

泵与鼓风机、两相流

〔美〕A.J.斯捷潘诺夫 著

机械工业出版社

本书系A.J.斯捷潘诺夫专门著作之一，与他的姊妹作“离心泵和轴流泵”同列入世界名著行列。

本书分两部分，第一部分主要讨论整个比转数范围内支配泵和鼓风机的设计及运行的几个一般关系式，以及与此论题直接有关的一些实际问题。第二部分介绍泵与鼓风机输送两相流时的运行状态。

此外，作者在第5章中对离心泵和轴流泵一书俄译本编辑所作的评论进行了大量的声辩，这一点，也可作为读者参考。

本书可供机械、水电、建筑、煤炭、原子能系统泵专业工程技术人员阅读。

PUMPS AND BLOWERS

TWO-PHASE FLOW

A. J. Stepanoff

JOHN WILEY & SONS, NEW YORK LONDON

1965

* * *

泵与鼓风机、两相流

[美]A.J.斯捷潘诺夫 著

吴达人 译 王钜明 校

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街-5号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

煤炭工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本850×1168 $1/32$ ·印张10 $1/8$ ·字数265千字

1986年12月北京第一版·1986年12月北京第一次印刷

印数0,001-3,720·定价2.95元

*

统一书号: 15033·6268

译 者 的 话

A.J.斯捷潘诺夫以其所著“离心泵和轴流泵”一书而为水泵行业所熟知，但是在我国，对他所著的另一本姊妹篇却知者甚鲜，这就是现在在您手中的“泵与鼓风机、两相流”。

本书分为两部分，第一部分是对他过去所著的有关泵和鼓风机的两本著作中某些重要的论题作进一步的阐述、修订和补充，特别是对叶轮和泵体的适配问题，最小阻力原理问题等，进行了详细的说明。第二部分介绍泵与鼓风机输送两相流时的运行状态。就本书的内容而言，我们不仅可以进一步了解作者的学术思想，而且对一些专题也可以有较透彻的理解。

值得注意的是本书的第5章，作者引经据典对“离心泵和轴流泵”一书的俄译本编辑所作的评论进行了大量的声辩，作者的观点于此可见一斑。当然，这是一个至今尚未搞清的问题，还有待于进一步研究，但读一下作者的这一章却是有益的。另一方面，本书到底是二十多年前的作品，关于两相流问题目前已取得了不少进展，为了保持原作风貌，这里不作任何修正和说明。

译 者

1984年8月

作者前言

本书所汇集的文章，讨论了现有有关离心泵和离心鼓风机理论和设计的书籍所没有包括的各种问题。书中各标题本身的理论性就很强，要领会其内容，则必须熟悉有关泵和鼓风机的标准教科书中所涉及的有关论题。

本书分成两部分。第一部分讨论整个比转数范围内支配泵和鼓风机的设计及运行的几个一般关系式，这些关系式也可称之为定律或原理。同此论题直接有关的一个实际问题是，一个叶轮在两个不同的泵体中的运行性能，或者两个不同的叶轮在同一个泵体中的运行性能。同样重要的另一个实际问题是，离心泵在输送除冷水外的其它液体时的汽蚀性能。

第二部分介绍泵和鼓风机在输送固液混合物或固气混合物过程中的运行状态。近几年来，广为宣传的关于管道输煤比铁路运煤要优越的问题，引起了人们很大的兴趣。到底哪一种运煤方式较好？这一争端在有了以下两个重要的发现后才得以最终解决：

1) 含水量为30~40%的煤浆能直接在锅炉中燃烧，炉子效率下降很少，或者没有下降；

2) 固体含量按重量达70%的固水混合物，其所造成的管路摩擦损失（以混合物的英尺数表示）比清水为低。

在我看来，这是近一百年来在水力学方面最为重大的发现。为了抵制管道输煤工程的竞争，铁路方面已将煤的运输费用几乎削减了50%。这样就为电力公司每年节省燃料费一到两亿美元（纽约时报，1963年6月2日）。

