ar、Hg 等)k＝1.66，双原子气体($O_2$、$H_2$、$N_2$、CO 和空气等)k=1.40。

(4) 临界流动

当气体流速达到声速时，称为临界流动。

a. 声速 声速即临界流速，是可压缩流体在管道出口处可能达到的最大速

度。通常，当系统的出口压力等于或小于入口绝对压力的一半时，将达到声速。达到　声速后系统压力降不再增加，即使将流体排入较达到声速之处压力更低的设备中(如大气)，流速仍不会改变。对于系统条件是由中压到高压范围排入大气(或真空)时，应判断气体状态是否达到声速，否则计算出的压力降可能有误。

气体的声速按以下公式计算：

绝热流动 $$u_c=\sqrt{\frac{10^3 kRT}{M}} \qquad (2.2.2—6)$$

等温流动 $$u_c=\sqrt{\frac{10^3 RT}{M}} \qquad (2.2.2—7)$$

式中

$u_c$——气体的声速，m / s；

k——气体的绝热指数；

R——气体常数，8.314kJ / (kmol • K)；

T——气体的绝对温度，K；

M——气体的分子量。

b.　临界流动判别。通常可用下式判别气体是否处于临界流动状态，下式成立时，即达到临界流动。

$$\frac{P_2/P_1}{G/G_{cni}} \le \frac{0.605}{\sqrt{k}}\sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \qquad (2.2.2—8)$$

c.　临界质量流速

$$G_C=11P_1\sqrt{M/T_1} \qquad (2.2.2—9)$$

式中

$P_1$、$P_2$——分别为管道上、下游气体的压力，kPa；

$G_1$、$G_2$——分别为气体的质量流速和临界质量流速，kg / ($m^2$ • s)；

$T_1$、$T_2$——分别为管道上、下游气体温度，K；

$G_{cni}$——参数，见式(2.2.2—14)，kg / ($m^2$ • s)；

G——气体的质量流速，kg / ($m^2$ • s)。

其余符号意义同前。

(5) 管道中气体的流速应控制在低于声速的范围内。

**2.2.2.3**　管道压力降计算

(1) 摩擦压力降

a. 等温流动

当气体与外界有热交换，能使气体温度很快地按近于周围介质的温度来流动，如煤气、天然气等长管道就属于等温流动。

等温流动计算式如下：

$$\Delta P_f = 6.26\times10^3 g\frac{\lambda L W_G^2}{d^5\rho_m} \qquad (2.2.2—10)$$

式中

⊿$P_f$——管道摩擦压力降，kPa；

g——重力加速度，9.81m / $s^2$；

λ——摩擦系数，无因次；

L——管道长度，m；

$W_G$——气体质量流量，kg / h；

d——管道内直径，mm；

$\rho_m$——气体平均密度，kg / m：

$$\rho_m = \frac{(\rho_1-\rho_2)}{3}+\rho_2 \qquad (2.2.2—11)$$

ρ1、ρ2--分别为管道上、下游气体密度，kg / m3。

b. 绝热流动

(a) 假设条件

对绝热流动，当管道较长时(L>60m)，仍可按等温流动计算，误差一般不超过 5%，在工程计算中是允许的。对短管可用以下方法进行计算，但应符合下列假设条件：

① 在计算范围内气体的绝热指数是常数；

② 在匀截面水平管中的流动；

③ 质量流速在整个管内横截面上是均匀分布的；

④ 摩擦系数是常数。

(6) 计算步骤

可压缩流体绝热流动的管道压力降计算辅助图见图 2.2.2 所示。

① 计算上游的质量流速

$G_1 = W_G / A$($G_1 = G$，$G_1$ 即图 2.2.2 中 G)　　(2.2.2—12)

② 计算质量流量

$$W_G = 1.876 \times 10^{-2} P_1 d^2 \sqrt{\frac{M}{T_1}} \left( \frac{G}{G_{cni}} \right) \qquad (2.2.2—13)$$

