

离心叶轮内流的动力学特征和分析

**Dynamical Feature and Analysis of
Flow in Centrifugal Impeller**

李意民 著

中国矿业大学出版社

0 绪 论

0.1 叶轮机械非设计工况运行存在的问题

对于有限叶片的流体通道的二维或三维的无粘性流分析,我国吴仲华教授做出了历史性的奠基工作。然而,无粘性流模型相对于轴流式叶轮机械较为吻合,而对离心叶轮来说,其吻合程度较差。其根本原因是粘性的客观存在。正如 Eckardt(1976)所说的:改进离心叶轮性能的最大前景在于可以期望用一个很大程度上由于对真实流动现象的物理本质上的了解而建立的设计过程。正是基于这种观点,许多学者做了大量的工作,并取得了许多成果。

20 世纪 70 年代以来,由于电子计算机技术的迅猛发展,人们能够在叶轮机械内部流动数值计算方面取得许多成就。Moore, Howard 和 Balje 就在尾迹、射流模型方面进行了卓有成效的工作。近 10 年来,许多人在这方面做了努力,使得叶轮机械内部流动分析已进入了三元 $N-S$ 方程的数值模拟时代。A. Whittel 评述了离心叶轮初始设计和性能预测技术。C. Hah 等人模拟了后向离心叶轮的流动,联立按时间平均 $N-S$ 方程和作为湍流模型的 $K-\epsilon$ 方程,进行包括非设计点在内的性能和内部流动解析。S. N. J. Al-Zubaidy 将准三元流动解析与最优化算法结合起来解非线性约束方程,以保证得到所希望的沿流道的扩压度分布。

在叶轮机械流动稳定性研究方面,以非定常 $N-S$ 方程组为基础进行数值模拟,已成为理解旋转失速发作机理的有效手段;

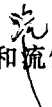
Fatsis 和 Antonios 从数值方面研究了非设计工况条件下由蜗壳产生的离心叶轮出口的静压力,分析了控制不稳定流场的机理。然而,针对如此复杂的非定常流场,分析其气动稳定性和研究抑制失稳方法还是十分困难的,仅仅依靠数值模拟尚难解决。

在实际运行中,离心叶轮机械基本上都是以非设计工况运行的,其原因是多方面的:网路阻力变化,叶轮机械的串并联工作,根据需要进行调节。这些都使得叶轮机械工作在非设计工况。在非设计工况下运行的离心叶轮机械存在以下问题:

(1) 小流量工况下叶轮进口回流。在一定的转速下,当叶轮机械的流量从设计流量减少到一定值时,叶轮进口吸入管壁一带会出现逆流。于是在叶轮吸入口处轴面上形成一个旋涡区。旋涡方向与轴面垂直,因此称之为同向旋涡,这就是回旋流。回旋流的出现,对叶轮机械造成许多不利的影响,主要危害有:

① 消耗能量,使风机效率降低;

② 产生振动和噪声;

③ 对于水泵来说,当回旋流和流蚀出现时,将导致强烈的流量和压力脉动。

(2) 叶轮内部的不稳定流动和失速。叶轮机械工作的可靠性是一个十分重要的问题,与可靠性相关的研究主要涉及到流动的不稳定。不稳定流动除引起可靠性问题(如叶片震动和颤振)外,还与流动损失包括机器工作范围的总体性能、噪声的产生等方面有关。这种不稳定引起的强度方面的事故已屡见不鲜,同时,不稳定流动还严重影响叶轮机械的工作效率。引起不稳定流动的因素很多,已经知道的有紊流压力和速度的脉动、来流畸变、附面层的脱离、旋转失速、喘振和气动弹性力的作用等。不稳定流动对叶轮机械内的流动损失和工作范围的影响是个更广泛、更复杂、更急需解决的问题。由于来流入射角的变化和摩擦的影响,进入叶片的流体