为了了解泵和鼓风机输送悬浮固体时的工作状态，必须简要地介绍一下流变学和两相物质的管流，这一问题在一般的流体力学教科书中是不予论述的。

题名为“最小阻力原理”的第5章作了进一步的扩充。目前

还没有专门论述这一问题方面的英文文献。在欧洲，这类文献须追溯到伦纳多·达·芬奇 (Leonardo da Vinci, 1452~1519) 时代。有一个时期，即在十九世纪中期，“最小阻力原理”曾在欧洲最高级的科学家中间引起了广泛的争论。美国的舆论则一直表示根本不存在这种原理。

本书各章原先是单独编写的，相互无关的，每篇文章自成系统，各自论述一个主题。因此，把这些文章汇集成册时，前言和定义就不可避免地会有所重复。但是，这种编排方式却可使读者在研究任何一个论题时，不用经常去参考前面的各章。

本人对英格索尔-兰德公司以及我的上级领导、涡轮机产品设计处的施密特先生 (D.W.Schmitt) 和卡梅伦设计处的韦弗先生 (S.Weaver) 表示感谢，本书是在他们的支持下写成的。斯塔尔 (H.A.Stahl)、布基切 (A.Brkich) 和赫姆 (G.Heim) 等诸位先生参与了本书各个论题的讨论。此外，斯塔尔先生还审阅了全部手稿，并提出了许多修正和改进的意见。

A.J. 斯捷潘诺夫

新泽西州 菲利普堡 1964年10月

英制、法定单位换算表

	中文符号	换算关系
长度		
ft	英尺	1ft = 0.305m
in	英寸	1in = 25.4mm
mi	英里	1mi = 5280ft = 1609m
面积		
ft ²	英尺 ²	1ft ² = 0.0929m ²
in ²	英寸 ²	1in ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
体积		
ft ³	英尺 ³	1ft ³ = 0.0283m ³
in ³	英寸 ³	1in ³ = 1.6387 × 10 ⁻⁵ m ³
1mp·gal	英加仑	1.1mp·gal = 0.0045m ³
U. S. gal	美加仑	1U. S. gal = 0.0038m ³
liter	升	1liter = 0.001m ³
质量		
lb	磅	1lb = 0.454kg
slug	斯	1slug = 14.594kg
压力		
lb(f)/in ²	磅(力)/英寸 ²	1lb(f)/in ² = 6895Pa = 6.895kPa
lb(f)/ft ²	磅(力)/英尺 ²	1lb(f)/ft ² = 47.88Pa
atm	大气压力	1atm = 101 325Pa = 760mmHg
inHg	英寸汞柱	1inHg = 0.033 42atm = 0.4912lb(f)/in ² = 3387Pa
力		
lb(f)	磅(力)	1lb(f) = 0.4536kgf = 4.448 N

dyn	达因	$1\text{dyn} = 1.02 \times 10^{-6}\text{kgf}$
功率		$= 10^{-5}\text{N}$
HP	英制马力	$1\text{Hp} = 76.04\text{kgf}\cdot\text{m/s}$
		$= 550\text{ft}\cdot\text{lb/s}$
		$= 2545\text{Btu/h}$
		$= 0.7457\text{kW}$
PS		$= 745.7\text{J/s}$
比重		
$\text{lb(f)}\text{ft}^3$	磅(力)/英尺 ³	$1\text{lb(f)}/\text{ft}^3 = 157.09\text{N}/\text{m}^3$
密度		
lb/in^3	磅/英寸 ³	$1\text{lb}/\text{in}^3 = 27680\text{kg}/\text{m}^3$
lb/ft^3	磅/英尺 ³	$1\text{lb}/\text{ft}^3 = 16.02\text{kg}/\text{m}^3$
能量		
Btu	英热单位	$1\text{Btu} = 778\text{ft}\cdot\text{lb}$
		$= 1055\text{J}$
动力粘度		
$\text{lb(f)}\cdot\text{s}/\text{ft}^2$	磅(力)·秒/英尺 ²	$1\text{lb(f)}\cdot\text{s}/\text{ft}^2 = 47.88\text{cP}$
		$= 1.356 \times 10^{-3}\text{kgf}\cdot\text{h}/\text{m}^2$
		$= 47.88\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
运动粘度		
ft^2/s	英尺 ² /秒	$1\text{ft}^2/\text{s} = 92900\text{cSt}$
		$= 929\text{St}$
		$= 929 \times 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$
ft^2/h	英尺 ² /时	$1\text{ft}^2/\text{h} = 0.258\text{St}$
		$= 0.258 \times 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$
比热		
$\text{Btu}/\text{lb}\cdot^\circ\text{F}$	英热单位/磅·°F	$1\text{Btu}/\text{lb}\cdot^\circ\text{F} = 4186.8\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$

