



中华人民共和国国家标准

GB/T 15613.3—2008

水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型 验收试验 第三部分：辅助性能试验

Model acceptance tests of hydraulic turbines, storage pumps and
pump-turbines Part 3: Additional performance test

(IEC 60193:1999, NEQ)

2008-06-30 发布

2009-04-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目 次

前言 I

1 范围 1

1.1 范围 1

1.2 目的 1

2 规范性引用文件 1

3 术语、定义、符号和单位 1

3.1 总则 1

3.2 单位 2

3.3 术语、定义、符号和单位表 2

4 试验的实施 2

4.1 试验数据测量介绍 2

4.2 脉动量测量的数据采集和数据处理 4

5 测量方法和结果 6

5.1 压力脉动 6

5.2 主轴力矩脉动..... 16

5.3 轴向力和径向力..... 17

5.4 控制机构部件的水力负荷..... 23

5.5 在拓展的运行范围内进行的试验..... 33

5.6 有关原型指数试验的差压测量..... 37

附录 A（资料性附录） 尾水管水体的固有频率 39

附录 B（资料性附录） 参考文献 41

附录 C（资料性附录） 本部分与 IEC 60193:1999 技术性差异及其原因 42

前 言

GB/T 15613《水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验》分为三部分：

GB/T 15613.1 第一部分：通用规定；

GB/T 15613.2 第二部分：常规水力性能试验；

GB/T 15613.3 第三部分：辅助性能试验。

本部分为系列标准 GB/T 15613 的第 3 部分，对应于 IEC 60193:1999《水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验》的第四章。本部分与 IEC 60193:1999 的一致性程度为非等效，主要差异如下：

- 根据 GB/T 1.1-2000 的要求，对书写格式进行了修改；
- 用小数点“.”代替作为小数点的逗号；
- 将规范性引用文件的内容进行了调整，且将原 IEC 标准中有对应的国家标准的均予更换；
- 第 3 章的引导语按 GB/T 1.1—2000 的要求作了修改；
- 为保证标准的完整性，归纳 IEC 60193 第 1 章总则的相关内容，规范形成第 1 章“范围”，第 2 章“规范性引用文件”，第 3 章“术语、定义、符号和单位”。
- 对章条结构进行了适当调整，将 4.1 和 4.2 内容合为第 4 章“试验的实施”，4.3~4.8 内容合为第 5 章“测量方法和结果”。
- 针对电站机组在实际运行中尾水位是变化的原因，增加了变空化系数压力脉动试验的相关内容。
- 尾水管固有频率相关的物理学理论相当复杂，目前处于研究之中，故将 5.1.7.4“尾水管水体的固有频率”从正文中拿出，列为附录 A，作为资料性附录。

有关技术差异在它们所涉及的条款的页边空白处用垂直单线标识。在附录 C 中给出了这些技术性差异及其原因的一览表以供参考。

本部分附录 A、附录 B 和附录 C 为资料性附录。

本部分由中国电器工业协会提出。

本部分由全国水轮机标准化技术委员会(SAC/TC 175)归口。

本部分起草单位：中国水利水电科学研究院、东方电机股份有限公司、哈尔滨大电机研究所

本部分主要起草人：潘罗平、温国珍、赵越、覃大清、孟晓超、胡江艺

水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型 验收试验 第三部分：辅助性能试验

1 范围

1.1 范围

本部分适用于在试验室条件下所试验的各种类型的冲击式和反击式的水轮机、蓄能泵或水泵水轮机。

本部分适用于机组功率大于 10 MW 或公称直径大于 3.3 m 的原型所对应的模型。如将本部分所规定的步骤完全地应用于机组功率或直径较小的水轮机，一般来讲并不合适，但若供需双方协议认可，也可采用本部分。

在本部分中，术语“水轮机”包括作水轮机方式运行的水泵水轮机，术语“水泵”包括作水泵方式运行的水泵水轮机。

除了必须与试验有关的事项之外，本部分不包括纯商业利益的事项 1。

只要机械的结构或部件不影响模型的性能或模型与原型间的相互关系，本部分既不涉及机械的详细结构，也不涉及机械部件的机械性能。

1.2 目的

本部分的主要目的是通过模型辅助性能试验获得辅助性能数据，可作为原型的设计或预测原型运行的指导。

本部分也适用于其他目的模型试验，例如比较试验和研究及开发性的工作。

如果模型验收试验已经完成，现场试验可以仅限于进行指数试验（见 GB/T 20043，第 8 章）

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 15613 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件，其随后所有的修改单（不包括勘误的内容）或修订版均不适用于本部分，然而，鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件，其最新版本适用于本部分。

GB/T 15613.1 水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验 第一部分：通用规定（GB/T 15613.1—2008，IEC 60193：1999，NEQ）

GB/T 15613.2 水轮机、蓄能泵和水泵水轮机模型验收试验 第二部分：常规水力性能（GB/T 15613.2—2008，IEC 60193：1999，NEQ）

GB/T 2900.45—2006 电工术语 水电站水力机械设备（IEC/TR 61364：1999，MOD）

GB/T 20043—2005 水轮机、蓄能泵和水泵水轮机水力性能现场验收试验规程（IEC 60041：1991，MOD）

GB/T 17189—2007 水力机械（水轮机、蓄能泵和水泵水轮机）振动和脉动现场测试规程

ISO 31-3：1992 参数和单位—第 3 部分：机械

3 术语、定义、符号和单位

3.1 总则

本部分中采用 GB/T 15613.1 中通用的术语、定义、符号和单位，特殊术语将在出现处给予解释。

合同双方在试验前应对有异议的术语、定义或度量单位做出澄清。

3.1.1

试验点 point

试验点是由在不改变运行条件和设置情况下,由一个或多个连续一组读数和/或记录组成,它足以计算出在该运行条件和设置下机械的性能。

3.1.2

试验 test

试验是整个规定运行范围内足以计算出机械性能的一系列试验点和结果。

3.1.3

水力性能 hydraulic performance

由于流体动力作用于机械的各种性能参数。

3.1.4

主要水力性能数据 main hydraulic performance data

一组水力性能参数,如:功率、流量和/或比能、效率、稳态飞逸和/或流量。这里必须考虑空化的影响。

3.1.5

辅助性能数据 additional data

一组水力性能数据,它可从模型试验得出(见 GB/T 15613.1 中的 4.4),然而由于只能应用粗略的相似规则,由此得出的相应原型数据预测精度要低于由主要水力性能数据得出的结果。

3.1.6

保证值 guarantees

合同中商定的规定性能数据。

3.2 单位

本部分采用国际单位制(SI,见 ISO 31-3)。

所有术语都由 SI 基本单位或由此导出的相关单位给出¹。使用这些单位的基本等式均是有效的,如某些数据使用与 SI 非相关的其他单位时也必须考虑这种情况(例如,功率中千瓦代替瓦,压力中千帕或巴代替帕斯卡、以每分钟转速中每分钟代替每秒种等)。因为绝对温度(以凯尔文表示)很少需要,所以温度以摄氏度给出。

仅在合同双方以书面形式同意的情况下,可以使用任何其他单位制。

3.3 术语、定义、符号和单位表

GB/T 2900.45 和 GB/T 15613.1 中确立的术语、定义、符号和单位适用于本部分。有关振动和脉动的术语、定义、符号以及数学术语见 GB/T 17189—2007。

4 试验的实施

4.1 试验数据测量介绍

4.1.1 概述

辅助性能试验数据(力矩、力、压力脉动等)可为水电站中的水力机械的设计和运行提供资料。目前辅助性能数据的测量方法和评估技术发展得很快,因此,辅助性能数据的测量是必需的,且应详细加以规定。

将辅助性能数据测量精度规定得与常规水力性能试验相同既不可能也没有必要。为了使需方可以在必要的精度下和可比较的条件下进行测量,本部分规定了有关建议和指南。

¹ $N = \text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ $\text{Pa} = \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2}$ $J = \text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$ $W = \text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$ 。

水力机械的每一个工况点,不论其为稳定状态还是非稳定状态,都可以用多种机械量和水力量(通常为脉动量)来描述。模型总是工作在稳定工况下。通常,不可能用模型模拟原型的暂态工况,仅可从一系列稳定工况下的试验数据导出。

除 GB/T 15613.2 第 4 章规定的之外,4.2 还叙述了对数据采集及其处理方面的要求。

如果某些模型的辅助数据可由相同类型水力机械中具有足够精度的数据中得出,则通常不必对其进行测量(例如,叶片和导叶力矩、径向力等)。辅助数据的测量应按专门技术步骤进行(见 GB/T 15613.1 中的 2.3.3)。

水力机械是整个水电设施的一部分。因此,有必要对由于水力系统的固有频率激振引起的不稳定工况进行研究,模型试验可用来验证不同工况下水力机械激振的频率和波形,见 5.1 和 5.2。

作用在原型不同部件上的水作用力,可由模型试验数据通过原模型相应的换算程序,按比尺放大获得。5.3 和 5.4 介绍了为获得上述水作用力平均值和动态分量的方法和试验条件。

开机、关机和/或任何运行工况的转换都将导致机组瞬间运行时远离“正常”运行范围。因此,在某些情况下,要求对某些水力和机械变量在更拓展的运行范围内进行研究。5.5 介绍了更拓展的运行范围内的水力性能测量(即水泵水轮机的 4 象限范围)。

最后,5.6 介绍了如何根据模型试验结果对原型进行指数试验的可行性。

4.1.2 试验条件和试验程序

辅助性能试验通常在 GB/T 15613.1 和 GB/T 15613.2 规定的常规试验所采用的同一模型装置、同一试验台进行。应对常规试验的试验条件进行核实或设法适应。在任何情况下,应由振动、共振、机械变形和漏水量增大等原因引起的干扰效应和辅助数据试验测试仪器的缺陷降至最小限度。

GB/T 17189—2007 介绍了对测量仪器的要求和脉动量测量的方法。另外,在第 5 章有关条款中还就有关问题相应地作了介绍。

根据测量方案、试验内容及所能达到的和所需要的试验条件,来确定试验程序和试验大纲。辅助数据的测量可分别与/或与常规水力试验同时进行。

GB/T 15613.1 中 4.3 所述有关标定、初步试验、验收试验、检查零点读数等相同程序也可在辅助数据试验中采用。

应在试验前商定试验条件和基本分析方法。

4.1.3 测量的不确定度

总地来讲,辅助试验数据测量的总不确定度大于常规试验测量的不确定度,理由如下:

- a) 被测量偏离常规设计运行范围;
- b) 被测量的不稳定性;
- c) 所用测量仪器和标定程序的不完善性。

按给定目标根据双方商定的不确定度来选择测量方法。在许多情况下,不确定度可采用物理单位(Pa、N、N·m……)。

不确定度的有关特性见 5.1~5.5 的有关内容。

4.1.4 模型与原型间的换算

根据基本相似定律,原型上的有关数据可由模型试验值经过换算得出。相应的换算程序在下面各条中介绍。一般习惯于用无量纲量来表示模型与原型间的换算关系。

然而,应首先检查各个量是否满足水力和机械相似定律。不然,换算时就应考虑整个水力发电系统中原型的动态结构方面的因素,这些因素包括进口和出口的水流情况、共振、外部振源等。

下列可能影响模型试验结果的因素应尽可能加以消除:

- a) 流态的影响;
- b) 机械结构的影响;
- c) 其他。

4.2 脉动量测量的数据采集和数据处理

4.2.1 概述

GB/T 15613.2 第 4 章介绍了常规试验水力性能参数的平均值的测量方法。所用的方法也可用于脉动量的测量。

4.2 介绍了测定脉动量所需要的数据采集和数据处理方法。数据处理包括表示模型测量中试验结果的计算、评估和表达方式。详细可参见 GB/T 17189—2007。

应在试验前就测量程序、数据采集和数据处理方法达成一致。

被测量可能是：

- a) 具有周期性；
- b) 具有非周期性、随机性和间歇型。

测量的脉动量：

- a) 均值(GB/T 15613.1 图 7 中的 \bar{X})；
- b) 脉动分量(GB/T 15613.1 图 7 中的 \tilde{X})。

为获取脉动量的特性，测量方法应能够以足够高的分辨率记录脉动量。测量时可采用：

- a) 压力传感器；
- b) 加速度传感器；
- c) 应变仪；
- d) 其他类型的机械量传感器。

为进一步对数据进行分析，从传感器至数据存储器的整个测量系统应符合信号分析理论的有关准则(见附录 B 参考文献[1])。测量系统应首先满足 GB/T 15613.2 第 4 章的有关规定，在脉动量测量时还应满足本条提出的附件要求。

4.2.2 数据采集

4.2.2.1 信号调理

测量目的和数据采集及数据处理方法决定了与之相适应的信号调理的形式。信号调理的主要目的为：

- 滤掉高频噪声以防发生信号混淆现象(模拟滤波器)；
- 清除不相关的信号分量(模拟、数字滤波器，或软件方法)；
- 偏差补偿。

4.2.2.2 模拟量与数字量的转换

大多数数据采集系统是基于周期采样来完成模拟量与数字量的转换的。图 1 所示为一个典型的数据采集系统。

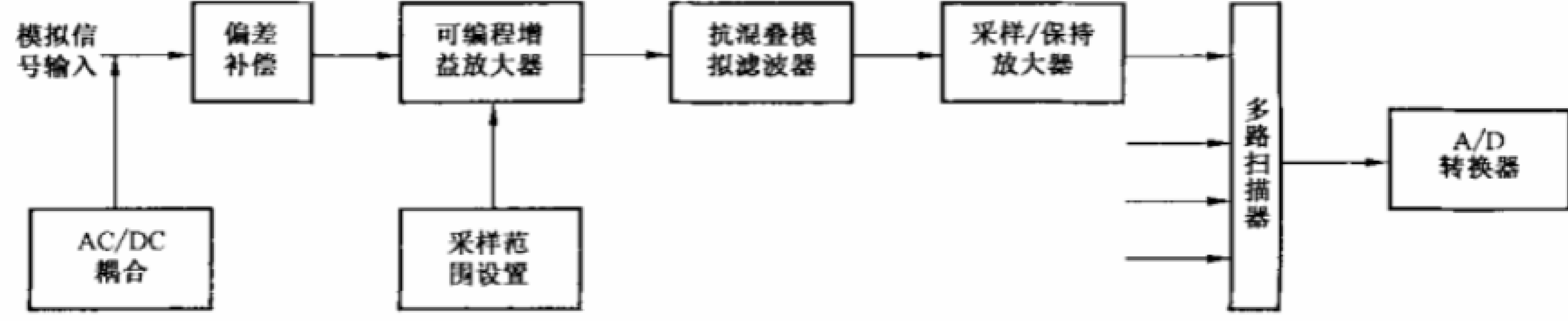


图 1 典型的数据采集系统

当信号稳态值并不相关且比峰-峰值大时，偏差补偿可改善信号脉动分量的存储质量。转换器输入的 AC 耦合可降低信号的低频畸变。选择适当的直流偏差给模拟信号附加一个常量，使信号在无低频畸变的情况下集中在 A/D 转换器的范围内。

可编程增益放大器的作用是使模拟信号的范围适合于 A/D 转换器的变化范围。

模拟抗混淆低通滤波器用于周期性信号采样,采样频率取决于滤波器的特性。通过与每个测量通道相联的采样保持放大器可实现所有信号的同步采集,采样信号可实现按顺序多路传输和转换。若信号按顺序采集,应考虑采样结果的延迟性(见 4.2.2.4)。

A/D 转换器的作用是将连续的模拟信号转换为一定时间间隔的离散的数字序列,这种连续模拟信号的离散化转换会产生不可挽回的数据损失(信号泄漏),应仔细对待。

模拟信号转换为数字信号的精确度取决于 A/D 转换器的分辨率,分辨率通常用比特来表示。

数字信号的品质也取决于模拟信号的极值与 A/D 转换器输入范围之间的匹配关系。因此,应对每一测量通道进行调理,以使信号最适应 A/D 转换器的输入范围。

4.2.2.3 采样率

周期性采样要求信号的所有能量均被包含在零到一半采样频率之间(见附录 B 参考文献[1])。若未能满足上述条件,则在所采集的信号中会产生信号混淆。

为防止发生信号混淆效应,在采样前应使用低通模拟滤波器。若该滤波器具有升至 f_{\max} 的线性增益功能,则所要求的采样频率为:

$$f_s > 2f_{\max} + f_{\text{trans}}$$

式中:

f_{trans} ——过渡频率(见图 2)。

过渡频率与下列因素有关:

- 模拟防混淆滤波器的形式与级别;
- 滤波器截断频率;
- A/D 转换器的特性;
- 测量信号可能存在的高频分量;
- 允许噪声水平。

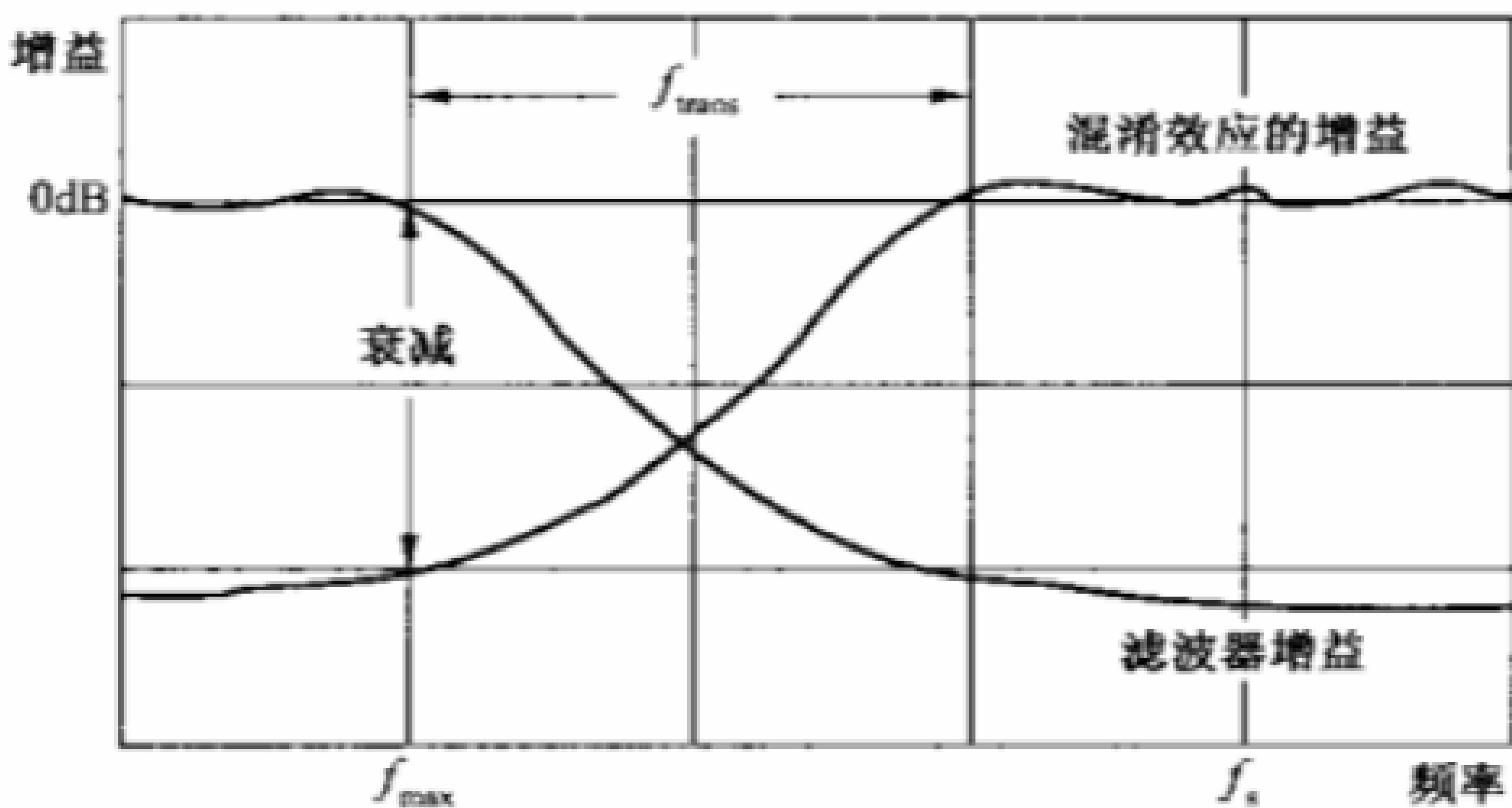


图 2 模拟防混淆滤波器的频率响应

4.2.2.4 相位信息

在某些工况下,不同脉动量之间的相位关系是很重要的。在这些工况下,应仔细对待相位移信息以防止由数据处理系统产生的相位失真。

当数据采集系统的测量通道装有不同的信号调理器且相位差很重要时,则应考虑相位差的影响,并加以修正。

若各通道按顺序采样,与通道 0 相比,通道 i ($i = 1, 2, \dots, n$) 的相位失真 $\Delta\varphi$ 决于:

- 相邻两通道采样时间 Δt ;
- 通道 i 的位置;
- 所关注的频率 f 。

相位失真为:

$$\Delta\varphi = 2\pi \cdot \Delta t \cdot i \cdot f$$

Δt 可为常数或等于 $1/(n \cdot f_s)$ 。

4.2.2.5 数据存储

模拟数据记录仪和数字量记录装置均可用于数据存储。

在第一种情况下,未经处理的信号被诸如磁带这样的设备记录下来,这样就可以进行信号波形重放和对其进行进一步分析。磁带记录仪可认为是数据采集系统的一部分,其频率响应符合数据采集规则。

在第二种情况下,数字量用如磁盘等这样的大容量设备来存储。

4.2.2.6 数据采集程序

为确定数据采集程序,应获取下列信息:

- 以比特为单位的模/数转换的分辨率;
- 采样频率;
- 抗混淆滤波器的频率响应;
- 测量系统的频率响应;
- 记录次数和每次记录的采样数;
- 数据存储程序。

4.2.3 数据处理

在满足数据采集的规则下,为了获得信号相关信息就要进行数据处理。数据处理可采用多种转换方法对随时间变化的信号进行分析:

- 其统计特性;
- 其谱分量(在频域内);
- 信号间的相关性或其他关系。

时域分析的参数为:

- 平均值;
- 特征峰峰值、特征幅值²、标准偏差、均方根值;
- 概率密度函数、概率分布;
- 其他。

频域分析的参数为:

- 振幅谱(自功率谱的平方根);
- 自功率谱(有限能量信号的能量谱);
- 互功率谱;
- 传递函数;
- 相关函数;
- 其他。

5.1.6 详细介绍了压力脉动的数据处理方法。该方法,特别是 5.1.6.1 中介绍的方法,也适用于主轴扭矩脉动(见 5.2)、轴向力和径向力(见 5.3)、导叶力矩(见 5.4.2)等脉动量的数据处理。

5 测量方法和结果

5.1 压力脉动

5.1.1 概述

5.1.1.1 水力机械压力脉动

压力脉动是水力机械中的自然现象。它们具有周期性或随机性。这是由水力机械流道和流场中的

² 特征峰峰值是指借助于计算出的概率分布和假定某一概率范围(例如 97%)内的最大值与最小值之差。国内按 97%置信度进行取值。特征幅值为特征峰峰值的一半。

叶片及导叶引起的。它们与设计、运行工况、引水钢管和转动部件的动态响应有关。压力脉动实际上是包含不稳定压力和流速分布在内的水力-声学现象的一部分。它们也可能与主轴扭矩的机械脉动、转速、导叶上的水力负荷及水力机械振动有关。

由于低频扰动可以传播到整个引水管和电机的转动部分,故应对其特别关注。低频扰动通常发生在 0.2~3 倍转频之间。

混流式、轴流定桨式水轮机和水泵水轮机的尾水管压力脉动可能是低频压力脉动中最典型的现象。在上述机械中,在转轮出口可能产生强烈的漩涡,从而引起压力脉动。另外,尾水管空化可改变水力系统的固有频率。