③ 计算参数($G_{cni}$)

$$G_{cni} = 6.638 P_1 \sqrt{\frac{M}{T_1}} \qquad (2.2.2—14)$$

④ 假设 N 值，然后进行核算

$$N = \frac{\lambda L}{D} \qquad (2.2.2—15)$$

⑤ 计算下游压力($P_2$)，根据 N 和 $G_1 / G_{cni}$ 值，由图 2.2.2 查得 $P_2 / P_1$ 值，即可求得下游压力($P_2$)。

式中

G——气体的质量流速，kg / ($m^2$ • s)；

$G_1$——上游条件下气体的质量流速，kg / ($m^2$ • s)；

$W_G$——气体的质量流量，kg / s；

W——气体的质量，kg；

A——管道截面积，$m^2$；

$P_1$——气体上游压力，kPa；

d——管道内直径，mm；

M——气体分子量；

$T_1$——气体上游温度，K；

$G_{cni}$——无实际意义，是为使用图 2.2.2 方便而引入的一个参数，kg / ($m^2$ •s)；

N——速度头数；

λ——摩擦系数；

L——管道长度，m；

D——管道内直径，m。

c. 高压下的流动

当压力降大于进口压力的 40%时，用等温流动和绝热流动计算式均可能有较大误差，在这种情况下，可采用以下的经验公式进行计算：

(a) 巴布科克式（巴布科克式即 Babcock 式）

$$\Delta P_f = 678\frac{W_G^2 L}{\rho_m d^5} + 6.2\times10^4\frac{W_G^2 L}{\rho_m d^6} \qquad (2.2.2—16)$$

式中

$\Delta P_f$——摩擦压力降，kPa；

$W_G$——气体的质量流量，kg / h；

L——管道长度，m；

$\rho_m$——气体平均密度，kg / $m^3$；

d——管道内直径，mm。

本式用于蒸汽管的计算，在压力等于或小于 3450kPa 情况下结果较好，但当管径小于 100mm 时，计算结果可能偏高。

(b) 韦默思式 (韦默思式即 Weymouth 式)

$$V_G = 2.538\times10^{-5} d^{2.667}\sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2)}{\gamma L}\times\frac{273}{T}} \qquad (2.2.2—17)$$

式中

$V_G$——气体体积流量，$m^3$(标) / s，(标)——标准状态；

d——管道内直径，mm；

$P_1$、$P_2$——分别为管道上、下游压力，kPa；

γ——气体相对密度。气体密度与相同温度、压力下的空气密度之比；

L——管道长度，km；

T——气体绝对温度，K。

本式用于在 310～4240kPa 压力、管道直径大于 150mm 的稳定流动情况下，计算天然气管道压力降的结果较好。对相对密度接近 0.6，常温，流速为 4.5～9.0m / s，直径为 500mm～600mm 的气体管道也适用。

(c) 潘汉德式 (潘汉德式即 Panhandle 式)

$$V_G = 3.33\times10^{-5} E d^{2.6182}\left(\frac{P_1^2 - P_2^2}{L}\right)^{0.5349} \qquad (2.2.2—18)$$

式中

E——流动效率系数；

L——管道长度，km。

对于没有管道附件、阀门的水平新管，取 E＝1. 00；

工作条件较好，取 E＝0.95；

工作条件一般，取 E＝0.92；

工作条件较差，取 E＝0.85。

其余符号意义同前。

本式用于管道直径在 150mm～600mm，Re＝5×106～1.4×107 的天然气管道，准确度较式(2.2.2—17)稍好。

(d) 海瑞思式(海瑞思式即 Harris 式)