目 录

译者的话

作者前言

第一部分 泵和鼓风机

第1章	除水以外的其它液体的汽蚀	1
第2章	各种液体的汽蚀特性	26
第3章	不相似泵的汽蚀准则	38
第4章	泵与鼓风机的不相似定律	55
第5章	最小阻力原理	78
第6章	锅炉给水泵的热力学	104
第7章	进口导翼	111
第8章	鼓风机的混流式叶轮	142

第二部分 两相流

第9章	固液混合物的泵送	159
第10章	固气混合物的流动和泵送	186
第11章	纸浆的流动和泵送	218
第12章	气液混合物的流动	247
第13章	两相流动的各种特殊应用	278
第14章	散装固体的重力流动	303
附录		315

第一部分 泵和鼓风机

第 1 章 除水以外的其它液体的汽蚀

提要：研究了除水以外的其它液体发生汽蚀的 各种条件。根据热水和其它液体的新的试验数据，研讨了热力汽蚀准则的概念，并阐明了用它来确定汽蚀余量的 校正量。最后，试图 确定吸入比转数对汽蚀余量校正量的影响。

汽蚀过程中液体的沸腾是一种热力过程，它取决于液体的性质，诸如压力、温度、汽化潜热和比热等。在汽蚀条件下，低压区中蒸汽穴的出现和消失会造成泵性能（扬程、流量和效率）的下降，因为这种蒸汽穴会破坏泵在正常运行条件下无汽穴流动时所具有的动力条件。要使液体能够沸腾，必须从液流中取走汽化潜热。来自液体的这种必要的热流，只有在液温高于与低压汽蚀区中当时压力相应的饱和温度时才有可能发生。换句话说，汽蚀区中的压力必须下降到低于与液温相应的饱和压力，

汽蚀对泵扬程-流量特性的破坏程度，取决于汽蚀区中液体的蒸发量和当时压力下蒸汽的比容。在给定转速下，对同一台泵输送不同液体时的性能进行比较，就能较容易地观察到液体性质对汽蚀的影响。因此，要保证叶轮流道内具有完全相同的动力学条件。

进行这种研究工作时最方便的介质是除气的水，因为除气的水可以达到净态，其物理性质的变化范围也非常宽广，并可精确地加以识别。对水进行试验 所得的结论，还能在 其它 各种 液体（如丁烷、氟里昂11等等）中获得确证。要比较同一台泵在各种

汽蚀条件下的运行性状，必须使泵所受到的汽蚀达到可测的程度，在多数情况下，这种可测效应可取为最佳效率点的扬程下降3%。

如果不计粘度的影响，那么无汽蚀情况下的离心泵的扬程-流量特性就同流体的性质无关，不论它是液体、蒸汽还是气体，均是如此。

1.1 热力汽蚀准则

在汽蚀条件下，液体性质对离心泵运行状态的影响可以解析地表示如下。为了简单起见，讨论将限于研究最佳效率点，且泵在恒速下运行。

图1.1中的曲线ABCD是标准的扬程-流量性能曲线，为消除汽蚀，该曲线是在足够的倒灌高度下确定的。标有NPSH符号的曲线（实线 h_c ）表示初生汽蚀的最小汽蚀余量，在图1.1和图1.2中的C点即为初生汽蚀点。

