



中华人民共和国国家标准

GB/T 3216—2016/ISO 9906:2012
代替 GB/T 3216—2005

回转动力泵 水力性能验收试验 1 级、2 级和 3 级

Rotodynamic pumps—Hydraulic performance acceptance tests—Grades 1, 2 and 3

(ISO 9906:2012, IDT)

2016-08-29 发布

2017-03-01 实施



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
中国国家标准化管理委员会

发布

目 次

前言	I
引言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语、定义、符号和脚标	1
3.1 术语和定义	1
3.2 与量相关的术语	2
3.3 符号和脚标	7
4 泵的测量和验收准则	9
4.1 总则	9
4.2 保证	9
4.3 测量不确定度	10
4.4 性能试验验收等级和容差系数值	13
4.5 适用于泵应用领域的默认试验验收等级	18
5 试验方法	19
5.1 总则	19
5.2 试验日期	19
5.3 试验大纲	19
5.4 试验设备	19
5.5 记录和报告	20
5.6 试验装置	20
5.7 试验条件	20
5.8 NPSH 试验	20
6 分析	23
6.1 试验结果换算到保证条件下	23
6.2 规定特性的获得	24
附录 A (规范性附录) 试验装置	25
附录 B (资料性附录) NPSH 试验装置	33
附录 C (资料性附录) 校准时间间隔	36
附录 D (资料性附录) 测量设备	37
附录 E (资料性附录) 在整套设备机组上进行的试验——机组运转试验	41
附录 F (资料性附录) 试验报告	43
附录 G (资料性附录) 特殊试验方法	47
附录 H (资料性附录) 见证试验	48
附录 I (资料性附录) 换算为 SI 单位	49
附录 J (资料性附录) NPSH 试验测量不确定度	51
参考文献	52

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准代替 GB/T 3216—2005《回转式动力泵 水力性能验收试验 1 级和 2 级》。

本标准与 GB/T 3216—2005 相比,除编辑性修改外主要技术变化如下:

- 修改了标准名称(见封面,2005 年版的封面);
- 修改了引言(见引言,2005 年版的引言);
- 修改了验收等级(见第 1 章,2005 年版的第 1 章);
- 修改了规范性引用文件(见第 2 章,2005 年版的第 2 章);
- 修改了术语、定义、符号和脚标(见第 3 章,2005 年版的第 3 章);
- 增加了表 8 中给出的容差包括了制造容差和测量容差的说明(见 4.1);
- 修改了保证的对象(见 4.2,2005 年版的 4.1);
- 增加了温度、进出口扬程的波动幅度(见表 3);
- 删除了不稳定条件的内容及同一量重复测量结果间的变化限度(见 2005 年版的 5.4.2.3.2 和表 4);
- 增加了随机不确定度 e_R 计算公式及 t 分布数值(见 4.3.3.1 和表 4);
- 修改了系统不确定度的测量量(见表 5,2005 年版的表 7);
- 增加了总测量不确定度的等级(见表 6);
- 修改了流量、扬程、效率的评定容差(见 4.4,2005 年版的 6.3 和 6.4);
- 增加了保证功率的评定(见 4.4.4);
- 修改了性能试验验收等级和容差系数(见表 8,2005 年版的表 10);
- 增加了默认试验验收等级(见 4.5 和表 9);
- 修改了性能试验测量点的要求(见 5.7.1,2005 年版的 5.4.1);
- 删除了试验人员(见 2005 年版的 5.2.4);
- 删除了“清洁冷水”的特性(见 2005 年版的 5.4.5.2);
- 删除了可以用清洁冷水代替作试验的液体的特性(见 2005 年版的 5.4.5.3);
- 修改了 NPSHR 的容差系数的规定(见 5.8.2.5,2005 年版的 11.3.3);
- 修改了切割叶轮直径的确定(见 6.2.1,2005 年版的附录 D);
- 修改了流量的测量(见附录 D.3,2005 年版的第 7 章);
- 增加了在整套设备机组上进行的试验——机组运转试验(见附录 E);
- 增加了特殊试验方法(见附录 G);
- 增加了见证试验(见附录 H);
- 增加了 NPSH 试验测量不确定度(见附录 J);
- 删除了摩擦损失,将原标准“表 E.1 管子的当量均匀粗糙度 k ”的内容放入“A.4.9 入口和出口的摩擦损失”中(见 2005 年版的附录 E);
- 删除了试验费用和试验的重做(见 2005 年版的附录 H);
- 删除了黏性液体的性能修正计算图表(见 2005 年版的附录 I);
- 删除了输送烃类液体和高温水的泵的 NPSHR 降低值(见 2005 年版的附录 J);
- 删除了测量结果的统计计算(见 2005 年版的附录 K);
- 删除了核对清单(见 2005 年版的附录 M)。

本标准使用翻译法等同采用 ISO 9906:2012《回转动力泵 水力性能验收试验 1级、2级和3级》。

本标准与 ISO 9906:2012 相比,编辑性修改内容如下:

- 根据我国习惯用法,增加了转速单位“r/min”(见表1);
- 修改了图5、图6的功率和效率容差线,ISO原文有误;
- 删去了图A.1的图注,ISO原文有误。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国泵标准化技术委员会(SAC/TC 211)归口。

本标准起草单位:沈阳水泵研究所、合肥华升泵阀股份有限公司、广东省佛山水泵厂有限公司、南方泵业股份有限公司、上海东方泵业(集团)有限公司、山东颜山泵业有限公司、上海凯士比泵有限公司、上海电力修造总厂有限公司、山东双轮股份有限公司、上海连成(集团)有限公司、大耐泵业有限公司、嘉利特荏原泵业有限公司、利欧集团股份有限公司、浙江华泵科技有限公司、江苏省泵阀产品质量监督检验中心、合肥新沪屏蔽泵有限公司、昆明嘉和科技股份有限公司、大连海密梯克泵业有限公司、湖南天一奥星泵业有限公司、蓝深集团股份有限公司、湖南银河电气有限公司、江苏大学流体机械工程技术研究中心。

本标准主要起草人:陶洁宇、巫建波、王维林、赵才甫、刘卫伟、王磊、潘再兵、缪方明、王家斌、宋青松、蒋铭和、曲景田、陶耀星、李进富、孙兵、胡小军、赵骏、邹立莉、李希春、黄学军、黄河、王洋、董钦敏。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为:

- GB 3216—1982、GB/T 3216—1989、GB/T 3216—2005。

引 言

本标准中的试验旨在确定泵的性能并与制造厂家的保证进行比较。

如果试验是按照本标准进行,并且测得的性能值落在为每一特定量规定的容差范围内(见 4.4),则应认为对任一量的指定的保证已得到满足。

回转动力泵 水力性能验收试验

1 级、2 级和 3 级

1 范围

本标准规定了回转动力泵(离心泵、混流泵和轴流泵,以下简称“泵”)的水力性能验收试验方法。

本标准适用于在泵试验基地进行的泵验收试验,例如实验室或泵制造厂家试验台。

本标准适用于输送符合清洁冷水性质液体的任何尺寸的泵。

本标准中规定了三种验收等级:

——1B 级、1E 级和 1U 级,具有较严格的容差;

——2B 级和 2U 级,具有较宽泛的容差;

——3B 级,具有更宽泛的容差。

本标准既适用于不带任何管路附件的泵本身,也适用于连接全部或部分上游和/或下游管路附件的泵组合体。

注:从泵分类上,旋涡泵也划入回转动力泵。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

ISO 17769-1 液体泵及其装置 通用术语、定义、量、字符和单位 第 1 部分:液体泵(Liquid pumps and installation—General terms, definitions, quantities, letter symbols and units—Part 1: Liquid pumps)

ISO 17769-2 液体泵及其装置 通用术语、定义、量、字符和单位 第 2 部分:泵输送系统(Liquid pumps and installation—General terms, definitions, quantities, letter symbols and units—Part 2: Pumping system)

3 术语、定义、符号和脚标

3.1 术语和定义

ISO 17769-1 和 ISO 17769-2 界定的以及下列术语、定义、量和符号适用于本文件。

注 1: 表 1 给出所用符号的字母表,表 2 给出脚标表,见 3.3。

注 2: 所有公式均以 SI 单位给出。关于其他单位换算为 SI 单位,参见附录 I。

3.1.1 一般术语

注:为了满足用户的技术要求,3.1.1 中所有的试验类型适用于保证点。

3.1.1.1

保证点 **guarantee point**

在各方同意的验收等级的容差范围内,被试验的泵应满足的流量/扬程(Q/H)点。

3.1.1.2

出厂性能试验 factory performance test

为了验证新泵的初始性能以及检查生产机组的重复性、叶轮修正计算的准确性、特殊材料的性能等所进行的泵试验。

注：典型的性能试验包括流量、扬程、泵或泵试验电机的输入功率的测量。在各方同意的基础上，可包括例如汽蚀余量(NPSH)的附加测量。出厂试验可理解为一个专用的试验台进行的试验，通常是在泵制造厂家的工厂或一个独立的泵试验基地进行。

3.1.1.3 泵的非见证试验

3.1.1.3.1

出厂试验 factory test

在买方代理人不出席的情况下进行的试验，试验中泵制造厂家应对收集的数据和泵验收的判定负责。

注：本试验的优点是节约成本并可加快给泵用户的发货速度。在多数情况下，如果买方了解泵的性能(例如同模型级泵相同)，可进行非见证出厂试验。

3.1.1.3.2

签署出厂试验 signed factory test

在买方代理人不出席的情况下进行的试验，试验中泵制造厂家应对所依据的、各方同意的验收等级的参数负责。

注：泵制造厂家进行试验，对泵验收结果进行判断，并编制和签署一份泵试验文件。本试验的优点和出厂试验相同。与见证试验相比，本试验的费用相对较低并通常可加快给终端用户的发货速度。

3.1.1.4 泵的见证试验

注：泵买方代理人见证泵试验，能起到很多有意义的作用。见证试验有多种方式。

3.1.1.4.1

买方代理人见证 witnessing by the purchaser's representative

买方代理人出席的试验，并在原始试验数据上签字，以证实试验成功完成。

注：泵性能的最后验收有可能通过见证人进行确定。见证试验的效果很大程度上取决于见证人的专业经验和能力。见证人不仅能保证试验正确地进行，还可以在泵发往工作现场之前观测试验期间泵的运行情况。见证试验的缺点是发货时间拖延并且成本过高。在采用实时生产系统下，如果见证的进度安排导致生产拖延则会造成成本增加，因而要求见证试验的进度安排在见证这一阶段具有灵活性。

3.1.1.4.2

买方代理人远程见证 remote witnessing by the purchaser's representative

买方或其代理人在一段距离内进行的泵性能试验的见证。

注：买方可采用远程摄像系统实时远程监控整个试验。买方在试验期间可以审核和分析通过数据采集系统记录的原始数据，并对结果进行讨论和提交，以待审批。该试验类型可以节省旅差费用并加快发货速度。

3.2 与量相关的术语

3.2.1

角速度 angular velocity

ω

每单位时间内轴旋转的弧度数。

注 1：由式(1)给出：

$$\omega = 2\pi n \dots\dots\dots(1)$$

注 2：用时间表示，例如 s^{-1} ，式中 n 用 $60 \times \min^{-1}$ 形式给出。

3.2.2

转速 speed of rotation

每单位时间内的转数。

3.2.3

质量流量 mass flow rate

从泵的出口法兰排出进入管路的流量。

注1：质量流量的单位用千克每秒(kg/s)表示。

注2：泵内部需用、损失或抽取的流量不计入流量：

- a) 水力平衡轴向力所需的排量；
- b) 冷却泵自身轴承。

注3：连接管件的泄漏、内部泄漏等不计入流量。反之，所有供其他用途的分出流量均计入流量。如：

- a) 冷却电机轴承；
- b) 冷却齿轮箱(轴承、油冷却器)等。

注4：这些流量是否需要计入以及如何计入分别取决于分出流量的位置和流量测量截面的位置。

3.2.4

体积流量 volume rate of flow

泵出口的体积流量，由式(2)给出：

$$Q = \frac{q}{\rho} \dots\dots\dots (2)$$

注：本标准中，符号 Q 也可以表示任何给定截面处的体积流量。它是该截面处质量流量和密度的商(截面可以用脚标标示)。

3.2.5

平均速度 mean velocity

轴向流速的平均值，由式(3)给出：

$$U = \frac{Q}{A} \dots\dots\dots (3)$$

注：注意在这种情况下由于沿回路的各种原因 Q 可能会变化。

3.2.6

局部速度 local velocity

任意给定点的流速。

3.2.7

水头 head每单位质量流体的能量除以重力加速度 g ，由式(4)给出：

$$H = \frac{y}{g} \dots\dots\dots (4)$$

见 3.2.16。

3.2.8

基准面 reference plane

用作高度测量基准的任一水平面。

注：为了实用，最好不要规定虚设的基准面。

3.2.9

相对基准面的高度 height above reference plane

所研究的点相对基准面的高度。

见图 A.1。

注：其值：

- 如果所研究的点在基准面之上，其值为正；
- 如果所研究的点在基准面之下，其值为负。

3.2.10

表压 gauge pressure

相对大气压力的压力。

注 1：其值：

- 如果该压力高于大气压力，其值为正；
- 如果该压力低于大气压力，其值为负。

注 2：在本标准中，除了大气压力和液体的汽化压力以绝对压力表示外，所有的压力均指从压力计或类似的压力指示仪表上读出的表压。

3.2.11

速度水头 velocity head

每单位质量运动液体的动能除以 $2g$ ，由式(5)给出。

$$\frac{U_x^2}{2g} \dots\dots\dots (5)$$

3.2.12

总水头 total head

任一截面处的总能量。

注 1：总水头由式(6)给出：

$$H_x = z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{U_x^2}{2g} \dots\dots\dots (6)$$

式中：

- z ——横截面中心相对基准面的高度；
- p ——所述横截面中心的表压。

注 2：任一截面处的绝对总水头由式(7)给出：

$$H_{x(\text{abs})} = z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{p_{\text{amb}}}{\rho g} + \frac{U_x^2}{2g} \dots\dots\dots (7)$$

3.2.13

入口总水头 inlet total head

泵入口截面处的总能量。

注：入口总水头由式(8)给出：

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} \dots\dots\dots (8)$$

3.2.14

出口总水头 outlet total head

泵出口截面处的总能量。

注：出口总水头由式(9)给出：

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g} \dots\dots\dots (9)$$

3.2.15

扬程 pump total head

出口总水头和入口总水头的代数差。

注 1：如果液体的压缩性可忽略不计，则 $H = H_2 - H_1$ 。如果泵输送液体的压缩性明显，则密度 ρ 应用平均值替代：

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \dots\dots\dots (10)$$

扬程应用式(11)计算:

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho_m g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad \dots\dots\dots(11)$$

注2: 数学上的恰当符号为 H_{1-2} 。

3.2.16

比能 specific energy

每单位质量流体的能量,由式(12)给出:

$$y = gH \quad \dots\dots\dots(12)$$

3.2.17

入口水头损失 loss of head at inlet

测量点处液体的总水头与泵入口截面处液体的总水头之差。

3.2.18

出口水头损失 loss of head at outlet

泵出口截面处液体的总水头与测量点处液体的总水头之差。

3.2.19

管路摩擦损失系数 pipe friction loss coefficient

由管路摩擦所致的水头损失的系数。

3.2.20

汽蚀余量 net positive suction head

NPSH

相对 NPSH 基准面的入口绝对总水头与汽化压力水头的差。

注1: NPSH 由式(13)给出:

$$\text{NPSH} = H_1 - z_D + \frac{p_{\text{amb}} - p_v}{\rho_1 g} \quad \dots\dots\dots(13)$$

