

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS
FÍSICAS Y FORMALES

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,
MECÁNICA-ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA



**ESTUDIO Y ANÁLISIS DEL MEJORAMIENTO DE LA
EFICIENCIA TOTAL DE UNA TURBINA PELTON EJE
VERTICAL DE POTENCIA INSTALADA DE 45 MW**

Tesis presentada por el Bachiller:

LUIS FERNANDO RODRÍGUEZ RIVERA

Para optar el Título Profesional de:

INGENIERO MECÁNICO - ELECTRICISTA

AREQUIPA – PERÚ

2016

AGRADECIMIENTO

Eterno agradecimiento a DIOS por haberme regalado la vida, por llenar mi vida de dicha y bendiciones y por haberme dado unos padres maravillosos Olga y Ángel, agradezco de todo corazón a ellos que con su amor, guía, apoyo y comprensión, son el pilar fundamental en mi vida y quienes día a día supieron guiarme para conseguir todo lo que me propusiera alcanzar y estuvieron brindándome su apoyo incondicional en todos mis anhelos y proyectos, llegando a realizar uno de los anhelos más grandes de mi vida, gracias a ellos quienes sin escatimar esfuerzo alguno, han sacrificado gran parte de su vida para formarme y educarme y por lo cual viviré eternamente agradecido. Gracias por su cariño, guía, apoyo, consejos y sobre todo el amor y confianza que en mi depositaron a lo largo de toda mi carrera logrando concluir mis estudios profesionales que constituyen el legado más grande que pudiera recibir. Agradecerle a DIOS por bendecirme con una familia maravillosa, por permitirme vivir todos estos momentos de felicidad al lado de mi familia y mis amigos, gracias a Dios por enseñarme la humildad la paciencia y darme fuerzas para luchar cada día.

A mi esposa, mi amor Diana y mi bebe María Fernanda, agradezco que estén en mi vida para ser el complemento de mis metas y planes futuros y con ellas haber encontrado el amor, por compartir mi existencia con ellas, que son el motor de mi vida y por el amor que me dan, su comprensión, paciencia y constante estímulo, gracias a ellas por ser mi inspiración en deseos de superación personal, profesional y motivo más de esfuerzo y perseverancia en lo que hago. Por estar conmigo en las buenas y en las malas y su apoyo incondicional, ella que es la mujer que amo y que espero, sea por siempre mi compañera, amiga, amante, esposa y madre.

A todos ustedes, ¡Muchas Gracias por todo! y desearles felicidad y éxito.

Luis Fernando Rodríguez Rivera

DEDICATORIA

Con todo mi amor, admiración y respeto

Este trabajo se lo dedico con amor a mis padres Olga Rivera de Rodríguez y Ángel Rodríguez Ascarza, mi esposa Diana Arispe Quijahuaman y mi hija mi preciosa bebe María Fernanda, mi hermano Patrick, mis sobrinas Denisse y Valeria, todas las personas que más amo en el mundo y mi razón para ser cada día mejor, porque han sido para mi inspiración y fuerza para seguir adelante, el amor que he recibido de su lado no se compara con ningún logro que pudiera alcanzar en esta vida, es por eso que les dedico cada momento de triunfo, progreso y superación en mi vida, como señal de gratitud por todo lo que me han dado.

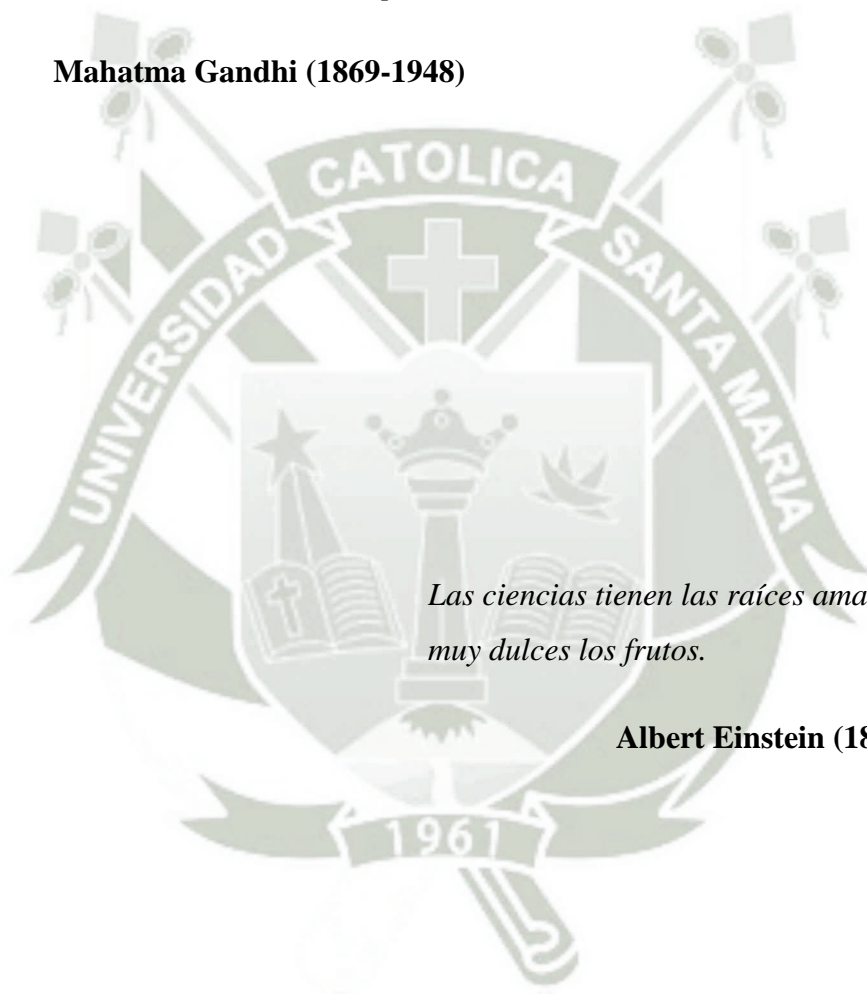
Todo el sacrificio reflejado en este proyecto también dedicado a toda mi familia, que sin su constante apoyo y amor no hubiera alcanzado mi tan anhelado Titulo.

