



国外油气勘探开发新进展丛书

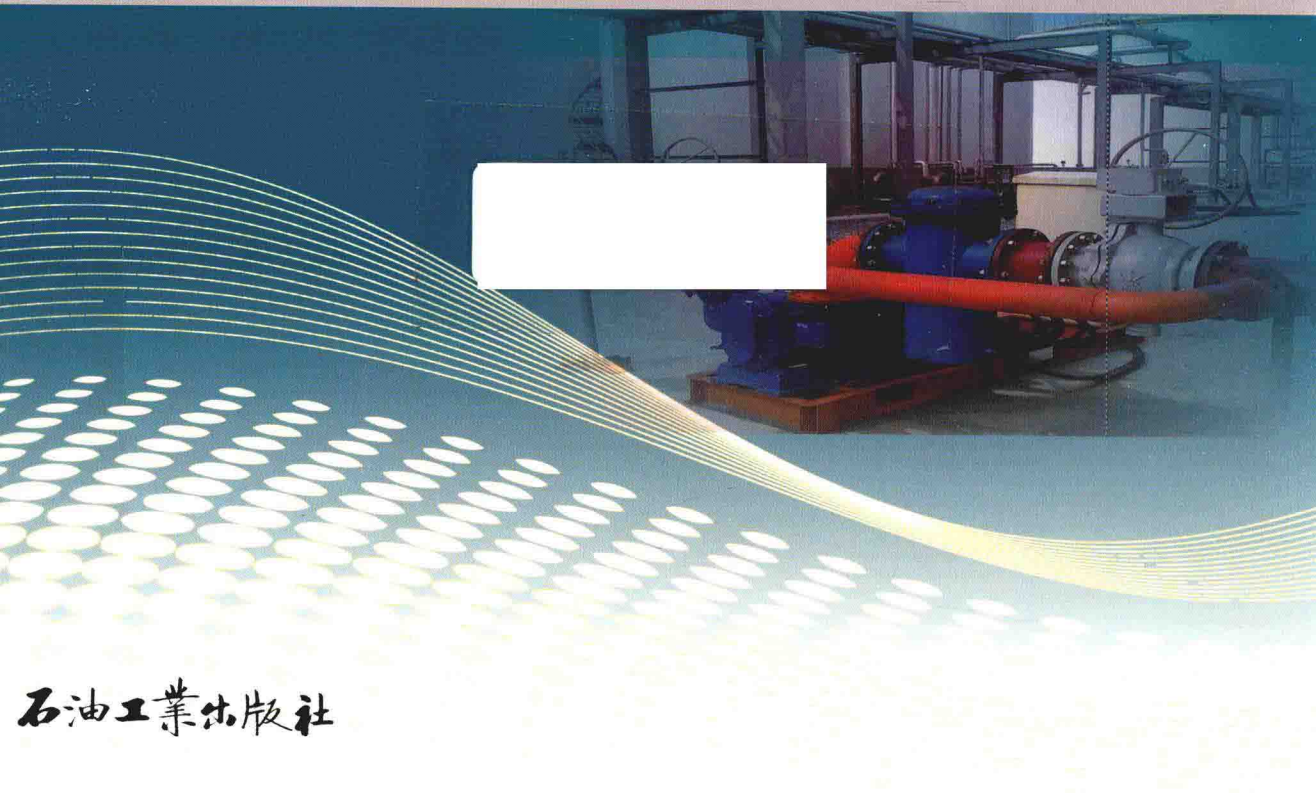
GUOWAIYOUQIKANTANKAIFAXINJINZHANCONGSHU



# WORKING GUIDE TO PUMPS AND PUMPING STATIONS

## 泵和泵站实用技术指南

[美] E. Shashi Menon Pramila S. Menon 著  
冯 定 邓福成 施 雷 译



石油工业出版社

国外油气勘探开发新进展丛书(十一)

# 泵和泵站实用技术指南

【美】E. Shashi Menon Pramila S. Menon 著

冯 定 邓福成 施 雷 译

石油工业出版社

## 内 容 提 要

本书主要讲述了采用管道输送液体时泵及泵站的应用技术。内容包括:工业中所使用的各种型号的泵、流体的性质、泵的性能曲线及伯努利方程;在不同转速以及不同叶轮直径下离心泵的性能;不同密度和不同黏度的液体对泵性能的影响;管路系统的摩擦阻力而导致的压力损失计算;管道系统的扬程曲线及其计算;离心泵的相似定律以及泵叶轮直径或转速变化对泵性能的影响;管路系统有效汽蚀余量与泵的必需汽蚀余量计算;离心泵和管路系统的实际应用与经济性评价。最后介绍了一款比较常用的可以对泵进行分析模拟的商业软件。本书给出了大量计算实例,且在每章最后都有相应的练习题。

本书适用于从事泵及管道工程设计的工程技术人员参考使用,也可供高校相关专业师生学习和参考。

### 图书在版编目(CIP)数据

泵和泵站实用技术指南/(美)梅农著;冯定等译.

北京:石油工业出版社,2015.8

(国外油气勘探开发新进展丛书.第11辑)

书名原文:Working Guide to Pumps and Pumping Stations:Calculations and Simulations

ISBN 978-7-5183-0867-5

I. 泵…

II. ①梅…②冯…

III. ①输油泵-技术手册②输油泵站-技术手册

IV. TE974-62

中国版本图书馆CIP数据核字(2015)第210288号

*Working Guide to Pumps and Pumping Stations:Calculations and Simulations*

*E. Shashi Menon, Pramila S. Menon*

ISBN:978-1-85617-828-0

Copyright © 2010 by Elsevier. All rights reserved.

Authorized Simplified Chinese translation edition published by the Proprietor.

Copyright © 2015 by Elsevier(Singapore)Pte Ltd.

All rights reserved.

Published in China by Petroleum Industry Press under special arrangement with Elsevier

(Singapore)Pte Ltd.. This edition is authorized for sale in China only,excluding Hong

Kong SAR,Macau and Taiwan. Unauthorized export of this edition is a violation of the

Copyright Act. Violation of this Law is subject to Civil and Criminal Penalties.