注2: 此 NPSH 与 NPSH 基准面有关,而入口总水头与基准面有关。

注3: 由于缩写 NPSH(正体且不加粗)这种使用方式的完善性和长期性,允许其在数学公式中作为符号使用。

3.2.20.1

NPSH 基准面 NPSH datum plane

〈多级泵〉通过由叶轮叶片进口边最外点所描绘的圆的中心的水平面。

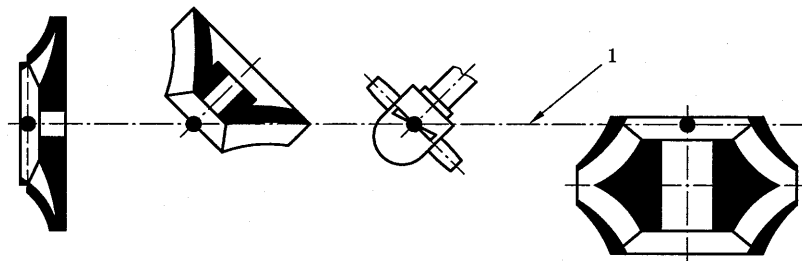
3.2.20.2

NPSH 基准面 NPSH datum plane

〈立轴或斜轴双吸泵〉通过较高中心的平面。

见图1。

注: 制造厂家根据泵上准确的基准点负责指示出该平面的位置。



说明:

1——NPSH 基准面。

图1 NPSH 基准面

3.2.21

有效汽蚀余量 available NPSH**NPSHA**

由装置条件确定的、规定流量下可获得的(可利用的)NPSH。

注：由于缩写 NPSHA(正体且不加粗)这种使用方式的完善性和长期性，允许其在数学公式中作为符号使用。

3.2.22

必需汽蚀余量 required NPSH**NPSHR**

在规定的流量、转速和输送液体的条件下，泵达到规定性能的最小汽蚀余量(出现可见汽蚀、汽蚀引起的噪声和振动的增大、扬程或效率开始下降、给定降幅的扬程或效率、汽蚀侵蚀限度)，其值由制造厂家给出。

注：由于缩写 NPSHR(正体且不加粗)这种使用方式的完善性和长期性，允许其在数学公式中作为符号使用。

3.2.23

NPSH3

泵第一级扬程下降 3% 时的必需汽蚀余量，作为标准基准用于表示性能曲线。

注：由于缩写 NPSH(正体且不加粗)这种使用方式的完善性和长期性，允许其在数学公式中作为符号使用。

3.2.24

型式数 type number

按最佳效率点计算的无因次的量。

注 1：由式(14)给出：

$$K = \frac{2\pi n Q'^{1/2}}{(gH')^{3/4}} = \frac{\omega Q'^{1/2}}{(y')^{3/4}} \dots\dots\dots (14)$$

式中：

 Q' ——每一吸入口的体积流量； H' ——第一级扬程； n 用 s^{-1} 表示。

注 2：应按第一级叶轮的最大直径取型式数。

3.2.25

泵输入功率 pump power input P_2

驱动器传输给泵的功率。

3.2.26

泵输出功率 pump power output

泵出口液体的有效功率。

注：泵输出功率由式(15)给出：

$$P_h = \rho Q g H = \rho Q y \dots\dots\dots (15)$$

3.2.27

驱动器输入功率 driver power input P_{gr}

泵驱动器吸收的功率。

3.2.28

泵最大输入功率 maximum shaft power $P_{2,max}$

由制造厂家设定的、在规定运行条件下能正常驱动泵的最大输入功率。

3.2.29

泵效率 pump efficiency

泵输出功率除以泵输入功率。

注：泵效率由式(16)给出：

$$\eta = \frac{P_h}{P_2} \dots\dots\dots (16)$$

3.2.30

总效率 overall efficiency

泵输出功率除以驱动机输入功率。

注：总效率由式(17)给出：

$$\eta_{gr} = \frac{P_h}{P_{gr}} \dots\dots\dots (17)$$

3.3 符号和脚标

表 1 用作符号的基本字母表(按字母顺序排列)

符号	量	单位
<i>A</i>	面积	m ²
<i>D</i>	直径	m
<i>e</i>	总的不确定度,相对值	%
<i>f</i>	频率	s ⁻¹ , Hz
<i>g</i>	重力加速度 ^a	m/s ²
<i>H</i>	扬程	m
<i>H_j</i>	液体水头损失	m
<i>k</i>	当量均匀粗糙度	m
<i>K</i>	型式数	纯数值
<i>l</i>	长度	m
<i>M</i>	转矩	Nm
<i>n</i>	转速	r/min, s ⁻¹ , min ⁻¹
NPSH	汽蚀余量	m
<i>p</i>	压力	Pa
<i>P</i>	功率	W
<i>q</i>	质量流量 ^b	kg/s
<i>Q</i>	(体积)流量 ^c	m ³ /s
<i>Re</i>	雷诺数	纯数值
<i>τ</i>	容差系数,相对值	%
<i>t</i>	<i>t</i> 分布	纯数值
<i>U</i>	平均速度	m/s
<i>v</i>	局部速度	m/s
<i>V</i>	体积	m ³

表 1 (续)

符号	量	单位
y	比能	J/kg
z	相对基准面的高度	m
z_D	NPSH 基准面(见 3.2.20)与基准面位差	m
η	效率	%
θ	温度	°C
λ	管路摩擦损失系数	纯数值
ν	运动黏度	m ² /s
ρ	密度	kg/m ³
ω	角速度	rad/s

^a 原则上宜使用 g 的当地值。然而,对于 2 级和 3 级, $g=9.81$ m/s² 已足可满足使用;
 g 的当地值计算公式为: $g=9.780\ 3(1+0.005\ 3\sin^2\varphi)-3\times 10^{-6}Z$,式中 φ 为纬度, Z 为海拔。

^b 质量流量符号亦可选用 q_m 。

^c 体积流量符号亦可选用 q_v 。

表 2 用作脚标的字母和数字表

脚标	意义
1	入口
1'	入口测量截面
2	出口(除 P_2 外)
2'	出口测量截面
abs	绝对的
amb	周围的
D	差,基准
f	测量管流体
G	保证的
H	扬程
h	水力
gr	组合的电机/泵机组(总的)
J	损失
M	压力计的
n	转速
P	功率
Q	(体积)流量
ref	基准面

表 2 (续)

脚标	意义
sp	规定的
T	转换的, 转矩
v	汽化(压力)
η	效率
x	在任一截面

4 泵的测量和验收准则

4.1 总则

规定的和合同中商定的规定点(工况点),以下简称“保证点”,应通过一个验收等级和其相对应的容差进行评价。对于泵的性能试验,这个保证点通常应由保证流量 Q_G 和保证扬程 H_G 加以确定,并且,也可选用保证效率、保证轴功率或保证必需汽蚀余量(NPSHR)加以确定。在适用的情况下,这些可选保证参数需要根据试验进行确定,试验要求分别见 4.4.3 和 5.8。

验收等级的容差仅适用于保证点。其他规定工况点,包括其容差在内,应经制造厂家和买方另外协商。如果有其他的规定工况点但没有相对应容差的情况下,这些工况点的默认验收等级应为 3 级。

可通过书面合同、客户规定的泵性能曲线或类似书面的项目技术文件对保证点进行详细说明。

如果制造厂家和买方之间没有另外的商定,则下列条件适用:

- 验收等级应与表 8 中所给的等级一致;
- 试验应在清洁冷水条件下、采用本标准规定的试验方法和试验装置、且在制造厂家的试验台上进行;
- 泵入口和出口之间的性能应予以保证;
- 泵外端的管路和配件(弯头、变径管、阀)不在保证范围内。

实际上,测量值里的容差结合了制造容差和测量容差。表 8 中给出的容差系数值包括了制造容差和测量容差。

泵的性能可以随输送液体性质的不同而有显著变化。虽然不可能给出一个普通适用的规则,使之可以用输送清洁冷水时的性能预测输送其他液体时的性能,但是商定一个适合特殊工况的经验规则而泵仍用清洁冷水做试验是可行的。详见 ISO/TR 17766。

如购买多台同样的泵,需要试验的泵的数量应由买方和制造厂家进行商定。

买方和制造厂家双方均有权要求见证这些试验。如果试验不在制造厂家的试验台上进行,应允许买方和制造厂家双方有机会对泵的试验装置和仪器仪表及其校准状态进行确认。

4.2 保证

制造厂家确保在保证点和规定转速下(或在某些情况下是频率和电压),测得的泵曲线与围绕保证点的一个容差范围内相切或通过,即根据适用的验收等级确定(见表 8、图 2 和图 3)。

保证点应由保证流量 Q_G 和保证扬程 H_G 加以确定。

此外,在规定的条件和规定的转速下,下列诸量中的一个或多个可予以保证:

- 如 4.4.3 和图 4、图 5 和图 6 中的规定;
 - 泵最低效率 η_G , 或泵的最大输入功率 P_G ;

2) 泵和电机作为一个机组的情况下,最小机组效率 η_{grG} ,或最大机组输入功率 P_{grG} 。

b) 保证流量下的最大必需汽蚀余量。

保证点下或泵曲线范围内的最大输入功率可以予以保证。然而,可能需要由买方和制造厂家商定大一些的容差范围。

4.3 测量不确定度

4.3.1 总则

即使使用的测量方法、所用的仪表及分析方法完全可行并符合本标准的要求,每一测量量也仍不可避免地存在不确定度。

4.3.2 和 4.3.3 中描述的导则和方法旨在给用户提供一些资料性信息,以及一些实践方法,用户通过这些方法可对适用于本标准要求的试验以合理的置信概率进行测量不确定度的评定。

注:关于测量不确定度的综合性信息资料,见 ISO/IEC Guide 99 和相关文件。

4.3.2 波动

如果泵的设计或运转使得测量数值出现大幅度的波动,则可以在测量仪表中或其连接管线中设置一种能使波动幅度降低到表 3 给定值范围内的缓冲装置来进行测量。缓冲装置应是对称和线性的,例如毛细管,它应提供至少是包含了一个完整的波动周期内的积分值。

表 3 容许波动幅度,以测量量平均值的百分数表示

测量量	容许波动幅度		
	1 级 %	2 级 %	3 级 %
流量	±2	±3	±6
压差	±3	±4	±10
出口压力	±2	±3	±6
入口压力	±2	±3	±6
输入功率	±2	±3	±6
转速	±0.5	±1	±2
转矩	±2	±3	±6
温度	0.3 °C	0.3 °C	0.3 °C

4.3.3 总的测量不确定度的评定

4.3.3.1 随机不确定度的评定

随机不确定度,它或是由于测量系统的特征、或是由于被测量的量的变化、或是由于两者共同所致,直接以测量结果的分散形式出现。与系统不确定度不同,随机不确定度可以通过在同样条件下增加同一量的测量次数来加以降低。

每一个试验点应至少取 3 组读数。随机不确定度 e_R 计算如下:

测量不确定度随机部分的评定通过观测值的平均值和标准偏差计算得出。对于读数的不确定度,用流量 Q ,扬程 H 和功率 P 的实际测量读数代替 x 。

如果 n 表示读数的次数,那么一组重复测量观测值 $x_i (i=1 \cdots n)$ 的算术平均值 $\bar{x}$ 为:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum x_i \quad \dots\dots\dots (18)$$

这组观测值的标准偏差 s 从式(19)导出:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum (x_i - \bar{x})^2} \quad \dots\dots\dots (19)$$

随机效应产生的平均值的相对不确定度值 e_R 从式(20)导出:

$$e_R = \frac{100ts}{\bar{x}\sqrt{n}} \% \quad \dots\dots\dots (20)$$

式中:

t ——表 4 中 n 的一个函数。

注 1: 如果总的不确定度值 e 不能满足表 7 中的准则要求,那么测量的随机不确定度值 e_R 可以通过在同样条件下增加同一量的测量次数来加以降低。

注 2: 本标准中规定的随机部分属于 A 类不确定度(见 ISO/IEC Guide 99)。

表 4 t 分布数值(基于 95%置信度)

n	t	n	t
3	4.30	12	2.20
4	3.18	13	2.18
5	2.78	14	2.16
6	2.57	15	2.14
7	2.45	16	2.13
8	2.36	17	2.12
9	2.31	18	2.11
10	2.26	19	2.10
11	2.23	20	2.09

4.3.3.2 系统不确定度的评定

当通过零点调整、校准、仔细地测量尺寸和正确地安装等将已知的所有误差均消除之后,仍然会留有不确定度,它永远不会消失。即使仍使用同一仪表和同样测量方法,也不能通过重复测量使其降低。

系统不确定度 e_s 的评定实际上是以测量标准的校准为基础。表 5 给出了系统不确定度的容许相对值。

表 5 系统不确定度 e_s 的容许相对值

测量量	最大容许系统不确定度(保证点)	
	1 级 %	2 级和 3 级 %
流量	±1.5	±2.5
压差	±1.0	±2.5
出口压力	±1.0	±2.5

表 5 (续)

测量量	最大容许系统不确定度(保证点)	
	1 级 %	2 级和 3 级 %
入口压力	±1.0	±2.5
NPSH 试验的入口压力	±0.5 ^a	±1.0
驱动机输入功率	±1.0	±2.0
转速	±0.35	±1.4
转矩	±0.9	±2.0
^a 解释参见附录 J。		

4.3.3.3 总体的不确定度

总体的不确定度值 e 从式(21)导出:

$$e = \sqrt{e_R^2 + e_S^2} \dots\dots\dots (21)$$

表 6 给出了总体的不确定度 e 的容许值。

注: 本标准规定的总体不确定度等同于扩展测量不确定度(见 ISO/IEC Guide 99)。

表 6 总测量不确定度的容许值

量	符号	1 级 %	2 级、3 级 %
流量	e_Q	±2.0	±3.5
转速	e_n	±0.5	±2.0
转矩	e_T	±1.4	±3.0
扬程	e_H	±1.5	±3.5
驱动机输入功率	$e_{P_{gr}}$	±1.5	±3.5
泵输入功率(由转矩和转速 计算得出)	e_P	±1.5	±3.5
泵输入功率(由驱动机输入 功率和电机效率计算得出)	e_P	±2.0	±4.0

4.3.3.4 效率总体测量不确定度的评定

总效率和泵效率的总体测量不确定度按式(22)~式(24)计算:

$$e_{\eta_{gr}} = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_{P_{gr}}^2} \dots\dots\dots (22)$$

如果效率由转矩和转速计算得出:

$$e_{\eta} = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_T^2 + e_n^2} \dots\dots\dots (23)$$

如果效率由泵输入功率计算得出:

$$e_{\eta} = \sqrt{e_Q^2 + e_H^2 + e_P^2} \dots\dots\dots (24)$$

利用表 6 中给出的值进行计算即得出表 7 所给的结果。

表 7 效率总体不确定度最大导出值

量	符号	1 级 %	2 级和 3 级 %
总效率(由 Q, H 和 P_{gr} 计算得出)	$e_{\eta_{gr}}$	± 2.9	± 6.1
泵效率(由 Q, H, M 和 n 计算得出)	e_{η}	± 2.9	± 6.1
泵效率(由 Q, H, P_{gr} 和 η_{mot} 计算得出)	e_{η}	± 3.2	± 6.4

4.4 性能试验验收等级和容差系数值

4.4.1 总则

本标准中规定了 6 种泵性能试验验收等级,即 1B、1E、1U、2B、2U 和 3B。1 级要求最严格,其中 1U 级和 2U 级是单向容差,1B 级、2B 级和 3B 级是双向容差。1E 级在本质上也是双向容差,并且在能效相关领域很重要。

注:对于流量和扬程,1U 级、1E 级和 1B 级具有相同的容差系数。

买方和制造厂家可在应用等级上进行协商,以判定一特定的泵是否满足保证点的要求。如果给定一个保证点,但是没有规定验收等级,可以采用 4.5 中所述的默认试验验收等级。