Luis Fernando Rodríguez Rivera

*“Nuestra recompensa se encuentra en el
esfuerzo y no en el resultado.*

Un esfuerzo total es una victoria completa”

Mahatma Gandhi (1869-1948)



*Las ciencias tienen las raíces amargas, pero
muy dulces los frutos.*

Albert Einstein (1879 – 1955)

ÍNDICE

RESUMEN	xv
ABSTRACT	xvi
INTRODUCCIÓN	xvii
CAPÍTULO I GENERALIDADES.....	1
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	1
1.2. OBJETIVOS.....	1
1.2.1. Objetivo General	1
1.2.2. Objetivos Específicos.....	1
1.3. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO.....	2
1.4. LOCALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	3
1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES	3
1.5.1. Alcances.....	3
1.5.2. Limitaciones.....	3
CAPITULO II MARCO TEÓRICO	4
2.1. CENTRALES HIDROELÉCTRICAS.....	4
2.1.1. La energía hidroeléctrica	4
2.1.2. Definición de una central hidroeléctrica.....	5
2.1.3. Clasificación de las hidroeléctricas	6
2.1.4. Esquema de central hidráulica.....	11
2.1.5. Componentes de una central hidráulica.....	12
2.1.6. Clasificación por su forma de trabajo: de gravedad y de bóveda.....	12
2.1.7. Esquema de los dos tipos de presa.....	13
2.1.8. Elementos de una central hidráulica.....	13
2.1.9. Según el salto de agua la configuración de las turbinas es distinta.....	14
2.1.10. Clasificación dependiendo del servicio que brinden	14
2.1.11. Ventajas y desventajas.....	15
2.2. CONCEPTOS GENERALES DE TURBINAS.....	16
2.2.1. Turbinas.....	16

2.2.2.	Clasificación de las turbinas	17
2.2.3.	Turbinas de acción y reacción	18
2.2.4.	Turbina Pelton.....	19
2.2.5.	Principio de funcionamiento de las turbinas Pelton.....	22
2.2.6.	Características del rodete	24
2.2.7.	Selección del tipo de turbina	25
2.2.8.	Curvas de rendimiento de turbinas hidráulicas.....	27
2.2.9.	Clasificación según el número específico de revoluciones	29
2.2.10.	Componentes.....	33
2.2.11.	Funcionamiento de una turbina Pelton:	33
2.2.12.	Características de cada tipo de turbina	34
2.3.	FUNCIONAMIENTO DE UN GENERADOR PELTON DE ALTA EFICIENCIA	35
2.3.1.	Componentes de una turbina Pelton	35
2.3.2.	El distribuidor	36
2.3.3.	Partes constitutivas del distribuidor.....	36
2.3.4.	El inyector	38
2.3.5.	El rodete	44
2.3.6.	Rueda motriz.....	44
2.3.7.	Tubería en espiral o caracol	46
2.3.8.	Carcaza y ductos de ventilación	46
2.3.9.	Principio de funcionamiento de las turbinas Pelton.....	47
2.3.10.	Generador.....	48
2.3.11.	Funcionamiento.....	50
2.3.12.	Componentes principales de las turbinas de acción:	52
2.4	ESTUDIO TEÓRICO DE LAS TURBINAS PELTON.....	52
2.4.1.	Triángulo de las velocidades.....	52
2.4.2	Potencia, Torque, Rendimiento.....	54
2.4.3.	Eficiencia Total de la Turbina Pelton	56
	CAPITULO III INGENIERÍA DEL PROYECTO.....	60
3.1.	INTRODUCCIÓN	60
3.2.	MÉTODOS DE DISEÑO PARA LA RUEDA PELTON DE LA CENTRAL HIDRÁULICA CHARACANI V.....	62

3.2.1. Diseño por procesos de manufactura.....	62
3.3. MÉTODO DE VALIDACIÓN DE AUMENTO DE LA EFICIENCIA DE LA TURBINA	
PELTON	79
3.3.1. Presión estática al ingreso de la turbina	80
3.3.2. Nivel en la descarga	80
3.3.3. Medición Termodinámica.....	80
3.3.4. Potencia.....	81
3.3.5. Adquisición de datos.....	81
3.3.6. Temperatura del aire	82
3.3.7. Lecturas varias	82
3.4. LEVANTAMIENTO DE INFORMACIÓN.....	82
3.4.1. Levantamiento de las diferentes cotas	82
3.4.2. Secciones de control.....	82
3.5. PROPIEDADES DEL AGUA, ACELERACIÓN DE LA GRAVEDAD, PRESIÓN	
AMBIENTAL, CERTIFICADOS/CALIBRACIONES, EFICIENCIA DEL GENERADOR.....	83
3.5.1. Propiedades del Agua	83
3.5.2. Aceleración de la gravedad	84
3.5.3. Presión ambiental.....	84
3.5.4. Eficiencia del Generador.....	84
3.6. EVALUACIÓN	85
3.6.1. Comentarios y verificaciones	85
3.6.2. Energía hidráulica específica	86
3.6.3. Altura Neta.....	87
3.6.4. Energía mecánica específica	87
3.6.5. Eficiencia hidráulica (Rodete).....	88
3.6.6. Potencia.....	88
3.6.7. Eficiencia de la Turbina.....	89
3.6.8. Caudal.....	89
3.6.9. Conversión a la Velocidad especificada.....	89
3.6.10. Conversión a la Altura especificada	89
3.7. INCERTIDUMBRE DE MEDICIÓN	90
3.7.1. Incertidumbre en la Energía Hidráulica (Altura).....	90

