



中华人民共和国电力行业标准

DL / T 1426 — 2015 / ASME PTC 6.2 — 2004

联合循环汽轮机性能试验规程

Steam turbines in combined cycles performance test codes

(ASME PTC 6.2—2004, Steam turbines in combined cycles performance test codes, IDT)

2015-04-02 发布

2015-09-01 实施

国家能源局 发布

目 次

前言 III

1 目的和范围 1

 1.1 目的 1

 1.2 范围 1

 1.3 不确定度 1

2 规范性引用文件 1

3 符号、术语和定义 2

 3.1 符号 2

 3.2 缩写 3

 3.3 术语和定义 3

4 指导原则 4

 4.1 概述 4

 4.2 试验计划 9

 4.3 预备性试验 10

 4.4 系统隔离 11

 4.5 试验的执行 12

 4.6 结果的计算和报告 17

5 仪表和测量方法 19

 5.1 总体要求 19

 5.2 压力测量 25

 5.3 温度测量 30

 5.4 流量测量 32

 5.5 电气参数测量 35

 5.6 数据采集和处理 41

6 试验结果的计算 42

 6.1 基本公式 42

 6.2 数据整理 44

 6.3 试验结果修正到规定工况下 44

 6.4 不确定度分析 53

7 试验结果报告 56

 7.1 一般要求 56

 7.2 摘要 56

 7.3 概述 56

 7.4 计算和结果 56

 7.5 测量仪表 57

 7.6 结论 57

 7.7 附录 57

附录 A （规范性附录） 修正计算方法 58

附录 B (规范性附录)	孔板流量计校验曲线拟合方法·····	65
附录 C (资料性附录)	试验算例·····	68
附录 D (资料性附录)	试验不确定度算例·····	87
附录 E (资料性附录)	使用差压计的流量计算算例·····	97
附录 F (资料性附录)	确定高中压缸间汽封漏汽量的方法·····	103
附录 G (资料性附录)	本标准章条编号与 ASME PTC 6.2—2004 章条编号结构性差异对照·····	115

前 言

本标准使用翻译法等同采用 ASME PTC 6.2—2004《联合循环汽轮机性能试验规程》。

本标准按照 GB/T 1.1—2009《标准化工作导则 第1部分：标准的结构和编写》给出的规则起草。

本标准做了下列编辑性修改：

- 单位更改，取消英制或把英制改为法定单位，删除了与英制单位有关的说明；
- 改正了 ASME PTC 6.2—2004 表 3-1.3.5 中补汽焓允许最大偏差值的单位换算错误；
- 改正了 ASME PTC 6.2—2004 图 4-2.6.2-2 中差压修正计算公式错误；
- 改正了 ASME PTC 6.2—2004 资料性附录 D 中的单位换算错误，包括全部以 kJ/kg 为单位的焓值，以 kg/h 为单位的流量数值，以 cm^3/kg 为单位的比容数值；
- 删除了 ASME PTC 6.2—2004 中 4-3.6 关于温标的内容；
- 增加了资料性附录 G，列出了本标准与 ASME PTC 6.2—2004 的章条编号结构性差异对照一览表。

本标准由中国电力企业联合会提出。

本标准由中国电力行业联合循环发电标准化技术委员会归口。

本标准负责起草单位：西安热工研究院有限公司。

本标准参加起草单位：上海电气电站设备有限公司、哈尔滨汽轮机厂有限责任公司、东方汽轮机有限公司。

本标准起草人：姚啸林、施延洲、赵毅、钟平、朱立彤、付昶、赵杰、王伟锋、邵文长、阳虹、叶东平、艾松。

本标准为首次制定。

本标准在执行过程中的意见或建议反馈至中国电力企业联合会标准化管理中心（北京市白广路二条一号，100761）。

联合循环汽轮机性能试验规程

1 目的和范围

1.1 目的

本标准给出了联合循环汽轮机高准确度的热力性能试验方法。本标准的目的是采用高精度测试仪表和测量技术来确定联合循环汽轮机的性能。在规划和执行试验时，标准的使用者应严格遵照本标准的方法以满足不确定度的要求。

1.2 范围

本标准可用于有补燃的或无补燃的联合循环汽轮机和联合循环热电联产汽轮机性能试验。在这些机组类别中，本标准可应用于凝汽式和非凝汽式汽轮机、有再热的和无再热的汽轮机，以及有补汽或抽汽的汽轮机。目前，热力循环的多样性对编写一个适用于所有循环配置的标准提出了挑战。对于核电或火电给水回热循环汽轮机试验，宜采用 ASME PTC 6。本标准仅适用于以蒸汽作为工质的联合循环汽轮机热力性能试验。

本标准提供了修正到参考工况下的汽轮发电机输出性能的试验及计算方法，对汽轮机整体性能进行测量。本标准包含了试验实施和结果报告的规则和步骤，包括对预备性试验安排、测试技术、仪表、测量方法、试验结果和不确定度计算方法的要求。

1.3 不确定度

本标准的基本原则是基于当前的技术和知识下获得最小不确定度的试验结果，并考虑试验的费用与获得信息的价值。为了实现这个目标以及满足本标准涵盖的各种循环系统配置情况，本标准为每一个测量参数建立了一个不确定度上限。如果能证明由所有选择的仪表测量得到的试验总不确定度不大于所有测量参数的不确定度都满足要求时给出的试验总不确定度，那么任何测量参数的不确定度超过该上限要求也是允许的。

在试验前应进行不确定度分析，确立试验不确定度的期望水平。试验不确定度的计算应按照本标准和 ASME PTC 19.1 中规定的方法进行。

应在试验后也进行不确定度分析，以得到实际试验的不确定度。不确定度分析宜确认试验前给出的系统和随机不确定度的估计值，以证实试验结果的质量。

本标准允许的最大不确定度受实际汽轮机循环和循环参数对试验结果修正的敏感系数的影响。对特定循环配置和试验，采用了表 5 和第 5 章中给出的每一个测量参数的不确定度限值来确定所允许的试验不确定度。例如，对典型的再热循环系统，如果全部测量参数采用不确定度限值来计算，得到试验结果总不确定度为 0.5%，见资料性附录 D。

2 规范性引用文件

下列文件对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。

ASME PTC 6—2004 汽轮机性能试验规程（Performance test codes, steam turbines）

ASME PTC 19.1 试验不确定度（Test uncertainty）

ASME PTC 19.2 压力测量 (Pressure measurement)

ASME PTC 19.3 温度测量 (Temperature measurement)

ASME PTC 19.5 流量测量 (Flow measurement)

ASME PTC 22 燃气轮机性能试验规程 (Performance test codes, gas turbines)

ASME MFC-2M 封闭管道中液体流量的测量不确定度 (Measurement uncertainty for fluid flow in closed conduits)

ASTM E 1137 工业铂电阻温度计标准规范 (Standard specification for industrial platinum resistance thermometers)

ANSI/IEEE C57.13—1993 仪用互感器的标准要求 (Standard requirements for instrument transformers)

ANSI/IEEE Std. 120—1989 电源线路电气测量的基本试验指南 (Master test guide for electrical measurements in power circuits)

3 符号、术语和定义

3.1 符号

除非文中另有定义，本文使用表 1 中的符号。

表 1 符 号

符号	定 义	单 位
A	面积	m^2
B	系统不确定度	—
d	一次元件喉部直径	mm
D	管道内径	mm
F	力	N
f	流量份额	—
g	当地重力加速度	m/s^2
h	比焓	kJ/kg
m, q_m	质量流量	kg/s
M	质量	kg
P	功率	kW
p	压力	kPa
s	比熵	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
t	温度	$^{\circ}\text{C}$
T	绝对温度	K
v	速度	m/s
v	比体积	m^3/kg
U	总不确定度	—
w	通流能力	kg/s
Δ_i	功率修正量	kW
Δh	焓差	kJ/kg
Δm	质量流量差	kg/s
η	效率	%

3.2 缩写

BLRi	余热锅炉进水
corr	修正后的
CRH	冷再热蒸汽
design	设计
fluid	流体
GSC	轴封蒸汽冷却器
HP	高压蒸汽
HPT	高压缸
HPe	高压缸排汽口
HRH	热再热蒸汽
HRSG	余热锅炉
IP	中压蒸汽
IPT	中压缸
Isen	等熵（用来表示等熵膨胀得到的焓值）
LP	低压蒸汽
LPT	低压缸
meas	测量的
off-design	偏离设计
ref	参考
RHT	再热
RHS	再热喷水
sen	传压管
SJAE	射汽抽气器冷却器
TA	电流互感器
TV	电压互感器

3.3 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

3.3.1

双变量修正 **bivariate correction**

使用两个独立变量的函数进行的修正。

3.3.2

入口压力控制 **controlled pressure inlet**

汽轮机的一种运行模式，汽轮机入口调节阀开或关来控制汽轮机入口蒸汽的压力，同时入口流量随之变化。这种运行模式也称为汽轮机跟随模式。

3.3.3

经验公式 **empirical formulation**

由理论和经验推导出的公式，用于确定流量测量装置的流出系数。它不需要使用特别的流量校验数据。

3.3.4

入口滑压 **floating pressure inlet**

汽轮机的一种运行模式，汽轮机入口调节阀不用于入口压力控制，通常调节阀开度为 100%。因为

调节阀开度保持不变,任何入口蒸汽流量和温度的变化将导致压力的变化,但蒸汽温度影响程度较小。这种运行模式通常在联合循环系统的底部循环中使用。

3.3.5

通流能力 flow capacity

在参考的蒸汽压力和温度下,调节阀开度为 100%时,进入汽轮机高压缸的蒸汽流量。试验范围内所有设备的紧邻上游处的蒸汽参数宜定义为参考参数。例如:如果在汽轮机入口处单独安装的保护阀或调节阀包含在试验边界范围内,通流能力宜定义在这些阀门的入口处。

3.3.6

流量测量装置 flow-metering run

整个测量管段,由一次元件、整流器(如果适用)和上下流管段组成,并符合标准对直管段长度和其他制造与安装的要求。

3.3.7

补汽流 induction flow

任何从外部进入到汽轮机高压缸入口下游的蒸汽流。汽轮机轴封蒸汽漏出后又重新流回汽轮机流道的蒸汽流不能认为是补汽流。对再热循环系统,进入到再热器系统中的蒸汽也认为是补汽流,补汽流也常称为进汽流。

3.3.8

发电机净输出功率 net generator output

发电机输出功率扣除全部发电机损失和励磁功率,也称为汽轮发电机组的毛输出功率。

3.3.9

汽轮发电机组净输出功率 net turbine electrical output

发电机净输出功率扣除汽轮发电机组设备消耗的辅助耗功。

3.3.10

参数 parameter

参数是在某个位置上的一个物理量,采用单个仪表直接测量或由几个类似的仪表测量的平均值来确定。

3.3.11

一次元件 primary element

差压型流量测量装置上的元件,采用法兰连接或焊接于特别制作的管段之间,通过测量差压计算流量。该元件可以是孔板、喷嘴或文丘里管。

3.3.12

参考热平衡 reference heat balance

标示有汽轮机基准热力学参数的工况图,试验结果要修正到该参考工况下。

3.3.13

单变量修正 univariate correction

仅使用一个独立变量的函数进行的修正。

3.3.14

变量 variable

一个代数方程中需要确定的未知值。第 6 章中的性能公式中包含用于计算联合循环汽轮机修正后功率输出性能的各种变量。

4 指导原则

4.1 概述

本条款提供实施联合循环的汽轮机性能试验的指导原则。概述了为确定汽轮机性能而规划、执行和

评估一个标准试验所需要的步骤。

本标准认识到，在整个联合循环机组范畴内，有各种不同的运行模式和不同配置形式的汽轮机。总的试验目的是按照预先设定的参考工况来确定汽轮机的输出功率，参考工况包括所有进、出试验边界流体的参数。这种修正后输出功率定义为“输出性能”。

应在熟悉系统配置和运行模式的条件下进行试验设计，以确保编制合适的试验方案，在试验过程中应遵循恰当的运行模式和采用正确的性能公式。第 6 章提供了通用的性能公式和性能公式变化形式的内容，以便适用于特殊试验目的。

4.1.1 需要达成的协议

对多方参与的试验，应就试验特定目的和运行方法达成协议。这些协议应反映合同或技术规范的意图。任何规定或合同要求的运行工况，或任何与试验目的有关的规定的性能均应明确。对试验条件的任何遗漏和模糊的内容都应在试验前消除。循环设置和运行工况应在试验方法中确认，还应就试验数据的取舍、最终试验分析、试验报告达成协议。

4.1.1.1 工程阶段的协议

下面列出了在机组工程阶段应达成的典型项目。

- a) 试验目的和运行方法；
- b) 合同或规范中的规定：关于试验时间、运行工况（包括基准参考工况）、保证值（包括试验结果与保证值比较的规定和方法）和试验边界的定义；
- c) 设计规范对试验程序和试验结果评估方法的影响；
- d) 主要测量参数的分类；
- e) 主流量测量方法及其准确度要求；
- f) 确定汽轮机各缸之间内部蒸汽泄漏量的方法；
- g) 确定作为计算基准的流量测量装置的位置和管道布置；
- h) 确定隔离阀门的数目和位置或需要的措施，确保没有进、出试验边界或旁路汽轮机的未计及流量；
- i) 温度套管的数目和位置，以及传压管的长度；
- j) 多重仪表连接的数目和位置；
- k) 泄漏量、装有孔板的连续疏水流量和连续排污量的定量方法；
- l) 泵的轴封和密封泄漏流量的测量方法；
- m) 根据 4.2.4 确定汽轮机试验前状况的试验程序；
- n) 针对汽轮机性能老化现象而采取的措施；
- o) 控制阀或进汽阀的运行模式；
- p) 测量辅助流量（即喷水减温流量、过程抽汽流量等）的方法；
- q) 电功率测量系统的类型；
- r) 试验前试验不确定度的预评估和试验后试验不确定度的分析计算程序；
- s) 试验结果的保密。

4.1.1.2 试验前的协议

下面列出了在试验前应达成的典型项目。

- a) 确定用于计算试验变量的参数；
- b) 保持稳定试验状态的方法，见 4.5.3.2 和 4.5.3.7；
- c) 试验仪表的位置、型号和校验；
- d) 确定手动和自动阀门位置和状态的隔离阀门清单；

- e) 试验人员的组织和训练、试验指导、数据采集的安排和数据的整理;
- f) 试验执行时的运行工况,包括但不限于:电负荷、抽汽和补汽量、阀门开关状态、蒸汽排放和系统补水等;
- g) 试验测量次数;
- h) 每次试验的持续时间;
- i) 每次试验前的工况稳定时间;
- j) 试验测量重复性的确认方法;
- k) 观察的频率;
- l) 将试验工况修正到规定工况的理论分析修正方法和修正系数;
- m) 适用的 ASME 水蒸气表版本(见 4.6.6);
- n) 对不能通过模型模拟理论分析确定的修正变量,进行试验来确定修正系数的试验方法;
- o) 由于外部因素所导致的系统限制,在实际的一段时间内不能达到设计运行工况。这包括不能达到满负荷运行或过程蒸汽用户不能接收蒸汽的情形;
- p) 在试验边界上确定发电机输出功率的方法。汽轮发电机组消耗的辅机耗功均应予以考虑,例如:油泵,控制用功率,轴封加热器风机和励磁功率等;
- q) 明确试验各方的具体职责;
- r) 试验前的不确定度分析;
- s) 商定的试验方案;
- t) 原始数据的副本的数量和类型;
- u) 试验或试验数据作废的条件。

4.1.2 试验边界

试验边界确定了用于计算和修正试验结果所需测量的能量流。需要参与计算的所有输入和输出能量流都应以其通过边界的点为参考来进行测量。在试验边界内的能量流不必测量,除非需要用于验证基准运行条件,或与外部试验边界条件有功能上的联系。

下列能量流穿过试验边界:

- a) 所有的热能输入(进入的蒸汽);
- b) 所有的热能输出(抽出的蒸汽);
- c) 所有的电功率输出。

对一个特定试验,应清晰定义试验边界。图 1 和图 2 为常用的机组热力循环,给出了部分或全部需

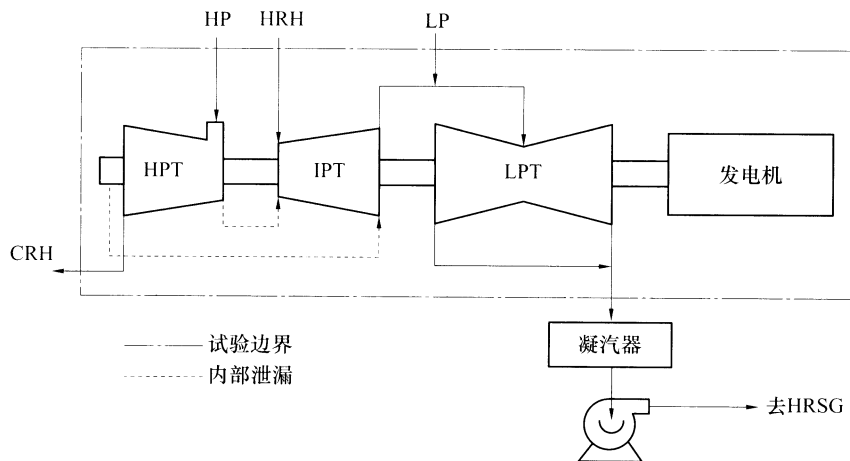


图 1 三压再热汽轮机热平衡

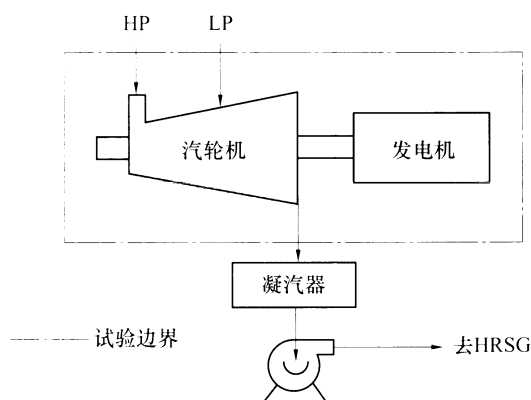


图2 双压无再热汽轮机热平衡

要测量的典型能量流。实线表示部分或全部穿过试验边界的能量流的流量和热力学参数，应确定这些用于计算联合循环机组汽轮机性能试验结果的参数。虚线表示这些能量流的参数可能用于能量或流量平衡计算，但可能不需要用来计算试验结果。

4.1.3 需要的测量

基于合同保证的试验边界，确定了试验需要的测量。

4.1.3.1 能量流

在能量穿过试验边界的那一点上，测量或计算流量和必需的热力学特性参数（包括压力和温度）。试验边界位于能量流进入或离开汽轮机或汽轮机部件的那一点。如果有更好的测量位置，或者测量位置的流量及其参数能够精确地修正到试验边界条件下，那么实际测量点的位置可能位于那一点的上游或下游处。

4.1.3.2 电功率

测量或计算穿过试验边界的电输出功率。典型的电输出功率为汽轮发电机组净输出功率，见第3章的定义和图3所示。

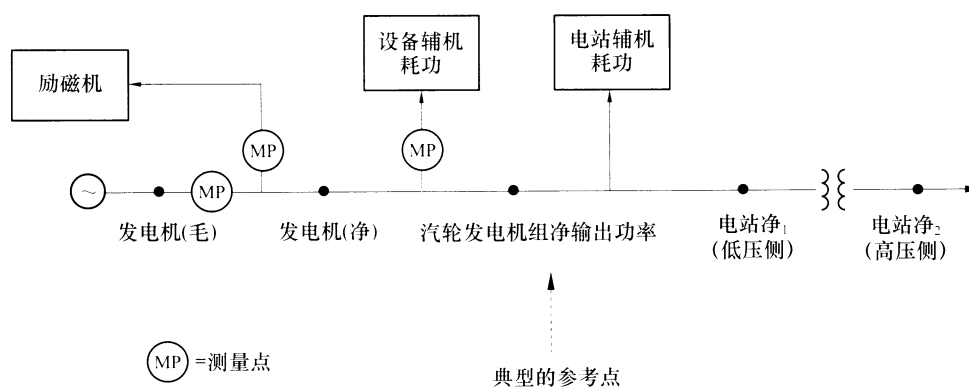


图3 汽轮发电机组净输出功率

4.1.3.3 汽轮机排汽压力

需要试验排汽压力和参考值的差别对汽轮机输出功率进行修正。汽轮机排汽压力应按照 5.2.7 要求进行测量。

4.1.3.4 测量位置选择准则

对所有试验参数具体测量位置的选择均应基于试验总不确定度最小的原则。试验结果总不确定度应按照本标准第 6 章、资料性附录 D 和 ASME PTC 19.1 描述的指南和方法来确定。

4.1.3.5 设计、安装和启动时需考虑的内容

宜考虑试验仪表准确度、校验、复校、文件要求和试验用电厂永久仪表的位置等要求。本标准的第 5 章给出了对所需试验仪表更详细的描述。对电厂仪表不能完全满足本标准要求时，在设计阶段，应充分考虑安装临时试验仪表，例如，应考虑在需要的位置上安装试验温度计套管。

应规定试验值与设计值（参考值）之间的允许偏差保持在表 2 给出的合适范围内。表 2 包括了在特定机组的设计、安装和启动阶段的考虑变量，还包含了大部分在买方控制范围内的变量，例如：流量和温度，同样也包含了大部分在卖方控制范围内的变量，例如：通流能力和汽轮机效率。本标准建议在试验前的协议中明确，当超出允许的偏差时如何修正和解释试验结果。本标准的使用者宜认识到表 2 所列的变量允许偏差限值是为了使修正计算带来的试验结果不确定度不超过 0.1%。这些允许偏差并不表示设计规范。设计规范宜单独考虑，它可比本标准的规定更宽或更严格。

表 2 允 许 偏 差

变 量	试验平均值与参考值之间的允许偏差
高压蒸汽流量	± 10%
高压蒸汽温度	± 25℃
高压缸通流能力	± 5%
再热系统压降	冷再热蒸汽压力的 ± 8%
热再热蒸汽温度	± 25℃
补汽焓	± 70 kJ/kg
补汽/抽汽流量	流入下级流量的 ± 3%
控制的补汽/抽汽压力	± 5%
排汽压力 ^a	± 2.0kPa 或绝对压力的 ± 5%，取大值
高压缸效率	± 5%
高压缸漏汽量	高压蒸汽流量的 ± 3%
中压缸通流能力	± 5%
注：除了对单个变量偏差的上述限制要求外，所有偏差的修正量之和应予以限制，并满足以下公式的要求。 $\sum_{i=1}^n A_i < 0.1 P_{\text{ref}}$ 式中： A _i ——第 i 项修正的绝对修正量，kW； P _{ref} ——汽轮机输出功率的参考值，kW。	
^a 如果实际排汽压力的偏差不能满足准则要求，试验也可以进行，但在不确定度分析中宜包括该偏差带来的附加不确定度。在任何情况下，试验的任何一方可要求通过后期的试验来验证排汽压力修正曲线。如果修正曲线已由后期试验证实，则宜取消附加的不确定度。	

4.2 试验计划

按照本标准执行的试验，在试验前应制订一个详细的试验方案。试验方案应提供进行试验的详细步骤。试验计划宜包括试验时间表、试验各方的职责、包含修正和算例的试验方案、试验结果报告。如果是多方参与的试验，计划文件还记录对影响试验执行和试验各方职责的所有问题所达成的协议。

4.2.1 试验计划表

宜准备一份试验计划表，包括各项工作的顺序和预期的试验时间、试验计划的准备、试验的准备和执行，以及试验结果报告的编写。

4.2.2 多方参与的试验

如果是一个多方参与的试验，参加试验的各方宜就各自的职责达成协议，包括按照本标准要求的试验准备、执行、分析和试验结果报告等。还包括试验组织结构和指定的试验总负责人，试验总负责人按照试验要求来负责执行试验以及协调所需运行工况的设置。

试验各方宜指派代表观察和确认试验是否按照要求来进行。若有必要，在试验期间各方代表宜有权核准经各方同意的对试验要求的修改。

4.2.3 商业试验的时间

新机或改造机组的验收试验，宜尽快在汽轮机首次并网或各方同意的时间进行试验。如果机组没有经历严重的运行问题并且有理由确信机组没有结垢或损伤时，验收试验宜执行。在机组首次并网后尽快进行试验，其目的是在没有或最小的性能老化或损伤时确定汽轮机的性能。

4.2.4 基准性能测定

如果是一台新机或改造后机组，那么在基准试验工况能够实现的情况下，应尽快进行基准性能试验。至少要求进行焓降试验。其他基准试验测试方法还包括内部泄漏量的检查试验和各级压力测量试验。这些信息有助于确定汽轮机性能变化。

4.2.4.1 基准焓降试验

对运行在过热蒸汽区（过热度不小于 15℃）的汽轮机缸体，宜通过测量进入和离开该缸体的蒸汽温度和压力确定汽轮机的缸效率。中压缸效率在很大的蒸汽流量范围内基本保持不变，但高压缸效率受到控制阀阀位的影响变化较大。如果机组通过阀门来实现控制目的，那么基准焓降试验宜在所有控制阀位已知或可重复实现的阀位上（最好在阀全开位置上）进行测量。

在高中压缸合缸的反向流动的机组中，进入高压缸的部分蒸汽由第一级经内部汽封节流漏入中压缸。采用常规方法测量中压缸效率，将得到一个不正确的偏高的效率。这部分蒸汽的泄漏量应予以确定，以获得准确的中压缸真实效率。有多种方法可用来确定这一泄漏量。间接测量方法是通过改变主、再热蒸汽温度获取数据来确定；直接测量方法是在排放阀附近的旁路管道上直接测量该流量（这种方法的描述和讨论见附录 F）。在这些基准工况下测得的汽轮机各缸效率可用于和验收试验时按照本标准得到的结果进行比较。

在中压缸焓降试验期间，宜隔离低压补汽流，以消除其对中压缸排汽压力和温度测量的影响，进而消除对中压缸排汽焓和中压缸效率计算的影响。

4.2.4.2 各级压力

在初次（启动）基准试验期间，宜获取所有能够测量的汽轮机各级压力。这些宜包括但不限于主蒸

汽压力、第一级（腔或室）压力、热再热蒸汽压力和所有抽汽级压力。

在随后的基准试验（在验收试验前）中获得的各级测量压力，应“归一化”到初次基准试验工况下，再与初次基准试验结果进行比较。

位于高压缸排汽点前的各级压力或所有非再热机组的各级压力，可用公式（1）修正到初次基准试验工况（即“归一化”）。

$$p'' = p' \times \frac{p_{\text{HP}}}{p'_{\text{HP}}} \times \frac{1 + \frac{m_i}{m'_{\text{HP}}}}{1 + \frac{m_i}{m'_{\text{HP}}}} \quad (1)$$

位于热再热蒸汽或随后的各级压力，可用公式（2）来修正到初次基准试验工况（即“归一化”）。

$$p'' = p' \times \sqrt{\frac{p_{\text{HP}}}{p'_{\text{HP}}}} \times \frac{1 + \frac{m_i}{m'_{\text{HP}}}}{1 + \frac{m_i}{m'_{\text{HP}}}} \times \frac{T_{\text{HRH}}}{T'_{\text{HRH}}} \quad (2)$$

表 3 基准试验中变量的定义

基 准	试 验	修正后	定 义
	p'	p''	级压力
p_{HP}	p'_{HP}		高压蒸汽压力
v_{HP}	v'_{HP}		高压蒸汽比容
m_i	m'_i		流入蒸汽流量总和减去抽出蒸汽流量总和（从高压缸入口处直到并包括测量压力这一级）
m_{HP}	m'_{HP}		高压蒸汽流量
T_{HRH}	T'_{HRH}		热再热蒸汽温度（单位为 K）

基准试验中变量的定义见表 3。如果是修正热再热蒸汽压力，则 m_i 就等于中压补汽流量和再热减温水流量之和减去所有再热冷段抽出的过程蒸汽流量。

4.2.4.3 基准试验的应用

在验收试验前，宜进行重复性基准试验。应比较两次基准试验结果来评估汽轮机性能是否有变化。在性能试验前应全面评估汽轮机性能变化情况，以确定汽轮机是否发生了性能老化。

当评估显示汽轮机性能下降时，宜考虑该性能相对变化的不确定度。如果每次基准试验采用了同样的仪表和测点，则性能相对变化的不确定度等于每次试验随机不确定度与由于漂移和滞后引起的系统误差的平方之和的平方根。

如果性能下降值大于基准试验的不确定度，则应做出决定，要么继续进行试验，并从商业方面考虑对性能下降进行修正，要么推迟试验直到完成补救措施。

4.3 预备性试验

预备性试验宜充分提前于正式试验，以便有足够的时间来计算初步结果、做最后的调整、修改试验要求、调整试验设备等。宜通过计算和检查预备性试验的结果，来分析发现测量数据在数量和质量上的问题。

进行预备性试验的目的还包括：

- a) 确认包括汽轮机在内的电厂设备是否具备进行试验的条件；

- b) 对试验准备阶段未明确的要求做调整;
- c) 检查测试仪表的运行、控制和数据采集系统;
- d) 通过检查整个系统, 确保试验不确定度目标可以达到;
- e) 确保运行设备能够保持稳定的运行状态;
- f) 确保所有流量均在允许的限制范围内, 并能够保持流量稳定以避免试验中断;
- g) 除在试验要求中确认的输入和输出外, 确保其他进、出试验边界的过程不被限制;
- h) 使试验人员熟悉自己的职责;
- i) 必要时得到足够的数据来微调控制系统。

4.4 系统隔离

4.4.1 总则

系统隔离的目的是确保测量的参数准确地反映穿过试验边界的状况, 并验证试验中的设备没有被旁路。如果可能, 与试验系统无关的流量宜予以隔离以减少测量误差。如果在试验期间对隔离这些流量的能力存在任何疑问, 试验前应有测量这些流量的准备。在项目的工程阶段, 宜提出需要隔离的设备和流量以及采取隔离的方法。

4.4.2 不明泄漏量

性能试验时, 将系统正确地隔离后, 系统不明泄漏量宜小于余热锅炉总流量的 0.25%。在继续进行试验前, 应消除超出的不明泄漏量。在凝汽器热井、除氧器、锅炉汽包和系统内的其他储水容器内的储水量变化均应考虑在内。

4.4.3 不明泄漏量修正的分配

不明泄漏量将按照不同压力等级蒸汽流量的权重分配到余热锅炉的各个部分。

4.4.4 应隔离的流量

应隔离的设备和与试验系统无关的流量项目如下:

- a) 大容积储水容器 (如果当试验系统使用了过程抽汽和注入流体时, 试验时间还能保证足够长);
- b) 补水 (如果当试验系统使用了过程抽汽和注入流体时, 试验时间还能保证足够长);
- c) 启动用旁路蒸汽和辅助蒸汽管路;
- d) 主流量测量装置的旁路管路;
- e) 主蒸汽阀和控制阀的疏水管路;
- f) 与其他机组的连接管路;
- g) 除盐设备。隔离除盐管路并不一定意味着从系统中去除这些设备的运行, 而是应隔离与其他机组的联系, 影响主流量测量的再循环管路应隔离或测量相应的流量;
- h) 使用凝结水的化学加药设备;
- i) 锅炉的注水管路;
- j) 锅炉的排空和疏水;
- k) 主蒸汽、再热蒸汽、抽汽和补汽的疏水管路;
- l) 启动抽气器;
- m) 凝汽器水室启动抽气器;
- n) 机组供暖的蒸汽和水管路;
- o) 锅炉排污。

4.4.5 应隔离、测量或通过其他测量计算出的流量

进入或离开系统边界与试验系统无关的流量，如果忽视将导致流经汽轮机流量的错误，应隔离、测量或通过其他测量计算出这些流量，典型的这些设备和流量如下：

- a) 热电联产机组的抽汽流量和凝结水回水；
- b) 大容积储水容器（如果过程抽汽蒸汽和注入流体不允许隔离时）；
- c) 补水（如果过程抽汽蒸汽和注入流体不允许隔离时）；
- d) 用于增加功率或污染物排放控制的注入蒸汽或水；
- e) 过程抽汽的补充水；
- f) 减温水流量；
- g) 给水泵最小流量管路和平衡流量；
- h) 汽轮机排汽缸喷水；
- i) 至汽封调整阀的辅助蒸汽；
- j) 除了轴封泄漏蒸汽外的其他至汽封调整阀蒸汽；
- k) 除氧器的起停备用蒸汽和鼓泡蒸汽；
- l) 除氧器排空；
- m) 水封法兰的水泄漏，例如：真空破坏门水封溢流；
- n) 离开系统的泵轴封泄漏流量；
- o) 湿蒸汽汽缸连续疏水和连接管路；
- p) 水和蒸汽取样设备。

4.4.6 计算的流量

可依据设计值计算轴封漏汽量、门杆漏汽量、汽缸内部泄漏量和汽轮机疏水流量。

4.4.7 隔离的方法

以下方法建议用于设备和试验边界上与试验系统无关流量的隔离或隔离后的验证：

- a) 双阀门和指示器（或一个可松开的法兰）；
- b) 温度指示；
- c) 法兰堵板；
- d) 两个法兰之间的堵板；
- e) 拆除管段；
- f) 蒸汽排放大气时的视觉检查，例如：从安全阀和阀杆处的漏汽；
- g) 声学技术检查。

4.4.8 系统内泄漏的解决

采用 4.4.7 的方法检查到的任何泄漏，应予以消除或定量。

4.5 试验的执行

本条款提供了执行性能试验的指南，主要内容如下：

- a) 推荐的试验运行模式（见 4.5.1）；
- b) 开始、停止和试验测量（见 4.5.2）；
- c) 试验工况（见 4.5.3）；
- d) 试验前或试验中的调整（见 4.5.4）；

- e) 试验测量持续时间、进行试验测量的次数、评价试验测量结果和读数的次数（见 4.5.5）。

4.5.1 推荐的试验运行模式

汽轮机控制阀应操作到与参考工况相一致的运行模式下。例如，如果参考工况是以阀全开条件为基准的，则试验应按照相同的条件来执行。如果汽轮机使用控制阀在压力控制模式下运行，若参考工况以阀门最佳点为基准，则试验宜在接近参考工况的阀点上进行。宜进行重复性试验测量。在两次试验测量之间，机组负荷宜最少在 30min 内变化至少 10%，然后重新建立试验工况。在连续进行的两次试验之间，系统隔离状态宜被打破，运行方式恢复到常规运行模式。

4.5.2 开始、停止试验和试验测量

试验总负责人负责宣布开始和结束试验，确保在试验开始时所有数据开始采集，并在整个试验持续时间内连续采集数据。

4.5.2.1 试验开始的准则

在每一次性能试验开始之前，以下条件应满足：

- a) 运行、配置和运行方式符合试验各方同意的试验要求，包括：
 - 1) 设备运行和控制方法；
 - 2) 汽轮机配置；
 - 3) 阀门组合状态和辅助设备状态；
 - 4) 汽轮机运行参数的允许偏差满足表 2 的要求。
- b) 稳定性。在试验开始前，机组应在试验负荷下运行足够长的时间，以验证稳定性符合 4.5.3 的准则。
- c) 数据采集。试验数据采集系统工作正常，试验人员就位并准备好开始取样和记录。

4.5.2.2 试验结束准则

当试验总负责人认为一个完整试验测量已经满足试验要求时，试验可以正常结束。在试验期间，试验总负责人宜核查运行方式是否满足 4.5.3 中的要求，当要求不能满足时，试验总负责人可以延长或终止试验。

宜检查采集的数据以确保数据的完整性和质量。当所有试验测量完成时，系统隔离状态宜恢复到正常的运行模式。

4.5.3 试验条件

4.5.3.1 试验的稳定性

在进行任何试验前，汽轮机及所有相关设备应已运行足够长的时间来建立稳定状态。当满足 4.5.3.2 和 4.5.3.7 的稳定性准则时，应认为达到稳定状态。

4.5.3.2 运行工况

应尽量使机组在规定的运行工况下或尽可能接近规定的运行工况下进行试验，以减少修正量。表 2 提供了运行工况与参考工况的允许偏差限值。这些值基于修正方法的不确定度分析得出，并且不宜超过这些限值。运行工况应从试验开始前就尽可能稳定，并且在整个试验期间予以保持。在试验前应调整好锅炉和汽轮机的控制以减小参数的偏差。在试验测量期间，参数波动应尽量小以使试验总不确定度符合标准的要求。关键运行工况包括主要热能输入和输出的流量、压力和温度参数，以及排汽压力和输

出功率。

4.5.3.3 汽轮机运行

在试验期间，除了系统隔离外（见 4.4），汽轮机及其循环系统应运行正常。不应为汽轮机进行影响连续运行的特别调整。

4.5.3.4 汽轮机轴封系统

在试验期间，若能控制，汽轮机轴封系统应调整到正常运行工况，任何影响试验结果的进出流量都应测量。

4.5.3.5 汽轮机转速

汽轮机应运行在制造商允许的运行工况下的转速范围内。

4.5.3.6 阀位

喷嘴、旁路、抽汽和进出汽轮机的辅助流量的阀门（如果有），其阀位应设定在性能规范要求的位置上。

4.5.3.7 试验工况的一致性

在试验期间，若观察到试验工况发生变化，应消除导致其变化的因素。如果可能，在试验计划的持续时间内，所有变量变化均在规定的限制内，则试验才可继续进行。

在试验期间，如果导致试验工况变化的因素不能消除，或者在一个完整试验后的计算结果中发现试验工况变化过大，应就该变化对试验不确定度的影响做出评估。如果随机变化导致试验不确定度超出了标准的限制，则整个或部分试验应该舍弃，必要时，当引起变化的因素消除后再重新做试验。

任何舍弃的试验数据部分都不应用来计算平均值。下列情况下，结果认为可接受：

- a) 在单个试验持续时间内，连续的有效时间总和达到或超过 95%；
- b) 在有效试验时间部分获得的读数足够给出符合标准要求的不确定度；
- c) 在选择的时间段内，不包括与任何无效试验时间段有关的负荷变化、水位变化或任何累积的数据。

4.5.4 试验前和试验期间的调整

以下部分描述了三种与试验有关的调整：

- a) 在两次试验测量之间的试验稳定阶段的可允许调整；
- b) 在试验测量期间可允许的调整；
- c) 不允许的调整。

4.5.4.1 在两次试验测量之间的试验稳定阶段的可允许调整

在试验前可接受的调整是按照制造商推荐的操作指导手册对设备和运行工况进行的调整。任何调整后都需要重新达到稳定状态。典型的试验前调整是纠正控制或仪表的故障，或为了优化当前运行工况下的性能而进行的调整。允许对存在怀疑的仪表或测量回路进行重新校验。允许调整运行参数以避免或减小性能修正量，如调整运行背压，可以通过减少冷却水流量，或放入空气到抽空气系统中，或停运一些抽空气设备来实现。如果进行了上述调整，则宜严密监视热井处的导电度。

4.5.4.2 在试验测量期间允许的调整

试验测量期间可允许的调整应包括纠正控制系统的故障、保证设备的安全运行和保持机组的稳定运

行。只有满足 4.1.3.5 和 4.5.3.2 中的偏差和稳定要求时才允许进行调整。宜避免在试验期间将自动控制切换到手动控制和调整运行限制值或仪表及设备的设定值。

4.5.4.3 不允许的调整

不允许进行任何导致设备运行超出制造商的运行、设计、安全限制或规定运行限制的调整。在试验期间，也不允许对主要测量参数稳定性有不良影响的调整或重新校准。

4.5.5 试验测量的持续时间、次数、评价和读数次数

4.5.5.1 试验测量的持续时间

本标准要求一次连续稳定状态试验测量的最短持续时间为下列中最长者：

- a) 1h；
- b) 按要求获得足够数量的测量以达到要求的试验不确定度；
- c) 由图 4 中 N_R 值得出相应的持续时间。

N_R 为读数平均值的分散度影响试验结果的不确定度不超过 0.05% 时的读数次数。表 4 给出了用于计算 \bar{Z} 的影响因子， \bar{Z} 为图 4 中的横坐标（见 ASME PTC 6）。

4.5.5.2 试验测量的次数

一次试验测量是对汽轮机稳定运行状态的一组完整的观测。一次试验是一系列试验测量的平均。本标准要求一次试验至少包含两次有效的试验测量作为试验基准，推荐进行三次试验测量。进行多次试验测量的目的：

- a) 提供一个有效的方法来舍弃坏的试验测量；
- b) 验证试验测量结果的重复性。试验测量结果的重复性差可能是因为试验方法的偏差（试验偏差）或实际运行设备性能的偏差（过程偏差）。

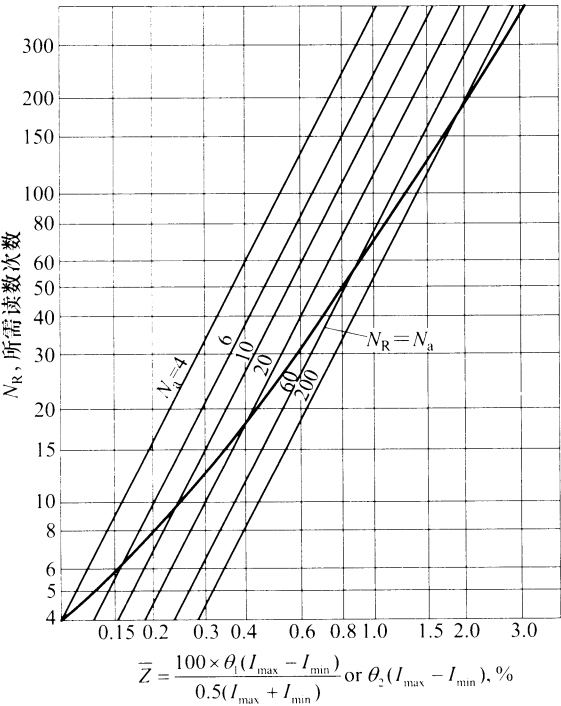


图 4 需要的读数次数

表 4 图 4 中的定义和注释

(A) 计算图 4 中横坐标 \bar{Z} 的影响因子 θ_1 和 θ_2		
注 1: θ_1 表示仪器读数的每一个百分点影响的百分数。		
注 2: θ_2 表示仪器每单位读数影响的百分数。		
注 3: θ'_1 , θ'_2 , 修正系数曲线的斜率。		
注 4: θ''_1 , θ''_2 , 用于考虑那些确定热耗率公式中焓值的测量参数在仪表读数范围内波动的影响。 θ''_1 或 θ''_2 的取值, 使用 ASME PTC 6 中的图 7.2、7.3、7.4 或 7.5, 对 θ''_1 , 将纵坐标转换成绝对压力或绝对温度每百分点影响的百分数, 对 θ''_2 , 转换成每单位读数影响的百分数。		
数据类型	θ_1	θ_2
(1) 功率	1.0	...
(2) 容积称重法测流量	1.0	...
(3) 喷嘴差压测量流量	0.5	...
(4) 蒸汽压力和温度	$\theta'_1 + \theta''_1$	$\theta'_2 + \theta''_2$
(5) 给水温度	...	θ''_2
(6) 排汽压力	θ'_1	θ'_2
(B) 复合类型的数据		
数据类型	复合公式	
(1) n 个相似读数的平均, 例如 4 个排汽压力测点:	$\bar{Z}_n = \frac{\sqrt{\sum \bar{z}_i^2}}{\sqrt{n}} = \frac{1}{n} \sqrt{\sum \bar{z}_i^2}$	
(2) 有相同的时间间隔的 m 种类型读数的总体影响, 例如, 负荷和流量, 压力和温度:	$\bar{Z}_m = \sqrt{\sum \bar{z}_n^2}$	
注 1: \bar{Z} 是仪表读数范围 (最大读数 I_{\max} - 最小读数 I_{\min}) 对试验结果影响的百分数。		
注 2: 下标 i 是指单个测量读数的列数编号。		