表 8 中给出了泵扬程、流量、功率和效率的保证点验收等级。所有的容差系数均以保证值的百分数表示。

表 8 泵试验验收等级和相应的容差系数值

等级	1			2		3	保证要求
$\Delta\tau_Q$	10%			16%		18%	
$\Delta\tau_H$	6%			10%		14%	
验收等级	1U	1E	1B	2B	2U	3B	强制
τ_Q	+10%	$\pm 5\%$		$\pm 8\%$	+16%	$\pm 9\%$	
τ_H	+6%	$\pm 3\%$		$\pm 5\%$	+10%	$\pm 7\%$	
τ_P	+10%	+4%		+8%	+16%	+9%	可选
τ_{η}	$\geq 0\%$		-3%	-5%		-7%	

注: τ_x ($x=Q, H, P, \eta$) 代表指示数量的容差系数。

4.4.2 泵输入功率不大于 10 kW 的泵的容差系数值

对于泵输入功率不大于 10 kW 的泵,表 8 中给出的容差系数过于严格。如制造厂家和买方无另外商定,应使用下列容差系数:

——流量 $\tau_Q = \pm 10\%$;

——扬程 $\tau_H = \pm 8\%$ 。

效率的容差系数 τ_{η} ,在保证的情况下可用式(25)计算:

$$\tau_{\eta} = - \left[10 \left(1 - \frac{P_2}{10} \right) + 7 \right] \% \quad \dots\dots\dots (25)$$

式中泵输入功率 P_2 为工作范围内最大输入功率,以 kW 表示。容差系数 $\tau_{P_{gr}}$ 可用式(26)计算:

$$\tau_{Pgr} = \sqrt{\tau^2 + \tau_q^2} \% \quad \dots\dots\dots (26)$$

4.4.3 流量和扬程的评定

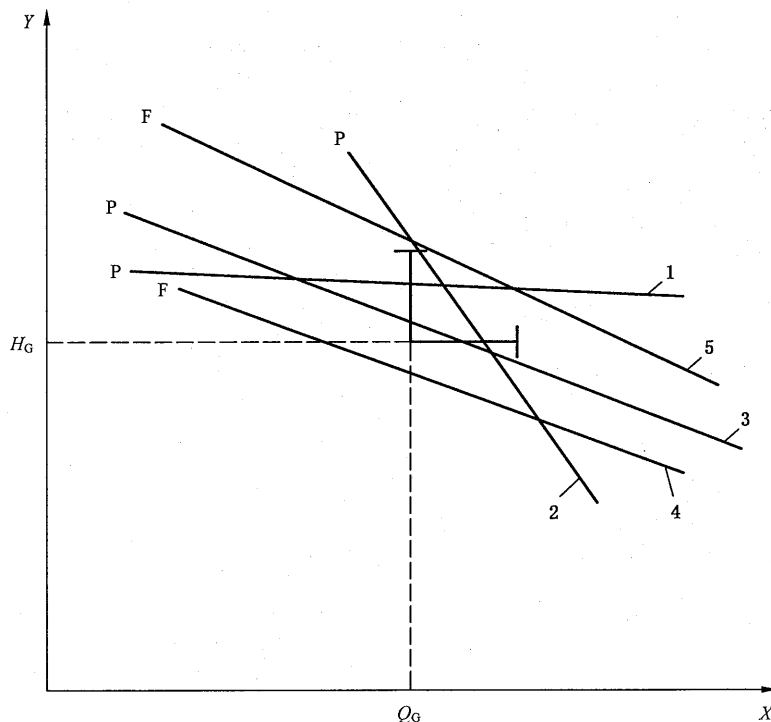
保证点的评定应在规定转速下完成。当试验转速等同于规定转速或电动机-泵合为一体的泵机组（例如潜没式泵、共轴泵以及与电机连接且同步试验的所有泵）的试验时，不需要进行转速换算。对于试验转速不同于规定转速的试验，每一试验点应采用相似定律换算成规定转速进行计算。

流量和扬程的容差适用于以下方式：

——泵流量容差适用于保证扬程 H_G 下的保证流量 Q_G ；

——泵扬程容差适用于保证流量 Q_G 下的保证扬程 H_G 。

如果流量或者扬程，或者两者同时均在适用的容差（见图 2 和图 3）范围内，则满足验收要求。



说明：

X —— 流量 Q ；

Y —— 扬程 H ；

曲线 1：经过扬程容差，P 表示通过；

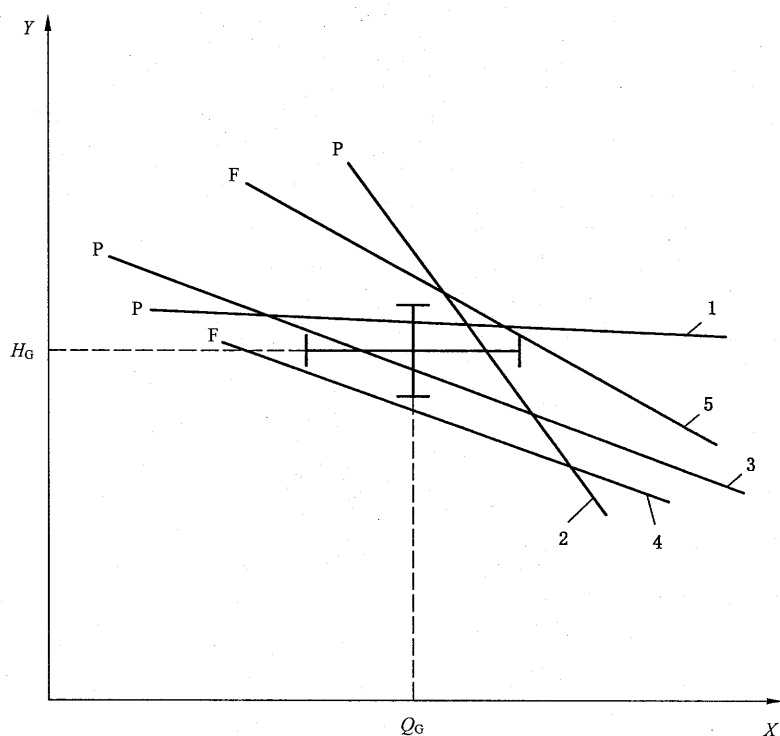
曲线 2：经过流量容差，P 表示通过；

曲线 3：经过扬程容差和流量容差，P 表示通过；

曲线 4：不经过任何容差，F 表示不通过；

曲线 5：不经过任何容差，F 表示不通过。

图 2 双向容差验收



说明:

X —— 流量 Q ;

Y —— 扬程 H ;

曲线 1: 经过扬程容差, P 表示通过;

曲线 2: 经过流量容差, P 表示通过;

曲线 3: 经过扬程容差和流量容差, P 表示通过;

曲线 4: 不经过任何容差, F 表示不通过;

曲线 5: 不经过任何容差, F 表示不通过。

图 3 单项容差验收

4.4.4 效率或功率的评定

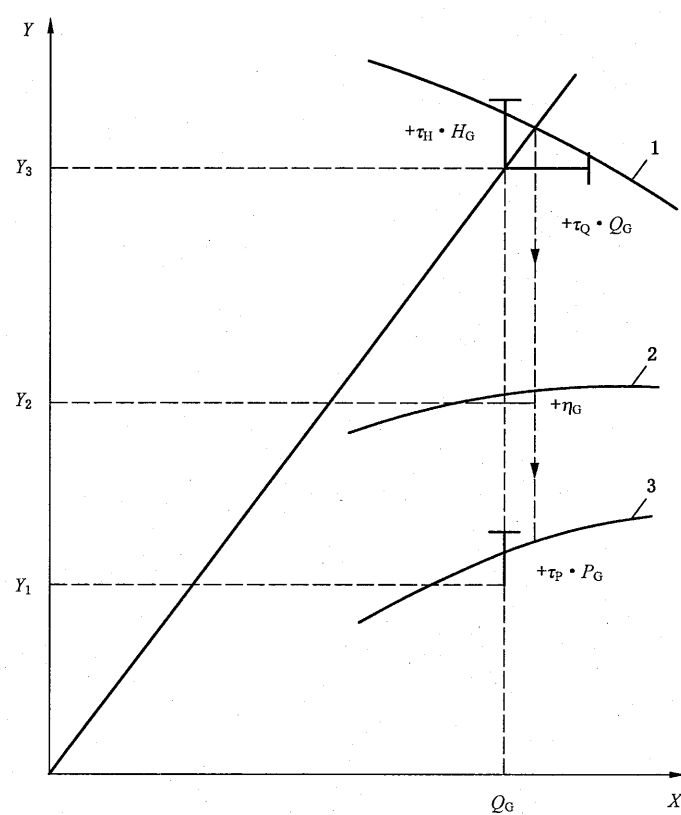
如果效率或功率是保证点,应采取等同于 Q/H 的以下方式对照适用的验收等级容差系数进行评定。

在将各测试点平滑拟合后的最佳拟合试验曲线($Q-H/Q-\eta$ /或 $Q-P$ 曲线)绘制完成后,应在原点(零流量、零扬程)和保证点(流量/扬程)之间另绘制一条直线。如果有必要,这条线应延伸,并与拟合试验曲线相交。平滑拟合试验曲线和这条直线的交点应成为新的流量/扬程点,以用于评定效率或功率。该点测得的输入功率或计算效率应同保证值和适用的功率或效率容差系数(见图 4、图 5 和图 6)进行比较。

注 1: 在评定保证效率或功率时使用的“从原点作直线”方法,它将在叶轮直径改变的情况下,最佳地保持泵的特性。

此外,这种方法还可给出一个单一的评定参考点。

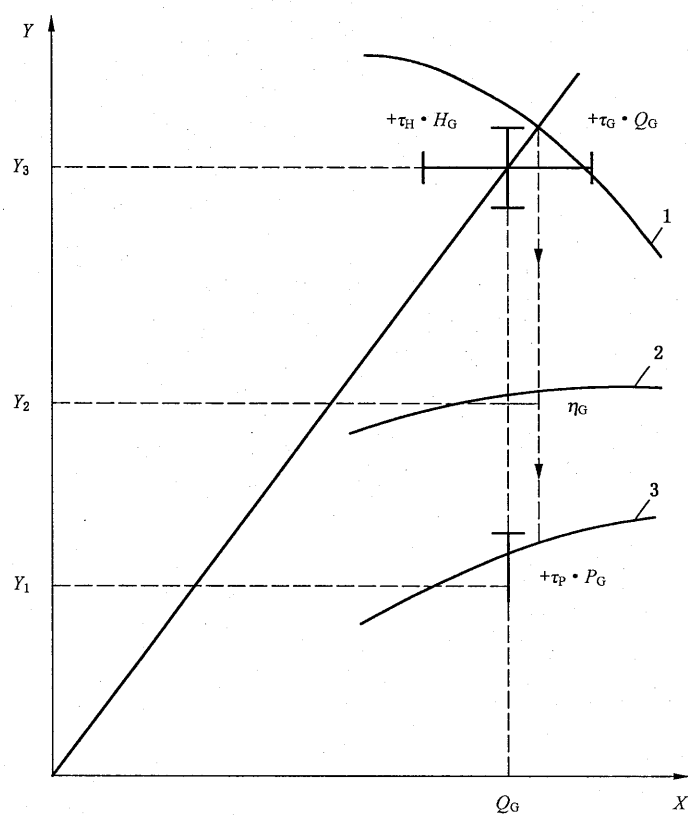
注 2: 增加功率保证可降低流量和扬程的容差限度。



说明:

- X —— 流量 Q ;
- Y_1 —— 功率 P_G ;
- Y_2 —— 效率 η_G ;
- Y_3 —— 扬程 H_G ;
- 1 —— $H(Q)$;
- 2 —— $\eta(Q)$;
- 3 —— $P(Q)$ 。

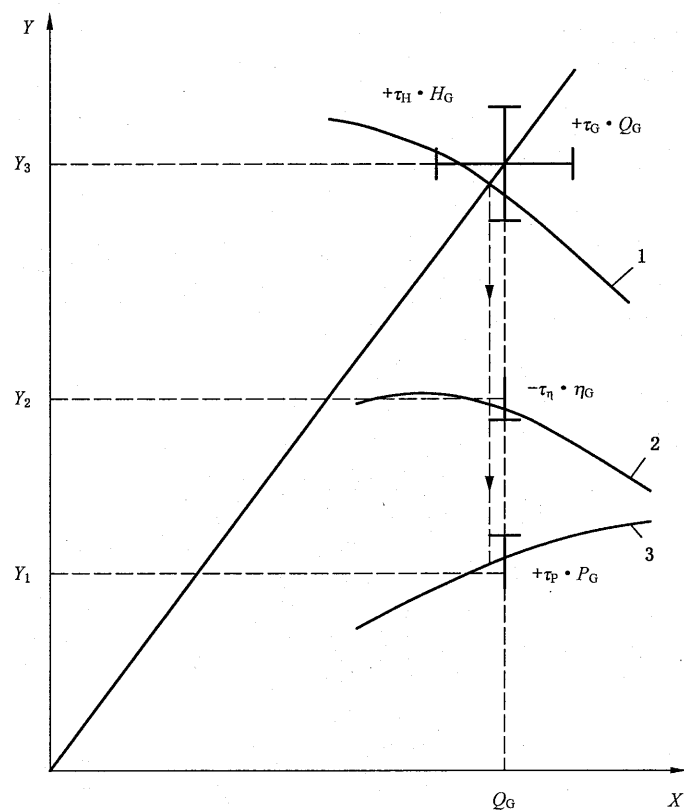
图 4 验收等级 1U 和 2U 的容差范围



说明:

- X —— 流量 Q ;
- Y_1 —— 功率 P_G ;
- Y_2 —— 效率 η_G ;
- Y_3 —— 扬程 H_G ;
- 1 —— $H(Q)$;
- 2 —— $\eta(Q)$;
- 3 —— $P(Q)$ 。

图 5 验收等级 1E 的容差范围



说明：
X ——流量 Q ；
 Y_1 ——功率 P_G ；
 Y_2 ——效率 η_G ；
 Y_3 ——扬程 H_G ；
1 —— $H(Q)$ ；
2 —— $\eta(Q)$ ；
3 —— $P(Q)$ 。

图 6 验收等级 1B、2B 和 3B 的容差范围

4.5 适用于泵应用领域的默认试验验收等级

如果给定一个保证点,但没有指定试验验收等级,应按表 9 找出相应的应用领域,并执行表 9 给出的默认试验验收等级,表中仅流量和扬程是保证的。应注意的是,表 9 仅适用于买方和制造厂家已商定了保证点,但对于验收等级另有规定的情况不适用。

根据泵的最大轴功率和买方用泵目的,该默认试验验收表给出了泵的适用验收等级。在保证点达成一致的前提下,买方自己始终有权选择其首选的验收等级。如果这样,将优先于本表中给出的任何分类,并且本条(4.5)不再适用。

表 9 默认验收等级

应用领域		泵输入功率 P_2	
		$>10 \text{ kW}$ 且 $\leq 100 \text{ kW}$	$>100 \text{ kW}$
城市用水领域		2B	1B
城市污水领域		2B	1B
排水泵		3B	2B
电力行业		1B	1B
石油天然气工业	符合 ISO 13709 要求的泵	1B	1B
	注水	N/A ^a	1B
船用领域		1B	1B
化工行业		2B	2B
冷却塔领域		2B	2B
纸浆和造纸领域		2B	2B
渣浆领域		3B	3B
通用行业		3B	2B
灌溉领域		3B	2B
^a N/A=不适用。			