处于不稳定状态,它会有波动和随机的湍流。因尾流而引起的间断性剧烈的进口角度和速度的变化,在压力面通过时增大叶栅负荷,导致流动分离,引起失速。

失速发生在工作点偏离设计工况向小流量方向移动。这种失速首先出现在局部区域,随着工作点的偏离,失速区增大并强烈影响叶道的主流,使得流动愈加不稳定,进而整个叶道失速,形成堵塞,这种现象因其以低于转子的角速度旋转而称为旋转失速。旋转失速是一个复杂的自激和分离过程,它以压力和速度脉冲等形式出现。失速对叶轮机械有致命的危害。

0.2 非线性动力系统的描述方法

为了认识事物,研究系统的演化行为及其特征,往往需要建立系统的状态参量演化所遵循的动力方程。而在建立旨在描述系统演化的动力方程时,建立起来的考虑到系统内部的非线性相互作用或外界对系统的非线性影响的动力系统即为非线性动力系统。描述叶轮机械内部流动的纳维尔—斯托克斯(G. Navier—G. G. Stokes)方程是非线性的,在许多情况下表现出分叉、突变、混沌等非线性行为。在叶轮机械内部流动分离的理论和实验研究中,发现许多非线性行为,例如:在叶轮机械入口横截面上,在一定条件下,在涡破裂前后,流线方向由远离涡核的区域指向涡核,而涡核附近的流线方向由涡心指向外部,从而导致极限环的产生;对叶轮机械内部分离流动,物面上的分离线出现鞍点、结点和焦点三种分离形态。

非线性动力学主要研究非线性动力学系统中各种运动状态的定性和定量变化规律(即动力学特性),尤其是系统的长时间演化行为。在19世纪末,Poincaré(庞加莱)首先用几何和拓扑观点对天

体力学问题进行了定性研究,他的工作和思想对非线性科学的发展有着深远的影响。20世纪60年代以来,随着近代科学技术的迅速发展,许多非线性力学问题急需解决。大型高速电子计算机和有效的大规模算法的出现,使得人们能够对非线性问题进行大量的数值计算和仿真,揭示了极其丰富的非线性动力学现象。各种现代数学理论的涌现,为非线性研究提供了强有力的理论工具。于是,近20年,非线性动力学无论从广度到深度都以空前的速度向前发展,成为当前十分活跃的力学分支。它与其他自然科学和工程技术中的非线性研究紧密联系在一起,汇成非线性科学的洪流,对传统的科学观念产生强烈的冲击,成为近代科学技术的重要前沿领域。目前,非线性动力学的中心课题包括分叉、混沌、分形、孤立子、拟序结构、图像生成和演化等。概括地说,非线性动力学的主要任务是探索非线性力学现象的复杂性。非线性力学系统按照本身的特点,可以分为(对时间)连续或离散的、有限维或无限维的、耗散或保守的、确定或随机的、光滑或非光滑的等类型,因此,非线性动力学涉及的范围十分广泛,如何从非线性动力系统的角度来解释湍流流动现象,已受到人们的普遍关注,并成为流体力学研究的一个主要方向。

叶轮机械内三元流动理论建立了理想流体在叶轮机械内的方程组,这就开始了根据叶轮机械内部流动规律来进行叶轮机械的设计与内部流动分析工作,从而使叶轮机械设计理论大大前进了一步。然而,这些理论还局限于许多假设的条件下,叶轮机械非设计工况运行的内部流动分析还没有在理论上得到完全解决,使人们对叶轮机械内部流动,特别是非设计工况运行时的内部流动的认识一直不十分清楚,稳定性的判断也缺乏科学性,使叶轮机械在非设计工况运行时的性能和寿命受到很大的影响,造成不必要的经济损失。非线性科学的迅速发展,使得其理论在流体涡旋运动和