$$\Delta P_f = 7.34\times10^5 \frac{LV_G^2}{P_m d^{5.31}} \qquad (2.2.2—19)$$

式中

Pm——气体平均压力，kPa

$$P_m = \frac{P_1 + P_2}{2} \qquad (2.2.2—20)$$

其余符号意义同前。

本式通常用于压缩空气管道的计算。

(2) 局部压力降

局部压力降和“单相流(不可压缩流体)”一样，采用当量长度或阻力系数法计算，在粗略计算中可按直管长度的 1.05～1.10 倍作为总的计算长度。

(3) 速度压力降

速度压力降采用“单相流(不可压缩流体)”的管道一样的计算方法。

在工程计算中对较长管道此项压力降可略去不计。

(4) 静压力降

静压力降计算与“单相流(不可压缩流体)”压力降中的方法相同，仅在管道内气体压力较高时才需计算，压力较低时密度小，可略去不计。

### 2.2.3 计算步骤及例题

#### 2.2.3.1 计算步骤

(1) 一般计算步骤

a. “不可压缩流体”管道的一般计算步骤，雷诺数、摩擦系数和管壁粗糙度等的求取方法及有关图表、规定等均适用。

b. 假设流体流速以估算管径。

计算雷诺数(Re)、相对粗糙度(ε / d)，然后查第 1 章“单相流(不可压缩流体)”图 1.2.4—1，求摩擦系数(λ)值。

d. 确定直管长度及管件和阀门等的当量长度。

e. 确定或假设孔板和控制阀等的压力降。

f. 计算单位管道长度压力降或直接计算系统压力降。

g. 如管道总压力降超过系统允许压力降，则应核算管道摩擦压力降或系统中其它部分引起的压力降，并进行调整，使总压力降低于允许压力降。如管道摩擦压力降过大，可增大管径以减少压力降。

h. 如管道较短，则按绝热流动进行计算。

(2) 临界流动的计算步骤

a. 已知流量、压力降求管径

(a) 假设管径，用已知流量计算气体流速。

(b) 计算流体的声速。

(c) 当流体的声速大于流体流速，则用有关计算式计算，可得到比较满意的结果。如两种流速相等，即流体达到临界流动状况，计算出的压力降不正确。因此，重新假设管径使流速小于声速，方可继续进行计算，直到流速低于声速时的管径，才是所求得的管径。

(d) 或用式(2.2.2—8)进行判别，如气体处于临界流动状态，则应重新假设管径计算。

b. 已知管径和压力降求流量，计算步骤同上，但要先假设流量，将求出的压力降与已知压力降相比较，略低于已知压力降即可。

c. 已知管径和流量，确定管道系统入口处的压力($P_1$)

(a) 确定管道出口处条件下的声速，并用已知流量下的流速去核对，若声速小于实际流速，则必须以声速作为极限流速，流量也要以与声速相适应的值为极限。

(b) 采用较声速低的流速以及与之相适应的流量为计算条件，然后用有关计算式计算压力降。

(c) 对较长管道，可由管道出口端开始，利用系统中在某些点上的物理性质将管道分为若干段，从出口端至进口端逐段计算各段的摩擦压力降，其和即为该管道的总压力降。

(d) 出口压力与压力降之和为管道系统入口处的压力($P_1$)。

**2.2.3.2** 例题

例 1：将 25℃的天然气(成份大部分为甲烷)，用管道由甲地输送到相距 45km 的乙地，两地高差不大，每小时送气量为 5000kg，管道直径为 307mm(内径)的钢管(ε＝0.2mm)，已知管道终端压力为 147kPa，求管道始端气体的压力。

解：

(1) 天然气在长管中流动，可视为等温流动，用等温流动公式计算

天然气可视为纯甲烷，则分子量 M＝16

设：管道始端压力 $P_1$＝440kPa

摩擦压力降按式(2.2.2—10)计算，即

$$\Delta P_f = 6.26\times10^3 g\frac{\lambda L W_G^2}{d^5\rho_m}$$

雷诺数 Re＝354$W_G$ / dμ 25℃时甲烷粘度μ为 0.01lmPa・s

则 Re＝354×5000 / 307×0.011=5.24×$l0^5$

相对粗糙度 ε / d＝0.2 / 307＝6.51×$10^{-4}$

由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4—1，查得且λ＝0.0176

气体平均密度 $\rho_m = \rho_2 + \frac{1}{3}(\rho_1 - \rho_2)$

$\rho_1 = PM/(RT) = 440 \times 16/(8.3143 \times 298)$

$= 2.8414 kg/m^3$

$\rho_2 = 147 \times 16/(8.3143 \times 298)$

$= 0.9493 kg/m^3$

因此，$\rho_m = 0.9493 + \frac{(2.8414 - 0.9493)}{3} = 1.5800 kg/m^3$

摩擦压力降 $\Delta\rho_f = 6.26 \times 10^3 g \frac{\lambda L W_G^2}{d^5 \rho_m}$

$= 6.26 \times 10^3 \times 9.81 \times \frac{0.0176 \times 45000 \times 5000^2}{(307)^5 \times 1.58}$