5 试验方法

5.1 总则

本标准适用于在实验室或泵制造厂家的试验台进行的试验。如果本标准的所有要求均能得到满足,也可以在泵的使用现场进行性能试验,但需要有专门的协议。并且应当意识到,大多数使用现场的条件通常不能完全符合本标准。在此情况下,只要有关各方已经商定如何来考虑由于与本标准规定的要求相违背而不可避免地引起的测量偏差,则现场的性能试验仍可以接受。

5.2 试验日期

对于见证试验,试验日期应由制造厂家与买方共同商定。

5.3 试验大纲

对于见证试验,试验需要遵循的大纲和方法应提交给买方。

注:制造厂家应及早提交上述信息给买方,使其有充裕的时间进行考虑和协商。

试验过程中得出的非保证的试验数据仅起参考性(资料性)的作用。

5.4 试验设备

使用的试验仪器仪表应作记录,如有要求,该记录应提供给客户。仪表设备应定期校准。试验仪表校准的合适时间间隔指导参见附录 C。

5.5 记录和报告

一套完整的纸质版或电子版试验记录,应至少存档 5 年。

对于见证试验,所有的试验记录应由见证试验的各方代表签名,并向各方代表提供一份全部记录的副本。

试验结果的评定应尽可能随同试验的进行一起完成。为了对有疑问的测量结果可以重新评定,建议在准确数据未得到之前不对试验装置和仪表设备进行拆除。

如果需要,试验结果应汇总一份报告。关于试验报告内容和泵试验记录表的导则参见附录 F。

5.6 试验装置

根据 1 级、2 级和 3 级试验要求的测量不确定度,本条规定了为保证获得满意的工作特性测量所必需的条件。

不能假定在某一给定试验装置上测得的泵性能(不管测量得多么精确)也是它在另一装置上的具有相应准确度的性能示值。附录 A 中给出了可保证获得流量和扬程满意测量的合适管路配置的建议和一般性指导。如有必要,还可以结合封闭管路中的流量测量(各种方法)的标准一起使用(参见 D.3)。

5.7 试验条件

5.7.1 试验要求

试验的持续时间应足够长以获得可重复的结果。

所有的测量均应在稳定运转条件下进行(见 4.3.2 和表 3)。除非另有规定,试验应在泵性能不受汽蚀影响的条件下进行。

无论验收等级如何,所有的性能试验应至少取 5 个试验点,其中一个点在保证点流量的 0.95 倍与保证点流量之间,一个点在保证点流量与保证点流量的 1.05 倍之间。其余三个点应在泵性能曲线的允许运行范围内分布,且应有关死点附近和最大允许流量附近的点。

注:适用于 NPSH 试验的其他试验方法见 5.8。

5.7.2 试验时的转速

除非另有商定,可以在规定转速的 50%~120%范围内的试验转速下进行流量、扬程和输入功率的测定试验。这种情况下,转速的变化在规定转速的 20%之内,效率的变化可以忽略不计。

对于 NPSH 试验,如果流量是在对应试验转速下最高效率点流量的 50%~120%范围内,试验转速宜在规定转速的 80%~120%范围内。

5.8 NPSH 试验

5.8.1 总则

5.8.1.1 NPSH 试验的目的

NPSH 试验的目的是为了验证商定保证下泵的必需汽蚀余量。本试验只论述与泵的水力性能(扬程、流量、功率的变化)有关的汽蚀测量,而不研究由汽蚀引起的其他效应(噪声、振动、腐蚀等)。

可以根据给定流量下扬程或功率的下降量来测定汽蚀效应的发生。在多级泵的情况下,扬程的下降应指第一级扬程(如果可以测得)。对于扬程非常低的泵,可以商定一个大于 3%的扬程下降量。

大多数情况下,应使用清洁冷水进行汽蚀试验。用水作出的汽蚀试验不能准确地预测输送非清洁冷水的液体泵的汽蚀性能。

水中的空气含量对测量 NPSHR 值有重要影响,应予以考虑。

5.8.2 NPSH 试验类型

5.8.2.1 类型 I 试验——多个流量下 NPSH3 的确定

进行这种试验时,采用逐渐降低 NPSH 直至恒定流量下的扬程的下降达到 3%。此时的 NPSH 值即为 NPSH3(见表 10)。在允许工作范围内应至少评定四组不同适当间距的流量。

5.8.2.2 类型 II 试验——单一流量下 NPSH3 的确定

进行这种试验时,采用逐渐降低 NPSH 直至确定恒定流量下的扬程的下降达到 3%。此时的 NPSH 值即为 NPSH3(见表 10)。

5.8.2.3 类型 III 试验——在规定的 NPSHA 下性能受到汽蚀的有限影响的证实

在规定的 NPSHA 下进行证实,以表明泵的水力性能没有受到扬程下降大于 3%时汽蚀的影响。

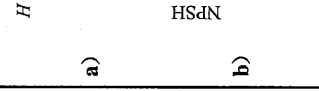
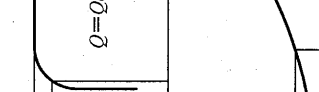
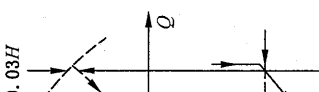
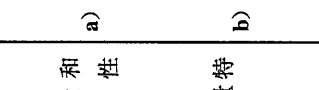
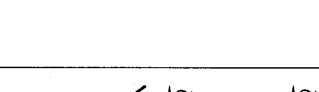
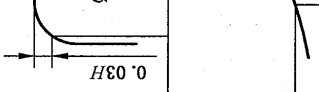
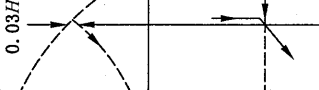
5.8.2.4 类型 IV 试验——在规定的 NPSHA 下保证的特性的证实

如果根据 4.4 在规定的流量和规定的 NPSHA 下得到保证的扬程和功率,泵即满足要求。

5.8.2.5 NPSHR 的容差系数

测得的 NPSHR 值不应超出保证的 NPSHR 值。

表 10 确定 NPSH3 的方法

装置类型	开式池	开式池	开式池	开式池	开式池	开式池	闭式回路	闭式回路
独立变化的量	入口节流阀	出口节流阀	水位	入口和出口节流阀	入口节流阀	水位	罐中压力	罐中压力
恒定的量	出口节流阀	入口节流阀	入口和出口节流阀	入口和出口节流阀	流量	流量	流量	流量
随调节而变的量	扬程、流量、NPSHA, 水位	扬程、流量、NPSHA, 水位	扬程、流量、NPSHA	扬程、流量、NPSHA	NPSHA、扬程、出口节流阀 (为使流量恒定)	NPSHA、扬程、出口节流阀 (当扬程开始下降时为使流量恒定)	扬程、NPSHA、出口节流阀 (当扬程开始下降时为使流量恒定)	NPSHA、扬程、出口节流阀 (当扬程开始下降时为使流量恒定)
扬程-流量和 NPSH 特性曲线								
NPSH-流量特性曲线								

6 分析

6.1 试验结果换算到保证条件下

通常,为证实由制造厂家予以保证的特性所需要的各个量都是在与保证所基于的条件多少有差异的条件下测得的。

为了确定假如试验是在保证的条件下进行,保证是否会得到满足,就必须将在与保证条件不同的条件下测得的量换算到保证条件下的测得量。

6.1.1 试验结果换算为以规定转速和密度为基准的数据

在与规定转速 n_{sp} 相偏离的转速 n 下得到的所有试验数据均应换算为以规定转速 n_{sp} 为基准的数据。

如果试验转速 n 与规定转速 n_{sp} 的差异不超过 5.7.2 规定的容许变动范围,则有关流量 Q 、扬程 H 和输入功率 P 的测量数据可以按式(27)~式(30)进行换算:

$$Q_T = Q \frac{n_{sp}}{n} \quad \dots\dots\dots(27)$$

$$H_T = H \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^2 \quad \dots\dots\dots(28)$$

$$P_T = P \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^3 \cdot \frac{\rho_{sp}}{\rho} \quad \dots\dots\dots(29)$$

$$\eta_T = \eta \quad \dots\dots\dots(30)$$

此外,NPSHR 的测量结果可按式(31)进行换算:

$$NPSHR_T = NPSHR \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^x \quad \dots\dots\dots(31)$$

如果满足 5.7.2 给出的转速和流量的规定条件并且叶轮入口处液体的物理状态又是无含影响泵运行的气体析出,则 $x=2$ 可以作为 NPSH 的第一近似值。如果泵在接近其汽蚀极限的情况下运转,或试验转速与规定转速相差超出 5.7.2 给出的规定范围,则汽蚀现象可能会受到许多因素的影响,例如热力学效应、表面张力的变化、或溶解的或析出的空气含量不同等。业已观测到指数 x 值在 1.3 和 2 之间,因而有关各方必须就确定要使用的换算公式达成协议。

在整体电动机-泵机组的情况下,或当保证是对商定频率和电压而非商定转速而言时(见 4.2),流量、扬程、输入功率和效率数据仍符合上述的换算规律,只需将规定转速 n_{sp} 换成规定频率 f_{sp} ,转速 n 换成频率 f 即可。然而,这样的换算只限于试验时选定的频率的改变不超过 1% 这种情况。如果试验使用的电压与作为保证特性基准的电压的上差或下差不超过 5%,则其他工作数据无需改变。

如果超出了上述偏差即频率偏差 $\pm 1\%$ 、电压偏差 $\pm 5\%$,买方和制造厂家即需要就此达成协议。

6.1.2 在与保证的 NPSHA 不相同的 NPSHA 下进行的试验

在对转速(是在 5.7.2 给定的容许范围内)作了修正之后,高 NPSHA 下的泵的性能不能代表低 NPSHA 下的性能予以验收。

然而,如果按照 5.8.2.1、5.8.2.2 或 5.8.2.3 已经查明没有发生汽蚀,则在对转速(是在 5.7.2 给定的容许范围内)作了修正之后,低 NPSHA 下的泵性能可以代表较高 NPSHA 下的性能予以验收。

6.1.3 性能曲线

测试点的最佳拟合曲线代表泵的性能。流量扬程曲线、流量功率曲线和流量效率曲线需要进行单

独绘制。这些曲线用来判定泵的性能以及评定试验结果。

6.2 规定特性的获得

6.2.1 切割叶轮直径

当泵的试验特性比规定的特性高时,通常采取切割叶轮直径的做法以达到规定的特性。

如果规定值与测得值相差很小,可应用切割定律估算新的特性而免去进行一系列新的试验。

这种方法的应用和切割叶轮直径的可行条件应由双方协商。

6.2.2 切割叶轮直径后重新试验的要求

如果有必要在性能试验之后,为满足验收等级,只对泵进行叶轮切割的拆卸,并且型式数 $K \leq 1.5$ (见 3.2.24),则不需要进行重复试验。除非叶轮直径切割量超过试验叶轮直径的 5%。

附录 A

(规范性附录)

试验装置

A.1 总则

如果测量截面处的液流具有如下特征,即可获得最佳的测量条件:

- 轴对称速度分布;
- 等静压分布;
- 无装置引起的旋涡。

但是如果避免在测量截面附近(小于 $4D$)出现弯头、弯头组合以及横断面的扩大或者不连续,有可能防止速度非均匀分布和旋涡的出现。

通常,入口液流条件的影响随泵的型式数 K 增加而增大。当 $K > 1.2$ 时,建议采用模拟现场条件试验。

注:对于从具有自由液面的池中或从设在闭式回路上液面静止的大容器中引水的标准试验装置,建议入口直管段最短长度 L 按下式确定: $L/D = K + 5$, 式中 D 为管路直径。这一点尤其适合于 1 级试验。

此式也适用于在距离为 L 的上游处有一个未装导流片的简单直角弯头的装置。在这样的条件下,就可不在弯头与泵之间的管路设置整流装置。但是对于在紧接泵的上游处既无开式池也无静液面容器的闭式回路,则必须保证进入泵的液流没有由装置引起的旋涡,并具有法向对称的速度分布。

可以采取以下措施来避免明显的旋涡:

- 精心设计测量截面上游的试验回路;
- 合理地使用整流装置;
- 恰当地设置取压孔,使其对测量的影响减至最小。

建议不在吸入管路中安装节流阀。然而,如果不可避免,例如汽蚀试验时,则阀和泵入口之间的直管段长度应保证管路中完全充满液体,并且入口测量截面处的压力和速度分布均匀。这可以通过在泵入口处使用合适的整流装置和/或一个长度至少为 $12D$ 的长直管段来达到。

A.2 测量原理

扬程应根据 3.2.15 给出的定义来进行计算。以泵输送的液柱高度表示,它代表了泵传递的能量。

3.2.15 扬程定义中规定的各个量通常应在泵(或泵和亦属于试验对象的连接附件的组合物)的入口截面 S_1 和出口截面 S_2 处确定。为了便于实现和测量精确,一般是在 S_1 的上游和 S_2 的下游与 S_1 和 S_2 有某一小段距离的 $S_{1'}$ 截面和 $S_{2'}$ 截面处进行测量(见图 A.1)。因此应该考虑其间的管路摩擦损失,亦即 S_1 和 $S_{1'}$ 之间的 H_{f1} 和 S_2 和 $S_{2'}$ 之间的 H_{f2} (最终归结为局部水头损失),而扬程应由下式给出:

$$H = H_{2'} - H_{1'} + H_{f1} + H_{f2}$$

式中 $H_{1'}$ 和 $H_{2'}$ 是 $S_{1'}$ 和 $S_{2'}$ 处的总水头。

A.4 规定了各种类型的测量截面装置以及评价水头损失的方法。

A.3 各种测量方法

视泵的安装条件和回路的布置方式而定,扬程可以采用多种方法加以确定,诸如可以分别测量入口

和出口的总水头；或是测量出口与入口之间的差压再加上(如果有的话)速度水头差(见图 A.1)。

总水头也可以根据输送管路中的压力测量值或开式池的水位测量值推算得出。图 A.3 和图 A.4 论述了在这些情况下测量截面的选择和安排。

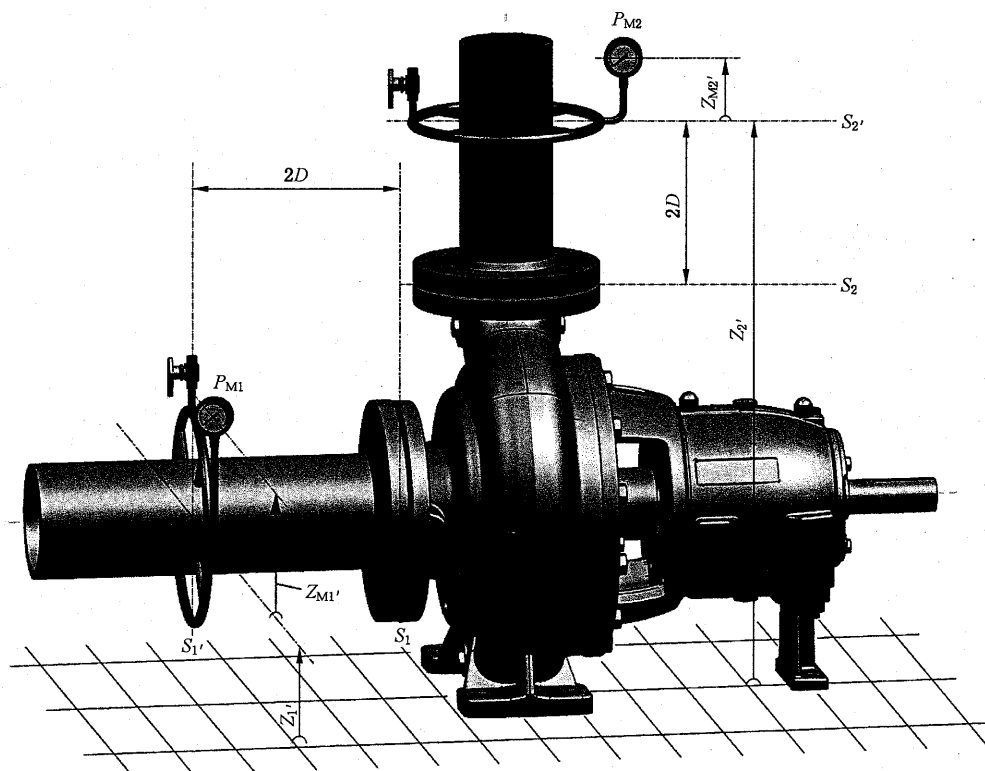


图 A.1 扬程的确定

A.4 在标准试验装置上试验的泵

A.4.1 入口测量截面

当泵是在如 A.1 所述的标准试验装置上进行试验时,在入口管路长度允许的情况下,入口测量截面一般应设在与泵入口法兰相距 2 倍管路直径的上游处。若直管段长度不够使用(例如在短喇叭管的情况下),如无预先商定,入口测量截面上游和下游在可利用的直管段长度上的划分,应尽可能好地利用测量截面的上游和下游局部条件(例如按上游和下游之比 2 : 1)。