具有双调节功能的轴流转桨式或斜流式水轮机,协联控制导叶开度和转轮叶片转角使转轮出口的漩涡为最小,且不会发生严重的尾水管压力脉动。

对冲击式水轮机而言,转轮在恒压作用下与喷嘴是分离的。由于该原因,转轮与引水管间无相互影响,故本条中不予讨论。

水轮机和水泵在转频乘以转轮或叶轮叶片数的频率(通常称之为叶片过流频率)下会产生激振。由于转轮叶片与活动导叶/固定导叶/蜗壳之间的相互作用,可产生了 k 倍于叶片过流频率的高频, k 值对于水轮机而言通常为 1~2,而对于水泵和水泵水轮机而言通常为 1~4。

由于紊流性脱流和因漩涡破裂导致的间歇压力脉冲,可能在一个很大的运行范围内的多个工况下产生随机压力脉动。

一些不同工况下的反击式水轮机的压力脉动的实例见图 3~图 6。建议的压力传感器安装位置如图 7 所示。

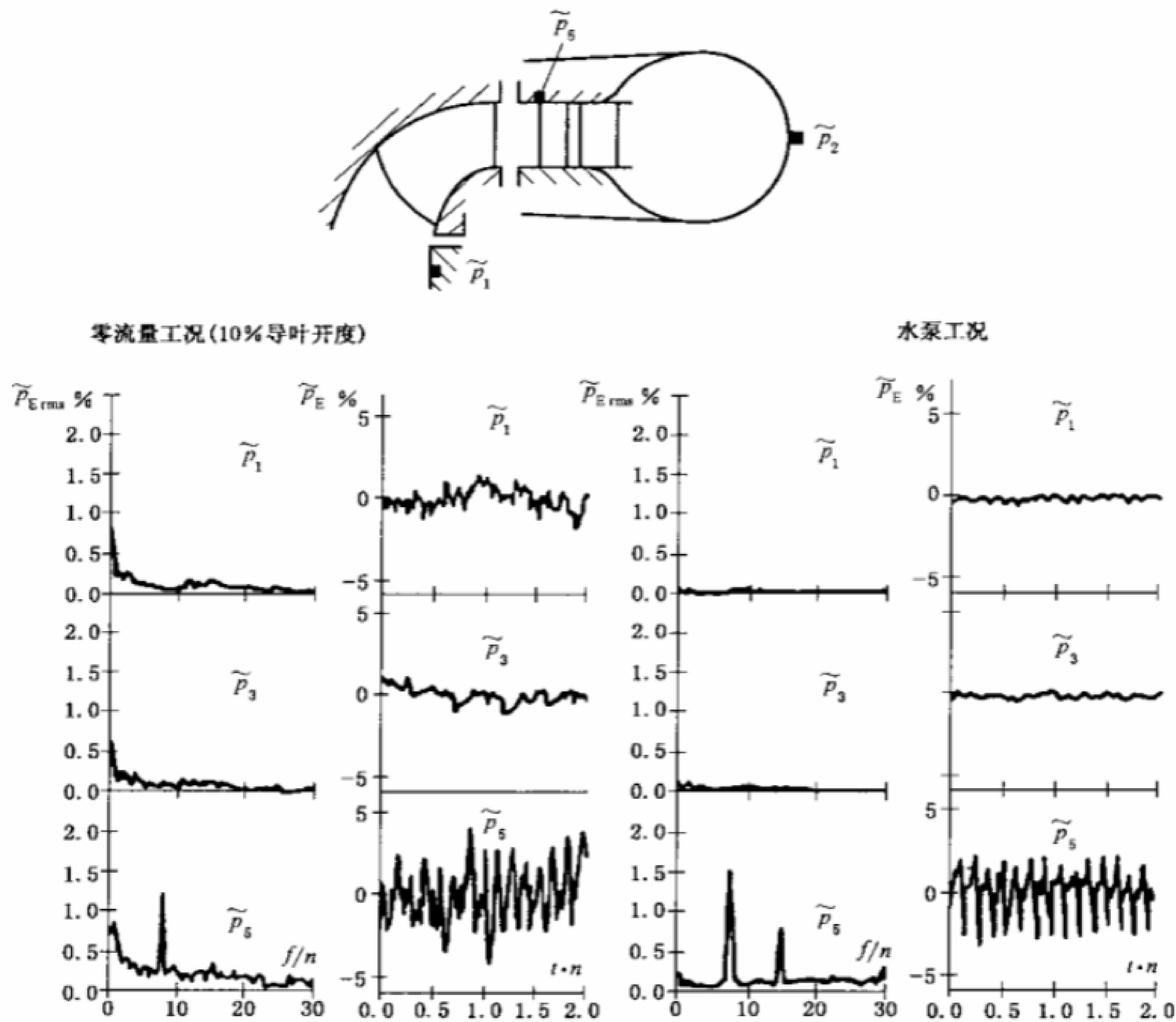


图 3 一台 $n_{QE} = 0.102 (n_s = 106)$ 的水泵水轮机在水泵工况及其零流量时的压力脉动

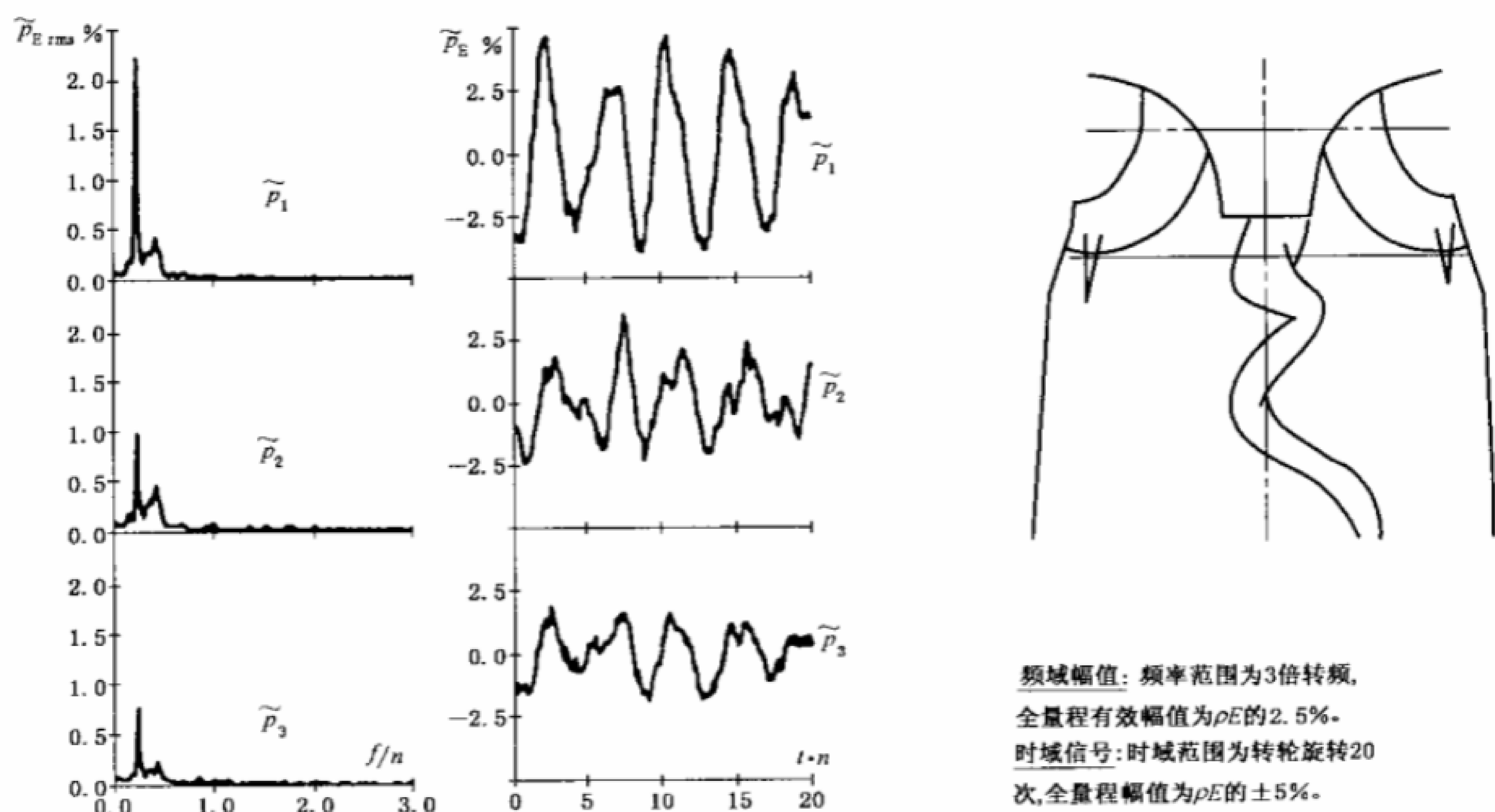


图 4 一台 $n_{QE} = 0.321 (n_s = 334)$ 的混流式水轮机模型在部分负荷 ($Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0.719$) 下的压力脉动

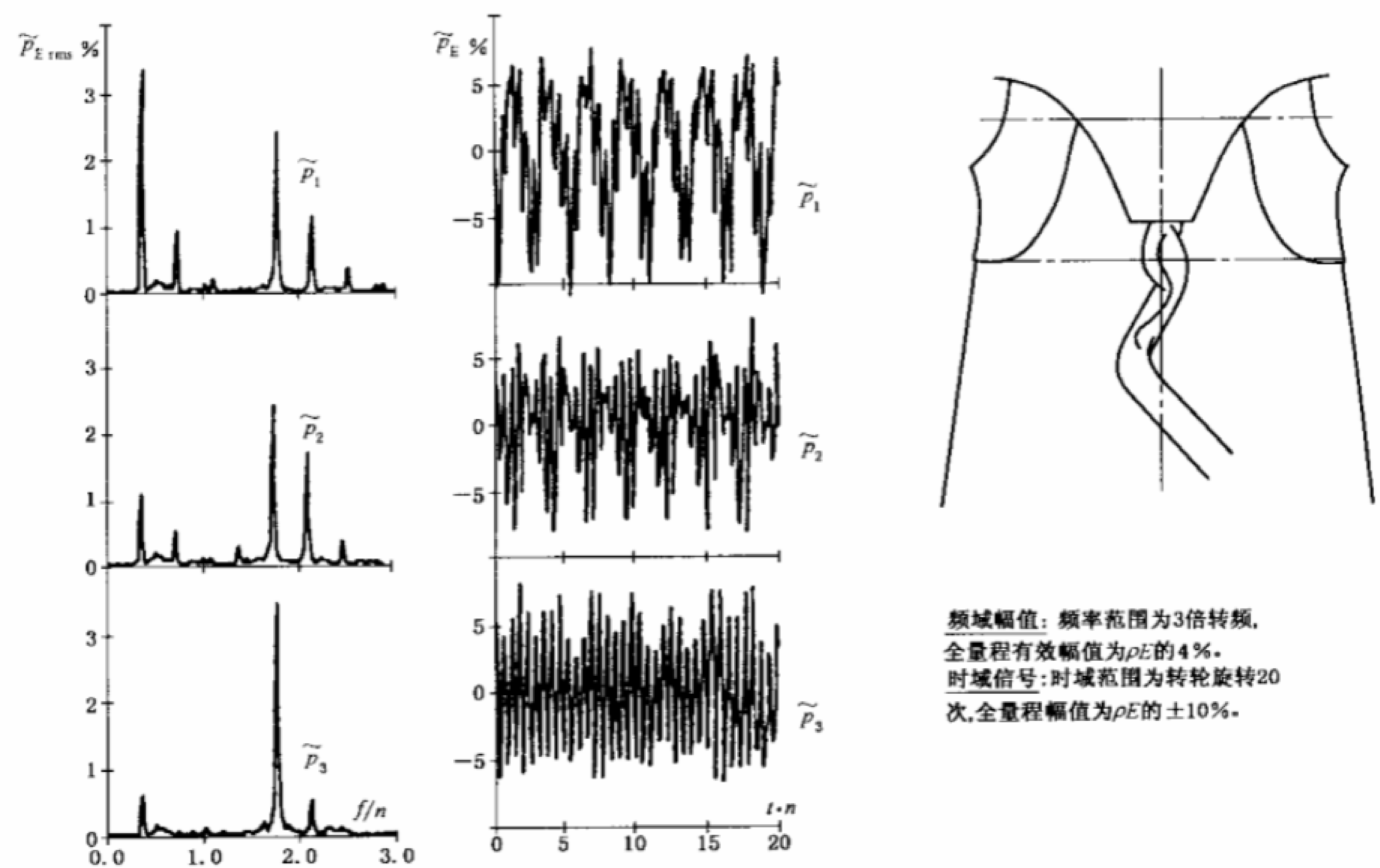


图 5 一台 $n_{QE} = 0.226 (n_s = 235)$ 的混流式水轮机模型在较高负荷 ($Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0.764$) 下的压力脉动

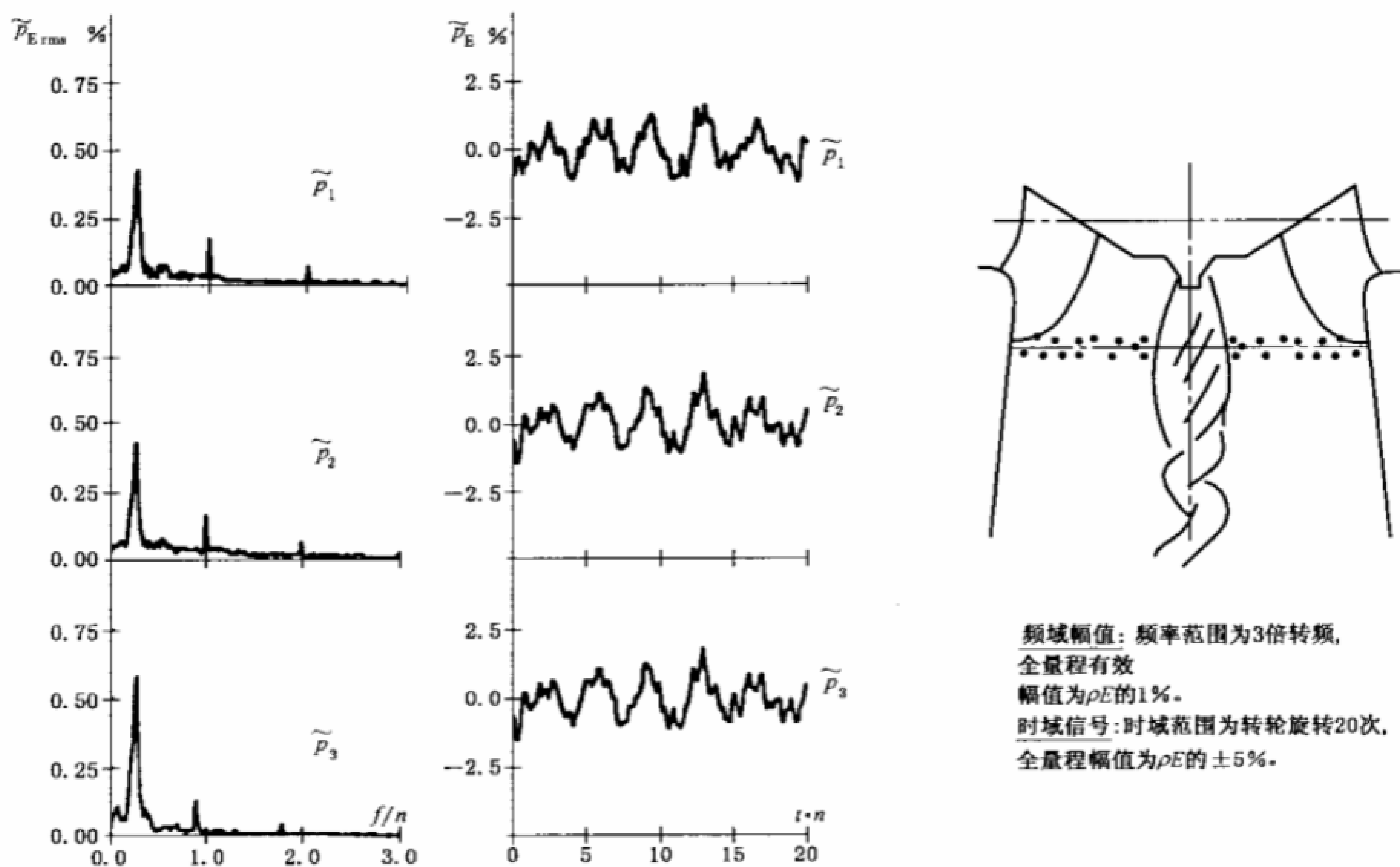


图 6 一台 $n_{QE}=0.173(n_s=180)$ 的混流式水轮机模型在满负荷 ($Q_{nD}/Q_{nDopt}=1.218$) 下的压力脉动

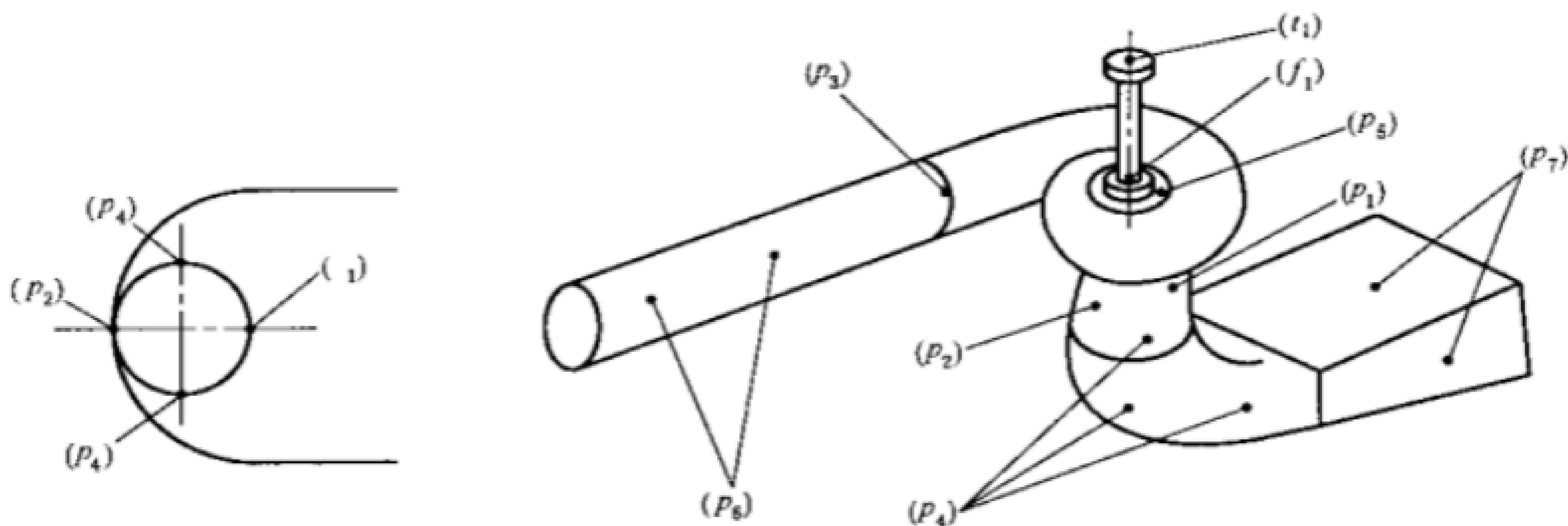


图 7 传感器的安装位置

5.1.1.2 水力系统和机械旋转的影响

由于水力-声波受边界条件影响很大,孤立的水力机械模型试验并不能完全再现所有的原型动力现象。

压力脉动并非仅是模型的唯一特征,而且也受试验台设备特征的影响。下列条件可能影响相似性:

- a) 引水管(引水管长度,管壁刚度);
- b) 试验流体的特性(气体含量);
- c) 转动部件的动态特性;
- d) 雷诺数和弗劳德数。

5.1.1.3 测量目的

测量压力脉动通常是为了获取下列信息:

- 特定运行范围内的压力脉动相对幅值;
- 周期或随机压力脉动特征;
- 压力脉动的主频,(如果出现的话);

——补气等减缓压力脉动方法的作用(效果和适当的位置);

——与其他相同比转速模型相比模型压力脉动的强烈程度。

在与外界无显著相互作用的较好工况(见图 12),模型试验的定量结果可直接转换到原型上。

原模型之间,由于其与外界间的各种相互作用或其流体特性的不同,原型压力脉动的幅值和频率可能与直接由模型试验转换过来的值有很大差异。在目前技术水平下还无法量化原型与模型之间偏差,但模型压力脉动的测量结果在多数情况下至少可提供定性的资料或评价压力脉动的程度。

5.1.2 对模型和试验台的特殊要求

模型和试验台应遵守 GB/T 15613.1 中 2.1 所述水力机械试验的一般要求。它应能对水力比能、转速和低压侧的压力进行充分的调节。一旦所希望的试验工况设定完毕,应能在测量脉动量所需时间内保持稳定。

转轮低压侧的透明部分应足够大,不仅仅能够观察到转轮叶片处的空化,还应该能观察到尾水管的上部。

为避免试验台和模型之间发生共振,试验台的固有频率应与模型频率有很大的差异(见 5.1.4.1)。由供水泵、节流装置、旁通管、弯管等引起的水力扰动在该频率范围内应不影响模型装置。

尾水管应与一个横截面积足够大的水管或水箱相连,以克服模型与试验台低压部分之间的动态干扰。

模型结构应有足够的刚度以防变形过大。模型试验台的振动和由控制系统引起的转速脉动,应在所测试频率带范围内不引起压力脉动。

试验台应以闭环方式运行,以使气体含量保持在较低和恒定的水平。模型进口处的水流应无移动的气泡。

对于具有全包角的蜗壳的模型,如果可能的话,模型的高压侧应至少安装 6 倍直径长的直引水管路。允许用图 7 所示的 p_3 和 p_5 压力传感器测得的信号预测压力波在蜗壳进口处的传播情况和此压力波的水力—声能情况。

5.1.3 仪器和标定

5.1.3.1 压力脉动测量仪器

安装压力传感器时,应使传感器的膜片与流道平齐。如果达不到上述要求,应避免出现凹腔并估算其固有频率,应不对欲测量的频带产生干扰(见 5.1.1.1 和 GB/T 17189—2007 中 6.3)。

测量压力脉动的传感器应具有足够的灵敏度($\pm 0.1\% \rho E$)。

测量链的最大允许误差应小于所测量程范围的 $\pm 5\%$ 。该误差可通过预先的标定程序来减小(见 5.1.3.2)。

信号处理装置的最大允许误差应小于振幅的 $\pm 1\%$ 且相位差应小于 $\pm 10^\circ$ 。

图 7 所示为混流式、轴流定桨式或水泵水轮机推荐的传感器安装位置。推荐对下述 p_1 、 p_2 、 p_3 和 p_5 点进行测量。 p_1 和 p_2 点处的传感器应置于距转轮/叶轮低压侧 0.3~1.0 倍直径处。

p_1 压力传感器位于尾水锥管的下游侧;

p_2 压力传感器位于尾水锥管的上游侧;

p_3 压力传感器位于蜗壳进口。

p_5 压力传感器位于转轮/叶轮和导叶间;

根据要测量的压力脉动值的情况,也可安装下列传感器:

p_4 另增的压力传感器置于尾水锥管处:最好位于与 p_1 和 p_2 相同平面上且与之相隔 90° ,或位于肘管段或相当于原型进入孔的位置上;

p_6 另增的压力传感器沿进水管布置;

p_7 压力传感器置于尾水管出口处。

下列力和力矩的测量也可与压力脉动测量同时进行:

- f_1 轴向和径向力传感器位于轴-转轮联接法兰处(见 5.3);
- t_1 力矩传感器位于轴上(见 5.2)。

5.1.3.2 标定

应对压力测量系统进行动态标定。这包括确定输入压力信号和输出电信号间的传递函数。
通常不要求确定压力和输出信号间的绝对相位移。然而,由不同信号调理系统引起的输出信号间的相位移应加以分辨或补偿。