4.5.5.3 试验测量的评价

当比较两次试验测量结果 (\bar{X}_1 和 \bar{X}_2) 及其不确定度区间时, 宜考虑图 5 列出的三种情况 (见 ASME PTC 46)。

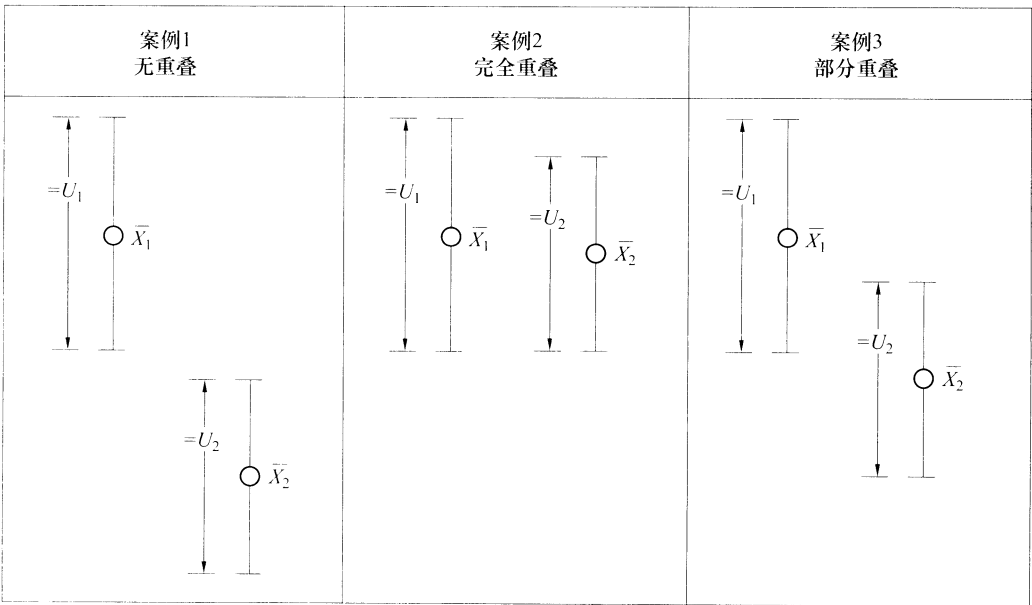


图 5 不确定度区间

a) 案例 1

当不确定度区间不重叠时，很明显存在着一个问题。可能是由于测量中的错误或者是测量值的异常波动，引起对不确定度区间严重低估。应调查分辨出是坏的读数引起的，还是忽略或低估了系统不确定度引起的，以消除偏差。

b) 案例 2

不确定度区间完全重叠，这种情况下，可以确认所有主要的不确定度组成部分都正确计入。较小的不确定度区间 $\bar{X}_2 \pm U_2$ 被完全包含在 $\bar{X}_1 \pm U_1$ 中。

c) 案例 3

有部分重叠的情况是最难分析的。对于两个试验测量结果和两个不确定度区间都正确的情况，最可能的值位于不确定度区间重叠的部分。因此，重叠部分越多测量值的有效性和不确定度区间估计值的置信度就越高。随着两次测量值差别的增加，重叠的区域就会减小。

如果一个试验测量或一系列试验测量出现案例 1 或案例 3 的情况，宜检查所有试验测量的结果以找出过大偏差的原因。如果找不出原因，本标准的使用者宜重新评估不确定度范围，或者进行更多的试验测量以便能直接由试验结果精确计算出不确定度的各组成部分。进行额外的试验也可验证之前的试验。

多次有效试验测量的结果应求平均以得出最终结果。试验结果的不确定度计算依据 ASME PTC 19.1 规定执行。

4.5.5.4 读数次数

在试验持续时间内应读取足够的试验数据，以满足 4.5.5.1 提出的分散度对试验结果不确定度的影响不超过 0.05% 的准则。试验期间对参数和变量的记录频率最小要求如下：

- a) 用于流量测量的差压测量（包括计算密度用的温度和压力），每分钟读数一次；
- b) 非累积的功率测量，每分钟一次；对累积的功率测量读数，在整个试验测量期间，宜按照不超过 10min 的时间间隔进行读数；对旋转式电能表，在整个试验测量期间，在每 5min 内应至少读数 2min；
- c) 系统压力、温度和功率因数测量，每 5min 读数一次；
- d) 累积测量参数（包括功率和水位），每 10min 读数一次；
- e) 二类测量参数，每 15min 至少读数一次。

4.6 结果的计算和报告

宜对试验期间得到的数据进行检查，如果不满足试验工况中的一致性要求（见 4.5.3.7），则应舍弃部分或全部数据。每次标准试验应包括试验前和试验后的不确定度分析。

4.6.1 数据整理

宜根据有效数据的平均值来计算一次试验测量的结果。4.6.2 提供了试验数据有效性判定的指南。宜根据几个有效试验测量结果的平均值得出试验结果。4.5.5.3 提供了确定每次试验测量有效性的指南。

4.6.2 数据的舍弃

在试验进行中或试验完成后，在计算试验结果前应检查试验数据，确认是否某段时间的试验数据宜舍弃。参考 ASME PTC 19.1 和 ASME MFC-2M（附录 3）有关数据舍弃的准则。如果在一次试验测量进行中或计算试验结果时发现了影响试验结果的严重不一致性的情况，则这次试验测量应全部作废。如果影响试验部分只发生在试验测量开始或结束时，则可将部分数据作废。如果必要，为达到试验目的，无效的试验测量应重做。

在试验期间，如果任何控制系统设定值被修改而影响了运行的稳定性，该影响超出了试验标准允许

的限值，则试验数据应考虑从试验结果计算中舍弃。

在试验结束后，应依据 ASME PTC 19.1 附录 3 和 ASME MFC-2M 对所有主要测量值进行数据异常值分析。在计算试验结果前，这种分析将关注那些舍弃的数据。某些情况下，可舍弃一段数据而不是整个时间段的数据。

4.6.3 修正

宜将试验结果从偏离参考工况的试验工况修正到参考工况。修正系数可能以代数方程、曲线或表格形式给出。生成修正公式和对试验结果进行修正的方法，应按照第 6 章的要求执行。修正范围应限定，超出制造商运行限制以外的运行条件不应进行修正。

4.6.4 试验不确定度

试验不确定度是试验质量和试验结果准确度的量度（本标准不处理有关试验允差或诸如裕度或容差等其他商务问题）。

试验不确定度计算程序基于 ASME PTC 19.1 的概念和方法。ASME PTC 19.1 详细说明了由随机误差和系统误差两部分来评价试验不确定度的步骤，以及这些误差对试验结果不确定度的影响。本标准在以下四处论述了试验不确定度。

- a) 第 1 章定义了期望的试验不确定度；
- b) 第 4 章描述了对每次试验测量的不确定度要求；
- c) 第 4 章定义了试验前和试验后不确定度分析的要求，以及如何在试验中使用；
- d) 第 6 章和资料性附录 D 提供了确定试验前和试验后不确定度分析结果的指南。

4.6.4.1 试验测量的不确定度要求

一个标准试验的测量仪表应满足表 5 给出的最低不确定度要求。这些不确定度的限制要求包括系统误差和随机误差两部分。任何参数的不确定度超过上限要求只有在以下情况下才是允许的：只要能够证明所选用的全部仪表得到的试验总不确定度不大于在所有参数的测量都满足不确定度要求的情况下得到的试验总不确定度。

表 5 允许的不确定度

测量项目	允许不确定度	备 注
汽轮发电机组净输出功率	0.25%	
高压蒸汽流量	0.40%	敏感系数大于 0.5
中压蒸汽流量	0.75%	敏感系数在 0.2~0.5 之间
低压蒸汽流量	1.50%	敏感系数小于 0.2
一级压力（表压力和绝对压力）	0.30%	要求 0.1%或更高准确度的带温度补偿的变送器
一级差压	0.30%	要求 0.1%或更高准确度的带温度补偿的变送器
一级排汽压力	0.35kPa	要求 0.1%或更高准确度的带温度补偿的变送器
一级温度	0.28℃	温度小于 93℃
	0.56℃	温度大于 93℃
二级压力（表压力和绝对压力）	1.00%	要求 0.25%或更高准确度的变送器
二级差压	1.00%	要求 0.25%或更高准确度的变送器

表 5（续）

测量项目	允许不确定度	备 注
二级温度	1.67℃	
二类压力	2.00%	要求 1%或更高准确度的变送器
二类差压	2.00%	要求 1%或更高准确度的变送器
二类温度	3.89℃	
注：一级和二级的定义见 5.1.2.3。		

4.6.4.2 试验前和试验后的不确定度分析

应进行试验前的不确定度分析，以确认试验设计是否满足标准的要求。通过估计每一个提出的试验测量的随机误差和系统误差，将有助于按照标准来确定测试仪表的数量和质量。另外，试验前不确定度分析能够用于确定哪些修正项目对试验结果有着重要影响，并确定这些测量仪表的准确度要求，从而确保试验总不确定度达到标准的要求。

同样，试验后的不确定度分析也应是本标准试验的一部分。试验后不确定度分析将显示试验的实际完成质量，并确认第 1 章给出的不确定度期望值是否达到。

4.6.5 数据分发和试验报告

所有数据均应在试验结束时分发。试验数据由试验总负责人按照试验前同意的数据格式和方式进行分发，试验报告宜由试验负责人按照本标准第 7 章的要求来编写并分发。

4.6.6 热力学特性参数

对应参考基准的 ASME 水蒸气表或 ASME 认可的公式宜用来计算试验结果。如果参考特性的基准不明确或不清楚，在计算时，宜使用最新版本的水蒸气表。

5 仪表和测量方法

5.1 总体要求

5.1.1 概述

本标准给出了用于执行一个标准试验所需测量仪表的强制性规定。根据 ASME 性能试验的原则和本标准 1.1，主要考虑可合理获得的最小试验不确定度。

性能试验的仪表和设备增补标准（ASME PTC 19 系列标准）包含了有关 ASME 标准的性能试验仪表和仪表控制要求的详细内容。本标准的使用者应非常熟悉 ASME PTC 19.1, PTC 19.2, PTC 19.3, PTC 19.5 和 PTC 19.22 中相关仪表的规定，以及本章中的说明。

为了方便用户，本章回顾了直接适用于本标准要求的这些系列标准中的关键部分。请注意，在这些参考增补标准所涵盖的仪表中，只有很少一部分仪表通常会用于本标准的试验。

本章还包括本标准对仪表要求的一些细节，这些内容在参考增补标准中没有专门阐述。这些细节包括为了仪表选择和维护目的进行的数据分类、仪表离开实验室后的现场校验建议、本标准试验的校验要求、电气参数测量和其他一些信息。

如果仪表和设备增补标准更新后的要求变得更加严格，则新的要求将代替本标准先前的规定。

5.1.2 仪表选择的准则

5.1.2.1 参数和变量

参数是指在一个位置的物理量,可采用一个单独仪表直接测量或采用几个相似仪表测量的平均值来计算确定。对于后面一种情况,要用几个仪表来测量一个有空间梯度变化的参数,例如,汽轮机排汽压力。同样,用多个仪表来测量一个参数可减小试验的不确定度,如在管道的同一截面上,用两个温度计测量流体温度。

温度和压力是本标准试验中典型的测量参数。注意“参数”和“变量”这两个术语有时在工业中和一些其他的 ASME 标准中可以互换使用,但在本标准中这两个术语有所区别。

变量在一个代数公式中是一个待定的未知量,第 6 章的性能公式包含一些变量用来计算联合循环汽轮机的修正后输出功率。在这些公式中,典型的变量是流量、焓、修正系数和功率。每个变量都是确定功率输出性能的中间结果。

参数是那些由直接测量得到的用来确定第 6 章公式中计算修正后功率所需变量的值。例如,用来确定焓值的温度和压力,以及流量的温度、压力、差压。

5.1.2.2 仪表分类

采用测量还是采用计算来确定一个参数的方法,取决于该参数的误差对试验最终结果的影响程度,包括仪表的准确度要求和有效性。这些参数分为一类参数和二类参数。

根据参数分类对仪表的要求,将仪表分为一级和二级。

5.1.2.3 一类参数和一类变量

在第 6 章汽轮机性能公式中,用来计算试验结果的变量称为一类变量,用来测量这些变量的仪表的具体位置见图 6 和图 7。

一类变量又进一步分为一类一级变量和一类二级变量。一类一级变量定义为其相对敏感度系数不小于 0.2 的变量,一类二级变量定义为其相对敏感度系数小于 0.2 的变量。用来确定一类一级变量的参数测量仪表要比用于一类二级变量的参数测量仪表需要有更高的准确度,而且需要多重仪表进行测量。

5.1.2.4 二类参数和二类变量

那些不参与结果计算的参数称为二类参数。在整个试验期间获取这些参数,以确认所需工况满足要求。例如,记录旁路温度以确认旁路阀没有泄漏,但不参与计算。

5.1.2.5 一级和二级仪表

一级仪表应用来测量一类一级参数。二级仪表可用来测量一类二级参数和所有的二类参数。一级仪表需要在特定的实验室校验,并且应达到特别的制造和安装要求,见 ASME PTC 19 系列标准的规定。除了需要进行制造厂检验外,二级仪表不需要实验室校验,但需要按本标准所描述的技术方法进行现场验证。

5.1.3 校验和现场验证

5.1.3.1 校验的定义

校验是仪表在期望测量范围内的性能特性与参考标准的性能特性进行对比的过程,参考标准的要求应满足 5.1.3.2 中定义。就流量计校验而言,校准是指让一个使用特殊设备测得的已知流量通过被校的流量测量装置的对比过程。

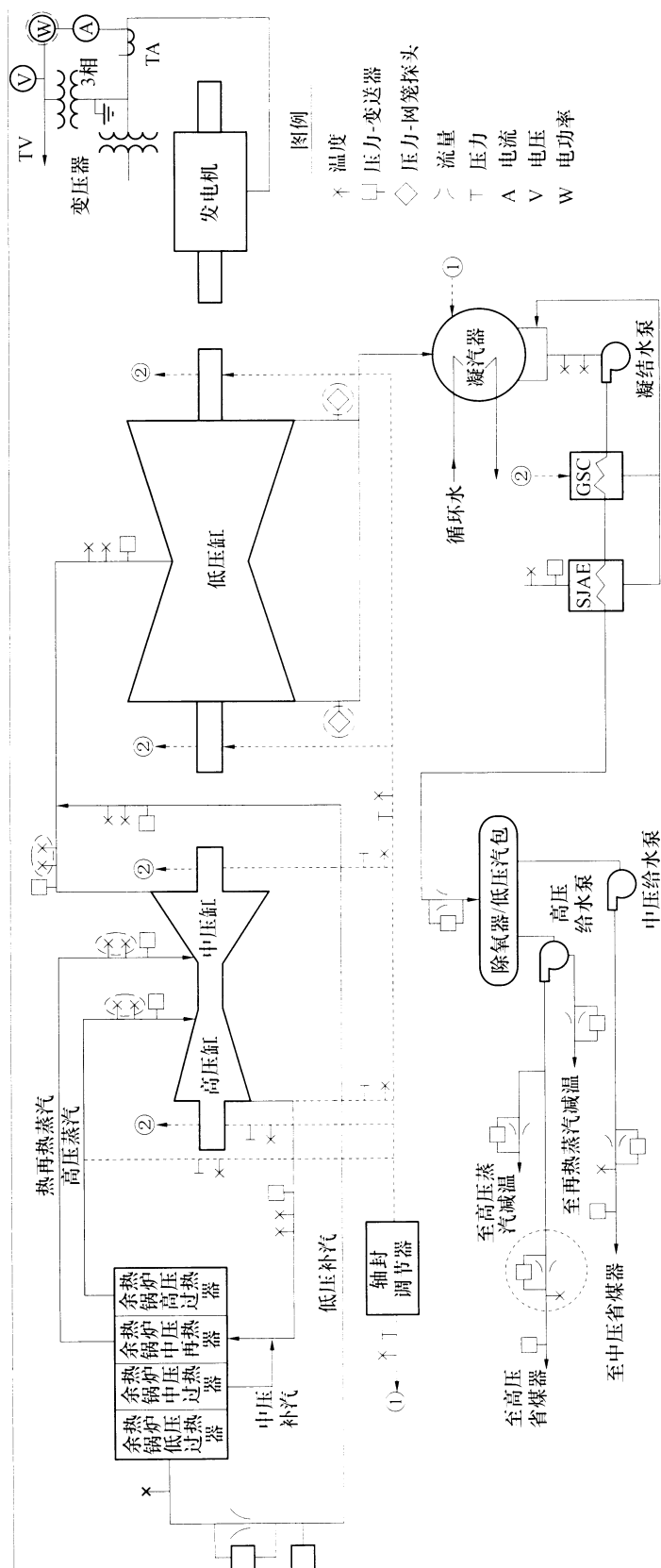


图6 联合循环(三压再热、高中压缸、双排汽轮机)性能试验仪表的类型和位置

注：标记在○里的测点应按照ASME的要求进行设计，制造和安装，并可校准溯源至NIST标准。

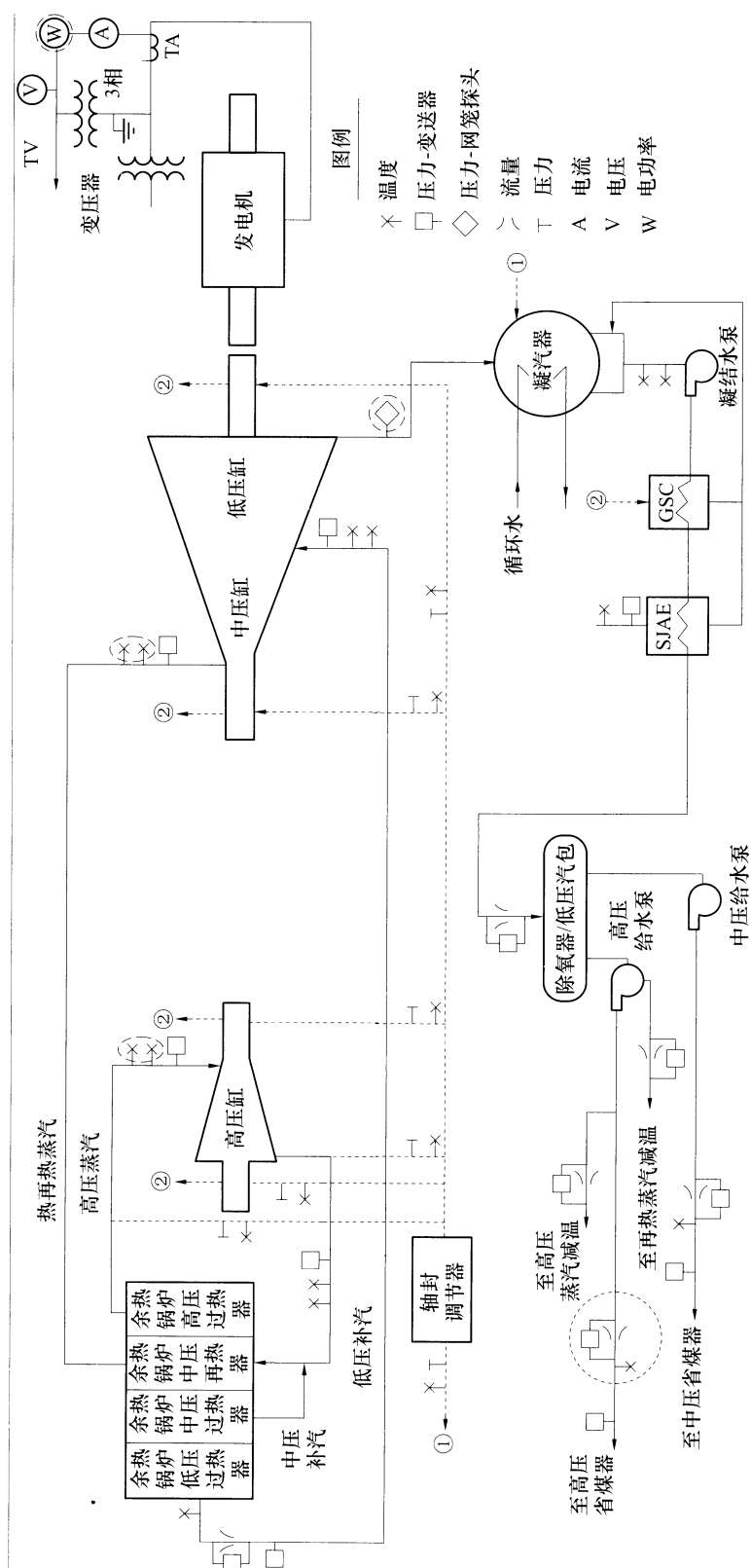


图7 联合循环（三压再热、中低压合缸、单排汽轮机）性能试验仪表的类型和位置

注：标记在○里的测点应按照ASME的要求进行设计，制造和安装，并可校准溯源至NIST标准。

5.1.3.2 实验室校验

根据本标准定义，实验室校验是在严格受控的室内条件下，使用具有非常专业的实验室设备条件下进行的校验。实验室设备应满足“25%规则”，或是满足 5.1.3.6 节描述的替代方法要求。一级仪表应进行实验室校验。

水力校验的参考标准采用净重水箱方法测量流量，由此可得出流量计的流量特性曲线。

5.1.3.3 现场校验

现场校验不必像在安装了专业校验设备的实验室中进行的校验那样严格，然而，如果仪表已经历了许多次循环周期或超出了实验室校验期限，则适合采用现场校验来判定仪表是否已经损坏或是发生了不可接受的漂移。现场校验在 5.1.3.7 中进一步说明。

5.1.3.4 校验结果的应用

读数从被校仪表和参考标准得到后，如果该偏差足够大，可将被校仪表的输出结果调整到标准读数，或者可将被校仪表和参考标准之间的偏差直接加到被校仪表的读数上。

对于流量计的校验，应使用由校验数据点拟合曲线得到的流出系数与经验公式给出的流出系数之差值，这在 ASME PTC 19.5 中有更详细的介绍。

请注意，在机组性能试验中大量使用的一级仪表是属于精密级的测量仪表，以至于实验室参考标准和仪表读数之间的偏差对计算结果的影响可以忽略不计。

5.1.3.5 参考标准

通常所有用于测量一类参数的一级和二级仪表（除流量测量外），应对照可追溯的标准来校验，如美国国家标准与技术研究院（NIST）的标准以及其他公认的国际标准组织的标准。所有的标准衡器的校验应按照生产厂家的规定周期来校验，如果用户有数据支持，可延长校验周期。这些支持的数据是历史校验值，用来证明在希望的校验周期内校验的偏移小于标准衡器的准确度值。流量计的校验在 5.4.1.6 中进一步详细讨论。

5.1.3.6 仪表校验准确度和参考标准

仪表校验准确度是指在实验室环境中经过适当调整或零位调整后的仪表可重复的最高准确度。在实验室环境中，没有振动或其他安装的影响，没有电磁干扰和外部温度的影响，或者在某些情况下甚至没有静态温度的影响。

当流量计按照 ASME PTC 19.5（详见 5.4.1.4）的规定制造和安装时，流量计校验准确度与流出系数经验公式准确度基本相同，该准确度不包括由过程参数测量、差压测量和几何尺寸测量所引起的附加不确定度。

对制作一条如 5.1.3.4 所描述的待使用的重要的校验曲线，如果必要的话，参考标准宜具有最多不大于被校验仪表校验准确度的 25% 的不确定度。或者，如果参考标准的不确定度与被校验仪表的随机不确定度的综合不确定度小于仪表要求的准确度，那么具有稍高不确定度的参考标准也可以替代使用。

本标准的流量测量不能达到上述“25%规则”的要求。由实验室给出的 20 个校验点拟合得到的校验曲线，由于拟合的原因，具有大约 0.2% 的不确定度（见附录 B）。

5.1.3.7 现场校验技术

现场校验或现场检查有很多方法。对 5.1.3.1 所定义的便携式温度和压力校验装置，其不确定度可追溯，并且小于目前已安装的大部分经实验室校验的一级仪表的不确定度。可使用这些校验装置来确保仪

表没有不可接受的漂移或损坏，以验证仪表可用于试验。如果仪表漂移不可接受，那么仪表需修复或更换，否则可采用现场校验。

现场校验也包括与已进行过实验室校验仪表之间的对比检查，而不一定是采用便携式校验装置，只要它们具有相同的不确定度水平。如果是模拟输出类型的测量仪表，现场校验应包括 5.1.3.12 中所定义的回路检查。

5.1.3.8 校验点个数

校验点的个数依赖于仪表测量的参数类型。校验点宜包括预期的测量范围，对于流量测量，某些情况下有必要对校验进行外推。

无论需要将校验数据应用到测量值，还是仪表具有很好的质量而不计仪表的实验室校验与仪表读数之间的偏差对试验结果的影响，测量一类温度和压力参数的一级仪表都应进行实验室校验。校验点的个数宜至少比拟合校验曲线的阶次高两点（最小为三个校验点）。流量计宜进行 20 个点的校验。

每一个仪表都宜采用上行和下行的方式接近测量点进行校验。这种方法可减少任何滞后效应的影响。当仪表安装后，有些仪表配备有一个机械装置可用来改变仪表的量程，在这种情况下，应对仪表在试验期间的每个使用范围进行校验。

测量一类参数的二级仪表实验室校验点的个数可与拟合校验曲线的阶次相同。如果仪表明显地表现滞后小于所要求的准确度，校验点就只需要从一个方向接近。

测量二类参数的二级仪表可采用多重仪表检查或进行现场检查。如果采用现场检查，只需在预期的运行范围内一个点进行检查。对测量二类参数的二级仪表，可接受标准的电厂控制系统的回路检查方法。

5.1.3.9 校验时间

由于不同类型仪表及其维护情况各不相同，因此没有关于首次校验至试验期间的时间间隔的规定。仪表的维护处理要比校验后经历的时间更为重要。一个仪表可以在某天校验后第二天处理不当而失效，相反，如果仪表校验后放在一个受控环境的架子上，即使仪表超出校验期仍能保持良好状态。

同样，安装在试验现场的仪表，虽然仪表隔离阀门关闭，或在很多情况下，没有经历重大的循环周期，但在这些情况下，仪表易遭受振动或其他损害，应进行现场校准。

在试验后，要求对那些没有多重仪表测量或对测量数据有怀疑的一级压力和温度仪表进行校验。电厂的仪表可作为多重仪表对待。如果结果表明仪表可能存在不可接受的漂移或损坏了，则需要进一步的调查。请注意流量测量元件和功率测量装置本身不宜试验后校验，因此，没有试验后校验的要求。

5.1.3.10 仪表环境条件对不确定度的影响

对用来测量一类参数（一级和二级）的仪表进行实验室校验时，要求实验室环境条件与该仪表在试验测量时的环境条件完全相同，这一要求通常是不切实际或是不可能的。环境条件包括温度、压力、湿度、电磁影响等。这就是为什么校验准确度按照 5.1.3.6 的定义来确定，并且由这些现场条件所引起的附加不确定度应知道或被估计。采用合适的数字仪表和电缆能消除电磁影响。

5.1.3.11 校验零位偏移

校验零位偏移是指实验室校验曲线的平移。当试验后的现场检查或校验表明零位偏移到了不可接受的程度，已不能满足试验不确定度要求，就需要做进一步的调查。

可安排试验后的实验室校验，这时应使用工程判断来断定首次和再次校验中哪一次更正确。下面是一些好的工程判断实际应用时的做法：

- a) 当仪表运至现场后的仪表校验至试验期间这段时间内，可在试验前和试验后分别对仪表进行单点检查，由此可查出何时出现漂移。例如，压力变送器排放空气、未加负载的瓦特表和测温仪

表的现场检查；

- b) 对采用多重仪表的场合，宜分析多重仪表之中的校验漂移，以确定哪一次的校验数据（首次校验或再次校验）更正确。

5.1.3.12 模拟信号仪表的回路校验

所有用来测量一类变量（一级和二级）的模拟信号仪表宜进行回路校验。以模拟量输出到数据采集系统仪表的回路校验涉及通过信号调节装置的仪表校验。另外，还可以用精密信号发生器所产生的已知信号加到每个通道，将信号调节装置与仪表分开进行校验。（在本标准编写期间，电厂 DCS 用来作为信号调节装置的大部分仪表是模拟量的仪表，许多模拟量临时试验数据采集系统也在使用中）。

5.1.3.13 数字信号测量仪表的校验

具有数字信号输出的仪表，因为测量参数的单位转换已经完成，没有了下游的信号调节设备，因此只需对数字信号输出进行校验。

5.1.3.14 质量保证程序

每一个校验实验室应有质量保证程序体系。该程序是一种文件记录的方法，可以从文件中找到以下信息：

- a) 校验方案；
- b) 校验技术人员的培训；
- c) 标准衡器校验记录；
- d) 标准衡器校验计划；
- e) 仪表校验历史。

质量保证程序的设计应确保实验室标准能按照要求进行校验，还须保证技术人员经过合格的培训和按照正确的方法来校验。

宜允许试验的各方人员为审核目的参观校验设备。在参观期间，质量保证体系程序文件也宜可以提供查阅。

5.1.4 电厂仪表

只有在电厂仪表（包括信号调节装置）证明能满足总不确定度要求的情况下，电厂仪表才可接受用于测量一类变量。对一级和大多数二级仪表通常不使用电厂仪表。

5.1.5 多重仪表

多重仪表是指在同一位置采用两个或多个仪表测量同一参数。对高压蒸汽、冷再热蒸汽和热再热蒸汽温度测量，要求采用多重仪表进行测量。对主流量测量应至少采用两组取压口并且每组取压口安装一台差压仪表。

经验表明，当使用特殊类型仪表的校验零位漂移不可接受，同时又没有其他可用的仪表时，推荐使用多重仪表测量。其他在不同位置上的独立测量仪表也可以监视仪表测量的一致性。例如，一个等焓过程，在蒸汽管道中某点的温度和压力可以通过比较焓值的方法来检验在管道中另一点的温度和压力的准确性。

5.2 压力测量

5.2.1 概述

本条款给出了压力测量的要求和指南。推荐采用电子式压力测量装置来测量一类参数，以减小随机

误差。如果能满足准确度的要求，也可使用净重压力计、压力表和其他测量装置。

5.2.2 压力变送器的准确度

5.2.2.1 介绍

压力变送器的准确度要求依赖于要测量参数的类型，参见 5.1.2.3 和 5.1.2.4 关于一类和二类变量的讨论。

5.2.2.2 准确度要求

一类参数的测量宜使用准确度为 0.1 级的压力变送器，以使测量参数的总不确定度不超过 $\pm 0.3\%$ 。这些压力变送器宜具有温度补偿功能。如果没有温度补偿功能，那么应将试验期间测量的现场环境温度与校验时的温度相比较，以决定准确度的下降是否可以接受。

5.2.3 压力变送器的类型

压力变送器的类型有绝压变送器、表压变送器和差压变送器三种。

5.2.3.1 绝压变送器

- a) 应用范围。绝压变送器测量压力的参考点为绝对零压力。绝压变送器宜用于测量压力小于或等于大气压力的场合。绝压变送器也可用于测量高于大气压力的场合。
- b) 校验方法。绝压变送器可使用下面两种方法之一进行校验。
 - 1) 将校验仪表与一台可以精确达到所要求的真空的设备相连，这个设备可以是一个罩壳压力为零的静重计，或是一个活塞压力计，其低压侧参考压力为零；
 - 2) 使用抽真空设备在一个腔室内产生和保持某一真空，被校仪器和校验标准仪都与腔室相连，腔室在校验期间应维持恒定真空。

如果能够达到同样的水平，也可以利用其他的装置来校验绝压变送器。

5.2.3.2 表压变送器

- a) 应用范围。表压变送器测量压力的参考点为大气压力。要获得绝对压力的读数，应将试验现场的大气压力与表压变送器读数相加。试验现场的大气压力宜由绝压变送器测量。表压变送器只可用于测量高于大气压力的场合。在高于大气压力的场合最好采用表压变送器，而不用绝压变送器，因为前者易于校验。
- b) 校验方法。表压变送器可采用一台高准确度静重计来校验。由静重计产生的压力应经过当地重力加速度、空气静浮力、活塞表面张力、活塞表面偏转、实际重量、活塞实际面积和工作介质温度等修正。如果不经过上述修正，由静重计校验的压力有可能不准确。每次校验静重计时要测定实际的活塞面积和重量。如果其他的装置有相同的水平，也可以用来校验表压变送器。

5.2.3.3 差压变送器

- a) 应用范围。差压变送器用于测量由差压确定流量的场合。
- b) 校验方法。用于测量一类变量的差压变送器应在所测量管道静压相同的状态下校验，除非有数据表明高的静压对仪表准确度的影响没有超出要求。在所测量管道静压下的校验就是将实际测量的工作压力作用到被校仪表上，然后进行校验。测量管道静压下的校验可采取下述三种方法之一：
 - 1) 两台高准确度静重计；

- 2) 一台静重计和一台分压器联合;
- 3) 一台静重计和一台标准差压计。

用于测量二类变量的差压变送器不需要在所测量管道静压下校验,可采用一台高准确度静重计与仪表的高压侧相连进行校验。如果不加静压,仪表量程应对高静压偏移进行修正,除非仪表有内部补偿可以消除高静压影响。

一旦仪表在现场安装完毕,宜平衡差压表两侧压力源,并读出零位值,该零点偏移值应从试验测量的差压值中扣除。如果其他的装置有相同的水平,也可以用来校验差压变送器。

5.2.4 绝对压力测量

5.2.4.1 概述

可用绝压变送器测量绝对压力参数。典型的绝对压力测量参数包括凝汽器压力和汽轮机排汽压力。

5.2.4.2 安装

用来测量蒸汽压力的绝对压力变送器宜安装在流场稳定的位置。变送器的安装宜与校验时的安装方向相同。对真空的测量,安装变送器的传压管宜从取压口开始,连续倾斜向上引至测量仪表,并使用连续吹扫系统,宜注意确认读数没有受到吹扫气体的影响。

5.2.5 表压测量

5.2.5.1 概述

表压测量参数是指那些大于或等于大气压的压力参数。测量这些参数的仪表可使用表压或绝对压力变送器。因为表压变送器更容易校验和就地检验,因此推荐采用表压变送器。在部分负荷工况测量较低压力参数时,由于这些参数有可能进入真空区域,应特别引起注意。

5.2.5.2 安装

用表压变送器测量蒸汽或水的压力时,其传压管宜从取压口开始,连续倾斜向下引至测量仪表。这样可以保证传压管内充满水。在测量蒸汽参数时,传压管宜由取压口水平引出至少 0.61m 后再倾斜向下,蒸汽在这段水平管段内可以完全形成凝结水以确保倾斜段也全部充满液体。

水柱是在传压管内冷凝的水的高度。冷凝液在传压管内形成一个静压头,该静压头应从仪表读数中扣除。静压头由传压管垂直高度乘以重力加速度再乘以该液体比重而得到。

每个压力变送器宜在其上游的传压管的末段安装一个隔离阀。在仪表安装前传压管宜排放,在读数前传压管宜有足够的时间来形成水柱。

5.2.6 差压测量

5.2.6.1 概述

差压测量用来测量流过流量元件的蒸汽或水的流量,或是通道或管道的压力损失。差压或压降使用差压变送器测量,并用来计算流体流量。

5.2.6.2 安装

差压变送器宜采用如图 8 所示的五阀组来安装。推荐采用五阀组,而不是三阀组,因为五阀组能发现通过平衡阀的任何泄漏。

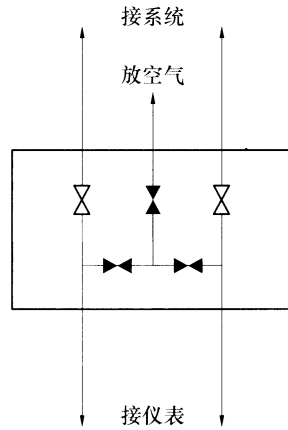


图 8 五阀组示意图

差压变送器测量蒸汽或水的差压时，传压管宜倾斜向下引至测量仪表。在测量蒸汽差压时，传压管由取压口水平引出至少 0.61m 后再倾斜向下，以确保传压管垂直段充满液体。

当差压变送器用于上下游取压位置处于不同高度的流量元件时，由于流量元件和传压管中水的密度不同，需要对上下游取压口高度之间的水柱差进行修正，如图 9 所示。

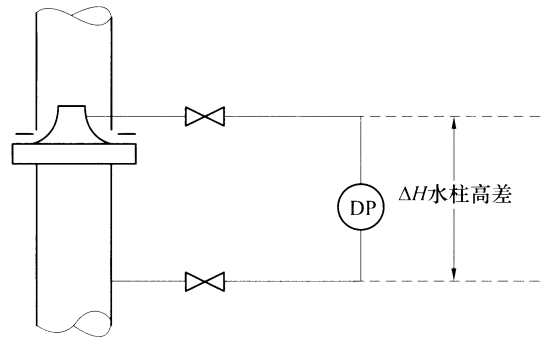


图 9 流量测量的水柱高差修正

无绝热保温措施时，修正方法如下：

对向上流动的情况：

$$\Delta p_c = \Delta p_m + (\rho_{\text{sen}} - \rho_{\text{fluid}}) \times g \times \Delta H \quad (3)$$

对向下流动的情况：

$$\Delta p_c = \Delta p_m - (\rho_{\text{sen}} - \rho_{\text{fluid}}) \times g \times \Delta H \quad (4)$$

式中：

Δp_c ——修正后差压，Pa；

Δp_m ——测量差压，Pa；

ΔH ——上下游取压位置水柱高差，m；

ρ_{sen} ——传压管液体密度，kg/m³；

ρ_{fluid} ——测量流体密度，kg/m³；

g ——当地重力加速度（≈9.806 65），m/s²。

5.2.7 排汽压力测量

凝汽式汽轮机排汽压力的测量通常测量排汽的静压力。对非凝汽式汽轮机排汽压力的测量见 5.2.5。

5.2.7.1 安装

凝汽式汽轮机的排汽静压应在排汽接口或排汽通道处测量，或在靠近上述位置的两侧测量。应利用可以保证测量准确度的特殊位置，在任何情况下每个排汽环面上不应少于两个测量点。当不能由试验结果来确定合适的测量位置时，建议在排汽接口每 1.5m^2 的自由区域内布置一个压力测点，但在任何情况下每个排汽口布置测点不多于 8 个。本标准推荐每个测点采用单独的变送器进行测量，用于计算的压力取所有测点的平均值。若同一时间的读数之间的偏差超过 0.33kPa ，需调查其原因。较大排汽面积的空间测量偏差通常会超过 0.33kPa 的情况。

5.2.7.2 排汽接口

排汽接口是指汽轮机排汽与凝汽器的法兰或膨胀节相连接处，或是与凝汽器喉部焊接处。

5.2.7.3 压力接口

压力接口宜设在管道内部，并且要加装网笼探头或导流板。本标准推荐使用网笼探头。如果排汽通道里有横穿蒸汽空间的加强肋或支架，则带空气吹扫的传压管可以垂直其表面穿过。传压管末端的取压口应分布在整个排汽通道截面，且尽可能位于每一等分面积的中心。网笼探头宜 45° 角倾斜安装，如图 10 所示。

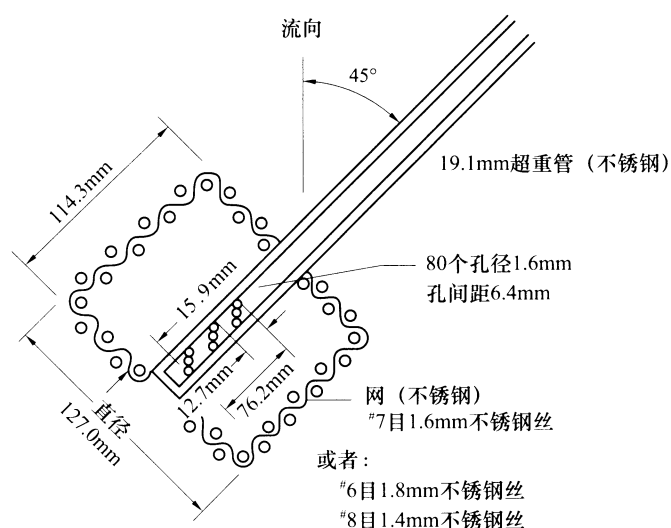


图 10 网笼探头

另外，也可使用导流板，如图 11 所示，导流板的安装宜使蒸汽流垂直于取压口。

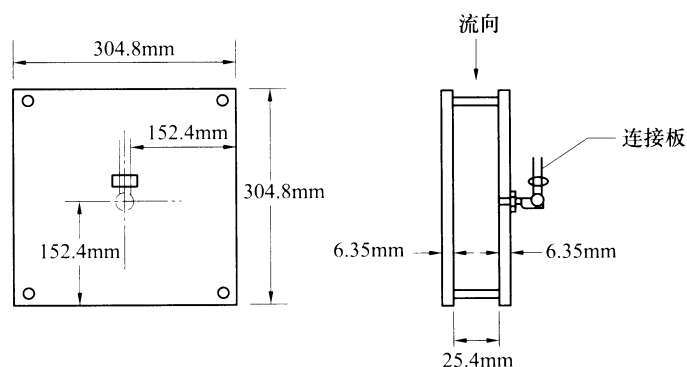


图 11 导流板

应特别注意选择网笼探头和导流板的布置位置,因为排汽口处某些点的压力会受到局部高速汽流的影响。

5.2.8 安装

所有信号电缆应有屏蔽措施,能将附近电力设备产生的感应电流屏蔽掉。所有的信号电缆宜安装远离产生电磁场的设备,如发动机、发电机、电线、电缆桥架和配电盘等。

在校验前,宜选择合适的压力变送器的量程以更好地符合期望的现场测量值。然而,调整量程会改变压力变送器对环境温度变化的敏感性。附加的校验点会提高准确度,但不是必需的。在校验期间,宜采用上行和下行的校验方式以消除滞后效应。有些压力变送器在安装后有改变量程的功能。应对变送器在试验期间将使用的各种量程范围内进行校验。

对蒸汽和水的过程参数的测量,从静压变送器和任何取压孔在不同高度上的差压变送器(例如,垂直安装的测量装置)的读数,应进行水柱的高度修正。这个修正可以在变送器内、控制系统中或数据采集系统内部进行,也可以在采集原始数据后手工处理。应特别注意确保该项修正正确使用,尤其是对于低静压测量的情形,并且只进行一次修正。

对采用差压变送器测量的流量装置,除非在电厂控制系统中使用差压的开方计算,变送器的输出通常是开方计算后的结果。宜注意确保开方计算只能应用一次。

5.3 温度测量

5.3.1 概述

本条款给出了温度测量的要求和指南。同时也讨论了适用的温度测量装置、温度测量装置的校验和温度装置的应用。因为温度测量技术日新月异,对于那些现在还没有使用或还不十分可靠的仪表,本标准不限制使用。如果将来这些仪表得到广泛使用且准确度和可靠性满足要求,则可使用。