本书简体中文版由 Elsevier(Singapore)Pte Ltd. 授予石油工业出版社有限公司

在中国大陆地区(不包括香港、澳门特别行政区以及台湾地区)出版与发行。

未经许可之出口,视为违反著作权法,将受法律之制裁。

本书封底贴有 Elsevier 防伪标签,无标签者不得销售。

北京市版权局著作权合同登记号:01-2013-9052

---

出版发行:石油工业出版社

(北京安定门外安华里2区1号 100011)

网 址:www.petropub.com

编辑部:(010)64523583 图书营销中心:(010)64523633

经 销:全国新华书店

印 刷:北京中石油彩色印刷有限责任公司

---

2015年8月第1版 2015年8月第1次印刷

787×1092毫米 开本:1/16 印张:12

字数:300千字

---

定价:65.00元

(如出现印装质量问题,我社图书营销中心负责调换)

版权所有,翻印必究

# 目 录

|                         |      |
|-------------------------|------|
| 第1章 概述 .....            | (1)  |
| 1.1 泵的分类 .....          | (1)  |
| 1.2 液体性质 .....          | (3)  |
| 1.3 流体的能量和伯努利方程 .....   | (9)  |
| 1.4 泵的扬程与流量 .....       | (11) |
| 本章小结 .....              | (13) |
| 习题 .....                | (13) |
| 第2章 泵的性能 .....          | (14) |
| 2.1 泵性能曲线 .....         | (17) |
| 2.2 水力功率和制动功率 .....     | (20) |
| 2.3 泵的汽蚀余量与流量 .....     | (23) |
| 2.4 泵的驱动与功率 .....       | (24) |
| 2.5 多级泵 .....           | (25) |
| 2.6 比转数 .....           | (25) |
| 本章小结 .....              | (27) |
| 习题 .....                | (28) |
| 第3章 流体性质对泵性能的影响 .....   | (29) |
| 3.1 无效功对泵送液体温升的影响 ..... | (34) |
| 3.2 泵的启动参数 .....        | (35) |
| 3.3 系统扬程曲线 .....        | (37) |
| 3.4 管路的直径与型号 .....      | (37) |
| 本章小结 .....              | (42) |
| 习题 .....                | (42) |
| 第4章 管路的压力损失 .....       | (44) |
| 4.1 流速 .....            | (44) |
| 4.2 管流的分类 .....         | (45) |
| 4.3 管流摩擦引起的压降 .....     | (48) |
| 4.4 通过莫迪图确定摩擦系数 .....   | (52) |

|      |                           |       |
|------|---------------------------|-------|
| 4.5  | 摩擦系数的计算 .....             | (52)  |
| 4.6  | 显式方程求摩擦系数 .....           | (53)  |
| 4.7  | Hazen—Williams 压降方程 ..... | (54)  |
| 4.8  | 管件和阀门的压力损失 .....          | (57)  |
| 4.9  | 管道系统的水头损失 .....           | (59)  |
| 4.10 | 串联管路和并联管路 .....           | (64)  |
| 4.11 | 串联管路中的水头损失 .....          | (65)  |
| 4.12 | 并联管路中的水头损失 .....          | (66)  |
|      | 本章小结 .....                | (71)  |
|      | 习题 .....                  | (71)  |
| 第5章  | 系统扬程曲线 .....              | (73)  |
| 5.1  | 泵的节流与能量损失 .....           | (76)  |
| 5.2  | 系统扬程曲线的分类 .....           | (79)  |
|      | 本章小结 .....                | (84)  |
|      | 习题 .....                  | (84)  |
| 第6章  | 叶轮尺寸及转速对泵性能的影响 .....      | (86)  |
| 6.1  | 泵的相似定律 .....              | (86)  |
| 6.2  | 泵叶轮直径与转速的计算 .....         | (91)  |
|      | 本章小结 .....                | (94)  |
|      | 习题 .....                  | (94)  |
| 第7章  | 汽蚀余量和泵的汽蚀现象 .....         | (96)  |
|      | 本章小结 .....                | (100) |
|      | 习题 .....                  | (100) |
| 第8章  | 泵的应用及经济性 .....            | (102) |
| 8.1  | 泵的串联与并联 .....             | (102) |
| 8.2  | 泵站经济性 .....               | (112) |
|      | 本章小结 .....                | (127) |
|      | 习题 .....                  | (127) |
| 第9章  | 离心泵的仿真计算 .....            | (129) |
| 9.1  | 单级泵仿真 .....               | (129) |
| 9.2  | 模拟叶轮直径和转速变化 .....         | (131) |
| 9.3  | 根据设计工况计算叶轮修剪量 .....       | (133) |

9.4 黏度修正分析 ..... (135)

本章小结 ..... (137)

附录 A 公式总结 ..... (138)

附录 B 单位及转换系数 ..... (148)

附录 C 水的特性 ..... (150)

附录 D 常见液体属性 ..... (152)

附录 E 管道尺寸及规格(美国单位制) ..... (153)

附录 F 管道尺寸及规格(国际单位制) ..... (162)

附录 G 管道水头损失 ..... (170)

附录 H 达西摩擦因子 ..... (176)

附录 I 最小二乘法 ..... (177)

参考文献 ..... (179)

# 第1章 概述

泵是通过管道系统输送液体或使液体增压的机械。在大多数情况下,泵的压力是将原动机的机械能或其他外部能量传送给液体,将液体的动能转化为压力能。在美国,压力常用单位为  $\text{lbf/in}^2$ , (磅力每平方英寸), 而国际上压力常用单位为  $\text{kPa}$  (千帕) 或  $\text{bar}$  (巴)。其他的压力单位将在本书的后续章节中进行讨论。当在管线中输送液体时,将液体从起始点 A 点输送到末端 B 点,泵在起始点 A 点处提供的压力必须足以克服液体自身的摩擦阻力及其与管道内壁之间的摩擦阻力。另外,起始点的压力也必须足以克服 A 和 B 之间的高度差。最终,当液体到达末端 B 时,如果还要完成其他功能,则必须存在一定的剩余压力。