在模型试验中使用的相同的频率和幅值范围内,可通过将相同的压力脉动作用于所有的传感器上来确定的增益和相位修正。通过标定应能确保各通道间增益和相位的差值在信号处理装置的不确定度裕度之内(见 5.1.3.1)。

5.1.4 详细步骤

5.1.4.1 试验水头(水力比能)

试验水头(水力比能)是按调整稳定状态的运行参数后能达到良好的运行工况下选择的。选择试验水头(水力比能)时也可按压力脉动的频率和幅值都能落在试验仪器的限度内进行选择。
此外,如果怀疑模型和试验装置间可能发生共振,建议在不同的试验水头(水力比能)下进行试验(见 5.1.2)。

只要可能实现,试验水头(水力比能)都应满足弗劳德数相似。对低水头(水力比能)下运行的大型机械,弗芝德数的影响明显增加(见 GB/T 15613.1 中 2.3.1.5)。

5.1.4.2 压力脉动测量的空化基准面

压力脉动测量在电站空化系数下进行。
如果不能实现弗芝德数相似,尾水锥管内的流场及其压力脉动将受到气体空穴变化的影响。
压力脉动试验的空化基准面参照 GB/T 15613.1 中 5.3.1.5.1 执行,对于立式混流式机组,空化基准面 z_c 为导叶中心线。

5.1.4.3 模型试验工况

图 8 给出了水泵或水泵水轮机的典型试验工况及试验工况的范围,而图 9 中的 $E_{nD}-Q_{nD}$ 图则给出了混流式或轴流定桨式水轮机的典型试验工况。

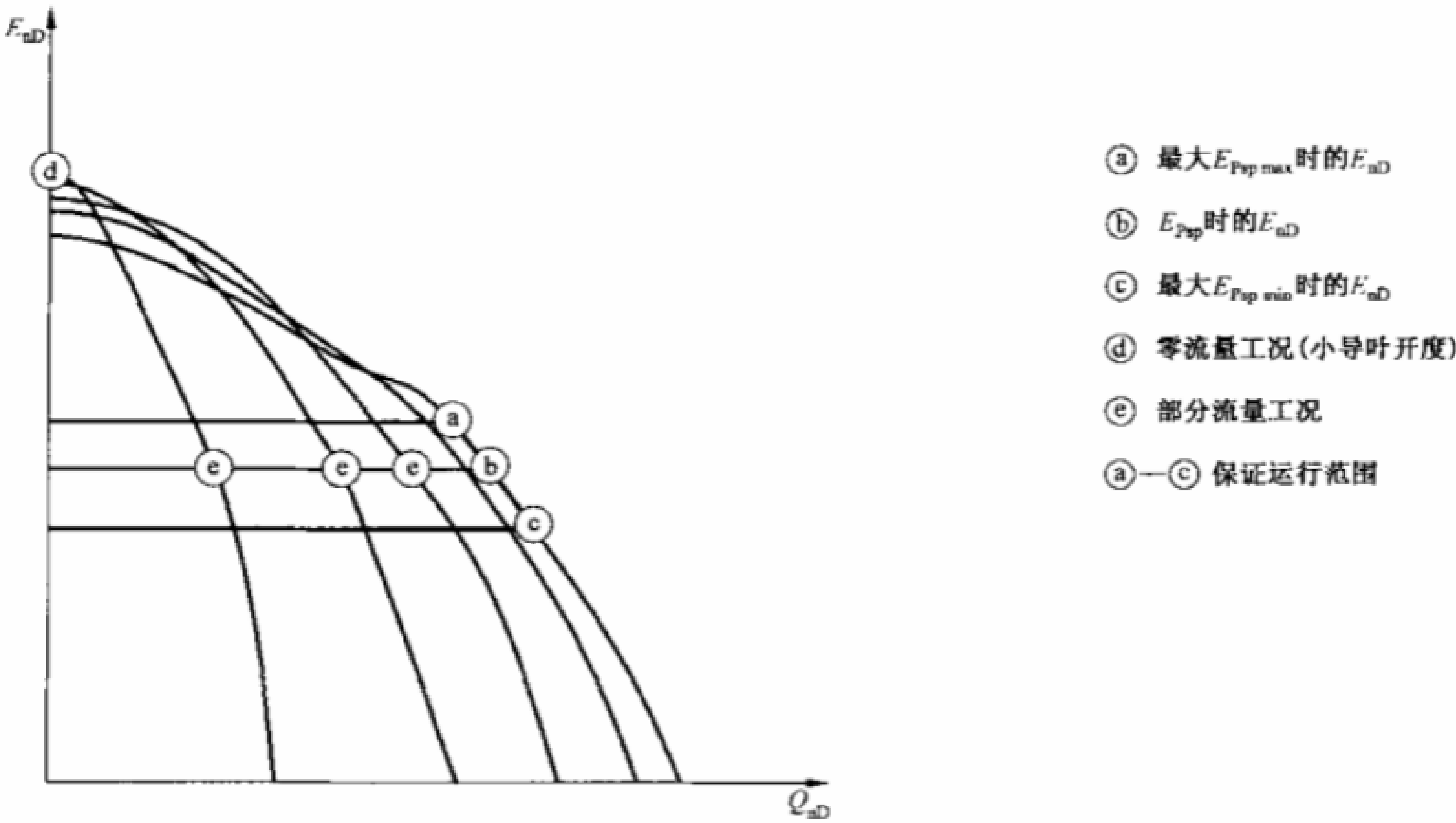


图 8 带水泵曲线的试验途径

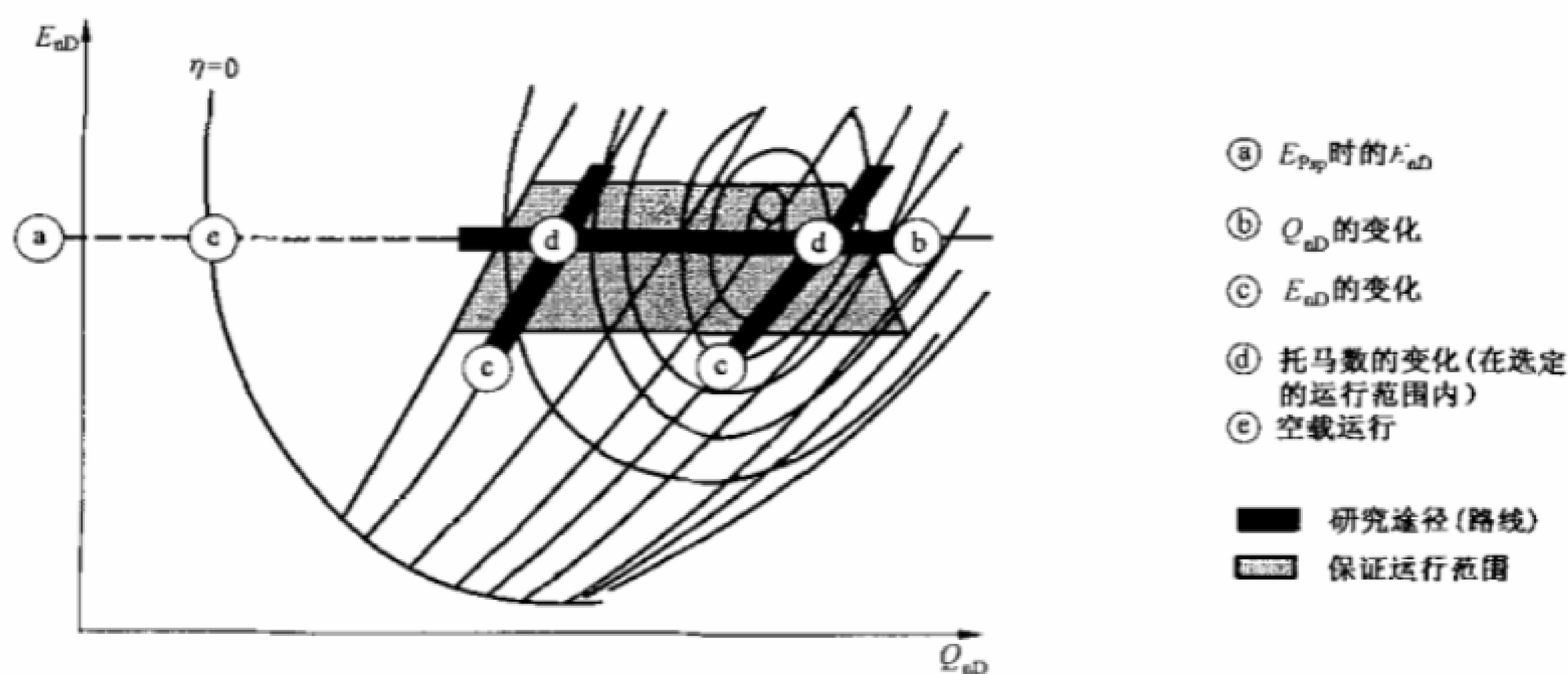


图 9 水轮机综合特性曲线中的试验途径

就水轮机而言,试验点至少应能覆盖在恒定试验水头(水力比能)下的规定流量范围,且在 5.1.4.2 确定的空化基准面条件下的空化系数时进行试验。

对于运行水头(水力比能)变幅较大的电站机组,应在不同的能量系数条件下进行试验,试验应在其对应的空化系数下进行。

在部分负荷、满负荷以及有明显压力脉动发生的试验工况点,进行稍微改变试验条件的详细试验可获得清晰的压力脉动特性。

- a) 在恒定试验水头(水力比能)、空化系数和导叶开度的情况下改变能量系数(国内习惯采用单位转速)。
- b) 改变空化系数和试验水头(水力比能)。

超出运行范围时,可能发生显著的压力脉动。该情况对水轮机是指飞逸工况,对水泵水轮机(或水泵)是指极端的运行工况(例如水泵的逆运转方式)。

这些数据的综合对压力脉动进行分析是有益的。

5.1.4.4 变空化系数压力脉动试验

尾水位变幅较大的电站可进行变空化系数压力脉动试验。

在电站确定的运行范围内,由供需双方协商选择若干工况点进行变空化系数压力脉动试验。在电站最低尾水位和最高尾水位所对应的空化系数范围内,测量其压力脉动特性随空化系数的变化规律。

5.1.4.5 补气试验

可在模型上进行以减小压力脉动为目的的补气试验。由于没有足够的相似性,该类试验仅能对原型的补气效果给出一个大致的概念。

5.1.5 测量

对于每一个试验工况点,应采集记录足够时间段内的脉动信号,以满足信号分析的要求,例如研究低频脉动。

应观察尾水管空化现象并记录气泡图形。

信号的采样和记录应符合 4.2 的规定。

5.1.6 结果的分析、显示和整理

5.1.6.1 分析

按照压力脉动的周期性或非周期性特点,应选择进行频域或时域分析。

5.1.6.1.1 时域分析

时域分析对于处理随机的和断续的脉动最为有效(见图3~图6)。对压力脉动试验,时域分析可由确定信号的标准偏差来实现。标准偏差与信号幅值的频域估计值的比较可表示随机脉动信号叠加于周期信号的状况,同时由统计法确定的特征峰峰值可表示脉动的绝对值状况。

也可用于检查目的观测信号的时域波形。

5.1.6.1.2 频域分析

压力脉动的频域分析应采用富利叶分析仪或富利叶分析软件进行。由于使用了多通道分析仪,可以同时跟踪不同频率的周期信号且确定通道间的相位移。富利叶分析仪通常可用工程量表明谱分量的大小。

频谱可由按一系列时间间隔测算出的离散富利叶变换的平均值来评定。为了减小由于有限时间间隔引起的泄漏效应并最好地确定各频率成分,应采用适当的加权窗,如 Hanning 窗和 Kaiser-Bessel 窗等。

在给定的采样时间间隔内,通过离散富利叶变换获得的频谱在采样时域数值和叠加的正弦波之间是最合适的。在一次变换中,对所有频率来讲,采样时间长度都是相同的。因此高频要较低频多出许多个周期。由于此原因,离散富利叶变换并不适合于分析含有频率随时间变化的信号。

在小波/时频分析法中,时间加权窗是频率的函数。所有频率系数都采用相同周期数目进行计算。这种结果精确地反映了作为时间的函数的相关信号中的频率成分。

5.1.6.1.3 无量纲频率和压力

压力脉动频率与转轮/叶轮转频 f_n 间引入无量纲量。

$$\text{频率系数 } f_c = \frac{f}{f_n}$$

压力脉动幅值与试验水力比能 ρE 间引入无量纲量。

$$\text{压力脉动因子 } \tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$$

5.1.6.2 压力脉动的表述和解释

5.1.6.2.1 概述

用无量纲项(f_c, \tilde{p}_E)表示的振动值应与一试验参数建立联系,以便在所希望的原型运行工况下获得全面的压力脉动信息。这试验参数是:

- a) 流量系数(国内习惯采用单位流量)或因子;
- b) 能量系数(国内习惯采用单位转速)或速度因子;
- c) 空化系数;
- d) 试验水头(水力比能);
- e) 空气流量或其他。

极力推荐对在 p_1 、 p_2 和 p_3 点测得的信号(图7)进行分析和描述。

下图给出了描述试验结果的例子。

5.1.6.2.2 瀑布图

图10所示瀑布图为三维表示的幅值-频率谱,作为某一选定的试验参数的函数。瀑布图可在所考察的频带和运行范围内快速观察所有压力脉动。

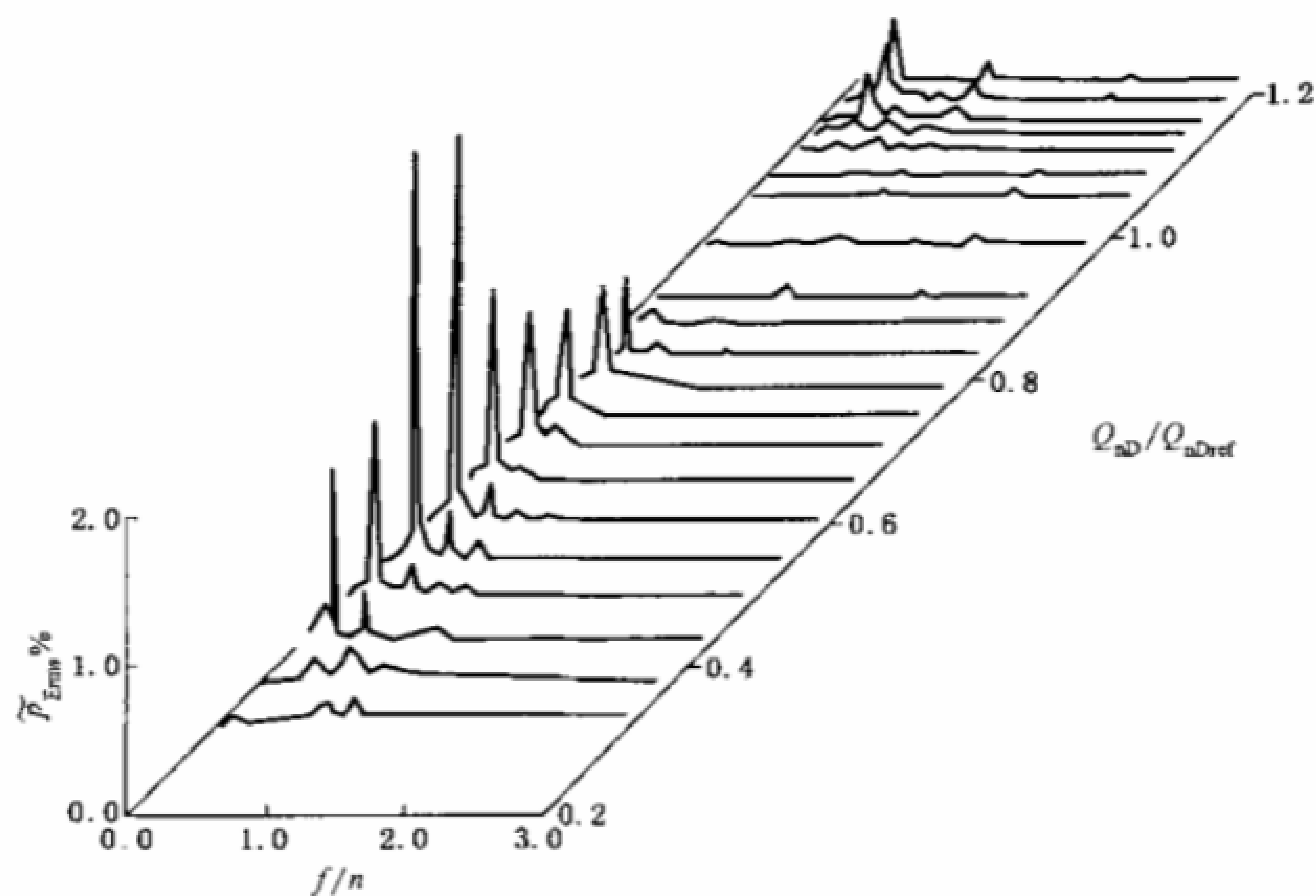


图 10 图 9 所示的混流式水轮机尾水管在试验工况(b)及传感器 p_1 处的压力脉动瀑布图

5.1.6.2.3 汇总图

图 11 中所示的汇总图示出了与每一测量通道主频相关的频谱数值与所选择的试验参数(以二维方式显示)之间的函数关系。

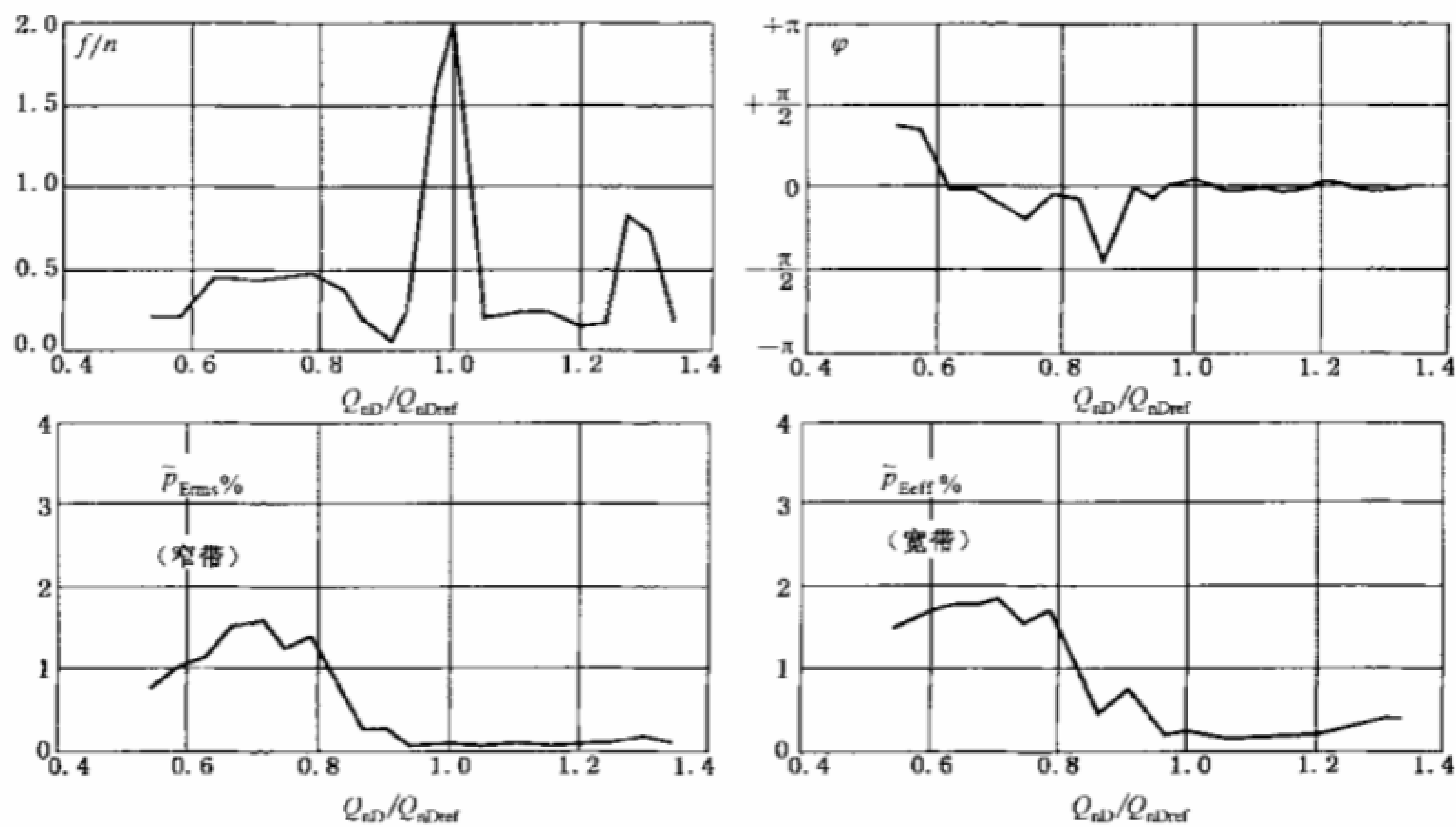


图 11 图 9 所示的混流式水轮机尾水管在试验工况(b)及传感器 p_2 处的压力脉动图
主频是指相关频带内信号具有最高频率幅值的频率。

汇总图中表示：

- 主频；
- 相对于以主频为基准的相位移；
- 主频的窄带幅值；
- 宽带幅值。

窄带有效幅值按主频处离散富利叶变换系数 $\tilde{p}_{rms}(f)$ 得出的有效值计。宽带有效幅值按时间信号

的标准偏差 \tilde{p}_{eff} 计。

若有足够多的试验点,则可将压力脉动幅值曲线可绘在 $E_{nD}-Q_{nD}$ 或 $n_{ED}-Q_{ED}$ 曲线上,见图 9。

5.1.7 原型换算

5.1.7.1 压力脉动幅值

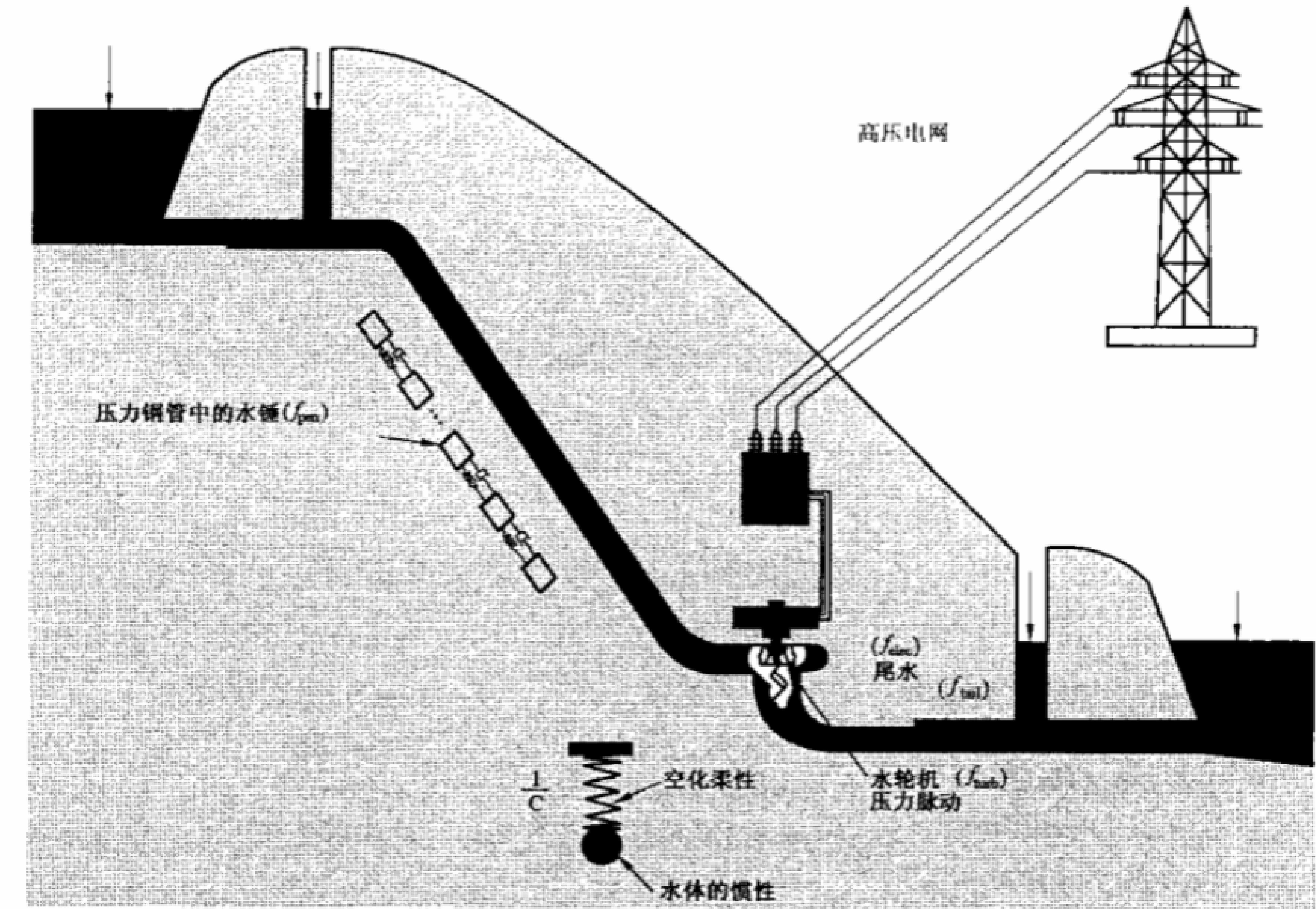
在对模型试验有利的条件下(见 5.1.1.2)和不存在对外部系统有严重干扰的情况下,压力脉动幅值可较好地由模型换算到原型。