- a) 所有用来测量一类一级参数的仪表,当测量温度不大于 93°C 时,其系统不确定度应不大于 0.28°C ;当测量温度大于 93°C 时,其系统不确定度应不大于 0.56°C 。
- b) 用来测量一类二级参数的仪表,其系统不确定度应不大于 1.67°C 。
- c) 用来测量二类参数的仪表,其系统不确定度宜不大于 3.89°C 。一类和二类参数的说明见 5.1.2。

5.3.2 位置

用来测量计算焓值的一类一级温度测量仪表,应尽可能安装在靠近相应的压力测量的地方。温度套管宜安装在取压孔的下游,或者如果安装在上游,不宜在同一个纵向平面上。相邻温度套管之间的距离应小于 4 倍管径。并且,如果相邻温度套管之间的距离大于 2 倍管径,可以安装在同一轴向直线上;如果小于 2 倍管径,则在圆周方向上应至少错开 45° 角。

两个读数的平均值认为是流体的温度。如果两个读数的差别大于 0.56°C ,应予以解决。对由分层流引起的温度差异,应将温度传感器安装在弯头或抽汽口下游足够远的地方,在测点之前使分层流得到充分混合,使此差异减到最小。测量温度的信号线宜有接地屏蔽,以屏蔽掉附近电子设备产生的感应电流。所有的信号电缆都宜安装在远离产生电磁场的设备,如电动机、发电机、电气管道和配电盘。使用绞合线是减小电磁干扰最有效的方法。

5.3.3 推荐使用的传感器

5.3.3.1 电阻温度计 (RTD)

电阻温度计可用于从任何低温到电阻温度计制造商推荐的最高温度范围内的温度测量。典型的电阻

温度计可测量温度大于 649℃。ASTM E 1137 为工业用铂电阻温度计提供了标准规范，包括对压力、振动、机械冲击的要求以延长这些传感器的使用寿命。

用来测量一类一级参数的温度仪表应采用 A 等级四线制的铂电阻温度计；用来测量一类二级温度的仪表可采用 B 等级三线制的铂电阻温度计；从电阻值到温度的计算宜采用 ASTM E 1137 中的公式。

5.3.3.2 热电偶

热电偶可用来测量任何温度大于 93℃ 的流体。测量的最高温度依赖于热电偶的类型和所用的护套材料。如果使用时特别注意，也可用热电偶测量温度小于 93℃ 的流体。热电偶是一种差动式的装置，热电偶测量的是被测点温度与参考温度间的差别，温度差值越大从热电偶测得的电动势也就越高，因此，当温度小于 93℃ 时，电动势也就相应变低，而且感应噪声也增大了偏差和不准确性。

由相同材质线制成的热电偶产生的电动势是测量端和参考端温度差值的函数。然而，如果线的材质不同或材质不均匀出现在存在温度梯度的区域，会产生附加的电动势。除了两个接合点处的温度差外，热电偶的输出还会受上述因素的影响，因此，热电偶线材质的均匀性对测量的精确性是一个重要的因素。

所有金属—金属类型的热电偶用于高温测量后，材质都会变得不均匀，然而，如果热电偶导线的所有不均匀部分都在相同的温度区域，则不均匀部分对热电偶的读数没有影响。因此，一个使用过的热电偶增加插入深度，将以前未被加热过的部分导线带入有温度梯度的区域，将对读数产生影响，但如果增加的插入深度后，将以前加热过的全部导线带入均匀的温度区，则热电偶测量值显示仍遵循原来的电动势—温度关系。如果插入深度减少，导线的更多不均匀部分将带入有温度梯度的区域，则引起电动势示值的变化。再者，当热电偶从一处移到另一处时，即使两处测量插入的深度以及测量端的温度都相同，但沿着导线不均匀部分的温度分布几乎总会发生改变，因此电动势示值也会改变。

经过温度周期性变化的热电偶容易产生漂移。所谓的温度周期性变化是指热电偶从工作温度下进入室温状态。这种温度周期性变化的次数宜尽量少。

热电偶能有效地用在高振动区域，如进入汽轮机的高压主蒸汽。对所有应用场合，本标准推荐使用每度对应的电动势最高的热电偶。美国国家标准与技术研究院（NIST）为每一个特定类型的热电偶推荐了使用的温度范围。

- a) 一类一级参数。用来测量一类一级参数的热电偶从测量端到冷端应有连续的导线。这类高准确度的热电偶应具有 0℃ 的参考冷端或是绝热的且校验过的环境温度作为参考。
- b) 一类二级参数。测量一类二级参数的热电偶在信号线上可有连接点。两条信号线的连接点应有相同的温度。如果环境温度已测量，且测量值根据冷端温度的变化得以补偿，那么对这些准确度稍低的热电偶，冷端可以是环境温度。
- c) 参考端。冷端温度应进行精确测量。测量端温度的测量准确度可不高于冷端温度的测量准确度。冷端应维持在冰点温度或一个稳定的等温参考温度上。当热电偶的冷端浸在含有冰和水的混合槽中时，精密温度计的测温球应与热电偶的冷端浸在混合液的相同高度上，并紧靠在一起。任何相对于冰点的偏差应立即修正。每个冷端都应是电绝缘的。

当采用等温冷端补偿方法时，应使用参加试验各方都认可的精密冷端参考温度测量方法。当使用电子控制的参考冷端时，它应有能力把参考冷端温度控制在 $\pm 0.03^\circ\text{C}$ 范围内。应对全部参考冷端都予以特别关注，因为温度变化、材料特性和补偿线的不匹配都会引起误差。应通过校验来验证整个参考冷端系统的不确定度小于 $\pm 0.11^\circ\text{C}$ 。如果作为数字系统一部分的等温热电偶参考模块与电子参考端具有相同的准确度，则可用于按照本标准进行的汽轮机试验。商业用数据采集系统使用一个测量参考端，该测量的准确度在制造商提供的设备规范中给出。参考端的不确定度应该包括在测量的不确定度计算中，以确定该装置是否满足本标准。

5.3.3.3 热电偶信号测量

目前有很多仪表可以用来测量输出电压、电阻和温度。在系统中每一个用于测量温度的仪表都应满

足参数的不确定度要求。

5.3.4 一类温度参数测量仪表的校验

本标准推荐测量一类温度参数的仪表应有合适的校验历史数据（3 组或 4 组校验数据）。校验历史数据宜包括两次校验之间仪表所测量过的温度水平。测量低温后的仪表可能是稳定的，但测量高温后的仪表可能并不稳定。

在任何热电偶校验期间，参考冷端应采用电子参考端、等温参考端或冰水混合物槽来维持在冰点上。校验应采用可接受的方法进行，使用的标准应可以追溯至认可的国家标准机构（如国家标准与技术研究所）。校验应在所有要用到的温度范围内进行。

温度测量装置的校验是将被校验的温度测量装置与温度标准一起插入标定介质中，将标定介质的温度设定到校验点温度。维持标定介质的温度稳定，直到温度标准读数的波动小于温度标准的准确度。从温度标准和被校验温度测量装置得到的信号或读数用于确定被校验温度装置的偏差。校验方法的详细讨论参见 ASME PTC 19.3。

5.3.5 典型应用

下面的描述提供了对一级温度测量的要求。对二级温度测量的要求也推荐考虑这些要求。

5.3.5.1 管道或容器中流体温度的测量

管道或容器中流体温度通过安装温度套管来测量。温度套管就是从管壁或容器壁伸进流体中的耐压装置。套管壁厚越薄越好，同时要符合安全应力和其他 ASME 标准的要求，内壁应清洁干燥且无腐蚀氧化。温度套管有一个延伸到尖端的钻孔，便于温度测量装置的插入。钻孔的尺寸宜在温度测量元件和管壁间有足够的间隙。温度测量元件经常变弯而导致在插入套管的时候出现困难。温度套管钻孔的底部与温度测量装置尖端宜有相同的形状。在温度测量装置插入之前套管宜清扫干净。安装时，宜将温度套管顶端穿过要测量流体的边界层。

除非出于设计上的考虑，温度感应元件插入流体中的深度应至少 75mm，并且不小于管道内径的 1/4。如果管道内径小于 100mm，温度感应元件在管道中应轴向布置，在管道的弯头或三通处插入。如果这些条件都不具备，那么应修改管道以使上述条件成为可能。温度套管宜安装在流体充分混合地方，并且没有温度梯度的位置。如果温度套管布置在锅炉、汽轮机、凝汽器或其他机组设备的出口位置，则宜安装在管道弯头的下游位置；如果在一个指定的管道位置上安装多个温度套管，宜安装在管道的两侧，而不是直接安装在另一只热电偶的下游。当温度测量装置安装好之后，宜采用弹簧加载以确保其测量元件尖端靠紧温度套管的底部。

对一类一级温度的测量仪表，本标准推荐将暴露在管道或容器外的部分与设备一起进行保温处理，以使传热损耗减到最小。对减温后蒸汽温度的测量，温度套管相对于减温水的喷入点的位置应仔细选择，温度套管应安装在减温水与蒸汽充分混合的地方，可通过将温度套管安装在减温水喷入点之后下游两个弯头后的蒸汽管上来实现。

5.4 流量测量

5.4.1 水和蒸汽的流量测量

在联合循环的汽轮机的试验中，要求测量管道中水和蒸汽的流量。这包括直接测量进入和离开机组的流量，也包括间接测量一类流量所必须测量的其他流量。

5.4.1.1 差压元件

大部分的机组通常使用差压元件（孔板、喷嘴、文丘里管）测量流量，它们是本标准推荐和讨论的

测量元件。然而，如果其他类型的流量测量元件与本标准要求的不确定度相同或更低的话也可使用。

5.4.1.2 符合 ASME 要求

对于一级差压流量测量装置，设计、制造和安装应严格遵循 ASME PTC 19.5 的规定，并且流量也按照本标准要求进行计算。这包括所有下列适用于差压流量测量装置技术文件的要求。

- a) 主要流量元件上游和下游直管段的要求和流量整流器（如果使用的话）与主要流量元件之间直管段的要求；
- b) 管道和流量测量元件的直径和圆度，圆度测量的位置以及测量时的温度；
- c) 管道的粗糙度；
- d) 管道和测量元件材料描述；
- e) 喷嘴和文丘里管内部的粗糙度；
- f) 孔板上游表面的粗糙度和平度；
- g) ASME PTC 19.5 中给出的主要元件的尺寸和加工公差；
- h) 孔板边缘的锐度；
- i) 孔板的厚度；
- j) 检查确保没有毛刺、划痕和金属丝棱等；
- k) 取压孔的位置，大小和加工要求，包括加工精度和尺寸公差；
- l) 温度测量装置的位置；
- m) 主要元件和管道的不同心度；
- n) 流量整流器的类型和制造要求（如果使用的话）。

宜检查按照 ASME PTC 19.5 要求制造的工厂测量记录，以及机组启动程序，以确认满足上述要求。机组启动程序应保证在蒸汽吹扫期间使用替代管段以避免流量装置受损。在蒸汽吹扫的储存期间，流量测量管段应将两端加盖，以防止周围环境如湿度和灰尘对流量装置的损坏。因此，应特别留意机组设计的规范以保证用于遵循本标准的试验的所有流量计达到了这些要求。

5.4.1.3 机组设计时需要考虑的事项

有很多采用一级流量装置和其他级别流量装置联合进行测量的场合，能满足本标准的不确定度要求。在机组设计的早期阶段考虑试验要求是非常重要的，这样可以优化所有的设计考虑事项，以使试验的不确定度不会超出本标准的限制值，对任何一级流量计都应符合本条款的要求。

按照 ASME PTC 19.5 的要求，对重要位置上的一级流量计，应在机组的设计阶段给予考虑。

5.4.1.4 差压型流量测量装置的流量计算

在 ASME PTC 19.5 中，流经差压型流量测量装置的流量计算通用公式：

$$q_m = \frac{\pi}{4} d^2 C \varepsilon \sqrt{\frac{2 \rho \Delta P}{1 - \beta^4}} \quad (5)$$

式中：

- q_m —— 质量流量，kg/s；
- d —— 在流体温度下流量测量元件的内径，m；
- C —— 流出系数，无量纲；
- ε —— 膨胀系数，无量纲；
- β —— 在流体温度下，流量测量元件直径与管道直径的比值（ d/D ），无量纲；
- ρ —— 流体密度，kg/m³；

ΔP —— 差压, Pa。

对各种流量装置的流出系数和膨胀系数的计算步骤在 ASME PTC 19.5 给出。

流体的密度由水蒸气表得到。水和蒸汽的动力黏度和等熵指数也是由水蒸气表得到,进而计算出雷诺数和膨胀系数,得到流出系数。

请注意,因为流出系数依赖于雷诺数,反过来雷诺数又依赖于流量,因此流量装置的尺寸设计和流量的计算都要经过反复进行迭代计算。

5.4.1.5 差压流量测量装置的准确度和其他特性

对一个结构合理的差压流量测量装置,流出系数是在电厂运行的流量范围内流体的雷诺数、流量测量元件的直径和管道直径的函数。

由于相似类型和大小的差压流量测量装置的水力实验室校验数据具有重复性,因此可提供各类型差压流量测量装置的流出系数和雷诺数之间的关系。流出系数的经验公式是由大量的校验试验研究得到的结果。

在采用本标准的性能试验中,如果能够满足标准规定的不确定度,对一类一级变量可采用经验公式来计算流出系数。预备性试验的不确定度分析可能需要水力实验室的具体差压流量计的校验报告来决定这个流量计流出系数与雷诺数特定的关系。本标准要求用于测量高压蒸汽流量的流量计,或者替代流量计的校验应满足表 5 要求。如果每组取压口计算的结果差别大于测量不确定度,则需调查原因。

膨胀系数是流量测量元件及管道的直径、差压与静压的比率以及气体或蒸汽等熵指数的函数。膨胀系数用于可压缩流体,如蒸汽。它用来修正压缩性对流出系数的影响。这就意味着对不可压缩流体有效的差压流量测量装置的水力校验,对可压缩性流体也同样有效,只是准确度略有下降。这就是差压流量计在通用性方面有很大的优势之处,因为实验室得出的可压缩流体的流量通常比不可压缩流体的流量准确度要低一点。不可压缩系数 ϵ 值对水流量的测量等于 1,因为水是不可压缩流体。

为了使用方便,在表 6 中列出了 ASME PTC 19.5 中各种流量测量装置通用计算公式中的流出系数和膨胀系数的经验公式的系统不确定度。这些数值是在假定测量装置按照 ASME PTC 19.5 规定制造、安装和使用时得到的。

表 6 流出系数和膨胀系数的不确定度 (压力和差压单位相同)

流量元件	未经校验的流量测量装置 流出系数 C 经验公式值的不确定度	膨胀系数 ϵ 的不确定度
孔板	0.6%, 当 $\beta \leq 0.6$	$\frac{4 \times \Delta P}{P_1}$
文丘里管	1.0%, 当 $0.2 \leq \beta \leq 0.5$	$\frac{(4 + 100\beta^8) \times \Delta P}{P_1}$
管壁取压喷嘴	1.0%, 当 $0.2 \leq \beta \leq 0.5$	$\frac{2 \times \Delta P}{P_1}$
喉部取压喷嘴	1.0%, 当 $0.25 \leq \beta \leq 0.5$	$\frac{2 \times \Delta P}{P_1}$

到目前为止,流出系数的不确定度是流量测量不确定度的最重要的组成部分。假定生产过程和与流量计相连的差压仪表满足要求,流出系数的不确定度是流量不确定度分析的主要因素。有资质的水力实验室校验的不确定度大约在 0.2% 以内,因此,当考虑其他不确定度源后,实验室校验过的流量计的流出系数的不确定度能达到小于 0.3%。

在 ASME PTC 19.5 中,针对各种类型的差压流量装置给出了根据实验室校验数据拟合曲线的详细

步骤。也给出了在有需要时，将校验结果外推到比实验室校验的雷诺数更高的方法。外推校验数据而又没有附加的不确定度就需要对校验数据的分散度和斜率进行仔细地检查。若外推有必要的话，由外推得到的流出系数的不确定度与那些在实验室校验雷诺数范围内的不确定度是相等的。这是因为外推公式的应用是基于流体动力学原理，即外推的斜率是已知的。规范性附录 B 给出了一个孔板流量计的例子。

总的流量测量不确定度除了由流出系数和膨胀系数引起的不确定度外，还包括确定流体密度的压力和温度以及差压测量的不确定度。假如参数测量和差压测量使用一级仪表，并严格遵循 5.4.1.3 中的各项要求，则测量水和蒸汽的差压类型的流量装置的不确定度范围见表 7。详细资料见 ASME PTC 19.5。

宜注意，在过去测量水流量要比测量蒸汽流量的准确度更高，这是因为在确定密度和膨胀系数时存在固有的不精确性。随着现代测量技术的发展，直接测量蒸汽流量的不确定度已得到改善，可接受使用测量蒸汽流量来代替测量水流量。

表 7 正确使用差压流量计时，流量测量的不确定度

流量元件	蒸汽流量不确定度	水流量不确定度
孔板	0.60%~0.75%，未经校验； 0.30%~0.50%，已校验； 对高压蒸汽不推荐使用	0.60%~0.70%，未经校验； 0.30%~0.40%，已校验
文丘里管	1.1%~1.2%，未经校验； 0.3%~0.5%，已校验	1.0%~1.1%，未经校验； 0.3%~0.4%，已校验
管壁取压喷嘴	1.1%~1.2%，未经校验； 0.3%~0.5%，已校验	1.0%~1.1%，未经校验； 0.3%~0.4%，已校验
喉部取压喷嘴	1.1%~1.2%，未经校验； 0.3%~0.5%，已校验	1.0%~1.1%，未经校验； 0.3%~0.4%，已校验

5.4.1.6 差压流量测量装置的选择

由于选择差压型流量测量装置的复杂性，本标准不包括这一内容。本标准使用者参考 ASME PTC 19.5 中的相关内容。

5.5 电气参数测量

5.5.1 概述

用来评价联合循环汽轮机性能的电气参数包括毛输出功率、功率因数、励磁机功率和其他的辅助电负荷。本条款提供了确定这些参数测量的要求和指南。

本标准中没有包括的测量要求和更多的信息，宜参考 ANSI/IEEE Std.120—1989。

5.5.2 电气参数测量系统的接线

对以下各三相发电机系统，最少表计的测量方法如下：

- a) 三线制的发电机接线：两个单相表或一个两相表；
- b) 四线制的发电机接线：三个单相表或一个三相表。

可能存在不同类型的三线制和四线制发电机接线的情况。

5.5.2.1 三线制功率测量系统

三线制电力系统的例子如图 12、图 13 所示。由于连接的发电机类型不同，因此存在不同的三线制电力系统。在决定使用哪种适合的测量接线之前，推荐检查发电机的类型和现场布置。

三线制电力系统中的功率和能量可以由两个“开放的三角形连接”的电压互感器（TV）和两个电流互感器（TA）来测量。用两表法来测量Δ形和Y形连接的发电机的功率，分别如图12、图13所示。

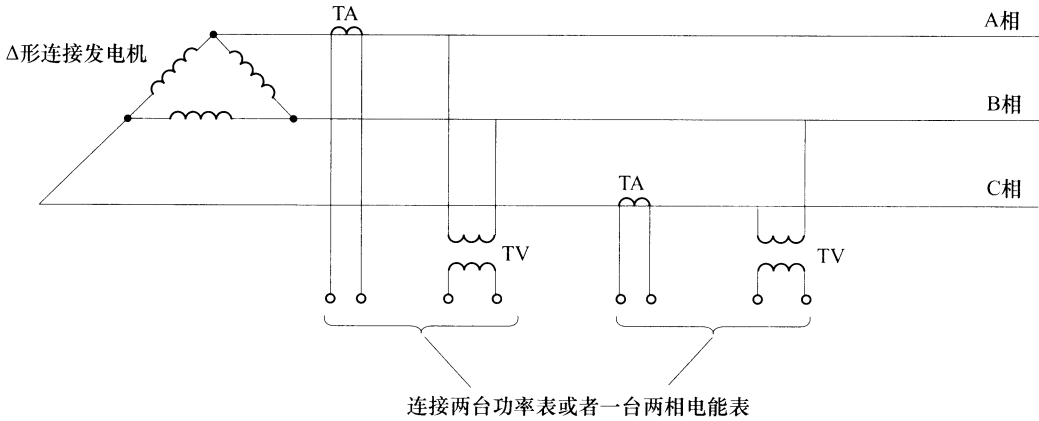


图12 两表法测量Δ形连接三线制电力系统的发电机输出功率

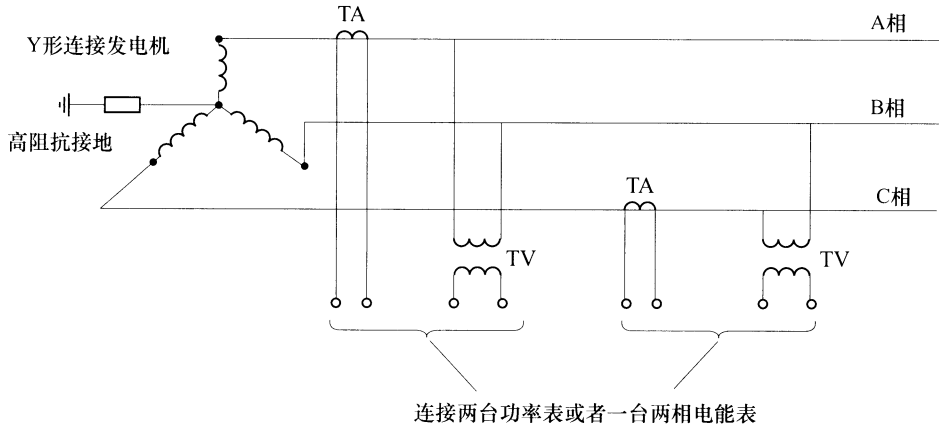


图13 两表法测量Y形连接三线制电力系统的发电机输出功率

不同类型的测量表计可用来连接这些仪用互感器：两台功率表，两台电能表或一台两相电能表。推荐用一个无功功率表来测量无功功率以确定功率因数，功率因数计算公式如下：

$$PF = \frac{W_{atts,t}}{\sqrt{W_{atts,t}^2 + V_{ars,t}^2}} \quad (6)$$

式中：

PF —— 功率因数；

$W_{atts,t}$ —— 总有功功率；

$V_{ars,t}$ —— 总无功功率。

另外，对一个平衡的三线制正弦回路，功率因数也可用下面的公式计算：

$$PF = \frac{1}{\sqrt{1 + 3 \times \left[\frac{W_{atts,A-B} - W_{atts,C-B}}{W_{atts,A-B} + W_{atts,C-B}} \right]^2}} \quad (7)$$

式中：

PF —— 功率因数；

$W_{atts,A-B}$ —— AB 相的有功功率；

$W_{atts,C-B}$ —— CB 相的有功功率。

5.5.2.2 四线制的功率测量系统

典型的四线制电力系统如图 14 所示，除“开放三角形”发电机连接外，在 5.5.2.1 中所描述的所有三线制系统都可以用本节所描述的四线制测量系统来测量。

四线制电力系统中功率和能量可以由用三个电压互感器（TV）和三个电流互感器（TA）来测量，如图 14 所示。可采用不同的测量表计来连接这些互感器：三台有功/无功功率表，三台有功/无功电能表或一台三相有功/无功电能表。

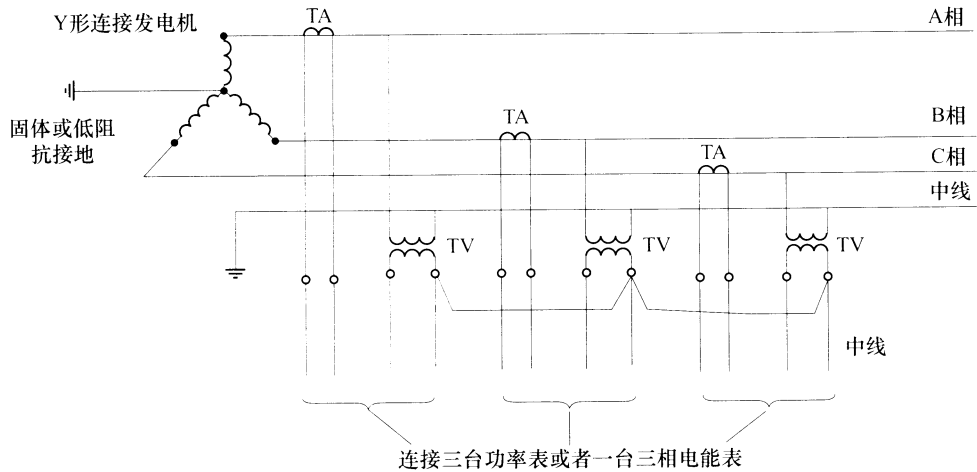


图 14 三表法测量四线制电力系统的发电机输出功率

功率因数可以由有功功率表和无功率表的读数用下面的公式来计算：

$$PF = \frac{W_{atts,t}}{\sqrt{W_{atts,t}^2 + V_{ars,t}^2}} \quad (8)$$

式中：

PF ——功率因数；

$W_{atts,t}$ ——三相总有功功率；

$V_{ars,t}$ ——三相总无功功率。

另外，功率因数也可根据测量的每相的电压和电流值，由下面的公式来计算：

$$PF = \frac{W_{atts,t}}{\sum V_i \times I_i} \quad (9)$$

式中：

PF ——功率因数；

V_i ——三相中的每一相电压值；

I_i ——三相中的每一相电流值。

5.5.3 仪用互感器

采用仪用互感器是为了减小电压和电流值以方便测量，典型的电压和电流值分别为 120V 和 5A。另外，仪用互感器能在试验期间将可能存在于回路中的高电压与测量仪表隔离开来。仪用互感器的使用方法在 ASNI/IEEE C57.13—1993 中有详细的描述。

互感器回路中的阻抗应在整个试验期间是一个定值。继电保护设备和稳压器不应与用于试验的仪用互感器相连。如果总的负荷已知，并且在校验数据的范围内，则常规的电厂仪表可与试验互感器相连。

5.5.3.1 电压互感器

电压互感器用来测量相间电压或相与中线之间的电压。电压互感器将线电压或一次电压变成可安全测量的低电压或二次电压（典型的有 120V 相间电压或 69V 相与中线间的电压）。正是因为这个原因，由电压互感器测量的二次电压应乘以一个电压变比得到发电机输出的真实一次电压。

用于试验的电压互感器准确度等级至少应为 0.3 级。试验前电压互感器应进行校验，校验时应在试验期间预计要测量的电压、电流和负荷范围内进行，给出变比和相角误差的修正。电压互感器变比修正宜对试验期间实际输出功率使用。实际的伏安负荷应由导线阻抗计算出来或由直接测量得出。

电压互感器有几种准确度等级可用。对联合循环汽轮机试验中的发电机输出的测量，应采用准确度等级至少 0.3 级的电压互感器。电压互感器应在空负荷和至少一个其他负荷点下进行校验，典型的是在电压互感器的额定负载下进行。变比修正应在测量的负荷下进行。宜确定连线电压降并进行修正，见资料性附录 C。

5.5.3.2 电流互感器

电流互感器将线电流或一次电流转换成安全测量的低的二次电流。正是由于这个原因，由电流互感器测量的二次电流应乘以一个电流变比得到发电机输出真实的一次电流。

对联合循环汽轮机试验，电流互感器的准确度等级至少应为 0.3 级。推荐每个电流互感器宜在空负载和至少一个其他负荷点下进行校验，该负荷点超过在试验期间预计出现的从 0 到额定电流之间的最大负荷点。

电流变比和相角修正系数因为对测量不确定度的影响很小，可忽略不计。

5.5.3.3 仪用互感器的连接

电压和电流测量装置的接线应在升压变压器的发电机侧并尽可能靠近发电机终端。电流的接线可以在功率回路的任一外部连线的发电机侧，只要功率可以进入或离开这个回路。

应布置好与仪表连接的线路，使得电感或其他类似的原因不会影响仪表的读数。可使用双绞屏蔽线来减小仪表连线的感应系数。有杂散电场时需要检查整个仪表布置情况。

为了减小电压回路的电压降，应根据配线的长度，互感器回路的负荷和保险丝的电阻来选择导线尺寸。应考虑导线电阻（包括保险丝）所引起的测量误差，通过直接测量电压降或通过计算得到。在资料性附录 A 中，提供了一个用来说明这些测量和修正的算例。

5.5.3.4 使用仪用互感器的注意事项

由于粗心操作使二次回路开路，电流互感器的铁芯可能永久磁化，引起变比和相角特性的变化。如果怀疑已经磁化，宜更换掉，见 ANSI/IEEE Std. 120—1989 中“使用仪用互感器的注意事项”的描述。

5.5.3.5 使用机组现有的互感器

如果机组现有的电压互感器或电流互感器达到了本标准的要求也可用于试验。

5.5.4 电气测量仪表

下列五种类型的电气测量仪表可用于测量电能：

- a) 功率表；
- b) 电能表；
- c) 无功功率表；
- d) 无功电能表；

e) 功率因数表。

可使用单相或多相测量仪表。

5.5.4.1 瓦特表

瓦特表用于测量瞬时的有功功率。在整个试验期间应频繁的测量瞬时有功功率，然后取其平均值，再确定试验的平均功率 (kW)。若要得到总的有功电能 (kWh)，平均功率应乘以试验所持续的小时数。瓦特表的系统不确定度应不大于读数的 0.1%，并且试验期间读数的频率至少每分钟一次。

5.5.4.2 电能表

电能表用来测量试验期间的累计有功电能 (kWh)。要得到试验期间的平均有功功率 (kW)，应用测量的千瓦时除以试验所持续的小时数。测量发电机功率输出的电能表的不确定度应不大于读数的 0.1%。

在一个典型的试验中，如果电能表的输出分辨率低将引起测量准确度降低。通常电能表具有模拟输出或更高分辨率的数字输出，可用于提高分辨率。有些电能表具有脉冲型输出，可以随时间累加，这样能得出精确的试验期间的总能量。

对于没有外部输出功能的转盘式电能表，在试验期间可对转盘旋转通过计时和计数以提高分辨率。有些电子电度表也有闪烁灯或液晶显示元件，与转盘旋转式电能表相似，能通过计时来确定发电机的功率输出。在这种情况下，通常对离散的可重复的事件进行计时（例如，一定次数的液晶显示闪烁或转盘完整的旋转），比在固定的时间内记录事件发生的次数（例如，5min 内转盘旋转的圈数）能得到更高的分辨率。

5.5.4.3 无功功率表

无功功率表测量的是瞬时的无功功率。在试验过程中应不断地测量无功功率，并计算其平均值以确定试验期间的平均无功功率 (kvar)。如果想得到总的无功电能 (kvarh)，应采用平均无功功率乘以试验所持续的小时数。

测量发电机无功功率的无功功率表的不确定度应不大于其量程的 0.5%，并且读数频率不小于每分钟一次。

5.5.4.4 无功电能表

无功电能表测量试验期间的无功电能 (kvarh)。测量的无功电能应除以试验所持续的小时数以得到试验无功功率。

测量发电机输出的无功电能表的不确定度应不大于其量程的 0.5%。可以使用具有模拟输出或高分辨率数字输出的无功电能表，或可以使用能精确地确定试验期间的总能量的随时间累加的脉冲型输出的无功电能表。

5.5.4.5 功率因数表

功率因数可以在负荷平衡和频率稳定的条件下，用一个三相功率因数传感器来测量。功率因数传感器的不确定度应不大于功率因数示值的 1%。

5.5.4.6 现有的电厂仪表

现有的电厂仪表如果能够达到本标准的全部要求，可用来测量任一发电参数。

5.5.5 电气参数测量设备的校验

5.5.5.1 瓦特表和电能表的校验

瓦特表和电能表统称为功率表，在校验时，同时加载一个功率到被校功率表和标准功率表或标准电能表上。如果使用多相测量仪表，应可以提供各相的输出，且在三相运行的条件下同时就全部各相进行校验。

如果便携式的测量仪表有迹象表明存在问题，则其校验应在一个受控的实验室环境下进行。在校验期间，仪表电压回路的电压值应覆盖试验值的范围，并且以生产商推荐的不确定度要求为基准。对多相测量仪表或测量系统，不能由单相仪表单独进行验证，除非进行三相校验才可以使用。

5.5.5.2 无功功率表和无功电能表的校验

校验无功功率表和无功电能表应有一台标准无功功率表或瓦特表，以及一台高精度相角测量设备。同时加载功率到标准表和被校表的设备还应具有相位的移动功能，以产生不同的功率因数。这些不同的功率因数能产生仪表校验范围内的无功功率。

如果使用标准无功功率表，校验过程宜与上述瓦特表的校验过程相同。如果使用标准瓦特表和相角测量设备时，宜同时对标准表、相角测量设备和被校表进行测量，无功值由功率表读数的平均值和相角的平均值计算得到。

无功功率表宜在试验时的电网频率下校验，即不要在 60Hz 频率下校验却在 50Hz 频率下使用。无功功率表对频率特别敏感，宜在偏离校验频率 0.5Hz 的范围内使用。

5.5.6 励磁功率的测量

如果励磁机是由发电机的母线上测量输出功率后的某点来供电，应确定励磁机的功率。

5.5.6.1 由电流断路器处得到

励磁功率和其他包括在汽轮机供货范围内的汽轮机辅助功率，能由励磁变压器或断路器的输入电压和电流计算得出。由于这是测量的实际功率，又是从发电机的母线来的，所以这是计算励磁功率的首选方法。

$$P_{\text{Excloss}} = \frac{\sqrt{3} \times V \times A \times PF}{1000} \quad (10)$$

式中：

P_{Excloss} ——励磁功率，kW；

V ——各相与中线间的电压的平均值，测量值，V；

A ——各相电流的平均值，测量值，A；

PF ——功率因数，测量或计算值；

1000 ——从瓦特到千瓦的转换因子。

如果测量点在励磁变压器的下游，那么应对变压器的损失进行修正。

5.5.6.2 由励磁电压和励磁电流得出

励磁功率也可通过计算励磁机的输出功率并使用假定的从交流电到直流电的转换效率进行修正得到，计算公式如下：

$$P_{\text{Excloss}} = \frac{V_{\text{FV}} \times I_{\text{FV}}}{1000 \times K_{\text{ACDC}}} \quad (11)$$

式中:

V_{FV} ——励磁电压, 测量值, V;

I_{FV} ——励磁电流, 测量值, A;

1000 ——从瓦特到千瓦的转换因子;

K_{ACDC} ——从交流电到直流电的转换效率因数, 假定值 (一般取 0.975)。

5.6 数据采集和处理

5.6.1 概述

本条款给出了关于试验数据采集和处理的要求和指导原则。同时也给出了组成一个全面数据采集和处理系统所必需的基本要素。

本标准认为数据采集和处理的技术和方法随时间在不断发展和改进。如果新的技术和方法可以提供, 并且证明达到了本标准的要求, 也可以使用。

5.6.2 数据采集系统

数据采集系统的目的是采集数据和以适当的形式存储数据以便于处理和显示。数据采集系统可以简单到手工记录数据也可以复杂到基于数字计算机的系统。不管数据采集系统多么复杂, 它应具有在本标准所设定的试验要求及不确定度目标范围内采集、取样和存储数据的能力。

5.6.2.1 人工系统

在某些情况下, 手工记录数据可能是必需的或更有优势。宜认识到由于人的过失引入了附加的不确定度, 宜给予相应的考虑。而且人工系统由于采样频率的限制可能需要更长的时间或更多的人来记录足够数量的数据。应特别留意试验持续时间选择, 使人工方法有足够的数来符合试验的要求。在试验前宜准备好数据记录表格。数据记录表格宜标明试验地点、日期、时间和记录数据的类型。同时记录表格也宜详细描述测量要求的采样时间。采样期间的数据宜仔细记录, 宜采用数字式秒表或其他满足需要的计时装置。所有错误的记录应由记录者用一单根直线划掉并注上签名和日期。

5.6.2.2 自动系统

自动数据采集系统的配置具有很大的灵活性。自动系统的优点是它允许以高频率进行多点采集数据, 同时根据内部数字时钟记录时间间隔。高速的数据采集频率可以减小试验的不确定度并且可以缩短试验时间。这些系统能采用中央处理器系统或在机组多个位置上的分布式处理系统。

自动数据采集系统在安装后应进行功能性检查。最低限度要求宜进行一次试验前的运行数据采集分析, 以检查这个系统是否工作正常。数据采集系统的设置、程序设计、通道清单、信号调制、运行准确度和系统设备清单宜准备就绪, 并在试验报告中提供。

5.6.3 数据管理

5.6.3.1 自动采集数据

所有自动采集的数据宜以未经修正、未经处理的状态存储到永久或可移动的介质上, 以便用于试验后需要对数据进行校验修正的场合。试验后, 在离开试验现场前宜把自动采集的数据拷贝到可移动的介质上并分发给参与试验各方以防止数据丢失、损坏或被修改。对试验修正过的数据或计算结果宜采取相

似的步骤。

5.6.3.2 手工记录数据

所有记录在数据记录表格上的人工记录数据应检查以确定其完整性和正确性。试验后，在离开试验现场前，宜复印多份数据记录表格并且分发给参加试验的各方以减少这些数据被丢失、损坏或修改的可能性。

5.6.3.3 数据计算系统

数据计算系统宜有能力对试验期间采集的每一项输入数据进行平均，并且根据平均值计算试验结果。这个系统还宜计算每个仪表的标准方差和方差系数。这个系统宜具有对用于平均值计算中的错误数据给予消除和定位的能力。系统还宜有能力以曲线的形式显示试验期间的试验数据和每个仪表的读数以查看其趋势和发现异常数据。

5.6.4 数据采集系统

5.6.4.1 数据采集系统的要求

在选择一个数据采集系统之前，需有描述系统要求的试验方案。试验方案宜详细地描述测量仪表的类型、所需要数据点的个数、试验持续时间、取样点的个数和数据采集频率，以达到本标准规定的不确定度要求。这些信息对设备的选择和系统设计具有指导意义。

每一个测量回路的设计都应有能力进行回路校验，能够检查通路问题和电源供应问题。为了防止由于噪声而使信号衰减，每一仪表电缆宜设计成具有导线屏蔽的形式，并且屏蔽线的一端要与地相连，以消除感应电流。

5.6.4.2 临时性自动数据采集系统

本标准鼓励使用用于试验目的的临时性数据采集系统。这些系统能够在实验室被仔细校验，并且确认能正确运行，然后才被送到试验现场，因此提供了整个系统的可溯源性和可控性。

在决定临时系统的类型和使用时，应考虑现场布置和周围环境条件。仪表和电缆的选择应能承受或尽量减少任何应力、干扰或周围环境的影响。

5.6.4.3 机组现有的测量和控制系统

本标准没有禁止使用机组现有的测量和控制系统用于本标准的试验。然而，所用系统应达到本标准前面提出的要求。使用这些系统用于性能试验时一定要小心，宜认清这些系统的限制和约束性。

绝大部分的机组分散控制系统对数据信号使用阈值或死区。这就会导致只有那些超过设定阈值的数据才能被记录。所有阈值都应设置得足够小，这样在试验期间送到分散控制系统的所有数据信号才能被记录和存储。

绝大部分的机组控制系统没有按照本标准的要求计算流量，而是采用简化关系进行计算。例如，流出系数或膨胀系数被取为常数。除非电厂系统中基本输入参数也同时采集并且流量计算符合本标准和 ASME PTC 19.5 要求，否则该流量不能用于本标准的执行。

6 试验结果的计算

6.1 基本公式

对本标准所涉及的汽轮机，修正后的汽轮机输出性能是表征汽轮机性能的特性。因为修正后的输出功率是指在规定蒸汽流量和条件下的输出功率，因此它表示汽轮机效率的高低。对联合循环汽轮机或

其他任何形式的汽轮机，若其输出功率是在规定的蒸汽流量和条件下给出的，则热耗率的概念就没有必要使用，因此热耗率在本标准中不予阐述。基本性能公式（12）定义了修正后的汽轮机毛输出功率，它适用于本标准涉及的任何汽轮机。修正后的汽轮机输出性能表示如下：

$$P_{\text{corr}} = P_{\text{meas}} + \sum_{i=1}^n \Delta_i \quad (12)$$

修正量 Δ_i 是用于将试验测量结果修正到一组唯一的设计参考工况下的功率偏差值，单位为 kW。修正量 Δ_i 之和要么从测量的输出功率中减去要么就加上，这取决于修正量正负符号的使用约定。如果修正是相对于设计点，即 $\Delta_i = P_{\text{off-design}} - P_{\text{design}}$ ，则将所有 Δ_i 的代数和从测量的输出功率中减去，反之，如果是 $\Delta_i = P_{\text{design}} - P_{\text{off-design}}$ ，则全部 Δ_i 的代数和加到测量的输出功率中去。单独的 Δ_i 可以是正的也可以是负的，这取决于变量变化的方向和曲线的符号规则。表 8 总结了基本性能公式中使用的各修正项目。

表 8 修正项目的使用

符号	描 述	说 明
Δ_{1A}	高压蒸汽流量	适用于滑压运行模式
Δ_{1B}	高压蒸汽流量	适用于控制压力运行模式
Δ_{2A}	高压蒸汽温度	适用于滑压运行模式
Δ_{2B}	高压蒸汽温度	适用于控制压力运行模式
Δ_{3A}	高压缸通流能力（也称修正后主蒸汽流量）	适用于滑压运行模式
Δ_{3B}	高压蒸汽压力	适用于控制压力运行模式
Δ_4	阀回路	适用于控制压力运行模式，参考工况和修正是基于最佳阀点
Δ_5	再热系统的压降	如果是再热循环系统
Δ_6	热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量	如果是再热循环系统
Δ_7	高压缸排汽焓对再热吸热量的影响	如果是再热循环系统
Δ_8	高压缸排汽量对再热吸热量的影响	如果是再热循环系统
Δ_9	补汽流量和补汽焓	
Δ_{10}	补汽压力	如果补汽压力是由汽轮机的内部控制阀来控制
Δ_{11}	抽汽流量	
Δ_{12}	抽汽压力	如果抽汽压力是由汽轮机的内部控制阀来控制
Δ_{13}	排汽压力	
Δ_{14}	功率因数	
Δ_{15}	发电机冷却气体的压力	

若修正项目不适用于特定类型的试验汽轮机或者试验目的，则这些修正量可简单设为零。

6.2 数据整理

本标准对关键测量参数所适用的修正和计算方法作了详细的规定。同时，可记录二类测量参数的数据，这些数据可用于关键测量参数的支持、仪表的核对、监视机组的稳定性或监测影响汽轮机性能的系统各设备的性能，或可用于系统质量和能量平衡检查。测量值可从许多可接受的电子的或手工的记录源中获得，见第 5 章所述。

采集的数据在用于性能计算前需要进行数据处理。数据处理时先将数据汇集和列表，计算平均值或试验期间的变化量，最后进行关键性分析。数据可整理成简明的表格形式以便于分析和计算之用。尽管整理后的数据用于分析和计算，但是所有的原始数据记录应分发给试验各方。更详细的讨论参见 ASME PTC 1。数据汇总宜提供以下信息：

