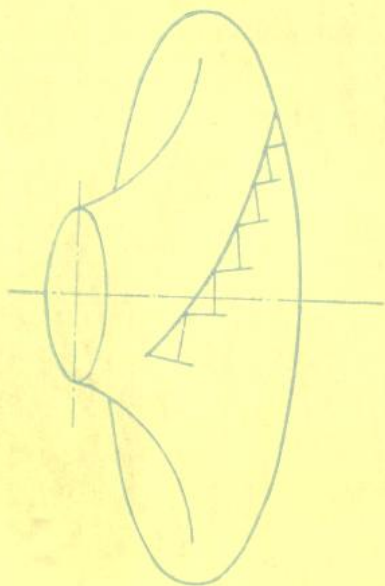


# 离心泵和轴流泵

理论、  
设计和应用



[美]  
A·J·斯捷潘诺夫  
著



机械工业出版社

# 离心泵和轴流泵

— 理论、设计和应用 —

〔美〕 A. J. 斯捷潘诺夫 著

徐行健 译 朱定梅 校



机械工业出版社

本书是A. J. 斯捷潘诺夫的代表作，书中介绍了作者和其他研究工作者的大量试验研究数据和结论，并系统地介绍了离心泵和轴流泵的理论、设计、绘型和运行中的主要问题，同时对于某些产品的结构也作了简要的介绍。

本书可供从事离心泵和轴流泵的设计和运行方面的工程技术人员参考，对高等院校有关专业的师生也有参考价值。

## Centrifugal and Axial Flow Pumps

—Theory, Design and Application—

A. J. Stepanoff

NEW YORK JOHN WILEY & SONS, INC.

London Chapman & Hall, Ltd. 2nd Edition 1957.

\* \* \*

## 离心泵和轴流泵

—理论、设计和应用—

〔美〕A. J. 斯捷潘诺夫 著

徐行健 译 朱定梅 校

\*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经销

\*

开本 850×1168<sup>1</sup>/<sub>32</sub>·印张 15<sup>3</sup>/<sub>4</sub>·插页 3·字数 346千字

1980年 1 月北京第一版·1980年 1 月北京第一次印刷

印数 00,001—13,000·定价 1.80元

\*

统一书号：15033·4718

## 出版说明

A. J. 斯捷潘诺夫著的《离心泵和轴流泵》在世界水泵行业中是一本较有名望的著作。该书先后曾译成俄、德、日、法等文种。此书虽然距今天已有 20 多年，但对水泵行业仍有参考价值。为此，我们将原著英文版翻译出版，以满足读者的需要。

为了便于读者阅读，将原书所用的英制单位换算为公制单位。

## 前 言

自从本书第一版问世后，离心泵的应用范围已经扩展到了许多新的领域。同时，单级扬程、总压力、温度、泵的转速和尺寸范围也都发展到新的更高的水平。这些进展在水力学、力学、冶金学和制造技术方面提出了许多新的问题。在同一个时期内，由于对液体流过离心泵的各部分的过程有了更清晰的了解，所以在理论研究和设计程序方面都有了显著的进步。现在，本书出新的版本看来是很适时的。

在新版本中，保留了本书第一版所采用的对工作轮的作用和泵体性能的理论分析，以及提供试验资料的方法，因为它们很好地经受住了时间的考验。同时，近十年来将这些方法成功地用于透平式压缩机领域也进一步证明了这些方法的正确性。本书在泵的理论、设计和应用方面增添了很多新内容；另一方面，为了节约篇幅，删减了第一版中的许多章节。

主要的改动和补充如下：

新增加了一章“离心泵系统内的水击问题”，随着泵的尺寸和转速的增加，对于泵的设计师和运行工程师来说要回避水击问题是不可能的。本章可作为水击问题的导论。第十八章关于“离心-喷射泵装置”的内容扩展了，并在很大程度上进行了改写。读者关于这一章的评论比其他各章都多。第十六章和第十七章的大部分说明都更换了新的内容。用新的试验资料扩充了关于轴流泵和混流泵的关死扬程问题。补充了立式转桨泵吸水池的设计原理。在第十四章中列出了用于各种泵型的新的粘度换算图表，在第十三章中补充了混流泵和轴流泵新的全性能特性曲线，在这一章中还简要地叙述了水力蓄能泵的进展。第十二章中引入了汽蚀的热力学准则的概念，以便在抽送具有不同物理性质和热力性能的液体