设泵在最佳效率点的流量 Q_c 下工作，汽蚀余量则下降到比最小值低 Δh_t 的量，以便在性能曲线上足以造成一个可测效应，例如扬程降 ΔH （或效率降）。这样，扬程-流量曲线就成为 ABC_1E 。同叶轮低压区中降低了的新压力相应的饱和温度，将比原来的温度低一个 ΔT 值。如果有足够的时间，则通过低压区的液体就有 Δh_t 英热单位/磅可以用来使液体汽化。 Δh_t 值是原来热力平衡条件下和比原来的压力低 Δh_t 的新的热力平衡条件下，液体的焓差。焓的增量可以表示为：

$$\Delta h_t = C_L \Delta T \quad (1.17)$$

式中的 C_L 为液体的比热。

如果假设热力平衡受到破坏，则可对通过低压区的每磅液体写出如下的热力平衡方程（不通过低压区的液体并不参与汽蚀过程，可以不予考虑）：

$$1 \times \Delta h_t = r_v L \quad (1.2)$$

式中的 $r_v < 1$ 为每磅液体所形成的蒸汽重量； L 为汽化潜热。把下

1.2 可测的汽蚀效应

通常，从事离心泵汽蚀研究的目的是要找出各种方法和手段，来避免或降低汽蚀的破坏作用——噪声、振动和泵零件的点蚀。在某些应用领域，如果允许泵在控制汽蚀或极限汽蚀条件下运行，那么除了泵的费用之外，还可节省大量资金。对于某种液体组成来说，如在炼油厂，泵在高温下工作时需要采用较好的材料。此时，重要的是要知道能安全地承受的汽蚀程度和由此而获得的增益（降低汽蚀余量）。

扬程和效率下降到低于根据足够的汽蚀余量所妥善确定的数值时，通常可以证实有汽蚀发生。在产品试验中，扬程降是判断汽蚀进展的较为方便的方法。本文只限于研究最佳效率点的情况，此时，需要区分两种情况：

1. 把扬程损失 ΔH 表示为总扬程 H 的比值或百分比时， $\Delta H/H$ 就是可测的汽蚀效应。就除水以外的其它液体而言，报导的大多数试验都是在 $\Delta H/H = 0.03$ 的情况下进行的。就实验室试验来说，则可以取较小的值。产品试验中的效率降 Δe 相当于 $\Delta H/H$ ，因为扬程变化时，效率 e 基本上保持不变。

2. 取 $\Delta H(\text{ft})$ 作为可测的汽蚀效应，而不是取比值 $\Delta H/H$ 。此时，叶轮流道低压区中的蒸汽云的照片记录 [1] $\ominus$ 就相当于 $\Delta H(\text{ft})$ 。采用这两种表示可测汽蚀效应（比值 $\Delta H/H$ 和以英尺表示的 ΔH 绝对值）的方法是有很大差别的，这在下节中加以证实。

1.3 汽蚀系数 σ

在图1.2中，如果C点表示临界汽蚀余量 h_c 下的初生汽蚀点，那么为了泵的安全运行，通常要增加一个增量 $\Delta \text{NPSH} = \Delta h_p$ ，因此，装置汽蚀余量就成为

$$\text{装置汽蚀余量} = h_c + \Delta h_p = h_p \quad (1.4)$$

为了进行讨论起见，我们故意把测定的（或试验的）汽蚀余

$\ominus$ 方括号中的数字表示章末的参考文献。

量降低到比临界值 h_c 低 Δh_t 的量，以便能比较各种不同液体的汽蚀效应。于是就得

$$\text{试验汽蚀余量} = h_c - \Delta h_t \tag{1.5}$$

在泵和水轮机的实用场合，习惯于把装置的汽蚀特性表示成装置汽蚀余量对总扬程之比，并用希腊字母 σ 表示，即

$$\sigma = \frac{\text{NPSH}}{H}$$

这样，为了装置的安全运行，方程 (1.4) 和 (1.5) 可以取为如下形式：

$$\text{装置的} \sigma = \frac{\text{NPSH}}{H} = \sigma_c + \frac{\Delta h_p}{H} \tag{1.6}$$

对于可以控制的汽蚀运行，则为

$$\text{试验的} \sigma = \frac{\text{NPSH}}{H} = \sigma_c - \frac{\Delta h_t}{H} \tag{1.7}$$