- a) 仪表识别标签；
- b) 测量参数简单的描述；
- c) 测量参数的工程单位；
- d) 整个试验期间的平均值或变化值；
- e) 也可提供转换成用于计算的通用的工程单位值（例如，把表压力转换成绝对压力）；
- f) 在试验期间每个仪表的记录次数；
- g) 每个测量的随机误差或标准偏差。

数据处理也可包括校验偏差或修正的应用。数据在用于结果计算前应进行分析。分析数据能指出测量或运行的不稳定性、超量程、不连续性、仪表或记录错误，或其他异常现象，数据分析还能确定关键参数的测量偏差是否在允许的范围内。数据分析能指出所需修正的测量（如校验偏差、水柱修正），或由于记录软件对原始信号不正确的处理而进行的调整。以曲线的形式对各单个记录进行分析能有助于判断数据的连续性、数据丢失或相似测量值的比对。ASME PTC 1 在数据评价和曲线分析方面提供了进一步的指南。

6.3 试验结果修正到规定工况下

为了使修正误差达到最小，试验应在偏离规定工况最小的情况下进行。

6.3.1 修正公式的描述

通过在一定变化范围内每次只改变某一个修正变量的值计算出一组修正量。如果把这组修正量做成图，就可获得一条单变量函数曲线来描述这组修正量。如果以代数形式来体现这组修正量，就得到了一个单变量公式。

有些修正量是双变量的修正，在修正公式中需要两个变量。要构造一个双变量修正公式，就像上面描述的一样，通过只改变一组变量中某一个修正变量的值，这样就能得到几组修正量。然后在各组中改变第二个修正变量，如果能在图中显示双变量关系，那么多组修正量就会形成一族曲线，第二个变量在每一条曲线上都是一个常数，但是在不同的曲线上其值不同。若要以代数的形式来描述，要么构造一个双变量的公式，要么构造多个单变量的公式，但每一个单变量公式给出在第二个变量不同值时的一组修正量。

所有的修正量均以偏差形式给出，单位为 kW。

为了避免修正曲线内插带来的误差，宜提供一个在指定范围内因变量对应于自变量的数据点表格，也推荐提供修正公式或图来表示。

6.3.1.1 高压蒸汽流量（适用于滑压运行模式）

对再热循环系统，高压蒸汽流量修正公式是高压蒸汽流量和热再热温度的双变量公式，对非再热循

环系统则采用单变量公式。对在阀门全开（VWO）下滑压运行的汽轮机（即高压调门开度为 100%），修正公式是通过改变高压缸的进汽流量，同时保持表 9 所列出的全部其他汽轮机输入变量不变（包括高压蒸汽温度、高压缸通流能力和阀门开度为 100%）来构建。因为通流能力和温度保持不变，高压蒸汽压力将随着高压蒸汽流量的变化而变化，同时，高压蒸汽流量修正量也与热再热蒸汽温度有关。在这个双变量公式中，高压蒸汽流量是自变量，而再热蒸汽温度是一个交互影响变量，参照例 1 的格式（见 6.3.2.1）。

表 9 修 正 公 式

描 述	说 明
高压蒸汽流量	适用于滑压运行模式
高压蒸汽流量	适用于控制压力运行模式
高压蒸汽温度	适用于滑压运行模式
高压蒸汽温度	适用于控制压力运行模式
高压缸通流能力（也称修正后主蒸汽流量）	适用于滑压运行模式
高压蒸汽压力	适用于控制压力运行模式
阀回路	用于控制压力运行模式，参考工况和修正是基于最佳阀点
再热系统的压降	如果是再热循环系统
热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量	如果是再热循环系统
高压缸排汽焓对再热器吸热量的影响	如果是再热循环系统；使用高压蒸汽流量修正公式
高压缸排汽量对再热器吸热量的影响	如果是再热循环系统；使用热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量的修正公式
补汽流量和补汽焓 ^a	...
补汽压力	如果补汽压力是由汽轮机内部的控制阀来控制
抽汽量	...
抽汽压力	如果抽汽压力是由汽轮机内部的控制阀来控制
排汽压力	...
功率因数	...
发电机冷却气体的压力	...
^a 进汽通常与补汽同义，本标准中两个术语可替换使用。	

6.3.1.2 高压蒸汽流量（适用于控制压力运行模式）

对再热循环系统，高压蒸汽流量修正公式是高压蒸汽流量和热再热温度的双变量公式，对非再热循环系统则采用单变量公式。对以控制压力方式运行的汽轮机（在特定高压蒸汽压力下运行，即将高压调门调整到某个位置以达到试验高压蒸汽流量和温度下的压力），该修正公式是通过改变高压缸的进汽流量，同时保持表 9 所列出的全部其他汽轮机输入变量不变（包括高压蒸汽温度和压力）来构建。因为高压蒸汽温度和压力保持不变，调门的开度就会随着蒸汽流量的变化而变化，同时，高压蒸汽流量修正量

也与热再热蒸汽温度有关。在双变量公式中，高压蒸汽流量是自变量，而再热蒸汽温度是一个交互影响变量，参照例 1 的格式（见 6.3.2.1）。

6.3.1.3 高压蒸汽温度（适用于滑压运行模式）

高压蒸汽温度修正公式是高压蒸汽温度和高压蒸汽流量的双变量公式。对滑压方式运行的汽轮机，该修正公式是通过改变高压蒸汽温度而保持表 9 列出的全部其他汽轮机输入变量不变（包括高压蒸汽流量，高压缸通流能力和阀门开度 100%）而得到。因为通流能力和流量保持不变，高压蒸汽压力就会随着高压蒸汽温度的变化而改变，同时，高压蒸汽温度修正量也与高压蒸汽流量有关。在这个双变量公式中，高压蒸汽温度是自变量，而高压蒸汽流量是一个交互影响变量，参照例 1 的格式（见 6.3.2.1）。

6.3.1.4 高压蒸汽温度（适用于控制压力运行模式）

高压蒸汽温度修正公式是高压蒸汽温度和高压蒸汽流量的双变量公式。对控制压力方式运行的汽轮机，该修正公式是通过改变高压蒸汽温度而保持表 9 列出的全部其他汽轮机输入变量不变（包括高压蒸汽流量和压力）而得到。因为高压蒸汽压力和流量保持不变，阀门开度就会随高压蒸汽温度的变化而改变，同时，高压蒸汽温度修正量也与高压蒸汽流量有关。在这个双变量公式中，高压蒸汽温度是自变量，而高压蒸汽流量是一个交互影响变量，参见例 1 的格式（见 6.3.2.1）。

6.3.1.5 高压缸通流能力（适用于滑压运行模式）

高压缸通流能力修正公式是高压缸通流能力和高压蒸汽流量的双变量公式。对滑压方式运行的汽轮机，该修正公式是通过改变高压缸通流能力而保持表 9 列出的全部其他汽轮机输入变量不变（包括高压蒸汽流量、温度和阀门开度 100%）得到。因为高压蒸汽流量和温度保持不变，高压蒸汽压力就会随着通流能力的变化而改变，同时，高压缸通流能力修正量也与高压蒸汽流量有关。在这个修正公式中，高压缸通流能力是自变量，而高压蒸汽流量是一个交互影响变量，参见例 1 的格式（见 6.3.2.1）。由于高压缸通流能力（自变量）和实际的汽轮机高压蒸汽流量（交互影响变量）单位相同，为了避免混淆，建议汽轮机的通流能力采用一个相对于参考通流流量的百分数来表示。

6.3.1.6 高压蒸汽压力（适用于控制压力运行模式）

高压蒸汽压力修正公式是高压蒸汽压力和高压蒸汽流量的双变量公式。对控制压力方式运行的汽轮机，该修正公式是通过改变高压蒸汽压力而保持表 9 列出的全部其他汽轮机输入变量不变（包括高压蒸汽流量和温度）得到。因为高压蒸汽流量和温度保持不变，阀门开度就会随着高压蒸汽压力的变化而改变。同时，高压蒸汽压力修正量也与高压蒸汽流量有关。在这个双变量公式中，高压蒸汽压力是自变量，而高压蒸汽流量是一个交互影响变量，参见例 1 的格式（见 6.3.2.1）。

6.3.1.7 阀回路（控制压力运行模式）

阀回路修正公式是阀门开度和高压蒸汽流量的双变量公式。修正公式是基于最佳阀点作为参考工况生成的，当性能试验不能在阀点上进行时才适用该项修正。修正公式是在高压蒸汽流量和温度一定时，通过最佳阀点上性能与实际阀回路性能比较而得到。因为高压蒸汽流量和温度为定值，阀门开度在修正公式中发生变化，因此高压蒸汽压力也会随之改变，阀回路修正量大小依赖于高压蒸汽流量。在这个双变量公式中，高压蒸汽流量比率是自变量，而高压蒸汽流量是一个交互影响变量，参见例 1 的格式（见 6.3.2.1）。高压蒸汽流量比率定义如下：在某个特定阀门开度时的修正后的高压蒸汽流量除以阀门全开时修正后的高压蒸汽流量。修正后的高压蒸汽流量采用 6.3.3.3 中的公式进行计算。对喷嘴配汽的顺序阀控制调门开度的汽轮机，这个公式给出的不光滑曲线在阀点上出现拐点，在对应阀点的蒸汽流量比下，修正量为 0。

6.3.1.8 再热系统的压降

再热系统压降的修正公式是再热系统压降和高压蒸汽流量的双变量公式。该修正公式是通过改变再热系统压降（通常用高压缸排汽压力的百分数来表示），并保持表 9 中其他汽轮机输入变量不变而得到，同时，再热系统压降修正量与高压蒸汽流量有关。在这个双变量修正公式中，再热器的压降是自变量，而高压蒸汽流量是一个交互影响变量，参见例 1 的格式（见 6.3.2.1）。

6.3.1.9 热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量（对再热循环系统）

热再热蒸汽温度的修正和净再热蒸汽流量变化量的修正均使用同一个修正公式。通常净再热蒸汽流量变化量是指中压补汽流量和再热减温水流量之和的变化。如果有任何流量从高压缸排汽和中压缸进汽之间的再热系统抽出，在确定加入冷再热蒸汽的净流量时，应当减去这些流量。该修正公式是通过改变中压补汽流量而保持表 9 中的其他汽轮机输入变量不变（包括热再热蒸汽温度）得到。在参考热再热蒸汽温度下，计算出一条修正曲线，该曲线在额定的中压补汽量加上再热减水量减去抽出蒸汽流量下的修正量为 0kW。在一定范围的中压补汽量下，通过改变再热温度高于或低于参考值运行性能计算模型程序，得到其他几条修正曲线。对于输出功率修正量变化计算的参考输出功率，总是以额定热再热温度和净再热蒸汽流量变化量下的输出功率作为基准。在这个双变量公式中，净再热蒸汽流量变化量是第一个自变量，热再热蒸汽温度是第二个自变量，参见例 2 的格式（见 6.3.2.2）。

6.3.1.10 高压缸排汽焓对再热器吸热量的影响

高压缸排汽焓对再热器吸热量影响的修正量采用高压蒸汽流量修正公式。6.3.3.8 中有更详细的说明。

6.3.1.11 高压缸排汽量对再热器吸热量的影响

高压缸排汽量对再热器吸热量影响的修正量采用高压蒸汽流量修正公式，或采用热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量的修正公式。6.3.3.9 中有更详细的说明。

6.3.1.12 补汽流量和补汽焓

补汽流量的修正和补汽焓的修正均使用同一个修正公式。修正公式是通过改变补汽流量而保持表 9 中其他汽轮机输入变量不变（包括补汽焓）得到。在参考补汽焓下，计算出一条在额定补汽流量下的修正量为 0kW 的修正曲线。其他几条修正曲线采用性能计算模型来获得，通过计算给定的补汽焓高于和低于参考值下的修正量，得到补汽流量在一定范围内的其他修正曲线。对于输出功率修正量变化计算的参考输出功率，总是以在额定补汽流量和补汽焓下的输出功率作为基准。在这个双变量公式中，补汽流量是第一个自变量，补汽焓是第二个自变量，参见例 2 的格式（见 6.3.2.2）。

6.3.1.13 补汽压力（如果补汽压力是由汽轮机的内部控制调阀来控制）

补汽压力修正公式是补汽压力和流过内部补汽控制阀总流量的双变量公式。该修正公式是通过改变补汽压力而保持表 5.1 中其他汽轮机输入变量不变（包括补汽流量和焓）得到。因为补汽流量和焓保持不变，补汽阀的开度就会随压力的变化而改变。补汽压力修正量的大小与流过内部补汽控制阀的总流量有关（总流量等于高压蒸汽流量和补汽口上游包括补气口处的所有流量之和，再减去该补汽口上游所有的抽汽量和轴封漏汽量）。因此，在不同的总补汽级蒸汽流量下的双变量修正公式是在一定范围内补汽压力下和通过改变高压蒸汽流量在额定值附近上下（保持补汽量为一定值），由运行性能模型程序计算得出。在这个双变量的公式中，补汽压力是自变量，流过内部补汽阀的总流量是一个交互影响变量，参见例 1 的格式（见 6.3.2.1）。

6.3.1.14 抽汽量

抽汽量修正公式是抽汽量的单变量公式。修正公式是通过改变抽汽量而保持表 9 中其他汽轮机输入

变量不变得到。

6.3.1.15 抽汽压力（如果抽汽压力是由汽轮机内部阀门控制）

抽汽压力修正公式是抽汽压力和通过内部抽汽阀的总流量的双变量公式。该修正公式是通过改变抽汽压力而保持表 9 中其他汽轮机输入变量不变（包括抽汽流量）得到。因为抽汽流量为定值，抽汽阀开度就会随抽汽压力的变化而改变。抽汽压力修正量的大小与通过抽汽阀的总流量有关（总流量等于高压蒸汽流量和抽汽口上游所有补汽流量之和，再减去抽汽口上游包括该抽汽口上的所有抽汽量和轴封漏汽量）。因此，在不同的总抽汽流量下的修正公式是通过在一定范围内抽汽压力和额定高压缸进汽流量上下（保持抽汽量为一定值），由运行性能模型程序计算得出。在这个双变量公式中，抽汽压力是自变量，通过抽汽阀的总流量是一个交互影响变量，参见例 1 的格式（见 6.3.2.1）。

6.3.1.16 排汽压力

排汽压力修正量是排汽压力和排汽量的双变量修正公式。该修正公式是通过改变排汽压力而保持表 9 中的其他汽轮机输入变量不变得到。排汽压力修正量的大小与排汽流量有关。在这个双变量的修正公式中，排汽压力是自变量，排汽量是一个交互影响变量，参见例 1 的格式（见 6.3.2.1）。

6.3.1.17 功率因数

功率因数修正量从发电机损失公式计算得出。该修正公式是通过在一个固定的功率因数下通过计算在不同输出功率下的发电机损失得到。发电机损失与功率因数有关。因此，在不同的功率因数下的一组修正量，宜通过在不同的输出功率下，以及包含参考和预期的试验功率因数变化范围内，由发电机损失模型进行计算得到。

6.3.1.18 发电机冷却气体的压力

发电机冷却气体压力修正量由发电机损失计算得出。该修正公式是通过改变冷却气体（一般是氢气或者是空气）压力而保持表 9 中的其他汽轮机输入参数保持不变得到。由于这个修正量是线性的，而且变化非常小，所以通常使用一个简单的线性公式，这个关系可表达为单位气体压力的变化引起输出功率的变化。

6.3.2 关于双变量修正的说明

下面的两个例子说明如何计算两种不同类型的双变量修正公式。

6.3.2.1 例 1

本例说明双变量公式中的各点是如何计算出来的，该双变量修正考虑了自变量受交互影响变量的影响后对功率的影响。表 10 给出了由汽轮机性能模型程序计算得到四种不同的案例，由此用来计算双变量公式中的 4 个点。自变量就是对输出功率计算结果产生主要影响的变量。交互影响变量就是与自变量有重大相互作用的变量。案例 1 和案例 2 用于曲线 T_1 上的点，而案例 3 和案例 4 用于曲线 T_2 上的点，如图 15 所示。

表 10 汽轮机性能模型程序的输出

案 例	自 变 量	交互影响变量	输出功率
案例 1（参考）	W_1	T_1	E_1
案例 2	W_2	T_1	E_2
案例 3	W_1	T_2	E_3

表 10（续）

案 例	自 变 量	交互影响变量	输出功率
案例 4	W_2	T_2	E_4
修 正 量			
自 变 量	交互影响变量		
	T_1	T_2	
W_1	$D_{1,1}=E_1-E_1=0$	$D_{1,2}=E_3-E_3=0$	
W_2	$D_{2,1}=E_2-E_1$	$D_{2,2}=E_4-E_3$	

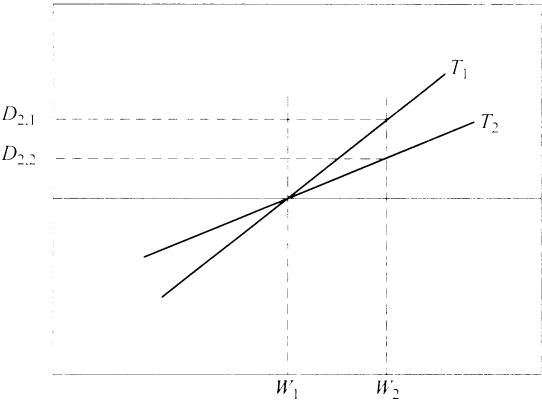


图 15 具有自变量和交互影响变量的修正曲线图示

6.3.2.2 例 2

本例说明双变量公式中的各点是如何计算出来的，该双变量修正同时考虑两个自变量对功率的影响。表 11 给出了由汽轮机性能模型程序计算得到四种不同的案例，由此用来计算双变量公式中的 4 个点。当变量 W 作为参考值时，给出变量 T 变化的修正量；当变量作为 T 参考值时，给出变量 W 变化的修正量。对变量 W 和 T 均不是参考值时，输出功率的修正量同时随变量 W 和 T 变化，如图 16 所示。

表 11 汽轮机性能模型程序的输出

案 例	自变量 1	自变量 2	输出功率
案例 1（参考）	W_1	T_1	E_1
案例 2	W_2	T_1	E_2
案例 3	W_1	T_2	E_3
案例 4	W_2	T_2	E_4
修 正 量			
自变量 1	自变量 2		
	T_1	T_2	
W_1	$D_{1,1}=E_1-E_1=0$	$D_{1,2}=E_3-E_1$	
W_2	$D_{2,1}=E_2-E_1$	$D_{2,2}=E_4-E_1$	

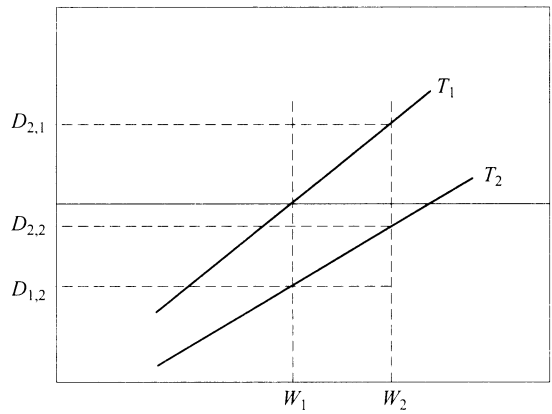


图 16 具有两个自变量的修正曲线图示

6.3.3 修正应用

本标准的表 8 和 6.3.3.1 至 6.3.3.16 详细描述了大多数汽轮机循环所需修正项目的应用。由于系统配置不同等因素没有考虑到，可能还需要额外的修正项目。在这种情况下，合适的修正公式和修正系数的采用应与本标准所描述的方法一致。

与 6.3.1 条款不同，本条款描述了如何按照 6.3.1 编制的修正公式来确定一个特定试验的修正量。对确定用于特定试验的大多数修正变量的修正方法是很明显的，不需更多的解释，然而，对有些修正变量，其方法就不那么简单明了，因此，为了完整性考虑，本节叙述所有的修正项目。同时，通流能力修正中使用的符号和定义参见表 12。

表 12 通流能力修正中使用的符号和定义

参考值	试验值	修正后	定 义
w_{HP}	—	w'_{HP}	高压缸通流能力
m_{HP}	m'_{HP}	—	高压蒸汽流量
m_{IP}	m'_{IP}	—	中压补汽流量
p_{HP}	p'_{HP}	—	高压蒸汽压力
p_{HPc}	p'_{HPc}	—	高压缸排汽压力
v_{HP}	v'_{HP}	—	高压蒸汽比容
Δp_{RHT}	$\Delta p'_{RHT}$	—	再热系统压降
T_{HP}	T'_{HP}	—	高压蒸汽温度（单位为 K）
T_{HRH}	T'_{HRH}	—	热再热蒸汽温度（单位为 K）

6.3.3.1 Δ_{IA} 或 Δ_{IB} （高压蒸汽流量）

对再热循环系统，高压蒸汽流量修正量是双变量修正量，它以高压蒸汽流量作为自变量，热再热温度为交互影响变量。根据测量进入汽轮机的高压蒸汽流量和测量的热再热蒸汽温度，采用修正公式来确定修正量。

6.3.3.2 Δ_{2A} 或 Δ_{2B} (高压蒸汽温度)

高压蒸汽温度修正量是双变量修正量,它以高压蒸汽温度作为自变量,高压蒸汽流量为交互影响变量。根据测量高压蒸汽温度和进入汽轮机的高压蒸汽流量,采用修正公式来确定修正量。

6.3.3.3 Δ_{3A} (高压缸通流能力,适用于滑压运行模式)

高压缸通流能力修正量是双变量修正量,它以高压缸通流能力作为自变量,高压蒸汽流量为交互影响变量。根据将试验工况修正到参考工况下的高压缸通流能力和测量的汽轮机高压蒸汽流量,采用修正公式来确定修正量。试验的通流能力宜修正到高压蒸汽压力和温度的参考值下,同时,宜采用 Stodola 定律进行修正,来考虑非设计工况运行对通流能力的影响。虽然完整的 Stodola 定律修正需要使用迭代计算,但应用时迭代计算可以省略,因为初次计算结果和迭代后最终结果差别很小,修正后的高压缸通流能力计算公式如下:

$$w_{HP} = m_{HP} \quad (13)$$

$$w'_{HP} = m'_{HP} \times \frac{\sqrt{\frac{p_{HP}}{p'_{HP}}}}{\sqrt{\frac{v_{HP}}{v'_{HP}}}} \times S \quad (14)$$

S 是 Stodola 定律试验通流能力的修正系数,公式如下:

$$S = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p'_{HPc}}{p'_{HP}} \times \frac{1 - \Delta p'_{RHT}}{1 - \Delta p_{RHT}} \times \frac{1 + \frac{m_{HP}}{m'_{HP}}}{1 + \frac{m'_{HP}}{m'_{HP}}} \right)^2 \times \frac{T'_{HP}}{T_{HP}} \times \frac{T_{HRH}}{T'_{HRH}}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p'_{HPc}}{p'_{HP}} \right)^2}} \quad (15)$$

6.3.3.4 Δ_{3B} (高压蒸汽压力,适用于控制压力运行模式)

高压蒸汽压力修正量是双变量修正量,它以高压蒸汽压力作为自变量,高压蒸汽流量为交互影响变量。根据测量的汽轮机高压蒸汽压力和高压蒸汽流量,采用修正公式来确定修正量。

6.3.3.5 Δ_4 (阀回路,适用于控制压力运行模式)

阀回路修正公式是基于最佳阀点作为参考工况生成的,当性能试验不能在阀点上进行时才适用该项修正。阀回路双变量修正公式以高压蒸汽流量比率为自变量,而高压蒸汽流量为一个交互影响变量。计算的高压蒸汽流量比率和测量的高压蒸汽流量用于确定其修正量。对已经安装的汽轮机,阀点上实际的高压蒸汽流量比率经常与预期的高压蒸汽流量比率有所不同,因此,建议在试验高压蒸汽流量比率上下做一个简单的试验以确定阀点上实际的蒸汽流量比率。修正公式中在这些阀点上的蒸汽流量比率应该重新调整,这样,公式中阀点上的高压蒸汽流量比率就会与试验确定在相邻的更高或更低阀点上的实测蒸汽流量比率相同。

6.3.3.6 Δ_5 (再热系统压降)

再热系统压降的修正量是双变量修正量。它是以再热器的压降为自变量,而高压蒸汽流量是一个交互影响变量。根据测量的再热系统压降(以高压缸排汽压力的百分数来表示)和测量的高压蒸汽流量,采用修正公式来确定修正量。

6.3.3.7 Δ_6 (热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量)

热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量的修正量是双变量修正量。它是以净再热蒸汽流量变化量作为第一个自变量,以热再热蒸汽温度作为第二个自变量。根据测量的热再热蒸汽温度、测量的中压补汽流量与再热减温水流量之和再减去任何从再热系统抽出的流量后,采用修正公式来确定修正量。

6.3.3.8 Δ_7 (高压缸排汽焓对再热吸热量的影响)

对再热汽轮机,高压缸效率和中压缸通流能力会影响高压缸的排汽焓。由于高压缸排汽应流经再热器并加热到热再热蒸汽温度,因此高压缸排汽焓的变化会影响再热器的吸热量。再热吸热量的变化没有在其他修正中考虑过,因此应在这个修正中予以考虑。这样修正后输出性能的结果就能恰当地反映汽轮机在参考吸热量下的输出功率。再热吸热量的变化归因于高压缸排汽焓的变化,可转化为高压蒸汽流量的变化,其修正量可根据高压蒸汽流量的变化由高压缸进汽量修正公式来确定。高压蒸汽流量的变化计算如下:

$$\Delta m_{HP1} = \frac{m_{HP}(1-f')(\Delta h_{HPc} - \Delta h_{HRH}) - m_{IP}(\Delta h_{HRH})}{(1-f')h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) + (h_{HP} - h_{BLRi})} \quad (16)$$

公式的推导和定义描述见附录 A。

修正量 Δ_7 由高压蒸汽流量双变量修正公式求出,根据热再热蒸汽温度参考值、高压蒸汽流量的参考值减去上面的高压蒸汽流量的变化值 ($m_{HP} - \Delta m_{HP1}$),采用修正公式来确定修正量。

6.3.3.9 Δ_8 (高压缸排汽流量对再热吸热量的影响)

对再热汽轮机,任何从高压缸的入口和高压缸排汽口之间流出的蒸汽流量(如轴封漏汽、高中压缸间汽封漏汽或冷却蒸汽)都将影响高压缸排汽流量。由于高压缸排汽应流经再热器并加热到热再热蒸汽温度,因此高压缸排汽量的变化会影响再热吸热量。该再热吸热量的变化没有在任何其他的修正中考虑过,因此应在这个修正中考虑,这样修正后输出性能的结果就能恰当地反映汽轮机在参考吸热量下的输出功率。再热吸热量的变化归因于高压缸排汽流量的变化,该变化根据条件不同或者可以转化为高压蒸汽流量的变化,或者转化为再热减温水流量的变化,其修正量或者可采用高压蒸汽流量修正公式来确定,或者采用热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量修正公式来确定。

如果试验的高压缸漏汽损失系数和高压缸漏汽损失系数参考值之差小于 0 ($f' - f < 0$),则修正量 Δ_8 采用高压蒸汽流量修正公式来确定,根据热再热蒸汽温度参考值 (T_{HRH})、高压蒸汽流量参考值与下面所述的高压蒸汽流量变化量之差 ($m_{HP} - \Delta m_{HP2}$),由高压蒸汽流量的修正公式得出。

$$\Delta m_{HP2} = \frac{m_{HP}(f' - f)(h_{HRH} - h_{HPc})}{(1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) + (h_{HP} - h_{BLRi})} \quad (17)$$

公式的推导和定义描述见附录 A。

如果试验的高压缸漏汽损失系数和高压缸漏汽损失系数参考值之差大于 0 ($f' - f > 0$),则修正量 Δ_8 采用热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量修正公式来确定,根据热再热蒸汽温度参考值 (T_{HRH})、中压补汽流量与再热减温水流量(如果有的话,减去再热系统的过程抽汽流量)之和的参考值再减去再热减温水流量变化量后的流量 ($m_{IP} - \Delta m_{RHS}$),由热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量的修正公式得出。再热减温水流量变化量计算如下:

$$\Delta m_{RHS} = m_{HP} \frac{(f' - f)(h_{HRH} - h_{HPc})}{(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{BLRi})} \quad (18)$$

公式的推导和定义描述见附录 A。

6.3.3.10 Δ_9 (补汽流量和补汽焓)

补汽流量和补汽焓修正量是双变量修正量。它是以补汽流量为第一自变量,而补汽焓为第二自变量。根据测量的补汽流量和计算的补汽焓,采用修正公式来确定修正量。计算的补汽焓是由测量的补汽压力和温度计算得到。其温度和压力测量的位置宜在补汽截阀和调阀的上游或下游附近。

6.3.3.11 Δ_{10} (补汽压力)

只有当补汽压力由汽轮机内部调阀来控制时,才使用补汽压力修正公式。补汽压力修正量以补汽压力作为自变量,以通过内部补汽阀的流量作为交互影响变量。根据测量的补汽压力和试验时流过内部补汽阀的流量,采用修正公式来确定修正量。由于流过内部补汽阀的流量无法直接测量,所以宜由高压蒸汽流量加上内部补汽阀上游所有的补汽流量包括本级补汽口的进汽流量之和,再减去上游其他抽汽量和轴封漏汽量(如果轴封漏汽量不能测量,可取热平衡图上的基准值)来进行计算。

6.3.3.12 Δ_{11} (抽汽流量)

抽汽流量修正量是单变量修正公式。根据测量的抽汽量,采用抽汽量修正公式计算确定。

6.3.3.13 Δ_{12} (抽汽压力)

抽汽压力修正只有在抽汽压力由汽轮机内部阀门控制的情况下才能应用。抽汽压力修正量以抽汽压力为自变量,以通过内部抽汽阀的蒸汽流量为交互影响变量。根据测量的抽汽压力和试验时通过内部抽汽阀的流量,采用修正公式来确定修正量。由于通过内部抽汽阀的试验蒸汽流量不能直接测量,所以宜由高压蒸汽流量加上抽汽阀上游的所有补汽流量,再减去上游所有抽汽流量包括该抽汽口的抽汽流量和轴封漏汽量(如果轴封漏汽量不能测量,可取热平衡图上的基准值)来进行计算。

6.3.3.14 Δ_{13} (排汽压力)

排汽压力修正以排汽压力为自变量,以排汽流量为交互影响变量。根据测量的排汽压力和试验排汽流量,采用修正公式来确定修正量。由于排汽流量不能直接测量,所以宜由高压蒸汽流量、中压补汽流量、再热减温水量、低压补汽流量之和,再减去所有抽汽流量和未重新返回汽轮机的轴封漏汽量(如果轴封漏汽量不能测量,可取热平衡图上的基准值)来进行计算。

6.3.3.15 Δ_{14} (功率因数)

功率因数修正量根据测量的功率因数和测量的发电机输出功率由发电机损失曲线得到。该修正量是在试验发电机输出功率和试验功率因数下的发电机损失与在试验发电机输出功率和参考功率因数下的发电机损失之差。

6.3.3.16 Δ_{15} (发电机冷却气体压力)

发电机冷却气体压力修正量是根据测量的冷却气体压力由发电机冷却气体压力修正公式得到。如果冷却气体压力修正量是以冷却气体压力变化与发电机输出变化线性关系给出,那么这个修正量可用每单位气体压力变化所引起的发电机输出的变化率乘以试验冷却气体压力与参考气体压力之差计算得到。

6.4 不确定度分析

6.4.1 试验不确定度介绍

试验不确定度是对试验结果误差限值的一个估计。它是以概率论、仪表信息、计算方法和实际试验

数据为计算基础,是一个在给定可能性或置信度下包含真实值的试验结果的区间。性能试验标准的增补标准 ASME PTC 19.1 包括了试验不确定度计算的一般步骤。不确定度是以 95%的置信度为计算基础,这意味着性能结果的真实值有 95%可能性落在不确定度区间内,也意味着性能结果的真实值有 2.5%的可能性低于不确定度区间的下限,有 2.5%的可能性高于不确定度区间的上限。

6.4.2 不确定度分析的输入

在对联合循环机组修正后的汽轮机毛输出功率进行不确定度分析时,需要两组输入数据。

6.4.2.1 每个测量的不确定度估计

总不确定度包括两种类型的不确定度:

- a) 随机误差或精度误差。主要是由于测量系统的不可重复性,在重复测量期间随机误差会产生变化。可以通过增加测量给定参数的仪表数量和读数次数来减小这一误差。
- b) 系统误差或固定误差。系统误差通常是单个误差的积累,它不会通过校验而减少。不管是否重复测量,这一误差都是一个常数,而且经常是个难以确定的量。

总不确定度由系统误差与随机误差的平方和开方来计算,公式见 ASME PTC 19.1。

6.4.2.2 敏感系数

每一个测量参数都会对修正后的汽轮机毛输出功率产生影响。这些敏感系数是汽轮机设计的一个函数,可根据 6.3 中所描述的修正方法来计算。

6.4.3 误差源

有必要确认影响试验结果的误差源,并且以系统误差或随机误差来区分。误差源可以分为以下类型:

- a) 校验误差。这是校验过程中没有校验出的残留误差。
- b) 安装误差。这是由于仪表安装不理想而引起的误差。
- c) 数据采集误差。这是由于用来采集数据的数据采集系统所引起的误差。模拟量转化到数字量过程引入此类误差。
- d) 数据整理误差。这是由于计算机的舍位、圆整以及近似引入的误差。这个误差通常很小。导致这个误差最主要的原因是错误的曲线拟合。为了减小由于非线性所引起的误差,每一个数据测量值都宜单独进行转换。
- e) 方法误差。这是由于取样引起的误差。
- f) 修正方法误差。采用修正公式代替计算机模型试验分析时,由于循环变量间更高层次的相互影响没有得到考虑所引起的误差。本标准所采用的双变量修正方法考虑了变量间的二次相互作用的关系,因此减小了修正方法的误差。修正方法的不确定度近似与修正量的大小成比例,因此,为了减少修正方法引入的试验不确定度,试验时宜尽可能在接近参考工况下进行。研究表明,在本标准规定的变量偏差范围内,修正方法引入的不确定度可以由下面的公式近似表示。

$$U_{\Delta} = 0.01 \times \sum_{i=1}^n |\Delta_i| \quad (19)$$

式中:

U_{Δ} ——总的修正方法引入的不确定度, kW;

$|\Delta_i|$ ——第 i 项修正的绝对值。

- g) 曲线拟合误差或内插计算误差。离散点拟合的修正公式的精度或者离散点之间的曲线形状可能引起的误差,也有可能在离散点间进行插值引起误差,因此,在拟合修正曲线时,宜采用合适的离散点数目、选择合适的曲线形状以及拟合阶数,以保证使用修正曲线和运用内插值时不会

带来过大误差。

- h) 预测模型的误差。预测模型对系统变量变化的响应值与实际机组对系统变量变化的响应值之间的差别可能会引起误差。由于不能对所有可能使用的预测模型的误差或不确定度进行量化，因此，在表 2 中确定允许偏差时，已考虑了这些不确定度。

6.4.4 不确定度的计算

根据 ASME PTC 19.1 中，试验结果的不确定度是每个测量参数的不确定度乘以该测量参数的敏感系数的平方和开方。

$$U_R = 2 \left[\sum \left(\theta_i \frac{B_i}{2} \right)^2 + \sum (\theta_i S_i)^2 \right]^{0.5} \quad (20)$$

$$U_R = 2 \left[\sum \left\{ \theta_i^2 \left[\left(\frac{B_i}{2} \right)^2 + S_i^2 \right] \right\} \right]^{0.5} \quad (21)$$

或

$$U_R = \left[\sum \{ \theta_i^2 [(B_i)^2 + (2S_i)^2] \} \right]^{0.5} \quad (22)$$

或

$$U_R = \left[\sum (\theta_i^2 U_{Ti}^2) \right]^{0.5} \quad (23)$$

$$U_R = \left[\sum U_i^2 \right]^{0.5} \quad (24)$$

式中：

U_R ——计算结果的不确定度；

θ_i ——测量参数 i 的敏感系数；

B_i ——测量参数 i 的系统误差；

S_i ——测量参数 i 平均值的标准偏差；

U_{Ti} ——测量参数 i 的随机误差和系统误差总和；

U_i ——测量参数 i 的不确定度。

在计算试验不确定度时，应考虑测量参数之间的相关不确定度（参考 ASME PTC 19.1 中 8.1）。

对每一个测量参数，随机误差估计值为 $2S_i$ ，95%的置信度的系统误差估计值为 B_i ，其值在真值平均值 $\pm U_{Ti}$ 的 95%的置信度范围内。 S_i 可由下面的公式计算：

$$S_i = \frac{1}{\sqrt{M}} \sqrt{\sum_{k=1}^{k=N} \frac{(X_k - \bar{X})^2}{(N-1)}} \quad (25)$$

式中：

S_i ——平均值的标准偏差；

N ——测量个数；

M ——独立读数的个数；

X_k ——单个测量值；

\bar{X} ——全部测量值的平均值。

6.4.5 测量

在试验前，将所有的变量及其敏感系数做成表格形式，见资料性附录 D 中的表 D.16。

6.4.6 不确定度估计

不确定度宜基于 ASME PTC 19.1 中给出的经验和建议来估计分析。用于 ASME PTC 系列标准的不确定度的估计值宜有 95% 的置信水平。表 D.1 给出了在使用合适的仪表、读数数量等条件下具有代表性的不确定度可达值。由表可以看到，每个参数的总不确定度达到了本标准对测量的要求。

6.4.7 试验后的不确定度分析

应进行试验后的不确定分析，以证实试验前不确定度分析所做的假定。宜特别检查数据是否有突然变化和异常值。宜通过确定每个测量值的自由度和标准偏差来检查假定的随机误差。

7 试验结果报告

7.1 一般要求

试验报告应简明扼要地提供与试验相关的所有文件和信息。下面列出了在推荐的试验报告格式中的一般性要求。

如果包含 7.2~7.7 所描述的所有信息，其他格式的報告也可以接受。

7.2 摘要

摘要应对试验进行简洁的概述。对试验进行最终陈述，包括提供以下信息：

- a) 试验背景信息，如工程名称、地点、日期和时间；
- b) 业主和识别信息；
- c) 机组类型，循环和运行配置；
- d) 参加和负责试验的各方；
- e) 试验目的和范围；
- f) 试验结果摘要和试验结论，包括不确定度；
- g) 与合同保证值的比较；
- h) 与参加试验各方达成协议的试验要求的偏差。

7.3 概述

概述部分应有试验背景和试验范围的一个详细说明，也包括在摘要中没有提到的关于机组和试验的其他信息。本部分宜至少包括下面的基本信息：

- a) 简要的设备运行历史和投入商业运行的日期（如果有必要的话）；
- b) 对要进行试验的设备和所有影响试验的附属设备的描述；
- c) 显示试验边界和试验数据的循环系统图；
- d) 参加试验各方代表的名单；
- e) 在摘要中没有包括的试验前协议；
- f) 试验组织机构；
- g) 本标准的第 4 章和第 6 章中的试验目的。

7.4 计算和结果

计算和结果部分应包括所有用于试验结果和不确定度分析的假设、数据整理、计算、修正和分析的详细说明。所需信息的清单如下：

- a) 用于计算试验结果和不确定度的所有公式，包括基于试验目的和适用修正项目的通用性能计算

公式；

- b) 为计算结果需要整理的数据，以及其他没有包括在这些数据中的运行参数表；
- c) 从数据整理开始的详细试验结果计算过程；
- d) 根据可用数据对主要（一类）流量的详细计算，如果需要的话，还包括中间的计算结果；
- e) 直接引用的标准转换、科学常数和特性信息；
- f) 因异常值或其他原因而删除数据，对此提供信息和计算的支持；
- g) 表明试验的重复性。

7.5 测量仪表

本部分应包括所有用于试验仪表的详细说明。下面为仪表信息的一些要求：

- a) 提供用于试验的一类 and 二类测量仪表的表格，包括类型、制造厂家、型号和准确度等级；
- b) 对测量仪表各自测量位置，连接和识别标签号或地址的详细描述；
- c) 每个试验仪表的校验信息的可追溯文件；
- d) 备用仪表的标识；
- e) 每个数据点数据的采集方法，例如，临时性或永久性的数据采集系统或手工记录表格；
- f) 所用数据采集系统的说明和规范；
- g) 试验前和试验后校验的总结。

7.6 结论

若要对试验结果做更详细的讨论，或由试验获得的经验教训为将来试验程序改进提出的任何建议，宜包括在结论部分。

7.7 附录

附录部分宜给出不适合放在试验报告正文中的其他信息。包括但不只限于下面的信息：

- a) 原始数据表格和数据采集系统打印的原始数据的复印件；
- b) 用于试验结果计算的修正曲线的复印件；
- c) 试验期间的运行信息，例如，运行日志、控制系统的打印输出或其他运行记录的复印件；
- d) 签字的阀门操作清单和其他表明所需试验配置和运行方式的文件的复印件；
- e) 实验室给出的测量仪表的校验报告和生产商的合格证书；
- f) 打印的原始数据。

附录 A

(规范性附录)

修正计算方法

A.1 引言

在对联合循环和热电联产汽轮机输出功率的修正计算以往的实际应用过程中,得到的两个显著变化将纳入本标准。第一个变化是,对所有修正变量采用加法修正,而且,目前这些修正多数为双变量修正;第二个变化是,为了全面修正到参考的吸热量下,增加了再热循环中的再热吸热量修正内容。本附录的目的是解释产生这两种变化的原因,并给出详细的再热吸热量修正推导过程。

A.2 双变量加法修正

以前,制造厂家采用不同的方法来修正联合循环和热电联产机组中的汽轮机性能。一些厂家使用加法修正(修正量由设计参考工况与偏离设计工况的输出功率之差给出);另一些厂家使用乘法修正(修正系数由设计参考工况和偏离设计工况的输出功率之比给出)。有时,这两种方法混合使用,出现了两种方法混合使用时的计算次序问题。

在本标准编制的同时,也进行了量化和减小修正计算误差的研究,通过采用类似 ASME PTC 6 系列的简化试验标准中使用的修正公式,而不是采用 ASME PTC 6 全面性试验中使用的试验循环模型计算方法,发现单变量修正方法没有反映出决定汽轮机性能的运行循环变量之间的更高一层的关系。试验循环模型计算方法的优点是它考虑到了所有循环变量之间的相互关系,从而消除或很大程度地减少了由于修正方法上导致修正结果的误差,缺点是该方法更加复杂和有赖于汽轮机更多的信息,可能涉及汽轮机厂家独有的技术资料。

为了制定修正方法,ASME 标准委员会权衡了简化方法对增大不确定度和降低复杂性两个方面的影响。考虑到大多数试验依据本标准执行时,其不确定度可能不小于 0.4%,修正方法的不确定度不大于 0.1%认为是可接受的,因为这对总不确定度的影响将不大于 0.01%。

为了研究不同修正计算方法,编制了一个热力性能计算程序用来开发特定类型的汽轮机循环修正公式(本案采用三压再热联合循环汽轮机)。汽轮机模型进行了各修正变量的偏离设计工况计算,每次运行同时改变多个变量,用模拟试验数据得到偏离设计工况运行结果,并采用修正公式将偏离设计工况的汽轮机性能修正到设计参考工况下。如果修正方法很完善,当考虑了所有的输入变量的修正,修正后的性能将等于设计参考工况下的性能,因此,修正后的性能与设计参考工况下的性能的差别是判断修正方法准确性的指标。