时，修正泵的汽蚀性能。在第九章中列出了在任意出口角时设计工作轮的新的图表，同时确定了选择泵体结构要素以适应给定工作轮的方法。在第五章中提出了改进了的绘制入口速度三角形的方法。

在本书各处都有许多小的改进和提高。为了使熟悉本书第一版内容的读者易于参考，各章仍保留了以前的次序和名称。本书第一版已译成日文，并且正在将第二版译成德文。

虽然仔细地检查了原稿和校样，可能仍然有错误。如果读者提出自己的意见和看法，本人将十分感谢。欢迎对本书提出的观点进行批评，欢迎能导致本书得以改进的建议。

A. J. 斯捷潘诺夫

1957年4月于纽约州菲利普斯堡

# 目 录

## 前言

第一章 水力学中的某些问题	1
1.1 伯努利方程式	1
1.2 雷诺数	3
1.3 曲线流道中的液流	6
1.4 能量坡度	9
1.5 液体压力转化为速度	9
1.6 压力能	12
1.7 漩涡运动	13
1.8 损失	17
第二章 定义和术语	20
2.1 引言	20
2.2 分类和术语	20
2.3 应用范围和性能极限	24
2.4 泵的性能曲线	24
2.5 比转速	28
2.6 汽蚀余量	29
第三章 离心泵工作轮的理论	31
3.1 速度三角形	31
3.2 离心泵的理论扬程	32
3.3 理论性能曲线	36
3.4 效率	38
3.5 工作轮的吸入口与预旋	40
3.6 欧拉性能曲线和欧拉速度三角形的分析	45
3.7 通过工作轮的液流	48
第四章 欧拉扬程的漩涡理论	57
4.1 径向工作轮	57
4.2 轴流式工作轮	61

4.3	强制漩涡的轴流式工作轮 .....	64
4.4	补充说明 .....	71
第五章	比转速与设计系数 .....	74
5.1	由一般相似原理推导离心泵的速度系数 .....	74
5.2	设计程序 .....	81
5.3	减小工作轮直径 .....	93
第六章	离心泵混流式工作轮的设计 .....	98
6.1	问题的提出 .....	98
6.2	几何关系 .....	99
6.3	圆柱形叶片的缺点 .....	100
6.4	混流式工作轮 .....	102
6.5	扭曲三角形法 .....	104
6.6	用扭曲三角形法绘制圆柱形叶片 .....	112
6.7	立式泵导流体叶片的绘形 .....	113
第七章	泵体 .....	117
7.1	吸入短管 .....	117
7.2	涡形体 .....	118
7.3	涡形体内的压力分布和径向推力 .....	124
7.4	回流流道 .....	132
7.5	导向器 .....	134
第八章	轴流泵 .....	147
8.1	引言 .....	147
8.2	轴流式工作轮叶片的术语和几何形状 .....	147
8.3	经验设计系数 .....	154
8.4	轴流式工作轮的设计程序 .....	160
8.5	翼型理论 .....	161
8.6	轴流泵的泵体 .....	168
第九章	离心泵的水力性能 .....	173
9.1	水力损失 .....	173
9.2	流量-总扬程曲线 .....	179
9.3	水力效率 .....	181
9.4	表示泵性能曲线的斯捷潘诺夫图 .....	185