如果 B 点的高度低于 A 点,则泵的位置将具有高度优势,可以减少泵所需要提供的压力。相反,如果 A 点的高度低于 B 点,为了克服高度差,泵需要提供更高的压力。

## 1.1 泵的分类

目前工业中使用的液体输送泵有多种不同类型,本书将详细介绍最常见的离心泵。其他类型的泵主要包括往复泵和旋转泵。由于该泵在每个循环或旋转过程中,泵输送的液体体积取决于泵的几何形状和旋转或往复运动的速度,两者也被称为容积(PD)泵。对于容积泵来说,其泵送液体的体积与压力无关。与离心泵相比,这类泵产生的压力更高。因此,必须在容积泵的出口安装安全设备(如安全膜或卸压阀(PRV)等)以保护管路和设备。

在一定压力范围内,离心泵的流量调节范围宽,其产生的压力取决于泵的流量。由于离心泵的流量和压力变化范围广,所以离心泵在增压技术和管线中的应用更加普遍。离心泵可用于来泵送中低黏度的液体,但泵送高黏度的液体时,容积泵比离心泵效率高。所以,在泵送高黏度液体时一般使用螺杆泵或齿轮泵等容积泵。

旋转泵如图 1.1 所示,图示为齿轮泵和螺杆泵,其通常用于高黏度液体的泵送。如前所述,在流量一定时,这些容积式泵产生的高压取决于其设计、几何形状和转速。

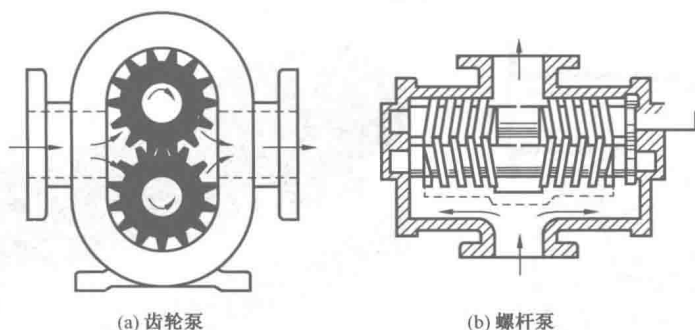


图 1.1 旋转泵

与容积泵相比,离心泵的运行和维护成本较低。一般情况下,容积泵比离心泵效率高。除了在一些特殊的高黏度液体泵送和计量中使用容积式泵外,近几年在工业中离心泵的使用更加普遍。由于在供水管线、化工、石油工业的泵送系统中主要采用离心泵,本书将主要针对离心泵进行分析。

离心泵按液体流出叶轮的方向,可分为径向泵、轴流泵和混流泵三大类。

径向泵是通过使泵送液体相对于泵轴径向运动来提供压力。这类泵适用于低流量、高扬程的场合。轴流泵和旋桨泵则是通过使泵送液体产生轴向运动提供压力,适用于高流量、低扬程的场合。混流泵是径向泵和轴流泵两种类型的组合,介于这两种类型之间。可依据第2章中讨论的泵比转数来划分离心泵的类型。径向泵比转数较低(小于2000),轴流泵比转数较高(大于8000),混流泵的比转数介于两者之间。

图1.2所示为一种典型的离心泵,可以分为蜗壳泵或导叶泵。在液体被叶轮甩离进入排出管道的过程中,单蜗壳离心泵将叶轮的转动速度产生的液体的动能转为液体的静压力(图1.3)。双蜗壳泵的工作原理类似于单蜗壳泵,但是双蜗壳泵主轴的径向负载是平衡的,不会使主轴产生弯曲。导叶泵内有固定导叶片的叶轮,这些叶片会逐渐扩大液流通道,进而逐渐改变液体流动方向,并将速度水头转变为压力水头。

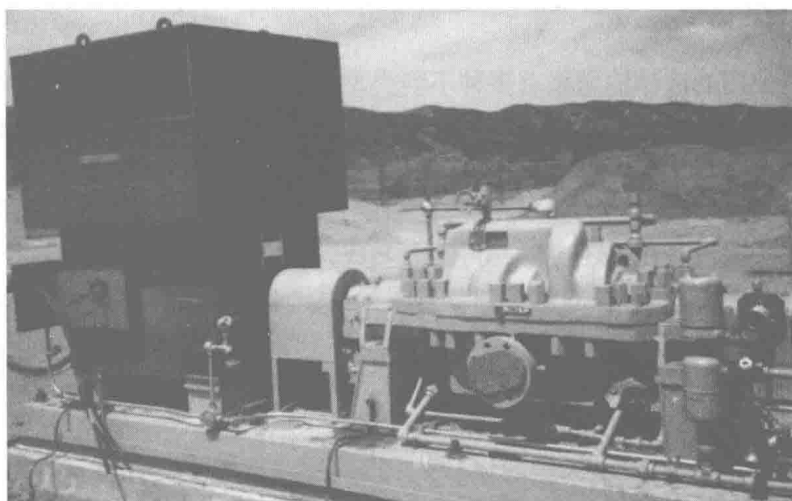


图 1.2 离心泵

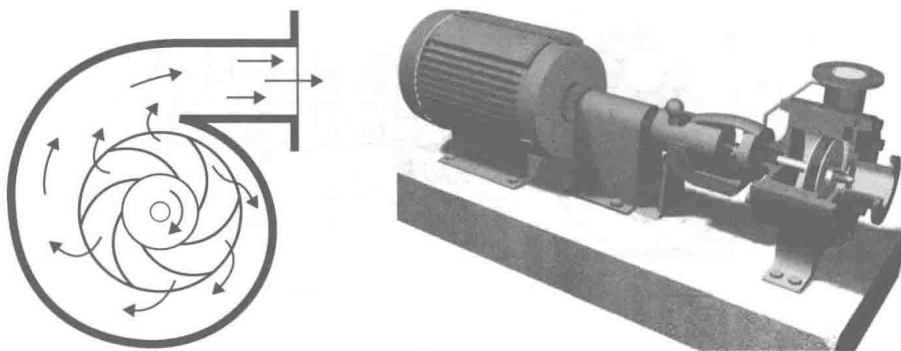


图 1.3 离心泵的典型剖面图

## 1.2 液体性质

液体性质影响泵的性能。本节主要介绍了直接影响泵性能的三个基本物理性质,即相对密度、黏度和蒸汽压。

### 1.2.1 相对密度

相对密度是指在相同温度和压力下液体密度与水的密度的比值。密度是液体质量与其所占体积之比,或其所占据空间的度量。因此,密度即为单位体积的质量。与密度相关的物理量是比重量或重度,即每单位体积的重量。如果一定体积液体的质量已知,质量除以体积即为密度。也可以用一定量的液体的重量除以体积,算得重度。