由修正方法引入的误差与需修正变量和参考值的偏差成正比,因此,降低由修正方法引起的不确定度的一种方法是限制偏差范围。尽管 ASME 标准委员会认识到该限制的必要性,但也提倡不要过分限制修正变量偏差,这样本标准可得到更好的实际应用。在对修正方法的深入研究中,假设需修正变量和参考值的偏差达到实际试验中可能遇到的典型极端情况。如果修正方法的不确定度在这种宽松的限制条件下还能达到不大于 0.1%的目标,那么在更严格的限制条件时这一目标肯定可以达到,限制条件最终由 ASME 标准委员会来制定。

另一个引入的误差是由修正曲线拟合和内插引起的。由于修正公式是由离散点拟合而成,当修正变量的值与修正公式中的离散点数值不同时,附加的误差可由曲线拟合公式的准确度或内插方法产生。由曲线拟合或插值修正引入的误差取决于公式的求解,而不是取决于该方法能够准确反映各变量相互关系,因此,修正方法的研究目的是为了减少或消除曲线拟合和内插引起的误差。

在开发一套全新的修正公式时,决定将所有的修正采用加法修正公式。由于加法修正与乘法修正混

合使用时常常会引起许多问题并容易搞乱修正计算次序,因此混合修正方法是不可取。在研究初期,对大多数变量采用了乘法修正方法,该方法在目前一些试验中使用,但不能达到本研究的不确定度目标,因此,提出了对加法修正方法的调查研究。

依据热力学第一基本定律开发并提出了加法修正方法。由汽轮机产生的能量可表示为质量流量和汽轮机各缸焓降的乘积之和。考虑每个修正变量或者对质量流量的变化产生影响,或者对一个或多个汽轮机缸的焓降的变化产生影响。然而,不同的修正变量对乘积 $m \times \Delta h$ 变化量的影响,不仅依赖于对乘积中主要影响项的变化大小,也依赖于乘积中另一项的变化大小。例如,某个修正变量主要影响某个汽缸中蒸汽的焓降,则输出功率的变化可被表示为 $m_1 \times d(\Delta h)$,显然,这个修正计算仅适用于流量为 m_1 时。如果在流量为 m_2 进行修正计算时,修正量为 $m_2 \times d(\Delta h)$,这意味着该修正为双变量,即修正量依赖于两个变量。

在某些热力循环中,如果蒸汽流过汽轮机的流量与某一汽轮机参考流量(如高压蒸汽流量)的变化趋势近似成正比例关系,则这种双变量加法修正可用单变量乘法修正来准确替代。在这种热力循环中,所有的流量变化都和高压蒸汽流量成正比,并且各缸对出力的相对贡献都几乎保持不变。在修正计算中,每项 $m \times \Delta h$ 中的质量流量可表示为高压蒸汽流量的一个近似恒定比率,因此,当质量流量表示为一个比率时,高压蒸汽流量将从公式的分子和分母中分离出来,得到比值为 1,可简化为一个独立变量的公式,而不是两个独立变量的公式,这时才能允许使用单变量乘法修正方法,如在 ASME PTC 6 系列的简化试验标准中使用的修正方法和在 ASME PTC 6 全面性试验标准中使用的第二类修正方法。对大多数再热循环机组,如核电机组和传统的燃煤机组,这种修正方法能保持很好的准确性。在这类热力循环中,汽轮机只有一个蒸汽源,所有汽轮机抽汽流量近似与主蒸汽流量成恒定比率。

在大多数多压联合循环和热电联产循环机组中,有多个补汽或抽汽进入或流出热力循环系统,没有循环动态控制来维持这些补汽或抽汽流量近似与主蒸汽流量成恒定的比例关系。实际上,许多循环系统由于循环动态控制或运行需要等原因,需要防止补汽或抽汽流量与主蒸汽流量保持的恒定比率。由于这些补汽或抽汽流量与主蒸汽流量不能保持恒定比率,也就不能从多个乘法修正比率中分离出一个共同的主蒸汽流量项,这意味着修正项将保持双变量的关系,因此,对联合循环和热电联产机组,使用乘法修正将没有任何优势。

使用差值的加法修正方法的优点是,因为对大多数修正变量,差值更能准确地反映变量对热力性能的真实影响。例如,再热系统压降的变化只是通过改变高压缸膨胀的可用能来影响高压缸膨胀做功,加法修正量表明高压缸做功变化是汽轮机总功率的绝对变化量。如果使用乘法修正,尽管实际的变化仅发生在高压缸部分,但功率的绝对变化量是修正系数和汽轮机总功率的函数(修正系数和汽轮机总功率的乘积)。一个相似的例子为排汽压力,排汽压力的变化仅影响最后一、二级叶片的做功,若使用乘法修正,尽管实际的变化仅发生在汽轮机最后一、二级叶片上,但功率的变化却由修正系数和汽机总功率来确定。

根据这一原则,对不同的汽缸,汽机功率的变化可用 $m \times \Delta h$ 乘积中的一项变化或两项变化来表示。本标准的第 6 章对加法双变量修正方法进行了描述。

A.3 再热吸热量修正

在过去的几十年里,常规火电厂给水回热再热循环的汽轮机性能采用输出功率和热耗率作为典型的性能指标。在这两个性能指标中,热耗率是一个汽轮机总效率的量度,而输出功率是一个汽轮机输出能力的量度,它们既没有考虑流量,因此,也没有考虑吸热量。假定在参考的主蒸汽压力和温度条件下,锅炉可以供给汽轮机足够多的蒸汽,汽轮机输出功率就是在这一参考条件下汽轮机做功能力的量度。对核电机组,典型的衡量汽轮机性能的指标是在恒定的反应堆热功率下的汽轮机输出功率,这与常规火电机组的汽轮机输出能力不同之处在于考虑了吸热量,因此也同时指示了汽轮机的效率。为了区别汽轮机在参考吸热量下的输出功率与输出能力,本标准采用“输出性能”这一术语来表示。

与常规火电机组不同,工业抽汽和热电联产机组与核电机组类似,也同样采用计算的输出性能。在工业抽汽和热电联产机组中,测量的输出功率经过循环压力、温度和流量的修正。由于经过对流量的修正,其修正后的输出功率类似于核电机组在参考反应堆热功率下的汽轮机输出功率,因此,修正后的结果表示汽轮机的效率,而不是汽轮机的输出能力。

再热联合循环机组在工业中的应用已比较常见,也采纳了工业抽汽和热电联产循环机组的修正方法,修正到在参考流量下的输出功率已成为汽轮机性能的主要衡量指标,而不是常规火电机组采用的输出能力指标。

在本标准的编制过程中,将以前修正方法应用于再热联合循环时发现了一些缺点。在任何一个再热循环中,一部分再热吸热量发生在再热器中,即高压缸排汽和中压缸进汽之间。因为这部分吸热量发生在汽轮机的两缸之间,它的大小受汽轮机性能的影响。例如,如果高压缸效率高于参考值,则高压缸排汽焓将低于高压缸排汽焓参考值,为了加热高压缸排汽至额定的再热温度,就需要在再热器里吸收比参考工况更多的热量。

由于汽轮机性能对再热器的吸热量有影响,经汽轮机进口的压力、温度和流量修正后的输出性能,未必将汽轮机输出性能修正到了参考吸热量下。因为高压缸排汽参数对再热吸热量的影响并没有考虑到,因此,该输出性能不是准确指示整个汽轮机效率的一个性能指标,同样它不是指示汽轮机输出能力的一个指标(因为已对蒸汽流量进行了修正)。

为了改正这一缺陷,并使修正至参考吸热量下的修正后的汽轮机输出性能成为衡量汽轮机总效率的性能指标,增加了两个附加的修正量 Δ_7 和 Δ_8 ,用来考虑汽轮机对再热吸热量的影响。这两个附加修正量的推导并不简单,但可使用现成的修正公式,因此不需重新创造两个新的加法修正公式。

再热吸热量修正的推导基于以下的逻辑。由于其他修正变量对循环吸热量变化的修正是一种内在的修正,例如,高压缸进汽温度的修正是高压缸进汽温度变化引起汽轮机功率的变化,在汽轮机循环中,高压缸进汽温度的变化必然引起汽轮机循环吸热量的变化。使用全部其他修正,将汽轮机输出功率修正到汽轮机参考的进口压力、温度、流量、再热器压降和排汽压力后,汽轮机输出性能就表示修正到参考吸热量下的输出功率。因此,每个修正变量对汽轮机循环吸热量的贡献份额内在地修正回到参考值。但有一部分吸热量未必修正回参考条件下,它们由高压缸排汽流量和再热器焓升来确定。为了将循环吸热量修正至参考吸热量下,应对参考再热吸热量与实际再热吸热量的偏差进行修正。

由于这一偏差不能直接由测量的高压缸排汽流量和排汽焓计算得到,因此偏差的计算过程不是直接的。高压缸排汽流量和排汽焓的测量值与它们的参考值的偏差是各种因素的综合造成的,这些因素包括高压蒸汽流量、高压蒸汽温度和再热系统压损的偏差。这些变量在修正过程中,已内在地为这些变量对再热吸热量进行了修正,因此,经过 Δ_7 和 Δ_8 修正后的吸热量偏差值为再热吸热量与其参考值的偏差值,该值仅表示由于汽轮机性能对再热吸热量的影响。这部分影响是由高压缸效率、高压缸泄漏量和中压缸通流能力的偏差引起的。由于其他循环变量在修正过程中,在这些再热器参数条件下已内在地为它们的影响对高压缸排汽流量和再热焓升进行了修正,因此,这些汽轮机参数对再热吸热量的影响应在参考循环条件下进行计算。

推导的思路是确定被测试的汽轮机在参考的循环参数条件下的高压缸排汽流量和排汽焓以及热再热蒸汽焓,参考的循环参数包括高压蒸汽压力、高压蒸汽温度、高压蒸汽流量、再热系统压降、中压补汽流量和热再热蒸汽温度。表 A.1 列出了用于推导过程的三类不同变量。第一类是一组参考变量,这些符号代表参考工况下的变量;第二类是一组试验变量,这些符号代表试验工况下测量的变量;第三类是一组修正后的变量,这些符号表示如果试验在参考循环参数高压蒸汽压力、高压蒸汽温度、高压蒸汽流量、再热系统压降、中压缸进汽量和热再热蒸汽温度下进行时所能测量的变量值。部分变量的计算公式见式(A.1)~式(A.17)。

一旦计算得出再热吸热量,吸热量应转化为输出功率,因为计算的试验结果是输出性能,输出性能的单位与输出功率的单位相同。采用联合循环模型程序进行研究是要确定在一个典型的余热锅炉中多少

再热吸热量偏差将会实际转化为输出功率，该研究结果形成了再热吸热量转化为输出功率方法的基础。

联合循环模型研究表明：在多数情况下，由于再热吸热量的再分配，实际的汽轮机输出功率的变化可通过假设全部再热吸热量的偏差转换为高压蒸汽流量而得到准确估计。当高压缸排汽流量与该流量的参考值有偏差，并通过再热减温水来控制热再热蒸汽温度时，由于高压缸排汽流量偏差引起再热吸热量的重新分配而造成汽轮机实际输出功率的变化，因此该变化也可以通过假设吸热量的偏差转换为再热减温水流量而得到准确估计。以下推导给出由于再热吸热量参考值与被测试的汽轮机在参考热力循环工况下的再热吸热量的偏差而引起高压蒸汽流量和再热减温水流量的变化计算过程。

一旦计算出高压缸蒸汽流量和再热减温水流量的变化量，已有的高压缸蒸汽流量修正公式和净再热蒸汽流量附加修正公式可用来计算相应蒸汽流量变化引起的汽轮机输出功率的变化量。

表 A.1 各类变量符号说明

参考	试验	修正后	描 述
m_{HP}	m'_{HP}		高压蒸汽流量
m_L	m'_L		高压缸泄漏量
m_{IP}	m'_{IP}	m^*_{IP}	再热器中加入到高压缸排汽流量上的其他流量的净流量（中压补汽流量加上再热减温水流量减去抽汽流量）
m_{RHS}		m^*_{RHS}	再热减温水流量
h_{HP}	h'_{HP}	h^*_{HP}	高压缸进汽焓
s_{HP}	s'_{HP}		高压缸进汽熵
h_{HPe}	h'_{HPe}	h^*_{HPe}	高压缸排汽焓
$h_{HPe, Isen}$	$h'_{HPe, Isen}$	$h^*_{HPe, Isen}$	高压缸进口蒸汽等熵膨胀至高压缸排汽口的焓
p_{HPe}	p'_{HPe}	p^*_{HPe}	高压缸排汽压力
h_{HRH}	h'_{HRH}	h^*_{HRH}	热再热蒸汽焓
p_{HRH}		p^*_{HRH}	热再热蒸汽压力
T_{HRH}	T'_{HRH}		热再热蒸汽温度（单位为 K）
Δp_{HRTR}			再热系统压降
h_{BLRi}		h^*_{BLRi}	余热锅炉进水焓
η_{HP}	η'_{HP}		高压缸效率
f	f'		高压缸泄漏蒸汽量占高压蒸汽量的份额
ΔE		ΔE^*	高压缸可用能
Q_{RD}		Q^*_{RD}	再热吸热量
Q_{NRD}		Q_{NRD}	非再热吸热量
注： Δm_{HP} —— 由于汽轮机影响再热吸热量变化而引起的高压蒸汽流量的变化； Δm_{RHS} —— 由于汽轮机影响再热吸热量变化而引起的再热减温水流量的变化； Δh_{HRH} —— 由于中压缸通流能力的试验值与参考值之差而引起的热再热蒸汽焓的变化； Δh_{HPe} —— 由于高压缸效率的试验值与参考值之差而引起的高压缸排汽焓的变化。			

$$f = \frac{m_L}{m_{HP}} \quad (\text{A.1})$$

$$f' = \frac{m'_L}{m'_{HP}} \quad (\text{A.2})$$

$$m''_{HP} = m_{HP} + \Delta m_{HP} \quad (\text{A.3})$$

$$m''_{IP} = m_{IP} + \Delta m_{RHS} \quad (\text{A.4})$$

$$h_{HP} \approx h''_{HP} \quad (\text{A.5})$$

$$p''_{HRH} = p'_{HRH} \frac{m_{HP} + m_{IP}}{m'_{HP} + m'_{IP}} \sqrt{\frac{T_{HRH}}{T''_{HRH}}} \quad (\text{A.6})$$

$$p''_{HPc} = \frac{p''_{HRH}}{1 - \Delta p_{RHTR}} \quad (\text{A.7})$$

$$\Delta h_{HRH} = h''_{HRH} - h_{HRH} \quad (\text{A.8})$$

$$\Delta h_{HPc} = h''_{HPc} - h_{HPc} \quad (\text{A.9})$$

$$h_{HPc} = h_{HP} - \eta \times \Delta E \quad (\text{A.10})$$

$$h''_{HPc} = h_{HP} - \eta' \times \Delta E'' \quad (\text{A.11})$$

$$\Delta E = h_{HP} - h_{HPc,Isen} \quad (\text{A.12})$$

$$\Delta E'' = h_{HP} - h''_{HPc,Isen} \quad (\text{A.13})$$

$$\eta = \frac{h_{HP} - h_{HPc}}{h_{HP} - h_{HPc,Isen}} \quad (\text{A.14})$$

$$\eta' = \frac{h'_{HP} - h'_{HPc}}{h'_{HP} - h'_{HPc,Isen}} \quad (\text{A.15})$$

$$\Delta h_{HPc} = \eta \times \Delta E - \eta' \times \Delta E'' \quad (\text{A.16})$$

$$h_{BLRi} = h''_{BLRi} \quad (\text{A.17})$$

A.4 推导

该推导假定传给低压蒸汽的吸热量保持恒定，且与高压缸和中压缸性能的变化无关，即低压蒸汽的吸热量在推导时不必考虑，模型研究也证明这是一个合理的假定。

设计（参考）工况下的吸热量：

再热部分吸热量

$$\begin{aligned} Q_{RD} &= (m_{HP} - m_L)(h_{HRH} - h_{HPc}) + m_{IP}(h_{HRH} - h_{BLRi}) \\ &= m_{HP}(1 - f)(h_{HRH} - h_{HPc}) + m_{IP}(h_{HRH} - h_{BLRi}) \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

非再热部分吸热量

$$Q_{NRD} = m_{HP}(h_{HP} - h_{BLRi}) \quad (\text{A.19})$$

总吸热量

$$Q_{RD} + Q_{NRD} = m_{HP}(1 - f)(h_{HRH} - h_{HPc}) + m_{IP}(h_{HRH} - h_{BLRi}) + m_{HP}(h_{HP} - h_{BLRi})$$

被测试的汽轮机运行在参考循环参数下的参考吸热量：

再热部分吸热量

$$\begin{aligned}
Q_{RD}'' &= (m_{HP}'' - m_L'')(h_{HRH}'' - h_{HPc}'') + m_{IP}''(h_{HRH}'' - h_{BLRi}'') \\
&= m_{HP}''(1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) + m_{IP}''(h_{HRH}'' - h_{BLRi}'') \\
&= (m_{HP} + \Delta m_{HP})(1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) \\
&\quad + (m_{IP} + \Delta m_{RHS})(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{BLRi})
\end{aligned} \tag{A.20}$$

非再热部分吸热量

$$Q_{NRD}'' = m_{HP}''(h_{HP}'' - h_{BLRi}'') = (m_{HP} + \Delta m_{HP})(h_{HP} - h_{BLRi}) \tag{A.21}$$

总吸热量

$$\begin{aligned}
Q_{RD}'' + Q_{NRD}'' &= (m_{HP} + \Delta m_{HP})(1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) \\
&\quad + (m_{IP} + \Delta m_{RHS})(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{BLRi}) + (m_{HP} + \Delta m_{HP})(h_{HP} - h_{BLRi})
\end{aligned}$$

当高压缸和中压缸性能特性变化较小和低压蒸汽吸热量不变的情况下，令余热锅炉总吸热量相同，得到：

$$Q_{RD} + Q_{NRD} = Q_{RD}'' + Q_{NRD}''$$

即，

$$\begin{aligned}
&m_{HP}(1-f)(h_{HRH} - h_{HPc}) + m_{IP}(h_{HRH} - h_{BLRi}) + m_{HP}(h_{HP} - h_{BLRi}) \\
&= (m_{HP} + \Delta m_{HP})(1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) \\
&\quad + (m_{IP} + \Delta m_{RHS})(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{BLRi}) + (m_{HP} + \Delta m_{HP})(h_{HP} - h_{BLRi})
\end{aligned}$$

变化为

$$\begin{aligned}
&m_{HP}[(1-f)(h_{HRH} - h_{HPc}) - (1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc})] + \\
&m_{IP}[(h_{HRH} - h_{BLRi}) - (h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{BLRi})] \\
&= \Delta m_{HP}[(1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) + (h_{HP} - h_{BLRi})] + \\
&\Delta m_{RHS}(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{BLRi})
\end{aligned}$$

进一步变化为

$$\begin{aligned}
&m_{HP}[(f' - f)(h_{HRH} - h_{HPc}) + (1-f')(\Delta h_{HPc} - \Delta h_{HRH})] - m_{IP}\Delta h_{HRH} \\
&= \Delta m_{HP}[(1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) + (h_{HP} - h_{BLRi})] + \\
&\Delta m_{RHS}(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{BLRi})
\end{aligned} \tag{A.22}$$

余热锅炉和汽轮机的联合模型研究表明，如果保持再热减温水流量不变，则对联合循环总输出功率的影响可被近似等于假设再热吸热量的变化全部转换为高压蒸汽流量变化。令 $\Delta m_{RHS} = 0$ ，应用于式 (A.22) 可确定高压蒸汽流量的变化，得到：

$$\Delta m_{HP} = \frac{m_{HP}[(f' - f)(h_{HRH} - h_{HPc}) + (1-f')(\Delta h_{HPc} - \Delta h_{HRH})] - m_{IP}\Delta h_{HRH}}{(1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) + (h_{HP} - h_{BLRi})} \tag{A.23}$$

应该认识到高压蒸汽流量的变化是由高压缸排汽焓和排汽流量的变化综合引起的，则可将式 (A.23) 分解为两项，每一项分别定量这两个高压缸性能变化的主要影响量。令 Δm_{HP1} 表示由于高压缸排汽焓变化引起高压蒸汽流量变化量， Δm_{HP2} 表示由于高压缸排汽流量变化引起高压蒸汽流量变化量，即：

$$\Delta m_{HP1} = \frac{m_{HP}(1-f')(\Delta h_{HPc} - \Delta h_{HRH}) - m_{IP}\Delta h_{HRH}}{(1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) + (h_{HP} - h_{BLRi})} \tag{A.24}$$

$$\Delta m_{HP2} = \frac{m_{HP}(f' - f)(h_{HRH} - h_{HPc})}{(1-f')(h_{HRH} + \Delta h_{HRH} - h_{HPc} - \Delta h_{HPc}) + (h_{HP} - h_{BLRi})} \tag{A.25}$$

当 $\Delta m_{RHS} = 0$ 时， $\Delta m_{HP} = \Delta m_{HP1} + \Delta m_{HP2}$ 。

当 $\Delta m_{\text{RHS}} \neq 0$ 时, 这种情况发生在通过调节再热减温水流量保持热再热蒸汽温度不变的场合。

假定高压蒸汽流量的变化仅由高压缸排汽焓变化引起, 则 $\Delta m_{\text{HP}} = \Delta m_{\text{HP1}}$, 代入式 (A.22), 可得到:

$$\begin{aligned} & m_{\text{HP}} [(f' - f)(h_{\text{HRH}} - h_{\text{HPc}}) + (1 - f')(\Delta h_{\text{HPc}} - \Delta h_{\text{HRH}})] - m_{\text{IP}} \Delta h_{\text{HRH}} \\ & = m_{\text{HP}} (1 - f')(\Delta h_{\text{HPc}} - \Delta h_{\text{HRH}}) - m_{\text{IP}} \Delta h_{\text{HRH}} + \Delta m_{\text{RHS}} (h_{\text{HRH}} + \Delta h_{\text{HRH}} - h_{\text{BLRi}}) \end{aligned}$$

再热减温水流量变化为

$$\Delta m_{\text{RHS}} = \frac{m_{\text{HP}} (f - f')(h_{\text{HRH}} - h_{\text{HPc}})}{(h_{\text{HRH}} + \Delta h_{\text{HRH}} - h_{\text{BLRi}})} \quad (\text{A.26})$$

附录 B
(规范性附录)
孔板流量计校验曲线拟合方法

流量计流出系数是雷诺数的函数，其推导基于流体动力学原理，已在 ASME PTC 19.5 中给出。为方便起见，本附录将重复给出校验曲线拟合方法。

流量计的校验数据和几何尺寸是特有的，其他流量计的数据与之不同，但对所有的孔板流量计其流出系数的拟合方法是相同，如果需要，外推方法也是相同的。

对法兰取压或角接取压的孔板流量计，流体力学基本方程为

$$C = C_0 + a\beta^2 + b\beta^4 + d[f(Eu, Re_0)] + e\phi \quad (\text{B.1})$$

式中：

$C_0 = 0.5957 \pm 0.000186$ ，对未校验孔板流量计

$a = 0.03371 - 0.0239 \times L$

$b = 0.1496 \pm 0.0318$

$d = 0.2232 \pm 0.003417$

$e = -0.3343 + 0.2241 \times L \pm 0.0169$

$f(Eu, Re)$ ——欧拉-雷诺数方程，见公式 (B.2)

L 为无量纲数值：

对角接取压， $L=0$ ，

对 D 和 $D/2$ 取压， $L=0.5$ ，

对法兰取压， $L=S/D$ ， S 为取压点中心至最近的孔板平面的距离。

$$f(Eu, Re) = \frac{\sqrt{1-\beta^4}}{\sqrt{1-\frac{\beta^4}{(1-30.78 \times Re^{-0.5})^2}}} - 1 \quad (\text{B.2})$$

$$\phi = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} - 1 \quad (\text{B.3})$$

综合式 (B.1) 和式 (B.2)，考虑实验室校验数据，则有：

$$C_{\text{meas}} = C_0 + d[f(Eu, Re)] \quad (\text{B.4})$$

式中 C_{meas} 是在特定试验点校验所确定的流出系数。注意，式中省略了的式 (B.1) 中的其他项已包括在测量的流出系数中，只有欧拉-雷诺数方程用于外推。

变换公式 (B.4) 各项，代入 d 值

$$C_0 = C_{\text{meas}} - 0.2232 \times \frac{\sqrt{1-\beta^4}}{\sqrt{1-\frac{\beta^4}{(1-30.78 \times Re^{-0.5})^2}}} + 0.2232 \quad (\text{B.5})$$

C_0 为测量流出系数和欧拉-雷诺数方程之差。

当给定所有雷诺数和相应校验的流出系数， C_0 可计算得到，并用下式计算其平均值。

$$\bar{C}_0 = \frac{\sum_{i=1}^n C_{0,i}}{n} \quad (\text{B.6})$$

式中， n 为校验点的个数。

对较大雷诺数时的流出系数，可采用以下拟合的校验曲线外推得到：

$$C = \bar{C}_0 + 0.223\,2 \times \frac{\sqrt{1 - \beta^4}}{\sqrt{1 - \frac{\beta^4}{(1 - 30.78 \times Re^{-0.5})^2}}} - 0.223\,2 \quad (\text{B.7})$$

公式（B.7）可用于所有严格按照 PTC 19.5 进行制造和安装的角接和法兰取压的孔板流量计拟合校验曲线，由于公式（B.7）遵循流体力学基本定律，如果需要，也可用来外推大于试验校验的雷诺数的场合。

表 B.1 给出孔板流量计的两组取压孔的实际校验数据，孔板内径为 201.83mm， β 值为 0.602 4，同时给出了雷诺数分别为 2.0×10^7 ， 3.0×10^7 ， 4.0×10^7 ， 5.0×10^7 的外推值。

计算例子中，取压孔 A 的平均值 C_0 为 0.605 6，当管道雷诺数为 1 088 000 时，代入方程（B.7）可得到拟合流出系数：

$$C = 0.605\,6 + 0.223\,2 \times \frac{\sqrt{1 - 0.602\,4^4}}{\sqrt{1 - \frac{0.602\,4^4}{(1 - 30.78 \times 1\,088\,000^{-0.5})^2}}} - 0.223\,2 = 0.606\,7$$

可知拟合流出系数为 0.606 7，该例中，拟合流出系数与试验的流出系数的四位有效数字都相同。当试验点的管道雷诺数为 1 664 300 时：

$$C = 0.605\,6 + 0.223\,2 \times \frac{\sqrt{1 - 0.602\,4^4}}{\sqrt{1 - \frac{0.602\,4^4}{(1 - 30.78 \times 1\,664\,300^{-0.5})^2}}} - 0.223\,2 = 0.606\,5$$

这时，拟合流出系数与测量的流出系数 0.606 3 相差 0.03%。

校验数据点和拟合曲线见图 B.1。

为了外推雷诺数大于最大校验雷诺数的情况，可用雷诺数代入拟合曲线公式（B.7）进行外推。

表 B.1 孔板流量计的流出系数曲线拟合和外推实例

取压孔 A				取压孔 B			
Re_D	C_{meas}	C_0	C_{fitted}	Re_D	C_{meas}	C_0	C_{fitted}
664 900	0.607 4	0.606 0	0.607 0	664 900	0.607 6	0.606 2	0.607 0
733 400	0.607 2	0.605 9	0.606 9	733 400	0.607 3	0.606 0	0.607 0
790 000	0.607 2	0.606 0	0.606 9	790 000	0.607 4	0.606 2	0.606 9
801 900	0.607 7	0.606 5	0.606 9	801 900	0.607 8	0.606 6	0.606 9
850 000	0.607 1	0.605 9	0.606 8	850 000	0.607 3	0.606 1	0.606 9
917 400	0.607 0	0.605 8	0.606 8	917 400	0.607 1	0.605 9	0.606 8
975 500	0.606 9	0.605 8	0.606 7	975 500	0.607 0	0.605 9	0.606 8
1 043 300	0.606 8	0.605 7	0.606 7	1 043 300	0.606 7	0.605 6	0.606 8
1 088 000	0.606 7	0.605 6	0.606 7	1 088 000	0.606 8	0.605 7	0.606 7
1 171 000	0.606 6	0.605 6	0.606 6	1 171 000	0.606 6	0.605 6	0.606 7
1 228 900	0.606 6	0.605 6	0.606 6	1 228 900	0.606 5	0.605 5	0.606 7
1 293 800	0.606 3	0.605 3	0.606 6	1 293 800	0.606 2	0.605 2	0.606 6

表 B.1 (续)

取压孔 A				取压孔 B			
Re_D	C_{meas}	C_0	C_{fitted}	Re_D	C_{meas}	C_0	C_{fitted}
1 358 000	0.606 5	0.605 6	0.606 6	1 358 000	0.606 4	0.605 5	0.606 6
1 423 700	0.606 5	0.605 6	0.606 5	1 423 700	0.606 6	0.605 7	0.606 6
1 482 900	0.606 1	0.605 2	0.606 5	1 482 900	0.606 2	0.605 3	0.606 6
1 539 100	0.605 9	0.605 0	0.606 5	1 539 100	0.606 0	0.605 1	0.606 6
1 568 000	0.606 3	0.605 4	0.606 5	1 568 000	0.606 3	0.605 4	0.606 6
1 664 300	0.606 3	0.605 5	0.606 5	1 664 300	0.606 3	0.605 5	0.606 5
1 738 300	0.606 1	0.605 3	0.606 5	1 738 300	0.606 1	0.605 3	0.606 5
1 791 000	0.606 0	0.605 2	0.606 4	1 791 000	0.606 1	0.605 3	0.606 5
20 000 000			0.605 9	20 000 000			0.605 9
30 000 000			0.605 8	30 000 000			0.605 9
40 000 000			0.605 8	40 000 000			0.605 8
50 000 000			0.605 8	50 000 000			0.605 8
	\bar{C}_0	0.605 6			\bar{C}_0	0.605 7	

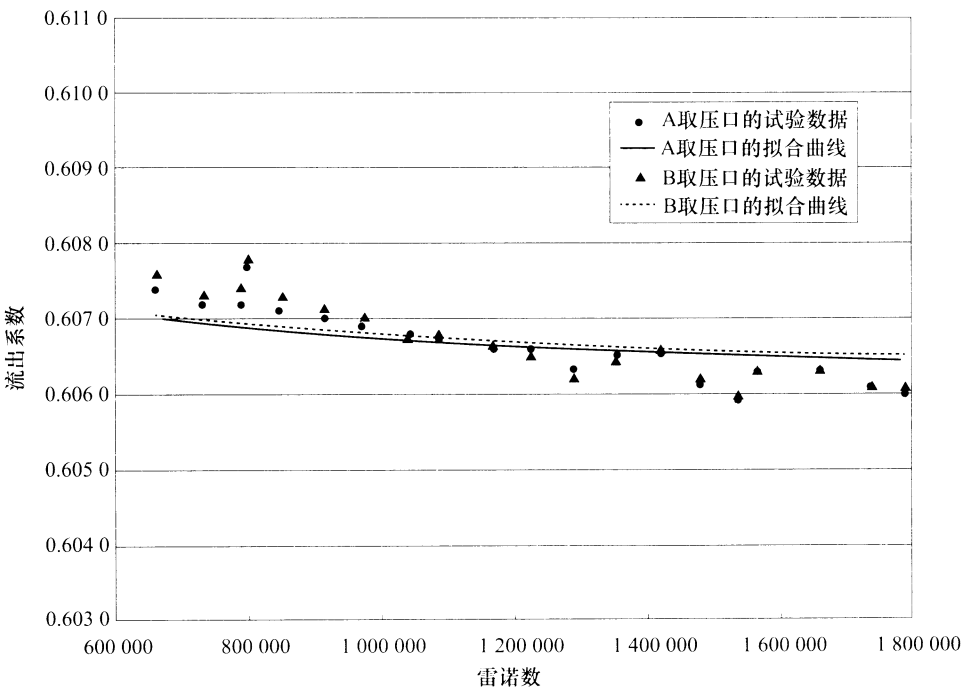


图 B.1 孔板流量计的校验数据和拟合曲线

附 录 C
(资料性附录)
试 验 算 例

C.1 循环描述

本算例的汽轮机是联合循环机组的一台 240MW 再热型汽轮机。联合循环机组包括两台燃气轮机，两台余热锅炉和一台汽轮机。该汽轮机为双缸，一个反向流动的高中压合缸和联通管接至一个双排汽的低压缸。高压缸和中压缸之间有汽封漏汽，高压缸和中压缸排汽端有轴端汽封漏汽，低压缸排汽进入凝汽器。

该循环为三压再热循环，凝结水从凝汽器出来，经余热锅炉的低压省煤器然后进入低压蒸发器，低压蒸发器产生蒸汽和饱和水，蒸汽流经低压过热器，然后进入汽轮机。饱和水分为两股，一股经高压给水泵依次进入高压省煤器、高压蒸发器和高压过热器，最后进入汽轮机；另一股经中压给水泵依次进入中压省煤器、中压蒸发器和中压过热器，然后与高压缸排汽混合进入再热器。

从余热锅炉流出的高压蒸汽进入汽轮机高压缸膨胀做功，高压缸排汽即为冷再热蒸汽。从余热锅炉流出的中压蒸汽与冷再热蒸汽混合后，进入余热锅炉再热器，流出的热再热蒸汽进入中压缸膨胀做功。中压缸排汽与来自余热锅炉的低压蒸汽混合后经联通管进入低压缸膨胀做功，从低压缸排汽进入凝汽器完成一个循环。

汽轮机的参考工况和试验工况的参数列在表 C.1 中，本例的高压蒸汽流量由测量的高压给水流量、过热减温水流量和不明泄漏量来计算；中压补汽流量由测量的中压给水流量、再热减温水流量和不明泄漏量来计算；低压补汽流量通过测量低压蒸汽流量得到。高中压缸间汽封漏汽由一组特别的试验得出，采用改变高压蒸汽和热再热蒸汽温度在不同温度水平进行试验。高压缸排汽端高压轴封泄漏量测量得到，高压缸排汽端低压轴封泄漏量采用设计值。

表 C.1 参考工况和试验工况参数

名 称	符号	单位	参考值	测量值
高压蒸汽流量	m_{HP}	kg/s	144.40	149.86
高压蒸汽压力	p_{HP}	MPa	12.75	12.893
高压蒸汽温度	T_{HP}	℃	565.0	560.0
高压缸排汽压力	p_{HPc}	MPa	3.482	3.585
高压缸排汽焓	h_{HPc}	kJ/kg	3153.0	3153.8
高压缸排汽流量	m_{HPc}	kg/s	140.89	143.86
再热系统压降	Δp_{RHTR}	%	10.0	6.3
热再热压力	p_{HRH}	MPa	3.134	3.358
热再热温度	T_{HRH}	℃	565.0	551.7
中压补汽流量与再热减温水流量之和	m_{IP}	kg/s	14.87	17.25
低压补汽流量	m_{LP}	kg/s	7.25	7.59
低压补汽焓	h_{LP}	kJ/kg	3133.0	3099.6
低压缸排汽压力	P_{exh}	kPa	8.5	11.2
余热锅炉入口水焓	h_{HRSG}	kJ/kg	186.1	195.4

表 C.1 (续)

名 称	符号	单位	参考值	测量值
发电机功率因数	PF		0.85	0.90
发电机氢压	p_{H_2}	MPa	0.414	0.400
净发电输出功率	kW	kW	241 700	245 088

C.2 流量

本算例中测量得到的流量列在表 C.2 中。

表 C.2 流 量 测 量 值 单位为 kg/s

流量名称	符 号	测量值
高压给水 A	m_{HPFWA}	74.86
高压给水 B	m_{HPFWB}	74.78
过热减温水 A	m_{HPSA}	0.24
过热减温水 B	m_{HPSB}	0.19
中压给水 A	m_{IPFWA}	8.60
中压给水 B	m_{IPFWB}	8.55
再热减温水 A	m_{RHSA}	0.09
再热减温水 B	m_{RHSA}	0.04
低压蒸汽 A	m_{LPSA}	3.80
低压蒸汽 B	m_{LPSB}	3.79
高压缸高压端轴封漏汽量	$m_{LKg. HP}$	0.99
高压缸低压端轴封漏汽量 ^a	$m_{LKg. LP}$	0.17
高中压缸间汽封漏汽量 ^b	$m_{LK. HP-IP}$	4.84
不明泄漏量 ^c	m_{un}	0.25
<div><div>^a 由试验蒸汽参数和参考热平衡中的设计端部轴封流量常数计算得到。</div><div>^b 通过影响系数试验方法确定该值占高压蒸汽流量的百分比。</div><div>^c 通过测量热井和各汽包的水位变化，以及测量或估计已知漏量的流量来确定。该方法要求在试验期间隔离系统补水。</div></div>		

由表 C.2 测量值计算下列流量：

$$m_{HPFW} = m_{HPFWA} + m_{HPFWB} + m_{HPSA} + m_{HPSB}$$
$$m_{IPFW} = m_{IPFWA} + m_{IPFWB} + m_{RHSA} + m_{RHSA}$$
$$m_{LPS} = m_{LPSA} + m_{LPSB}$$

依据这些值，用下面公式将不明泄漏量按比例分摊给高压、中压和低压三部分：

$$m_{LKg. HP} = \frac{m_{HPFW}}{m_{HPFW} + m_{IPFW} + m_{LPS}} \times m_{un}$$

$$m_{LKg,IP} = \frac{m_{IPFW}}{m_{HPFW} + m_{IPFW} + m_{LPS}} \times m_{un}$$
$$m_{LKg,LP} = \frac{m_{LPS}}{m_{HPFW} + m_{IPFW} + m_{LPS}} \times m_{un}$$

用于试验修正的各压力等级的蒸汽流量可从测量的给水流量和不明泄漏量计算得到：

$$m_{HP} = m_{HPFW} - m_{LKg,HP}$$
$$m_{IP} = m_{IPFW} - m_{LKg,IP}$$
$$m_{LP} = m_{LPS}$$

注意，确定低压补汽流量时，低压系统的不明泄漏量部分没有从测量的低压蒸汽流量上减掉。由于测量的低压蒸汽流量是离开余热锅炉的蒸汽流量，从测量处至汽轮机入口蒸汽管道短且没有发现的蒸汽泄漏，所以可认为所有测量的低压蒸汽进入汽轮机，且低压系统的泄漏量发生在流量测量设备的上游。

C.3 输出功率

试验期间，汽轮机输出电功率用三个单相瓦特表和三个单相无功功率表进行测量，这些表计连接到经过校验的机组已存在的电压和电流互感器上，这些互感器位于相与中线相连配置的三线 Y 形接法发电机电路上。

C.3.1 电压互感器变比和相角修正系数

试验前，要对电压互感器（TV）和电流互感器（TA）进行测试，电压互感器（TV）和电流互感器（TA）的试验读数采用校验数据修正。使用真有效值交流电压表在 TV 二次侧测得的各相与中线间的电压读数。由于电压互感器（TV）电路有开路的危险，电路还可能引起机组跳机，电流测量在电压互感器（TV）的二次侧用一个低量程的钳式电流表来测量，功率因数由于同样的原因未被测量，假设其值为 0.85。

表 C.3 实际安装的 TV 试验数据

项 目	符号	单位	A 相	B 相	C 相
TV 电压（测量）	V	V	69.28	68.95	69.63
TV 电流（测量）	I	mA	360	350	410
TV VA（=V×I/1000）	B_c	VA	24.941	24.133	28.548

表 C.4 TV 校 验 数 据

项 目	符号	单位	A 相	B 相	C 相
空负荷	B_0	VA	0	0	0
校验试验点负荷	B_t	VA	200	200	200
校验试验点功率因数	PF_c	—	0.85	0.85	0.85
校验试验点相角	PA_c	度	31.788	31.788	31.788
0VA 时的 RCF	RCF_0	—	0.997 9	0.997 9	0.997 9
200VA，功率因数 0.85 时的 RCF	RCF_t	—	1.001 05	1.001 05	1.001 05
0VA 时的相角误差	G_0	分	0.5	0.5	0.5
200VA，功率因数 0.85 时的相角误差	G_t	分	-0.46	-0.46	-0.46

表 C.3 给出了由电压互感器 (TV) 电路测量的数据, 表 C.4 为电压互感器 (TV) 的校验数据。

试验时各相的实际电压互感器变比修正系数 (TVRCF) 用下面的公式 (见 ANSI/IEEE C57.13—1993) 计算得到:

$$RCF_c = RCF_0 + \frac{B_c}{B_t} [RCF_d \cos(\theta_t - \theta_c) + 0.000\,291 \times \gamma_d \sin(\theta_t - \theta_c)]$$

$$RCF_d = RCF_t - RCF_0$$

$$0.000\,291 = 1/3438$$

$$\gamma_d = \gamma_t - \gamma_0 [y1]$$

式中:

RCF_c —— 实际试验负荷下的变比修正系数;

RCF_0 —— 空负荷下的变比修正系数;

RCF_t —— 校验试验点负荷下的变比修正系数;

RCF_d —— 实际试验计算得到的变比修正系数;

3438 —— 每一弧度的分角度;

B_t —— 校验试验点的负荷;

B_c —— 实际试验工况下的 RCF 和 PACF 修正后的负荷;

θ_t —— B_t 时的功率因数, 度;

θ_c —— B_c 时的功率因数, 度;

γ_d —— 校验试验点与空负荷的相角之差, 分;

γ_0 —— B_0 (空负荷) 时的相角, 分;

γ_t —— B_t 时的相角, 分。

试验和校验的功率因数和相角偏差假定可忽略, 则可推出以下公式:

$$\begin{aligned} RCF_c &= RCF_0 + \frac{B_c}{B_t} [RCF_d \cos(0) + 0.000\,291 \times \gamma_d \sin(0)] \\ &= RCF_0 + \frac{B_c}{B_t} [RCF_d \times 1 + 0.000\,291 \times \gamma_d \times 0] \\ &= RCF_0 + \frac{B_c}{B_t} RCF_d \end{aligned}$$

将 $RCF_d = RCF_t - RCF_0$ 代入, 得到:

$$RCF_c = RCF_0 + \frac{B_c}{B_t} [RCF_t - RCF_0]$$

即为一个简单的线性插值公式, 测量负荷位于 TV 校验试验点负荷以及空负荷之间, 插值求出测量点的 RCF。

利用此方程, 计算各相实际的 TV 修正系数:

$$TVRCF_1 = 0.997\,9 + (24.941 / 200) \times (1.001\,05 - 0.997\,9) = 0.998\,3$$

$$TVRCF_2 = 0.997\,9 + (24.133 / 200) \times (1.001\,05 - 0.997\,9) = 0.998\,2$$

$$TVRCF_3 = 0.997\,9 + (28.548 / 200) \times (1.001\,05 - 0.997\,9) = 0.998\,3$$

TV 相角误差假定忽略不计, 则所有的 TV 相角修正系数假定为 1.0。

C.3.2 电流互感器变比和相角修正系数

电流互感器宜校验修正。由于 TA 回路有开路的危险以及 TA 修正系数相对不重要, 因此不必用试

验仪器测量实际的 TA 电流, 可使用机组的一次侧电流示值。检查 TA 校验曲线表明, 在 100% 额定电流和 50% 额定电流时, TA 变比修正系数 (TARCF) 分别为 1.000 14 和 1.000 16, 因此, 假定对所有的试验 TA 变比修正系数均使用 1.000 15。假定 TA 相角误差可以忽略, 则所有试验的 TA 相角修正系数 (TAPACF) 为 1.0。