第十章	容积损失、圆盘摩擦损失和机械损失 .....	196
10.1	容积损失 .....	196
10.2	圆盘摩擦损失 .....	205
10.3	机械损失 .....	208
10.4	在转速不变时损失与流量的关系 .....	213
10.5	开式工作轮的结构 .....	218
第十一章	轴向推力 .....	221
11.1	单级泵 .....	221
11.2	多级泵 .....	226
11.3	开式工作轮 .....	238
第十二章	离心泵中的汽蚀 .....	243
12.1	绪言和定义 .....	243
12.2	汽蚀的特征 .....	244
12.3	金属抗汽蚀性点蚀的能力 .....	252
12.4	汽蚀条件的理论关系 .....	257
12.5	影响汽蚀的因素 .....	259
12.6	用速度分析法确定汽蚀工况 .....	262
12.7	托曼 (Thoma) 汽蚀系数 .....	265
12.8	汽蚀的热力学特性 .....	276
12.9	防止或减弱汽蚀的措施 .....	286
第十三章	离心泵的特殊运行条件 .....	290
13.1	引言 .....	290
13.2	泵的全性能曲线; 试验研究结论的表示法 .....	291
13.3	泵在超过正常流量-扬程范围和转速范围运行时 的机械问题 .....	291
13.4	泵在特殊运行条件下的水力问题 .....	297
13.5	离心泵的起动 .....	307
13.6	在特殊运行条件下比转速对离心泵性能的影响 .....	312
第十四章	泵的设计和使用中的特殊问题 .....	315
14.1	离心泵不稳定的流量-扬程曲线 .....	315
14.2	在管网内工作的离心泵工况的决定 .....	321
14.3	转速可变的原动机的驱动 .....	328
14.4	用离心泵输送粘性液体 .....	331
14.5	离心泵流量的调节 .....	342
14.6	模型试验 .....	348

第十五章 轴的临界转速的计算 .....	351
15.1 理论关系 .....	351
15.2 影响临界转速的主要因素 .....	358
15.3 临界转速的计算 .....	359
15.4 用图解法求临界转速的例题 .....	362
15.5 临界转速的试验 .....	370
15.6 三支承点的轴 .....	370
15.7 高阶临界转速 .....	372
15.8 次级临界转速 .....	372
15.9 影响临界转速的次要因素 .....	375
15.10 临界转速的选择 .....	378
第十六章 深井泵和轴流泵的特殊问题与实际应用 .....	380
16.1 零流量时的轴功率 .....	380
16.2 吸水池的设计 .....	385
16.3 立式转浆泵与卧式泵的比较 .....	392
16.4 深井泵的现场性能曲线 .....	394
16.5 工作轮叶片可调的轴流泵 .....	395
16.6 转浆泵和深井泵的结构举例 .....	398
第十七章 离心泵的特殊问题与离心泵的应用 .....	405
17.1 热油泵 .....	405
17.2 锅炉给水泵 .....	413
17.3 离心泵和离心泵装置举例 .....	423
第十八章 离心-喷射泵装置 .....	432
18.1 概论 .....	432
18.2 喷射泵 .....	432
18.3 离心-喷射泵组合装置的性能 .....	447
18.4 相似定律 .....	451
18.5 自动给水系统中贮水箱尺寸的确定 .....	452
第十九章 离心泵系统内的水击问题 .....	457
19.1 简单管路内的水击 .....	457
19.2 图解法 .....	466
19.3 离心泵系统中水击问题举例 .....	476
19.4 特殊问题 .....	484
19.5 水击破坏的实例 .....	488

# 第一章 水力学中的某些问题

从理论上研究液体在水力机械中的流动问题是很困难的，因为水力机械中的大部分流道的断面是变化的，形状是不规则的，而且，流道的中线是弯曲的。有些流道在作旋转运动中将能量传递给液体，或从液体吸收能量。若将在理想条件下由水力学中所导出的简单关系式直接用于这样的液流中去，那么不仅在数量上会得出不正确的解答，甚至也能在质量上对表征液体流动性质的图象形成错误的流谱概念。

过去，对于水力学中一些问题的过于简单化的看法曾形成了一些错误的结论，虽然在提出这些看法以后，有很多试验数据可以证明这些结论是错误的，但是这些看法仍被沿用至今。

本章将研究那些在水力学教科书中没有研究或研究得不够的一些问题。在一些情况下，本章还着重研究将水力学中所确定的一些原理，应用到诸如离心泵中液流中去的一些限制。还澄清了几个常常接触的错误概念。

## 1.1 伯努利方程式

把伯努利方程式应用到流经水力机械各部分的液流时，常常没有考虑到该方程式的应用范围。

伯努利方程式表示单位重量液体的能量，其表达式为

$$h + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = E = \text{常数} \quad (1.1)$$