$= 282.2 kPa$

始端气体压力 $P_1 = P_2 + \Delta P_f$

$= 147 + 282.2$

$= 429.2 kPa < 440 kPa$

第二次假设 $P_1 = 429.2 kPa$

$\rho_1 = 429.2 \times 16/(8.3143 \times 298)$

$= 2.7717 kg/m^3$

$\rho_m = 0.9493 + \frac{(2.7717 - 0.9493)}{3}$

$= 1.5568 kg/m^3$

因此，

$$\Delta P_f = 6.26 \times 10^3 \times 9.81 \times \frac{0.0176 \times 45000 \times 5000^2}{(307)^5 \times 1.5568}$$

$$= 286.4 kPa$$

$P_1 = 147 + 286.4 \approx 433.4 kPa$

(2) 用韦默思式计算

$$V_G = 2.538 \times 10^{-5} d^{2.667} \sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2)}{\gamma L} \times \frac{273}{T}}$$

标准状态下气体密度

$$\rho = \frac{PM}{RT} = \frac{1.0133 \times 10^2 \times 16}{8.3143 \times 273} = 0.7143 kg/m^3$$

气体比重 $\gamma = 16 / 29 = 0.552$

$d^{2.667}=(307)^{2.667}$

$=4297.32\times10^3$

标准状态下气体体积流量　$V_G=W_G/\rho=5000/0.7143\approx7000m^3$(标) / h

$$7000=2.538\times10^{-5}\times4297.32\times10^3\sqrt{\frac{P_1^2-147^2}{0.552\times45}\times\frac{273}{298}}$$

$P_1=365.08\approx365.1kPa$

⊿P＝218.08kPa，此值较等温流动式计算值小。

用潘汉德式计算

$$V_G=3.33\times10^{-5}Ed^{2.6182}\left(\frac{P_1^2-P_2^2}{L}\right)^{0.5394}$$

$$7000=3.33\times10^{-5}\times0.92\times(307)^{2.6182}\left(\frac{P_1^2-147^2}{45}\right)^{0.5394}$$

$P_1=375.68\approx375.7kPa$

⊿P＝375.68－147＝228.68kPa，此值较等温流动式计算值小，而较韦默思式计算值大。

计算结果见下表：

| 项目 / 计算式 | 压　力　kPa | | 压力降(⊿P) | 误　差　% | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 始端 P1 | 终端 P2 | kPa | P 1 | ⊿P |
| 等温式 | 433.4 | 147 | 286.4 | +9.03 | +11.71 |
| 韦默思式 | 365.1 | 147 | 218.1 | －6.98 | －11.1 |
| 潘汉德式 | 375.7 | 147 | 228.7 | －4.28 | －6.8 |
| 平均 | 391.4 | | 244.4 | | |

由计算结果看出，用潘汉德式计算误差最小，但为稳妥起见，工程设计中应采用等温式计算的结果，即天然气管始端压力为 433.4kPa。考虑到未计算局部阻力以及计算误差等，工程计算中可采用 433.4×1.15kPa＝498.4≈500kPa 作为此天然气管道始端的压力。

例 2：空气流量 8000$m^3$(标) / h，温度 38℃，钢管内直径 100mm，长度 64m，已知始端压力为 785kPa，求压力降。在何种条件下达到声速，产生声速处的压力是多少?

解：

(1) 按等温流动计算

设终点压力 $P_2$＝590kPa

密度$\rho_1$＝$P_1M$ / (RT)＝785×29 / (8.3143×311)：8.804kg / $m^3$

$\rho_2$＝$P_2M$ / (RT)＝590×29 / (8.3143×311)＝6.617kg / $m^3$

因此 $$\rho_m = 6.617 + \frac{(8.804 - 6.617)}{3} = 7.346\text{kg/m}^3$$

查得标准状态下空气密度 ρ＝1. 293kg / $m^3$

则空气的质量流量 $W_c$＝$V_G$ρ＝8000×1. 293＝10344kg / h

查得 38℃空气粘度 μ＝0.019mPa・s

雷诺数 $$Re = 354\frac{W_G}{d\mu} = 354 \times \frac{10344}{100 \times 0.019} = 1.93 \times 10^6$$