通常,质量和重量可相互交换使用。因此,我们经常有 10lb 质量或 10lbf 重量的说法。严格来说,质量是一个标量,而重量是一个矢量,方向取决于其测量位置。

体积是指一个物体所占空间的大小。容器中的液体容积取决于容器的形状。因此,装满水的圆柱形容器或桶其容积就是水的体积。在美国单位制中,体积的单位是立方英尺( $\text{ft}^3$ ),加仑(gal)或立方英寸( $\text{in}^3$ )。在国际单位制(SI)中,体积的单位是立方米( $\text{m}^3$ )或升(L)。1 美制加仑等于 231 立方英寸,而 1 英制加仑等于 1.2 美制加仑。除了特殊说明外,在本书中加仑即美制加仑,为 gal。在美国单位制中,质量的单位是磅。在国际单位制中,质量的单位是千克(kg)。因此,密度的单位在美国单位制中为磅每立方英寸( $\text{lb}/\text{ft}^3$ ),在国际单位制中为千克每立方米( $\text{kg}/\text{m}^3$ )或千克每升( $\text{kg}/\text{L}$ )。

在美国单位制中,质量和重量的单位是磅,因此密度的单位为磅每立方英寸或磅每加仑,这主要取决于体积是以立方英寸还是以加仑计量。在国际单位制中,美制加仑可以转换为升,如下所示:

1 美制加仑 = 3.785L

其他体积单位的换算公式如下:

1 英制加仑 = 1.2 美制加仑 = 1.2 加仑

1 美制加仑 = 1 立方英寸 = 0.1337 立方英尺

1 立方英尺 = 7.4805 加仑

在国际单位制(SI)中,体积的单位为立方米( $\text{m}^3$ )或升(L)。在美国单位制中液体的密度是:

密度  $\rho$  = 质量/体积 = 磅/立方英尺

国际单位制中,密度为:

密度  $\rho$  = 质量/体积 = 千克/立方米

而定义液体的相对密度(SG)为液体的密度与相同的温度和压力下水的密度的比值,即:

$$\text{液体相对密度} = \text{液体密度} / \text{水的密度} \quad (1.1)$$

这两种物质密度的测量是在相同的温度和压力下进行的。作为两个相似量的比值,相对密度为无量纲量,换句话说,它没有单位。液体的相对密度随着温度的升高而降低,反之亦然。

在石油工业中,API 度(也写成 $^\circ\text{API}$ )也常用。在温度为  $60^\circ\text{F}$  时,水的 API 度为 10。一个

比水轻的物体,则其 API 度大于 10。例如,柴油 API 度( $SG = 0.85, 60^{\circ}\text{F}$ )为  $34.97^{\circ}\text{API}$ 。

因此,API 度与相对密度成反比,两者的换算公式如下:

$$SG = 141.5 / (131.5 + ^{\circ}\text{API}) \quad (1.2a)$$

$$1^{\circ}\text{API} = 141.5 / SG - 131.5 \quad (1.2b)$$

### 例题 1.1 (美国单位制)

水的密度为  $62.4\text{lb}/\text{ft}^3$ ,柴油燃料的密度  $53.04\text{lb}/\text{ft}^3$ ,在常温常压下,由公式(1.1)可以计算出柴油的相对密度:

$$SG = 53.04 / 62.4 = 0.85$$

如用国际单位制计算,假设石油产品密度为  $810\text{kg}/\text{m}^3$ ,在同一温度和压力下水的密度为  $995\text{kg}/\text{m}^3$ 。由公式(1.1),可以求得该产品的相对密度如下:

$$SG = 810 / 995 = 0.8141$$

### 例题 1.2 (国际单位制)

一个 55gal 装有石油产品的桶,除去桶重后,液体质量为 339.5lb,水的密度为  $62.4\text{lb}/\text{ft}^3$ ,该液体的密度和相对密度是多少?

解:

$$\text{液体密度} = \text{质量} / \text{体积} = 339.5 / 55 = 6.1727\text{lb}/\text{gal}$$

因为  $1\text{ft}^3 = 7.4805\text{gal}$ ,液体密度也可表示为:

$$\text{液体密度} = 6.1727 \times 7.4805 = 46.175\text{lb}/\text{ft}^3$$

因此液体相对密度为:

$$\text{液体相对密度 } SG = 46.175 / 62.4 = 0.740$$

## 1.2.2 黏度

液体的黏度是一种液体流动阻力的度量。在管道中低黏度的液体(如水或汽油)比高黏度液体(如重质原油、蜂蜜、沥青)更容易流动。因此,可以说沥青的黏度比水的高。黏度可分为两类,即动力黏度和运动黏度。动力黏度也称为绝对黏度,用希腊字母  $\mu$  表示,它的单位是厘泊(cP)或泊(P)。运动黏度用希腊字母  $\nu$  表示,它的单位是厘斯(cSt)或斯(St)。这两种单位都是公制单位,在国际单位制和美国单位制中经常用到。接下来本章将会介绍黏度的其他单位。

在  $60^{\circ}\text{F}$  时,水的黏度近似为 1 厘泊(cP)或 1 厘斯(cSt),柴油的黏度约为 5 厘斯。和相对密度一样,液体的黏度也随着液体温度的升高而减小,反之亦然。