当存在外部系统的干扰时,应在原型布置条件下内通过动态响应分析来预测原型的压力脉动幅值,原型布置中包括引水管道、叉管、阀室、尾水渠道等。由于电站原型布置的复杂性,实际上很难对如图 12 所示的包含所有相应系统部分的综合数字模型进行此种分析。

作为此种分析的一部分,只可能检查压力脉动的主频与下列各种外部系统元件的固有频率间是否可能发生共振:

- 引水钢管;
- 尾水渠;
- 电气设施。

在与外部系统的共振是可预期的情况下,原型压力脉动幅值的预测不包括在模型试验的压力脉动测量过程中。



- f_{turb} —— 水力机械的脉动频率;
- f_{pen} —— 压力钢管的固有频率;
- f_{tail} —— 尾水的固有频率;
- f_{elec} —— 电机的固有频率。

图 12 外部因素对水力发电设备压力脉动的影响

5.1.7.2 脉动频率

5.1.6.1.3 所述频率系数可由模型转换到原型的有如下:

- a) 转轮出口处由惯性力引起的压力脉动,如螺旋涡带;

- b) 因空化或补气导致尾水管中水柱相对气体体积弹性产生的自由震荡(若存在的话);
- c) 由转轮/叶轮叶片与导叶间相互作用而产生的压力脉动。

5.1.7.3 脉动量值

压力脉动的量值对压力与水轮机水力比能具有相同比值,这仅适用于脉动的辐射情况。压力波在引水系统中传播时被反射,所观测到的幅值受驻波强烈影响。在水力与系统间的相互作用下,压力脉动幅值丧失其相似性。

激振水平可通过估算与水力振动相关的有效水-声功率来合适地确定。对给定截面处的此功率是按瞬时压力脉动和瞬时流量波动的乘积求得的。工程中是按附录 B 的参考文献[8]中的 p_s 和 p_e 的测量值确定的。由于有效水-声功率不受引水管中的驻波的影响,这表明扰动的辐射功率若不是来自水力机械本身(正值)就是来自于试验台管路(负值)。

5.1.8 不确定度

模型试验压力脉动测量的不确定度受下列因素影响:

- a) 仪器的不确定度;
- b) 与试验台的交互作用;
- c) 与电机的交互作用。

若测量条件好,则测定模型试验压力脉动时的不确定度如下:

- a) 幅值: $\pm 10\%$;
- b) 主频: 模型转频的 $\pm 2\%$;
- c) 相位差: $\pm 10^\circ$ 。

由模型转换到原型可能因下列因素产生误差:

- a) 弗劳德数不相似;
- b) 与水道的交互作用;
- c) 与电机的交互作用。

在上述各种因素可产生显著影响时,就很难精确地估计原型的值。相反,在良好的试验条件下,原型预测值的不确定度可望达到如下:

- a) 幅值: $\pm 30\%$;
- b) 主频: 原型转频的 $\pm 5\%$;
- c) 相位差: $\pm 30^\circ$ 。

5.2 主轴力矩脉动

5.2.1 概述

水力机械的主轴力矩脉动可能由下列原因产生:

- a) 作用在转轮/叶轮叶片上的压力的变化;
- b) 作用在发电机电动机上的电磁力的变化。

力矩脉动的观测仅被认为是对压力脉动处理(见 5.1)的延伸。可能会发生由发电机控制系统产生的力矩脉动,这可按下述方法鉴别。

5.2.2 测量规则

力矩传感器应安装在发电电动机和转轮/叶轮之间的轴上。参见 5.3 和 GB/T 15613.2 中的图 25。其频率范围应覆盖相关频率的范围(见 5.1.1.1)。

在所关心的频带范围内,速度控制系统、试验台的功率传输系统和模型主轴的扭转固有频率都不应对主轴力矩频率产生显著影响。

5.2.3 模型试验结果分析

力矩脉动的处理和显示与压力脉动相同(见 5.1.6)。幅值以无量纲的力矩因子或系数来表示(见 GB/T 15613.1 中的 3.3.13.1 和 3.3.13.3),并以相对值表述。其参照值可以是最优效率或满负荷工

况的力矩因数(或系数)。

若在所关心的频带范围内,发电电动机对欲考察的频率无动态影响,则力矩脉动幅值表示的是总体作用在转轮上的脉动压力的结果。

5.2.4 换算到原型

力矩脉动频率可换算到原型,其条件为:

- a) 其频率与压力脉动频率相同;
- b) 发电电动机对欲考察的频率无动态影响。

如果电气、机械结构和引水系统等不能模拟的边界条件影响很大的话,则水轮机模型试验可能会无法再现原型的力矩脉动幅值。

在模型控制系统的原因起明显主导作用时,如在飞逸工况或调相工况测得的力矩脉动就是与此无关的。

5.3 轴向力和径向力

5.3.1 概述

本条将涉及到作用在水力机械的转轮/叶轮上的力(推力)和力矩的稳态测量问题。

在绝大多数常规试验情况下,仅测量轴向力。要测量径向力和力矩,就需进行专门的改装。下面对测量一个分量(轴向力)至测量六个分量(作用在转轮/叶轮上的所有力和力矩)的试验方法作了描述。

至于这些轴向力和径向力的脉动测量也属于下述测量方法和装置的组成部分。这些脉动的数据处理方法通常与压力脉动采用同样的方法(见 5.1.6)。

5.3.1.1 测量目的

由水力因素引起的力和力矩为水力机械转动部分全部载荷中的一部分。例如作用在轴向和径向轴承和埋入部分上的力、主轴的应力和挠度等重要设计参数,可由模型测量值算出和/或导出。

测量目的旨在确定不同工况下力和力矩的大小和方向。

5.3.1.2 定义

作用在转轮/叶轮上的力和力矩被定义在固定笛卡尔坐标系上(见图 13)。

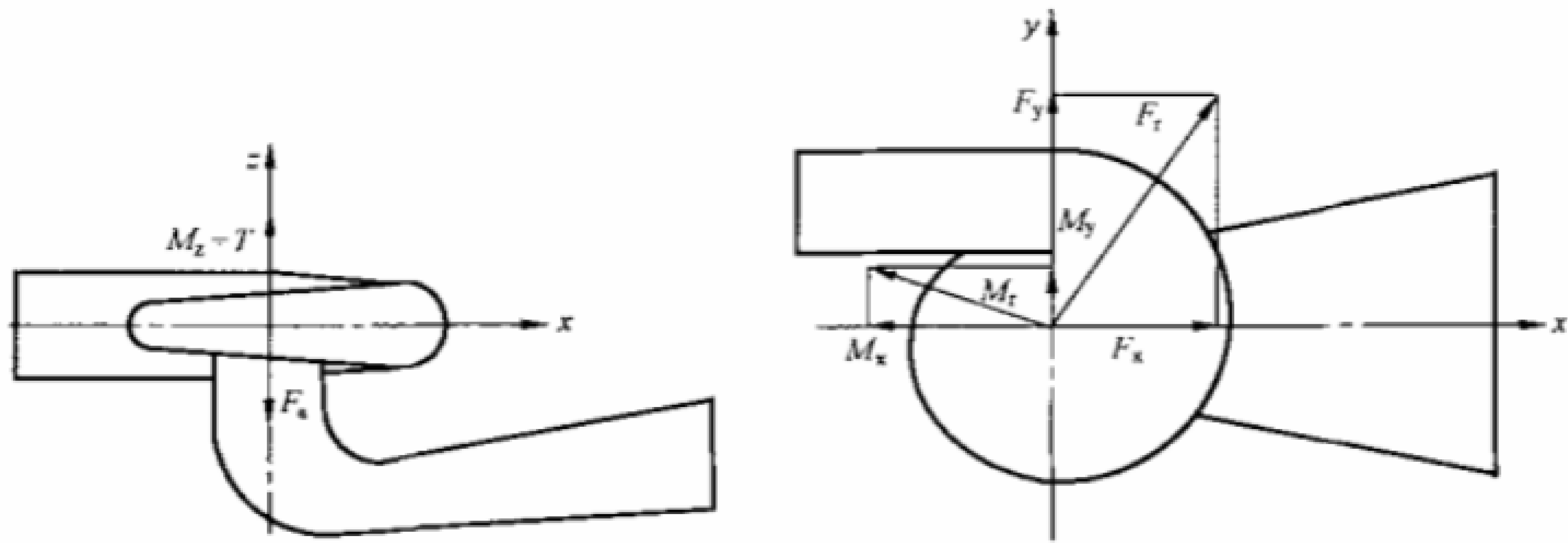


图 13 坐标系定义

坐标系原点由 GB/T 15613.1 中 1.3.3.7.6 所述的参考面确定。

- F_x ——径向力, x 分量;
- F_y ——径向力, y 一分量;
- F_z ——轴向力 ($-F_z = F_z$ 轴向推力);
- F_r ——径向力 ($F_r = F_x + F_y$);
- M_x ——力矩, x -轴
- M_y ——力矩, y -轴;
- M_z ——力矩, z -轴 (= 主轴力矩 T);
- M_r ——径向力矩 ($M_r = M_x + M_y$);

径向力及其力矩的角度可在规定的坐标系中计算：

$$\varphi_{Fr} = \arctan \frac{F_y}{F_x} \qquad \varphi_{Mr} = \arctan \frac{M_y}{M_x}$$

5.3.1.3 影响因素

本条仅考虑由转轮/叶轮和水流间的水力相互作用引起的力和力矩。因此，还要考虑由下列因素产生的力：

- 转轮/叶轮的重量；
- 离心力；
- 静水作用力(浮力)；
- 迷宫密封的水动力影响；
- 机械力(摩擦力)；
- 共振影响。

下述各条将介绍如何在每一特殊情况下处理上述因素。

5.3.2 轴向力

5.3.2.1 试验程序

试验应覆盖全部运行范围，并应特别留意出现最大轴向力的区域。试验应在各规定的原型运行工况下进行。应在最小到最大水力比能和最小到最大流量间由足够的试验点来描述轴向力。建议试验范围应延伸到合同规定的运行范围并对空化对轴向力的影响加以考虑。

除通常运行范围外，轴向力应在下列非设计工况进行测量：

- 飞逸工况；
- 双调节机械的非协联工况；
- 过渡工况下的可能出现大轴向力的运行工况点(例如水泵及水泵水轮机在最大导叶开度下由水泵工况向水轮机工况过渡)；
- 轴向机械中能引起向上推力的空载工况。

5.3.2.2 测量方式

5.3.2.2.1 直接测量

有许多测量作用在转轮/叶轮上的轴向力的方法。一种典型方法为测量静压轴承中的油压，以此作为参照量来推算出沿转轮/叶轮旋转中心线作用的水力(见图 14)。

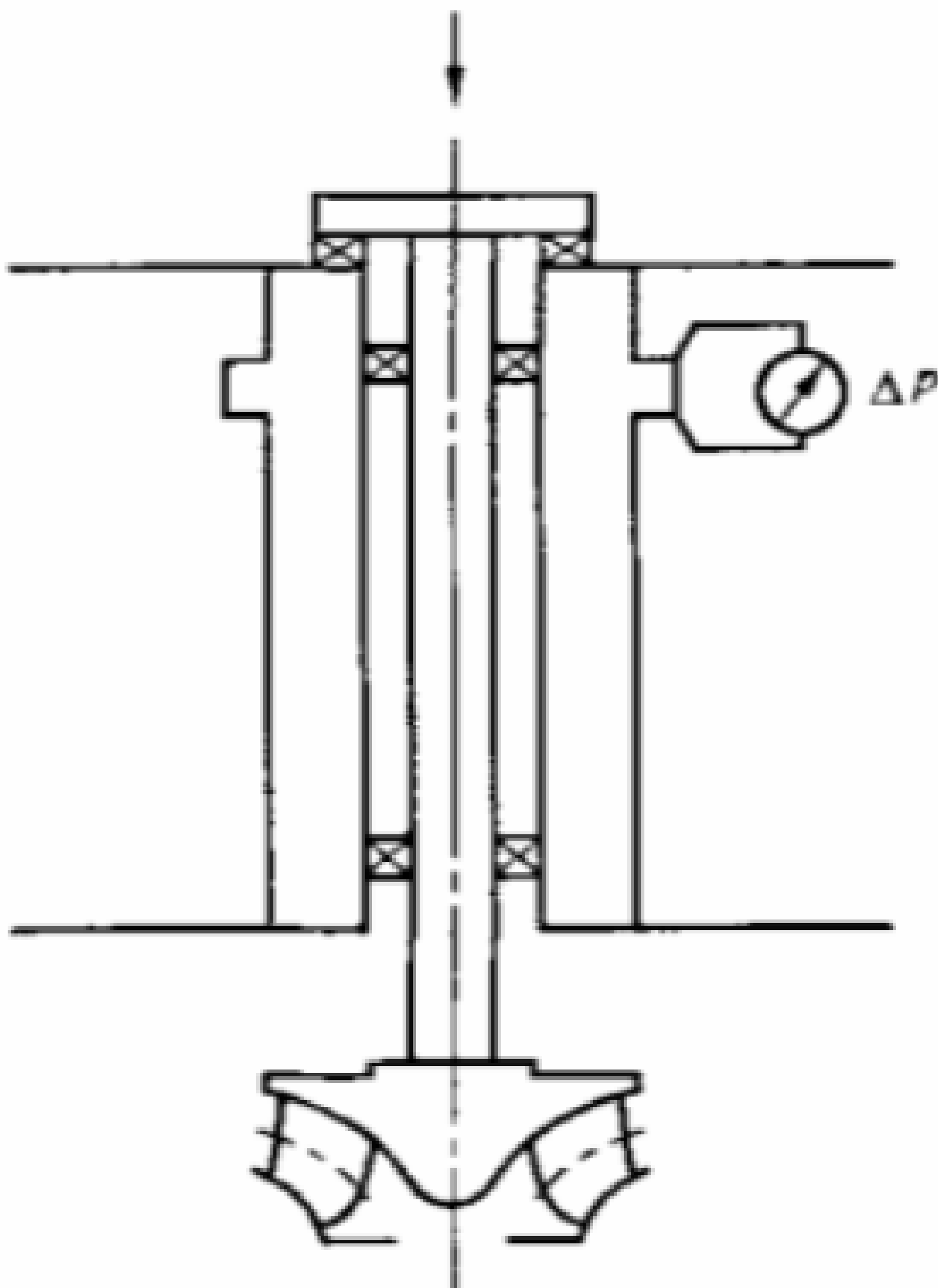


图 14 轴向力测量的典型试验布置

另一种典型方法为用应变仪或测距感应仪来测量导轴承与轴承座间连接部分的变形。
轴向力也可用一个可测量所有六个力和力矩分量的装置确定(见图 17,d)。
与所采用的方法有关,还应对下述影响因素加以考虑:

- 作用于主轴静水压力;
- 油的黏度;
- 重力;
- 其他。

5.3.2.2.2 间接法

考虑了随水流动量变化而得出的轴向推力计算值,轴向力可由沿转轮/叶轮外轮廓线的多个压力测量值来确定。相应的压力测点见图 16。所有这些压力都应相对诸如机械的基准断面处的参照压力取值(见 GB/T 15613.1 图 1)。

5.3.2.3 标定

- 为进行标定,在模型转轮/叶轮轴上沿轴线方向加一个力。力的大小可由下列决定:
- 经检验的质量;
 - 各种质量与一力传感器一起作用;
 - 液压千斤顶与一力传感器一起作用(见图 15);
 - 其他。

为了绘制标定曲线,应建立轴向力测量仪信号与作用在轴上的参照力之间的联系。

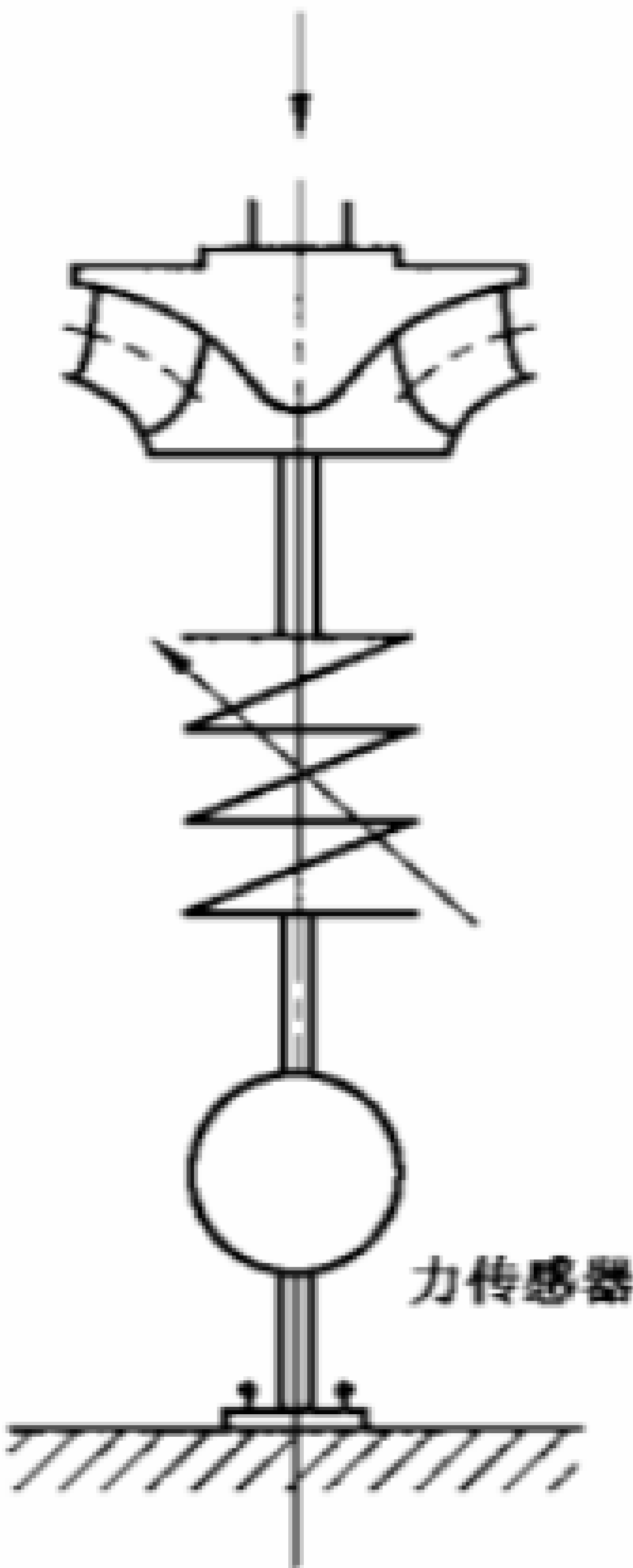


图 15 轴向力的典型标定布置

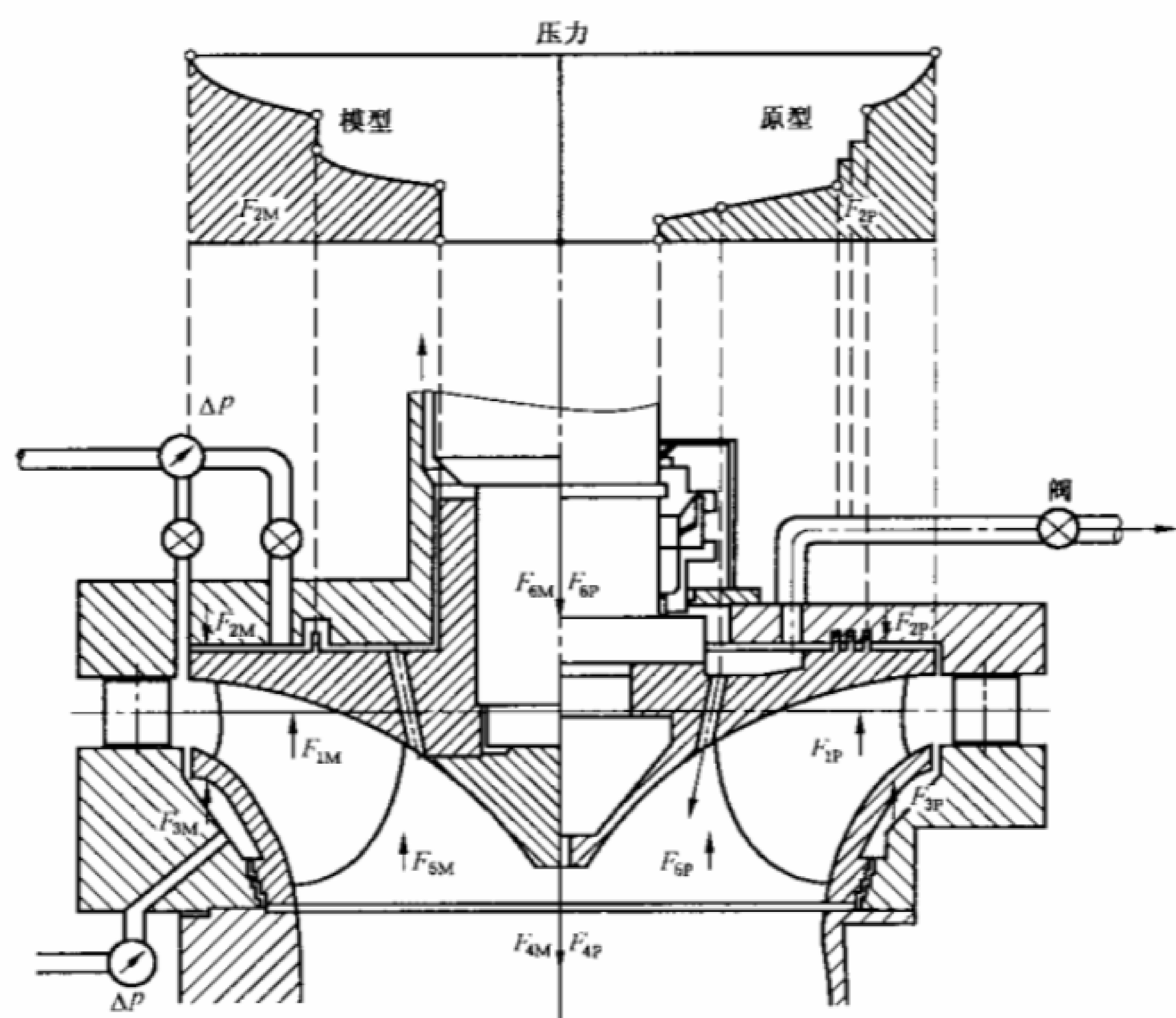


图 16 作用在混流式水轮机轴向力的各分量

5.3.2.4 测量前后的检查

在每一次试验前后,测量信号应在一参照状态下记录和检查(例如,在停机状态)。建议在一个工况点检查变转速时的轴向力测量值。这种检查可表明标定、修正和评定是否正确。

5.3.2.5 换算到原型

在模型上测得的轴向力 $F_{s,M}$ 并不总能够直接换算到原型状态。为保证换算的准确性,应分别考虑模型和原型总轴向力中的各个分量。

图 16 和表 1 所示为一台立轴混流式水轮机的总轴向力中的各轴向力分量。对去掉作用在转轮上冠和下环上的轴向力分量后便可将该确定步骤使用于轴流式机组。

为解决模型和原型的转轮/叶轮的差异(密封几何形状、卸荷孔、平压管),试验数据应进行修正。值得注意的是,即使模型和原型间完全几何相似,也无法当然地认为其流动在上述区域也相似。