取 ε＝0.2mm，则 ε / d＝0.2 / 100＝0.002

查图得λ=0.0235[由第 1 章“单相流(不可压缩流体)”中图 1.2.4—1 中查得]。

摩擦压力降

$$\Delta P_f = 6.26 \times 10^3 g\frac{\lambda L W_G^2}{d^5 \rho_m} = 6.26 \times 10^3 \times 9.81 \times \frac{0.0235 \times 64 \times 10344^2}{100^5 \times 7.346}$$

$$= 134.53\text{kPa}$$

$P_2$＝$P_1$－⊿$P_f$＝785－134.53＝650.47kPa，与假设不符。

第二次假设

$P_2$＝650kPa 则 2＝650×29 / (8.3143×311)＝7.2899 kg / m3

$$\rho_m = 7.2899 + \frac{(8.804 - 7.2899)}{3} = 7.7946 \quad \text{kg/ m3}$$

$$\Delta P_f = 6.26 \times 10^3 \times 9.81 \times \frac{0.0235 \times 64 \times 10344^2}{100^5 \times 7.7946} = 126.79 \quad \text{kPa}$$

$P_2$＝785－126.79＝658.21kPa，与假设不符合。

第三次假设 $P_2$＝658kPa

$\rho_2$＝658×29 / (8.3143×311)＝7.3797 kg / m3

$$\rho_m = 7.3797 + \frac{(8.804 - 7.3797)}{3} = 7.8545 \quad \text{kg/ m3}$$

$$\Delta P_f = 6.26\times10^3\times9.81\times\frac{0.0235\times64\times10344^2}{100^5\times7.8545}=125.82 \text{ kPa}$$

$P_2$＝785－125.82＝659.18kPa

计算结果

$P_2$=659.18kPa，⊿P＝785－659.18＝125.82kPa

等温流动声速

$$u_c=\sqrt{\frac{10^3RT}{M}}=\sqrt{\frac{1000\times8.3143\times311}{29}}=298.60 \text{ m/s}$$

声速下的临界流量

$V_{uc}=u_cA$，[$A=\pi/4(0.1)^2=7.85\times10^{-3}m^2$]

＝$298.60\times7.85\times10^{-3}=2.344m^3/s$＝$8438.4m^3/h$

声速下的临界压力

$P_{uc}=W_GRT/(V_{uc}M)$＝10344×8.3143×311／(8438.4×29)=109.30kPa

声速下的临界密度

$\rho_{uc}=P_{uc}M/(RT)$＝109.30×29／(8.3143×311)＝1.2258kg／$m^3$

平均密度

$$\rho_m=1.2258+\frac{(8.804-1.2258)}{3}=3.7519 \text{ kg/ m}^3$$

压力降

⊿P＝785－109.30＝675.70kPa

由 $$675.70=6.26\times10^3\times9.81\times\frac{0.0235L(10334)^2}{(100)^5\times3.7519}$$

得 L＝157.97≈158m

即在管长为 158m 处可达临界条件，其流速为声速，达到声速时的临界压力 Puc 为 109.30kPa。

(2) 按绝热流动考虑

质量流速 $G_1=W_G/A$＝10344／(7.85×10-3×3600)

＝366.03kg／(m2・s)

$$G_{cni}=6.638P_1\sqrt{M/T_1}=6.638\times785\times\sqrt{29/311}=1591.20 \text{ kg/( m2・s)}$$

比值 $G_1/G_{cni}$＝366.03／1591.20＝0.23

$N=\lambda L/D=0.0235\times64/0.1=15.04$

由图 2.2.2 查得 $P_2/P_1=0.83$，则 $P_2=0.83$，$P_1=0.83\times785=651.55kPa$

及 $P_{uc}/P_l=0.108$，则 $P_{uc}=0.108$，$P_l=0.108\times785=84.78kPa$

因 N＝48 则声速条件下距离为：

$L=ND/\lambda=48\times0.1/0.0235=204.26m$

压力降 $\Delta P=P_1-P_2=785-651.55=133.45kPa$

计算结果比较见下表：

| 项目 / 计算式 | 终端压力 ($P_2$) kPa | 压力降 kPa | 临界条件 | | 误　差　% | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | $P_c$ kPa | 距离(L) m | $P_2$ | $\Delta P$ | $P_c$ | L |
| 等温式 | 659.18 | 125.82 | 109.30 | 158 | +0.59 | －3.04 | +12.63 | －14.64 |
| 绝热式 | 651.55 | 33.45 | 84.78 | 204.26 | －0.59 | +3.04 | －12.63 | +14.64 |
| 平　均 | 655.37 | 29.64 | 97.04 | 182.13 | | | | |