C.3.3 电压互感器压降修正

由于试验功率表测量位于监控屏上, 电压互感器 (TV) 至实际试验功率表传感器之间可能存在压降。表 C.5 给出了用两个真有效值交流电压表测得的测量值。首先, 再在同一测量点用两块表分别测量电压值, 以确定两表间的偏差。然后一块表留在电压互感器 (TV) 处测量, 另一块表移到功率表处测量。每 30s 在各点同步测量各相至中线的电压, 然后求其平均值。功率表处测量的读数经仪表偏差修正后, 再减去在用电压互感器 (TV) 处测量表的读数, 读数的差分别为 0.02 V, 0.04 V 和 0.06 V。由于功率表处测量的电压值低于电压互感器 (TV) 处的电压值, 因此记录的有功功率和无功功率较低, 电压互感器 (TV) 压降修正系数 (TVVDCF) 大于 1, 这样将在功率表处测量的有功功率和无功功率修正到电压互感器 (TV) 处的值。

表 C.5 TV 压降修正

项 目	符号	单位	相 A-中线	相 B-中线	相 C-中线
TV 处电压表 1	V_{1o}	V	69.28		
TV 处电压表 2	V_{2o}	V	69.14		
电压差 ($=V_{2o}-V_{1o}$)	V_d	V	-0.14	-0.14	-0.14
TV 处电压表 1	V_{1t}	V	69.28	68.95	69.63
功率表处电压表 2	V_{2t}	V	69.12	68.77	69.43
功率表处修正后读数 ($=V_{2t}-V_d$)	V_{2c}	V	69.26	68.91	69.57
电压降 ($=V_{1t}-V_{2c}$)	V_{drop}	V	0.02	0.04	0.06
压降修正系数 ($=1+V_{drop}/V_{1t}$)	TVVDCF	—	1.000 4	1.000 6	1.000 9

C.3.4 二次侧读数转换为一次侧数值

由于功率在电压互感器 (TV) 和电流互感器 (TA) 的二次侧进行测量, 在试验期间, 有功和无功功率测量值应乘以电压和电流的变比以及电压互感器 (TV) 和电流互感器 (TA) 的修正系数。

对 “x” 相的有功和无功功率基本计算公式如下:

$$W_{atts,x} = (SW_x \times TVTR_x \times TATR_x \times TVRCF_x \times TVPACF_x \times TVVDCF_x \times TARCF_x \times TAPACF_x) / 1000$$

$$V_{ars,x} = (SV_x \times TVTR_x \times TATR_x \times TVRCF_x \times TVPACF_x \times TVVDCF_x \times TARCF_x \times TAPACF_x) / 1000$$

有功和无功功率为 A、B 和 C 相之和, 计算公式如下:

$$W_{atts} = W_{atts,A} + W_{atts,B} + W_{atts,C}$$

$$V_{ars} = V_{ars,A} + V_{ars,B} + V_{ars,C}$$

数据和计算结果汇总见表 C.6

表 C.6 毛 电 功 率

项 目	符号	单位	A 相	B 相	C 相	总和
功率表二次侧读数（测量）	SW	W	338.273	342.906	342.294	
无功功率表二次侧读数（测量）	SV	var	160.831	167.760	167.101	
TV 变比	$TVTR$	—	120	120	120	
TA 变比	$TATR$	—	2000	2000	2000	
TV 压降修正系数	$TVDCF$	—	1.000 4	1.000 6	1.000 9	
TV 变比修正系数	$TVRCF$	—	0.998 3	0.998 2	0.998 3	
TV 相角修正系数	$TVPCF$	—	1	1	1	
TA 变比修正系数	$TARCF$	—	1.000 15	1.000 15	1.000 15	
TA 相角修正系数	$TAPCF$	—	1	1	1	
功率表一次侧数值	W_{atts}	kW	81 092	82 211	82 097	245 400
无功功率表一次侧数值	I'_{ars}	kvar	38 555	40 220	40 078	118 853

C.3.5 功率因数计算

功率因数计算公式如下：

$$PF = \frac{W_{\text{atts,t}}}{\sqrt{W_{\text{atts,t}}^2 + V_{\text{ars,t}}^2}}$$

式中：

- PF —— 功率因数；
 - $W_{\text{atts,t}}$ —— 总有功功率；
 - $V_{\text{ars,t}}$ —— 总无功功率。
- 将表 C.6 的数据代入，可得：

$$PF = \frac{245\,400}{(245\,400^2 + 118\,853^2)^{0.5}} = 0.9$$

C.3.6 励磁功率

本机组汽轮机输出净功率是指供给主变低压侧的功率，试验用的电流互感器位于 4160V 厂用母线之前，该母线为励磁机供电，所以应从测量的发电机毛输出功率中减掉励磁功率。

由于励磁功率对总的汽轮机输出而言相对并不重要，可用电厂仪表对其进行测量。励磁功率使用供给励磁机断路器的电流和电压，按照下面公式计算得到

$$P_{\text{Excloss}} = \frac{\sqrt{3} \times V \times A \times PF}{1000}$$

式中：

- P_{Excloss} —— 励磁功率，kW；
- V —— 各相与中线间的电压的平均值，测量值，V；
- A —— 各相电流的平均值，测量值，A；

PF ——功率因数，测量或计算值；
1000——从瓦特到千瓦的转换因子。
试验中得到的数据（三相平均值）如下：

$$\begin{aligned} V &= 4120 \text{ (V)} \\ A &= 115 \text{ (A)} \\ PF &= 0.35 \end{aligned}$$

因此：

$$P_{\text{Excloss}} = \frac{\sqrt{3} \times 4120 \times 115 \times 0.35}{1000} = 287 \text{ (kW)}$$

C.3.7 辅机功率

本机组汽轮机润滑油泵和轴封蒸汽冷却器排风机的功率由厂用电母线提供动力，并且没有对其单独测量，所以试验各方达成书面协议，采用设计值：

$$P_{\text{aux}} = 25 \text{ (kW)}$$

C.3.8 发电机净输出功率

发电机净输出功率如下：

$$P_{\text{net}} = 245\,400 - 287 - 25 = 245\,088 \text{ (kW)}$$

C.4 修正

为了比较输出功率的试验与参考值，应对试验工况与参考工况的偏差进行修正。可依据修正表和修正曲线进行修正，修正表和修正曲线由热力性能模型程序得到。修正表和修正曲线见图 C.1～图 C.8，提供以下参数的修正：

- (a) 高压蒸汽流量；
- (b) 高压缸通流能力；
- (c) 高压蒸汽温度；
- (d) 再热系统压降；
- (e) 热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量；
- (f) 低压补汽流量和焓；
- (g) 低压缸排汽压力；
- (h) 发电机功率因数；
- (i) 发电机氢压（在功率因数曲线中以线性关系给出）。

试验输出功率的修正公式如下：

$$P_{\text{corr}} = P_{\text{net}} - \sum_{i=a}^h \Delta_i = P_{\text{net}} - \Delta_{\text{total}}$$

Δ_{total} 是总输出功率修正量，等于各修正量的代数和。
下面叙述了表 C.7 中给出的各修正量的确定方法。

表 C.7 输出功率修正量 单位为 kW

修正变量	符 号	修正量
高压蒸汽流量	Δ_{1A}	8523
高压蒸汽温度	Δ_{2A}	-604

表 C.7 (续)

修正变量	符 号	修正量
高压缸通流能力	Δ_{3A}	-540
再热系统压降	Δ_5	1538
热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量	Δ_6	-315
高压缸排汽焓对再热吸热量的影响	Δ_7	-916
高压缸排汽流量对再热吸热量的影响	Δ_8	-305
低压补汽流量和焓	Δ_9	110
低压缸排汽压力	Δ_{13}	-4172
发电机功率因数	Δ_{14}	194
发电机氢压	Δ_{15}	10
输出功率总修正量	Δ_{total}	3523

(符号无上标代表给定变量的参考值, 符号上标为“'”代表变量的试验值, 符号上标为“”代表变量的修正值, 详见附录 A 关于修正变量符号的定义)

C.4.1 高压蒸汽流量, Δ_{1A}

由测量的高压蒸汽流量和热再热蒸汽温度查“高压蒸汽流量”修正曲线图, 得到高压蒸汽流量修正量。

C.4.2 高压蒸汽温度, Δ_{2A}

由测量的高压蒸汽流量和高压蒸汽温度查“高压蒸汽温度”修正曲线图, 得到高压蒸汽温度修正量。

C.4.3 高压缸通流能力, Δ_{3A}

高压缸通流能力的变化百分数计算公式如下:

$$w' = \left(m'_{HP} \times \frac{\sqrt{\frac{p_{HP}}{v_{HP}}}}{\sqrt{\frac{p'_{HP}}{v'_{HP}}}} \times S - 1 \right) \times 100$$

式中:

$$S = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p'_{HPc}}{p'_{HP}} \times \frac{1 - \Delta p'_{RHT}}{1 - \Delta p_{RHT}} \times \frac{1 + \frac{m_{IP}}{m_{HP}}}{1 + \frac{m'_{IP}}{m'_{HP}}} \right)^2 \times \frac{T'_{HP}}{T_{HP}} \times \frac{T_{HRH}}{T'_{HRH}}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{p'_{HPc}}{p'_{HP}} \right)^2}}$$

$$= \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{3.585}{12.893} \times \frac{1-0.063}{1-0.10} \times \frac{1 + \frac{14.87}{144.4}}{1 + \frac{17.25}{149.86}} \right)^2 \times \frac{560.0 + 273.2}{551.7 + 273.2} \times \frac{565.0 + 273.2}{551.7 + 273.2}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{3.585}{12.893} \right)^2}}$$

$$= 0.9970$$

使用表 C.1 中的蒸汽参数计算蒸汽比体积: $v'_{\text{HP}} = 0.02807 \text{ m}^3/\text{kg}$, $v_{\text{HP}} = 0.02751 \text{ m}^3/\text{kg}$, 所以, 高压缸通流能力变化百分数为

$$\left(\frac{149.86 \times \frac{\sqrt{12.750/0.02807}}{\sqrt{12.893/0.02751}} \times 0.9970}{144.40} - 1 \right) \times 100\%$$

$$= 1.86\%$$

由计算的高压缸通流能力变化百分比查“高压缸通流能力”修正曲线图, 得到高压缸通流能力修正量。

C.4.4 再热系统压降, Δ_5

由测量的高压蒸汽流量和测量的再热系统压降查“再热系统压降”修正曲线图, 得到再热系统压降修正量。

C.4.5 热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量, Δ_6

由测量的中压补汽流量和测量的热再热蒸汽温度查“热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量”修正曲线图, 得到热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量的修正量。注意该中压补汽流量是由余热锅炉进入再热冷端的中压补汽流量和再热减温水流量之和。如果有任何过程蒸汽从高压缸排汽口和中压缸进汽口之间的再热系统抽出, 则应从与冷再热蒸汽相加的净流量中扣除该抽汽量。

C.4.6 高压缸排汽焓对再热吸热量的影响, Δ_7

根据高压缸进出口参考和试验参数, 分别计算参考工况和试验工况的高压缸效率。

$$\eta = \frac{h_{\text{HP}} - h_{\text{HPe}}}{h_{\text{HP}} - h_{\text{HPe,Isen}}} = 0.8847$$

$$\eta' = \frac{h'_{\text{HP}} - h'_{\text{HPe}}}{h'_{\text{HP}} - h'_{\text{HPe,Isen}}} = 0.8654$$

计算调整后试验的热再热蒸汽压力 (由试验工况下的热再热蒸汽流量和温度进行调整), 注意温度应采用绝对温度单位 (K)。

$$p''_{\text{HRH}} \approx p'_{\text{HRH}} \frac{m_{\text{HP}} + m_{\text{IP}}}{m'_{\text{HP}} + m'_{\text{IP}}} \sqrt{\frac{T_{\text{HRH}}}{T'_{\text{HRH}}}} = 3.358 \times \frac{144.4 + 14.87}{149.86 + 17.25} \times \sqrt{\frac{565.0 + 273.2}{551.7 + 273.2}} = 3.226 (\text{MPa})$$

使用参考温度下调整后试验的热再热蒸汽压力, 由参考工况计算调整后的热再热蒸汽焓变化量

$$\Delta h_{\text{HRH}} = h''_{\text{HRH}} - h_{\text{HRH}} = h(p''_{\text{HRH}}, T_{\text{HRH}}) - h(p_{\text{HRH}}, T_{\text{HRH}}) = 3599.7 - 3600.6 = -0.9 (\text{kJ/kg})$$

根据调整后的热再热蒸汽压力和再热器压降参考值, 计算试验调整后的高压缸排汽压力:

$$p_{\text{HPe}}'' = \frac{p_{\text{HRH}}''}{1 - \Delta p_{\text{RHTR}}} = \frac{3.226}{1 - 0.1} = 3.584(\text{MPa})$$

计算参考工况和试验调整后工况下的高压缸膨胀可用能:

$$\Delta E = h_{\text{HP}} - h(p_{\text{HPe}}, s_{\text{HP}}) = 404.0(\text{kJ/kg})$$

$$\Delta E'' = h_{\text{HP}} - h(p_{\text{HPe}}'', s_{\text{HP}}) = 396.1(\text{kJ/kg})$$

根据高压缸效率和上述计算的高压缸膨胀可用能, 计算高压缸排汽焓的变化:

$$\Delta h_{\text{HPe}} = h_{\text{HPe}}'' - h_{\text{HPe}}$$

$$h_{\text{HPe}} = h_{\text{HP}} - \eta \times \Delta E$$

$$h_{\text{HPe}}'' = h_{\text{HP}} - \eta' \times \Delta E''$$

$$\Delta h_{\text{HPe}} = \eta \times \Delta E - \eta' \times \Delta E'' = 0.8847 \times 404.0 - 0.8654 \times 396.1 = 14.7(\text{kJ/kg})$$

高压缸漏汽量相对于试验高压缸进汽量的比率:

$$f' = \frac{m_{\text{L}}'}{m_{\text{HP}}'} = \frac{0.99 + 0.17 + 4.84}{149.86} = 0.0400$$

计算由于高压缸效率试验值与参考值的差异引起的高压缸进汽量的变化:

$$\begin{aligned} \Delta m_{\text{HP1}} &= \frac{m_{\text{HP}}(1-f')(\Delta h_{\text{HPe}} - \Delta h_{\text{HRH}}) - m_{\text{IP}}(\Delta h_{\text{HRH}})}{(1-f')(h_{\text{HRH}} + \Delta h_{\text{HRH}} - h_{\text{HPe}} - \Delta h_{\text{HPe}}) + (h_{\text{HP}} - h_{\text{BLRi}})} \\ &= \frac{144.4 \times (1-0.0400) \times [14.7 - (-0.9)] - 14.87 \times (-0.9)}{(1-0.0400) \times [3600.7 + (-0.9) - 3153.0 - 14.7] + (3510.4 - 186.1)} \\ &= \frac{2175.9}{3739.1} = 0.58(\text{kg/s}) \end{aligned}$$

计算用于修正公式中的高压缸进汽量:

$$m_{\text{HP}} - \Delta m_{\text{HP1}} = 144.40 - 0.58 = 143.82(\text{kg/s})$$

由热再热温度参考值 (T_{HRH})、高压缸进汽量参考值减去上面计算的高压缸进汽量的变化 ($m_{\text{HP}} - \Delta m_{\text{HP1}} = 143.82\text{kg/s}$), 查“不同热再热蒸汽温度下高压蒸汽流量”修正曲线, 确定高压缸排汽焓对输出功率的修正。

C.4.7 高压缸排汽量对热再热吸热量的影响, Δ_8

确定参考工况下高压缸漏汽量与高压进汽流量的比率:

$$f = \frac{m_{\text{L}}}{m_{\text{HP}}} = \frac{144.4 - 140.89}{144.4} = 0.0243$$

由于 $(f' - f) > 0$, 则高压缸排汽流量修正采用再热减温水流量的变化来确定 (注: h_{BLRi} 为进入余热锅炉的低压给水焓):

$$\begin{aligned} \Delta m_{\text{RHS}} &= m_{\text{HP}} \frac{(f' - f)(h_{\text{HRH}} - h_{\text{HPe}})}{(h_{\text{HRH}} + \Delta h_{\text{HRH}} - h_{\text{BLRi}})} \\ &= \frac{144.4 \times (0.0400 - 0.0243) \times (3600.7 - 3153.0)}{[3600.7 + (-0.9) - 186.1]} = \frac{1015.0}{3413.7} = 0.30(\text{kg/s}) \end{aligned}$$

用下面修正公式计算净热再热蒸汽流量的变化值:

$$m_{\text{IP}} - \Delta m_{\text{RHS}} = 14.87 - 0.30 = 14.57(\text{kg/s})$$

由热再热蒸汽温度参考值 (T_{HRH})、净再热蒸汽流量参考值减去上面计算的再热减温水流量的变化 ($m_{\text{HP}} - \Delta m_{\text{RHS}} = 14.57 \text{ kg/s}$)，查“热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量修正曲线”，确定高压缸排汽量对输出功率的修正。

C.4.8 低压补汽流量和焓, Δ_9

由试验测量的低压补汽流量 (m'_{LP}) 和焓 (h'_{LP})，查“低压补汽流量和焓修正曲线”确定其修正值。

C.4.9 低压缸排汽压力, Δ_{13}

低压缸排汽流量为 $m'_{\text{HP}} + m'_{\text{IP}} + m'_{\text{LP}} - m_{\text{GL}}$ ，这里，轴封漏汽流量 (m_{GL}) 指计算或测量得到的未再次进入汽轮机的轴封漏汽流量。由低压缸排汽流量和测量的低压缸排汽压力 (p'_{exh})，查“低压缸排汽压力修正曲线”确定修正量。依据参考热平衡图，未再次进入汽轮机的轴封漏汽流量为 0.33 kg/s 。因此，用来确定低压缸排汽压力修正用的低压缸排汽流量为

$$149.86 + 17.25 + 7.59 - 0.33 = 174.37 (\text{kg/s})$$

C.4.10 发电机功率因数, Δ_{14}

由功率因数参考值 (PF) 和发电机功率试验值 (P_{meas})，查“发电机损失曲线”得到的发电机损失，减去由功率因数试验值 (PF') 和发电机功率试验值 (P_{meas})，查“发电机损失曲线”得到的发电机损失。

$$P_{\text{meas}} = 245\,400 (\text{kW})$$

$$PF' = 0.9$$

$$P'_{\text{Gen,loss}} = 1922 (\text{kW})$$

$$PF = 0.85$$

$$P_{\text{Gen,loss}} = 2166 (\text{kW})$$

$$\begin{aligned} \Delta_{14} &= P_{\text{Gen,loss}} - P'_{\text{Gen,loss}} \\ &= 2166 - 1922 = 194 (\text{kW}) \end{aligned}$$

C.4.11 发电机氢压, Δ_{15}

计算发电机氢压试验值与参考值之差，根据功率因数修正曲线给出的单位氢压变化引起输出功率的线性变化关系来确定该修正量。

$$p'_{\text{H}_2} = 400 (\text{kPa})$$

$$p_{\text{H}_2} = 414 (\text{kPa})$$

$$\Delta p_{\text{H}_2} = p'_{\text{H}_2} - p_{\text{H}_2} = -14 (\text{kPa})$$

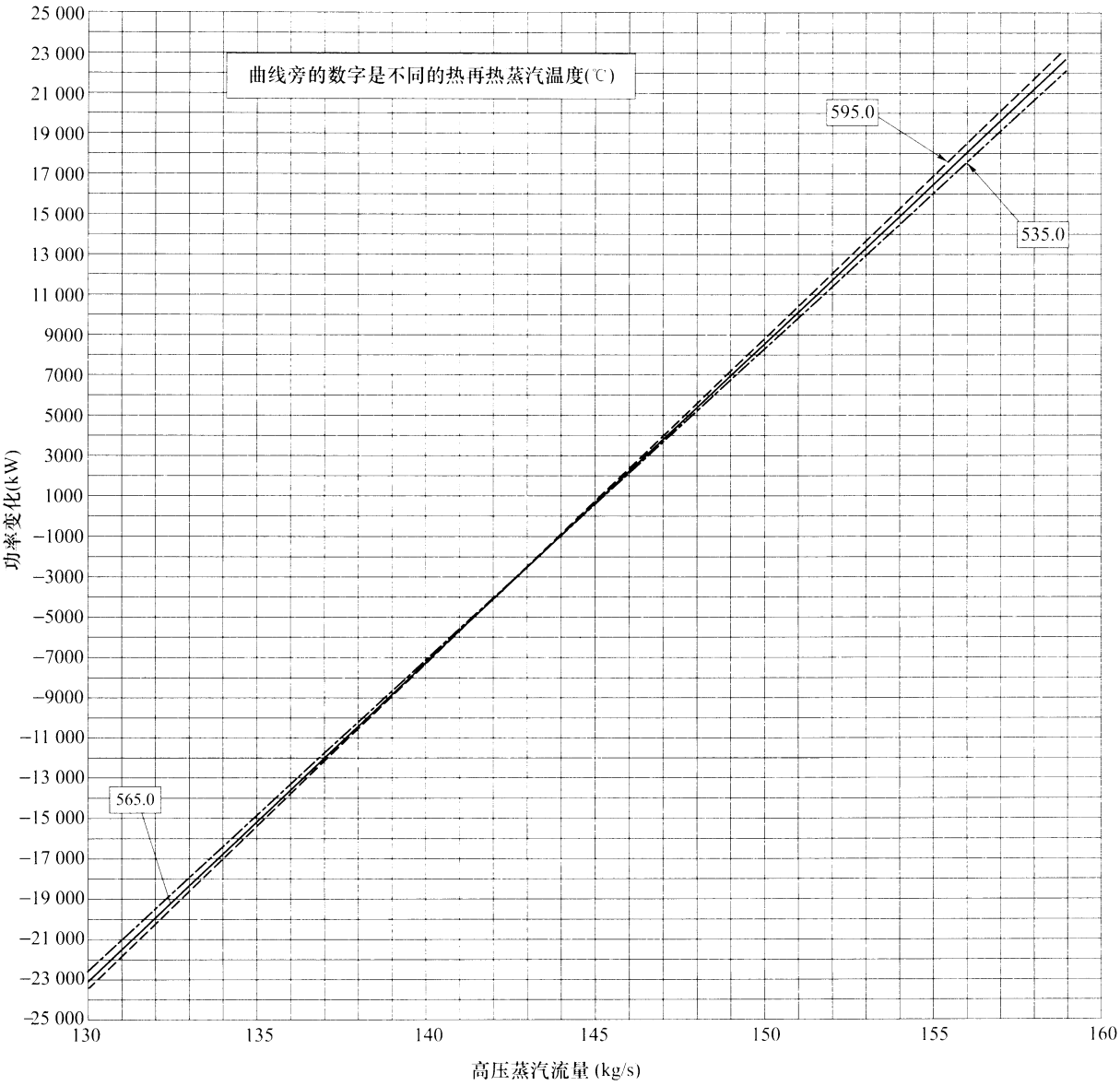
查发电机损失曲线，氢压减少 1 kPa ，发电机损失将减小 0.725 kW ，则

$$\Delta_{15} = 14 \times 0.725 = 10 (\text{kW})$$

C.5 修正后的输出功率

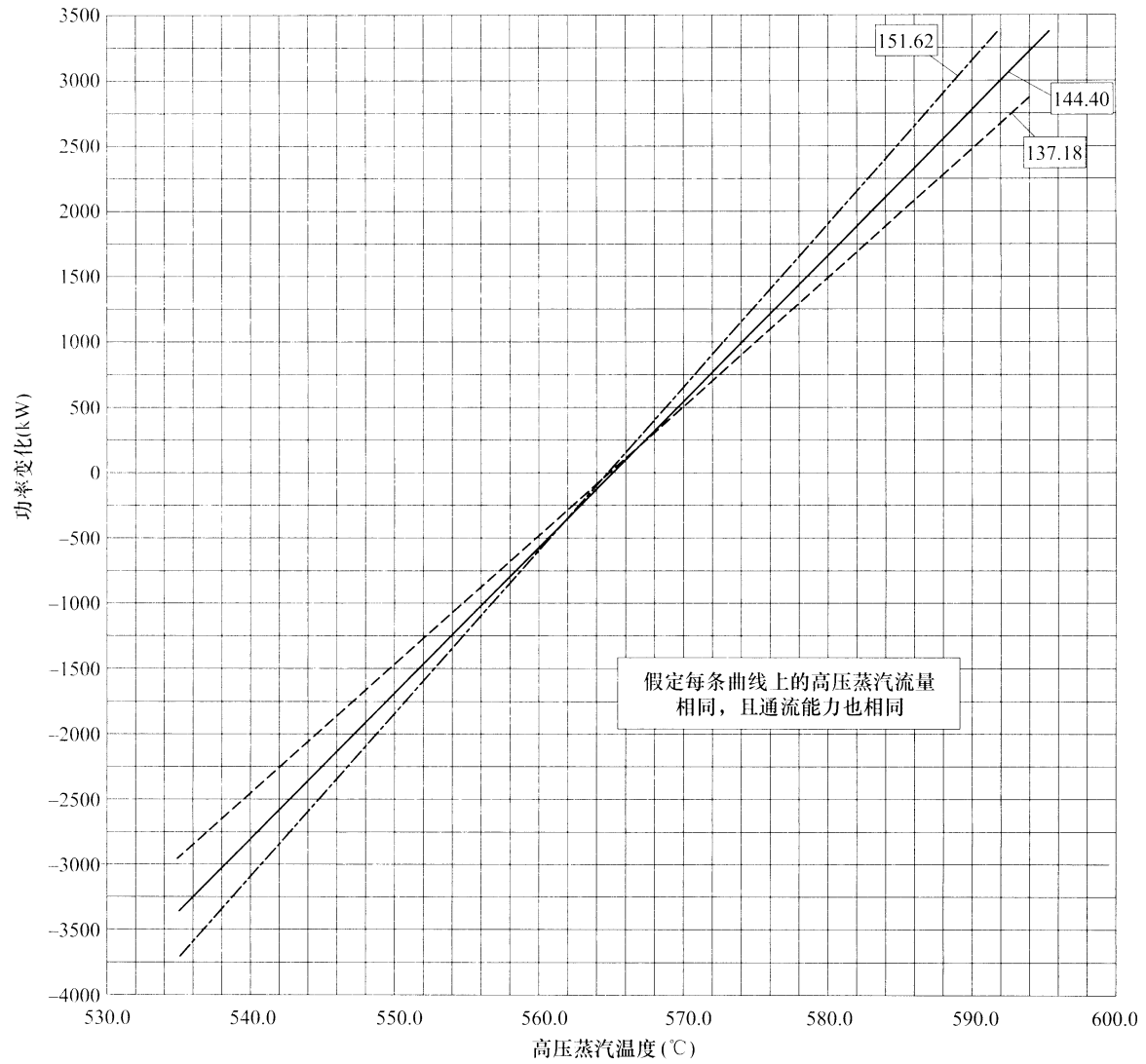
修正后的发电机输出功率为发电机净输出功率减去表 C.7 所列的输出功率总修正量：

$$P_{\text{corr}} = P_{\text{net}} - \Delta_{\text{total}} = 245\,088 - 3523 = 241\,565 (\text{kW})$$



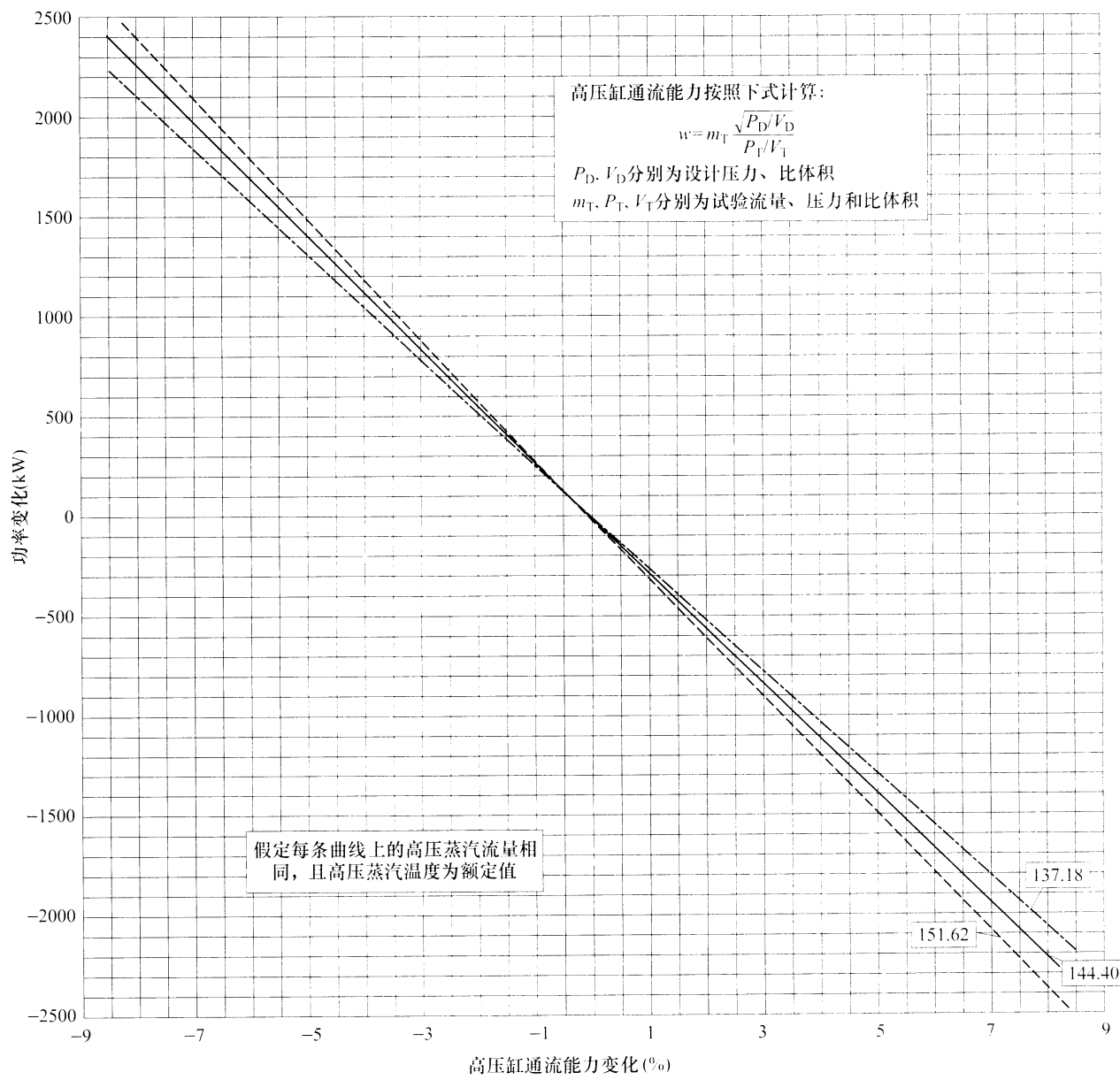
高压蒸汽流量 kg/s	功率变化 kW		
	热再热蒸汽温度 ℃		
	535.0	565.0	595.0
129.96	-22 560	-23 031	-23 496
137.18	-11 243	-11 475	-11 707
144.40	0	0	0
151.62	11 143	11 372	11 605
158.84	22 203	22 676	23 145

图 C.1 不同热再热蒸汽温度下高压蒸汽流量对输出功率的修正曲线示例



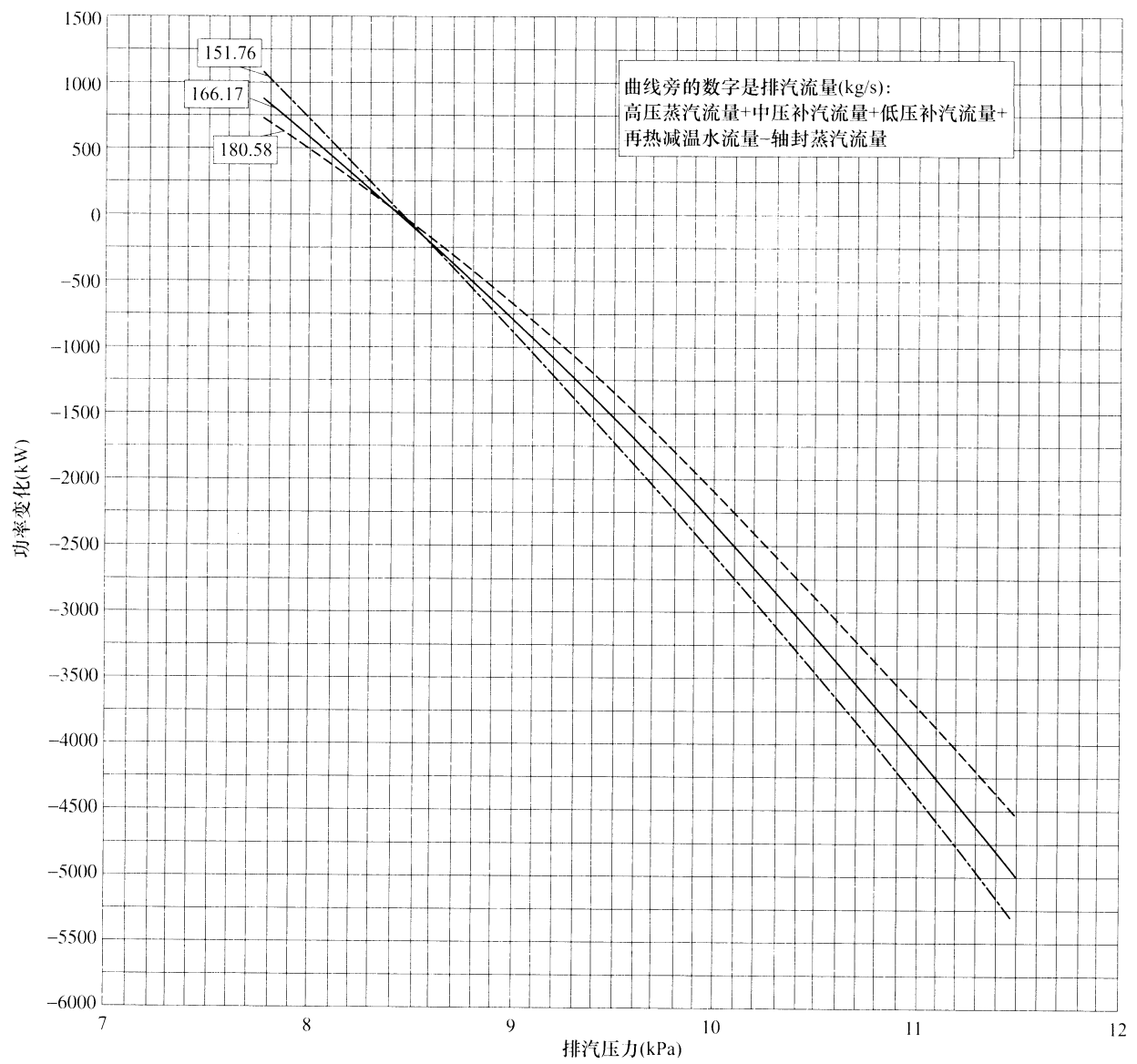
高压蒸汽温度 °C	功率变化 kW		
	高压蒸汽流量 kg/s		
	137.18	144.40	151.62
535.0	-2946	-3327	-3717
550.0	-1473	-1664	-1859
565.0	0	0	0
580.0	1473	1664	1859
595.0	2946	3327	3717

图 C.2 不同高压蒸汽流量下高压蒸汽温度对输出功率的修正曲线示例



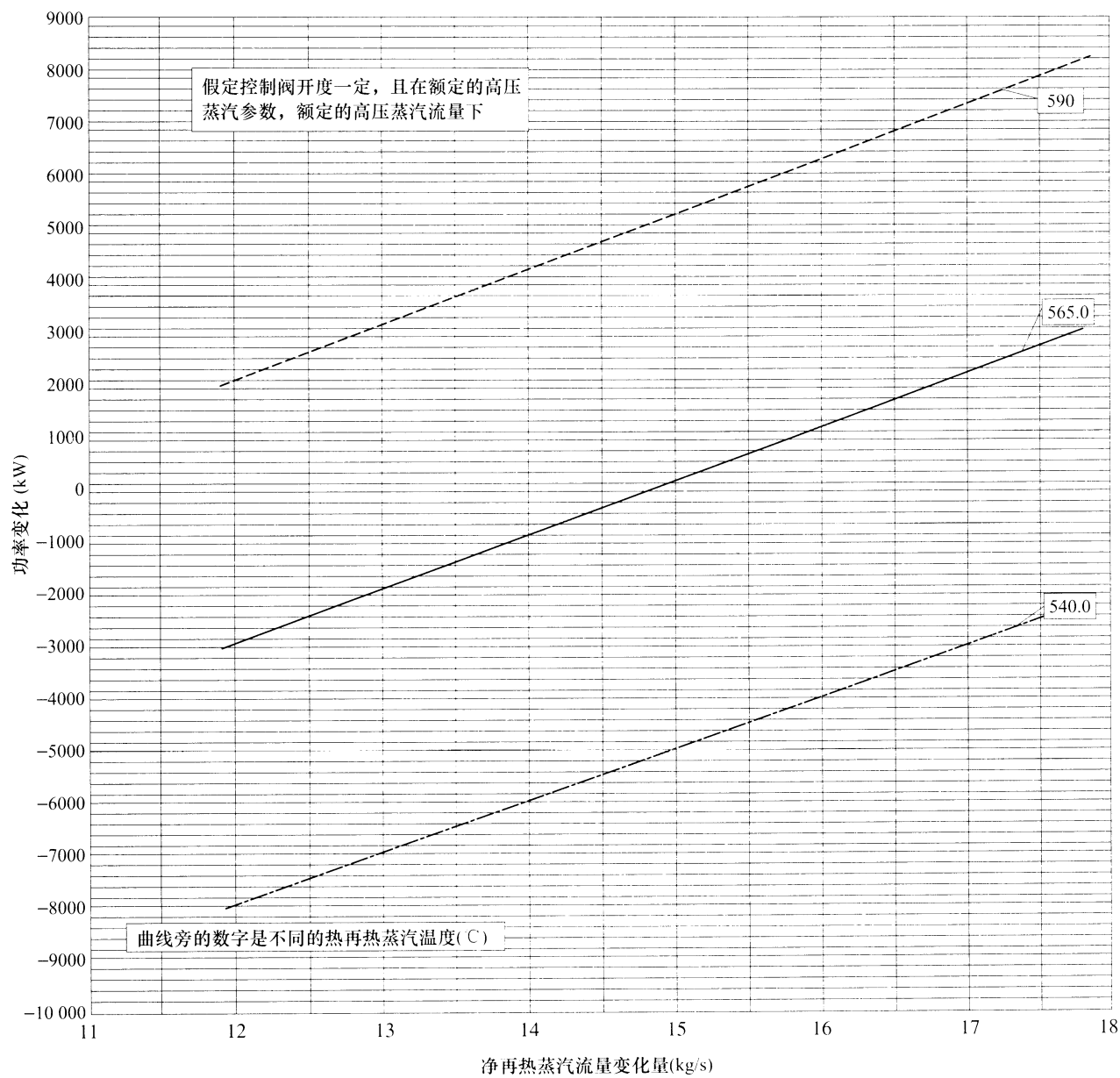
高压缸通流能力变化 ‰	功率变化 kW		
	高压蒸汽流量 kg/s		
	137.18	144.40	151.62
-8.50	2243	2400	2536
-5.00	1313	1404	1483
0.00	0	0	0
5.00	-1284	-1378	-1474
8.50	-2168	-2332	-2487

图 C.3 不同高压蒸汽流量下高压缸通流能力对输出功率的修正曲线示例



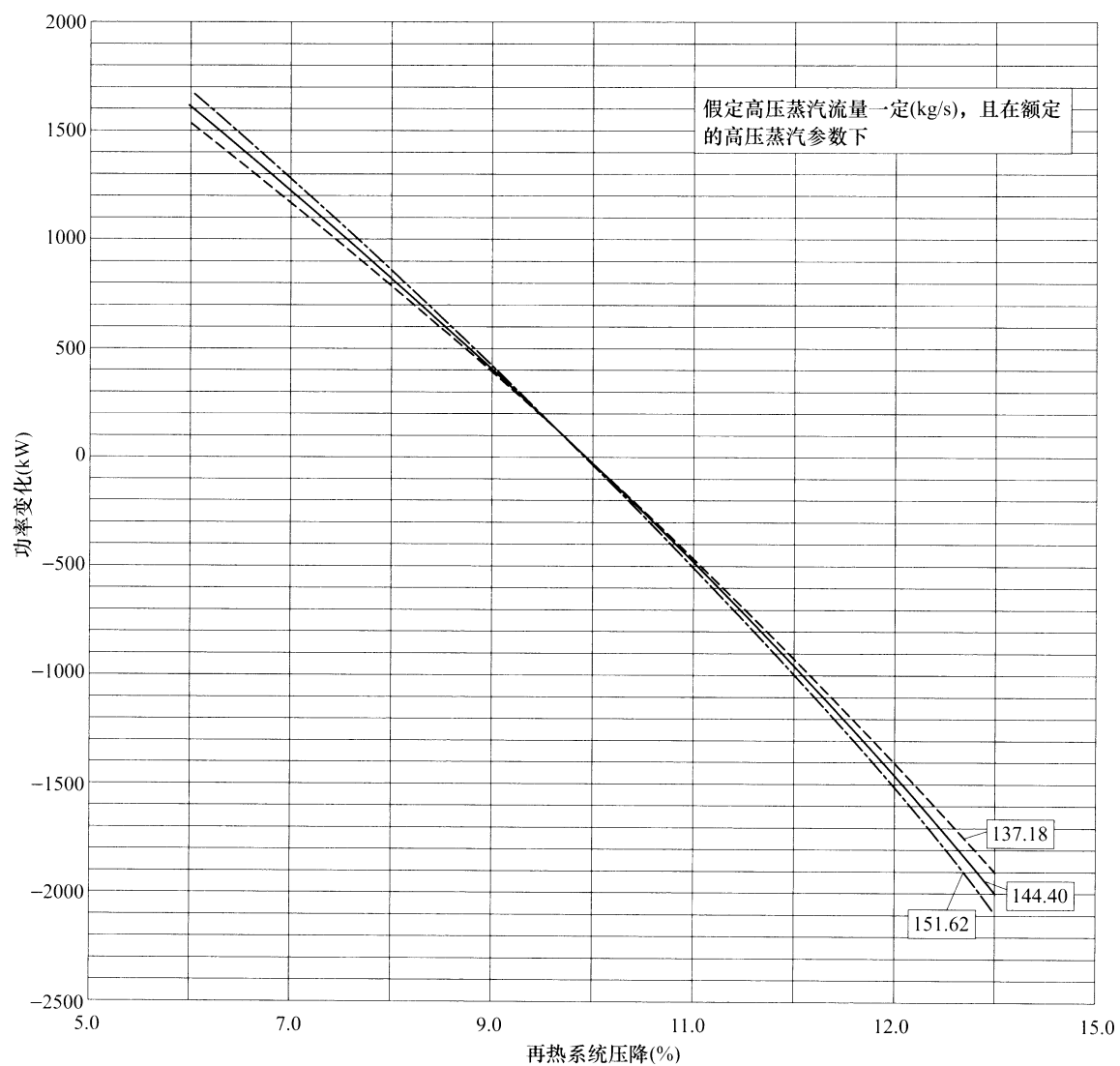
排汽压力 kPa	功率变化 kW		
	排汽流量 kg/s		
	151.76	166.17	180.58
7.75	1114	955	795
8.50	0	0	0
9.25	-1248	-1116	-955
10.00	-2569	-2331	-2051
10.75	-3927	-3623	-3260
11.50	-5312	-5008	-4545