式中  $h$  ——位能（或距任意基准平面高度为  $h$  米的单位重量物体做功的能力）；

$\frac{p}{\gamma}$  ——压力能；

$\frac{v^2}{2g}$ ——动能或速度头。

以上三项的单位都是米， $E$ 值是一公斤液体的总能量（公斤·米/公斤）， $E$ 值与液体比重 $\gamma$ 无关。当把伯努利方程式用到同一个流管的两点时，该方程式表示理想液体的能量守恒定律。实际液体中，不同流线的 $E$ 值是不同的， $E$ 值的改变可能是由于粘性作用引起的。下面将研究伯努利方程式对于实际液体的应用范围：

a) 功率方程式

$$Q\gamma h + Qp + Q\gamma \frac{v^2}{2g} = \text{常数} \quad (1.2)$$

被流量 $Q$ （单位时间的容积）和液体比重 $\gamma$ 除，即得方程式(1.1)。

当研究同一流管上的两个点时，如果用流量 $Q$ 除方程式(1.2)，则要求满足容积的连续性，这就是说，在封闭的流道中，在所讨论的两点间，液体不增多，也不减少。因此，当把伯努利方程式用到理想流管或理想流线时，这个连续性的要求必然使所讨论的两点在同一条流线上，因为对不同的流线，伯努利方程式中的常数项不一定是相同的。例如：在直管液流中，靠近管路中心的流线所具有的总能量大于管路断面上任何其他点上所具有的总能量。

b) 只有当液流的所有各点的 $\gamma$ 值为常数时，才能从方程式(1.2)中消去液体比重 $\gamma$ ，这就是说，液体必须是不可压缩的。使乘积 $Q\gamma$ 等于常数也还是不充分的，因为该乘积就是液体重量，对于气体来说，它也是常数。以方程式(1.1)形式给出的伯努利方程式不能用于气体，因为它没有考虑在流动的气体中所发生的热力学变化。因此，由以上所述可以得出以下结论：如果在液体流动过程中，有气体的逸出或吸入的现象，则伯努利方程式就不适用，因为在这两种情况下都有能量的变化。

c) 流线可以定义为自一点至另一点在主要液流方向所描述的液体质点的轨迹。当液体的流线的位置和流线间的相对分布情

况不随时间变化，而且，流线上的每一点的速度相同时，则液体是稳定运动状态。伯努利方程式只适用于稳定流动。

d) 伯努利方程式只适用于绝对运动，在运动流道内的相对液流中，是将能量作用于液体，还是从液体中吸收能量，这取决于流道形状和液流性质。因此，在相对运动中，沿一条流线，伯努利方程式中的常数项是变化的；从一条流线到另一条流线，伯努利方程式中的常数项也是变化的。

e) 对实际液体来说，伯努利方程式不适用于曲线运动，因为在这种情况下有惯性力的作用，并且会产生离心力，由此，流线便不能保持相对位置，出现二次横流，液体也可能脱离流道壁。

f) 如果流道有弯曲和转弯，或者流道在运动中，即使将伯努利方程式用于整个流道内的平均液流，这也是不适合的，因为局部压力和局部速度（在两个点上测定）可能与整个液流的平均值有很大的差别。此外，按平均速度算出的伯努利方程式中的速度头，并不代表液流的真正动能，液流的动能等于各条流线动能之和〔1〕，即

$$\frac{v_m^2}{2g} < \sum \frac{v^2}{2g}$$

此式表明，平均值的平方小于各个平方的平均值。用数字计算例子就可以很容易地证实此点。

## 1.2 雷诺数

雷诺数被用作封闭流道内的液流的相似准则。雷诺数的表达式为

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

式中  $v$  —— 速度；  
 $d$  —— 管子直径；  
 $\nu$  —— 液体的运动粘度。

如果雷诺数相同，不管液体种类，实际速度或管子尺寸如何，对

几何相似的管路断面来说，液流的类型（层流或紊流）和速度分布是相似的，可将同一摩擦系数用于达西（Darcy）公式

$$h = f \frac{Lv^2}{d 2g}$$

对于圆管来说，在摩擦损失方面已经积累了大量的数据，这些数据是以雷诺数为基础来表示的。对管壁粗糙度的估计是使摩擦系数  $f$  不确定（在  $\pm 10\%$  范围内）的唯一因素。

a) 水力半径 对于非圆断面的管道，常常引入水力半径  $m = \frac{\text{面积}}{\text{湿周}}$  的概念，并且根据  $d = 4m$ ，由圆管的数据选择摩擦系数，而且假设，在这种情况下液体的流谱是相似的。这种假设在理论上是不能被证明的，因为液流相似的主要先决条件是几何相似。而且，对于层流运动来说，理论和实践都已证明，矩形断面流道内的摩擦系数与流道形状有关，这个摩擦系数与圆管中的摩擦系数是不同的〔2〕。