基于牛顿定律,液体黏度是流动液体的剪切应力和速度梯度之比,即动力黏度  $\mu$ 。液体在管道内流动时,管道内的任意横截面上液体的径向流速均不同,因此会产生速度梯度。试想透明管内流动的液体,管道内壁附近的液体都处于静止状态即流速为零,而距离管壁最远处即管

道中心的液体流速最大。因此,在每一个管道横截面上存在流速变化,即速度梯度。图 1.4 中曲线为任意管道横截面上流速的变化图。

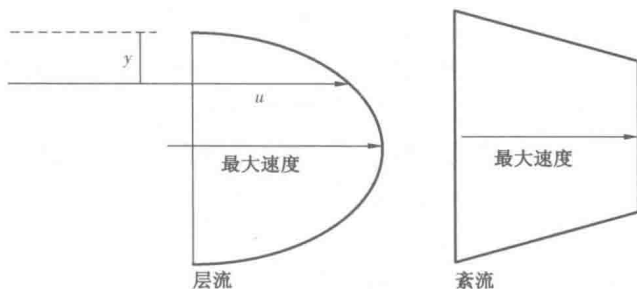


图 1.4 液体流速的变化图

离管壁距离为  $y$  处的液体流速为  $u$ ,管道中心处的流速  $u$  达到最大,此时的  $y$  值为管道的半径。速度曲线的形状取决于液体流过管道而形成的流动类型(层流或紊流)。层流速度变化的曲线形状类似为抛物线,紊流速度变化的曲线形状类似为梯形。高黏度、低流速的液体易形成层流,高流速、低黏度的液体易形成湍流。管道中心流速最大,用  $u_{\max}$  表示。因此,液体从管壁处到管道中心处,其流速由零逐渐变化到最大值  $u_{\max}$ 。从离管壁距离为  $y$  的一个点开始测量液体的流速分布,其中流速用  $u$  表示,则速度梯度可以定义为:流速随径向距离的变化率,或  $du/dy$ 。

基于牛顿定律,在相邻层间运动液体的剪切应力  $\tau$  与速度梯度  $du/dy$  的关系可以表示如下:

$$\tau = \mu \, du/dy \quad (1.3)$$

比例常数  $\mu$  为液体绝对(动力)黏度。

液体密度  $\rho$  与绝对黏度  $\mu$  和运动黏度  $\nu$  关系如下:

$$\nu = \mu/\rho \quad (1.4)$$

$\mu$  单位是厘泊(cP),  $\nu$  单位是厘斯(cSt),则两种黏度与相对密度  $SG$  的关系如下:

$$\nu = \mu/SG \quad (1.5)$$

这个简单的关系是由于公制单位便利。绝对黏度  $\mu$ 、运动黏度  $\nu$  和一些其他单位之间的转换关系如下:

绝对或动力黏度( $\mu$ )

美国单位制:磅/(英尺·秒) [lb/(ft·s)]

国际单位制:帕(P),厘帕(cP)或[kg/(m·s)]

运动黏度( $\nu$ )

美国单位制:平方英尺/秒(ft<sup>2</sup>/s)

国际单位制:斯(St),厘斯(cSt)或 m<sup>2</sup>/s

单位之间的换算关系如下:

$$1 \text{ lb} \cdot \text{s}/\text{ft}^2 = 47.88 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2 = 478.8 \text{ P} = 4.788 \times 10^4 \text{ cP}$$

$$1\text{ft}^2/\text{s} = 929\text{St} = 9.29 \times 10^4 \text{cSt}$$

$$1\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2 = 10\text{P} = 1000\text{cP}$$

$$1\text{m}^2/\text{s} = 1 \times 10^4 \text{St} = 1 \times 10^6 \text{cSt}$$

在石油行业中,常用的高黏度原油或燃料油还有另外两个黏度单位:赛氏通用黏度(SSU)和赛氏重油黏度(SSF)。两者都与运动黏度有关,但实际上并不表示流体黏度的物理特性。相反,SSU和SSF表示一定量(通常为60mL)的黏性液体在给定的温度下流经规定流出孔所用的时间。例如,在70°F下,重质原油的黏度为350SSU。这意味着,在70°F时,实验过程中60mL的原油样品流过指定的孔口需用350s。

SSF同样为某固定体积的黏性产品在特定温度下通过固定大小节流孔所用的时间。SSU和SSF可以由式(1.6)至式(1.9)的方程转换成运动黏度。

$$\nu = 0.226 \times \text{SSU} - 195/\text{SSU} \quad 32 \leq \text{SSU} \leq 100 \quad (1.6)$$

$$\nu = 0.220 \times \text{SSU} - 135/\text{SSU} \quad \text{SSU} > 100 \quad (1.7)$$

$$\nu = 2.24 \times \text{SSF} - 184/\text{SSF} \quad 25 \leq \text{SSF} \leq 40 \quad (1.8)$$

$$\nu = 2.16 \times \text{SSF} - 60/\text{SSF} \quad \text{SSF} > 40 \quad (1.9)$$

式中  $\nu$ ——在特定温度下的运动黏度。

一般情况下,SSU值约是运动黏度值(cSt)的5倍。从这些转换方程可以看出,SSU和SSF转换成运动黏度(cSt)相对较简单。但是,运动黏度(cSt)转换成SSU和SSF的过程较复杂,因为有关未知量SSU或SSF一元二次方程的解必须由给定的运动黏度(cSt)值来确定。下面的例子说明了两者之间的转化过程。