入口测量截面应该设在与泵入口法兰同直径同轴的直管段截面处,以求液流条件尽可能接近 A.1 所建议的那些条件。如果在测量截面上游短距离处存在一个弯头,并且仅使用一个或两个取压孔(2 级和 3 级试验),则这些取压孔应垂直于弯头所在平面。

对于 2 级和 3 级试验,如果入口速度水头与扬程之比很小(小于 0.5%),并且已经知道入口总水头本身不很重要(亦即不是指 NPSH 试验这种情况),则足可以将取压孔(见 A.4.3)设在入口法兰自身位置上而不是上游 2 倍直径的距离处。

入口总水头由测得的表压力水头、测量点相对基准面的高度以及视吸入管路中流速为均匀分布而计算出的速度水头三项之和得出。

在部分流量工况下由于预旋会使泵入口总水头的测量产生误差。这些误差可以按如下所述的方法进行检测并加以修正:

- a) 如果泵是从一个具有自由液面的开式池中吸水,池中水位和作用在水面上的压力均是恒定的,

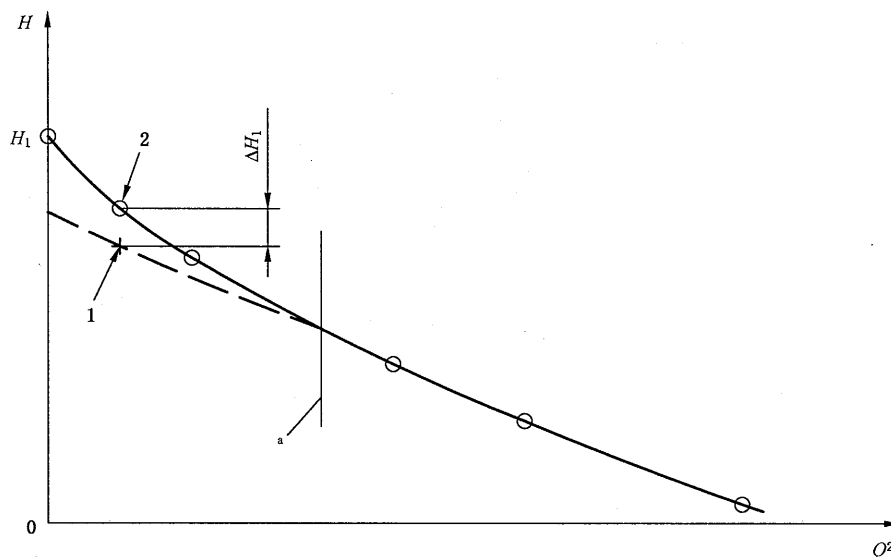
则开式池至入口测量截面处的沿程水头损失在没有预旋的情况下按流量的二次方规律变化。入口总水头的值也应遵循同一规律。但在小流量工况下由于预旋的影响导致偏离这一关系曲线时,应对测得的入口总水头进行修正以考虑这一偏差(见图 A.2)。

- b) 如果泵不是从具有恒定水位和扬程的开式池中吸水,则应在足够远的已知没有预旋的上游处另行选择测量截面,然后即有可能用上述同样的方法预测两截面间的水头损失(但不是直接关于入口总水头的)。

$$H = H_2 - H_1$$

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \dots\dots\dots (A.1)$$

$$H = z_2' - z_1' + z_{M2'} - z_{M1'} + \frac{p_{M2'} - p_{M1'}}{\rho g} + \frac{U_{2'}^2 - U_{1'}^2}{2g} + H_{J2} + H_{J1} \dots\dots\dots (A.2)$$



说明:

1——实际值;

2——受预旋影响的 H_1 值。

* 预旋开始。

图 A.2 入口总水头的修正

A.4.2 出口测量截面

出口测量截面应设在与泵出口法兰同轴同直径的直管段截面处。当仅使用一个或两个取压孔时(2级和3级试验),取压孔应垂直于蜗壳的平面或泵壳内的任何弯头的平面(见图 A.3)。

出口测量截面应设在与泵出口法兰相距 2 倍管路直径的下游处。对出口速度水头小于扬程的 5% 的泵,2 级和 3 级试验的出口测量截面可以设在出口法兰处。

出口总水头由测得的表压力水头、测量点相对基准面的高度以及视出口管路中流速为均匀分布而计算出的速度水头三项之和得出,由泵引起的旋涡流或不规则的速度或压力分布可能会影响出口总水头的确定。因此可以将取压孔设在下流距离出口法兰更远的地方。此时应考虑出口法兰与测量截面之间的水头损失(见 A.4.9)。

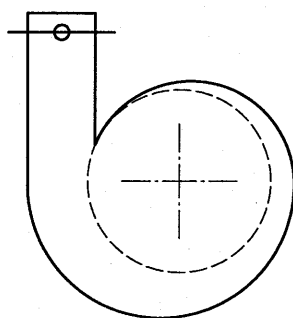
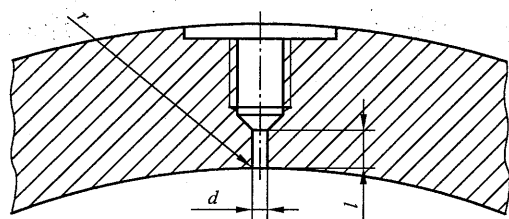


图 A.3 分别垂直于蜗壳平面或弯头平面的取压孔

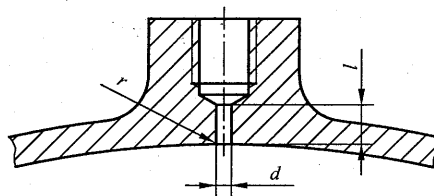
A.4.3 取压孔



$$l \geq 2.5d$$

式中: $d=3\text{ mm} \sim 6\text{ mm}$ 或 $1/10$ 管直径, 取两者较小值。

a) 厚壁



$$r \leq d/10$$

b) 薄壁

图 A.4 取静压孔要求

对 1 级试验, 每一测量截面应设 4 个取静压孔, 沿圆周方向对称布置, 如图 A.5a) 所示。

对 2 级和 3 级试验, 每一测量截面通常设 1 个取静压孔, 但当液流可能会受旋涡或非对称流影响时, 也许需要两个或更多个取静压孔[见图 A.5b)]。

除了特定情况, 即取压孔的位置是由回路的布置来确定的以外, 一般取压孔不宜设在或接近于横截面的最高点或最低点。

取静压孔应符合图 A.4 的要求, 并且应是无毛刺和凹凸不平, 垂直于管的内壁并与其齐平。

取压孔的直径应为 $3\text{ mm} \sim 6\text{ mm}$ 或等于管路直径的 $1/10$, 取两者之小值。取压孔的深度应不小于 2.5 倍取压孔直径。

设有取压孔的管子内孔应清洁光滑, 并且耐泵输送液体的化学作用。敷在管子内壁上任何涂层(如油漆类)应完好无损。如果是纵向焊接管子, 取压孔应尽可能避开焊缝。

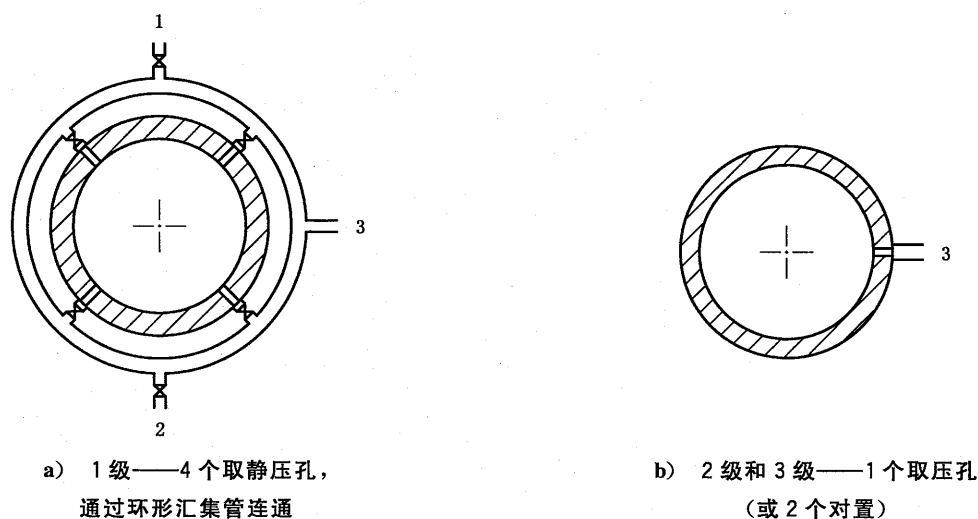
当使用几个取压孔时, 各个取压孔均应通过单独的截流旋塞与一环形汇集管相连通, 这样当需要时即可以测量取自任一取压孔的压力。环形管的横截面积应不小于所有取压孔横截面积的总和。在进行测量之前, 应在泵的正常试验条件下逐个测取各取压孔单独开启时的压力。如果某一读数与 4 个测量值的算术平均值之差超过总水头的 0.5% 或超过一倍测量截面处的速度水头, 应在实际试验开始之前查明读数分散的原因并调整测量条件。

当同样的取压孔用于 NPSH 测量时, 该偏差不得超过 NPSH 值的 1% 或一倍入口速度水头。

连接取压孔与可能有的缓冲装置(见 4.3.2)以及仪表的导压管的孔径至少要与取压孔的孔径相同。整个系统应不存在泄漏。

在连接管路上的任何高点处均应设置一个放气阀, 以避免测量过程中气泡聚留形成气阱。

建议在可能时使用半透明管以确定管内是否有空气。ISO 2186 给出了关于导压管的技术规范。



说明：

1——放气；

2——排液；

3——通至压力测量仪表的连接管。

图 A.5 1级、2级和3级试验用取压孔

A.4.4 高度差的修正

考虑测量截面中间与压力测量仪表的基准面之间的高度差($z_M - z$)的压力读数 p_M 修正值应由式(A.3)确定：

$$p = p_M + \rho_f g (z_M - z) \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

式中：

ρ_f ——连接管中流体的密度。

A.4.5 模拟的试验装置

如果由于 A.1~A.4.4 指出的原因双方商定在模拟现场的条件下试验泵，则重要的是，在模拟回路的入口处，液流应尽可能没有装置引起的大旋涡，并具有对称的速度分布。应当采取一切必要的措施来保证获得这些条件。

为得到所要求的流动特征，如有必要，对于1级试验应采用静皮托管排测定液体流入模拟回路的速度分布。如没有上述条件，则可以采用适当手段，例如加设整流装置，对紊乱的液流(旋涡或不对称流)加以修整来获得所要求的特性。使用最广泛的各种类型整流装置的规范可参见 ISO 7194。但是一定要保证试验条件下不会受某些整流装置有关的水头损失的影响。

A.4.6 与管路附件一起试验的泵

如合同中有规定，则可以将泵同以下任一管路附件组合进行标准试验：

a) 在现场最终安装的有关管路附件；

b) 与 a) 一样的复制件；

c) 为试验目的引入并看做是泵本身组成部分的管路附件。

测量应按照图 A.1 进行。

如果是对泵及被视为泵组成部分的全部或部分上游和下游连接管路附件的组合物进行试验，则图 A.1 适用于连接管路附件的入口和出口法兰，而不是泵的入口和出口法兰。这样的处理就使连接管

路附件引起的所有水头损失都归在泵上,即泵的扬程被扣去了一部分,用来抵消损失。

然而,如果保证仅是指泵的性能,则入口总水头测量截面与入口法兰之间的摩擦水头损失和可能的局部水头损失 H_{f1} ,以及出口法兰与出口总水头测量截面之间的摩擦水头损失和可能的局部水头损失 H_{f2} ,应按 A.4.9 所述的方法进行确定,并将它们计入扬程的计算中。

A.4.7 潜没条件下的泵装置

如果泵或泵与其管路附件的组合体是在因无法接近或潜没在水中而不能做到如图 A.1 中所述的标准管路连接的情况下进行试验或安装,则测量应按照以下要求进行。

这种类型泵不能在如图 A.1 所述的标准试验装置上进行试验,其安装条件的示意图如图 A.6 所示。

入口总水头等于抽取液体处的自由表面液位相对基准面的高度加上与作用在该表面上的表压力水头。

根据情况,出口总水头可以通过测量排出管中的压力(见 A.4.2)来确定,如果泵是向一个具有自由液面的开式池中排出液体,则通过测量池中液位来确定。在这种情况下,假如在液位测量点附近液体真正处于静止状态,则出口总水头等于泵排出液体处的自由表面液位相对基准面的高度加上作用在该表面上的表压力的水头。

这种方法使得发生在测量截面之间的所有水头损失都归在泵上,即泵的扬程被扣去了一部分,用来抵消损失。

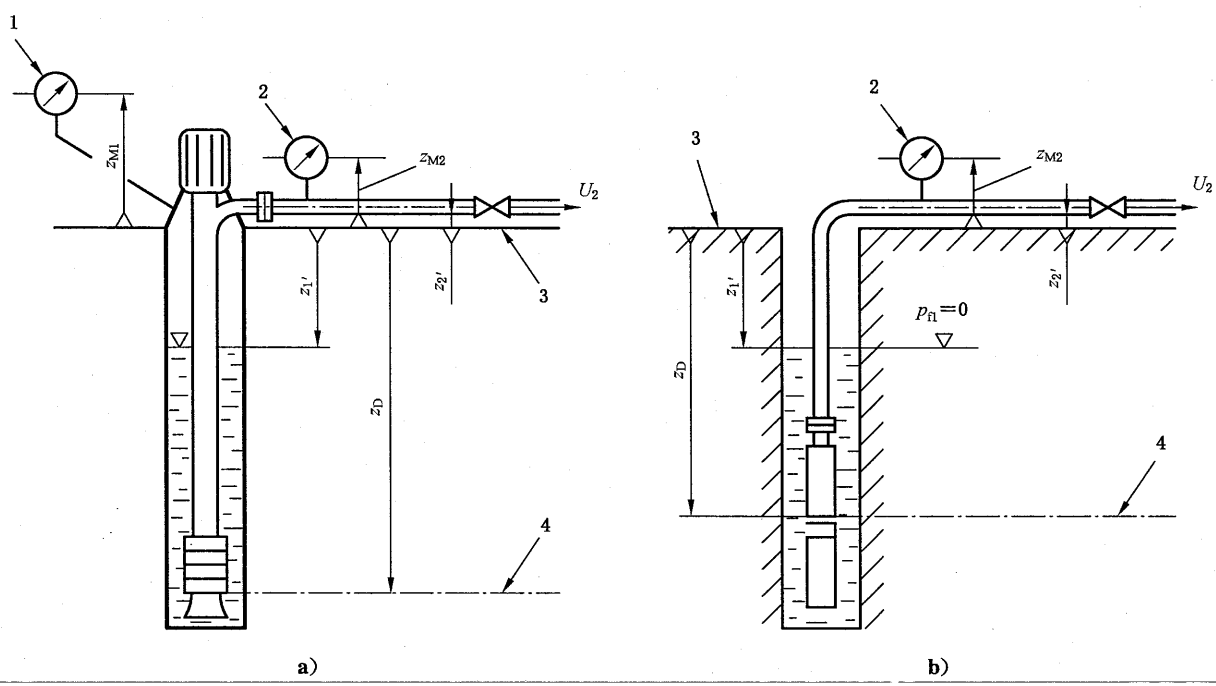
如有必要,可按照 A.4.9 所述方法确定测量截面与合同规定的泵界限之间的摩擦水头损失。由于回路的特殊性和各种连接管路附件(吸入过滤网、逆止阀、输液弯管、阀、扩散管等)所致的局部水头损失,应尽可能在起草合同时由提供这些附件的一方做出规定。如果看来做不到这点时,买方和制造厂家应在验收试验之前商定可采用的损失值。