对于圆管 
$$f = \frac{64}{\text{Re}}$$

对于正方形流道 
$$f = 0.89 \frac{64}{\text{Re}}$$

对于环形间隙或两个平面间的间隙

$$f = 1.5 \frac{64}{\text{Re}}$$

希列尔（Schiller）〔2〕研究了流过圆形、正方形、矩形、三角形和星形等不同断面流道内的液流，发现根据  $d = 4m$  确定的摩擦系数，与圆管的摩擦系数并不符合。

在紊流范围内，摩擦系数的差别并不大，因为没有更好的办法，所以对其他形状流道中的液流可近似地选用由圆管得出的数据，虽然这样做缺乏理论上的依据。

b) 曲线液流与断面变化的流道 能改变液流速度分布情况的任何因素——例如流道面积的变化或液流方向的变化——都能使流道内液流流谱发生变化。在这种情况下，按稳定流动的平均

流速算出的雷诺数，就不能像用于直管流动的那样，成为液流的相似准则了。这就是说，雷诺数的数值相同，并不能保证液流相似，因为，如果管道的轴线不是直线，可以在雷诺数相差很大的情况下，发生由层流至紊流的转变〔3〕。现在还没有确定这类液流的摩擦系数  $f$  的方法。实际上，在某些情况下，甚至不能求出流道（例如工作轮流道和涡形体流道）的精确长度和断面面积。但是，表面摩擦损失较之由于使液流产生扰动的零件引起的附加旋涡损失，是不太重要的。旋涡损失所遵循的规律与摩擦损失所遵循的规律不同。在直管的液流中，为了保证液流有最终的速度分布情况，必须使管路长度等于 20~40 倍管径（根据某些研究工作者的意见，还要更长些）。但是，离心泵中的流道不可能有这样长，而且这些流道中的大部分的断面是不规则的，多半是扩散形的，其中有些是固定的，而有些则处于旋转运动中。根据在计算雷诺数时采用什么样的流道和对于给定流道采用什么样的断面来计算速度和特性长度，对于一台给定的泵，可以列出许多雷诺数来表征其流动状态。如果把雷诺数用作给定型式的泵的运行准则，那么，许多可能的雷诺数中的每一个都将反映该泵所有流道的总效应。从来也没有确定过这种准则的性质，而且这种准则的性质也与直管内液流的准则不同。但是，幸亏在现代泵中，水力摩擦损失只占泵输入功率的一小部分，对于支配其产生多少扬程的相似定律的影响并不大，而相似定律正是泵设计的基础。正因为这个原因，虽然关于离心泵中的水力摩擦损失缺乏精确的资料，但这并不显著地妨碍离心泵设计向前发展。

综上所述，可以说，对于曲线液流，扩散液流和收缩液流，不可能只根据雷诺数求出速度分布，扬程损失（摩擦损失和旋涡损失）和液流流谱（层流或紊流）。对于某些形式的液流，还没有赋予雷诺数-都可以接受的定义。而对于另一些液流，从来也没有在直管液流中普遍采用的意义上来确定雷诺数的性质。