### 例题 1.3 (美国单位制)

在60°F下,柴油燃料的运动黏度为5.0cSt,相对密度为0.85。计算柴油的动力黏度。

解:

$$\text{运动黏度} = \text{动力黏度} / SG$$

$$5.0 = \mu / 0.85$$

动力黏度  $\mu$ :

$$\mu = 0.85 \times 5.0 = 4.25\text{cP}$$

### 例题 1.4 (美国单位制)

在70°F下重质原油的黏度为350SSU。计算其运动黏度(cSt)。

解:因为黏度大于100SSU,由公式(1.7),转换为运动黏度(cSt),如下所示:

$$\nu = 0.220 \times 350 - 135/350 = 76.61\text{cSt}$$

### 例题 1.5 (国际单位制)

黏稠原油样品在15°C时,黏度为56cSt,计算其等效黏度SSU。

解:如上所述,一般情况下,SSU值大约是运动黏度(cSt)值的5倍,计算得到的结果近似为280SSU,大于100SSU,由公式(1.7),其计算过程如下所示:

$$56 = 0.220 \times \text{SSU} - 135/\text{SSU}$$

整理上式,得:

$$0.220(\text{SSU})^2 - 56(\text{SSU}) - 135 = 0$$

利用一元二次方程式求得 SSU:

$$\text{SSU} = (56 + \sqrt{56^2 + 4 \times 0.22 \times 135}) / (2 \times 0.22) = 256.93$$

因为黏度不能为负值,则舍去负根。

### 1.2.3 蒸汽压力

对于离心泵,液体的蒸汽压力(气化压力)是一个重要的属性。液体的蒸汽压是一定温度下的液体压力,在该压力下,液体和它的蒸汽处于平衡状态。因此,我们可以说,在液体的沸点温度下,其蒸汽压力等于大气压力。一般来说,100°F 条件下,在实验室中测得的液体蒸汽压称为雷德蒸汽压(RVP)。

当已知液体的雷德蒸汽压时,其他任意温度下相应的蒸汽压力,可通过查标准图标确定。液体蒸汽压的重要性将在后面可吸入压力的计算一节中进行探讨。在 60°F 时水的蒸汽压是 0.256lb/ft<sup>2</sup>,在 40°C 下水的蒸汽压为 7.38kPa(绝对压力)。蒸汽压力通常用绝对压力的单位磅力/平方英尺或千帕(绝对压力)表述。液体的蒸汽压会随着液体温度的升高而增大。

### 1.2.4 比热容

液体比热容( $C_p$ )的定义为:单位质量液体的温度升高 1°C 所需的热量。它是温度和压力的函数。对于大多数不可压缩的液体,例如水或汽油,比热容只与温度有关,并且随着温度的升高而增大。

在美国单位制中,比热容的单位是 Btu/(lb · °F)[英热单位/(磅 · 华氏度)],在国际单位制中,比热容单位是 kJ/(kg · °C)。水的比热容为 1Btu/(lb · °F)[4.186kJ/(kg · °C)],而石油产品的比热容在 0.4 ~ 0.5Btu/(lb · °F)之间[1.67 ~ 2.09kJ/(kg · °C)之间]。

### 1.2.5 液体压力和扬程

在液体的自由表面下,液体在任意点处的压力是深度的函数。例如,一个装有液体的储存罐,自由表面在罐底 20ft 上方,罐中部的液压是罐底液压的一半。液体表面的压力定为零基准压力或常压。根据帕斯卡定律,在液体中,同一深度自由表面之下的任意点处压力相等。

液体的压力用压力表测量,测得的读数称为表压。如果一个压力表连接到装有 20ft 高液体的罐的底部,压力表指示的表压约是 8.66lb/in<sup>2</sup>,计算方法简要说明如下。由于罐中液体的表面受到当地大气压(海平面上约是 14.7psi),则罐底的绝对压力为 8.66 + 14.73 = 23.39lb/in<sup>2</sup>(psia),如图 1.5 所示。因此,绝对压力等于表压加上当地大气压,即:

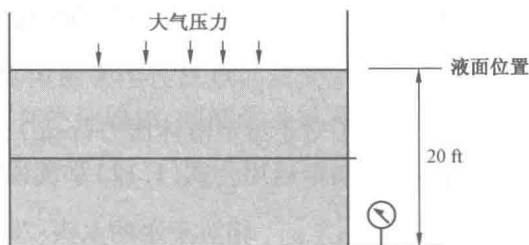


图 1.5 容器中液体的压力

$$p_{\text{abs}} = p_{\text{gauge}} + p_{\text{atm}} \quad (1.10)$$

本书中,表压(psig)是隐含的,除非被明确指定为绝对压力(pisa)。

在美国单位制中,压力的单位是 lbf/in<sup>2</sup> (psi) 或 lbf/ft<sup>2</sup>, 国际单位制中,压力单位是 kPa、MPa 或 bar,各压力单位之间换算见附录 B。

一点处的大气压力取决于其海拔高度与参考点海拔高度(如平均海平面(MSL))之差。大气压力随海拔高度的增加而降低,从平均海平面至海拔 3500m 处,大气压力从 101.3kPa 降低到 66.1kPa。在美国单位制中,平均海平面上大气压力约 14.7psi,在海拔 10000ft 下降到 10.1psi。

液体中某点处的压力随深度以线性的方式增加。例如,在自由表面下深度  $h$  处压力  $p$  为:

$$p = h \times SG / 2.31 \quad (1.11)$$

式中  $p$ ——压力,psi;

$SG$ ——液体相对密度,无量纲;

$h$ ——液体自由表面下的深度,ft。

国际单位制下相应方程为:

$$p = h \times SG / 0.102 \quad (1.12)$$

式中  $p$ ——压力,kPa;

$SG$ ——液体相对密度,无量纲;