3.7.2.	Incertidumbre en la Energía Mecánica.....	90
3.7.3.	Incertidumbre en la eficiencia	91
3.7.4.	Incertidumbre en la Potencia.....	91
3.7.5.	Incertidumbre en el caudal	91
3.7.6.	Resumen del análisis de incertidumbre	91
3.8.	RESULTADOS	92
3.9.	EVALUACIÓN DE LA TURBINA PELTON N°1 CHARCANI V.....	93
3.9.1.	Energía mecánica específica (rodete).....	93
3.9.2.	Valores medidos.....	93
3.9.3	Término de presión a ($p_{11} - p_{21}$).....	94
3.9.4.	Término de temperatura cp ($T_{11} - T_{20}$)	96
3.9.5.	Término cinético $V_{112} - V_{2022}$	96
3.9.6.	Término potencial : $g * Z_{11} - Z_{20}$	97
3.9.7.	Término correctivo dEm	97
3.9.8.	Energía mecánica específica Em	99
3.10.	ENERGÍA HIDRÁULICA ESPECÍFICA.....	99
3.10.1.	Valores medidos.....	99
3.10.2.	Término de presión p_1 / ρ	100
3.10.3.	Término de velocidad $v_1^2 / 2$	102
3.10.4.	Término potencial $g * (Z_1 - Z_2)$	102
3.10.5.	Energía hidráulica específica E	102
3.11.	ALTURA.....	103
3.12.	EFICIENCIA HIDRÁULICA	103
3.13.	POTENCIA.....	103

CAPITULO IV EVALUACIÓN ECONÓMICA	115
4.1. INTRODUCCIÓN	115
4.2. COSTOS DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS PELTON	115
CONCLUSIONES	117
OBSERVACIONES	118
RECOMENDACIONES	119
BIBLIOGRAFÍA	120
ANEXOS	121



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N° 1:	Horquilla de salto en metros Fuente:	26
Tabla N° 2:	Valores de N_q y N_s para diversos tipos de turbinas	31
Tabla N° 3:	Turbinas de Acción.....	34
Tabla N° 4:	Turbinas de Reacción.....	34
Tabla N° 5:	Ventajas para grandes alturas de salto.....	34
Tabla N° 6:	Ventajas para alturas medias de salto.....	35
Tabla N° 7:	Rodetes Forjados en Proceso MicroGuss y Forjados Totalmente Pelton.....	71
Tabla N° 8:	Eficiencias garantizada a diferentes cargas de la Rueda Pelton Central Hidráulica Charcani V	92
Tabla N° 9:	Eficiencias medidas a diferentes cargas de la Rueda Pelton Central Hidraulica Charcani V	92
Tabla N° 10:	Fabricante, Año de Fabricación, Eficiencias, Vida Útil y Costo de la Turbina Pelton.....	116

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 1:	Transformación de energía hidráulica en energía eléctrica	5
Figura N° 2:	Centrales de pasada, de agua fluyente	7
Figura N° 3:	Centrales hidráulicas de derivación	7
Figura N° 4:	Centrales hidráulicas de regulación	8
Figura N° 5:	Balance hídrico de las centrales hidráulicas de bombeo	9
Figura N° 6:	Central hidráulica de alta presión	10
Figura N° 7:	Sistemas que componen una central hidráulica.....	11
Figura N° 8:	Sistemas que componen una central hidráulica.....	12
Figura N° 9:	Tipos de forma de represas.....	13
Figura N° 10:	Inventor de la Turbina Pelton	19
Figura N° 11:	Turbina Pelton	21
Figura N° 12:	Esquema del rodete de una turbina Pelton.....	24
Figura N° 13:	Vista frontal y sección lateral (izquierda) sección inferior de una cuchara.....	24
Figura N° 14:	Vista de la incidencia del agua de la salida del inyector y el contacto con las cucharas de la rueda Pelton	24
Figura N° 15:	Diseño de una rueda Pelton	28
Figura N° 16:	Componentes de la Central Hidráulica Pelton.....	33
Figura N° 17:	Componentes de una Turbina Pelton de Eje Horizontal.....	35
Figura N° 18:	Esquema de un Distribuidor	37
Figura N° 19:	Inyector – turbina Pelton.	40
Figura N° 20:	Partes de un inyector de una turbina Pelton	41
Figura N° 21:	Perfil de la aguja del inyector	42
Figura N° 22:	Deflector de agua de una turbina Pelton.....	43
Figura N° 23:	Turbina Pelton	45
Figura N° 24:	Detalles de los álabes de una turbina Peltón.....	46
Figura N° 25:	Rotores del Generador	48
Figura N° 26:	Transformadores de potencia	50

Figura N° 27: Partes principales de una Turbina Pelton de Eje Horizontal y un inyector.	52
Figura N° 28: Triángulo de Velocidades.	53
Figura N° 29: Funcionamiento teórico de la turbina Pelton Curvas Características. ...	56
Figura N° 30: Vista esquemática de pérdidas en un aprovechamiento	57
Figura N° 31: Central Hidráulica Charcani V	60
Figura N° 32: Metodología de Diseño Planteada para el Diseño de la Rueda Pelton. Central Hidráulica Charcani V.	61
Figura N° 33: Defectos de fabricación de un rodete Pelton por fundición.....	62
Figura N° 34: Defectos de fabricación de un rodete Pelton por fundición.....	63
Figura N° 35: Rotura de Cuchara de la Central SILZ en 1977 con 2700 horas de operación.	63
Figura N° 36: Rotura de Cuchara de la Central MANTARO SILZ en 2002 con 8000 horas de operación.	64
Figura N° 37: Rotura de Cuchara de la Central MAYOPAMPA en 2004 con cero horas de operación.	64
Figura N° 38: Rotura en la base de la cuchara de la Central CADRESE en 1968 con 8000 horas de operación.	65
Figura N° 39: Comparación de esfuerzos obtenidos en la cuchara en pruebas de ANSIS en Rodetes Pelton.....	65
Figura N° 40: Principales etapas de fabricación del Rodete Pelton Forjado Máquina Herramienta CNC.	67
Figura N° 41: Rodete forjado fabricado por Máquina Herramienta CNC.	67
Figura N° 42: Fresado por Control Numérico de un rodete completamente forjado Turbina Pelton.	68
Figura N° 43: Fresado por Control Numérico Cuchara completamente forjado Turbina Pelton.	68
Figura N° 44: Cucharas de la Rueda Pelton en proceso de fresado	69
Figura N° 45: Rodetes Completamente Forjados Turbina Pelton	69
Figura N° 46: Diseño de la Turbina Pelton para la Central Hidráulica Charcani V....	73
Figura N° 47: Esfuerzos Simulados del Diseño del Rodete Pelton para la Central Hidráulica Charcani V.	74