σ_c 可称为 σ 的临界值。直到最近，通常仍接受这样的观点：在 H - Q 曲线相应点上运行的全部相似泵，其装置的 σ 值均为常数，而与扬程无关。这种说法常常被称之为“托马定律”。

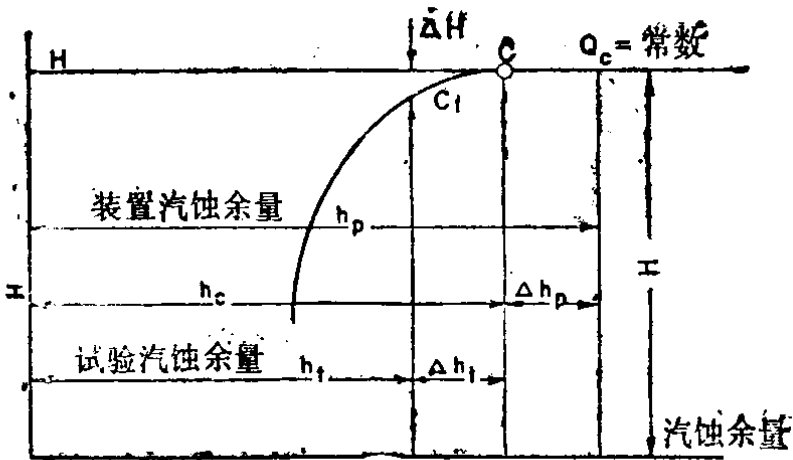


图 1.2 在恒速和不变的流量下进行的汽蚀试验

有许多记录在案的情况指出，同 $\sigma = \text{常数}$ 的规律有着很大的偏差。倒如图 1.3 和 1.4 表明，在较高转速下的 σ 值有所降低。我们常常把这种偏差的原因归之为“时间效应”。但是，经严密检查

后发现，真正的原因却是没有去区别前面业已说过的表示可测汽蚀效应的两种方法。

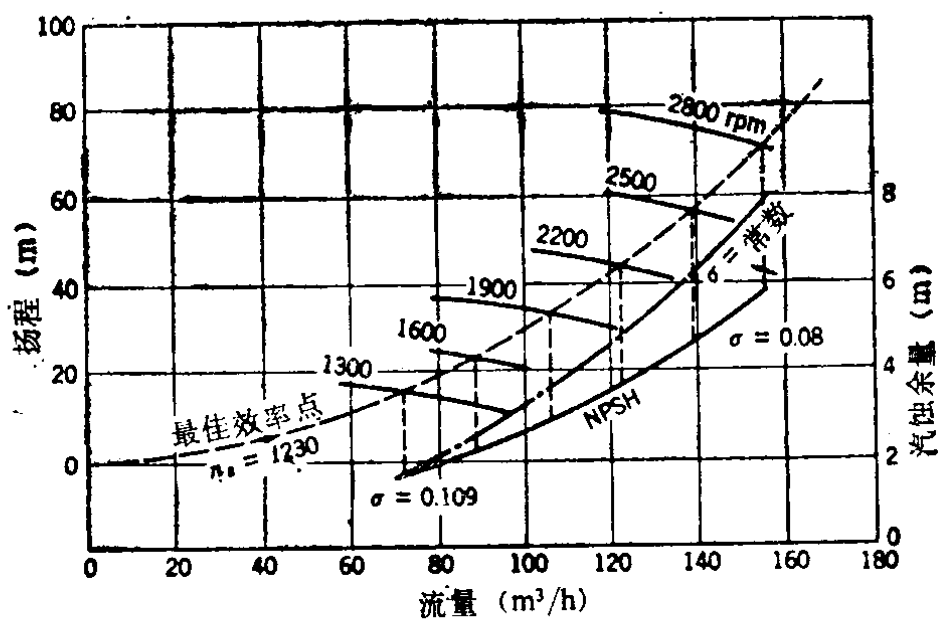


图 1.3 转速对最佳效率点下 σ 值的影响 (Krisam [3])