分离流动的分析和应用研究中受到普遍的重视,这不仅为分叉理论在流体力学研究中的应用奠定了基础,而且也为叶轮机械内部流动稳定性的研究提供了全新的理论和分析方法。非线性动力学理论原理不仅可以正确解释叶轮机械在非设计工况运行时内部流动分离和失稳的多种破坏形式,而且可为叶轮机械内部流动的分析提供实用的判别模式和为稳定性控制提供科学依据。

0.3 拓扑分析方法

拓扑学是由英文 Topology 音译而来。从历史发展的观点来看,拓扑学研究的起源可追溯到 19 世纪中叶 Riemann 的工作,他在函数论的研究中,发展了一些建立在几何观念基础上的新方法。后来 Poincaré 从函数论及微分方程的需要出发,引进了一系列极为重要的拓扑概念,发展和丰富了拓扑学理论,并将它应用于数学及力学各分支的研究之中。Poincaré 曾经这样来确定拓扑学的内容:拓扑学是一门科学,它不仅使我们认识通常空间中几何图形的定性性质,而且也能使我们去认识高于三维空间几何图形的定性性质。这里所说的定性性质就是拓扑性质。

首先,拓扑分析方法是研究几何学的基本方法。拓扑性质体现的图形整体结构上的特征,可以随意地把图形作变形(如挤压、拉伸或扭曲等),只要不把它撕裂,不发生粘连,即不破坏其整体结构,拓扑性质将保持不变。这种变形称为图形的“拓扑变换”。拓扑变换可用集合与映射的语言给出确切的描述。把图形 M 变形为 M' ,就是给出 M 到 M' (都看作点集)的一个一一对应(因而不出现重叠现象,并不产生新点) $f: M \rightarrow M'$,并且 f 连续(表示不撕裂), $f^{-1}: M' \rightarrow M$ 也连续(表示不粘连)。简单地说:从图形 M 到 M' 的一个一一对应 f ,如果 f 与 f^{-1} 都是连续的,就称 f 为 M 到

M' 的一个拓扑变换, 并称 M 与 M' 是同胚的。拓扑学中往往对同胚的图形不加区别, 因为它们的拓扑性质是一样的。流场结构的拓扑分析, 就是根据实验或数值计算给出的流场信息, 来确定流场的拓扑性质和研究这些性质随流动参数变化的规律, 从而得到对流场特性的定性认识, 因此, 它已成为认识复杂流场的一种很有效的手段。

拓扑分析是动力学研究不可缺少的方法。动力系统在拓扑学中讨论的便是一般意义上的函数。Riemann 曾经引入 n 维流形的概念, 这是指这样的空间, 其上每一点, 至少在它的一个充分小的区域可以定义 n 个数值坐标。作为三维欧氏空间中曲面概念的推广, 流形概念包括了经典力学、微分方程及曲面论中出现的一系列几何对象。微分动力系统理论中的各种类型的奇点、分叉、吸引子、稳定性等描绘出的图形, 通过拓扑分析, 使得图形之间的固定关系对应与对象之间的代数关系。这样研究代数对象的性质就阐明了几何图形的性质。

综上所述, 离心叶轮机械中的流动结构过于复杂, 即使用目前最完善的流体力学理论仍无法解释包括损失、阻塞、失速、喘振在内的叶轮机械总性能的预测等有关问题, 数值模拟还不够充分。效率和损失的确定问题一直是离心叶轮机械设计和性能预测的重要问题。那种分别计算不同元件、不同类别的损失的经典方法在理论上还需改进。特别是在非设计工况下, 在不知道定量的损失关系时, 了解损失的机理可能更为迫切。由于对失速和喘振的流动机理还未了解清楚, 定量化模型尚处于黑箱阶段, 所以对失速和喘振进行数值模拟、理论研究和实验研究应考虑与力学学科一系列前沿问题研究相结合。随着非线性理论科学的发展, 把非线性动力学、分叉、混沌理论和拓扑分析的方法用于不稳定流动的研究, 将为模拟和了解这一复杂过程提供有效的手段, 其前景是广阔的。