Figura N° 48: Deformación Total Simulada del Diseño del Rodete Pelton Central Hidráulica Charcani V.	74
Figura N° 49: Diseño de las Cucharas de la Rodete Pelton para la Central Hidráulica Charcani V.	75
Figura N° 50: Esfuerzos Simulados en la Raíz de Cuchara del Rodete Pelton Central Hidráulica Charcani V.	75
Figura N° 51: Deformación de la Cuchara Pelton para la Central Hidráulica Charcani V.	76
Figura N° 52: Deformación del Rodete Pelton en la Dirección X Central Hidráulica Charcani V.	76
Figura N° 53: Deformación del Rodete Pelton en la Dirección y Central Hidráulica Charcani V.	77
Figura N° 54: Deformación del Rodete Pelton en la Dirección Z Central Hidráulica Charcani V.	77
Figura N° 55: Distribución de Presiones en la Cuchara Rodete Pelton para la Central Hidráulica Charcani V.	78
Figura N° 56: Simulación de las Líneas Corriente de Fluido en la Cuchara Rodete Pelton Central Hidráulica Charcani V.	78
Figura N° 57: Simulación de contorno de velocidades en la cucharan Rodete Pelton Central Hidráulica Charcani V.	79

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico N° 1:	Eficiencia de la turbina Pelton	25
Gráfico N° 2:	Caudal y altura de salto definen un punto en el plano	26
Gráfico N° 3:	Envolvente operativa de 3 tipos de turbinas	27
Gráfico N° 4:	Curvas de eficiencia total versus caudal de las diferentes tipos de turbinas hidráulicas.	27
Gráfico N° 5:	Selección de una Turbina Hidráulica por medio de la altura versus el numero especifico de revoluciones de potencia.....	31
Gráfico N° 6:	Selección de una turbina hidráulica por medio del número especifico de revoluciones de potencia versus la altura	32
Gráfico N° 7:	Comparación de resultados obtenidos en pruebas de fatiga por corrosión de diferentes Rodetes Pelton de diferentes materiales y procesos.....	66
Gráfico N° 8:	Al 31 de Mayo del 2012, número de rodetes forjados suministrados o en curso de fabricación por ANDRITZ HYDRO, 656	70
Gráfico N° 9:	Comparación de vida útil y precios de Rodetes Pelton Fundidos y Forjados.....	71

RESUMEN

La Central Hidroeléctrica Charcani V de potencia instalada de 135 MW puesta en funcionamiento en el año 1988 con tres turbinas Pelton cada una con 45 MW de potencia instalada y eficiencia total de 89.00%, ubicada en la Región Arequipa y administrada por la Empresa de Generación Eléctrica de Arequipa S.A. Después de tantos años con esa eficiencia en las turbinas hidráulicas era necesario aumentar la productividad de la central, se procedió a investigar las nuevas tecnologías y metodologías existentes para aumentar la eficiencia total de la central. En la investigación del presente proyecto y en coordinación con el proveedor se plantea el mejoramiento de la eficiencia total de las turbinas pelton, la misma que se verá afectada por distintos factores como: materiales de fabricación, diseño, procedimientos de fabricación, ángulos de ataque y otros. Después de las investigaciones, se desarrolló la construcción y montaje con el proveedor; la puesta en marcha y procedimiento de comprobación de la eficiencia in situ a través del método termodinámico de acuerdo a la norma IEC 41, "Pruebas de aceptación en campo para determinar la eficiencia hidráulica de turbinas hidráulicas, bombas de almacenamiento y turbinas bombas".

Los ensayos se desarrollaron en la Unidad N°1, la eficiencia ponderada garantizada es de 90.81%, las condiciones de medición fueron aceptables, lo cual resultó en una precisa repetición de los puntos medidos y una pequeña incertidumbre en la eficiencia de $\pm 0.57\%$. La potencia de turbina garantizada es 51.39 MW para la altura neta especificada de 707.5 m, características nominales de la Turbina

$N = 600 \text{ RPM}$

$D1 = 1760 \text{ mm}$

$H = 707.5 \text{ m}$

$Q = 8.22 \text{ m}^3/\text{s}$

Por consiguiente con el paso del tiempo y con mejores procesos la eficiencia va a ir en aumento en la mejora de la productividad de la turbinas pelton.

PALABRAS CLAVES: Turbinas Pelton, eficiencia hidráulica, diseño, procedimiento, material.

ABSTRACT

Charcani V Hydroelectric installed capacity of 135 MW put into operation in 1988 with three Pelton turbines each with 45 MW of output power and hydraulic efficiency of 89.70%, located in Arequipa region and managed by the Generation Company Arequipa SA. After so many years with the efficiency of hydraulic turbines was necessary to increase the productivity of the plant, we proceeded to investigate new technologies and methodologies to increase the efficiency of the plant. Manufacturing materials, design, construction procedures, angles of attack: In this research project, in coordination with the supplier improve hydraulic efficiency of the Pelton turbines, the same that will be affected by different factors as outlined. After investigations, the construction and assembly was developed with the supplier; commissioning and testing procedure efficiency through thermodynamic situ method according to the IEC 41 standard, "Field acceptance tests to determine the hydraulic efficiency of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines."

The tests were developed in the No. 1 unit, the weighted efficiency is guaranteed 90.81%, the measurement conditions were acceptable, resulting in a precise repetition of the measured points and a small uncertainty in the efficiency of $\pm 0.57\%$. The power of 51.39 MW turbine is guaranteed for the specified net height of 707.5 m, nominal characteristics of the turbine.