模型轴向力由下列分量组成:

$$F_{sM} = F_{1M} + F_{2M} + F_{3M} + F_{4M} + F_{5M} + F_{6M}$$

因此

$$F_{1M} = F_{sM} - (F_{2M} + F_{3M} + F_{4M} + F_{5M} + F_{6M})$$

引入下列无量纲轴向力因子/系数(见 GB/T 15613.1 中 3.3.13.2 和 3.3.13.4):

$$F_{1ED} = \frac{F_1}{D^2 \cdot \rho \cdot E} \quad \text{轴向力因子}; \quad F_{1nD} = \frac{F_1}{D^4 \cdot n^2 \cdot \rho} \quad \text{轴向力系数};$$

可用下式计算原型的轴向力:

$$F_{1P} = F_{1M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{1ED} \cdot D_P^2 \cdot \rho_P \cdot E_P$$
$$F_{1P} = F_{1M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^4 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{1nD} \cdot D_P^2 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P \cdot E_P$$

因此,原型的轴向力为:

$$F_{aP} = F_{1P} + F_{2P} + F_{3P} + F_{4P} + F_{5P} + F_{6P}$$

原型轴向力也可由测量和计算的联合方法来确定。此种情况下,用计算模型轴向力来校核计算原型轴向力的计算机程序,并随后与模型试验结果进行比较。相同的程序也可用于计算由于转轮/叶轮密封磨损而导致的上冠压力增加的情况下的原型轴向力。

表 1 各轴向力分量和处理方法

力 分 量		模 型	原 型
F_1	水动力 ¹⁾	从测量值中由 F_{aM} 减去 F_2 至 F_6 来确定	用 F_{1ED} 或 F_{1nD} 来换算
F_2	上冠	按抛物线型压力分布计算 建议测量静压 轴流式中不存在	按抛物线型压力分布计算 轴流式中不存在
F_3	下环	按抛物线型压力分布计算 轴流式中不存在	按抛物线型压力分布计算 轴流式中不存在
F_4	转轮/叶轮重量	称重确定或在标定程序中考虑 对于斜流式机组,仅考虑其轴向分量	由计算确定
F_5	转轮/叶轮浮力	由转轮/叶轮体积 $F_5 = V\rho_w g$ 确定或在标定程序中考虑	由计算确定 $F_5 = V\rho_w g$
F_6	轴端处静水力	作用在暴露于大气面积处的压力	作用在暴露于大气面积处的压力
1) F_1 由作用于转轮/叶轮流道的轴向水动力产生。			

5.3.2.6 不确定度

原型轴向力的不确定度来自于模型测量的不确定度和由模型换算到原型的近似性。

若测量条件好,则确定模型轴向水作用力平均值的不确定度可按小于正常工况下极值的±(5~10)%来确定。与之相对应的原型的不确定度值大约为最大平均值的±(10~20)%。

5.3.3 径向力

5.3.3.1 试验程序

径向力(力和力矩)的大小和方向为确定主轴、轴承及其相邻构件的应力和挠度时所必须。测量范围应覆盖所有主要的运行范围,并应特别留意那些径向力出现极值(平均值和/或脉动值)的工况点。

出现径向力极值的典型工况为:

- 飞逸工况;
- 水泵的零流量;
- 与过渡过程有关联的工况点;
- 空化工况。

5.3.3.2 测量方法

径向力可通过测量下列量来确定(见图 17):

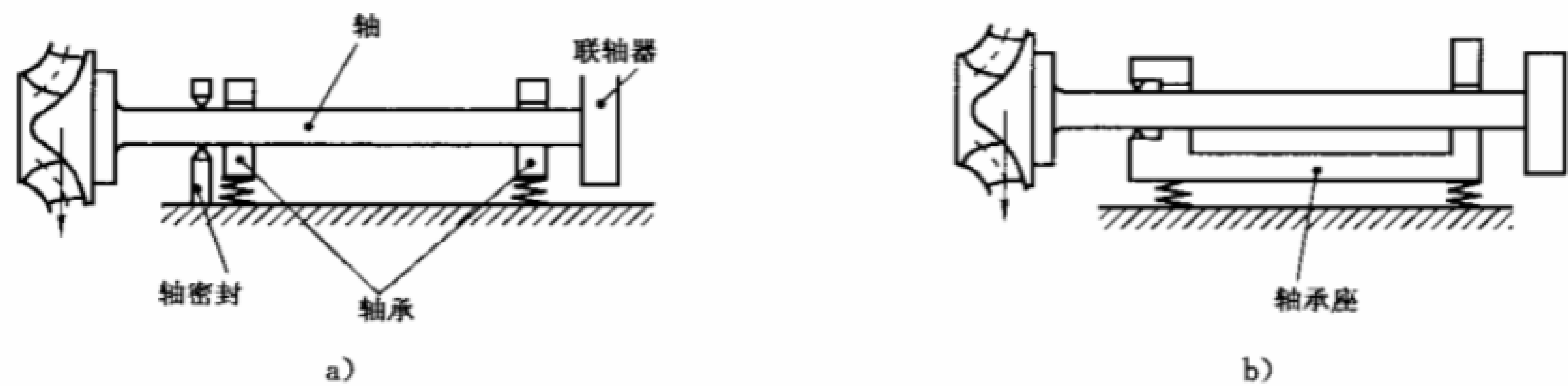


图 17 径向力测量的典型布置



图 17 (续)

- 两个轴承的反作用力；
- 轴承座的支持力；
- 轴的挠度；
- 靠近转轮/叶轮处主轴某一特定测量断面处的多方向应力。

图 17 之方法 d) 允许测量转动和固定部分的所有力和力矩的六个分量 ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$)。应变仪电桥的信号通过滑环或遥测装置从轴上传到固定部分。连续测量旋转角, 并将其信号转换成静止坐标。

由于采用了上述方法, 径向力的测量可能受到如表 2 所示的非水力作用力的影响。

径向密封的动压轴承效应可严重影响径向力的测量。可通过在模型中测量径向力时增加密封间隙来减弱其影响。

表 2 影响径向力测量的非水力作用力

非水力作用力的来源		测 量 方 法			
		a	b	c	d
轴	(固有频率)	×	×	×	×
联轴器	(惯性)	×	×	×	
轴承座	(惯性)		×		
轴密封	(反作用力)	×		×	

5.3.3.3 标定

通常所用的基本标定方法为通过在已知的杠杆臂和经校验过的质量在轴上施加力和力矩。实际的力和力矩按其各自的仪器读数。如果用油压来确定轴承力, 则应记录油温并注意黏度的影响(如果有的话)。如果在转动部分上测量(图 17 中方法 d), 则应在转动工况下进行标定。

由于仅确定水力径向力, 应通过标定对下列影响加以考虑:

- 转轮/叶轮的重量;
- 浮力;
- 转动部分的不平衡。

转轮/叶轮的重量和浮力只是在模型和/或原型不是立式时才有关。测量径向力时, 可在空气中慢速旋转以确定重量的影响。可在水中慢速旋转以考虑重量和浮力的影响。可在空气中快速旋转以确定由于转动部分不平衡而导致的离心力。

5.3.3.4 测量前和测量中的检查

每一次试验前后, 测量信号应存储起来并在参照工况(例如, 停机时)下加以检查。建议在一个运行

工况点改变转速以对径向力的测量加以检查。该项检查可显示标定、修正和判定是否正确。

观察改变转速试验还可发现在某一转速下出现显著差异,这说明在此转速下模型出现了特有的共振影响。

5.3.3.5 换算到原型

在所有影响因素被消除而仅考虑水力作用力的情况下,可以将径向力由模型换算到原型上。

引入下列无量纲的径向力和力矩因数/系数(见 GB/T 15613.1 中 3.3.13):

$$\begin{aligned} F_{rED} &= \frac{F_r}{D^2 \cdot \rho \cdot E} && \text{径向力因数} \\ M_{rED} &= \frac{M_r}{D^3 \cdot \rho \cdot E} && \text{径向力矩因数} \\ F_{rD} &= \frac{F_r}{D^4 \cdot n^2 \cdot \rho} && \text{径向力系数} \\ M_{rD} &= \frac{M_r}{D^5 \cdot n^2 \cdot \rho} && \text{径向力矩系数} \end{aligned}$$

可按下列各式计算原型的径向力和力矩:

$$\begin{aligned} F_{rP} &= F_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} \cdot \frac{E_P}{E_M} = F_{rED} \cdot D_P^2 \cdot \rho_P \cdot E_P \\ F_{rP} &= F_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^4 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{rD} \cdot D_P^4 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P \\ M_{rP} &= M_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} \cdot \frac{E_P}{E_M} = M_{rED} \cdot D_P^3 \cdot \rho_P \cdot E_P \\ M_{rP} &= M_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = M_{rD} \cdot D_P^5 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P \end{aligned}$$

将径向力由模型换算到原型时,应确定径向力作用的参照平面的轴向位置。此平面或许应规定为指定的参照平面(见 GB/T 15613.1 中 3.3.7 的图 5)。

由模型换算到原型还应考虑不能模拟的机械分量和条件(见 4.1.4)。

5.3.3.6 不确定度

原型径向力的不确定度取决于模型测量的不确定度和由模型换算到原型时的近似程度。

即使在良好的测量状态下,模型径向力平均值的不确定度是不可能小于最大平均值的 $\pm 5\%$ 至 $\pm 10\%$ 。

相应的原型径向力平均值的不确定度也不可能小于最大平均值的 $\pm (10 \sim 20)\%$ 。脉动值的不确定度甚至可能更高。

5.4 控制机构部件的水力负荷

5.4.1 总则

5.4.1.1 控制机构部件的类型

为了控制功率或流量,大多数类型的反击式水力机械都配备有:

- 导叶,和/或
- 可调节的转轮/叶轮叶片。

冲击式水轮机(例如,水斗式水轮机)的控制元件为由喷针可调节的喷嘴及折向器。

有时闸门或阀门也可用作控制部件,但并不在此考虑。

5.4.1.2 负荷测量的目的

该试验的目的通常为用模型测量水力负荷(例如作用在机械控制部件上的力和力矩)以对此加以检查或确定。模型应在稳定运行工况状态下运行(见 4.1.1)。

模型试验结果(绝对值或无量纲值)可用于:

- a) 检查与模型设计有关的水力负荷的最大值(平均值和脉动分量);

- b) 确认在什么运行工况下水力负荷脉动量最关键及其相应的激振频率;
- c) 检查在什么运行工况下水力矩具有开或关的趋势;
- d) 为原型在过渡运行工况的负荷计算提供数据;
- e) 按设计和调整导叶及其导叶保护机构的要求确定作用在同步和非同步导叶上的力矩。

5.4.1.3 进行水力负荷测量的控制机构部件的设计

准备用于水力负荷测量的模型部件通常都专门设计。如果采用应变仪,在水力负荷的作用下,被测部件必须产生足够的变形。这可以由恰当的设计来达到,但必须对测量部件的机械安全性和固有频率的影响应进行检查。检查摩擦力或力矩对模型测量的影响程度也是很重要的。若摩擦力的影响不能忽略,则应在最终的模型试验结果中对其加以剔除,因为在原型中其对应值是不同的。

由于设计的原因,可能要降低试验比能下进行试验,以避免发生超过允许范围的水力负荷或共振。因此,确定上述部件在水中的固有频率也是很重要的。

有时,更好的办法是另备一套测量部件,该套部件仅在确定水力负荷试验时安装,这样的话,就可以在无额外约束和避免测量元件损坏的风险下进行常规试验了。

5.4.1.4 信号处理

由标定和/或测量得到的测量信号可人工或自动记录。然而,对于有多个测量点或多个测量部件的复杂测量而言,建议采用自动数据采集。如同压力脉动一样,这对试验结果的处理和显示都是有利的(见 5.1.6)。

5.4.2 导叶力矩

5.4.2.1 测量导叶的数目和位置

许多试验的经验已表明,由于水力和/或结构设计的原因,反击式水轮机导水机构的入流和出流情况可能沿蜗壳的圆周方向或贯流式水轮机的进口方向改变。因此,应在位于具有代表性的圆周方向位置上测量几只导叶的力矩:

- a) 对于全蜗壳:在鼻端导叶影响区布置两只导叶,与之相对的位置布置一只导叶;
- b) 对于半蜗壳:应准备多于三只的测量导叶;
- c) 对于贯流式机组:在灯泡体支撑或机坑的影响区布置两只导叶,在其垂直方向上布置一只导叶。

当相似的试验数据已表明了圆周方向的影响时,可商定仅使用一或二只测量导叶。

当固定导叶数和导叶数不同时,除非相似布置的试验数据表明两相邻导叶间无明显差异,应对两相邻导叶进行测量。

如果要确定与相邻导叶不同步的导叶力矩的情况,必须对三只相邻的导叶进行测量,这三只导叶中间的那只导叶为不同步的。

5.4.2.2 试验点数量

运行工况和试验点数目很大程度上依赖于机械种类和试验目的。在水轮机工况,主要的控制参数为流量因数或导叶开度。速度因数影响很小,且实际上对于高比速水轮机而言可以忽略其影响。仅由比能值 E_{nDmax} 和 E_{nDmin} (见图 19) 确定的运行范围内测量导叶力矩就足够了。对于更高比转速的混流式水轮机和轴流式水轮机而言,在运行范围内仅在一个固定的单位值 E_{nD} 上测量导叶力矩就够了。在此情况下,可按由 5.4.2.6 确定的导叶力矩因数 $T_{G,QD}$ 来估算。

若运行范围扩大,则试验点数目应增加。过渡过程分析要求有足够数目的试验点。

如果要测量非同步导叶的导叶力矩,为使试验程序不过于复杂,商定可能出现的几何条件和水力运行工况非常重要。

5.4.2.3 测量方法

在大多数情况下,作用在导叶上的水力矩是通过用粘贴式应变仪测量导叶轴的扭曲变形来实现的。测量轴的上端与导叶的调节机构相连。可以是普通的导叶轴,通常其直径是减小了的,或将普通的导叶

轴换为专用的测量轴,有时也采用具有合适弹性模数和负荷滞后性的其他材料。图 18 为两种典型的设计方案。

为避免由横向和/或轴向水作用力引起的摩擦力的干扰,应特别注意测量轴支撑系统的设计(例如采用球轴承)和导叶端面间隙,这些都可能增加力矩的测量值。导叶圆盘(如果有的话)应设计成不会在测量时产生干扰轴向力的结构。

如果测量断面不在干燥的空气中,采用良好的防护措施以防止受潮是很重要的。应定期检查绝缘电阻。

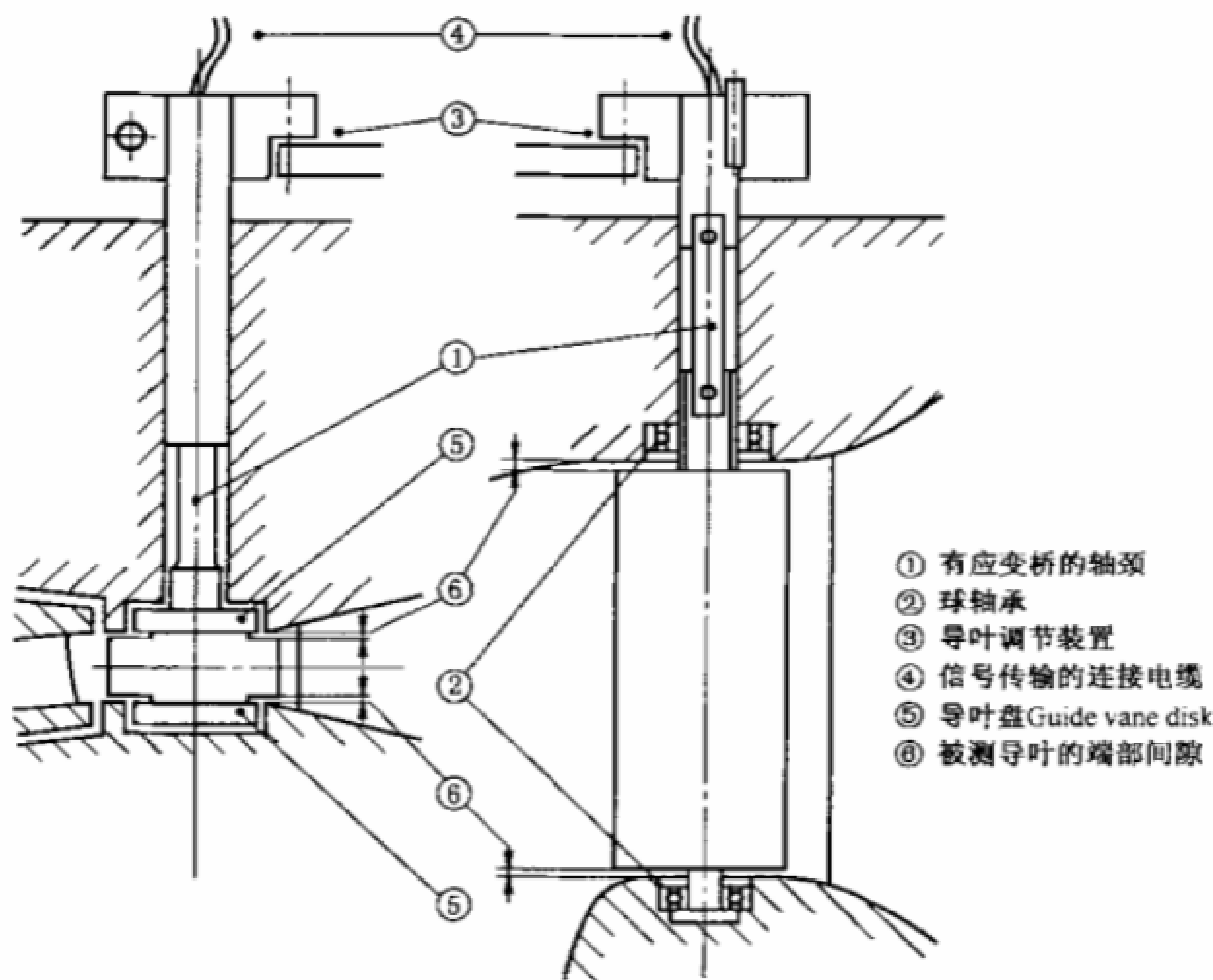


图 18 导叶力矩测量方法实例

5.4.2.4 标定

标定通常采用静载荷,即将已知的力臂和质量作用在测量导叶的开启和关闭方向上的方法。标定可以在已安装在模型上或在已安装在导叶专用标定装置上进行。

应检查无负荷运行工况点的稳定性和由于带加载和减载所引起的滞后性以及恒定负荷下测量信号的漂移。标定的结果通常为输出信号与标定力矩之间的一条平均标定曲线。

5.4.2.5 测量前和测量过程中的检查

建议在将导叶安装在模型上后,为证明机械安装正确(无摩擦)和检查测量信号的处理情况和启、闭方向的符号,在导叶上加一个检查载荷(特别当导叶用专用标定装置标定时)。

包含转速变化在内的预试验应说明滤掉噪声的测量信号并不影响信号本身且可避免共振工况。在每一试验系列的前后,零负荷时的测量信号应被记录和检查。

在水泵工况,应可确定叶轮轮叶通过频率为其优势激振频率。这也可适用于水泵水轮机的水轮机工况。

5.4.2.6 无量纲的力矩因数和模型导叶力矩的计算

对每一个工况点,平均值 T_G 可用来计算无量纲的导叶力矩因数 $T_{G,ED}$ 或 $T_{G,QD}$ 。

导叶力矩因数的定义(见 GB/T 15613.1 中 3.3.13.1):

$$T_{G,ED} = \frac{T_G}{\rho \cdot D^3 \cdot E}$$

或

$$T_{G,QD}=\frac{T_G \cdot D}{\rho \cdot Q^2}$$

基于水力相似条件,原型导叶力矩可由一个力矩因数或模型绝对值来计算。

$$T_{G,P}=T_{G,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M}=T_{G,ED} \cdot D_P^3 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

或

$$T_{G,P}=T_{G,M} \cdot \left(\frac{Q_P}{Q_M}\right)^2 \cdot \frac{D_M}{D_P} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M}=T_{G,QD} \cdot Q_P^2 \cdot \frac{1}{D_P} \cdot \rho_P$$

应注意,原型导叶水力矩的结果并不包括导叶轴承、密封和调整机构的摩擦力。通常来讲,由于导叶不断往复摆动,导叶轴承的摩擦力矩相当小,而连接导叶和接力器的调整机构的摩擦力更为重要。原型摩擦力矩大小由计算或现场实测经验得出。

5.4.2.7 结果的图示

对正常的水轮机工况和水泵工况,导叶力矩或相应的因数通常用确定水力工况(例如,在确定的 $E_{p,sp}$ 下)下的导叶转角来表示。而在水泵工况,相应的导叶力矩值或相应因数通常用 E_{nD} 与 Q_{nD} 的包络曲线来表示。