1 离心叶轮非设计工况内部流动的真实描述

改进和完善叶轮机械性能的前提在于对叶轮内真实流动现象的物理本质的了解。由于叶轮机械中的流动结构过于复杂,即使是目前最完善的流体力学理论,也无法对其进行完整的描述,这就迫切要求科技工作者基于可靠而详细的流动测量,去建立一个最佳的理论骨架。随着技术水平的提高,各种先进的测试仪器,如速度和压力探针、热线风速仪和激光测速仪等的不断出现,使实验手段不断完善,实验范围不断扩大,从而使叶轮内的真实情况越来越为人们所认识;同时,由于科学技术的不断进步,也使传统的实验手段重获新生。基础性实验结果是极为珍贵的第一手资料,它是我们形成概念、进行推理、分析问题乃至形成设计方案的出发点。

1.1 离心叶轮入、出口流动实测

由于系统工作性质的需要,决定了叶轮机械常常在非设计工况下运行。这时,叶轮入口和出口的流动变得复杂起来。进、出口流态的变化对叶轮机械的性能影响很大。因此,对叶轮出、入口流动的研究具有重要意义。

1.1.1 激光测试系统与测试方法

本测试系统的工作介质为水,实验方法为多普勒激光测速法。

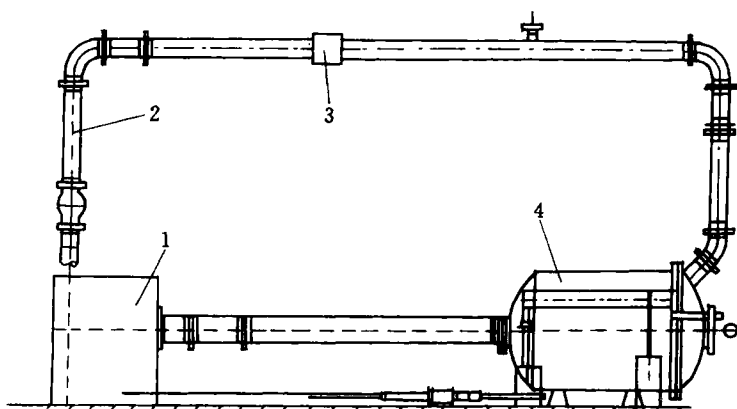


图 1.1 叶轮出口、入口多普勒激光测试系统

1——实验泵；2——压力管；3——流量计；4——水箱

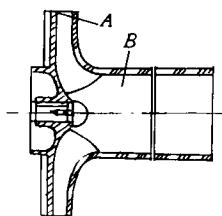


图 1.2 叶轮测点布置

激光测速仪具有很快的反应能力，如果能使激光在一定的区域内运动，则可以测得此区域内的速度分布。在本实验中，激光通过透明离心叶轮前盖板，从而测得叶轮出口、入口部位的速度分布，离心叶轮的比转数 $n_s = 100$ ，转速 $n = 1450$

r/min。测试系统如图 1.1 所示，主要测试仪表有，压力表、涡轮流量计多普勒激光测速仪及其辅助系统。测点布置如图 1.2 所示，图中 A 为叶轮出口测点的位置，B 为叶轮入口测点的位置。

1.1.2 叶轮入口前的流动状态

为确定非设计工况叶轮内的情况和设计中所假定的径向入流，有必要观察进口处的绝对流动状况。

流体在进入离心叶轮叶片入口之前,要经由吸入管和吸入室。测试结果表明:不管是在吸入管内或是在吸入室内,其流动都是三维的,即流体在作轴向流动时,还有径向流动和周向旋转运动,它们紧密联系,相互影响。其速度合成为:

$$\mathbf{u} = u_z + u_r + u_\theta \quad (1-1)$$

图 1.3 所示为相对流量(测量流量与相对流量之比)且 $q = 0.44$ 时,叶轮入口前吸入管内的速度分布。

从图 1.3 可以看出,小流量叶轮进口前流体运动一个重要特点是一部分流体从叶轮前盖板处流回吸入管中,因而出现回流。轴向速度 $u_z < 0$ 是发生回流的主要标志,它是分析小流量工况下流体运动的主要参数。流体预旋强度的加强也是小流量流动的一个重要特征。实验中分别对相对流量 $\bar{Q} = 1, 0.82, 0.68, 0.54, 0.44$ 和 0.11 时叶轮进口前吸入管内流场的测试发现,随着流量的减小,预旋强度和回流强度都在加强。同时,离叶轮越近,预旋强度和回流强度越强,在图 1.3 中可以明显地看到这一点。如果把叶轮进口前某断面上回流消失时的流量定义为该断面的临界流量 Q_c ,试验表明,临界流量值随测量断面位置不同而不同。测量断面离叶轮越近,临界流量值也越大。同样不难发现,预旋强度也随测量断面位置不同而不同。测量断面离叶轮越近,预旋强度值也越大。这绝不是巧合,这说明回流和预旋有其内在的联系。所不同的是,预旋在全部流量范围内都存在,而回流必须在临界流量以下才出现。在叶轮进口前和吸入管内,预旋区的流动有柱面螺旋流和平面螺旋流的特征,如图 1.4 所示。

形成预旋发展过程的能源是叶轮的高速旋转,其能量的传递是靠流体的粘性。也就是高速旋转的叶轮靠流体的粘性,通过叶轮后盖板、叶片进口边和环腔壁,把扭矩传递给流体,这样流入叶轮的水已经有了相当大的旋转能量,而当它与来自吸水管中的水混