$N = 600 \text{ RPM.}$

$D1 = 1760 \text{ mm}$

$H = 707.5 \text{ m}$

$Q = 8.22 \text{ m}^3 / \text{s}$

Thus with the passage of time and with better efficiency processes will be increasing in improving productivity Pelton turbines.

KEYWORDS: Pelton turbines, hydraulic efficiency, design, process, material.

INTRODUCCIÓN

En el proyecto que presento a continuación, tiene como fin enfocarnos en un estudio y análisis del mejoramiento de eficiencia de una turbina Pelton comparando y analizando materiales, diseños pasados, ángulos de ataque, normas, etc., Además se describirán componentes esenciales de un grupo de generación de energía.

El objetivo de este trabajo de titulación es la necesidad de mejorar el rendimiento, tiene como finalidad realizar todos los estudios necesarios para el mejoramiento de eficiencia de una turbina Pelton de 45 MW, y con este aporte de ingeniería la unidad de generación que tendrá, este tipo de turbina, mejore notablemente su producción por generación, y así poder seguir generando desarrollo para la empresa y la región sur del país.

Teniendo en cuenta estas consideraciones el presente proyecto de tesis se divide de la siguiente manera:

CAPÍTULO I GENERALIDADES: El primer capítulo se inicia con la identificación del problema, descripción del problema, justificación del problema, alcances y limitaciones, antecedentes cuyas interrogantes deberán ser respondidas en el desarrollo de la tesis, precisando con claridad las variables del estudio para facilitar el desarrollo de las mismas, siendo en este caso en el aumento de eficiencia de la turbina pelton de eje vertical instalada desde 1989. Para luego precisar los objetivos del estudio y la hipótesis correspondiente que será contrastada con los resultados del trabajo de investigación.

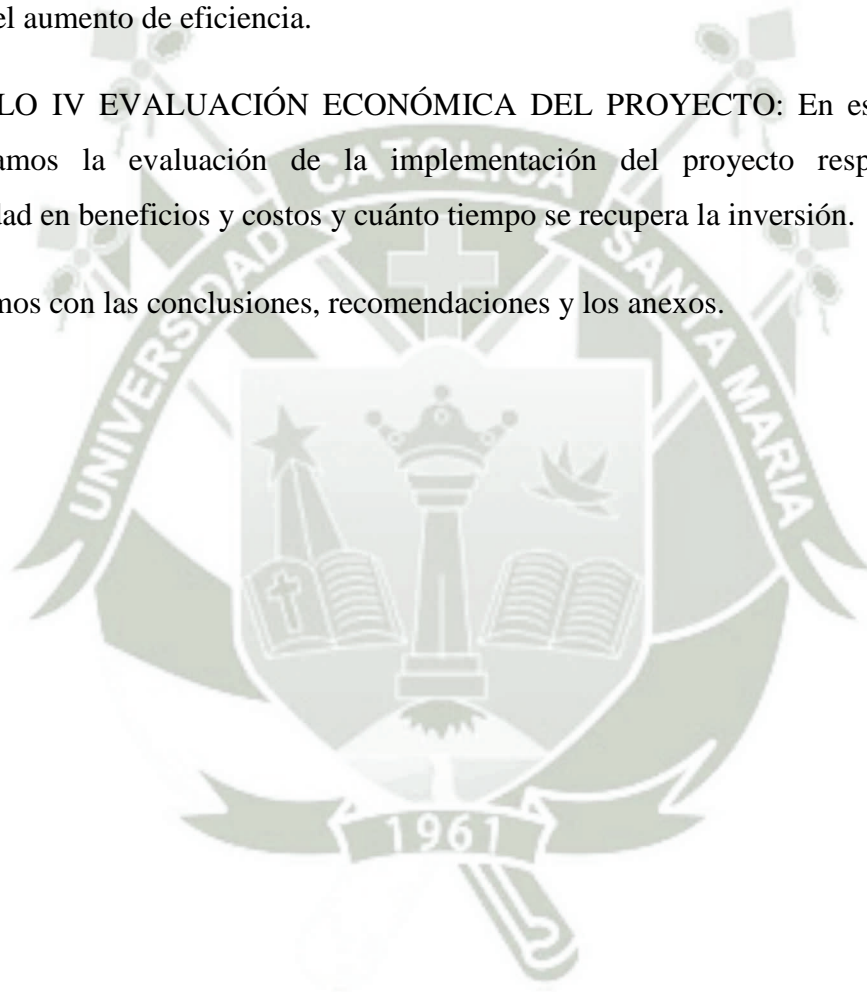
CAPITULO II MARCO TEÓRICO: Los temas desarrollados son: centrales hidroeléctricas, turbinas hidráulicas, funcionamiento de una turbina Pelton así como su eficiencia, selección, materiales de construcción y procedimientos y vida útil.

Se realiza una descripción de la clasificación de las turbinas hidráulicas, y los pasos para calcular las dimensiones de referencias de las turbinas, como ángulos de ataque, vortices, tamaños, etc.

CAPÍTULO III INGENIERÍA DEL PROYECTO: En el presente proyecto planteamos para el mejoramiento de la eficiencia tres métodos; el primero el proceso de manufactura de fabricación, el segundo el diseño por elementos finitos y su simulación por el software ANISIS y el tercero la validación por el cálculo de mejoramiento de una turbina Pelton de eje vertical, mediante la aplicación del método de medición conforme a la norma IEC N° 60041 de 1991, 3ra edición, “Pruebas de aceptación en campo para determinar la eficiencia hidráulica de turbinas hidráulicas, bombas de almacenamiento y turbinas bombas”, Se describen los procedimientos para determinar el mejoramiento teórico del aumento de eficiencia.

CAPÍTULO IV EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO: En este capítulo desarrollamos la evaluación de la implementación del proyecto respecto a su rentabilidad en beneficios y costos y cuánto tiempo se recupera la inversión.

Terminamos con las conclusiones, recomendaciones y los anexos.



CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

La necesidad de mejorar el rendimiento hidráulico con una potencia instalada de la Turbina Pelton de 45 MW, y con este aporte en ingeniería para la unidad de generación aumente la producción por generación, y así poder seguir y generando desarrollo para la empresa y la región sur del país.

El presente Proyecto de Tesis, tiene como finalidad realizar los estudios necesarios para el mejoramiento de eficiencia total de una turbina Pelton de eje vertical para luego evaluar los beneficios obtenidos por el mencionado proyecto, tales como aumento de producción en generación en energía y benéficos económicos.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo General

Realizar el estudio y análisis para el mejoramiento de la eficiencia total de una turbina Pelton, de eje vertical de potencia instalada de 45 MW.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Estudiar el estado del arte en cuanto a diseño, procedimiento y selección de turbinas Pelton de eje vertical.
- Investigar por medio de los procesos de manufactura moderna el procedimiento de construcción de una turbina pelton para aumentar su eficiencia hidráulica.
- Investigar por medio de los procesos de manufactura moderna el procedimiento de construcción de una turbina pelton para aumentar su vida útil.

- Investigar por medio de las metodologías de las turbo máquinas la mejora de diseño para aumentar su eficiencia hidráulica.
- Incrementar la eficiencia total de las turbinas pelton para el Central Hidroeléctrica Charcani V en 1.81%

1.3. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

El problema central lo constituye la necesidad de mejorar la eficiencia total de las turbinas pelton de eje vertical de 45 MW, debido que viene trabajando desde sus inicios de 1989 con una eficiencia total d 89.00% y por consiguiente la ciencia y la tecnología ha evolucionado significativamente, de allí parte la inquietud de este proyecto de tesis que es de vital importancia en la generación de energía hidroeléctrica limpia ecológicamente e influye directamente en la potencia a entregar por la unidad de generación, repercutiendo además en notables ingresos económicos para la empresa.

Hoy en día realizamos gran cantidad de acciones que con llevan a un consumo de energía y pasan prácticamente desapercibidas para nosotros. Desde encender la luz por la mañana, a calentarnos la comida o el mismo transporte para trasladarnos o mover mercancía.

La energía ayuda a satisfacer las necesidades básicas, pero también se está convirtiendo en un factor clave para el desarrollo. La tecnología, las telecomunicaciones, la educación; dependen de la energía, y muchas veces resaltan la competitividad de una empresa en un mercado cada vez más global.

Sin embargo, el reparto de la energía no es para nada equitativo en el planeta. En muchas zonas rurales del planeta aún no ha llegado este servicio que parece tan básico en el quehacer diario. Esta situación limita las capacidades productivas y de bienestar de muchos países en vías de desarrollo.

Es por ello que se tiene que aportar en mejorar la eficiencia de una turbina Pelton de 45 MW, que servirá para seguir contribuyendo con el desarrollo primordial de la ciudad de Arequipa y la zona Sur del Perú así como contribuir al progreso de la propia empresa.

1.4. LOCALIZACIÓN DEL PROYECTO

La Central Hidráulica Charcani V se encuentra ubicada a orillas del río Chili en la margen derecha aproximadamente a 20 Km. de la ciudad de Arequipa y 2963 m.s.n.m., en el distrito de Alto Selva Alegre, provincia y departamento de Arequipa. Inaugurada en 1989. Es la única hidroeléctrica del mundo construida en el interior de un volcán (el Misti). Capta el agua de la represa de Aguada Blanca y la conduce por un túnel de 10 kms., para que luego de una abrupta caída de 706 metros con una presión de 70 bar, esto genera 135 MW.

1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES

1.5.1. Alcances

El presente proyecto tiene por alcance investigar y realizar el aumento de la eficiencia total de las turbinas Pelton de eje vertical de potencia instalada de 45 MW desde el año 1989, por medio de procedimiento de procesos de manufactura moderna en la construcción de la turbina, mejora en el diseño de las cucharas para luego ser validado por la Norma IEC 41, “Pruebas de aceptación en campo para determinar la eficiencia hidráulica de turbinas hidráulicas, bombas de almacenamiento y turbinas bombas”.

1.5.2. Limitaciones

Este proyecto tiene por limitación que solo se estudiará para el caso de turbinas Pelton de eje vertical de 45 MW instalada en la central Hidroeléctrica de Charcani V desde al año 1989 con una eficiencia total de 89.00 % y que sigue funcionando a la actualidad. La particularidad es que solo se estudiara a este tipo de turbina por de suma importancia en la generación de unidades de electricidad para la Empresa EGASA porque dicha central sigue generado electricidad con un factor de planta alto donde dicha central tiene una potencia instalada de 135 MW, además de solo hacer parte referencial de elementos complementarios en la descripción de otros componentes esenciales de los grupos generadores.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. CENTRALES HIDROELÉCTRICAS

2.1.1. La energía hidroeléctrica¹

El origen de la energía hidráulica está en el ciclo hidrológico de las lluvias y por tanto, en la evaporación solar y la climatología, que remontan grandes cantidades de agua a zonas elevadas de los continentes alimentando los ríos. Este proceso está originado, de manera primaria, por la radiación solar que recibe la Tierra.

Estas características hacen que sea significativa en regiones donde existe una combinación adecuada de lluvias, desniveles geológicos y orografía favorable para la construcción de presas. Es debida a la energía potencial contenida en las masas de agua que transportan los ríos, provenientes de la lluvia y del deshielo. Puede ser utilizada para producir energía eléctrica mediante un salto de agua, como se hace en las centrales hidroeléctricas.

La energía hidráulica tiene la cualidad de ser renovable, pues no agota la fuente primaria al explotarla, y es limpia, ya que no produce en su explotación sustancias contaminantes de ningún tipo. Sin embargo, el impacto medioambiental de las grandes presas, por la severa alteración del paisaje e, incluso, la inducción de un microclima diferenciado en su emplazamiento, ha desmerecido la bondad ecológica de este concepto en los últimos años.