在一个或多个象限(见 5.5.2)中的导叶力矩通常在几个固定的导叶角度下测量并表示为速度因数 n_{ED} 或流量因数 Q_{ED} 的函数。

图 19、图 20 和图 21 为试验结果的示例。

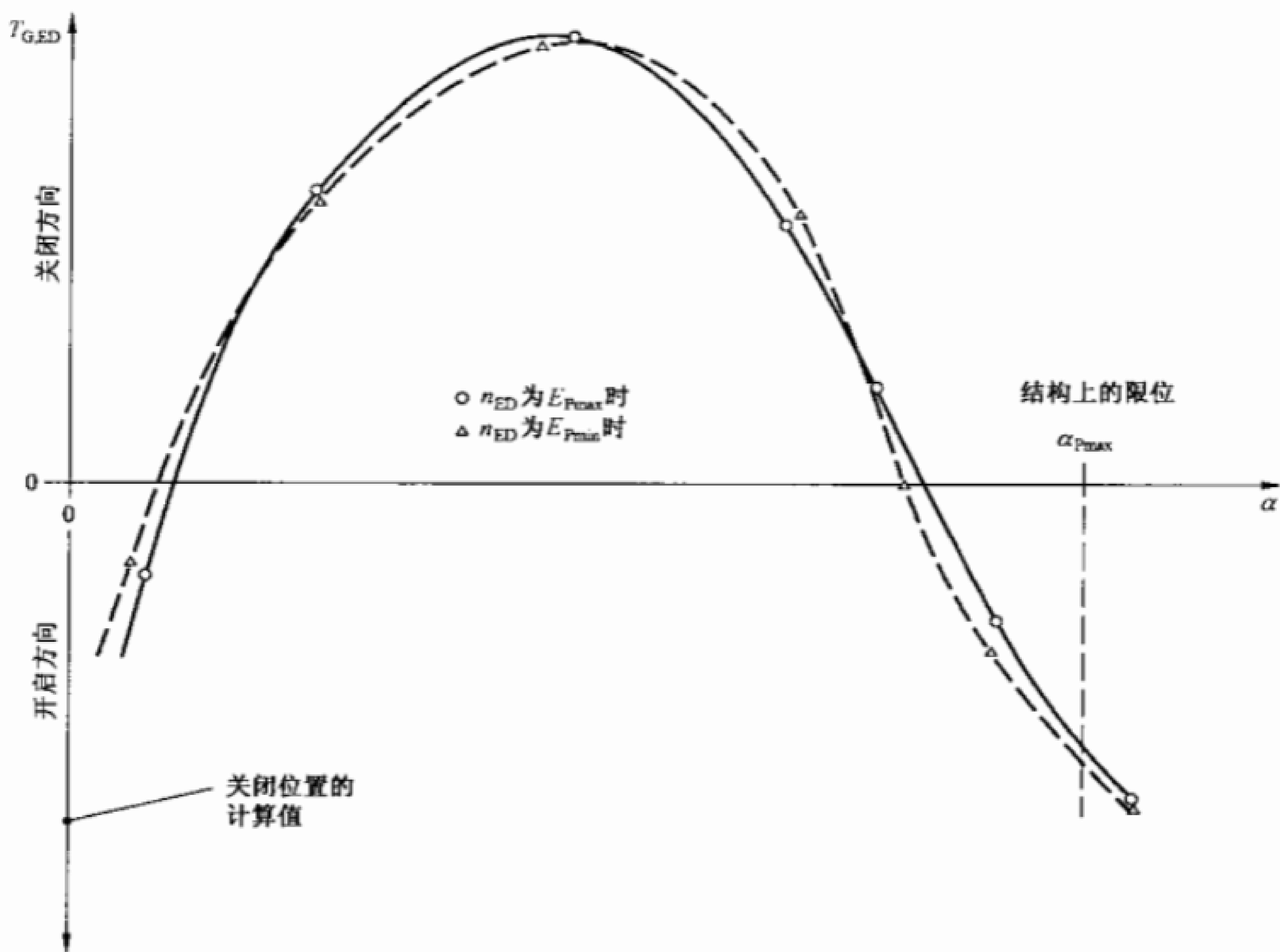


图 19 水轮机工况各水力比能为常数下测得的导叶力矩因数与导叶角度的变化曲线

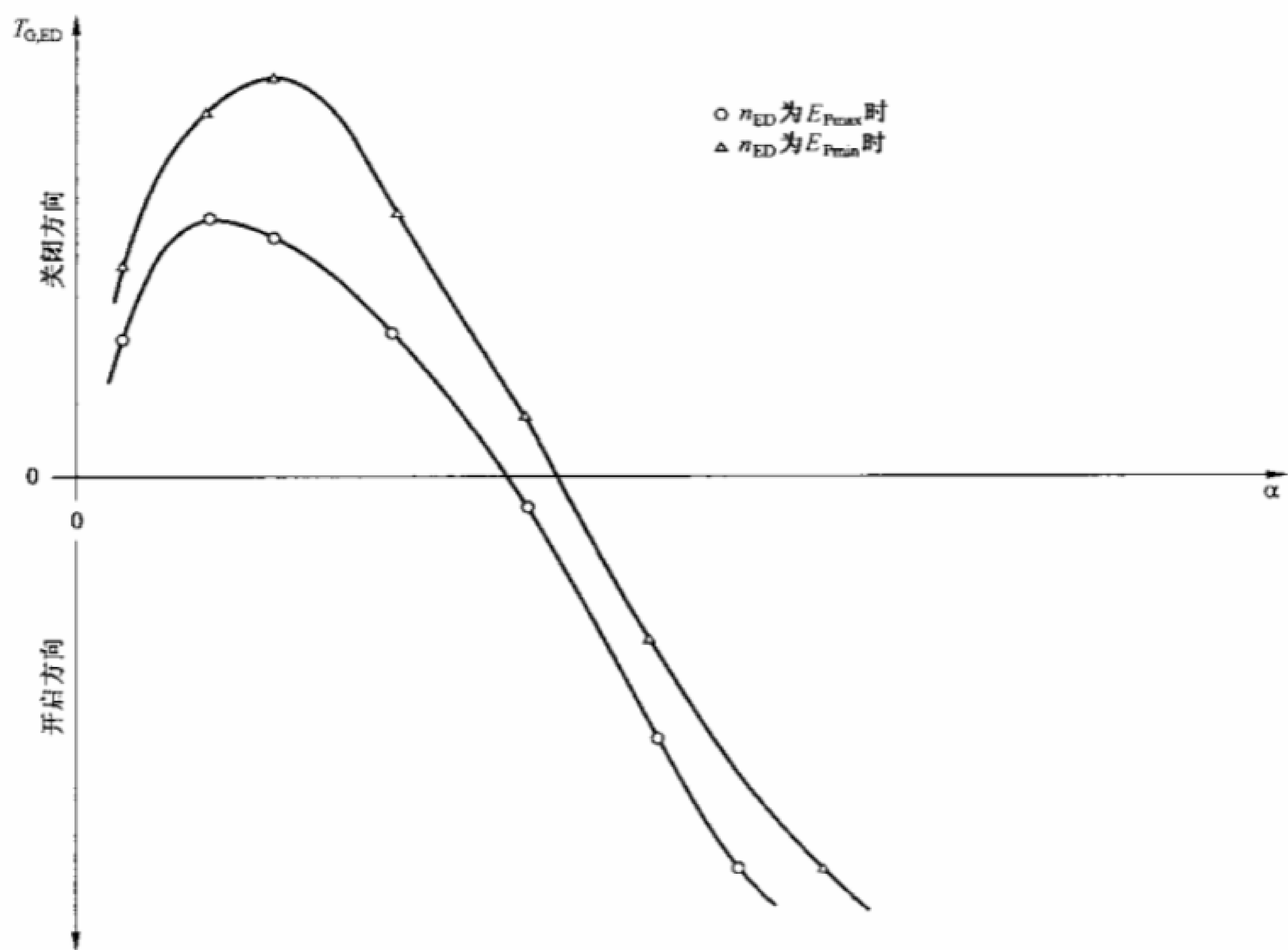


图 20 水泵工况不同水力比能为常数下测得的导叶力矩因数与导叶角度的变化曲线

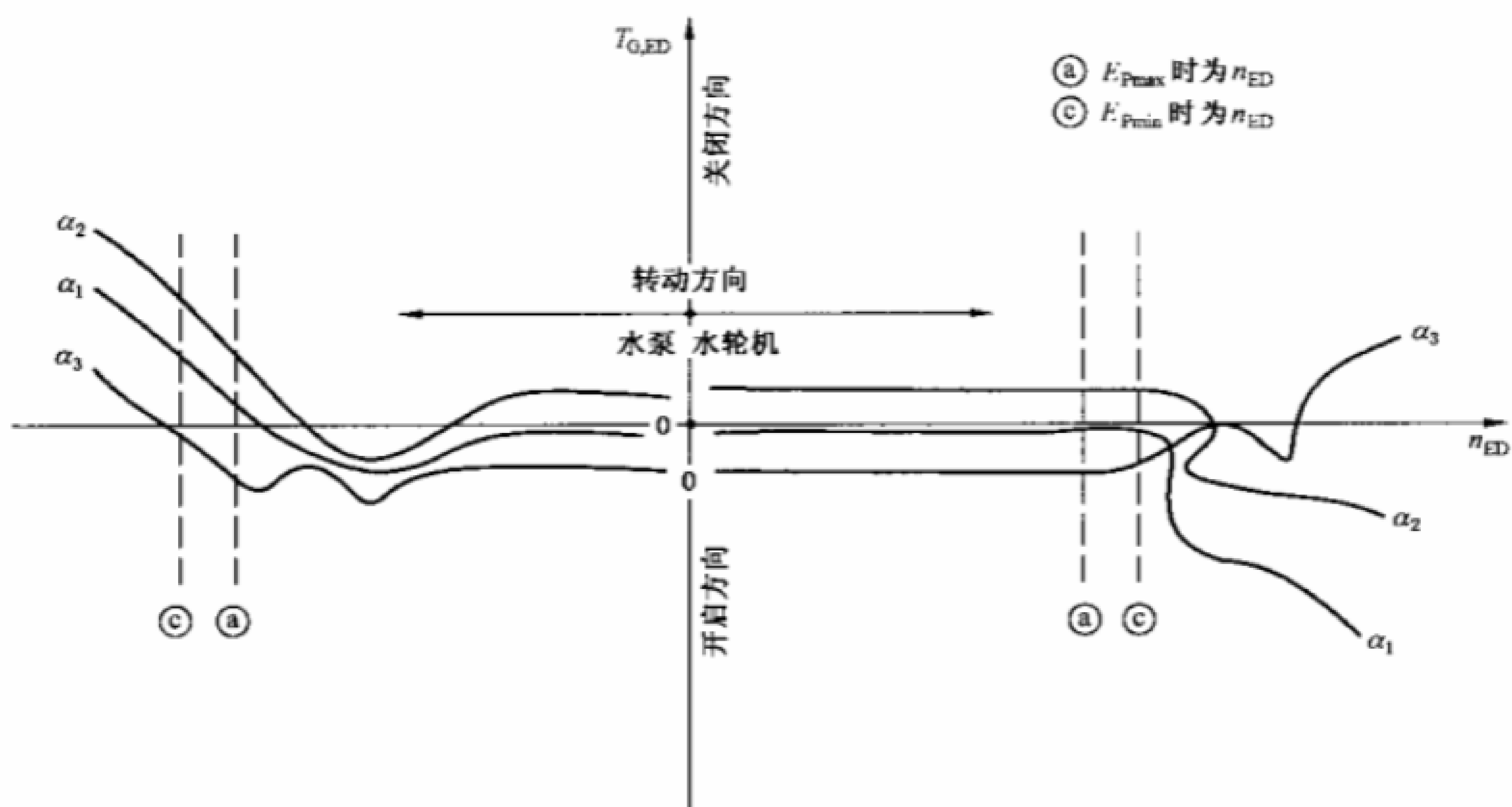


图 21 水泵水轮机四象限中在不同导叶角度为常数下测得的导叶力矩因数与速度因数的变化曲线

5.4.2.8 模型与原型导叶力矩脉动的比较

在绝大多数情况下,在模型上测得的导叶力矩脉动不能不经修正就直接放大到原型上,这是由于有下列原因:

- a) 不满足水力弹性相似定律;
- b) 由于附加水质量和轴承设计引起的阻尼效应是不同的;
- c) 激振频率和固有频率间的比值是不同的。

5.4.2.9 不确定度

模型导叶力矩结果的不确定度受下列因素影响:

- a) 所使用的导叶测量仪表标定曲线的滞后性;
- b) 零力矩点的重复性和漂移;
- c) 摩擦力的影响。

若测量条件良好,则可按最大平均值的 $\pm 5\%$ 确定模型水力矩平均值的不确定度。相应的原型值约为原型最大平均值的 $\pm (5\sim 10)\%$ 。

在额定工况下的模型导叶力矩脉动的幅值可按不确定度小于 $\pm 10\%$ 确定,然而预测原型值时其不确定度上升至 $\pm (50\sim 100)\%$ 。

零力矩导叶角度,如果有的话,在模型上其不确定度小于 $\pm 1^\circ$,预测的原型不确定度大约为 $\pm 2^\circ$ 。零力矩角随着来流和/或出流情况的变化可沿圆周方向变化。

5.4.3 转轮叶片力矩

5.4.3.1 用于测量的叶片数目

对于转轮/叶轮叶片可调的斜流式和轴流式机械而言,通常在一只叶片上测量转轮叶片力矩。

5.4.3.2 测点数目

测点数目取决于试验目的。对于双调节机械而言,转轮叶片力矩取决于转轮叶片角度、导叶角度和运行工况点。在额定运行工况,转轮叶片和导叶角度处于协联位置。在过渡过程,出现无数的非协联位置。因此,必须有足够的测点来测量非协联工况下的转轮叶片力矩。

5.4.3.3 试验程序

在大多数情况下,该类试验都在高的托马数,即在 $\sigma > \sigma_d$ 情况下进行。然而,在大流量情况下,转轮叶片上的空蚀能够影响叶片力矩的测量结果。因此,在一些选定的工况点,应检查改变 σ 对转轮叶片力矩的影响。

多数模型都在停机时靠人工来调整转轮叶片角度。因此,尽管水力因素,例如速度因数 n_{ED} ,和导叶角度都在系统地变化,但在整个试验范围内,转轮叶片力矩试验都是在某已选定的转轮叶片角度下进行的。

5.4.3.4 试验方法

通常采用应变仪测量叶片枢轴的扭曲变形来确定作用在转轮或叶轮叶片上的水力矩。枢轴的端部安装在轮毂中。可以采用常规的枢轴,通常是减小其直径,或用专用的测量枢轴代替常规的枢轴,有时可采用具有合适弹性模量和载荷滞后性的其他材料。图 22 为一个遥测的例子。

为避免摩擦力的影响,测量枢轴上可以加装球轴承,而叶片一轮毂和叶片外缘间隙可适当增加。

本方法仅测量扭曲应力。

若测量断面不在干燥的空气中,重要的是要做好表面防潮措施。应定期检查绝缘电阻。

轮毂内的测量信号或通过轴传至滑环或由遥测装置传至模型外的记录仪中。

5.4.3.5 标定

为进行标定,通常通过在已知的杠杆和质量在开启和关闭方向向被测转轮叶片施加静载荷。可将被测叶片安装在轮毂上或安装在专用的标定装置上进行标定。

应对由于加载和卸载所引起的零力矩点稳定性和迟滞性以及定载荷下测量信号的漂移加以检查。

标定的结果通常为一条表示输出信号与标定力矩关系的平均标定曲线。

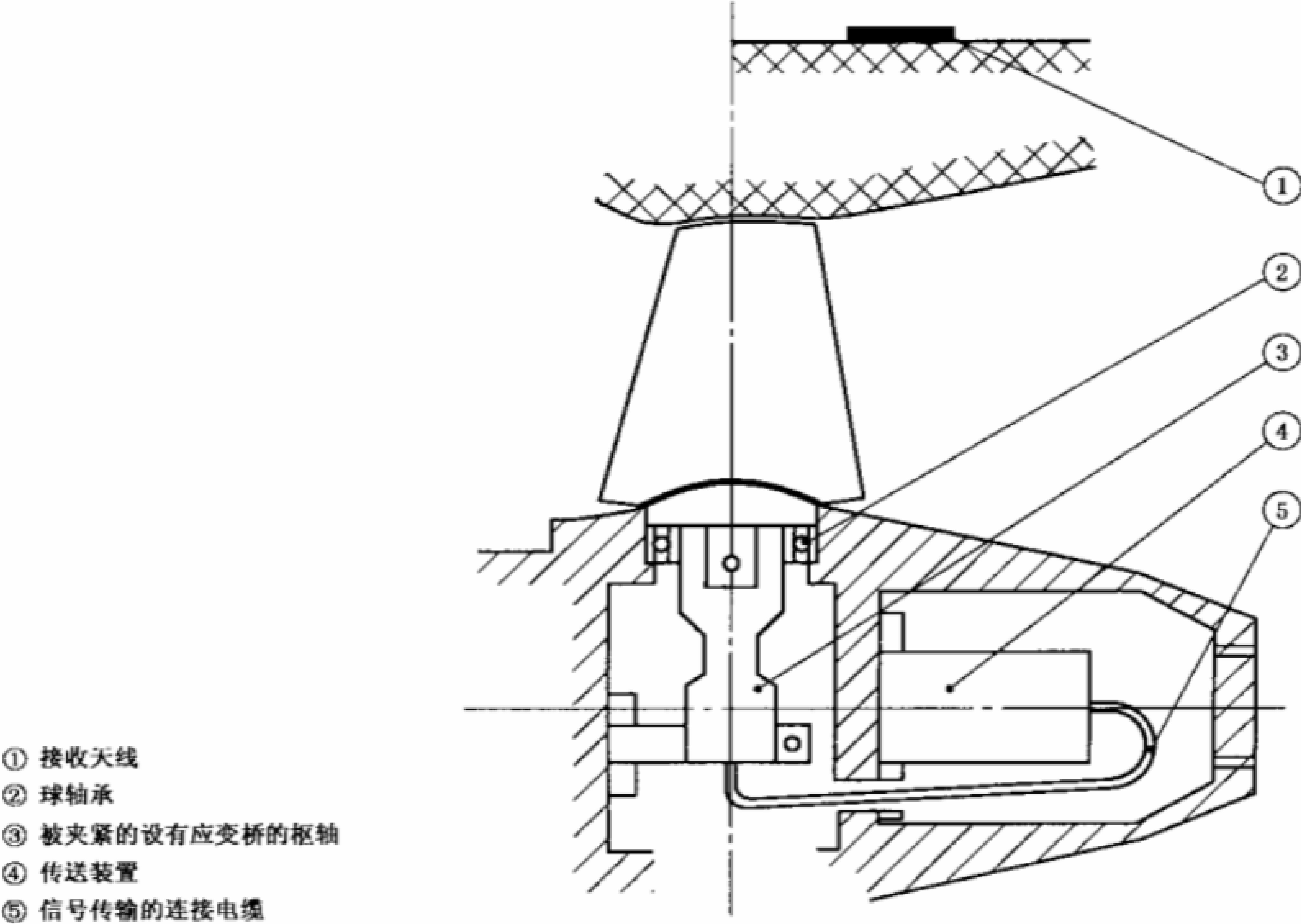


图 22 转轮叶片力矩测量遥测装置示例

5.4.3.6 测量前和测量过程中的检查

建议在模型中安装被测转轮叶片后,施加一个静态载荷(特别是当转轮叶片是在专用标定装置上标定的)以确定安装正确(无摩擦)并检查测量信号的处理和开启和关闭方向的符号。

包括转速变化的预试验应证明滤掉测量信号中的噪声并不影响信号本身且可避免发生共振。每次试验前后都应记录零负荷时的测量信号并对此加以检查。

5.4.3.7 考虑离心力的影响

被测力矩是叶片上的水压分布和由于离心力产生的动量共同作用的结果,而离心力通常并不作用在叶片枢轴中心线处。当模型和原型叶片采用不同的材料时,必须将力矩分解成两个力矩分量。建议采用以不用的转速和叶片角度使转轮在空气中旋转或近似计算的办法来确定由离心效应单独所产生的叶片力矩。

因此,每一工况点的叶片水力矩 T_{Bh} 可表示为测量力矩 T_{Btot} 和由离心效应所引起的力矩 T_{Bc} 之差:

$$T_{Bh} = T_{Btot} - T_{Bc}$$

5.4.3.8 无量纲的力矩因数和原型转轮叶片水力矩的计算

对每一工况点而言,平均值 T_{Bh} 可表示为测量力矩 T_{Btot} 和由离心效应所引起的力矩 T_{Bc} 之差。 T_{Bh} 可用来计算无量纲力矩因数 $T_{Bh,ED}$ 。

叶片力矩因数/系数的定义(见 GB/T 15613.1 中 3.3.13):

叶片水力矩因数:

$$T_{Bh,ED} = \frac{T_{Bh}}{\rho \cdot D^3 \cdot E}$$

由离心效应引起的转轮叶片力矩系数:

$$T_{Bc,nD} = \frac{T_{Bc}}{\rho_B \cdot n^2 \cdot D^5}$$

式中：
 ρ_B ——叶片材料的密度。
在水力相似的情况下，原型转轮叶片力矩即可用力矩因数/系数来计算或可用模型试验的绝对值来换算。
原型转轮叶片水力矩：

$$T_{Bh,P} = T_{Bh,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{Bh,ED} \cdot D_P^3 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

由离心效应引起的原型转轮叶片力矩：

$$T_{Bc,P} = T_{Bc,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \cdot \frac{n_P^2}{n_M^2} \cdot \frac{\rho_{BP}}{\rho_{BM}} = T_{Bc,nD} \cdot D_P^5 \cdot n_P^2 \cdot \rho_{BP}$$

原型总的转轮叶片力矩：

$$T_{Btot,P} = T_{Bh,P} + T_{Bc,P}$$

应注意转轮原型叶片水力矩并不包括转轮叶片轴承和密封及调节机构中的摩擦力。通常，由于转轮叶片的往复摆动，轴承的摩擦力矩相当小，而连接转轮叶片和接力器的调节机构的摩擦力更为重要。原型总的摩擦力矩可通过计算或现场实测来确定。

5.4.3.9 结果的图示

在水轮机工况下，每一叶片角度下的转轮叶片力矩或相应的因数通常表示为不同的导叶开度下速度因数 n_{ED} 或流量因数 Q_{ED} 的函数。图 23 为一个试验结果的示例。

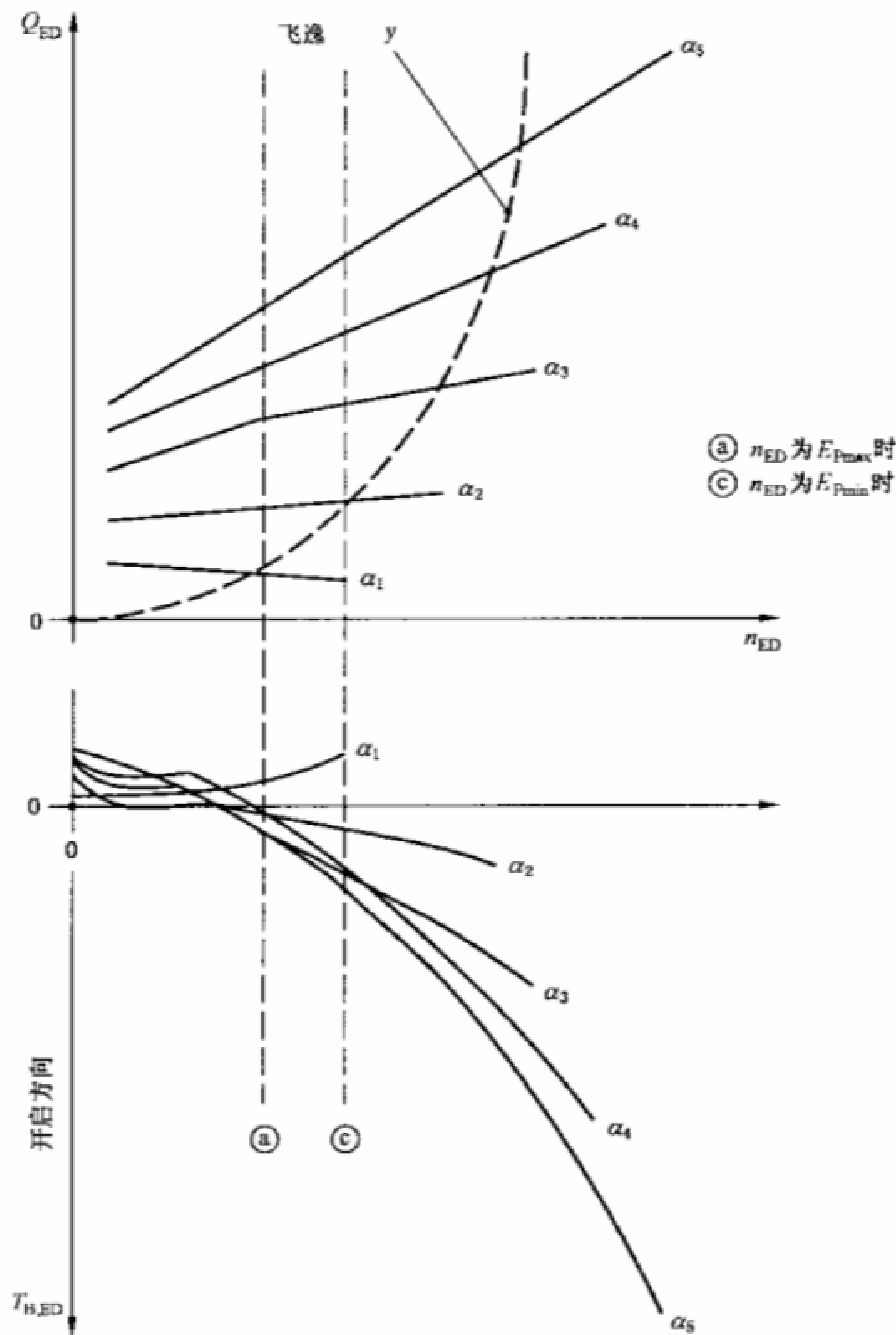


图 23 轴流式水轮机在一种转轮叶片角度 β 及不同导叶开度 α 下测得的转轮叶片水力矩特性

5.4.3.10 模型与原型转轮叶片力矩脉动的比较

在大多数情况下,由于下列原因,模型的转轮叶片力矩脉动测量值未经修正不能直接按比例换算到原型上:

- a) 不满足水弹性相似律;
- b) 由于附加水质量和轴承设计的差异而导致阻尼效应不同;
- c) 激振频率与固有频率之比不同。

5.4.3.11 不确定度

模型转轮叶片力矩试验结果的不确定度受下列因素影响:

- a) 被测转轮叶片标定曲线的滞后性;
- b) 零力矩点的重复性和漂移;
- c) 各种摩擦力的影响;
- d) 空化的影响。

若试验条件良好,模型水力矩平均值的不确定度应小于最大平均值的 $\pm 5\%$ 。相应导出的原型不确定度约为最大原型平均值的 $\pm (5\sim 8)\%$ 。

模型额定工况下的转轮叶片力矩脉动幅值的不确定度小于 $\pm 10\%$,而预测的原型的不确定度可升至 $\pm (50\sim 100)\%$ 。

5.4.4 水斗式水轮机作用在喷针上的力和折向器力矩

由于有足够的模型或现场试验数据可供利用或可通过计算求出,在大多数情况下,不必要求测量作用在喷针上的力和折向器力矩。

5.4.4.1 测量喷针和折向器的数目

对于多喷嘴冲击式水轮机,这种测量中不同的喷针间的流动差异不大,故仅在一个喷针和/或一个折向器上测量水力负荷就足够了。

5.4.4.2 试验程序

喷针上的作用力和折向器力矩主要是由其位置和流量决定的。折向器力矩也受到机壳内的飞溅水滴的影响。转轮的速度因数对喷针上的作用力无影响,对折向器力矩稍有影响。因此,喷针上的作用力和折向器的力矩可由一个试验过程来确定,在此过程中,喷针的行程由全关位置变至全开位置,其间,在某些喷针行程位置上,折向器角度也相应进行变化。

5.4.4.3 测量方法

- a) 喷针上的作用力:作用在喷针上的水作用力可直接按安装在内部接力器中并联接在喷针操作杆末端上的力传感器测出。也可以延长的喷针操作杆使从配水管中引出,以便可以把力传感器安装在外部。另外,喷嘴本体中的静压力应予记录以考察由于模型和原型间喷嘴开度和喷针操作杆的直径比不同而可能产生的力。
- b) 折向器力矩:作用在折向器上的水力矩可直接通过用应变仪测量器支撑结构或调节装置上的变形来确定。对于水平轴的冲击式水轮机,折向器力矩包括水力矩和作用在折向器上的重力矩。因此,应预先在空气中测量重力矩以便在测量力矩中获得正确的水力矩值。

应设计成摩擦效应对力或力矩的测量没有显著的影响。若测量处不在干燥的空气中,表面的防潮处理是非常重要的。应定期对绝缘电阻进行检查。

5.4.4.4 标定

最好标定的测量方法与试验相同,以便检查和/或考察由轴承和密封引起的摩擦力。

- a) 喷针上的作用力:用标准质量向安装在喷针操作杆上的力传感器施加静载荷。
- b) 折向器力矩:应采用专用装置通过经标定的力传感器或已知质量在折向器上施加已知的力或力矩。对于作用力来讲,确定力的方向及其至作用点的距离(作用臂的长度)很重要。

5.4.4.5 试验前和试验过程中的检查

每次试验前后,应记录和检查静止状态时的测量信号(喷嘴未完全关闭,折向器未达其限位)。预试

验中应证明力因数和/或力矩因数与试验转速和试验比能无关。

5.4.4.6 无量纲力和力矩因数和原型值的计算

对每一个运行工况点,平均值 F_N 和/或 T_D 可通过无量纲喷针作用力因数 $F_{N,ED}$ 和/或无量纲力矩因数 $T_{D,ED}$ 来确定。

喷针作用力因数的定义(见 GB/T 15613.1 中 3.3.13.2):

$$F_{N,ED} = \frac{F_N}{\rho \cdot D^2 \cdot E}$$

折向器力矩因数的定义(见 GB/T 15613.1 中 3.3.13.1):

$$T_{D,ED} = \frac{T_D}{\rho \cdot D^3 \cdot E}$$

在水力相似的工况,原型喷针作用力和/或折向器力矩既可用力和/或力矩因数又可由模型的绝对值来计算。

原型喷针上的水作用力的计算:

$$F_{N,P} = F_{N,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{NED} \cdot D_P^2 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

若模型和原型的喷针操作杆直径不相似,应对总作用力 F_{NtotP} 进行修正。

原型折向器水力矩的计算:

$$T_{D,P} = T_{D,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{D,ED} \cdot D_P^3 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

5.4.4.7 结果的图示

通常喷针作用力因数可表示为喷针行程 s 如相对于喷嘴出口直径的函数: $F_{N,ED} = f(s/d)$ 。在喷嘴关闭位置, $s=0$ 。图 24 所示为其示例。

通常折向器力矩因数为折向器位置的函数。

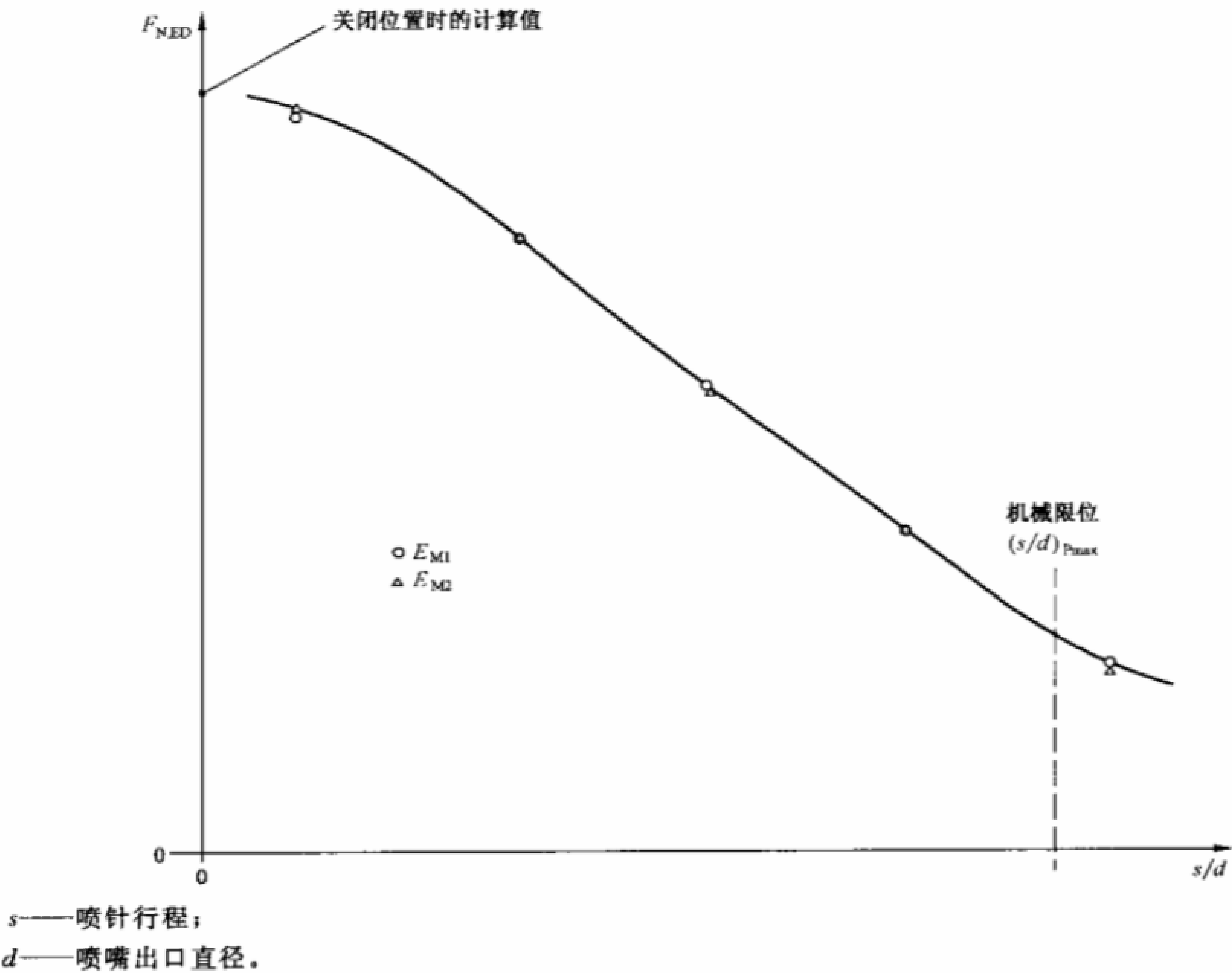


图 24 水斗式喷针力因数为喷针相对行程的函数

5.4.4.8 模型和原型上的喷针作用力和折向器力矩脉动的比较

由于转轮上的流动不能影响到喷针上,喷针上的作用力的脉动可忽略不计。在全开位置时,折向器受到来自转轮的飞溅水沫的脉动力矩的影响。在偏转位置时,力矩脉动主要来自于偏转喷嘴的飞溅水沫。由于绝大多数情况下机壳内的两相流动不能满足水力相似的要求,在模型上测量出的折向器力矩脉动不能直接按比例换算到原型上。

5.4.4.9 不确定度

模型喷针上的作用力和折向器力矩的不确定度受下列因素影响:

- 被测量部件标定曲线的滞后性;
- 零作用力或力矩的重复性和漂移;
- 摩擦力的影响。

在良好的测量条件下,模型折向器力矩或喷针上的作用力的平均值可约由最大平均值的±5%的不确定度来确定。导出的原型相应值的不确定度约为原型最大平均值的±(5~10)%。

5.5 在拓展的运行范围内进行的试验

5.5.1 总则

除在水力比能和单位流量限定的范围内确定机械的水力性能外,了解常规运行范围外的覆盖所有运行状态的所有性能也是很重要的。最大拓展的运行范围在水泵和水泵水轮机中还包括由两个流量方向和两个转速方向的运行(四象限运行)。

如 5.3.1 所述,模型试验不能再现原型的过渡过程。然而,所获得的数据是很有意义的,乃是原型设计中过渡过程和载荷计算所必需的输入量。

5.5.2 术语

水力机械的水力性能的全面描述用四象限图表示。

5.5.2.1 象限的定义

四象限由如下的流量和转速的正负方向的组合确定的(见表 3、图 25 和图 26)。

表 3 象限和运行模式的定义

象 限		(信号)方向				模 式
序号	名称	Q	n	E	T	
1	水泵象限	—	—	—	—	反转水轮机
				—	+	制动
				+	+	水泵
1/2		0	—	+	+	零流量
2	制动象限	+	—	+	+	水泵——制动
2/3		+	0	+	+	零转速
3	水轮机象限	+	+	+	+	水轮机
				+	0	飞逸
				+	—	水轮机——制动
				—	—	反转水泵(仅限于轴流式机械)
3/4		0	+	+/-	—	零流量
4	反转水泵象限	—	+	+	—	反转水泵(仅限于径向式机械)
				—	—	制动
4/1		—	0	—	—	零转速

每一个象限中可能出现几个运行模式，这取决于：

- a) 相应于力矩方向的功率符号(输出/输入)；
- b) 特殊情况下的水力比能符号(例如，潮汐电站)。

在下述 5.5.2.2 中，应用于水电方面正常情况时 E 为正值。

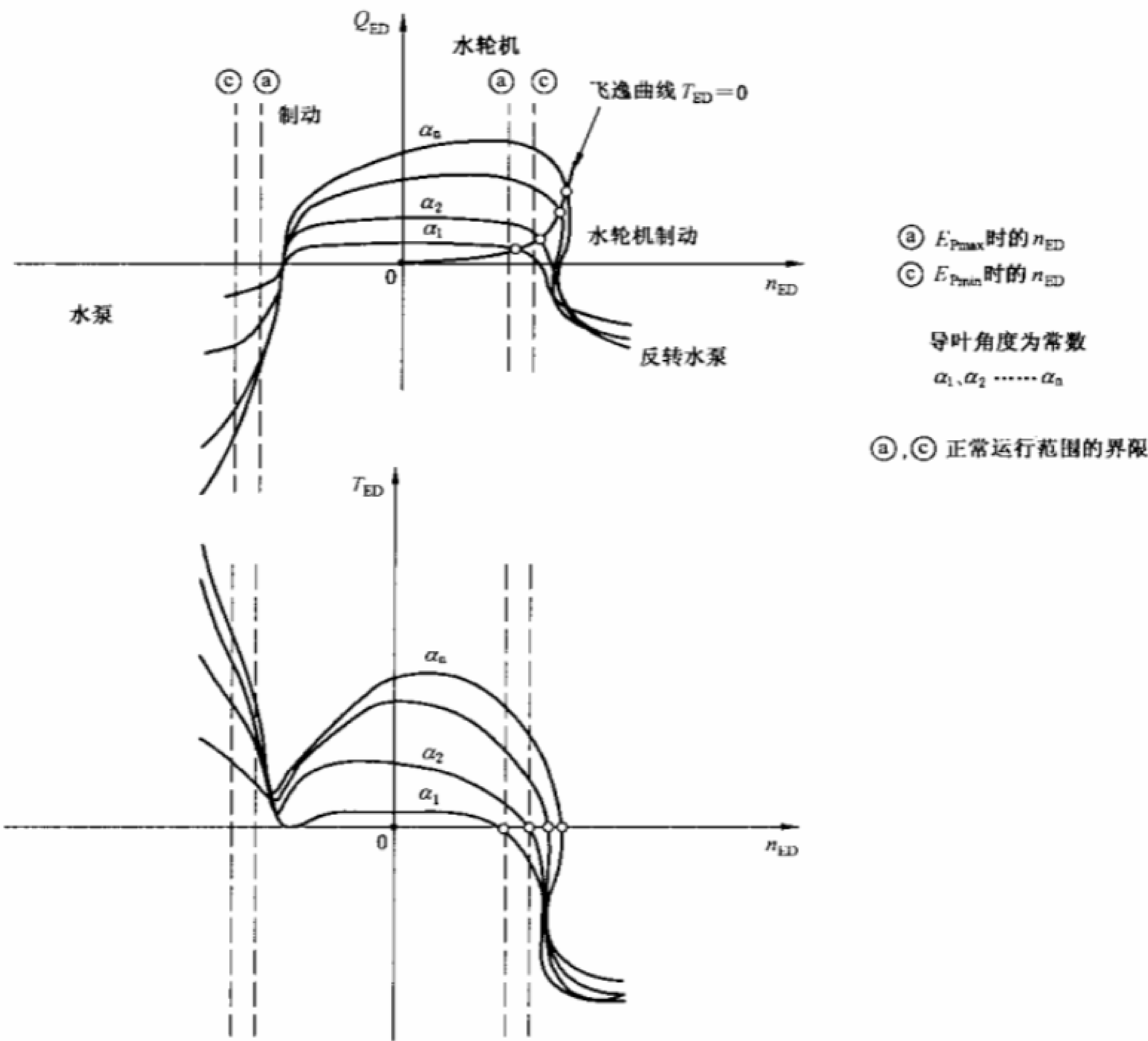


图 25 径向式水泵水轮机四象限运行图的示例

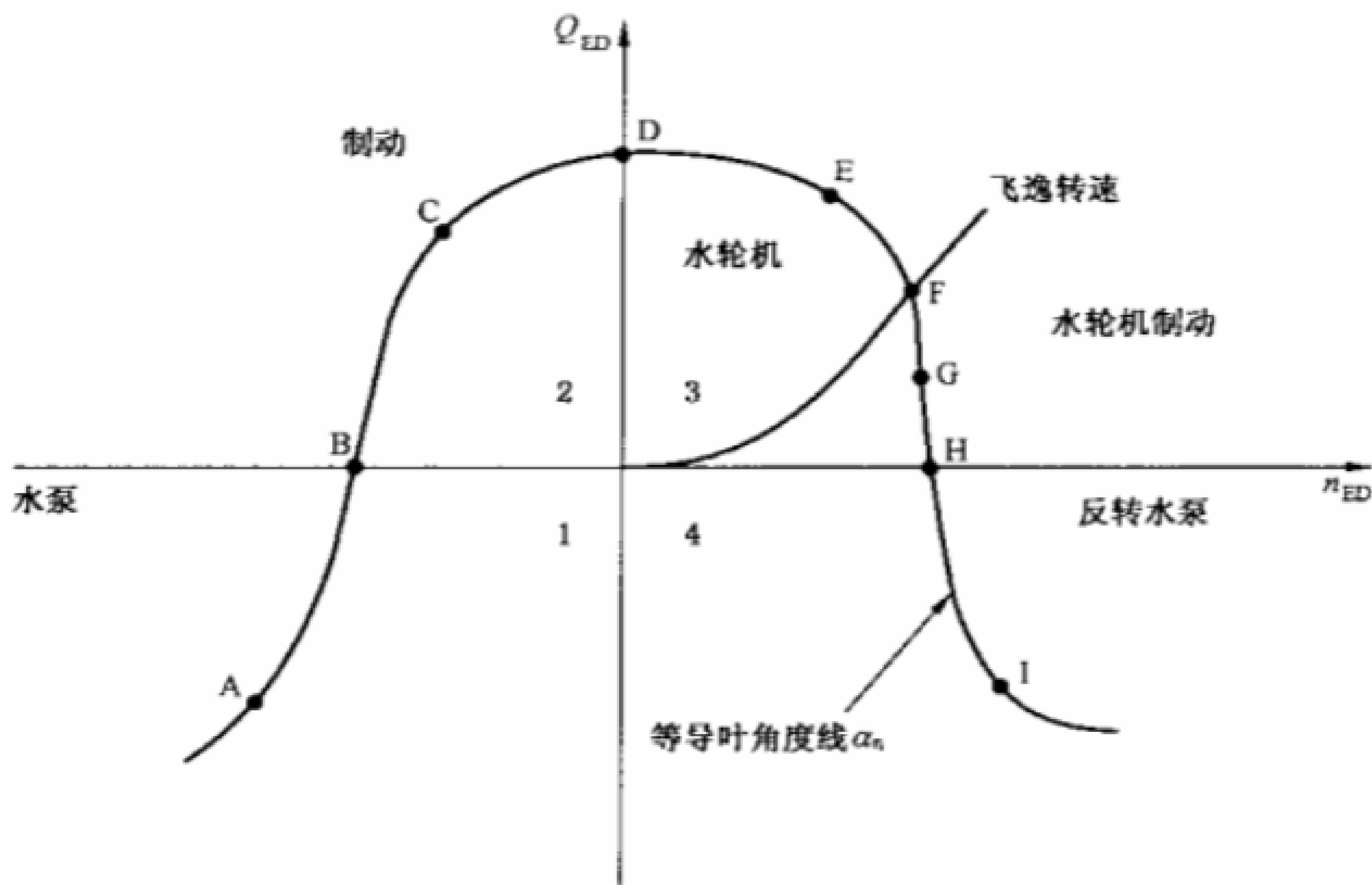


图 26 各种运行模式

5.5.2.2 运行模式

5.5.2.2.1 水泵模式

水泵模式的特点为负流量和负转速(见图 26 运行工况点 A)。

5.5.2.2.2 水泵制动模式

该模式的特点为旋转方向为负但流量为正方向(见 C 点)。该模式在水泵工况运行时突然断电就显得重要。

5.5.2.2.3 水轮机模式

该模式具有正方向的流量和转速且由一个正方向的力矩作用在机械轴上(见 E 点)。零力矩的特殊情况对应于水轮机飞逸(见 F 点)。

5.5.2.2.4 水轮机制动模式

该模式流量和转速方向均为正但力矩为负(见 G 点)。

5.5.2.2.5 反转水泵模式

该模式的特点为转速方向为正。然而,流量方向为负(见 I 点)。该模式仅见于过渡过程。

5.5.2.3 零转速和零流量运行

除了在各象限中的运行模式外,在坐标系轴上的各运行工况点也在研究之列(见图 26):

- 水泵模式下的零流量时的水力比能 E。(见 B 点);
- 零转速时的流量和摆脱制动时的力矩(见 D 点);
- 水轮机模式下零流量时的水力比能(见 H 点)。

5.5.3 试验范围

5.5.3.1 相关的各种运行模式

与水力机械的有关的关注范围可由一个到四个象限。

- a) 冲击式水轮机:随流动和速度显然是正向的,故仅有水轮机模式和水轮机制动模式;
- b) 反击式水轮机:随比转速和导叶开度变化有关,有时反转水泵模式也同常规的水轮机模式一样重要,特别是在甩负荷和开机时;
- c) 轴流式水泵水轮机:可在三个象限中运行。除了常规的水泵模式和水轮机模式外,在过渡过程中可能出现制动模式。不可能出现反转水泵模式;
- d) 径向式水泵和水泵水轮机:在四象限中运行均是可能的,除了正常的水泵模式和水轮机模式之外,水轮机制动模式乃至由于转轮在径向方面的伸展所引起的反转水泵模式在过渡过程中都可能出现。

5.5.3.2 性能数据

在常规运行范围内试验测得的所有性能数据也可在四象限试验中获得。可测量的常规水力量为:

- 水力比能;
- 流量;
- 轴力矩;
- 转速;
- 净正吸入比能。

此时两测点间的间隔可比在保证范围内运行时的测点间隔适当增大。另一方面,建议将试验范围扩大至导叶和/或转轮/叶轮最大可能开口,这将对将来原型的运行有益。

虽然水力相似定律依然有效,但二次流能对模型试验得到的特性影响很大。特别应注意在极限工况下空化对水力特性的影响。

5.5.3.3 辅助水力数据

除上述常规水力数据外,可进行相应的专门试验。在试验前应确定试验范围:

- 轴向力;
- 径向力;

- 压力脉动；
- 导叶水力矩；
- 转轮叶片力矩；
- 喷针操作力；
- 折向器力矩；
- 轴力矩脉动。

上述试验的特殊要求已在本部分 4.2~5.4 中进行了讨论。某些可与常规试验值同时测量。某些需要专门的方法和数采系统。

5.5.4 特殊试验项目的注意点

在正常运行范围以外的模型试验不需特殊装置。然而,由于不要求这些试验值与正常运行范围的试验值具有同样高的精确度,为保护模型和测量系统,可降低这些试验的水力比能。

5.5.4.1 水轮机制动模式中的 S 形特性

随反击式水轮机的比转速的变化,在定导叶开度下的 $Q_{ED}-n_{ED}$ 特性可能呈 S 形(见图 27)。此时稳态下试验可能很困难。试验台应具备进行 S 形特性试验的能力,应尽量增加该区域的试验工况点。