在任何情况下都必须记住，当汽蚀进展到其效应为可测的程度时，动力相似就受到削弱，因而相似定律就只是近似的。

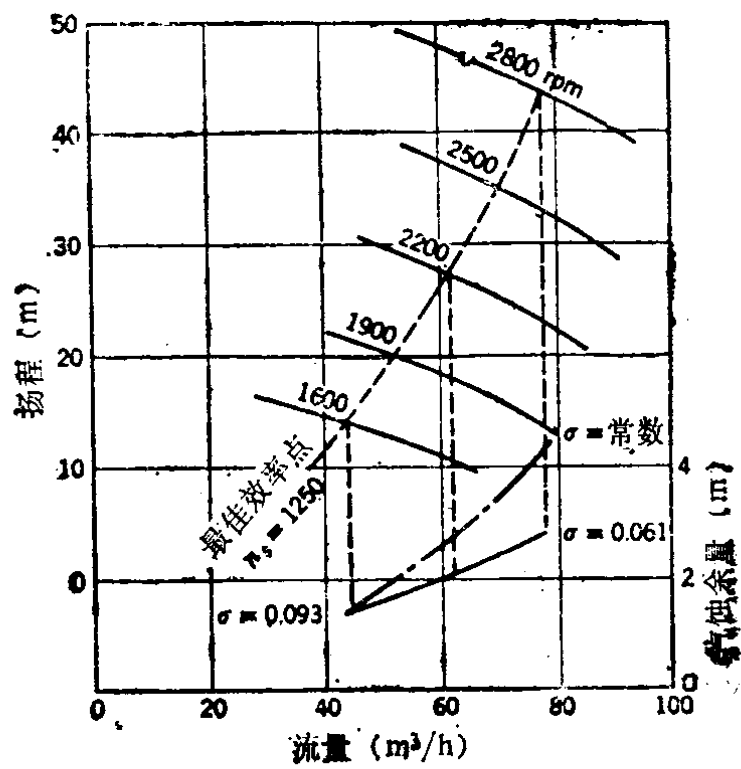


图 1.4 转速对最佳效率点下 σ 值的影响 (Krisam[3])

当采用 $\Delta H/H = \text{常数}$ 作为可测的汽蚀效应时, 对在极限汽蚀条件下以不同的各种扬程运行的相似泵而言, 其汽蚀准则 σ 保持不变。如果在计算 σ 时采用汽蚀余量的“校正”值, 那么上述说法也适用于除水以外的任何其它液体。由方程式 (1.6) 和 (1.7) 可知, 如果采用 $\Delta H/H$ 作为汽蚀准则, 则相似泵的 $\Delta h_p/H$ 和 $\Delta h_t/H$ 就保持为常数, 而与扬程无关。研讨这种关系是本文的目的之一。

1.4 特诺脱方程

采用扬程损失 ΔH (ft) 的绝对值作为两台在不同扬程下运行的相似泵的可测汽蚀效应时, 可以对装置的 σ_1 和 σ_2 采用特诺脱 (Tenot) 方程[1]:

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_c}{\sigma_2 - \sigma_c} = \frac{H_2}{H_1} \quad (1.8)$$

式中 σ_c 为初生汽蚀点的临界 σ , 对两台泵来说, 临界值 σ_c 是相同的。此方程可以改写为

$$(\sigma_1 - \sigma_c) H_1 = (\sigma_2 - \sigma_c) H_2$$

$$\text{和} \quad h_1 - h_c = h_2 - h_c = \Delta h_p \quad (1.9)$$

式中的 h_1 和 h_2 分别为1号泵和2号泵的装置汽蚀余量。方程 (1.9) 说明, 两台泵抗汽蚀的汽蚀余量的富裕量是相同的。换句话说, 低压区的绝对压力是相同的, 而且比当时温度下液体的饱和压力高 Δh_p 。

应用于控制汽蚀时, 特诺脱方程就成为:

$$\frac{\sigma_c - \sigma_1}{\sigma_c - \sigma_2} = \frac{H_2}{H_1} \quad (1.8a)$$