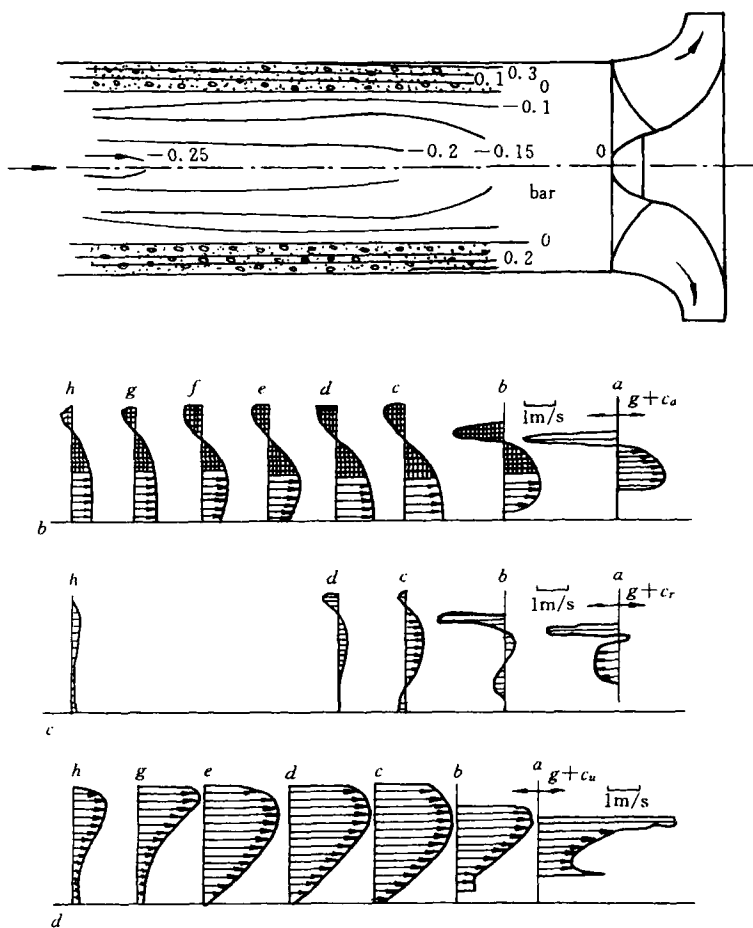


图 1.3 叶轮进口前吸入管内速度分布

合时,一部分旋转能就被转让出去,从而引起后者旋转。可以使入口旋流一直延伸到叶轮进口前的吸入管上游一定距离。这种混掺

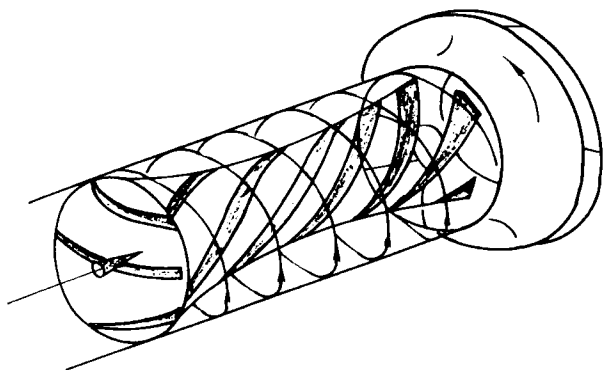


图 1.4 叶轮进口前的螺旋流动

现象,连同倒流中的变化在一起,导致了极不稳定的速度分布。必须指出的是,离心风机入口流体预旋和泵入口流体预旋有较大的差异。这主要是由工作介质和边界条件的差异引起的。

1.1.3 叶轮出口的流动状态

在叶轮出口处对流动状况进行测试时,测了 $R_2 + 10 \text{ mm}$ 处的速度,如图 1.2 中的 A 点所示。测出了相对流量 q 为 1.00, 0.82, 0.68, 0.55, 0.41 和 0.11 七种沿叶轮出口宽度的速度分布情况,测试结果如图 1.5 所示。图 1.5(a)所示为叶轮内的速度分布,图 1.5(b)所示为叶轮外的速度分布。对于不同的 $q = Q/Q_m$, 叶轮内的流动分析如下:

假如 Q/Q_m 的值低于某个极限,流动状况就有下述两个判别特征:

- (1) 向外流动不再稳定,并使出现的回流状况发生变化;
- (2) 前盖板和后盖板出口流动状况的差别很大,如果流量大

幅度减小,就出现有一定时间周期的稍均匀脉动流动,而前面那种均匀流动状况消失了。无疑,这种现象是由叶轮内的流动分离而产生的局部失速造成的。

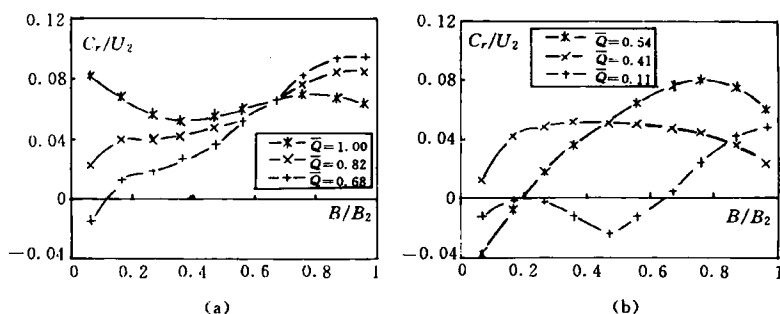


图 1.5 叶轮出口速度沿叶宽的分布情况

(a) 叶轮内的速度分布; (b) 叶轮外的速度分布

叶轮前、后盘间的速度分布(如图 1.5 所示)清楚地表明,在小流量时叶轮出口存在明显的射流—尾流结构。在射流区和尾流区之间,存在着一定的速度梯度区域。尾流区一般在前盖板附近。随着流量的减少,尾流区加大。尾流区的发展、二次流的发展和分离的形成均有它们各自的机理,但三者又互相影响,互相促进。由于小流量时离心叶轮出口处射流—尾流结构的强化,叶轮出口的速度畸变是小比转速离心叶轮失速最关键的因素。离心叶轮出口尾流的出现,并不一定意味着叶轮内部发生流动分离。但叶轮内部出现流动分离后,将强化射流—尾流结构,扩大尾流区域。流量对尾流区域的大小有直接的影响。