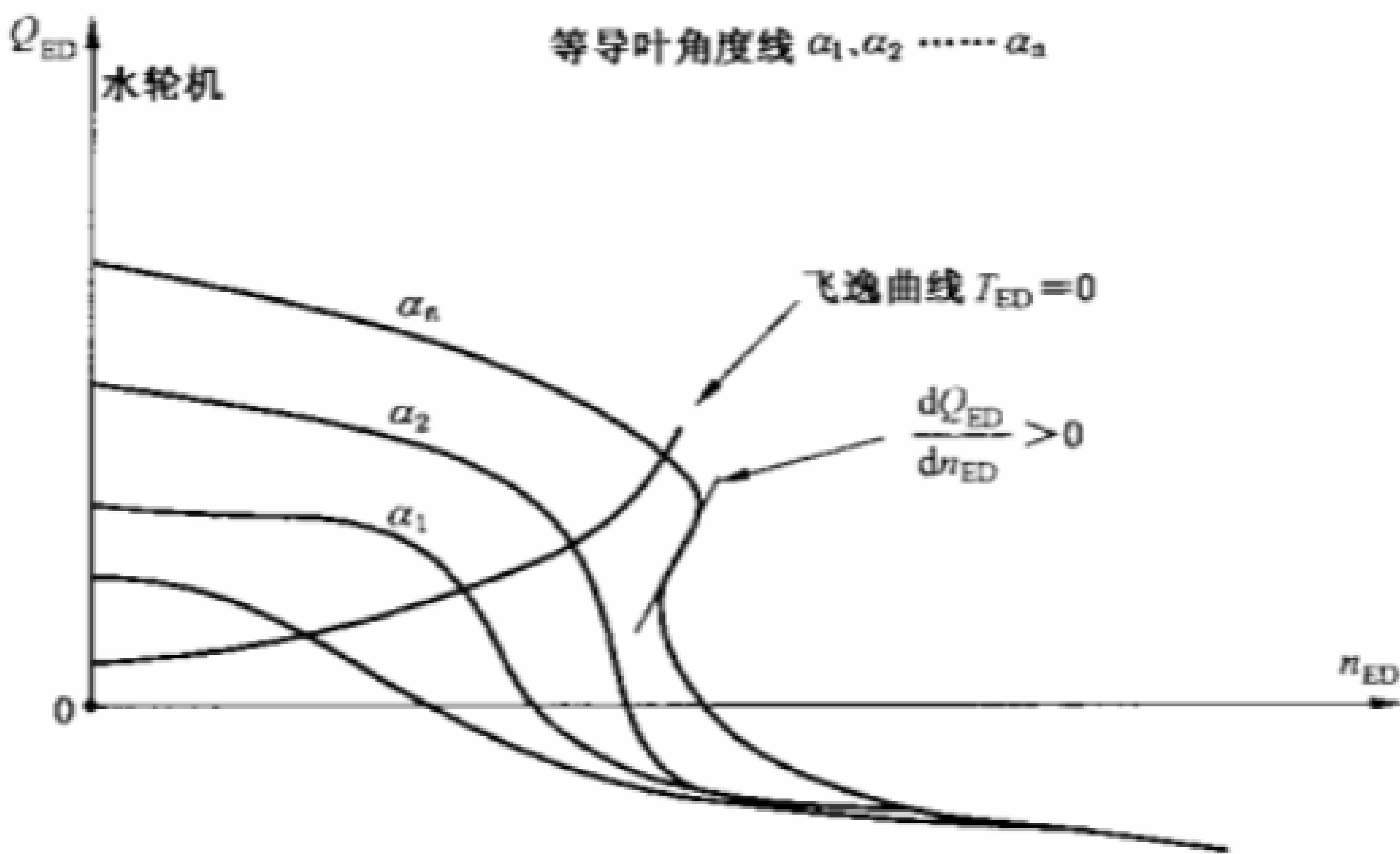


图 27 水轮机制动工况时的 S 形特性

5.5.4.2 水泵特性

随水泵和水泵水轮机的设计而变化,在一定的流量范围内 $E_{ad}-Q_{ad}$ 特性曲线的斜率可为正值(见图 28)。在运行过程中正斜率可导致不稳定。因此,应对该区域仔细研究,特别应考查最大比能下的过渡过程。

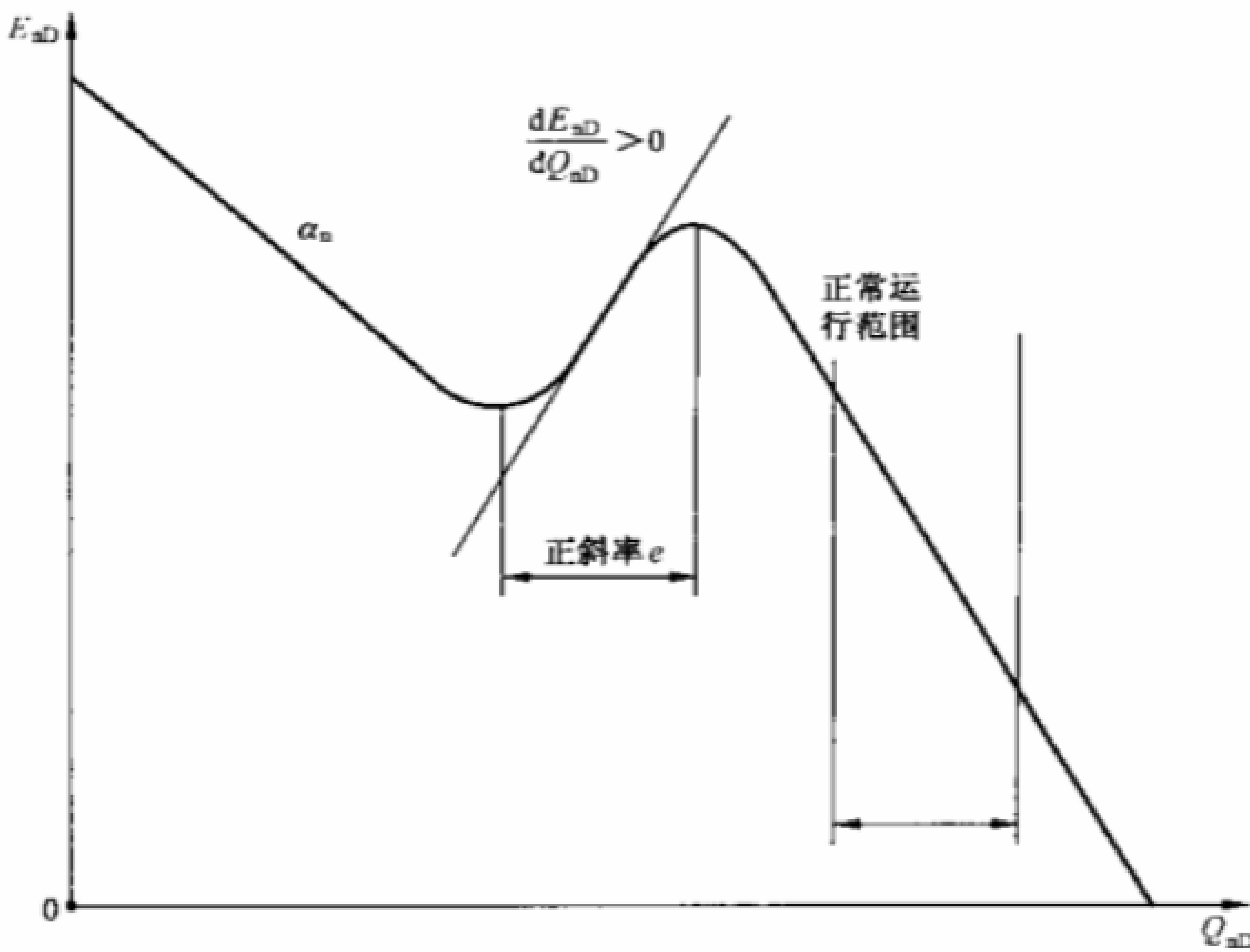


图 28 在一定流量范围内具有正斜率的水泵特性

5.5.4.3 飞逸转速

进行飞逸转速试验时,建议降低水力比能以保护测量装置。由于同样的原因,并不完全按照相似关系而增加模型转动部分和固定部分的间隙也是允许的。应特别关注在高比转速机械中托马数 σ 对飞逸转速特性的影响。

5.5.4.4 零流量时的水力比能

为保证在所有导叶开度范围内流量恰好为零,应采用像阀门或闷头类的装置以阻断试验水流。

零流量时的水力比能条件下的重要数据为输入功率和转轮/叶轮在水中转动时的压力脉动的幅值和频率。

叶轮在空气中转动时的功率也要关心。由于相应的力矩较小,故需要一套高精度的力矩测量系统。在空气中转动的叶轮轴力矩测量不确定度可上升至10%。此外,由于模型的雷诺数较低和弗罗德数不同,模型试验结果换算到原型是有争议的。

另一个非常特殊的试验项目为测量转轮/叶轮在空气中转动、导叶关闭但保证迷宫密封中不断补入冷却水时的轴力矩。

5.5.4.5 零转速时的流量和摆脱制动时的力矩

对此专门试验而言需将模型转轮轴锁住。对于静压轴承而言,为确定摆脱制动时力矩,转动部分应力矩测量仪器相连的摆动机构相联接。当采用扭矩仪时,转动轴应与固定部分锁在一起。

5.6 有关原型指数试验的差压测量

5.6.1 总则

如果原型要进行指数试验(水泵或水轮机模式),则可在模型试验过程中增加这些测量。本节仅涉及用压差作为指数值的指数试验。模型的指数试验永远也不能替代原型的绝对流量测量。

指数试验的压差测量在一对精心选择的相对于局部动能而言能造成明显压差的测压嘴间进行。

所有用压差测量的指数试验都可以用下式描述:

$$Q = f(\Delta p) \cdot \Delta p^{0.5}$$

式中:

Δp ——用压差计或差压传感器测量的两测压嘴间的压差值;

$f(\Delta p)$ ——流动状态、雷诺数和管壁粗糙度的函数。

按照 GB/T 20043—2005 第 8 章,公式可写为:

$$Q = k \cdot \Delta p^n$$

式中 k 和 n 均为常数。

n 的值通常在 0.48~0.52 范围内。

5.6.2 试验目的

在模型上进行此项试验的目的为:

- 选择适当的压差明显的压力测点的位置;
- 确定可能在原型上将出现的最大压差值。这有助于选择恰当的测量仪器;
- 检查所选择的压力测点的差压稳定性;
- 确认压差与流量间的相对关系不受其他运行参数(例如,导叶开度、 n_{ED} 等)的影响。

所述的试验目的并不是要为原型的绝对流量建立一条标定曲线。

5.6.3 试验的实施

5.6.3.1 压力测点

根据水力机械的不同种类,压力测点可以选择不同的位置。GB/T 20043—2005 第 8 章给出了具体示例。

压力测点的设计应与 GB/T 15613.2 中 6.3 所述一致。

5.6.3.2 仪器

可选择不同的差压计或差压传感器,压力量程应完全满足预期的差压值的需要,且使其使用在最佳测量范围内。

5.6.3.3 试验程序

为证明所选压力测点对位于恰当的位置,建议采用下列程序:

- a) 维持恒定的水力比能,通过改变导叶开度改变模型流量;
- b) 第二步,在某一固定的导叶开度下,通过改变水力比能来改变流量;
- c) 对于双调节水轮机而言,为扩大流量范围,应在另一桨叶角度下重复上述程序;
- d) 对于水泵运行工况,应在不同速度因数下检查试验结果的一致性,这要比改变导叶开度来达到此目的为好。

可同时测量上述压差值和水力特性参数。

如果在不同流动条件下的所有读数在合理的范围内形成为流量的幂函数,就可以认为所选的一对测压的位置是合适的。

为精确地确定 k 和 n ,可采用最小二乘法。

5.6.4 换算到原型

为计算原型上差压值的大小,可采用下式计算:

$$Q_P = k_P \cdot (\Delta p)_P^{0.5} \qquad Q_M = k_M \cdot (\Delta p)_M^{0.5}$$

又

$$k_P = k_M \cdot \frac{D_P^2}{D_M^2}$$

故

$$(\Delta p)_P = \frac{1}{k_M^2} \cdot \frac{D_M^4}{D_P^4} \cdot Q_P^2$$

5.6.5 不确定度

即使在良好的环境下,由原型制造误差和压力测点的位置误差型以及来流条件的偏差使基于模型试验结果得出的原型的流量,其不确定度大约为±5%。因此,由模型试验确定的 k 值不应被用来出于合同目的确定绝对流量。

附录 A
(资料性附录)
尾水管水体的固有频率

转轮叶片固定的反击式水轮机的运行稳定性主要取决于尾水管固有频率相对于压力脉动的频率范围。与尾水管固有频率相关的物理学理论相当复杂,正在研究之中。尾水管的固有频率 f_0 从概念上可被看做是空化或补气(如果有的话)造成水柱抵抗气体体积弹性引起的自由振荡的频率。

于是,尾水管固有频率 f_0 可通过下式估算:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{-\frac{\partial V_{vap}}{\partial NPSE} \int \frac{dL}{A}}}$$

式中: V_{vap} ——尾水管中的气体空腔体积;

$\int \frac{dL}{A}$ ——长度与截面面积的比沿尾水管中心线在整个域内的积分,这里在该域内水体可视作抵抗具有弹性的气体体积的惯性质量。

因此,尾水管固有频率决定于下列运行参数:

- 流量比 $\frac{Q_{nD}}{Q_{nDref}}$;
- 托马数;
- 弗劳德数;
- 补气量。

如果能够通过下述的方法确定模型尾水管的固有频率,则可沿试验路径针对每一个商定的工况点评估其发生共振的可能性,其评估方法是将其同压力激振的频率范围相比较。

f_0 可按下列程序所述的直接法确定:

在某一给定的横截面,尾水管的自由振荡可描述为相同相位的压力脉动。因此,有可能用至少两个压力传感器,例如 p_1 和 p_2 来确定相应的频率,并且检查流量中气泡体积的变化是否会对上述频率中的一种产生影响。由 f_0 的解析表达式可知,尾水管固有频率值在气泡体积的出现和增大而降低。此外,共振能产生时必然导致压力脉动在涡带旋进频率或其一次谐波下增大,由此,共振可有助于 f_0 的确定。

图 A.1 所示为模型混流式水轮机在部分负荷至满负荷下流量系数对尾水管固有频率的影响。有时, f_0 曲线与表示出现共振危险的涡旋旋进频率曲线相交。

当有怀疑时,可通过改变下列试验参数来验证上述判断:

- 改变托马数(减小托马数增加气泡体积,从而使 f_0 减小);
- 通过改变试验水力比能来改变弗劳德数(减小弗劳德数增大气泡的体积,从而使 f_0 减小)。

也可通过另外两种途径来确定 f_0 ,但其都需增加测量时间和应用特殊的试验系统。他们包括:

- 通过一个特殊试验系统施加一外部压力脉动来激振尾水管,以此分析压力脉动传感器的频率响应;

——在改变运行情况下的流量系数 Q_{nD} 和托马数情况下,测量尾水管中各种气泡的体积,以此来估算 f_0 解析表达式中的频率值。

若满足托马数和弗劳德数相似,由模型转换到原型的尾水管固有频率可按下式计算:

3 项 $-\frac{\partial V_{vap}}{\partial NPSE}$ 称为尾水管的“空化柔量”。

$$\frac{f_{0M}}{f_{0P}} = \frac{n_M}{n_P} = \frac{D_P}{D_M} \sqrt{\frac{E_M}{E_P}}$$

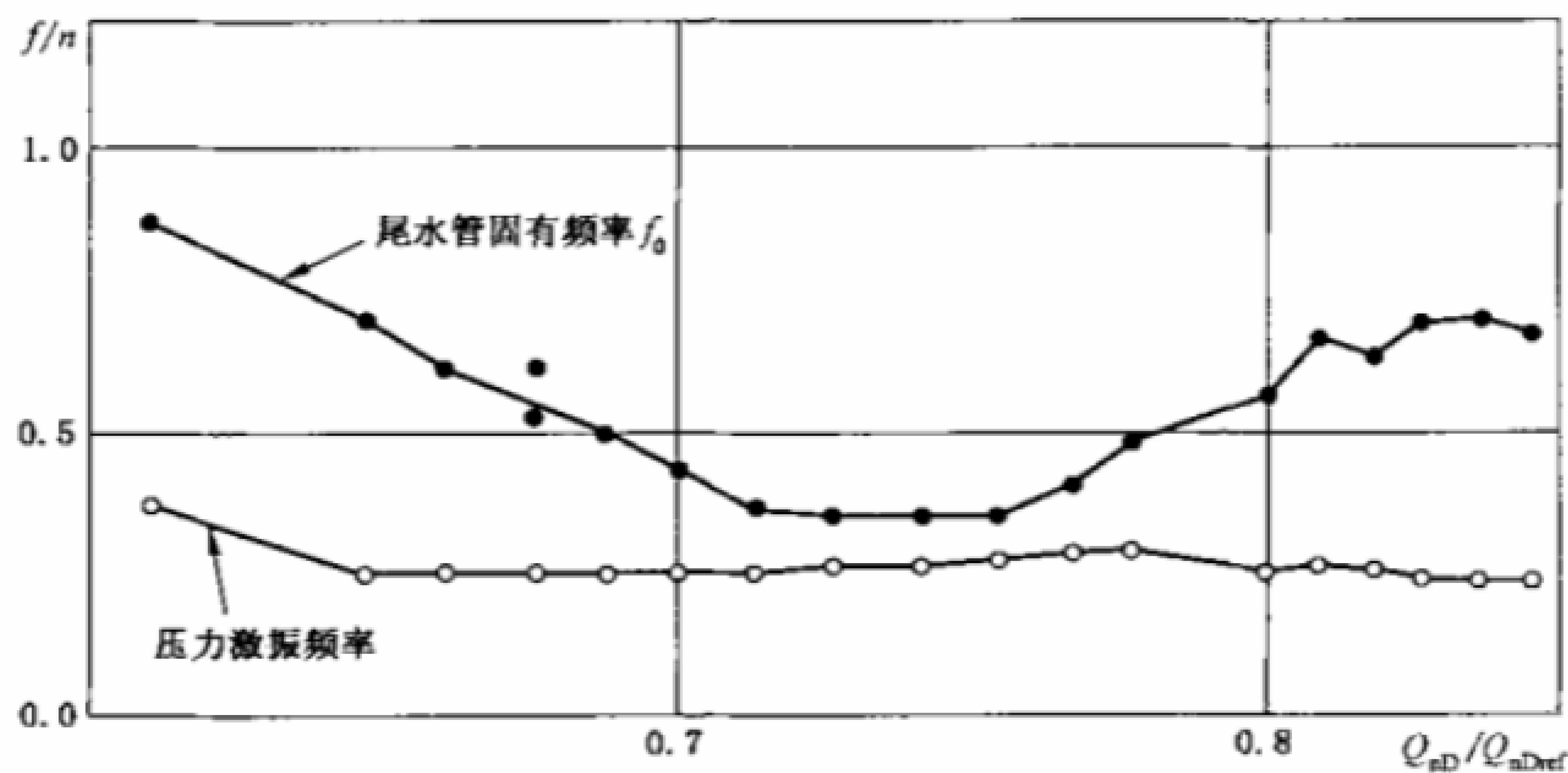


图 A.1 流量系数对混流式模型水轮机尾水管固有频率的影响

附 录 B
(资料性附录)
参 考 文 献

- [1] Bendat J. , Piersol A. G. , “Random data : analysis and measurements procedures”. New York, John Wiley, (1986).
- [2] Fanelli M. , “Research on off-design behaviour of Francis turbines: an overview of present state, difficulties, open problems, needs and strategies”. IAHR WG, Milan (1991).
- [3] Hewlett Packard, “The fundamentals of signal analysis”. HP application note 243(1985).
- [4] Jacob T. , “Evaluation sur modèle réduit et prédiction de la stabilité de fonctionnement des turbines Francis”. Thesis No 1146, EPFL, Lausanne(1993).
- [5] Jacob T. , Prénat J. E. , “Francis turbine surge: Discussion and data base”. XV III IAHR Symposium, Valencia (1996).
- [6] Ouaked R. , “Etude des phénomènes propagatifs en conduite dans un circuit hydraulique: intensimétrie hydroacoustique”. Thesis 400, USTL Flandres-Artois (1989).
- [7] Doerfler P. A. , “‘Cross impedance’ method for frequency-domain representation of oscillations in power plants with meshed waterways”. BHRA Pressure Surges, Hannover (1986).
- [8] Jacob T. , Prénat J. E. , “Generation of hydroacoustic disturbances by a Francis turbine model and dynamic behavior analysis”, IAHR Symposium, Belgrade (1990).

附 录 C
(资料性附录)

本部分与 IEC 60193:1999 技术性差异及其原因

表 C.1 给出了本部分与 IEC 60193:1999 技术性差异及其原因的一览表。

表 C.1 本部分与 IEC 60193:1999 技术性差异及其原因

本部分章条编号	技术性差异	原 因
1	归纳 IEC 60193 第 1 章总则的相关内容,规范形成第 1 章“范围”,第 2 章“规范性引用文件”,第 3 章“术语、定义、符号和单位”	符合 GB/T 1.1—2000 的编写规定
1.1	本部分适用范围由原 IEC 的“机组功率大于 5MW 或公称直径大于 3m 的原型所对应的模型”改为“机组功率大于 10MW 或公称直径大于 3.3m 的原型所对应的模型”	与国内相关标准一致,另外目前 10MW 以下的原型机组一般不开展模型试验
1.2	参见标准由 IEC 60041 改为 GB/T 20043	已有相应的国标
4.1.2	删除“和相同的试验仪器上”	强调辅助性能试验应在与一“常规试验所采用的同一试验台和同一模型装置上进行”。“相同的试验仪器上”这层意思表述不确切,易引起误解
4.1.2	参见标准由 IEC 60994 改为 GB/T 17189	已有相应的国标
4.2.1	参见标准由 IEC 60994 改为 GB/T 17189	已有相应的国标
4.2.3	增加“特征峰峰值”一项,并注释“特征峰峰值是指借助于计算出的概率分布和假定某一概率范围(例如 97%)内的最大值与最小值之差。国内按 97%置信度进行取值。特征幅值为特征峰峰值的一半”	国内习惯采用“特征峰峰值”来描述脉动的幅度,符合我国使用习惯
5.1.1.1	图 3、图 4、图 5、图 6 分别为 $n_{QE} = 0.102, 0.321, 0.226$ 和 0.173 的混流式水轮机或水泵水轮机水泵工况的压力脉动实例,图标题中增加了国内习惯使用的比转速 n_s 值	原文 n_{QE} 均采用转速 n 为 S^{-1} 的单位,与我国习惯比转速 n_s 单位不同,其值也不同,使用阅读均为不便
5.1.3.1	参见标准由 IEC 60994 改为 GB/T 17189	已有相应的国标
5.1.3.1	建议 p_s 测点(转轮/叶轮和导叶间)作为推荐的试验测点	目前我国大中型水电机组的招标中, p_s 测点的压力脉动幅值有合同保证值要求
5.1.4.1	试验水力比能改为试验水头(水力比能)	便于国内使用和理解
5.1.4.2	压力脉动空化基准面由原 IEC 的“应对空化参照面达成一致(见 GB/T 15613.1 中 5.3.1.5.1)。对立式机组而言,该面可位于或低于转轮/叶轮的低压侧”,改为“压力脉动测量在电站空化系数下进行,压力脉动试验的空化基准面参照 GB/T 15613.1 中 5.3.1.5.1 执行,对于立式混流式机组,空化基准面 z_c 为导叶中心线”	目前我国压力脉动的评估标准,都是基于电站装置空化系数条件下统计的试验结果

表 C. 1(续)

本部分章条编号	技术性差异	原 因
5.1.4.3	试验水力比能改为试验水头(水力比能),托马数改为空化系数,能量系数改为能量系数(国内习惯采用单位转速)	便于国内使用和理解
5.1.4.4	增加“变空化系数压力脉动试验”一条	由于电站机组在实际运行中尾水位是变化的,且多数电站变幅较大
5.1.6.1.2	增加“或富利叶分析软件”	随着计算机技术的发展,目前国内外大多采用富利叶分析软件进行压力脉动的频域分析
5.1.6.1.3	将“转轮/叶轮转频 n ”改为“转轮/叶轮转频 f_r ”	国内习惯描述转频为 f_r 。
5.1.6.2.1	试验水力比能改为试验水头(水力比能),托马数改为空化系数,能量系数改为能量系数(国内习惯采用单位转速),流量系数改为流量系数(国内习惯采用单位流量)	便于国内使用和理解
5.1.7.4	将 5.1.7.4“尾水管水体的固有频率”从正文中拿出,列为附录 A,作为资料性附录	尾水管固有频率相关的物理学理论相当复杂,目前处于研究之中
5.5.4.1	增加“试验台应具备进行 S 形特性试验的能力,应尽量增加该区域的试验工况点”	提醒试验注意点,在“S”形区域应尽量增加试验工况点
5.6.1	参见标准由 IEC 60041 改为 GB/T 20043	已有相应的国标
5.6.3.1	参见标准由 IEC 60041 改为 GB/T 20043	已有相应的国标