和

$$h_c - h_1 = h_c - h_2 = \Delta h_t \quad (1.9a)$$

这说明, 对于相同的可测汽蚀效应 ΔH (ft) 而言, 不同扬程下低于汽化压力的下降值 Δh_t 是相同的。

要注意的是, 两台相似泵在相同的扬程下运行时 ($H_1 = H_2$), 托马法则和特诺脱法两者都给出相同的结果;

$$\sigma_1 = \sigma_2 \quad (1.10)$$

如果研讨了表明初生汽蚀的方法，那么所有的相似泵都将具有相同的 σ 值，而与扬程的大小和液体的性质无关，因为在此情况下的 $\sigma_c = \text{常数}$ 。

1.5 特诺脱方程的应用

采用 ΔH 作为可测的汽蚀效应时，特诺脱方程在实践中具有几种重要的应用。

在两种转速下对同一台泵进行汽蚀试验，就有可能确定临界值 σ_c 。如果写下同一台泵在两种转速下的试验值，则由方程式(1.8)就可求得 σ_c ：

$$\sigma_c = \frac{\sigma_2 H_2 - \sigma_1 H_1}{H_2 - H_1} \quad (1.10a)$$

因而

$$\sigma_c = \frac{h_2 - h_1}{H_2 - H_1} \quad (1.11)$$

式中的 h_2 和 h_1 为转速1和转速2时汽蚀余量的试验值。相同的 σ_c 值适用于全部相似泵，而与泵的尺寸和转速无关。

如果一台泵的 σ_c 以及 h_1 的试验值是现成的，那么就可从方程(1.11)计算出同一台泵的 h_2 。克里赛姆(F.Krisam)的试验资料(图1.3和图1.4)证实了方程(1.11)的有效性。在应用这两张图时，可以选择图上任意两个转速并算出 σ_c ，然后利用算出的 σ_c 值，就能计算其余任何转速下的汽蚀余量值。例如，取图1.3上2200rpm和2800rpm这两点来计算 σ_c ，就可得到：

$$\sigma_c = \frac{5.8 - 3.7}{70.0 - 44.0} = 0.0807$$

利用此 σ_c 值，就可求出1300rpm时的汽蚀余量：

$$0.0807 = \frac{5.8 - h_3}{70.0 - 15.0}$$

$$h_3 = 1.5$$

同样，在图1.4上选用1600rpm和2800rpm来确定 σ_c ：

$$\sigma_c = \frac{2.8 - 1.5}{44.0 - 14.0} = 0.0435$$

于是，2200rpm时的 h_3 为：

$$0.0435 = \frac{2.8 - h_3}{44.0 - 25.0}$$
$$h_3 = 1.97$$

图1.3和图1.4表明了按 $\sigma = \text{常数}$ 的规则所确定的汽蚀余量值，这些值大大地高于试验值。要注意的是，如果一台模型泵在较高的转速下运行，而另一台转速较低的泵的汽蚀余量按照 $\sigma = \text{常数}$ 来求得，那么后者将有发生汽蚀的危险。

1.6 吸入比转数

就汽蚀而论的吸入条件可以用另一种汽蚀准则来表示，这就是通常所说的吸入比转数，它的定义是

$$S = \frac{\text{rpm} \sqrt{\text{gpm}}}{h_p^{3/4}} \tag{1.12}$$

式中的 h_p 为装置汽蚀余量。这一表达式利用了相似关系，即相似定律，因此，在此条件下的S值对所有的比较数来说都保持为常数。对常规设计的泵来说，其S值等于8000。如上所述，由于在实践中不能保持汽蚀的相似关系 $\sigma = \text{常数}$ ，所以对于给定的泵来说，S的试验值是随着转速的增加而增大的。例如，一台三英寸的四级泵在几种转速下就具有下列不同的S值〔2〕：

rpm = 3550	S = 7600
rpm = 2920	S = 6600
rpm = 2420	S = 5500

一台六英寸的双级泵则有如下记录〔2〕：

rpm = 2920	S = 10100
rpm = 1475	S = 8900

同样，吸入比转数是随着比转数的提高而增加的，即可以用较高