Al mismo tiempo, la madurez de la explotación hace que en los países desarrollados no queden apenas ubicaciones atractivas por desarrollar nuevas centrales hidroeléctricas, por lo que esta fuente de energía, que aporta una cantidad significativa de la energía eléctrica en muchos países.

¹ ZOPPETTI, G. (1979). Centrales Hidroeléctricas. Cuarta Edición. Editorial Gustavo Gili S.A. Barcelona.

2.1.2. Definición de una central hidroeléctrica²

Una central hidroeléctrica puede definirse como instalaciones mediante las que se consigue aprovechar la energía potencial contenida en una masa de agua situada a una cierta altura, transformándola en energía eléctrica. Esto se logra conduciendo el agua desde el nivel en el que se encuentra, hasta un nivel inferior en el que se sitúan una o varias turbinas hidráulicas que son accionadas por el agua y que a su vez hacen girar uno o varios generadores, produciendo energía eléctrica en alternadores.

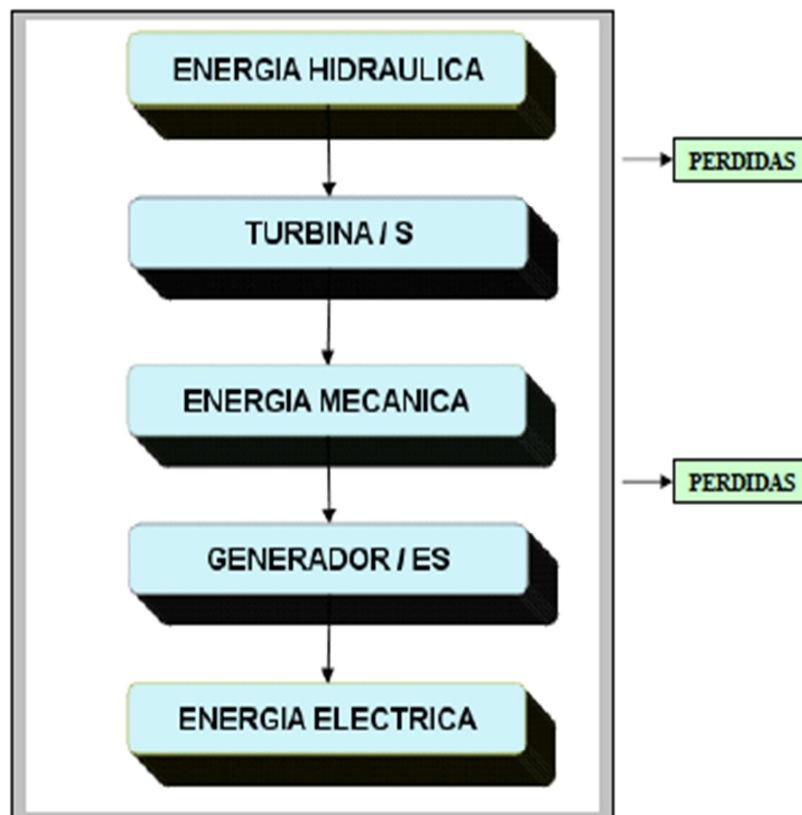


Figura N° 1: Transformación de energía hidráulica en energía eléctrica.

Fuente: Zopetti, G. (1979).

El costo de construcción de estas centrales es elevado pero se compensan con los bajos gastos de explotación y mantenimiento luego la puesta en marcha de las mismas. Como consecuencia de esto, las centrales hidráulicas son las más rentables en comparación con los restantes tipos.

² Polo Encinas, M. (1983). Turbomáquinas Hidráulicas, Tercera edición, Limusa.

Estas centrales suelen ubicarse lejos de los grandes centros de consumo y el lugar de asentamiento de las mismas está condicionado por las características del terreno.

Las turbinas hidráulicas son accionadas por el agua como consecuencia de la energía cinética o a la de presión que ha desarrollado en su descenso. Anteriormente, el agua es retenida, encauzada y controlada.

Los modelos más relevantes de estas máquinas motrices son las turbinas Pelton, Francis, Kaplan y de hélice. La fuente de la energía mecánica es el agua. Ésta se transforma en energía cinética que a su vez acciona un generador eléctrico.

2.1.3. Clasificación de las hidroeléctricas³

En virtud de su localización pueden ser:

Según discurre el agua:

- **Centrales de Pasada, de agua fluyente.**

No cuentan con reserva de agua. Centrales de gran caudal y pequeña altura. Potencia máxima en temporada de lluvias, mínima o nula en tiempo seco. Centrales de base.

Esta clase de centrales utiliza el agua mientras ésta fluye normalmente por el cauce de un río. Se sitúan en los lugares en que la energía hidráulica ha de emplearse en el momento mismo que se tiene disposición de ella, con el fin de accionar las turbinas hidráulicas.

El caudal suministrado varía dependiendo de las estaciones del año. Cuando las precipitaciones son abundantes (temporada de aguas altas), estas centrales producen su máxima potencia y el agua excedente sigue de largo. En la temporada de aguas bajas, cuando el tiempo es seco, la potencia desarrollada disminuye notablemente.

Generalmente son construidas formando presa sobre el cauce de los ríos, con el objetivo de mantener un desnivel constante en el caudal de agua.

³ Zoppetti, G. (1979). Centrales Hidroeléctricas. Cuarta Edición. Editorial Gustavo Gili S.A. Barcelona.

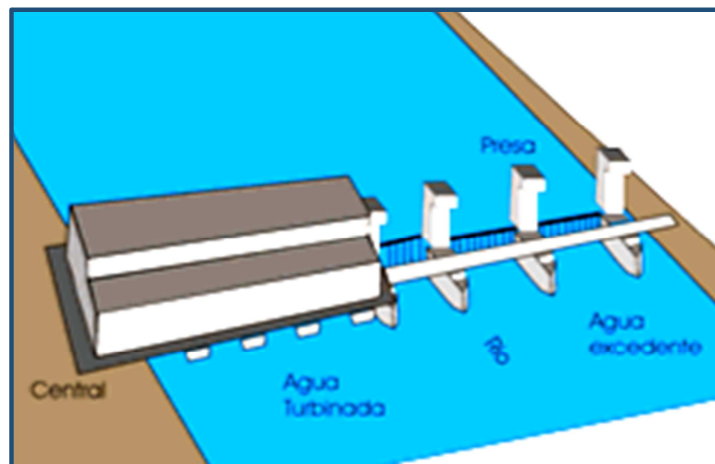


Figura N° 2: Centrales de pasada, de agua fluyente

Fuente: Zoppetti, G. (1979).