图 C.4 不同排汽流量下排汽压力对输出功率的修正曲线示例



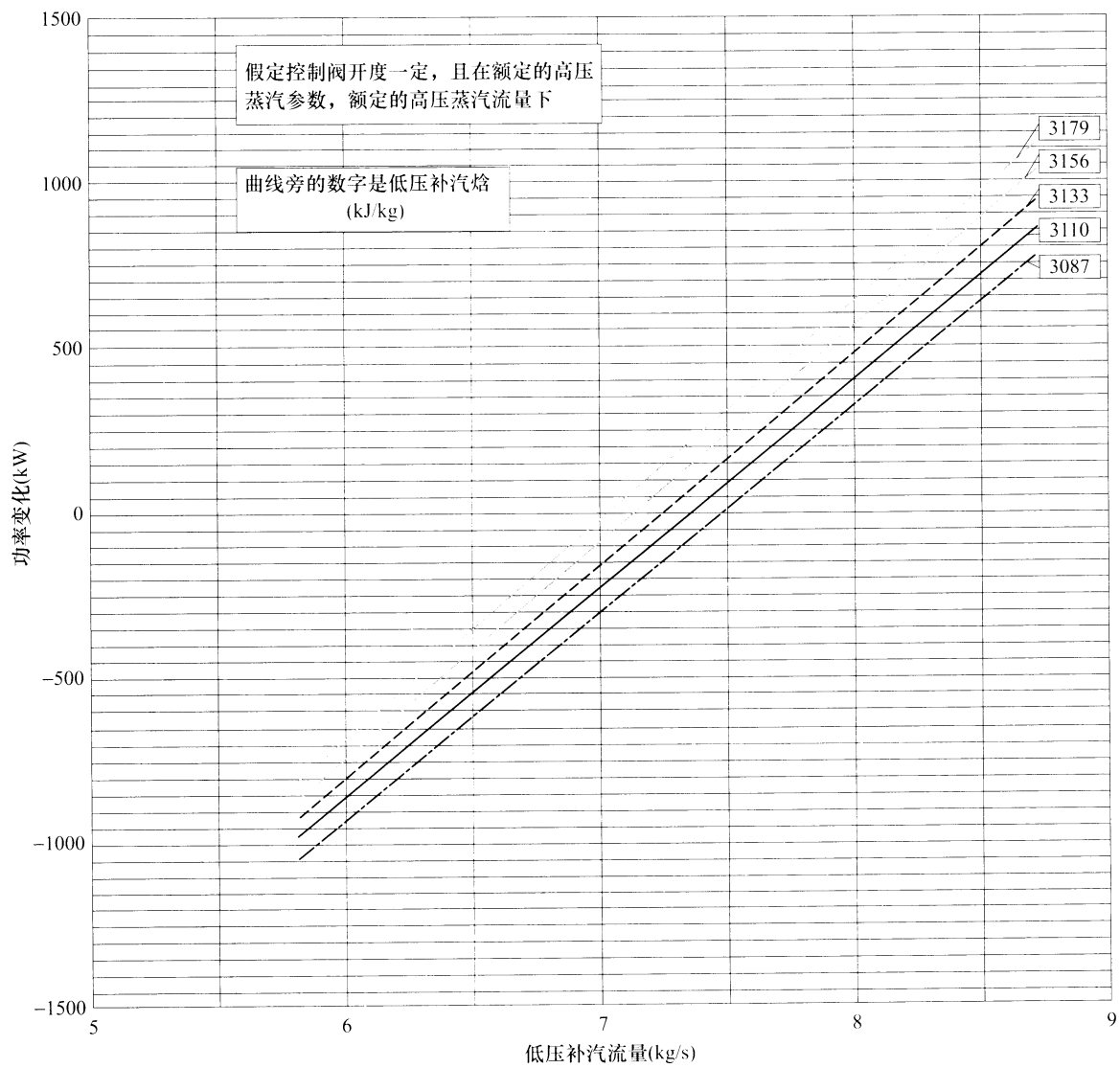
净再热蒸汽流量变化量 kg/s	功率变化 kW		
	热再热蒸汽温度 ℃		
	540.0	565.0	590
11.89	-8047	-3045	1958
13.38	-6572	-1523	3528
14.87	-5096	0	5098
16.35	-3621	1522	6667
17.84	-2146	3045	8237

图 C.5 热再热蒸汽温度和净再热蒸汽流量变化量对输出功率的修正曲线示例



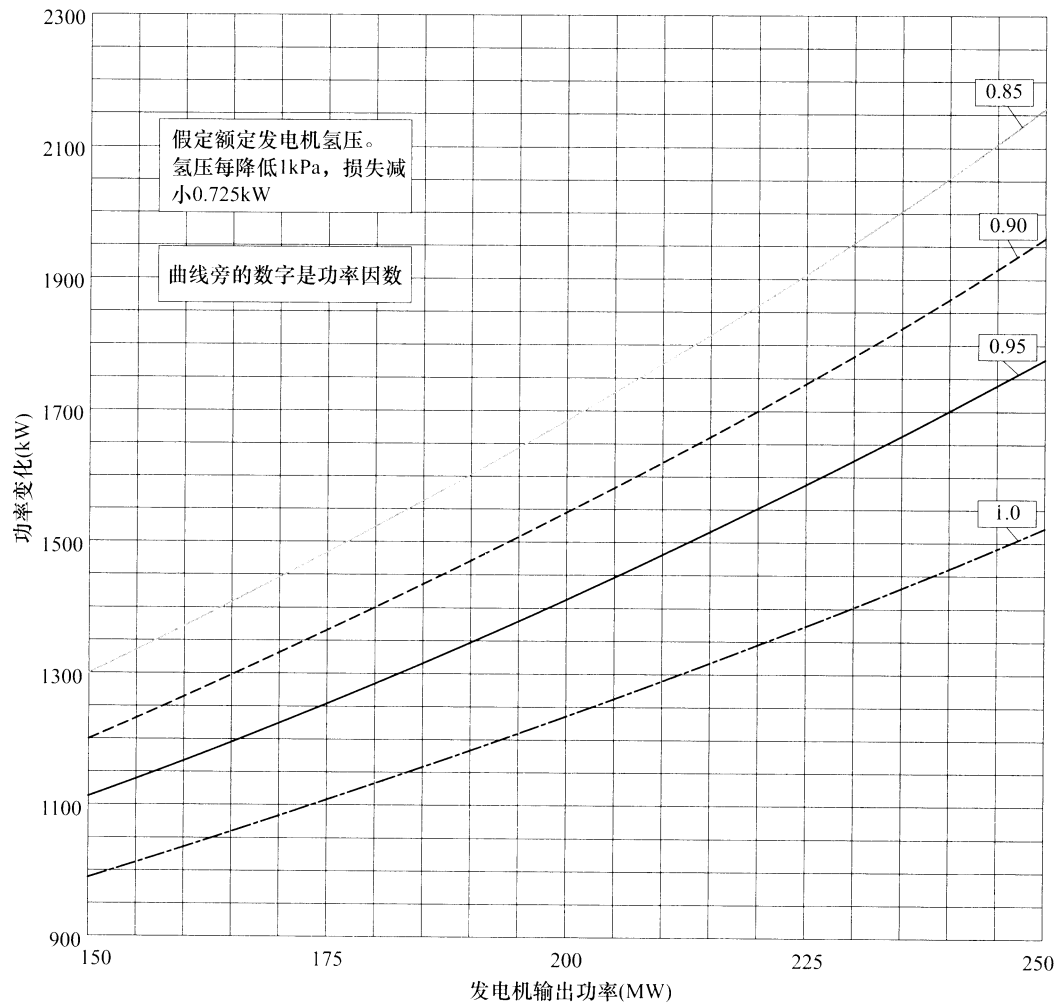
再热系统压降 %	功率变化 kW		
	高压蒸汽流量 kg/s		
	137.18	144.40	151.62
6.0	1550	1623	1694
8.0	812	850	887
10.04	0	0	0
12.0	-900	-942	-984
14.0	-1895	-1984	-2073

图 C.6 不同高压蒸汽流量下再热系统压降对输出功率的修正曲线示例



低压补汽流量 kg/s	功率变化 kW				
	低压补汽焓 kJ/kg				
	3087	3110	3133	3156	3179
5.80	-1048	-990	-931	-875	-817
7.25	-144	-72	0	73	145
8.70	759	846	933	1020	1107

图 C.7 低压补汽流量和补汽焓对输出功率的修正曲线示例



发电机输出 功率 MW	发电机损失			
	功率因数			
	0.85	0.90	0.95	1.0
150	1300	1200	1110	990
200	1680	1540	1410	1230
250	2160	1960	1780	1520

图 C.8 发电机损失曲线示例

附录 D

(资料性附录)

试验不确定度算例

D.1 算例

本附录以附录 C 的三压再热汽轮发电机组为例，讨论试验后的不确定度分析和计算。

- a) 本算例中的不确定度计算基于以下关于仪表和试验方案的假设：
 - 1) 所用仪器是符合 ASME PTC 19 标准的商用高质量标准试验仪表，不使用电厂仪表；
 - 2) 所有安装的试验仪表均经过校验，校验的参考标准可溯源至国家标准，且参考标准的不确定度至少 4 倍低于试验仪表的不确定度。仪表校验不确定度见表 D.1；
 - 3) 试验专用的计算机数据采集系统；
 - 4) 每个一类参数采集 120 次读数，试验持续 1h；
 - 5) 未列出参数对不确定度的影响可以忽略不计。
- b) 不确定度计算步骤：
 - 1) 定义每个测量参数的误差源和基本误差（如温度、压力、差压和电功率等）；
 - 2) 定义使用其他测量参数不确定度确定的每个计算变量的基本误差（如采用差压测量的流量等）；
 - 3) 定义每个测量和计算变量的敏感系数；
 - 4) 编写不确定度分析汇总表。
- c) 为每个独立变量创建如下不确定度表格：
 - 1) 表 D.2 用于计算高压给水流量、中压给水流量、低压蒸汽流量、过热减温水和再热减温水流量的差压测量；
 - 2) 表 D.3 用于校验过的高压给水流量测量；
 - 3) 表 D.4 用于中压给水流量、过热减温水和再热减温水流量测量；
 - 4) 表 D.5 用于低压蒸汽流量测量；
 - 5) 总流量的不确定度在表 D.6、表 D.7、表 D.8 中进行了计算。在进行这些不确定度计算时，应关注流量之间的相关的和不相关的不确定度。例如，1 号和 2 号余热锅炉的高压给水流量测量元件采用了相同的标准进行校验，那么它们的系统不确定度就不相互独立，在这种情况下，在确定高压给水流量总流量的不确定度时，相关系统不确定度就应考虑；
 - 6) 表 D.9 用于高压蒸汽、冷再热蒸汽、热再热蒸汽、联通管蒸汽、低压补汽、高压给水、中压给水、过热减温水、再热减温水等压力的测量；
 - 7) 表 D.10 用于低压缸排汽压力测量。对低压缸排汽压力，通常空间不确定度大于其仪表不确定度，因此，在计算试验不确定度时考虑其空间不确定度。空间不确定度由 τ （即替代学生氏分布，是测量位置数目的函数）和范围（读数的最大值减去最小值的差值）的乘积计算得到， τ 的值能从任一统计学基本教材中找到；
 - 8) 表 D.12～表 D.15 用于高压蒸汽、冷再热蒸汽、热再热蒸汽、联通管蒸汽、低压进汽、高压给水、中压给水、凝结水等温度的测量；
 - 9) 表 D.16 列出了基于附录 C 的修正曲线的各变量的敏感系数；
 - 10) 表 D.17 为试验不确定度计算表。得出试验总不确定度为 $\pm 0.52\%$ 。

表 D.1 仪表校验不确定度

测点号	标号	描 述	仪表类型	校验不确定度
差 压				
1	FT01	去 1 号余热锅炉低压汽包的凝结水流量	差压变送器	±0.1%
2	FT02	去 2 号余热锅炉低压汽包的凝结水流量	差压变送器	±0.1%
3	FT03	1 号余热锅炉高压给水流量	差压变送器	±0.1%
4	FT04	2 号余热锅炉高压给水流量	差压变送器	±0.1%
5	FT05	1 号余热锅炉中压给水流量	差压变送器	±0.1%
6	FT06	2 号余热锅炉中压给水流量	差压变送器	±0.1%
7	FT07	1 号余热锅炉过热减温水流量	差压变送器	±0.1%
8	FT08	2 号余热锅炉过热减温水流量	差压变送器	±0.1%
9	FT09	1 号余热锅炉再热减温水流量	差压变送器	±0.1%
10	FT10	2 号余热锅炉再热减温水流量	差压变送器	±0.1%
11	FT11	1 号余热锅炉低压补汽流量	差压变送器	±0.1%
12	FT12	1 号余热锅炉低压补汽流量	差压变送器	±0.1%
压 力				
21	FT01	去 1 号余热锅炉低压汽包的凝结水压力	压力变送器	±0.1%
22	FT02	去 1 号余热锅炉低压汽包的凝结水压力	压力变送器	±0.1%
23	FT03	1 号余热锅炉高压给水压力	压力变送器	±0.1%
24	FT04	2 号余热锅炉高压给水压力	压力变送器	±0.1%
25	FT05	1 号余热锅炉中压给水压力	压力变送器	±0.1%
26	FT06	2 号余热锅炉中压给水压力	压力变送器	±0.1%
27	FT07	1 号余热锅炉过热减温水压力	压力变送器	±0.1%
28	FT08	2 号余热锅炉过热减温水压力	压力变送器	±0.1%
29	FT09	1 号余热锅炉再热减温水压力	压力变送器	±0.1%
30	FT10	2 号余热锅炉再热减温水压力	压力变送器	±0.1%
31	FT11	1 号余热锅炉低压补汽压力	压力变送器	±0.1%
32	FT12	2 号余热锅炉低压补汽压力	压力变送器	±0.1%
51	TV01	高压蒸汽压力（主蒸汽门前）	压力变送器	±0.1%
52	TV02	高压蒸汽压力（叶片前）	压力变送器	±0.1%
53	TV03	高压缸排汽压力	压力变送器	±0.1%
54	TV04	热再热蒸汽压力（再热汽门前）	压力变送器	±0.1%
55	TV05	热再热蒸汽压力（叶片前）	压力变送器	±0.1%
56	TV06	中压缸排汽压力	压力变送器	±0.1%
57	TV07	低压补汽压力（混合前）	压力变送器	±0.1%
58	TV08	低压缸进汽压力	压力变送器	±0.1%
71	TV09	低压缸排汽压力 1	压力变送器	±0.1%

表 D.1 (续)

测点号	标号	描 述	仪表类型	校验不确定度
72	TV10	低压缸排汽压力 2	压力变送器	$\pm 0.1\%$
73	TV11	低压缸排汽压力 3	压力变送器	$\pm 0.1\%$
74	TV12	低压缸排汽压力 4	压力变送器	$\pm 0.1\%$
75	TV13	低压缸排汽压力 5	压力变送器	$\pm 0.1\%$
76	TV14	低压缸排汽压力 6	压力变送器	$\pm 0.1\%$
77	TV15	低压缸排汽压力 7	压力变送器	$\pm 0.1\%$
78	TV16	低压缸排汽压力 8	压力变送器	$\pm 0.1\%$
81	TV25	大气压力	压力变送器	$\pm 0.1\%$
温 度				
101	TC01	高压蒸汽温度 A 管 1 (主蒸汽门前)	热电偶	$\pm 0.6\text{K}$
102	TC02	高压蒸汽温度 A 管 2 (主蒸汽门前)	热电偶	$\pm 0.6\text{K}$
103	TC03	高压蒸汽温度 B 管 1 (主蒸汽门前)	热电偶	$\pm 0.6\text{K}$
104	TC04	高压蒸汽温度 B 管 2 (主蒸汽门前)	热电偶	$\pm 0.6\text{K}$
105	TC05	高压缸排汽温度 1	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
106	TC06	高压缸排汽温度 2	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
107	TC07	热再热蒸汽温度 A 管 1 (再热汽门前)	热电偶	$\pm 0.6\text{K}$
108	TC08	热再热蒸汽温度 A 管 2 (再热汽门前)	热电偶	$\pm 0.6\text{K}$
109	TC09	热再热蒸汽温度 B 管 1 (再热汽门前)	热电偶	$\pm 0.6\text{K}$
110	TC10	热再热蒸汽温度 B 管 2 (再热汽门前)	热电偶	$\pm 0.6\text{K}$
111	TC11	中压缸排汽温度 1	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
112	TC12	中压缸排汽温度 2	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
113	TC13	低压补汽温度 1 (混合前)	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
114	TC14	低压补汽温度 2 (混合前)	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
115	TC15	低压缸进汽温度 1	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
116	TC16	低压缸进汽温度 2	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
117	TC17	凝结水温度 1	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
118	TC18	凝结水温度 2	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
131	FT03	1 号余热锅炉高压给水温度	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
132	FT04	2 号余热锅炉高压给水温度	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
133	FT05	1 号余热锅炉中压给水温度	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
134	FT06	2 号余热锅炉中压给水温度	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
135	FT11	1 号余热锅炉低压蒸汽温度	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$
136	FT12	2 号余热锅炉低压蒸汽温度	热电偶	$\pm 0.4\text{K}$

表 D.1 (续)

测点号	标号	描 述	仪表类型	校验不确定度
电气测量				
150		电功率	校验过的功率表	$\pm 0.10\%$
151		电压互感器	校验过的电压互感器	$\pm 0.10\%$
152		电流互感器	未校验的电流互感器	$\pm 0.30\%$
流量测量				
171	FT01	1号余热锅炉低压汽包的凝结水流量	未校验孔板	$\pm 0.65\%$
172	FT02	2号余热锅炉低压汽包的凝结水流量	未校验孔板	$\pm 0.65\%$
173	FT03	1号余热锅炉高压给水流量	校验过的孔板	$\pm 0.30\%$
174	FT04	2号余热锅炉高压给水流量	校验过的孔板	$\pm 0.30\%$
175	FT05	1号余热锅炉中压给水流量	未校验孔板	$\pm 0.65\%$
176	FT06	2号余热锅炉中压给水流量	未校验孔板	$\pm 0.65\%$
177	FT07	1号余热锅炉过热减温水流量	未校验孔板	$\pm 0.65\%$
178	FT08	2号余热锅炉过热减温水流量	未校验孔板	$\pm 0.65\%$
179	FT09	1号余热锅炉再热减温水流量	未校验孔板	$\pm 0.65\%$
180	FT10	2号余热锅炉再热减温水流量	未校验孔板	$\pm 0.65\%$
181	FT11	1号余热锅炉低压补汽流量	未校验孔板	$\pm 1.00\%$
182	FT12	1号余热锅炉低压补汽流量	未校验孔板	$\pm 1.00\%$

表 D.2 差 压 不 确 定 度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 $\pm\%$	随机误差 $\pm\%$	系统不确定 度 $\pm\%$	随机不确定 度 $\pm\%$	备 注
现场压力下校验	1.000	0.100		0.100	0.000	
温度漂移	1.000	0.140	0.060	0.140	0.060	从校验起, $\pm 5.6^\circ\text{C}$, 试验期间, $\pm 2.2^\circ\text{C}$
静压	1.000	0.080	0.020	0.080	0.020	与校验时比变化 $\pm 5\%$, 试验期间变化 $\pm 1\%$
振动	1.000		0.030	0.000	0.030	
重复性	1.000		0.050	0.000	0.050	
滞后	0.500		0.020	0.000	0.010	一半的滞后可校验得到
水柱	1.000	0.070		0.070	0.000	典型
合成误差	1.000		0.200	0.000	0.200	典型
数据采集	1.000	0.030	0.010	0.030	0.010	计算机采集
工程转换	1.000	0.050	0.010	0.050	0.010	多项式回归
单项总不确定度				0.210 5	0.218 4	平方和开方
系统和随机总不确定度				0.303 3		平方和开方

表 D.3 使用经校验水流量测量装置（管道 A 和 B）的不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定度±%	随机不确定度±%	备 注
流量系数	1.000	0.300		0.300	0.000	满足 ASME PTC 19.5 测量要求
差压	0.500	0.210	0.220	0.105	0.110	单测点
流体密度	0.500	0.020	0.010	0.010	0.005	
热膨胀	2.010	0.020	0.010	0.040 2	0.020 1	用于孔板直径
单项总不确定度				0.320 5	0.111 9	平方和开方
系统和随机总不确定度				0.339 5		平方和开方

表 D.4 使用未经校验水流量测量装置（管道 A 和 B）的不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定度±%	随机不确定度±%	备 注
流量系数	1.000	0.650		0.650 0	0.000 0	未经校验。满足 ASME PTC 19.5 测量要求
差压	0.500	0.210	0.220	0.105 0	0.110 0	
流体密度	0.500	0.020	0.010	0.010 0	0.005 0	
热膨胀	2.010	0.020	0.010	0.040 2	0.020 1	用于孔板直径
单项总不确定度				0.659 7	0.111 9	平方和开方
系统和随机总不确定度				0.669 2		平方和开方

表 D.5 使用未经校验蒸汽流量测量装置（管道 A 和 B）的不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定度±%	随机不确定度±%	备 注
流量系数	1.000	1.000		1.000 0	0.000 0	未经校验。满足 ASME PTC 19.5 测量要求
差压	0.500	0.210	0.220	0.105 0	0.110 0	
流体密度	0.500	0.030	0.020	0.015 0	0.010 0	
热膨胀	1.000	0.600	0.000	0.600 0	0.000 0	
单项总不确定度				1.171 0	0.110 5	平方和开方
系统和随机总不确定度				1.176 2		平方和开方

表 D.6 高压给水总流量不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定 度±%	随机不确定 度±%	备 注
1 号高压给水流量	0.498 0	0.320 5	0.111 9	0.159 6	0.055 7	
2 号高压给水流量	0.498 0	0.320 5	0.111 9	0.159 6	0.055 7	
1 号高压给水流量系统+随机 不确定度				0.169 1		平方和开方
2 号高压给水流量系统+随机 不确定度				0.169 1		平方和开方
1 号过热减温水流量	0.002 0	0.659 7	0.111 9	0.001 3	0.000 2	
2 号过热减温水流量	0.002 0	0.659 7	0.111 9	0.001 3	0.000 2	
1 号过热减温水流量系统+随机 不确定度				0.001 3		平方和开方
2 号过热减温水流量系统+随机 不确定度				0.001 3		平方和开方
高压给水流量非相关系统+ 随机不确定度				0.239 1		平方和开方
高压给水流量相关系统不确 定度				0.225 7		平方和开方
高压给水流量相关和非相关 不确定度				0.319 2	0.078 8	平方和开方
高压给水流量系统和随机不 确定度				0.328 8		平方和开方

表 D.7 中压给水总流量不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定 度±%	随机不确定 度±%	备 注
1 号中压给水流量	0.487	0.659 7	0.111 9	0.321 3	0.054 5	
2 号中压给水流量	0.487	0.659 7	0.111 9	0.321 3	0.054 5	
1 号中压给水流量系统和随机 不确定度				0.325 9		平方和开方
2 号中压给水流量系统和随机 不确定度				0.325 9		平方和开方
1 号再热减温水流量	0.013	0.659 7	0.111 9	0.008 6	0.001 5	
2 号再热减温水流量	0.013	0.659 7	0.111 9	0.008 6	0.001 5	
1 号再热减温水流量系统和随 机不确定度				0.008 7		平方和开方
2 号再热减温水流量系统和随 机不确定度				0.008 7		平方和开方
中压给水流量不确定度				0.454 5	0.077 1	平方和开方
中压给水流量系统和随机不 确定度				0.461 0		平方和开方

表 D.8 低压蒸汽总流量不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定 度±%	随机不确定 度±%	备 注
1 号低压给水流量	0.500	1.171	0.110	0.585 5	0.055 0	
2 号低压给水流量	0.500	1.171	0.110	0.585 5	0.055 0	
1 号低压给水流量系统和随机 不确定度				0.588 1		平方和开方
2 号低压给水流量系统和随机 不确定度				0.588 1		平方和开方
低压给水流量不确定度				0.828 0	0.077 8	平方和开方
低压给水流量系统和随机不 确定度				0.831 7		

表 D.9 压 力 不 确 定 度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定 度±%	随机不确定 度±%	备 注
校验	1.000	0.100		0.100 0	0.000 0	
温度漂移	1.000	0.140	0.060	0.140 0	0.060 0	从校验起, ±5.6℃, 试验期间, ±2.2℃
大气压力	0.400	0.010		0.004 0	0.000 0	典型
振动	1.000		0.030	0.000 0	0.030 0	
重复性	1.000		0.050	0.000 0	0.050 0	
滞后	0.500		0.020	0.000 0	0.010 0	一半滞后可校验得到
水柱	1.000	0.020		0.020 0	0.000 0	典型
合成误差	1.000		0.100	0.000 0	0.100 0	典型
数据采集	1.000	0.030	0.010	0.030 0	0.010 0	计算机采集
工程转换	1.000	0.050	0.010	0.050 0	0.010 0	多项式回归
总单压力测点				0.182 8	0.131 5	平方和开方
总双压力测点				0.182 8	0.093 0	平方和开方
系统和随机总不确 定度, 单测点				0.225 2		平方和开方
系统和随机总不确 定度, 双测点				0.205 1		平方和开方

表 D.10 低压缸排汽压力不确定度

范围 (低压缸排汽压力测量最大值与最小值之差) kPa	1.34
测点位置数	8
95%的置信水平下 8 个测点的替代学生氏分布 t 值	0.288 0
平均压力 kPa	11.20

表 D.10 (续)

系统不确定度 kPa	0.385 9
系统不确定度 ±%	3.445 7
随机不确定度 ±%	0.300 0

表 D.11 蒸汽温度不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定度±%	随机不确定度±%	备 注
校验	1.000	0.090		0.090 0	0.000 0	
温度漂移	1.000		0.020	0.000 0	0.020 0	
合成误差	1.000		0.010	0.000 0	0.010 0	典型
温度分层	1.000	0.040	0.020	0.040 0	0.020 0	典型
数据采集	1.000	0.030	0.010	0.030 0	0.010 0	计算机采集
工程转换	1.000	0.020	0.010	0.020 0	0.010 0	多项式回归
总单温度测点				0.104 9	0.033 2	平方和开方
总双温度测点				0.104 9	0.023 5	平方和开方
系统和随机总不确定度, 单测点				0.110 0		平方和开方
系统和随机总不确定度, 双测点				0.107 5		平方和开方

表 D.12 高压缸通流能力不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定度±%	随机不确定度±%	备 注
压力	0.500	0.182 8	0.131 5	0.091 4	0.065 8	
比容	0.500	0.223 3	0.145 1	0.111 6	0.072 6	
高压蒸汽总质量流量	1.000	0.319 2	0.078 8	0.319 2	0.078 8	
单项总不确定度				0.350 3	0.125 7	平方和开方
系统和随机总不确定度				0.372 2		平方和开方

表 D.13 再热系统压降不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定度±%	随机不确定度±%	备 注
冷再热蒸汽压力	9.180	0.182 8	0.131 5	1.678 1	1.207 4	
热再热蒸汽压力	9.290	0.182 8	0.131 5	1.698 2	1.221 9	
单项总不确定度				2.387 5	1.717 8	平方和开方
系统和随机总不确定度				2.941 3		平方和开方

表 D.14 低压进汽焓不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定度 ±%	随机不确定度 ±%	备 注
压力	0.002 8	0.182 8	0.131 5	0.000 5	0.000 4	
温度	0.220 8	0.104 9	0.023 5	0.023 2	0.005 2	
单项总不确定度				0.023 2	0.005 2	平方和开方
系统和随机总不确定度				0.023 7		平方和开方

表 D.15 功率 不 确 定 度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定度 ±%	随机不确定度 ±%	备 注
电压互感器	1.000	0.100	0.000	0.100 0	0.000 0	已校验
电流互感器	1.000	0.300	0.000	0.300 0	0.000 0	精密级
功率表	1.000	0.100	0.030	0.100 0	0.030 0	已校验
数据采集	1.000	0.030	0.010	0.030 0	0.010 0	计算机采集
功率因数	0.013	0.300	0.080	0.003 9	0.001 0	
单项总不确定度				0.333 0	0.031 6	平方和开方
系统和随机总不确定度				0.334 5		平方和开方

表 D.16 敏 感 系 数 表

参 数	敏感系数 %/%
高压蒸汽流量	0.954 9
高压蒸汽温度	0.261 4
高压缸通流能力	0.117 6
排汽压力	0.056 2
中压补汽和再热减温水流量	0.062 2
热再热蒸汽温度	0.487 6
再热器压降	0.016 9
低压进汽流量	0.019 3
低压进汽焓	0.040 7
电功率	1.000 0

表 D.17 汽轮机性能试验的不确定度

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确定度 ±%	随机不确定度 ±%	备注
高压蒸汽流量	0.954 9	0.319 2	0.078 8	0.304 8	0.075 2	
高压蒸汽温度	0.261 4	0.104 9	0.023 5	0.027 4	0.006 1	
高压缸通流能力	0.117 6	0.350 3	0.125 7	0.041 2	0.014 8	

表 D.17 (续)

误差源	敏感系数 %/%	系统误差 ±%	随机误差 ±%	系统不确 定度 ±%	随机不确 定度 ±%	备注
排汽压力	0.056 2	3.445 7	0.300 0	0.193 6	0.016 9	
中压补汽和再热减温水流量	0.062 2	0.454 5	0.077 1	0.028 3	0.004 8	
热再热蒸汽温度	0.487 6	0.104 9	0.023 5	0.051 1	0.011 4	
再热器压降	0.016 9	2.387 0	1.718 0	0.040 3	0.029 0	
低压进汽流量	0.019 3	0.828 0	0.077 8	0.016 0	0.001 5	
低压进汽焓	0.040 7	0.023 2	0.005 2	0.000 9	0.000 2	
电功率	1.000 0	0.333 0	0.031 6	0.333 0	0.031 6	
以上合计				0.507 2		平方和开方
修正曲线	1.000 0	0.100 0		0.100 0		基于修正曲线 误差分析
以上合计				0.517 0		平方和开方
系统隔离	1.000 0	0.000 0		0.000 0		隔离很完善
总不确定度				0.517 0		线性相加

附 录 E
(资料性附录)
使用差压计的流量计算算例

为使本标准的使用者能方便正确地掌握计算流量的方法，本附录给出流量计算例子。计算基于 ASME PTC 19.5 的资料，本附录不是想要取代 ASME PTC 19.5，而是希望对 ASME PTC 19.5 更加熟练地应用。

本例中流量计的校验数据和几何尺寸是特有的，其他流量计的数据与之不同，但对所有差压式流量计的计算方法和外推方法（如果需要）是相同的。

E.1 算例 1

规范性附录 B 中经校验的孔板测量装置用于水流量的测量。作为例子，仅选用差压取压孔 A 的数据用于计算流量。取压孔 A 测量的差压为 35.00kPa，测量的温度为 143.3℃，测量的压力为 24.235MPa，流量计算见表 E.1。

表 E.1 算例 1——流量计算用数据和特性汇总

名 称		单 位	数 据
工厂测量的孔板直径		mm	121.56
工厂测量的管径		mm	201.80
压力测量位置			正压侧
流体压力		MPa	24.235
流体温度		℃	143.3
差压		kPa	35.00
流体特性	密度	kg/m ³	934.58
	黏度	kg/(m·s)	0.000 195
热膨胀特性	流体温度下碳钢的膨胀系数	mm/mm/℃	1.181E-5
	流体温度下 316SS 的膨胀系数	mm/mm/℃	1.699E-5
注：法兰取压孔板流量计：孔板材料为 3166SS；管道材料为碳钢。			

由于热膨胀，计算实际孔板尺寸：

$$\begin{aligned}
 d_{\text{actual}} &= d_{\text{meas}} + \alpha_{\text{PE}} d_{\text{meas}} (T - T_{\text{meas}}) \\
 &= 121.56 + (1.699\text{E} - 5) \times 121.56 \times (143.3 - 20) = 121.81 \\
 D_{\text{actual}} &= D_{\text{meas}} + \alpha_{\text{P}} D_{\text{meas}} (T - T_{\text{meas}}) \\
 &= 201.80 + (1.181\text{E} - 5) \times 201.80 \times (143.3 - 20) = 202.09 \\
 \beta_{\text{actual}} &= \frac{d_{\text{actual}}}{D_{\text{actual}}} = \frac{121.81}{202.09} = 0.602\ 75
 \end{aligned}$$

因为流出系数取决于雷诺数，而雷诺数依赖流量大小，所以需要迭代计算。初次迭代时，假设孔板流量计的流出系数为 0.600 0。

a) 迭代 1。

$$q_m = n \frac{\pi}{4} d^2 C \varepsilon \sqrt{\frac{2 \rho (\Delta p) g_c}{1 - \beta^4}}$$

代入数据:

$$\begin{aligned} q_m &= 1.0 \times \frac{\pi}{4} \times (0.12181)^2 \times 0.6000 \times 1.0 \times \sqrt{\frac{2 \times 934.58 \times 35\,000 \times 1.00}{1 - (0.60275)^4}} \\ &= 60.692 (\text{kg/s}) \end{aligned}$$

该流量下管道雷诺数为

$$\begin{aligned} R_D &= \frac{4q_m}{\pi D \mu} \\ &= \frac{4 \times 60.692}{(\pi \times 0.20209 \times 0.000195)} = 1960930 \end{aligned}$$

由校验曲线计算得出, 该雷诺数下相应的流出系数为

$$C = \bar{C}_0 + 0.2232 \times \frac{\sqrt{1 - \beta^4}}{\sqrt{1 - \frac{\beta^4}{(1 - 30.78 Re^{-0.5})^2}}} - 0.2232$$

代入校验数据 $\bar{C}_0 = 0.6056$ 得到:

$$\begin{aligned} C &= 0.6056 + 0.2232 \times \frac{\sqrt{1 - 0.60275^4}}{\sqrt{1 - \frac{0.60275^4}{[1 - 30.78 \times (1960930)^{-0.5}]^2}}} - 0.2232 \\ &= 0.60638 \end{aligned}$$

假设的流出系数和计算得到的流出系数之差为

$$\frac{(0.60000 - 0.60638)}{0.60000} \times 100\% = -1.06\%$$

这是不可接受的, 应进行二次迭代。第二次迭代使用初次迭代得到的流出系数。

b) 迭代 2。

当流出系数为 0.60638 时,

$$q_m = \frac{0.60638}{0.6000} \times 60.692 = 61.337 (\text{kg/s})$$

该流量下, 雷诺数为

$$\frac{61.337}{60.692} \times 1960930 = 1981770$$

当雷诺数为 1981770 时, 流出系数:

$$\begin{aligned} C &= 0.6056 + 0.2232 \times \frac{\sqrt{1 - 0.60275^4}}{\sqrt{1 - \frac{0.60275^4}{[1 - 30.78 \times (1981770)^{-0.5}]^2}}} - 0.2232 \\ &= 0.60637 \end{aligned}$$

本次迭代假设的流出系数和计算得到的流出系数之差为

$$\frac{(0.60638 - 0.60637)}{0.60638} \times 100\% = 0.002\%$$

这个结果可以接受，则最终计算的流量为

$$q_m = \frac{0.606\ 37}{0.606\ 38} \times 61.337 = 61.336(\text{kg/s})$$

E.2 算例 2

未经校验过的孔板流量计用于测量水流量。作为例子，仅使用一组取压孔的差压数据用于计算流量。数据汇总于表 E.2。

表 E.2 算例 2——流量计算用数据和特性汇总

名 称		单 位	数 值
工厂测量的孔板直径		mm	120.00
工厂测量的管径		mm	200.00
压力测量位置			正压侧
流体压力		MPa	13.00
流体温度		℃	250.0
差压		kPa	50.00
流体特性	密度	kg/m ³	809.43
	黏度	kg/(m·s)	0.000 109
热膨胀特性	流体温度下碳钢膨胀系数	mm/mm/℃	1.258E-5
	流体温度下 316SS 膨胀系数	mm/mm/℃	1.742E-5
注：法兰取压孔板流量计；孔板材料为 316SS；管道材料为碳钢。			

由于热膨胀，计算实际孔板尺寸：

$$\begin{aligned}d_{\text{actual}} &= d_{\text{meas}} + \alpha_{\text{PE}} d_{\text{meas}} (T - T_{\text{meas}}) \\&= 120.00 + (1.742\text{E} - 5) \times 120.00 \times (250 - 20) = 120.48 \\D_{\text{actual}} &= D_{\text{meas}} + \alpha_{\text{p}} D_{\text{meas}} (T - T_{\text{meas}}) \\&= 200.00 + (1.258\text{E} - 5) \times 200.00 \times (250.0 - 20) = 200.57 \\\beta_{\text{actual}} &= \frac{d_{\text{actual}}}{D_{\text{actual}}} = \frac{120.48}{200.57} = 0.600\ 69\end{aligned}$$

因为流出系数取决于雷诺数，而雷诺数依赖流量大小，所以需要迭代计算。初次迭代时，假设孔板流量计的流出系数为 0.600 0。

a) 迭代 1。

$$q_m = n \frac{\pi}{4} d^2 C \varepsilon \sqrt{\frac{2 \rho (\Delta p) g_c}{1 - \beta^4}}$$

代入数据：

$$\begin{aligned}q_m &= 1.0 \times \frac{\pi}{4} \times (0.120\ 48)^2 \times 0.600\ 0 \times 1.000 \times \sqrt{\frac{2 \times 809.43 \times 50\ 000 \times 1.00}{1 - (0.600\ 69)^4}} \\&= 65.986(\text{kg/s})\end{aligned}$$

该流量下的管道雷诺数为

$$R_D = \frac{4q_m}{\pi D \mu} = \frac{4 \times 65.986}{\pi \times 0.20059 \times 0.000109} = 3842992$$

依据 ASME PTC 19.5 流出系数为管道雷诺数函数的经验公式, 可计算该雷诺数所对应的流出系数 (这里 D 单位为毫米):

$$C = 0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.1840\beta^8 + \frac{2.2860\beta^4}{D(1-\beta^4)} - \frac{0.8560\beta^3}{D} + \frac{91.74\beta^{2.5}}{R_D^{0.75}}$$

即

$$C = 0.5959 + 0.0312(0.60069)^{2.1} - 0.1840(0.60069)^8 + \frac{2.2860(0.60069)^4}{200.57[1-(0.60069)^4]} - \frac{0.8560(0.60069)^3}{(200.57)} + \frac{91.71(0.60069)^{2.5}}{3842992^{0.75}} = 0.60456$$

假设的流出系数和计算得到的流出系数之差为

$$\frac{(0.60000 - 0.60456)}{0.60000} \times 100\% = -0.76\%$$

这是不可接受的, 应进行二次迭代。第二次迭代使用初次迭代得到的流出系数。

b) 迭代 2。

当流出系数 0.60456 时,

$$q_m = \frac{0.60456}{0.6000} \times 65.986 = 66.487(\text{kg/s})$$

该流量下, 雷诺数为

$$\frac{66.487}{65.986} \times 3842992 = 3872170$$

当雷诺数为 3872170 时, 流出系数:

$$C = 0.5959 + 0.0312(0.60069)^{2.1} - 0.1840(0.60069)^8 + \frac{2.2860(0.60069)^4}{200.57[1-(0.60069)^4]} - \frac{0.8560(0.60069)^3}{(200.57)} + \frac{91.71(0.60069)^{2.5}}{3872170^{0.75}} = 0.60455$$

本次迭代假设的流出系数和计算得到的流出系数之差为

$$\frac{0.60456 - 0.60455}{0.60456} \times 100\% = 0.002\%$$

这个结果可以接受, 则最终计算的流量为

$$q_m = \frac{0.60455}{0.60456} \times 66.487 = 66.485(\text{kg/s})$$

E.3 算例 3

未经校验过的喷嘴流量计用于测量蒸汽流量。作为例子, 仅使用一组取压孔的差压数据用于计算流量。数据汇总于表 E.3。

由于热膨胀, 计算实际喷嘴尺寸:

$$\begin{aligned} d_{\text{actual}} &= d_{\text{meas}} + \alpha_{\text{PE}} d_{\text{meas}} (T - T_{\text{meas}}) \\ &= 134.08 + (1.755\text{E} - 5) \times 134.08 \times (284.3 - 20) = 134.70 \end{aligned}$$

$$D_{\text{actual}} = D_{\text{meas}} + \alpha_p D_{\text{meas}} (T - T_{\text{meas}})$$

$$= 300.20 + (1.280\text{E} - 5) \times 300.20 \times (284.3 - 20) = 301.22$$

$$\beta_{\text{actual}} = \frac{d_{\text{actual}}}{D_{\text{actual}}} = \frac{134.70}{301.22} = 0.447\ 2$$

表 E.3 算例 3——流量计算用数据和特性汇总

名 称		单 位	数 据
工厂测量的喷嘴喉部直径		mm	134.08
工厂测量的管径		mm	300.20
压力测量位置			正压侧
流体压力		MPa	3.589 4
流体温度		°C	284.3
差压		kPa	32.46
流体特性	密度	kg/m ³	15.696
	黏度	kg/ (m • s)	0.000 019 263
	绝热指数		1.3
热膨胀特性	流体温度下碳钢膨胀系数	mm/mm/°C	1.280E-5
	流体温度下 316SS 膨胀系数	mm/mm/°C	1.755E-5

注：低 β 值喷嘴流量计，管壁取压：喷嘴材料为 316SS；管道材料为碳钢。

对可压缩流体，可压缩系数 ε 应计算得到，对喷嘴流量计采用下式计算：

$$\varepsilon_1 = \left[\gamma^{\frac{2}{\kappa}} \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right) \left(\frac{1-\gamma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1-\gamma} \right) \left(\frac{1-\beta^4}{1-\beta^4 \gamma^{\frac{2}{\kappa}}} \right) \right]^{0.5}$$