1.2 离心叶轮入口及吸水管内实验观察

本实验采用流丝法来观察离心叶轮入口及吸水管内的流动状况。流丝法的特点是:无论是气流还是水流都适用,且不要特别的设备就可方便地进行观察。同时,它能够反映流动和附着点流动的方向,从低速到超音速的范围内均可以应用。实验分析技术和非线性科学的不断发展,给流丝法带来了新的生命力。

1.2.1 实验装置和实验方法

实验系统的工作介质为空气,流丝的材料是泡沫杆,杆长 $\lambda = 40 \text{ mm}$,杆径为 d ,重力为 W ,悬挂在直径为 $d_1 = 0.7 \text{ mm}$ 的钢丝上。测试装置如图 1.6 所示,入口吸管为透明有机玻璃管,实验用风机型号为 7-72-4A,转速 $n = 2800 \text{ r/min}$ 。

1.2.2 流丝的基本特性

流丝实际上是一个风向计,它能反映主流和附着点的流动方向,实验时观察流丝的摆动模样,判别附面层脱离及表面的流动情况。为此,要求流丝比较轻,而且在便于观察或照相摄影的范围内,尺寸应尽可能地小。

这里采用的流丝密度与空气的密度不相等。在重力场或离心力场内进行流动观察时,因重力或离心力的影响,使得流丝方向与流线方向不一致。重力作用下的流丝如图 1.7 所示。

由于重力 W 的影响,流丝与来流速度 u 成一角度 θ 。设流丝附着点的力矩为 M ,由平衡条件有:

$$\frac{\omega \lambda^2 \cos \theta}{2} - M = 0 \quad (1-2)$$

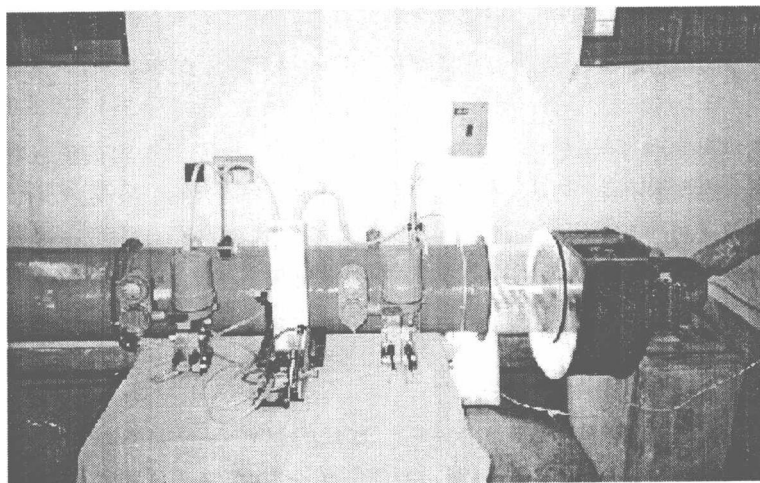


图 1.6 流丝法测试装置

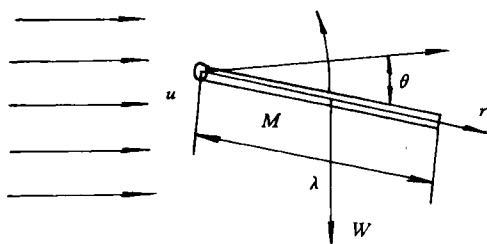


图 1.7 重力作用下的流丝

流丝垂直的速度分量为 $u \sin \theta$ ，设雷诺数为：

$$Re = \rho u d \sin \theta / \mu \quad (1-3)$$

由斯托克斯阻力系统估计 M 的大小为：

$$M = \int_0^\lambda \mu C u \sin \theta r dr = \frac{1}{2} \mu C u \lambda^2 \sin \theta \quad (1-4)$$