由上表计算可知，用两种方法计算所得压力降相差为 6.08％>5％。管长 64m 应按绝热流动计算。因管长仅 64m，故该管道系统不可能达到声速条件。

**2.2.4** 管道计算表

“可压缩流体”管道计算表的编制步骤、用途及专业关系等均与“不可压缩流体”管道计算表相同，见表 2.2.4。

# 管 道 计 算 表

**(单 相 流)** **表 2.2.4**

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| 管道编号和类别 | | | | |
| 自 | | | | |
| 至 | | | | |
| 物料名称 | | | | |
| 流量 $m^3/h$ | | | | |
| 分子量 | | | | |
| 温度 ℃ | | | | |
| 压力 kPa | | | | |
| 粘度 mPa·s | | | | |
| 压缩系数 | | | | |
| 密度 $kg/m^3$ | | | | |
| 真空度 | | | | |
| 管道公称直径 mm | | | | |
| 表号或外径×壁厚 | | | | |
| 流速 m/s | | | | |
| 雷诺数 | | | | |
| 流导 $cm^3/s$ | | | | |
| 压力降 kPa(100m) | | | | |
| 直管长度 m | | | | |
| 管件当量长度 m | 弯头 90° | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | 三 通 | | | |
| | 大小头 | | | |
| | 闸 阀 | | | |
| | 截止阀 | | | |
| | 旋 塞 | | | |
| | 止逆阀 | | | |
| | 其 它 | | | |
| 总长度 m | | | | |
| 管道压力降 kPa | | | | |
| 孔板压力降 kPa | | | | |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| 控制阀压力降 kPa | | | | |
| 设备压力降 kPa | | | | |
| 始端标高 m | | | | |
| 终端标高 m | | | | |
| 静压力降 kPa | | | | |
| 设备接管口压力降 kPa | | | | |
| 总压力降 kPa | | | | |
| 压力(始端) kPa | | | | |
| 压力(终端) kPa | | | | |
| 版次或修改 | 版　次 | | | |
| | 日　期 | | | |
| | 编　制 | | | |
| | 校　核 | | | |
| | 审　核 | | | |

## 2.3 符号说明

A——管道截面积，$cm^2$；

C——常数；

$C_P$、$C_V$——分别为气体的定压比热和定容比热，kJ / (kg・K)；

D——管道内直径，m；

d——管道内直径，cm，mm；

E——流动效率系数；

G——气体的质量流速，kg / ($m^2$・s)

$G_{cni}$——无实际意义，为使用图 2.2.2 方便而引入的一个参数，kg / ($m^2$・s)；

g——重力加速度，9.81m / $s^2$；

k——气体绝热指数，k＝$C_P$ / $C_V$；

L——管道长度，m，km；

M——气体分子量；

N——速度头数；

P——压力，kPa；

$P_{uc}$——声速下的临界压力，kPa；

R——气体常数，8.3143，kJ / (kmol・K)；

Re——雷诺数；

γ——气体相对密度；

T——气体温度，K；

u——气体流速，m / s；

$u_c$——气体声速，m / s；

V——气体体积，$m^3$；

$V_G$——气体体积流量，$m^3$(标) / h；

$V_{uc}$——声速下的临界流量，$m^3$ / h；

W——气体质量，kg；

$W_G$——气体质量流量，kg / h；

⊿P——压力降，kPa；

ε——管壁绝对粗糙度，mm；

λ——摩擦系数；

ρ——气体密度，kg / $m^3$；

$\rho_{uc}$——声速下的临界密度，kg / $m^3$；

压力——本规定除注明外，均为绝对压力。