对该流量计，压比为 3556.9/3589.4=0.990 95，则：

$$\varepsilon_1 = \left[(0.990\ 95)^{1.538} \times 4.333 \times \left(\frac{1-(0.990\ 95)^{0.2308}}{1-0.990\ 95} \right) \left(\frac{1-(0.447\ 2)^4}{1-(0.447\ 2)^4 (0.990\ 95)^{1.538}} \right) \right]^{0.5}$$

$$= 0.994\ 55$$

因为流出系数取决于雷诺数，而雷诺数依赖流量大小，所以需要迭代计算。初次迭代时，假设喷嘴流量计的流出系数为 1.000。

a) 迭代 1。

$$q_m = n \frac{\pi}{4} d^2 C \varepsilon \sqrt{\frac{2 \rho (\Delta p) g_c}{1 - \beta^4}}$$

$$q_m = 1.0 \times \frac{\pi}{4} \times (0.134\ 7)^2 \times 1.000 \times 0.994\ 55 \times \sqrt{\frac{2 \times 15.696 \times 32\ 460 \times 1.00}{1 - (0.447\ 2)^4}}$$

$$= 14.602(\text{kg/s})$$

该流量下的管道雷诺数为

$$R_D = \frac{4q_m}{\pi D \mu} = \frac{4 \times 14.602}{(\pi \times 0.30122 \times 0.000019263)} = 3\,204\,164$$

$$R_d = \frac{R_D}{\beta} = 3\,204\,164 / 0.4472 = 7\,164\,946$$

依据 ASME PTC 19.5 流出系数为管道雷诺数函数的经验公式, 可计算该雷诺数所对应的流出系数:

$$\begin{aligned} C &= 1.0054 - \frac{0.185}{R_d^{0.2}} \left(1 - \frac{361\,239}{R_d} \right)^{0.8} \\ &= 1.0054 - \frac{0.185}{(7\,164\,946)^{0.2}} \left(1 - \frac{361\,239}{7\,164\,946} \right)^{0.8} \\ &= 0.99785 \end{aligned}$$

假设的流出系数和计算得到的流出系数之差为

$$\frac{(1.000 - 0.99785)}{1.000} \times 100\% = 0.2\%$$

这是不可接受的, 应进行二次迭代。第二次迭代使用初次迭代得到的流出系数。

b) 迭代 2。

当流出系数 0.99785 时,

$$q_m = \frac{0.99785}{1.0000} \times 14.602 = 14.571(\text{kg/s})$$

该流量下, 雷诺数为

$$\frac{14.571}{14.602} \times 7\,164\,946 = 7\,149\,735$$

当雷诺数为 7 149 735 时, 流出系数:

$$C = 1.0054 - \frac{0.185}{7\,149\,735^{0.2}} \left(1 - \frac{361\,239}{7\,149\,735} \right)^{0.8} = 0.99784$$

本次迭代假设的流出系数和计算得到的流出系数之差非常小, 则最终计算的流量为

$$q_m = \frac{0.99784}{0.99785} \times 14.571 = 14.571(\text{kg/s})$$

附录 F (资料性附录)

确定高中压缸间汽封漏汽量的方法

F.1 对高中压缸间汽封漏汽量的说明

许多联合循环机组的汽轮机采用高中压缸合缸的布置形式，该布置通常称为“反向流动”式设计布置。高压主蒸汽从接近缸的中部进入，流过高压缸各级，然后进入余热锅炉的再热器，加热后，蒸汽再次从缸的中部进入，向相反的方向流动，流过中压缸各级。对这种合缸汽轮机，在高压缸和中压缸之间，存在一股泄漏蒸汽的流道。该蒸汽称之为高中压缸间汽封漏汽。图 F.1 为这种典型的合缸反向流动设计的汽轮机示意图。图中标有 N_2 的内部汽封，设计用来限制从高压缸向中压缸的蒸汽泄漏量。

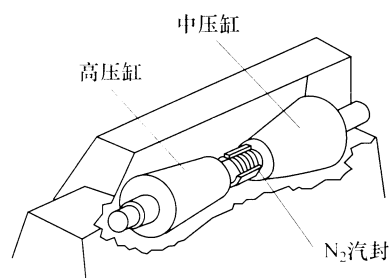


图 F.1 典型的合缸反向流动设计的汽轮机示意图

高中压缸间汽封漏汽是蒸汽从高压缸调节级后沿高中压缸间轴封或其他缸体通道泄漏入中压缸进汽腔室。这种设计是为了在运行时引一定量的蒸汽冷却中压缸第一级。为了确定真实的高压缸排汽量和中压缸效率，应测量高中压缸间汽封漏汽量。由于轴封的间隙大小和各级压力的影响，该漏汽量可能稍微小于或大于其设计值。如果不能正确地确定该漏汽量，将给出错误的高压缸排汽量和中压缸效率。确定高中压缸间汽封漏汽量可以减少相应汽轮机性能的试验不确定度。由于该泄漏发生在汽机的内部，实际上不能对其进行直接测量，因此，采用间接测量的方法来确定该泄漏量。

下面给出一些常用的确定高中压缸间汽封漏汽量的方法及其详细的描述：

- a) 温度变动法（见 F.2）；
- b) 中压缸效率与漏汽量的关系作图法（见 F.3）；
- c) 中压缸效率斜率比方法（见 F.4）；
- d) 排放试验法（见 F.6）。

F.2 温度变动法

温度变动法是基于中压缸效率在运行范围内保持不变的假设。该方法基于高中压缸间汽封漏汽的冷却对中压缸的测量效率（视在效率）的影响，通过改变主蒸汽温度和热再热温度来间接确定漏汽流量。通过计算和工程判断来确定和试验数据较好吻合的泄漏流量。

如果蒸汽在中压缸的膨胀过程全部在过热蒸汽区域，通过测量进出口的压力、温度可容易地得到中压缸膨胀效率。这对联合循环机组的高压缸和中压缸部分通常是可行的。对反流布置的机组，中压缸效率可由热再热至联通管的测量计算得到，并且内部的漏汽量应适当考虑。从高压缸至中压缸的漏汽通常比中压缸进汽腔室的蒸汽温度低，由此带来中压缸排汽焓降低，“视在”效率也相应发生变化。得到更真实的中压缸效率需要对漏汽量及其焓值有一个很好的估算。

正如前面注意到的，如果不正确考虑从高压缸至中压缸的冷却蒸汽漏汽量的影响，将使中压缸测量

效率带来很大的误差。该误差大小近似地随漏汽焓与热再热焓之差变化。它遵循这样的规律：如果主蒸汽温度升高，再热蒸汽温度下降，则该误差将减少；反之，如果主蒸汽温度下降，再热蒸汽温度升高，该误差将增加。可利用这一现象获得高压缸至中压缸的漏汽量。

宜进行至少三次改变主蒸汽和再热蒸汽温度的试验，对每次试验，假设不同的漏汽量可计算出测量中压缸效率。对每次试验，画出中压缸效率与假设漏汽量（以热再热蒸汽流量的百分比表示）的曲线。各次试验画出的线宜交于一点，该点指示实际的漏汽量和实际中压缸效率。然而，很大可能出现较分散的多个交汇点，而不是一个单点。宜通过合适的工程判断选择一个合理的中间点来估算实际的漏汽量和中压缸效率。宜优先选择那些倾斜程度最大的线形成的交汇点。图 F.2 给出一组假定的漏汽量数据，指示漏汽量在 2.2% 和 2.4% 之间，最大可能值为 2.3%。

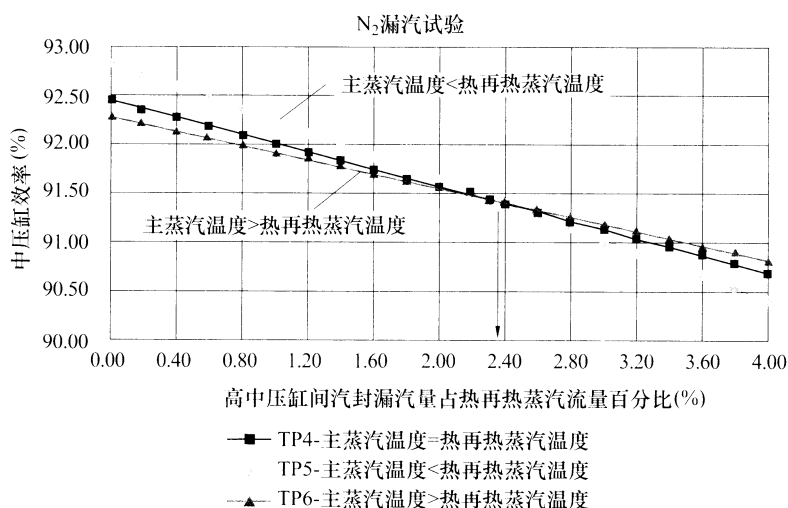


图 F.2 高中压缸间汽封漏汽量占热再热蒸汽流量的百分比与中压缸效率的关系

直线的斜率为主蒸汽温度和热再热蒸汽温度之差的函数。如果两条线的斜率相差最大，则得到的结果准确性越好。如果两直线几乎平行，则某一条直线的微小变化将对交汇点产生巨大的影响。它遵循规律如下：如果要得到越最高的准确性的结果，则宜进行一次或多次最大主蒸汽温度和最小再热蒸汽温度试验和至少一次最小主蒸汽温度和最大再热蒸汽温度试验。但应注意，无论如何试验，应在汽轮机发电机制造厂规定的安全运行参数工况范围内进行。同时应该注意到，由于该汽封位置温度的变化，各试验的热膨胀情况不同，将影响内部汽封间隙。因此，要测试的参数可能在测试时实际也在变化。

F.2.1 温度变动法的计算方法

以下步骤说明使用温度变动法确定高中压缸间汽封漏汽量的方法。

第 1 步：对每次试验，计算主蒸汽、热再热蒸汽和中压缸排汽焓；

第 2 步：通过热平衡图或根据每次试验的膨胀线，估算高压缸至中压缸漏汽的焓值；

第 3 步：为假定的高中压缸漏汽率建一个计算表格，以中压缸进汽腔室流量的百分比表示该漏汽率。对每一个假设的漏汽率计算中压缸进汽腔室处的焓值和中压缸效率；

第 4 步：根据第 3 步的计算数据画出中压缸效率与漏汽率（以热再热蒸汽流量的百分比表示）的关系曲线，由交汇点给出相应试验测得的高中压缸间漏汽率；

示例：由表 F.1 给定的试验数据，确定下列数据：

- 高压缸至中压缸漏汽的焓值。
- 建立一个以 0.2% 为增量的高中压缸间漏汽率表，并计算每个假设漏汽率对应的中压缸效率。
- 使用步骤 b) 得到的数据绘图，确定高中压缸间漏汽率。

解法见下面第 1 步至第 4 步：

第 1 步：根据上述数据计算焓值，见表 F.2；

第 2 步：通过查阅热平衡数据，确定调节级的焓降，见表 F.3；

第 3 步：在假设漏汽率为 0.0%时，得到以下结果：

1) 中压缸进汽腔室处的焓的计算公式如下：

$$h_{IP} = h_{HRRH} - L_d \times (h_{HRRH} - h_{HIP-IP})$$

式中：

- h_{IP} ——中压缸进汽腔室处的焓；
- h_{HRRH} ——热再热焓；
- L_d ——假设的漏汽率；
- h_{HIP-IP} ——高压缸至中压缸漏汽的焓值。

2) 对于主蒸汽温度等于热再热温度的工况：

$$h_{IP} = 3524.2 - 0.0\% \times (3524.2 - 3328.9) = 3524.2$$

3) 中压缸效率：

$$\eta_{IP} = \frac{h_{IP} - h_{CROSS}}{h_{IP} - h_{CROSS,Isen}}$$

式中：

- η_{IP} ——中压缸效率；
- h_{CROSS} ——中压缸排汽焓；
- $h_{CROSS,Isen}$ ——中压缸排汽等熵焓。

4) 对于主汽温度等于热再热温度的工况：

$$\eta_{IP} = \frac{3524.2 - 3193.8}{3524.2 - 3166.8} = 92.4\%$$

对假设漏汽率数值的其他试验点，漏汽率范围由 0%至某个可获得漏汽率估算值的百分点，采用同样的方法计算。
计算结果见表 F.4。

第 4 步：根据上面得到的数据表绘图，如图 F.2 所示。

表 F.1 例子中的试验数据汇总

项 目	单位	主蒸汽温度 等于热再热温度	主蒸汽温度 小于热再热温度	主蒸汽温度 大于热再热温度
试验编号		TP4	TP5	TP6
主蒸汽压力	MPa	16.43	16.61	16.29
主蒸汽温度	℃	538.3	507.2	536.3
调节级压力	MPa	12.11	12.26	12.03
热再热蒸汽压力	MPa	3.59	3.64	3.63
热再热蒸汽温度	℃	533.1	524.1	515.4
中压缸排汽压力	MPa	1.187	1.196	1.196
中压缸排汽温度	℃	368.2	359.6	353.1

表 F.2 焓 值 计 算

项 目	单位	主蒸汽温度等于热再热温度	主蒸汽温度小于热再热温度	主蒸汽温度大于热再热温度
试验编号		TP4	TP5	TP6
主蒸汽焓	kJ/kg	3 400.8	3 310.1	3 396.9
热再热焓	kJ/kg	3 524.2	3 503.4	3 484.0
中压缸排汽焓	kJ/kg	3 193.8	3 175.1	3 161.3

表 F.3 调 节 级 焓 降

项 目	单位	主蒸汽温度等于热再热温度	主蒸汽温度小于热再热温度	主蒸汽温度大于热再热温度
试验编号		TP4	TP5	TP6
主蒸汽焓	kJ/kg	3 400.8	3 310.1	3 396.9
调节级焓降（由热平衡）	kJ/kg	71.9	71.9	71.9
漏汽的焓值	kJ/kg	3 328.9	3 238.2	3 325.0

表 F.4 计 算 表

假设漏汽率 %	主蒸汽温度等于热再热温度		主蒸汽温度小于热再热温度		主蒸汽温度大于热再热温度	
	中压缸进汽腔室焓 kJ/kg	中压缸效率 %	中压缸进汽腔室焓 kJ/kg	中压缸效率 %	中压缸进汽腔室焓 kJ/kg	中压缸效率 %
0.00	3 524.2	0.924 5	3 503.4	0.928 4	3 484.0	0.922 8
0.20	3 523.8	0.923 6	3 502.8	0.927 2	3 483.7	0.922 1
0.40	3 523.4	0.922 7	3 502.3	0.926 0	3 483.4	0.921 4
0.60	3 523.0	0.921 9	3 501.8	0.924 8	3 483.1	0.920 7
0.80	3 522.6	0.921 0	3 501.2	0.923 6	3 482.7	0.920 0
1.00	3 522.2	0.920 1	3 500.7	0.922 4	3 482.4	0.919 2
1.20	3 521.8	0.919 3	3 500.2	0.921 2	3 482.1	0.918 5
1.40	3 521.4	0.918 4	3 499.6	0.920 0	3 481.8	0.917 8
1.60	3 521.1	0.917 5	3 499.1	0.918 8	3 481.5	0.917 1
1.80	3 520.7	0.916 6	3 498.6	0.917 6	3 481.1	0.916 3
2.00	3 520.3	0.915 8	3 498.1	0.916 4	3 480.8	0.915 6
2.20	3 519.9	0.914 9	3 497.5	0.915 2	3 480.5	0.914 9
2.40	3 519.5	0.914 0	3 497.0	0.914 0	3 480.2	0.914 2
2.60	3 519.1	0.913 1	3 496.5	0.912 8	3 479.9	0.913 4
2.80	3 518.7	0.912 3	3 495.9	0.911 6	3 479.6	0.912 7

F.3 中压缸效率与漏汽量的关系作图法

另一种确定高压缸至中压缸漏汽量的方法采用温度变动法相同的数据绘图，如图 F.3 所示。图 F.3 给出了每次试验假设高压缸至中压缸漏汽率对应的中压缸效率，该效率是主蒸汽与热再热蒸汽温度之差的函数。由图可知，当假设漏汽量为再热蒸汽流量的 1.6%时，随着主蒸汽与热再热蒸汽温度之差增大，中压缸效率降低。另外，当假设漏汽量为再热蒸汽流量的 2.8%时，随着主蒸汽与热再热蒸汽温度之差增大，中压缸效率也增大。然而，当假设漏汽量为再热蒸汽流量的 2.3%时，随着主蒸汽与热再热蒸汽温度之差变化，中压缸效率不变。考虑到中压缸效率在给定的运行范围内均保持不变，可以得出漏汽量应为再热蒸汽流量的 2.3%。

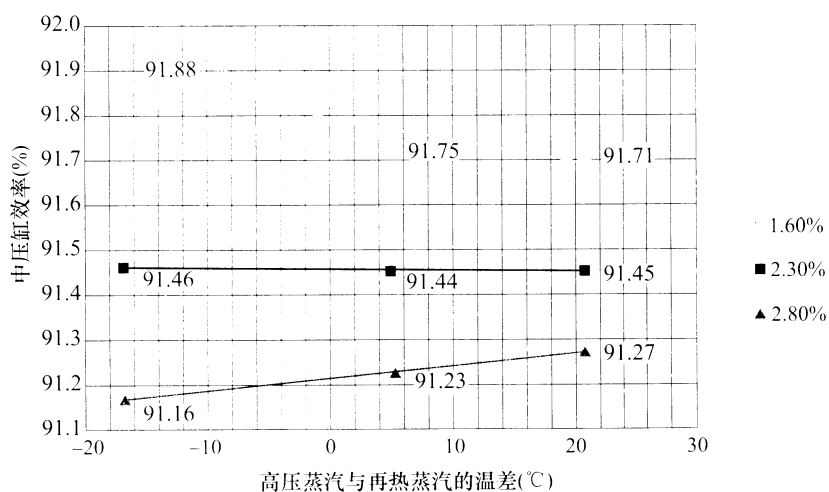


图 F.3 中压缸效率与假设的漏汽率的关系曲线

F.4 中压缸效率斜率比方法

对大部分反动式汽轮机（即蒸汽在喷嘴和动叶中的焓降基本一样的汽轮机）来说，高压缸至中压缸漏汽流的流动如下：

- 漏汽流经过中压平衡盘进入中压缸进汽腔室；
- 漏汽流经过低压平衡盘进入中压缸排汽区。

上述第一种漏汽是进入中压反动级叶片入口，而第二种漏汽是进入中压缸排汽区。这两种漏汽均会使得联通管的蒸汽焓比没有漏汽时降低。因此，联通管蒸汽焓值的下降是与漏汽量的大小成比例关系的（见中压缸蒸汽膨胀线上的两条等压线，如图 F.4 所示）。

在不同的主蒸汽和热再热蒸汽温度下试验获得中压缸效率，通过假定不同的漏汽量，观察对试验中压缸效率的变化量，并与在相似主蒸汽和热再热蒸汽温度条件下采用设计漏汽量（从制造厂提供的热平衡图获得）预测（或计算）的中压缸效率变化量进行比较，可以确定高压缸至中压缸漏汽量。这就是中压缸效率斜率比法原理，计算方法见 F.4.1。注意这个原理与上述温度变动法类似。

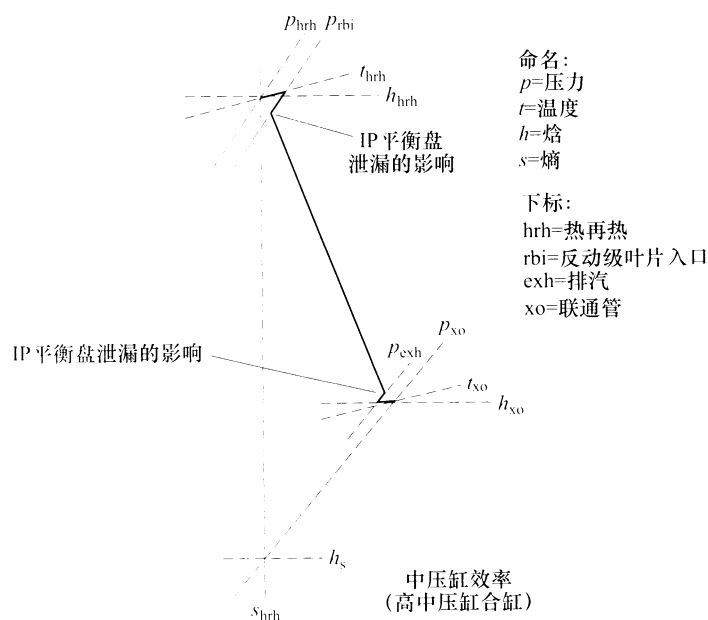


图 F.4 中压缸膨胀线

F.4.1 中压缸效率斜率比方法的计算方法

采用中压缸效率斜率比方法确定高压缸至中压缸漏汽量的计算步骤如下：

第 1 步：采用设计的高压缸至中压缸漏汽量 (L_d) 和设计的蒸汽参数（如主汽温度为 565.56℃ 和再热蒸汽温度为 537.78℃）来进行热平衡计算，得到下列参数：

设计漏汽量和设计蒸汽参数时，

Δh_{d1} —— 热再热蒸汽焓减去主蒸汽焓；

η_{IPd1} —— 中压缸效率。

第 2 步：采用设计的高压缸至中压缸漏汽量 (L_d) 和非设计工况的蒸汽参数（如主汽温度为 537.78℃ 和再热蒸汽温度为 565.56℃）来进行热平衡计算，得到下列参数：

设计漏汽量和非设计蒸汽参数时，

Δh_{d2} —— 热再热蒸汽焓减去主蒸汽焓；

η_{IPd2} —— 中压缸效率。

第 3 步：计算在设计漏汽量 (L_d) 下中压缸效率的敏感系数 (S_d)：

$$S_d = \frac{\eta_{IPd1} - \eta_{IPd2}}{\Delta h_{d1} - \Delta h_{d2}}$$

在设计漏汽量下敏感系数 (S_d) 也是 ($\eta_{IPd1} - \eta_{IPd2}$) 与 ($\Delta h_{d1} - \Delta h_{d2}$) 的曲线的斜率。通常原始设备制造商 (OEM) 可以帮助提供需要的准确数据用于上述计算。

第 4 步：在实际（或试验）的高压缸至中压缸漏汽量 (L_t) 下，宜尽量接近设计的蒸汽参数条件下进行中压缸焓降试验。计算中压缸效率 (η_{IPt1}) 和热再热蒸汽与主蒸汽焓差 (Δh_{t1})。

第 5 步：在实际（或试验）的高压缸至中压缸漏汽量 (L_t) 下，在不同的蒸汽参数条件时，进行中压缸焓降试验（比如在主汽温度尽可能接近 537.78℃ 和热再热蒸汽温度尽可能接近 565.56℃）。计算试验漏汽量下的中压缸效率 (η_{IPt2}) 和热再热蒸汽与主蒸汽焓差 (Δh_{t2})。

注 1：在按上述第 4 步和第 5 步进行试验前，应与汽轮机制造商确认所允许的最大主蒸汽和热再热蒸汽温度之差。

通常大部分原始设备制造商限制上述温差为 41.67℃。

注 2：在进行第 4 步和第 5 步的试验时，不必严格按照上述温度进行试验，因为只是需要得到斜率比（或敏感系数）[即试验斜率 (S_t) 和设计斜率 (S_d) 的比值用来确定试验高压缸至中压缸漏汽量 (L_t)]。

第 6 步：确定在试验漏汽量 (L_t) 下中压缸效率的敏感系数 (S_t)：

$$S_t = \frac{\eta_{IPt1} - \eta_{IPt2}}{\Delta h_{t1} - \Delta h_{t2}}$$

同时，在试验漏汽量 (L_t) 下的参数 (S_t) 也是 ($\eta_{IPt1} - \eta_{IPt2}$) 与 ($\Delta h_{t1} - \Delta h_{t2}$) 的关系曲线的斜率。

第 7 步：最后，确定试验的高压缸至中压缸漏汽量 (L_t)：

$$L_t = L_d \times \frac{S_t}{S_d}$$

F.5 温度变动法、中压缸效率与漏汽量关系作图法和中压缸效率斜率比法的指导原则

为了增加上述试验方法结果的准确性，重要的是要遵循一些原则。进行这些试验时宜遵循下列步骤：

- 应在蒸汽的压力、温度和流量稳定时进行试验。调节级焓降决定于调节级效率，而调节级效率高度依赖于调节阀的阀位。因为当调节阀阀位变化时调节级效率会发生明显的变化，因此，为了减小试验相关的误差，调节阀应保持在相同的阀位上，而对滑压运行的汽轮机来说，在每个试验工况均须保持调节阀全开状态。
- 这些试验均要求机组在不同组合的汽轮机高、中压缸入口蒸汽温度下，尽量运行在基本负荷附

近。典型的试验要求在三种不同的温度条件下进行，这三种温度条件可分类如下：

- 1) 主蒸汽温度和再热蒸汽温度相等（如，552℃和 552℃）；
 - 2) 主蒸汽温度比再热蒸汽温度高约 28℃（如，552℃和 524℃）；
 - 3) 再热蒸汽温度比主蒸汽温度高约 28℃（如，524℃和 552℃）。
- c) 每次试验持续时间至少为 30 min，但工况之间可能需要长得多的时间用来改变主蒸汽和再热蒸汽温度并达到稳定状态。
- d) 上面提及的温度差通常可通过使用减温水调节主蒸汽和再热蒸汽温度来达到。
- e) 对这些试验并不要求系统隔离，然而，进入汽轮机的低压补汽应通过低压旁路改道排入凝汽器。在进行每一试验时，机组都应按照这种模式运行。
- f) 燃气轮机宜在整个漏汽量试验期间，都在稳定负荷下运行。
- g) 漏汽量试验宜尽可能地紧挨着基准试验进行，这样漏汽量试验的结果能指示试验时高压缸至中压缸的汽封状态。
- h) 这个试验程序是基于测量的效率变化。任何仪表测量误差或运行工况的变化均会对试验结果产生相对较大的影响。因此，为了获得最准确的结果，使用符合本规程准确度要求的仪表并在进行这些试验时保持非常稳定、可重复的工况是非常重要的。

F.5.1 获取主汽温度和热再热蒸汽温度的温差幅度

经验表明，当降低主蒸汽温度来获得主蒸汽与热再热蒸汽的温差幅度是很困难的。实际的主蒸汽与热再热蒸汽温差的幅度取决于包括环境温度、余热锅炉的设计、减温水的调节能力、负荷以及运行人员的经验等几个因素。

与常规的汽轮机机组不同，对于非补燃余热锅炉的联合循环机组，由于燃气轮机对大气条件的依赖，非补燃余热锅炉的联合循环机组呈现出显著的性能波动变化。这给试验获得主蒸汽与热再热蒸汽的温度差幅度带来困难。除此之外，联合循环机组通常运行在滑压运行模式，允许机组在最大流量时的峰值点压力下运行。基于以上联合循环机组的特点，通常在较凉的天气时能比较容易获得较大的主蒸汽与热再热蒸汽的温差。如果环境温度太低，则可以在约 75%基本负荷下进行这些试验。在部分负荷运行时，投入的减温水量将会增加，因此可以通过调节减少喷水量来获得所需的温度。相反，在高温天气里，通过降低主蒸汽温度获得主蒸汽与热再热蒸汽的温差幅度将更困难。

基于上述论述，只要有可能，当环境温度和负荷满足获得所需温差的试验条件时，宜进行测量漏汽量试验。建议首先进行两次主蒸汽与热再热蒸汽的温差幅度大的试验，最后再进行一个基于上面两个温差试验的各自温度平均值的试验。例如，如果第一次试验主蒸汽和热再热蒸汽的温差为 $516^{\circ}\text{C}-532^{\circ}\text{C}=-16^{\circ}\text{C}$ ，且第二次试验为 $538^{\circ}\text{C}-510^{\circ}\text{C}=28^{\circ}\text{C}$ ，则最后一个试验宜在主蒸汽温度为 $(538^{\circ}\text{C}+516^{\circ}\text{C})/2=527^{\circ}\text{C}$ ，热再热蒸汽温度为 $(510^{\circ}\text{C}+532^{\circ}\text{C})/2=521^{\circ}\text{C}$ 下进行。这将在确定高压缸至中压缸的漏汽量时，获得一个在三个试验之间更加均匀地分布。

F.5.2 高压缸至中压缸的漏汽焓值

各种试验方法（温度变动法、中压缸效率变化作图法和中压缸效率斜率比法）中的一个要点就是假设高压缸至中压缸漏汽焓值为已知。上述各种方法用来确定高压缸漏至中压缸的总漏汽量，而不仅仅是它们之间汽封的漏汽量。如果漏汽除了该汽封的漏汽外还有其他通过缸体的漏汽，那么混合漏汽焓就难以确定；然而，当仅用于确定漏汽量，也就是本标准所述的这些试验的目标时，这些方法对假设的漏汽焓并不很敏感。确定漏汽焓的一种方法是绘制高压缸部分的蒸汽膨胀线，并根据调节级压力与膨胀线的交点来确定漏汽焓值。另外，在相同的主蒸汽流量比或相同的调节级与主蒸汽的压力比时，假设调节级焓降与设计热平衡中的焓降相同也是合理的。

F.6 排放试验法

一种使用汽轮机紧急排放系统确定汽封漏汽流量和内部汽封间隙大小的方法可用来确定汽封漏汽流量。排放系统是连接高中压缸间汽封至凝汽器的一套安全装置。这种方法可以获得实际的高中压缸间汽封流量，而并不包括其他任何高中压缸之间的漏汽流量。

日常运行时，该排放阀关闭，没有蒸汽流量通过排放管道至凝汽器。对排放系统进行改造并安装仪表，以使通过排放系统的蒸汽流量可调节并可进行测量。高中压缸间汽封（N₂）测量系统如图 F.5 所示。

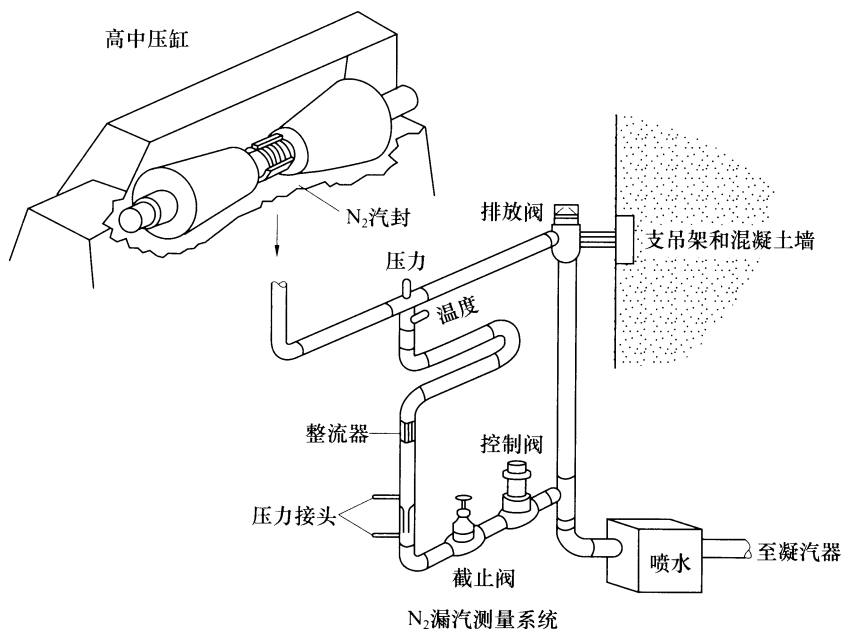


图 F.5 高中压缸间汽封（N₂）测量系统

排放试验方法用来间接确定内部汽封间隙。排放试验可通过控制一定量的泄漏蒸汽经排放系统到凝汽器来进行。当已知排放管道环形面积和中压缸进汽腔室处蒸汽参数，测量的排放蒸汽温度和流量，以及测量的调节级出口压力，即可计算出内部汽封的间隙。

一旦内部汽封间隙确定后，在正常运行工况（没有排放流量）下，可以通过测量的调节级出口压力和中压缸进汽腔室处的压力计算得出通过内部汽封的蒸汽流量。

F.6.1 排放试验法的计算方法

典型的高中压缸反向流动布置机组的内部汽封布置如图 F.6 所示。压力和流量标注在图中，以下公式中的参数说明如下：

排放口环面的压力 p_x 可根据排汽环面到安装在尽量接近汽轮机壳体的取压口之间的压降计算得到。蒸汽从汽封区域到排放管和旁路系统的压力损失估计如图 F.7 所示。从汽封区域到取压口的总压力损失约为 4.5 速度头。在正常试验运行下，蒸汽流速应较低，因此确定流速的准确性并不是决定性的。如果对 p_x 的准确性有怀疑，可制定一个试验和误差系统来进行检查。当汽封间隙增大时，由于 p_x 的出现显著变化，需要增大旁路流量以提供足够的灵敏度。例如，在旁路流量为 13 608 kg/h 时，当间隙从 0.889 mm 变化至 1.778 mm 时， p_x 变化了大约 40%，约 16.9 kg/cm² (1.655 MPa)，当对仪表和计算误差予以考虑后，可提供满意的精度。

在两个计算点（ W_1 和 W_2 ）上，宜采用旁路蒸汽焓来计算蒸汽的比体积。虽然意识到旁路蒸汽焓值由于旋转损失和喷嘴箱热传导等因素可能偏高，但该焓值在确定调节级出口蒸汽条件时也有一些价值。

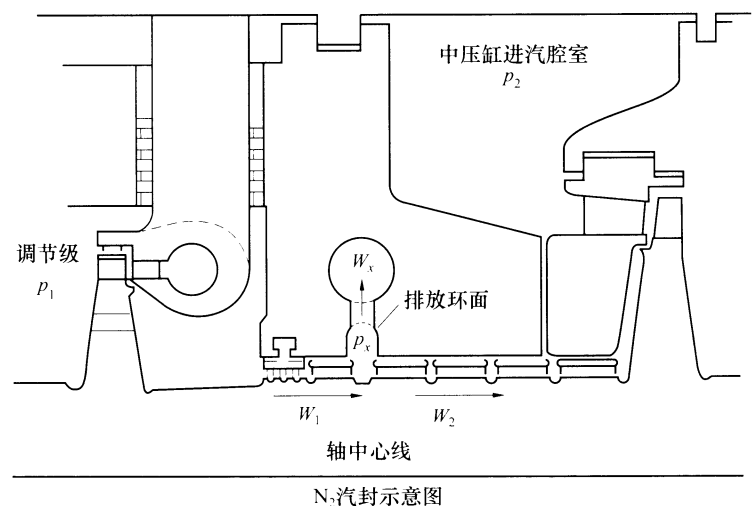


图 F.6 典型的高中压反向流动机组的内部汽封布置

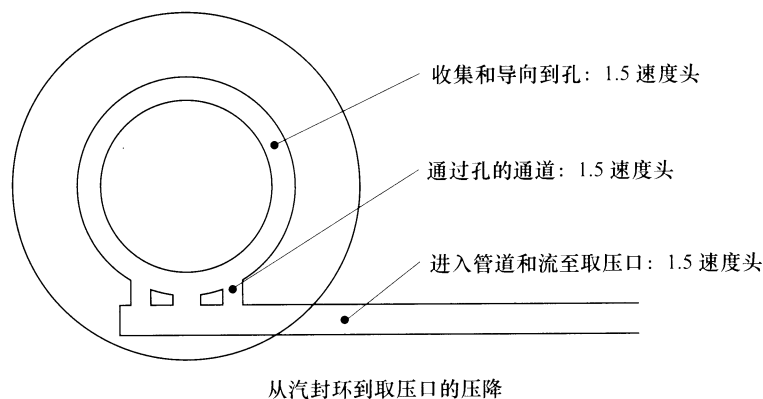


图 F.7 蒸汽从汽封区域进入排放管和旁路系统的压力损失估计

$$A = \pi \times D \times C \tag{F.1}$$

$$\beta_1 = \sqrt{\frac{1.0 - (p_x / p_1)^2}{16.0 - \ln(p_x / p_1)}} \tag{F.2}$$

$$\beta_2 = \sqrt{\frac{1.0 - (p_2 / p_x)^2}{30.0 - \ln(p_2 / p_x)}} \tag{F.3}$$

$$\beta_t = \sqrt{\frac{1.0 - (p_2 / p_1)^2}{46.0 - \ln(p_2 / p_1)}} \tag{F.4}$$

式中：

A —— 泄漏面积， cm^2 ；

D —— 汽封直径， cm ，本例中为 63.5 cm ；

C —— 汽封间隙， cm ；

β_1 —— 从调节级到排放口环面之间的内部汽封齿数量和压力比的函数，例子中这段汽封有 16 个齿；

β_2 —— 从排放口环面到中压缸进汽腔室处之间的内部汽封齿数量和压力比的函数，例子中这段汽封有 30 个齿；

β_t —— 从调节级到中压缸进汽腔室之间的内部汽封齿数量和压力比的函数，例子中这段汽封有 46 个齿；

p_x —— 排放口环面压力, kg/cm²;
 p_1 —— 调节级压力, kg/cm²;
 p_2 —— 中压缸进汽腔室压力, kg/cm²。

使用马丁公式 (见参考文献) 和质量平衡关系, 可得到 W_1 、 W_2 和 W_x 的表达式。见公式 (F.5)、公式 (F.6) 和公式 (F.7)。

$$W_1 = 23\,500kA\beta_1\sqrt{\frac{p_1}{V_1}} \quad (\text{F.5})$$

$$W_2 = 23\,500kA\beta_2\sqrt{\frac{p_x}{V_x}} \quad (\text{F.6})$$

$$W_x = W_2 - W_1 \quad (\text{F.7})$$

式中:
 W_1 —— 从高压缸泄漏至中间汽封的蒸汽流量, kg/h;
 W_2 —— 从中间汽封泄漏至再热蒸汽腔室的蒸汽流量, kg/h;
 W_x —— 流入排放系统的蒸汽流量, kg/h;
 V_1 —— 调节级蒸汽比体积, cm³/kg;
 V_x —— 排放口环面蒸汽比体积, cm³/kg;
 k —— 汽封类型和状态的系数, 本例中内部汽封系数取值为 3.80。

假设整个汽封内的间隙是均匀的 (对全部齿环均如此), 公式 (F.8) 可用来确定内部汽封间隙:

$$C = \frac{W_x}{23\,500\pi k D (\beta_1\sqrt{p_1/V_1} - \beta_2\sqrt{p_x/V_x})} \quad (\text{F.8})$$

从确定的内部汽封间隙和已知的蒸汽参数, 汽封蒸汽泄漏量可由一个排放口环面压力 p_x 的函数计算得到。

下面的例子, 蒸汽参数为 $p_1=136.7\text{kg/cm}^2$ (13.403MPa), $V_1=24\,360\text{cm}^3/\text{kg}$, $p_2=33.0\text{kg/cm}^2$ (3.237MPa), 试验得到汽封间隙为 0.089cm。当内部汽封间隙和排放口环面的压力 p_x 已知时, 内部汽封漏汽量 W_1 和 W_2 可由公式 (F.5) 和 公式 (F.6) 计算得到。当流入排放系统的蒸汽流量 W_x 增大时, 排放口环面的压力 p_x 减小, 结果见表 F.5 和图 F.8。

表 F.5 排放口环面处压力和汽封泄漏量

序号	p_x		W_1	W_2	W_x
	kg/cm ²	MPa	kg/h	kg/h	kg/h
1	112.6	11.039	16 747	16 747	0
2	105.5	10.342	18 743	15 584	3 159
3	98.4	9.653	20 400	14 440	5 960
4	91.4	8.963	21 812	13 284	8 528
5	84.4	8.274	23 024	12 114	10 910
6	77.3	7.584	24 066	10 923	13 142
7	70.3	6.895	24 958	9 707	15 252
8	63.3	6.205	25 716	8 453	17 263

表 F.5 (续)

序号	p_x		W_1	W_2	W_x
	kg/cm ²	MPa	kg/h	kg/h	kg/h
9	56.3	5.516	26 350	7 142	19 208
10	49.2	4.826	26 866	5 735	21 132
11	42.2	4.137	27 296	4 135	23 161

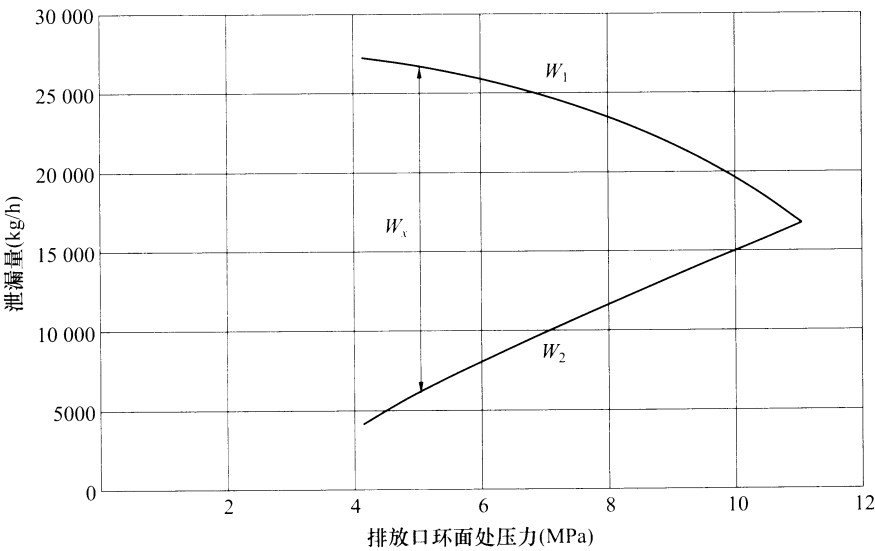


图 F.8 泄漏流量特性曲线

F.6.2 讨论

在零排放（正常运行）时， W_1 [公式 (F.5)] 应等于 W_2 [公式 (F.6)]。因为 p_1 和 p_2 已知， p_x 也可以确定。上述例子中， p_x 为 112.6kg/cm² (11.04MPa)，调节级至排放口环面的压降是调节级至中压缸进汽腔室压降的 23%。

对某些设计来说，很重要的一点是在各次试验时要避免主蒸汽温度发生变化。过去的研究表明，当主蒸汽温度变化时，可能会引起汽封间隙的变化。（参见 ASME 论文，“高中压缸间汽封蒸汽泄漏量的测量：比较”，作者 Staggers 和 Priestley）。

F.6.3 排放试验法的指导性原则

- a) VWO 试验宜包括两个不同旁路流量的试验。建议一个为正常设计流量，另一个流量为正常设计流量的一半。
- b) 在旁路流量为零时，也宜记录旁路管道的压力值。
- c) 所有试验计算的间隙结果宜一致。如果计算的间隙存在明显偏差，需增加试验工况以确定引起偏差的原因（例如主蒸汽温度、再热蒸汽温度、调节级温度等）。
- d) 旁路流量宜设定，并有足够的时间来建立稳定工况。虽然仔细观察可确定何时确实达到了稳定状态，但建议需要 30min。在记录数据之前，系统各部件已达到热平衡状态是非常重要的。
- e) 汽轮机宜保持在固定的阀位运行。这可以减小温度波动带来的误差。
- f) 建议试验数据记录时间为 30min。

F.7 参考文献

(a) Spencer, R.C.; Cannon, C.N.; Cotton, K.C.; *A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators 16 500 KW and Larger*, ASME 62-WA-209, 1962, Revised 1974.

(b) Salisbury, J.K, *Steam Turbines and Their Cycles*, Robert E. Krieger Publishing Company, Huntington, N.Y., 1974.

附 录 G
(资料性附录)

本标准章条编号与 ASME PTC 6.2—2004 章条编号结构性差异对照

表 G.1 给出了本标准章条编号与 ASME PTC 6.2—2004 章条编号结构性差异对照一览表。

表 G.1 本标准章条编号与 ASME PTC 6.2—2004 章条编号结构性差异对照

本标准章条编号	对应 ASME PTC 6.2—2004 标准章条编号
1	1
2	—
3	2
4	3
5	4
6	5
7	6
附录 A (规范性附录)	附录 I
附录 B (规范性附录)	附录 II
附录 C (资料性附录)	附录 A
附录 D (资料性附录)	附录 B
附录 E (资料性附录)	附录 C
附录 F (资料性附录)	附录 D
附录 G (资料性附录)	—