当 Re 很大时,阻力与速度的平方成正比,则:

$$\begin{aligned} M &= \int_0^\lambda \frac{1}{2} \rho u^2 \sin \theta |\sin \theta| C_D r dr \\ &= \frac{1}{2} \rho u^2 \frac{d\lambda^2}{2} C_D \sin \theta |\sin \theta| \end{aligned} \quad (1-5)$$

式中 ρ, μ ——空气的密度和粘度;

C, C_D ——阻力系数值。

为了分析方便,可将上式化为无量纲系数 C_m ,并在 θ 很小的情况下,也可认为 $\sin \theta |\sin \theta| = \theta |\theta|$, $\theta |\theta|$ 形式是考虑 M 和 θ 符号不同,则:

$$C_m = \frac{M}{(\rho u^2/2)(d\lambda^2/2)} \quad (1-6)$$

于是:

$$C_m = C_D \sin \theta |\sin \theta| = C_D \theta |\theta| \quad (1-7)$$

C_m 和 θ 的关系如图1.8所示:

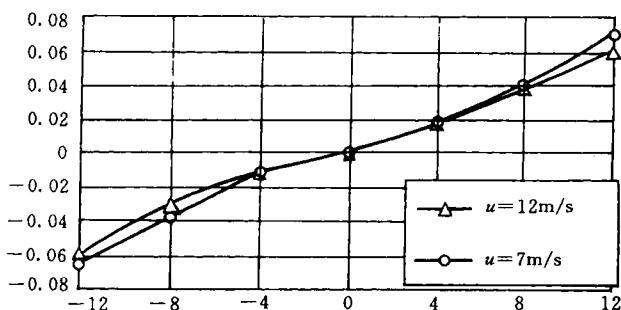


图1.8 流丝 C_m 和 θ 的关系

1.2.3 实验观测与分析

为了进一步弄清离心叶轮进口处的流动状态,在离心叶轮进口前吸入管内每相距60 mm的截面上均匀分布了流丝。透过透明的有机玻璃管可清楚地观察到吸水管内不同流量时的流动状况。在设计工况时,流丝基本与流动方向一致,在一个非常小的角度范围内振动,振动幅值小,振动频率较大,状态比较稳定。如图1.9(a)所示。当流量减小时,流丝与轴向开始成一定角度,振幅增大,频率相对减小。当流量进一步减小时,流动状态与前面的情况相比发生了较大的变化,直达到某一临界值,回流出现。如图1.9(b)所示,可清楚地看到在管壁看到回流现象。这时,在主流区的流丝与轴向的角度较大,振幅也大。回流区的流丝除了其方向与主流方向相反外,

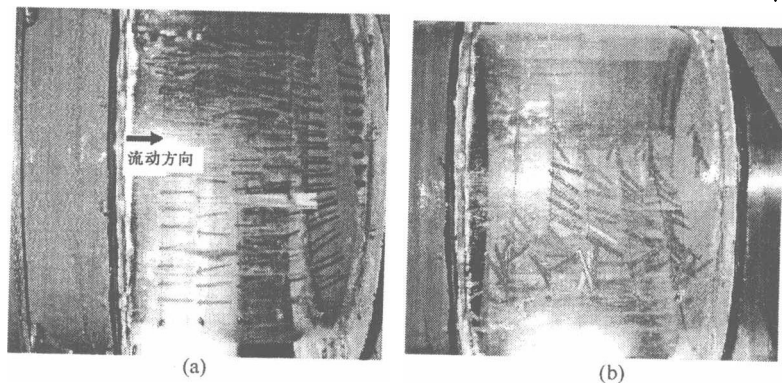


图1.9 叶轮进口处流动状态

其振动也是杂乱无章的。不管是额定流量还是小流量,其流动都是湍流,只是湍流强度不同。由于在各种流量下,湍流对流丝的激励不同。因此,流丝的振动规律是不同的。反之,我们认为流丝的振动