因为深井泵[图 A.6a)]通常不是装上它的全部扬水管进行试验的,除非是在现场进行验收试验,所以制造厂家应评价和规定未装上的这部分扬水管的摩擦水头损失并提交给买方。如果有必要通过一次现场试验来证实所规定的特性,则应在合同中规定此点。

对这种泵的试验,保证也适用于连接附件。

$$H_1 = z_{1'} + \frac{p_{M1}}{\rho g} + \frac{\rho_{f1}}{\rho} (z_{M1} - z_{1'}) \dots\dots\dots (A.4)$$

$$H_2 = z_{2'} + \frac{p_{M2}}{\rho g} + \frac{\rho_{f2}}{\rho} (z_{M2} - z_{2'}) + \frac{U_2^2}{2g} \dots\dots\dots (A.5)$$



说明:

- 1——压力读数 p_{M1} ;
- 2——压力读数 p_{M2} ;
- 3——基准面;
- 4——NPSH 基准面。

$H_1 = z_{1'}$

$H_2 = z_{2'} + \frac{p_{M2}}{\rho g} + \frac{\rho U_2^2}{2\rho} (z_{M2} - z_{2'}) + \frac{U_2^2}{2g}$

图 A.6 各种类型潜没式泵扬程 H 的确定

注: 通常, 试验潜水泵和深井泵时是不可能将其全部长度的扬水管都装上来进行的, 因此, 省去的这部分扬水管中的水头损失以及其间的任何轴系所吸收的功率均不可能加以考虑, 此外试验时推力轴承的载荷也比它在最终装置上的载荷要轻。

A.4.8 自吸泵

原则上自吸泵的自吸能力应始终是在合同规定的静吸水头下并连接上与最终装置一样的入口管路来进行验证。如果不能按所述的方式进行试验, 则应在合同中规定要采用的试验装置。

A.4.9 入口和出口的摩擦损失

4.4 的保证适用于泵的入口和出口法兰, 而压力测量点通常与这些法兰有一段距离(见 A.1~A.7)。因此可能有必要将测量点与泵法兰之间由于摩擦所致的水头损失(H_{f1} 和 H_{f2})加到测得的扬程上。

但是仅当:

- $H_{f1} + H_{f2} \geq 0.005H$ 对 2 级和 3 级试验, 或
- $H_{f1} + H_{f2} \geq 0.002H$ 对 1 级试验。

才需进行这一修正。

如果测量点与法兰之间的管路是具有不变圆形横截面和长度 L 的无阻碍的直管, 则

$$H_f = \lambda \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g} \dots\dots\dots (A.6)$$

λ 值从下式导出:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3.7D} \right] \dots\dots\dots (A.7)$$

式中:

- k ——管子当量均匀粗糙度;
- D ——管子直径;
- $\frac{k}{D}$ ——相对粗糙度(纯数值)。

表 A.1 管子的当量均匀粗糙度 k

(新)商品管材料	表面的当量均匀粗糙度 k mm
玻璃、拉制黄铜、铜或铅	光滑
钢	0.05
涂沥青铸铁	0.12
镀锌铁	0.15
铸铁	0.25
混凝土	0.30~3.0
铆接钢	1.0~10.0

如果管子不是具有不变圆形横截面和无阻碍的直管,可应用的修正值应是合同专门协议的问题。

附录 B
(资料性附录)
NPSH 试验装置

B.1 总则

5.8.2 所述的试验可以用表 10 中任何一种方法并在下列各条所述的任何一种装置上来进行。
改变两个调节参数从而保证试验过程中流量恒定是可能的,但这样做通常比较困难。

B.2 回路的特性

回路特性应是这样的,即当泵内出现汽蚀时,在别处不会有严重到影响装置的稳定性或满意运转或泵性能测量的汽蚀发生。

应当保证汽蚀以及因泵内汽蚀而产生的气泡和析出气体不会影响测量仪表装置特别是流量测量装置的使用。

汽蚀试验台,不论它与用于确定效率曲线的试验台是不是同一个,其测量条件均应符合 A.1 和 5.8 所规定的条件。

B.5 所述的这些试验装置类型可能需要在入口和出口处设置特殊的调节阀,以避免在这些阀中出现可能会影响结果的汽蚀。

液流经过节流阀后的汽蚀有时可以采取串联安装两个或更多节流阀的方法或者使节流阀后的液流直接进入安插在节流阀与泵入口之间的一个密闭容器或一个大直径的罐中来加以阻止。此时可能需要装设导流片并设法从容器抽走空气,特别是在 NPSH 比较低的时候。

当节流阀处于部分关闭状态时,必须保证管路中充满液体,并且泵入口测量截面处的压力和速度分布是均匀的。这可以通过在泵入口处使用合适的整流装置和/或一个长度至少为 $12D$ 的长直管段来达到。

B.3 试验液体的特性

游离的气体应尽可能在试验以前就被除去。反之,为了避免在泵的任何部分除气,回路中的水不应是过饱和的。

B.4 汽化压力的确定

进入泵中的试验液体的汽化压力应以符合表 3 要求的相应的不确定度来确定。当汽化压力是根据标准数据和进入泵液体温度的测量值推导得出时,应论证温度测量必需的精度。

要使用的标准数据的来源应由制造厂家和买方共同商定。

温度测量传感器有源元件(工作元件)伸入管中的深度从入口管壁起应不小于入口直径的 $1/8$ 。如果温度测量元件浸入入口液流中的深度小于仪表制造厂家要求的深度,则可能需要有在该浸入深度下的校准数据。

一定要保证插入在泵入口管路中的温度测量传感器不会影响入口压力的测量。

B.5 装置类型

B.5.1 闭式回路布置

泵安装在一个闭合回路中,通过改变压力、液位或温度,在不影响扬程或流量情况下改变 NPSH 直到泵内发生汽蚀。为了保持需要的温度,可能需要由对回路中的液体进行冷却或加热的装置,而且可能还需要有气体分离罐(参见图 B.1 示例)。

为了避免试验罐中出现不能接受的大的温度差异,可能需要有一条液体再循环回路。

罐的尺寸应足够大,并应设计成能够阻止气体被裹挟到泵的入口液流中去。此外,如果平均速度超过 0.25 m/s,罐内可能还需要有稳流栅。

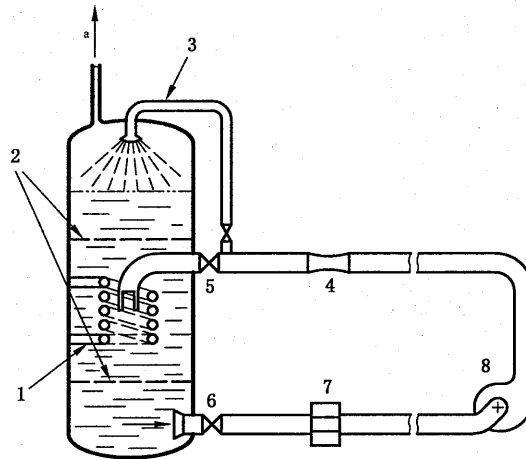
注:可以采用在自由液面上方喷注冷水和抽走热水的方法代替盘管冷却。

B.5.2 液位可以调节的开式池

泵通过无阻碍的吸入管路从具有自由液面的液位可以调节的池中抽取液体(参见图 B.2)。

B.5.3 装有节流阀的开式池

用安装在吸入管路中实际最低位置上的节流阀调节进入泵的液体的压力(参见图 B.3)。

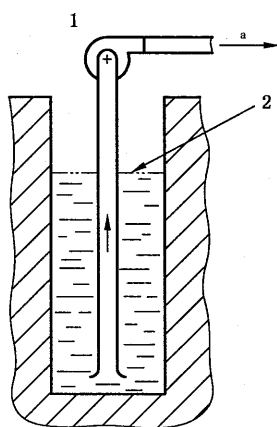


说明:

- 1——冷却或加热盘管;
- 2——稳流栅;
- 3——喷淋除气液体喷嘴;
- 4——流量计;
- 5——流量调节阀;
- 6——隔离阀;
- 7——气体含量测量点;
- 8——试验的泵。

^a 至抽真空或压力调节装置。

图 B.1 汽蚀试验——采用闭合回路调节压力和/或温度改变 NPSH



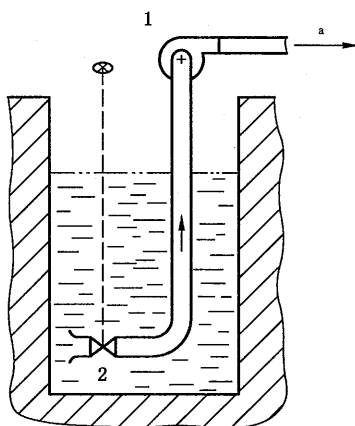
说明：

1——试验的泵；

2——可调节的水液位。

^a 至流量调节阀和流量计。

图 B.2 汽蚀试验——通过调节泵吸水池的液位改变 NPSH



说明：

1——试验的泵；

2——入口压力调节阀。

^a 至流量调节阀和流量计。

图 B.3 汽蚀试验——用入口压力调节阀改变 NPSH

附 录 C
(资料性附录)
校准时间间隔

仪表校准的频率取决于使用率和设备的设计。根据经验,表 C.1 给出了仪表的一般使用率。历史数据是否可以支持较长的校准间隔,应由各方认可。如果仪表被滥用或超载荷,应在使用前进行校准。

表 C.1 仪表校准时间间隔

单位为年

设备	间隔周期	设备	间隔周期
流量		输入功率	
称重容器	1	测功计	0.5
容积罐	10	转矩计	1
文丘里管,喷嘴	^a	经校准的电动机	NR ^c
孔板,堰		瓦特计	1
涡流流量计	1	齿轮式	10
电磁流量计	1 ^b	扬程	
超声波流量计	0.5		
流速计	2	弹簧式压力表	0.33
泵转速		静重压力计	NR
转速计	3	压力计	NR
电子转速计(齿型)	NR ^c	传感器	0.33
磁性的频率响应装置	10	温度	
光学的频率响应装置	10	电子式	2
转矩计频率响应装置	5	水银式	5
^a 不要求,除非怀疑关键尺寸有改变。 ^b 辅助(电子处理器)。主要部分宜每 5 年重新校准一次。 ^c 除非电子故障或机械故障。			

附录 D
(资料性附录)
测量设备

D.1 扬程测量设备**D.1.1 总则**

实施试验的机构负责选择测量仪表装置。所有选择的测量装置宜符合 4.3 规定的不确定度要求，并在附录 C 规定的时间间隔内进行校准。以下列出了验收方法以及性能试验相关量测量用的仪器。

D.1.2 弹簧压力计

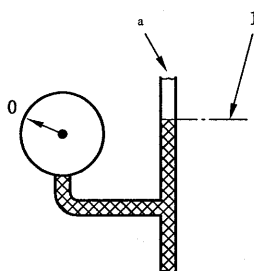
弹簧压力计是利用一匝普通管或螺旋形管(弹簧式压力计)或一个膜片的机械偏转来指示压力。

如果这种型式压力计用于测量入口或出口压力，则建议：

- a) 每一压力计在它的最佳测量范围内使用(在压力计满刻度的 40% 以上)；
- b) 刻度盘上相邻两刻度线间隔为 1.5 mm~3 mm；
- c) 这种分度对应的压力示值最大为扬程的 5%。

这种测压计的校准情况应定期加以检查。

图 D.1 表示确定弹簧压力计基准面的布置图。



说明：

1——压力计基准面。

* 开口通大气。

图 D.1 确定弹簧压力计基准面的布置图

D.1.3 电压力传感器

还有许多基于各种机械的和/或电子的特性变化原理的压力传感器，绝对式的或差式的，也可以使用，条件是能达到要求的精度、重复性和可靠性；传感器是在它的最佳测量范围内使用；传感器连同它的电气设备通过与精度和可靠性均为更高的一种压力测量装置作比较来定期进行校准。

D.2 转速的测量

转速应尽可能通过计数，即测量一段时间间隔内的转数来测量之。通常，可以用直接显示的转速表、光学或磁性计数器、或频闪观测仪来实现。

对不能直接测量转速的泵(例如潜没式泵)，一般检查电网频率和电压即够。此外，转速也可通过测

量振动频率得出。

在交流电动机驱动泵的情况下,转速也可以通过供电频率和电动机转差率数据评价得出。

D.3 流量的测量

D.3.1 总则

任何流量测量系统均可用于测量泵的流量,如果满足:

- a) 流经泵的全部流量也流经仪器装置;
- b) 该仪器装置满足表 3、表 5 和附录 C 的要求。

流量计上、下游侧直管段管径应与流量计相同,上游侧直管段长度至少为管子直径的 10 倍,下游侧直管段长度至少为管子直径的 5 倍。直管段长度是指法兰至法兰之间的距离。

D.3.2 称重法测量

ISO 4185 中规定了用称重法测量液体流量的所有必要信息。

称重法得出的只是向称重容器充注这段时间内流量的平均值,此法可以被认为是最精确的流量测量方法。这个方法主要用于其他流量计的校准。

D.3.3 容积法

ISO 8316 规定了用容积法测量液体流量的所有必要信息。

容积法具有与称重法相似的精度,并且也类似地只是给出在注满标准容器这一段时间内的流量平均值。

D.3.4 差压装置

孔板、喷嘴和文丘里管的制造、安装和使用的通用要求是 ISO 5167-1 的研究范畴,同时,ISO 2186 给出了关于压力计连接管路的技术规范。孔板是 ISO 5167-2 的研究范畴,喷嘴和文丘里管是 ISO 5167-3 的研究范畴,皮托管是 ISO 5167-4 的研究范围。

应特别注意:差压装置上游必需的最小直管段长度;ISO 5167-1 规定了各种管路配置情况下的最小直管段长度。如果必须将差压装置设在泵的下流(有关表中未述及),则对本标准而言,可以认为泵引起的液流扰动相当于一个 90°单弯头的扰动,并设想该弯头是在与泵蜗壳或多级泵的最后一级或泵的吐出口同一平面上。

还要注意每种型式差压装置的管路直径和雷诺数应在 ISO 5167-1 规定的范围内。

应保证流量测量装置不受例如可能发生在调节阀处的汽蚀或放气的影响。通常可旋开测量装置上的放气阀来检测是否存在空气。

应当有可能通过与其他测量装置相比较来检查差压测量装置。如果满足有关标准的所有要求,即可以不必校准而直接使用标准中给出的流出系数。

D.3.5 薄壁堰

ISO 1438 给出了矩形和三角形薄壁堰的结构、安装和使用的技术规范。ISO 3846 规定了液位测量装置。

应特别注意:这些装置对上游液流条件高度敏感,因而必须遵守对引渠的要求。

为应用该标准,所有用于测量堰水头的仪表的最小分度值应不大于对应被测流量 1.5% 的堰水头。

D.3.6 速度面积法

速度面积法是 ISO 748、ISO 2537、ISO 3354 和 ISO 3966 研究的范畴,它们分别论述了利用流速计和静压皮托管测量封闭管道中的流量的方法。这些国际标准给出了有关应用条件、仪表的选择和使用、局部流速的测量以及用速度分布的积分计算流量的所有必需技术规范。