c) 收缩流道和扩散流道 图 1.1 取自尼古拉兹(Nikuradse)的著作〔4〕，该图表示流道断面面积沿流道长度的变化对速度分

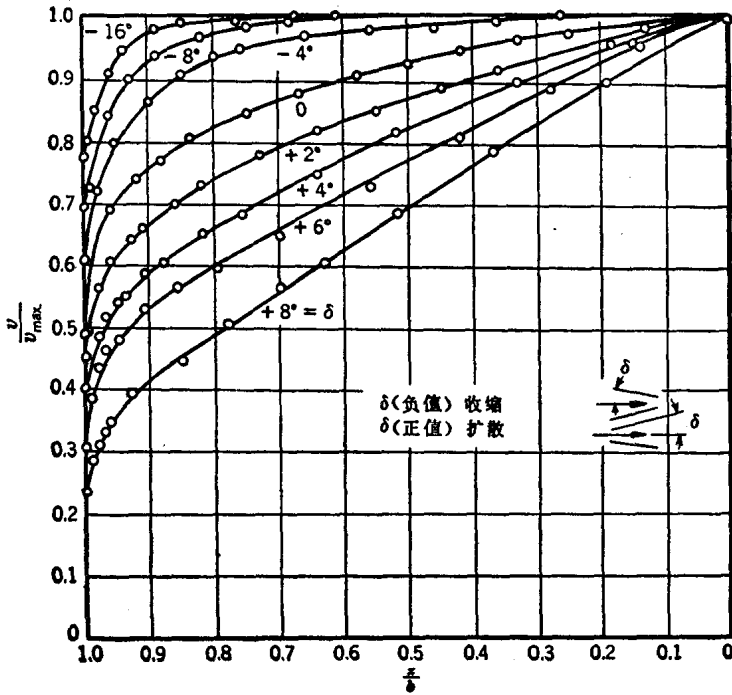


图1.1 在矩形断面收缩流道和扩散流道内的速度分布  
 $b$ —流道宽度的一半  $x$ —所研究的点与流道轴线间的距离<sup>[4]</sup>

布的影响。由该图可以看出，在收缩流道内，速度沿流道断面的分布最均匀。收缩流道最有利的作用是被用来设计工作轮的吸入流道，以便产生均匀的速度分布。作者认为，沿流动方向断面逐渐减少的吸入弯管就像直锥体吸入管一样有效。由此可以指出，弯管对速度分布的不良影响，可以完全被渐缩流道的稳定作用所均衡。

### 1.3 曲线流道中的液流

a) 速度分布和压力分布 对流经曲管和弯头的液流的绝大部分研究工作，都在于阐明流经这些管件的的压力损失问题。通常假定理论流谱为

$$vr = \text{常数}$$

式中  $v$  ——沿流线的速度；  
 $r$  ——流动过程的曲率半径。

但是，最近的研究表明<sup>[5]</sup>，只有当速度很小，或平均曲率半径与管径之比  $\frac{r}{d}$  很大时，才是这种流谱。当速度很大，或比值  $\frac{r}{d}$  很小时，在转角的后半部分，液流移向

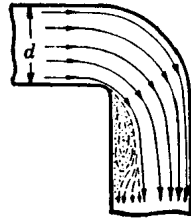


图1.2 弯管内流线的方向<sup>[6]</sup>

弯管壁的外侧(图 1.2 和图 1.3)。在理想液体中，速度分布的变化是由于压力分布变化引起的，因此，在靠近内壁处速度的增加伴随发生压力的降低；在转角外壁处速度的降低伴随发生压力的增加。当液流以低速流向弯管和弯管的比值  $\frac{r}{d}$  较大时，就会出现这样的压力分布和速度分布。

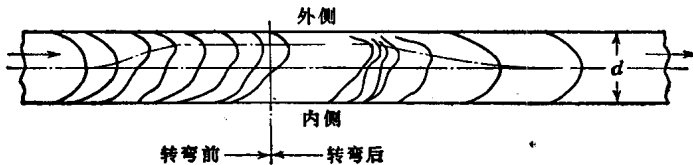


图1.3 在展开的弯管上的速度分布<sup>[6]</sup>

在高速和急转弯时，虽然高速度移向外壁，但这种变化对压力分布的影响很小，并且在弯管外壁处，既有最大速度又有最大压力。低压区在转弯后，向下游伸展一定的距离，并且从内壁产生液体的脱流和形成充满旋涡的空腔(图 1.4 和图 1.5)。液体在转弯处的这种性质是由于流动液体质量的惯性或离心力所引起的。此外，在液流中还出现两个螺旋横向流动，它们从弯管中部流向弯管外壁，并沿管路侧壁运动，再转向弯管的内壁(图 1.6)。

雅涅尔(Yarnell)<sup>[6]</sup>曾用一根直径为 150 毫米的标准弯管进行试验，得到了相似的速度分布和压力分布。在  $90^\circ$  转弯处末