$h$ ——液体自由表面下的深度,m。

从公式(1.11)可以看出,很显然,液体压力与深度  $h$  成正比。后者  $h$  也被称为液力水头。因此,1000psi 的压力是相当于确定大小的液力水头。水头(扬程)的单位是英尺(或米),依赖于液体的相对密度。水的相对密度是 1,由方程(1.11)计算其扬程如下:

$$2.31 \times 1000 / 1.0 = 2310\text{ft}$$

因此,压力为 1000psi 可以说成相当于水头为 2310ft 的水。如果液体是汽油(相对密度 = 0.736),同为 1000psi 的压力对应的水头为:

$$2.31 \times 1000 / 0.736 = 3139\text{ft}$$

可以看到,对于一个给定的压力,液体相对密度下降,水头增大。另外,对于重质液体,如盐水(相对密度 = 1.25),1000psi 的压力对应的水头为:

$$2.31 \times 1000 / 1.25 = 1848\text{ft}$$

图 1.6 给出了对于给定液体压力(psig),相对密度对液体水头的影响。

在国际单位制中运用公式(1.12)举例说明,7000kPa(70bar)相当于其扬程为:

$$\text{相对于水的水头: } 7000 \times 0.102 / 1.0 = 714\text{m}$$

当转化成汽油时,方程等于:

$$\text{相对于汽油的水头: } 7000 \times 0.102 / 0.736 = 970.11\text{m}$$

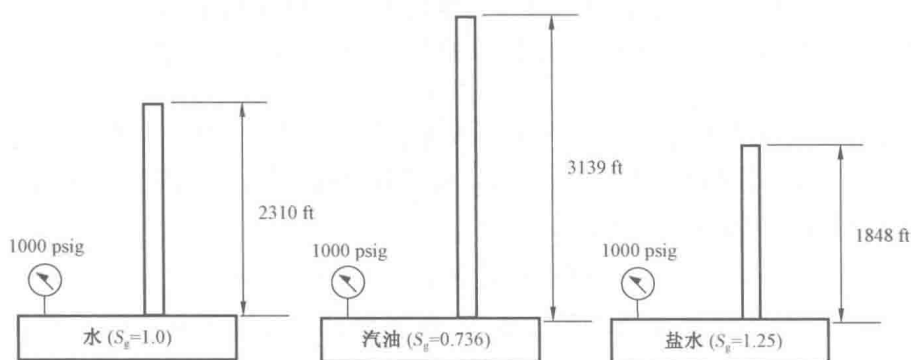


图 1.6 不同液体的水头

### 1.3 流体的能量和伯努利方程

首先通过讨论管道内液体的流动来引入流动液体的三种能量和伯努利方程的概念。在图 1.7 中,液体以均匀的流量  $Q$  从管道的 A 点流到 B 点。在 A 点,单位质量的液体由三种能量组成:

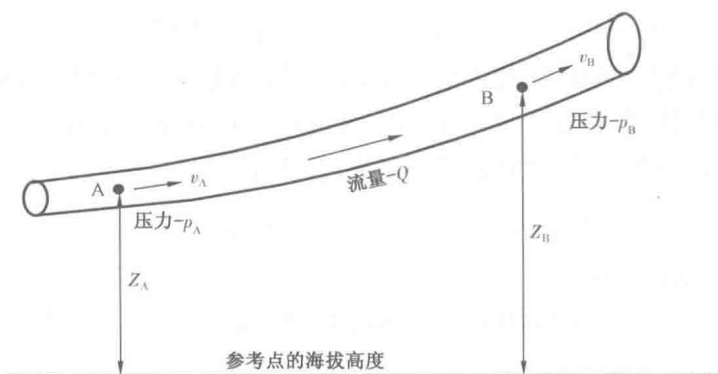


图 1.7 流动液体的能量

- (1) 由于液体压力产生的压力能;
- (2) 由于液体流速产生的动能;
- (3) 由于液体在基准海拔上产生的势能。

能量守恒原理表明,能量既不能创造也不会消失,只能从一种形式的能量转换成另一种形式。这一原理的另一种表述形式:伯努利方程,流体经管道任意点的总能量是一个常数。因此,在图 1.7 中,假设没有摩擦或能量损失,也没有能量增加,则液体在 A 点的总能量与在 B 点的总能量相等。A 点的能量由三部分组成:

- (1) 由于液体的流动或压力产生的压力能:  $p_A/\gamma$ 。
- (2) 由于液体流速产生的动能:  $v_A^2/2g$ 。
- (3) 由于海拔产生的势能:  $Z_A$ 。

$p_A/\gamma$  是压力水头,  $v_A^2/2g$  是速度水头,  $Z_A$  是位势水头。  $\gamma$  是液体的重度,由于通常认为液

体是不可压缩的,可假设在 A 点和 B 点液体的重度不变。如液体的密度会随温度变化一样, $\gamma$  也会随温度变化而变化。在美国单位制中, $\gamma$  的单位是  $\text{lb}/\text{ft}^3$ ,在国际单位制中, $\gamma$  的单位是  $\text{kN}/\text{m}^3$ 。

例如,水在  $20^\circ\text{C}$  时的重度是  $9.79\text{kN}/\text{m}^3$ ,动能项中  $g$  是重力加速度常数(在美国单位制中为  $32.2\text{ft}/\text{s}^2$ ,在国际单位制中为  $9.81\text{m}/\text{s}^2$ ),如果忽略摩擦损失,根据伯努利方程,稳流中三个部分能量的总和是一个常数。因此有:

$$p_A/\gamma + v_A^2/2g + Z_A = p_B/\gamma + v_B^2/2g + Z_B \quad (1.13)$$

其中, $p_A$ 、 $v_A$  和  $Z_A$  分别是 A 点的压力水头,速度水头和位势水头,图 1.7 中的 B 点也是一样。

回头来看方程里面的每一项,在美国单位制中,压力水头的单位是  $(\text{lb}/\text{ft}^2)/(\text{lb}/\text{ft}^3) = \text{ft}$ ,速度水头单位是  $(\text{ft}/\text{s})^2/(\text{ft}/\text{s}^2) = \text{ft}$ ,位势水头的单位是  $\text{ft}$ 。因此,伯努利方程中的每一项单位都是  $\text{ft}$ 。在国际单位制中,压力水头的单位是  $(\text{kN}/\text{m}^2)/(\text{kN}/\text{m}^3) = \text{m}$ ,同样,速度水头的单位是  $(\text{m}/\text{s})^2/(\text{m}/\text{s}^2) = \text{m}$ ,位势水头的单位为  $\text{m}$ 。所以,所有伯努利方程中的水头单位为  $\text{m}$ 。