由于这些方法的复杂性用在 2 级和 3 级试验上不太合适,但在进行大流量泵 1 级试验时,它们往往是唯一可以应用的方法。

除了下游有很长的管路设置以外,最好是将测量截面设在泵的上游,以避免过大的湍流和旋涡流。

D.3.7 电磁法

电磁流量计应符合 ISO 6817、ISO 9104 和 ISO 9213 的要求。

电磁流量计用于测量有和无固体颗粒的导电液体的体积流量。与其他诸多测量流量方法不同的是,电磁流量计没有可移动的零部件,因此,它可以承受几乎任何压力而无泄漏,并且可以采用适当衬里的方式适应几乎任何液体。因为通过流量计的压力损失并不比通过相同长度和直径管路的压力损失多,所以电磁流量计的这一点也是可取的。

为了达到最可靠的流量测量,电磁流量计应安装在管道系统中,并且管道系统应始终保持充满流体的状态。局部充满液体的管路往往给出不准确的流量测量读数。

由于电磁流量计不能把被测液体和夹杂气体区别开,所以气泡会导致流量计的读数严重不准确。如果对液体流量有一定要求,应注意要减少气泡。

在流速大于 0.5 m/s 时,这种类型的流量计在最佳条件下的精度范围为 $\pm 0.25\%$ ~ $\pm 1.0\%$ 。在低流速时,测量误差增加,但读数是可重复的。

D.3.8 超声波法

超声波流量计应符合 ISO 6416 的要求。

超声波流量计对速度分布非常敏感,应在它们实际工作条件中进行校准。

D.3.9 示踪物法和其他方法

适用于测量管路中流量的这些方法是 ISO 2975(所有部分)研究的范畴,它分几个部分论述了稀释法(恒速注入法)和通过时间法,每种方法都可以使用放射性示踪物或化学的示踪物。

其他一些流量测量仪表,诸如旋涡流量计或面积可变流量计,只要用本附录所述的原始方法(基本方法)之一预先经过校准的,也可以使用。当这些流量计是永久地安装在试验设施上时,则应考虑定期检查其校准情况的可能性。

这种校准应指整个流量计和有关的测量系统。而且一般应是在试验过程中经常出现的实际使用条件下(压力、温度、水质等)进行。应当注意保证流量计不受试验时产生汽蚀的影响。

速度面积法,示踪物法仅适合在 1 级试验上使用。

应特别注意:示踪物法只限于专业人员使用;同时,使用放射性示踪物须受一定的限制。

D.4 泵输入功率的测量

D.4.1 总则

泵输入功率可通过测功计、转矩计、校准电机、瓦特计或其他满足表 5 和附录 C 要求的装置来确定。

如果是通过测量与中间齿轮传动装置相连接的电动机的输入功率或由置于电动机与传动装置的转

矩计测得的转速和转矩来确定泵输入功率,则应在合同中写明确定减速齿轮传动装置损失的方法。

如需了解更多 D.4.2 至 D.4.5 所述的方法,可参见 ISO 5198。

D.4.2 转矩的测量

转矩测量应该使用符合 4.3 要求的适当的测功计或转矩计进行测量。测功计应在试验转速条件下空载运行时调零或减掉初始载荷。转矩和转速的测量应在可实现的范围内做到同步。

D.4.3 电功率的测量

如果是通过测量与泵直接连接的电动机的输入电功率来确定泵输入功率,电动机应只在其效率已经以足够精度获知的工况下运转。应当按照 IEC 60034-2-1、IEC 60034-2-2 推荐的方法或 IEEE 112 方法 B 确定电动机的效率,并由电动机生产厂家予以说明,或通过一个机组特定的电动机试验得出。此效率不考虑电动机的电缆损失或由于电动机推力载荷本身产生损失以外的推力轴承的损失。

如果使用非校准的工作电机进行试验,仅可以精确记录机组效率。如果用户和制造厂家预先达成协议,那么非校准的工作电动机可以用于试验,并且电动机的保证效率可用于评价泵的效率。

一个三相交流电动机的输入功率应使用两个单相瓦特计、一个三相瓦特计或多相瓦特计的方法进行测量。此时允许使用或是几个单相瓦特计、或是可同时测量两相或三相功率的一个瓦特计或积算的瓦时计。在直流电动机的情况下,或是一个瓦特计或是一个安培计加一个伏特计,均可以使用。测量电功率的指示式仪表的类型和精度等级应符合 IEC 60051-2、IEC 60051-3、IEC 60051-5 和 IEC 60051-7 的规定,并应满足 4.3 的要求。

D.4.4 特殊情况

D.4.4.1 总则

在电动机-泵连成一体的情况下(例如潜没式泵或泵机组,或有总效率保证要求的分开的泵和电动机),如条件允许,应在电动机的接线端测量机组功率。对于潜没式泵,应在电缆的引入端进行测量,电缆的损失应予以考虑并在合同中作出规定。所给出的效率应是扣除了电缆和启动装置损失的综合的机组效率。

D.4.4.2 深井泵

在这种情况下,应考虑推力轴承和立式传动轴系及轴承所消耗的功率。

因为深井泵一般不是装上全部的扬水管进行试验的,除非验收试验是在现场进行。泵制造厂家应估计出推力轴承和立式传动轴系轴承的损失并予以说明。

D.4.4.3 共用轴向轴承的电动机-泵机组(非直联泵)

在这种情况下,如果需分别确定电动机与泵的功率和效率,则应考虑泵的轴向推力可能还有泵转子重量对推力轴承损失的影响。

D.4.5 泵机组总效率的测量

为了确定泵机组的效率,只需测量驱动机工作在合同规定条件的输入和输出功率。在这种试验中,驱动设备与泵的损耗部分以及如齿轮箱或变速装置这类中间机械造成的任何损耗均不予考虑。

附录 E

(资料性附录)

在整套设备机组上进行的试验——机组运转试验

一个泵性能曲线的生成需要测量扬程、流量和功率。基于此,可对泵的效率进行计算。泵性能曲线上表示的水力效率往往和泵输入功率有关。标示的效率是由泵产生的水力功率除以泵轴的机械输入功率得出的。因此,标示的效率仅是指泵的效率,而不是指其他任何组件的效率。从试验的角度来看,通过直接测量轴的转矩和每分钟转数(r/min)是获得功率数据的最准确方法。这种方式通常利用一个转矩传感器和一个转速计来完成。这些值将用于计算泵的输入功率。

另一种准确性略差的方法(但可能是一种被指定的方法)是利用全套装配同电动机、泵和传动装置(齿轮箱、皮带传动等)一起进行机组运转试验。这种试验的精度预计要低于泵单独进行试验情况下的精度。这种情况下,测得的功率是电动机的输入功率。然后通过标示的电动机效率和传动效率计算泵轴的输入功率。由于这些效率不准确,所以这种计算泵输入功率的方法没有通过直接测量轴转矩和每分钟转数的方法那么准确。

如果变频驱动机用于机组运转试验的一部分,那么几乎不可能获得准确的泵轴输入功率值。由于变频驱动机产生的非正弦波形,所以瓦特计不能准确地测量从变频驱动机到电动机的功率。瓦特计可以测量变频驱动机的输入功率。但是,在变频驱动机输入功率测得的情况下,为了计算电动机的变频驱动机输出功率,必须已知变频驱动机的效率。这样的条件可以满足,但同时也增加了另一类别的误差,因为电动机的效率随着变频驱动机输出功率的非正弦波形而改变。(尽管许多变频驱动机可以提供输出功率的测量,但是这个测量值仅是近似值,并且对于验收试验通常不够准确。在以变频驱动机功率运行的情况下,这个读数也没有考虑电动机效率的降低。)

注 1: 变频驱动机基于变频器技术。

采用变频驱动机进行机组运转试验时需要满足两个要求。第一,客户是否希望使用他/她地方的变频驱动机进行机组运转试验。第二,是否需要进行机组运转试验以及客户是否要求不同转速下的性能曲线。在两种情况下,建议进行一种不使用变频驱动机而直接通过电网电源运行电动机的试验。这就形成了在规定转速下一个完整的扬程-流量-效率性能曲线。然后变频驱动机可以与电动机连接,形成任何功率数据未被测量状态下所需转速下的流量-扬程曲线。

注 2: 借助一个变频驱动机以电网频率运行的泵产生的泵曲线通常与直接通过电网进行试验产生的泵曲线不同。

有两个主要的原因,第一,电动机的设计特性(和设置)影响电动机的转矩,这样就略微改变了载荷下的实际泵转速。第二,驱动机的实际输出频率与电网频率不完全一致。

表 E.1 给出了机组不同构成下用于计算泵效率的修正系数的定性说明。这些结构以测量精度最高至最低的形式给出。

在发动机驱动泵进行机组运转试验时,不可能得出泵的效率。这种情况下,宜单独对泵进行试验,以得到精确的轴功率测量。

从一个非常基本的观点出发,可以看出,泵制造厂家提供的效率(和功耗)曲线资料通常仅给终端用户提供了泵输入轴的所需功率。此外,这份资料通常与填料密封的泵一并提供。从能耗的观点出发,这份资料不能给终端用户提供泵运行的真实成本。

事实上,提供机组效率和功率消耗曲线更为有用,但很少要求。在表 E.1 给出的所有机组构成中,可以通过在电动机或变频驱动机的输入端设置一个瓦特计的方式来简单地实现机组效率性能的测量。这些数据使得终端用户对泵系统的真实功率消耗有所了解,并对密封、传动装置、电动机和变频驱动机不同形式下的真实运行成本进行评估。

表 E.1 用于计算不同结构下泵效率的影响因素

机组构成	驱动	功率的测量	转速的测量	影响因素	泵效率精度
仅泵	机械	转矩传感器	转速表	无	最高
泵和电动机, 直接连接	电网电源	瓦特计	转速表	a) 电动机效率	
泵和电动机, 皮带或齿轮传动	电网电源	瓦特计	转速表	a) 电动机效率 b) 传动效率	
泵和潜没式电动机	电网电源	瓦特计	通过电动机或振动数据	a) 电动机效率 b) 密封功率效率 c) 冷却系统功率消耗	
泵和电动机, 直接连接	变频电源 (VFD)	VFD 输入端的瓦特计	转速表	a) 电动机效率 b) 变频驱动器 (VFD) 效率 c) 用于变频驱动器 (VFD) 功率的电动机效率修正	
泵和电动机, 皮带或齿轮传动	变频电源 (VFD)	VFD 输入端的瓦特计	转速表	a) 电动机效率 b) 机械驱动效率 c) 变频驱动器 (VFD) 效率 d) 用于变频驱动器 (VFD) 功率的电动机效率修正	
泵和潜没式电动机	变频电源 (VFD)	VFD 输入端的瓦特计	通过电动机或振动数据	a) 电动机效率 b) 密封功率消耗 c) 冷却系统功率消耗 d) 变频驱动器 (VFD) 效率 e) 用于变频驱动器 (VFD) 功率的电动机效率修正	 最低

附 录 F
(资料性附录)
试 验 报 告

F.1 性能试验报告建议

F.1.1 以下给出的性能试验报告是一个不够全面的泵参数列表。具体细节可由制造厂家和客户共同商议。

F.1.2 泵的试验报告应包含被试验泵和与试验相关设备的详细信息。报告中应包含所取全部测量点的原始测量数据。应绘制一个标有换算后的测量点的图形,图中应有一条与各测量点拟合的曲线。应标出保证点并且给出验收标准,对于扬程容差(位于流量保证点),验收标准应用竖线的形式表示;对于流量容差(位于扬程保证点),验收标准应用水平线的形式表示(见图2和图3)。竖线的两端点应代表扬程的上限和下限,水平线的两端点应代表流量的上限和下限。这些线应始于保证点。

试验报告中应包括以下信息(如使用):

- 试验日期;
- 试验设备;
- 试验设施和地点;
- 保证数据(流量、扬程、功率或效率,如使用);
- 给出的保证值;
- 环境温度和水温;
- 大气压力;
- 驱动机数据;
- 如是见证试验,所有见证者的姓名和签名;
- 如进行试验点修正,应概括修正方法;
- 任何与试验相关的有价值的评论。

F.2 汽蚀余量(NPSH)试验报告要求

对于 NPSH 报告,NPSH3 试验的结果应在性能曲线上给予表示。

F.3 泵试验记录表

本附录所示的泵试验记录表格例样仅是为了指导泵的试验结果的提出和便于进行整理分析而给的。它不要求把泵试验得出的所有信息都包括进去。因为根据泵的类型、泵的应用以及计算的方法可能还需要对表格做某些改动或补充。

试验报告											
订单信息		订单号:					发货地点:				
		型号:					设备编号:				
保证值/订单信息		验收试验等级:GB/T 3216,2 级					测量点:7				
		Q	[m ³ /h]	16.80			Q	[L/s]	4.67		
		H	[m]	52.50			P_N	[kW]	4.16		
		η	[%]	51.40			P_{mot}	[kW]	6.30		
		n_N	[r/min]	3 500			ρ	[kg/dm ³]	0.89		
叶轮信息		叶轮直径 ϕ [mm]: 163					材质: A15(铸铁)				
试验条件		试验台类型:闭式					试验介质:冷水				
		ϕ 入口端测量点(ss)[mm]:66.05					ϕ 出口端测量点(ds)[mm]:40.30				
电动机信息		试验电动机编号:22C/60									
实测转速下的值											
	测量点/编号	单位	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	n	[r/min]	3 584	3 584	3 572	3 567	3 595	3 595	3 584		
	H_{in}	[m]	8.49	8.51	8.23	8.47	8.55	9.00	8.50		
	H_{out}	[m]	61.61	63.15	56.64	48.11	63.70	63.50	61.73		
	$\Delta v^2/2g$	[m]	0.63	0.26	1.47	2.64	0.05	0.00	0.56		
	H	[m]	53.76	54.90	49.88	42.28	55.20	54.50	53.79		
	Q	[m ³ /h]	17.36	11.25	26.60	35.63	5.12	0.00	16.46		
	Q	[L/s]	4.82	3.12	7.39	9.90	1.42	0.00	4.57		
	P_{mot}	[kW]	5.96	5.25	7.02	8.00	4.59	4.12	6.71		
	P_P	[kW]	5.02	4.36	6.00	6.89	3.74	3.29	5.65		
	η	[%]	50.67	38.64	60.29	59.57	20.62	0.00	50.60		
换算到规定转速的值											
3 500 min ⁻¹	H	[m]	51.26	52.36	47.89	40.71	52.32	51.66	51.29		
	Q	[m ³ /h]	16.96	10.98	26.07	34.96	4.99	0.00	16.07		
	Q	[L/s]	4.71	3.05	7.24	9.71	1.39	0.00	4.46		
	$p(\rho=0.89)$	[kW]	4.16	3.61	5.02	5.79	3.07	2.70	4.68		
	P_P	[kW]	4.68	4.06	5.64	6.51	3.45	3.04	5.26		
	η	[%]	50.67	38.64	60.29	59.57	20.62	0.00	50.60		
附注:		试验记录号:									
		试验员:					客户:				