同样,在国际单位制中各项单位都是  $\text{m}$ 。

但是在现实中,我们必须考虑到由于液体在管内流动受到摩擦而损失的能量,因此,方程(1.13)作如下修改:

$$p_A/\gamma + v_A^2/2g + Z_A - h_f = p_B/\gamma + v_B^2/2g + Z_B \quad (1.14)$$

$h_f$  是 A 和 B 之间的摩擦压降,或管道中液体的流动引起的水头损失。同样,如果在 A 和 B 之间的某一点处增加能量(比如用泵),必须将该能量加到方程的左边。考虑泵的扬程为  $h_p$ ,以及摩擦损失和泵的扬程,可以得到伯努利方程,具体如下:

$$p_A/\gamma + v_A^2/2g + Z_A - h_f + h_p = p_B/\gamma + v_B^2/2g + Z_B \quad (1.15)$$

### 例题 1.6 (美国单位制)

图 1.7 中的水管道内径为  $15.5\text{in}$ ,点 A 和点 B 相距  $4500\text{ft}$ 。A 点位置是在海拔  $120\text{ft}$ ,B 点在海拔  $350\text{ft}$ ,流速均匀为  $5.4\text{ft}/\text{s}$ 。

(a) 如果在 A 点的压力是  $400\text{lb}/\text{ft}^2$ ,A 点和 B 点之间的摩擦损失为  $32.7\text{ft}$ ,计算 B 点的压力。

(b) 如果在 A 点和 B 点之间增加了一个扬程为  $220\text{ft}$  的泵,其他数据和(a)中一样,则 B 点压力是多少?

解:(a)由伯努利方程(1.14)得到:

$$400 \times 144/62.4 + 120 - 32.7\text{ft} = p_B \times 144/62.4 + 350$$

解得 B 点压力为:

$$p_B \times 144/62.4 = 923.08 + 120 - 32.7 - 350 = 660.38$$

$$p_B = 660.38 \times 62.4/144 = 286.16\text{psi}$$

(b) 由于泵的扬程为  $220\text{ft}$ ,则 B 点的压力将增加,如下所示:

$$p_B = 286.16\text{psi} + 220 \times 1/2.31 = 381.4\text{psi}$$

1.4 泵的扬程与流量

由于压力和扬程之间有着直接的关系,泵的供应商将泵压相关的泵送扬程标准化。因此,在泵一定效率的条件下,给定一个流量或流速(gal/min),离心泵的扬程(ft)是确定的。例如,在美国单位制中,某型号泵的供应商提供泵的扬程为1400ft,效率为78%,容量为500gal/min。在这里所指泵送液体为水。只要液体黏度比水小,比如柴油或汽油,具有相同扬程和流量的泵同样能泵送。但是,如果流体黏度更大,比如黏性较大的(大于10cSt)的产品(如重质原油),则所需泵的扬程、流量和效率是不同的。在泵流量一定情况下,泵送液体的黏度越高,泵的扬程和效率都越低。这就是黏度修正后离心泵的性能,该内容将在第3章中详细介绍。

这里有一个有关泵规格的例子(国际单位制),某供应商标出某型号泵的扬程为420m,容量为108m<sup>3</sup>/h,效率为75%。

正如在本章开头所陈述,泵的主要功能是提升液体的压力,并将该压力应用于工程中或将液体从管线的水源(如一个水罐)引出,通过连接管道流至目标位置(如另一个水罐)。下面我们将比较一下容积泵与离心泵的工作原理。

对于容积泵,根据不同的需要,固定体积的液体随着活塞的每个冲程运动,在一定的压力下从吸入管道输送到排出管道,如往复运动的活塞式泵。输送液体的体积取决于活塞的直径、活塞的行程及泵的转速,如图1.8所示。

容积泵的压力与泵送液体体积之间的关系可以看作是一条垂直直线,如图1.9所示。图1.9表明容积泵能在任何压力下提供一个固定流量,其压力极限只受限于该泵的结构强度和连接管汇系统的强度。由于受到泵的间隙、泄漏和液体黏度的影响,泵送液体的体积随着压力的增加略有下降,称之为转差,如图1.9所示。

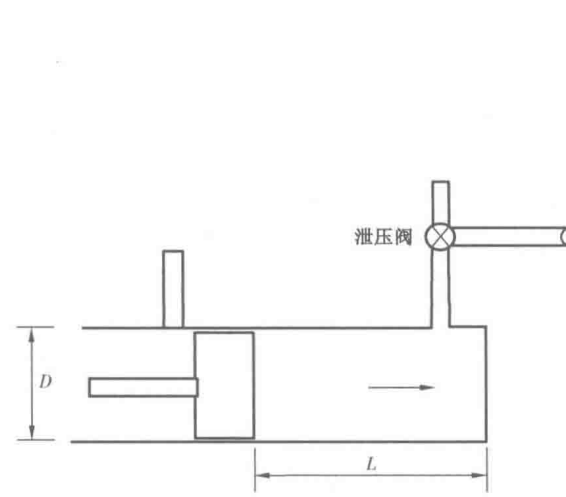


图 1.8 柱塞泵

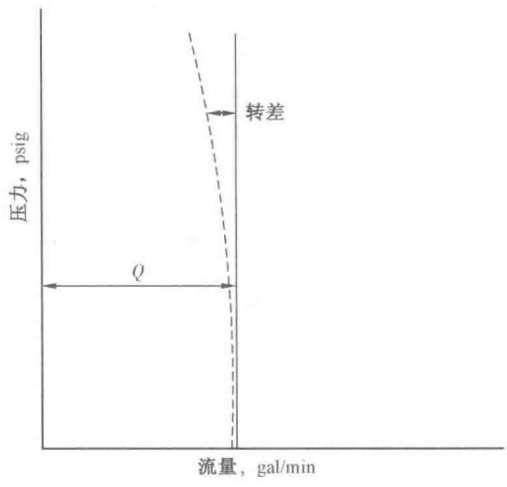


图 1.9 容积泵的压力与流量的关系

对于固定体积流量  $Q$  的容积泵,理论上可以根据应用需要来提高泵的压力。但是压力的上限取决于输送管道的强度。因此,在容积泵的排出端需安装泄压阀(PRV),如图1.8所示。很显然,除非更换较大尺寸的泵,或者增加其速度,容积泵在安装后其流量一定。