图 F.1 试验报告示例

试验报告											
订单信息		订单号:					发货地点:				
		型号:					设备编号:				
保证值/订单信息		验收试验等级:GB/T 3216,2 级					测量点:5				
		Q	[m ³ /h]	16.80			Q	[L/s]	4.67		
		H	[m]	52.50			P_N	[kW]	4.16		
		η	[%]	51.40			P_{mot}	[kW]	6.30		
		n_N	[r/min]	3 500			ρ	[kg/dm ³]	0.89		
		NPSH	[m]	1.40							
叶轮信息		叶轮直径 ϕ [mm] 163					材质: A15(铸铁)				
试验条件		试验台类型:闭式					试验介质:冷水				
		ϕ 入口端测量点(ss)[mm]:66.05					ϕ 出口端测量点(ds)[mm]:40.30				
电动机信息		试验电动机编号:22C/60									
实测转速下的值 NPSH 试验 大气压力[hPa]:962.59; 9.82[m]											
	测量点/编号	单位	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	n	[r/min]	3 575	3 589	3 581	3 569	3 565				
	H_{in}	[m]	-8.12	-8.32	-8.15	-0.85	-7.31				
	H_{out}	[m]	44.44	46.24	46.15	39.33	31.97				
	$\Delta v^2/2g$	[m]	0.61	0.05	0.26	1.47	2.63				
	H	[m]	53.16	54.62	54.56	48.86	41.90				
	Q	[m ³ /h]	17.06	4.98	11.20	26.59	35.52				
	Q	[L/s]	4.74	1.38	3.11	7.38	9.87				
	$v^2/2g$	[m]	0.10	0.01	0.04	0.24	0.42				
	θ_w	[°C]	29.28	29.27	29.27	29.32	29.38				
	H_t	[m]	0.42	0.42	0.42	0.42	0.43				
	NPSH	[m]	1.37	1.08	1.28	1.58	2.50				
换算到规定转速的值											
3 500 min ⁻¹	H	[m]	50.96	51.94	52.12	46.99	40.39				
	Q	[m ³ /h]	16.70	4.86	10.95	26.07	34.87				
	Q	[L/s]	4.64	1.35	3.04	7.24	9.69				
	NPSH	[m]	1.31	1.02	1.22	1.52	2.41				
附注:		试验记录号:									
		试验员:					客户:				

图 F.1 (续)

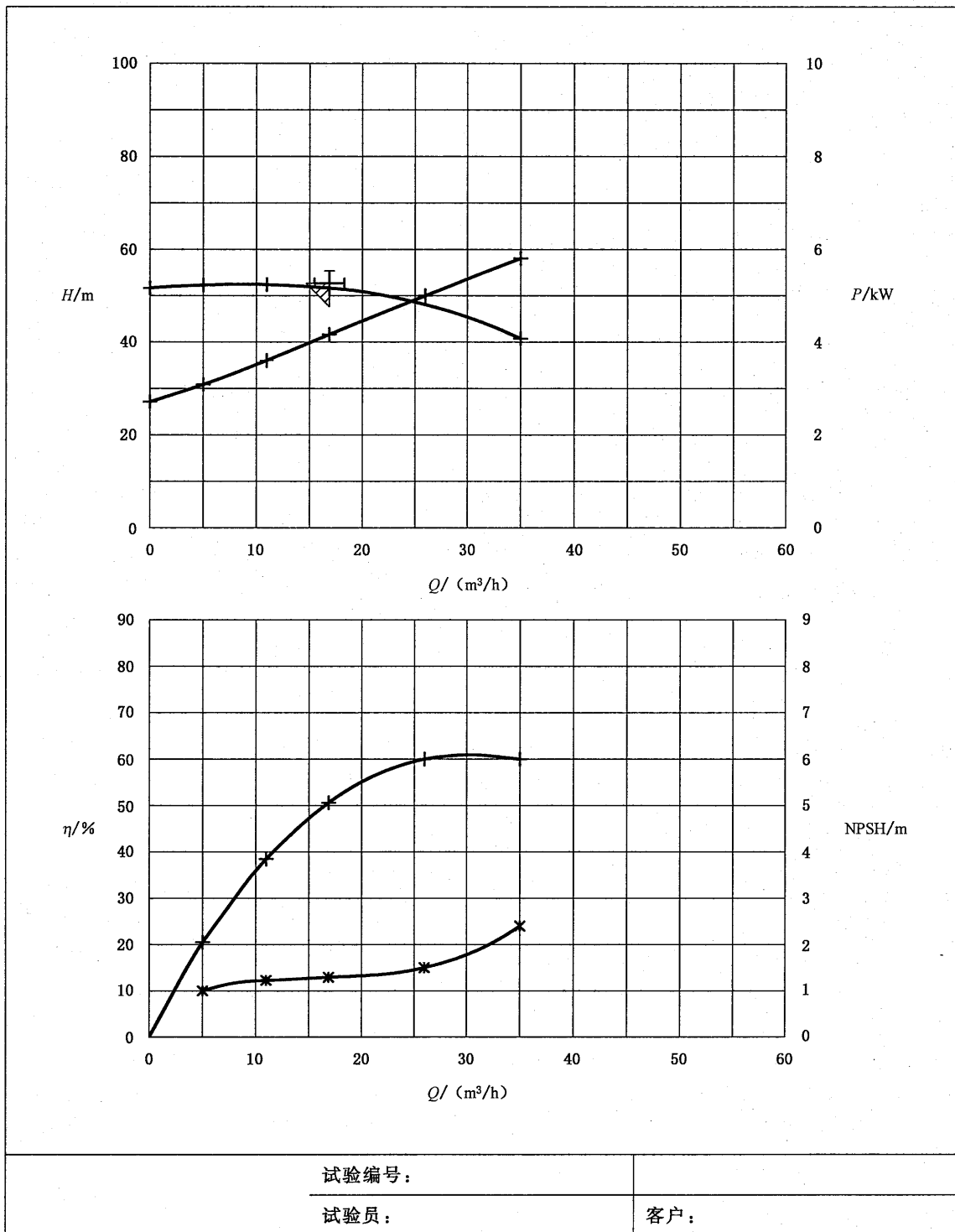


图 F.1 (续)

附 录 G
(资料性附录)
特殊试验方法

G.1 总则

对于某些泵验收试验情况,还有其他更实际的专业试验方法。这些方法和其他可能的方法通常高度专业化,所以需要熟悉相关方法和流程以及掌握该方面的经验,以获得精确的试验结果。本附录中给出了两个示例。

测试较小规格的泵模型。这种方法要求制作几何相似的模型泵,整个泵的内部几何形状呈线性缩放。泵的试验结果(包括效率)可以扩大到精确表示全规格的样机。制作的模型应尽可能大,以达到最佳精度。关于此方法的举例,见现行试验标准 JIS B 8327。

泵效率试验可以通过精确测量泵入口和出口之间输送介质的温差来完成。这种方法通常是指“热力学”试验方法。关于该方法的详细描述,见 IEC 60041。对于变频器驱动的试验系统,利用热力学方法直接测量泵效率可能降低泵效率的不确定度。

附 录 H
(资料性附录)
见 证 试 验

H.1 现场见证泵的试验

买方代表应在原始试验数据上签字,以表明对试验结果满意。对于泵性能的最终验收,也可能通过见证的形式进行确定。见证试验的好处在很大程度上取决于有效性和专业知识的见证。见证者不仅能保证试验正确地进行,而且也能观察到泵在装运至工程现场前试验期间的运行情况。见证试验的缺点是延长了发货时间并且成本过高。采用零库存生产方法时,见证试验的进度中要求见证方面要有灵活性,这样,如果见证的进度造成生产延误,可能会导致额外的成本。

H.2 远程见证泵的试验

买方可以实时地远程监控整个试验过程。可以在试验期间中对通过数据采集系统记录的原始数据进行审核和分析,对试验结果可以进行讨论并提交审批。本类型试验的优点是节省了差旅费并加快了发货速度。

附 录 I
(资料性附录)
换算为 SI 单位

本附录给出了一些以 SI 单位的倍数或分数单位表示的和以非 SI 单位的单位表示的量换算为 SI 单位的换算系数。将各种单位表示的值乘上此换算系数即得到以 SI 单位表示的相应值。

表 I.1 换算系数

量	SI 单位 符号	各种单位		换算系数
		名称	符号	
(体积) 流量	m^3/s	升每秒	L/s	10^{-3}
		立方米每小时	m^3/h	1/3 600
		升每小时	L/h	1/3 600 000
		升每分钟	L/min	1/60 000
		英加仑每分	gal(UK)/min	75.77×10^{-6}
		立方英尺每秒	ft^3/s	$28.316\,8 \times 10^{-3}$
		美加仑每分	gal (US)/min	63.09×10^{-6}
		美桶每小时(石油)	barrel (US)/h	44.16×10^{-6}
质量流量	kg/s	吨每秒	t/s	10^3
		吨每小时	t/h	1/3.6
		千克每小时	kg/h	1/3 600
		磅每秒	lb/s	0.453 592 37
压力	Pa	千克力每平方厘米	kp/cm^2	98 066.5
		千克力每平方厘米	kgf/cm^2	98 066.5
		巴	bar	10^5
		百皮兹	hpz	10^5
		托	torr	133.322
		习用毫米水银柱	mmHg	133.322
		习用毫米水柱	mmH_2O	9.806 65
		磅达每平方英尺	pdl/ft^2	1.488 16
		标准大气压	atm	101 325
		磅力每平方英寸	lbf/in^2 (psi)	6 894.76
密度	kg/m^3	千克每立方分米	kg/dm^3	10^3
		克每立方厘米	g/cm^3	10^3
		磅每立方英尺	lb/ft^3	16.018 5

表 I.1 (续)

量	SI 单位 符号	各种单位		换算系数
		名称	符号	
功率	W	千瓦	kW	10^3
		千克力米每秒	kp · m/s	9.806 65
		I.T.千卡每小时(千国际蒸汽表卡每小时)	kcal _{IT} /h	1.163
		公制马力	ch	735.5
		马力	hp	745.7
		制热单位每小时	Btu/h	0.293 071
		千克力米每秒	kgf · m/s	9.806 65
黏度(动力黏度)	Pa · s	泊	P	10^{-1}
		达因秒每平方厘米	Dyn · s/cm ²	10^{-1}
		克每秒厘米	g/s · cm	10^{-1}
		千克力秒每平方米	kp · s/m ²	9.806 65
		磅达秒每平方英尺	pdl · s/ft ²	1.488 16
运动黏度	m ² /s	斯托克斯(平方厘米每秒)	St=cm ² /s	10^{-4}
		平方英尺每秒	ft ² /s	92.903×10^{-3}

附录 J

(资料性附录)

NPSH 试验测量不确定度

根据本标准,NPSH 试验不允许有正容差。而且,所有的全部不确定度都应考虑在内,以保证规定值的获得不受所提及的不确定度和制造容差的影响。在 NPSH 测量中,这就意味着制造容差和测量不确定度都将导致不符合项的产生,例如,NPSH 值高于商定的值。因此,有必要适当的保持测量不确定度,例如,仪器的测量不确定度(“系统不确定度”)要尽可能的小。否则,关于制造容差的要求会变得更加严格,通常需要投入更大的时间和工作量。所以 NPSH 试验中应尽量降低仪器的最大允许测量不确定度。

参 考 文 献

- [1] GB/T 2624.1 用安装在圆形截面管道中的差压装置测量满管流体流量 第1部分:一般原理和要求
- [2] GB/T 2624.2 用安装在圆形截面管道中的差压装置测量满管流体流量 第2部分:孔板
- [3] GB/T 2624.3 用安装在圆形截面管道中的差压装置测量满管流体流量 第3部分:喷嘴和文丘里喷嘴
- [4] GB/T 2624.4 用安装在圆形截面管道中的差压装置测量满管流体流量 第4部分:文丘里管
- [5] GB/T 3767 声学 声压法测定噪声源声功率级 反射面上方近似自由场的工程法
- [6] GB/T 3768 声学 声压法测定噪声源声功率级 反射面上方采用包络测量表面的简易法
- [7] GB/T 6075.1 机械振动 在非旋转部件上测量评价机器的振动 第1部分:总则
- [8] GB/T 6882 声学 声压法测定噪声源声功率级 消声室和半消声室精密法
- [9] GB/T 7676.2 直接作用模拟指示电测量仪表及其附件 第2部分:电流表和电压表的特殊要求
- [10] GB/T 7676.3 直接作用模拟指示电测量仪表及其附件 第3部分:功率表和无功率表的特殊要求
- [11] GB/T 7676.5 直接作用模拟指示电测量仪表及其附件 第5部分:相位表、功率因数表和同步指示器的特殊要求
- [12] GB/T 7676.7 直接作用模拟指示电测量仪表及其附件 第7部分:多功能仪表的特殊要求
- [13] GB/T 10969 水轮机、蓄能泵和水泵水轮机通流部件技术条件
- [14] GB/T 14367 声学 噪声源声功率级的测定 基础标准使用指南
- [15] GB/T 17248.2 声学 机器和设备发射的噪声 工作位置和其他指定位置发射声压级的测量 一个反射面上方近似自由场的工程法
- [16] GB/T 17612 封闭管道中液体流量的测量 称重量法
- [17] GB/T 18149 离心泵、混流泵和轴流泵水力性能试验规范 精密级
- [18] GB/T 18659 封闭管道中导电液体流量的测量 电磁流量计性能评定方法
- [19] GB/T 18660 封闭管道中导电液体流量的测量 电磁流量计的使用方法
- [20] GB/T 20043 水轮机、蓄能泵和水泵水轮机水力性能现场验收试验规程
- [21] GB/T 25442 旋转电机(牵引电机除外)确定损耗和效率的试验方法
- [22] GB/T 26801 封闭管道中流体流量的测量 一次装置和二次装置之间压力信号传送的连
接法
- [23] JJF 1001 通用计量术语及定义技术规范
- [24] ISO 748 水文测量 用测流计或浮标测量明渠中的液流
- [25] ISO 1438 液体比重测定法 用薄板堰法的明渠流量测量
- [26] ISO 2537 液体比重测定法 转子式流速计
- [27] ISO 2975-1 封闭管道中水流量的测量 示踪法 第1部分:总则
- [28] ISO 2975-2 封闭管道中水流量的测量 示踪法 第2部分:用非放射性示踪剂的恒速注
入法
- [29] ISO 2975-3 封闭管道中水流量的测量 示踪法 第3部分:用放射性示踪剂的恒速注
入法

- [30] ISO 2975-6 封闭管道中水流量的测量 示踪法 第6部分:用非放射性示踪剂的传输时间法
- [31] ISO 2975-7 封闭管道中水流量的测量 示踪法 第7部分:用放射性示踪剂的传输时间法
- [32] ISO 3354 封闭管道中流量的测量 在全部管道中和规则流量条件下使用流量计的速度面积法
- [33] ISO 3846 液体比重测定法 用矩形宽顶堰的明渠流量测量
- [34] ISO 3966 封闭管道中液体流量的测量 用皮托静压管的速度面积法
- [35] ISO 4373 液体比重测定法 水位测量装置
- [36] ISO 6416 水文测量 超声波(声波)法测量流量
- [37] ISO 7194 封闭管道中流量的测量 使用流量计或皮托静压管测量圆管中涡流或不对称流动条件下流量用速度面积法
- [38] ISO 8316 封闭管道中液体流量的测量 采用在容积计量容器内收集液体的方法
- [39] ISO 9213 明渠中总排量的测量 使用全渠宽线圈的电磁法
- [40] ISO 13709 石油、重化学和天然气工业用离心泵
- [41] ISO/TR 17766 输送粘性液体的离心泵 性能修正
- [42] ISO 80000-1 数量和单位 第1部分:通论
- [43] IEC 60034-2-2 旋转电机 第2-2部分:试验中大型机械的分离损失测定用特殊方法 补充件 IEC 60034-2-1
- [44] IEEE 112 多相感应电动机及发电机的试验程序标准
- [45] JIS B 8327 利用模型泵测试泵性能的试验方法
-