- **De derivación. Constan de:**

Pequeña presa para desviar el agua hacia la turbina, galería de conducción, chimenea de equilibrio, tubería forzada, central, canal de desagüe.

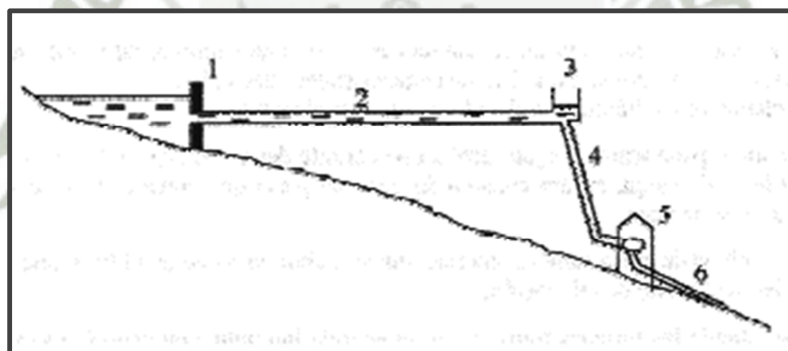


Figura N° 3: Centrales hidráulicas de derivación

Fuente: Zoppetti, G. (1979).

(1) Pequeña presa de derivación cuya misión es elevar el plano de las aguas para permitir la entrada de las mismas a (2) un canal de derivación que llega hasta (3) chimenea de equilibrio (colector que reúne las aportaciones del canal en un solo lugar) de donde arrancan (4) las tuberías forzadas que conducen el caudal a (5) la central para ser restituidas al cauce natural mediante (6) el canal de desagüe o socaz.

- **Centrales de agua embalsada o de regulación:**

Presas que acumula agua proveniente de grandes lagos o pantanos artificiales en embalse superior, denominados embalses, logrados a partir de la construcción de presas. Regulación del caudal. Gran altura, pequeño caudal. Producción variable según demanda. Centrales de punta.

Un embalse tiene la capacidad de hacinar los caudales de los ríos afluentes. El agua almacenada se utiliza mediante los conductos que la dirigen hacia las turbinas.

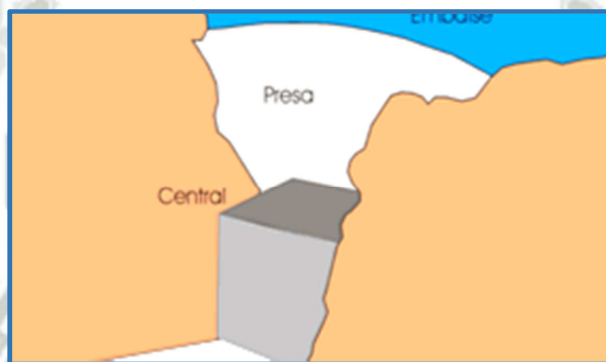


Figura N° 4: Centrales hidráulicas de regulación

Fuente: Zoppetti, G. (1979).

- **Centrales de Regulación**

Esta clase de central de embalse se caracteriza por los volúmenes de agua que son capaces de acumular en el embalse, los cuales representan períodos de aportes de caudales medios anuales, más o menos duraderos.

Esta característica le da la posibilidad de asistir cuando los caudales se encuentran bajos, así como también cubrir eficientemente las horas punta de consumo.

- **Centrales de Bombeo o Centrales de Acumulación**

- Dos embalses a distinta altura (almacenes de energía)
- Demanda irregular. Demanda mayor (punta): se turbinan el agua del embalse superior. Demanda menor (valle): se bombea el agua del embalse inferior hacia el superior (turbina / bomba). Centrales térmicas y nucleares pueden

trabajar con un régimen más uniforme, con mejores rendimientos y con un mayor factor de utilización, que repercute de forma favorable en el coste del kW/h producido

- o Tiempo de arranque muy corto.

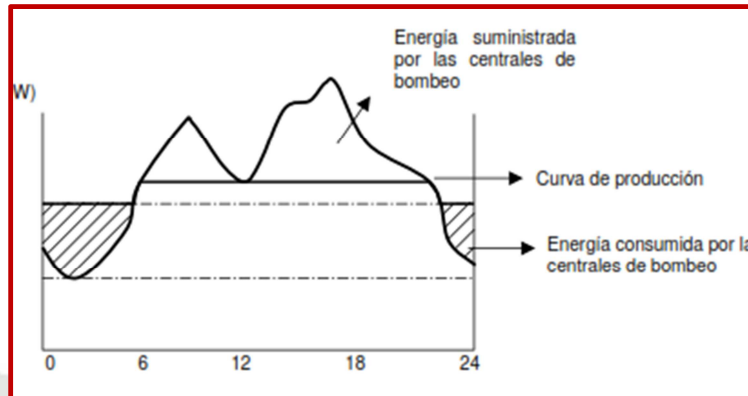


Figura N° 5: Balance hídrico de las centrales hidráulicas de bombeo

Fuente: Zoppetti, G. (1979).

Según el salto de agua:

- **Centrales de alta presión**

- Son aquellas centrales que tienen un valor de salto hidráulico mayor a los 200 m.
- Aproximadamente. Los caudales desalojados a través de estas centrales son pequeños, de solo 20 m³/s por máquina.
- El lugar de emplazamiento suele ser en zonas de alta montaña, debido que aprovechan el agua de torrentes que desemboca en los lagos naturales.
- Estas centrales sólo emplean turbinas Pelton y turbinas Francis, las cuales reciben el agua mediante conductos de extensa longitud.

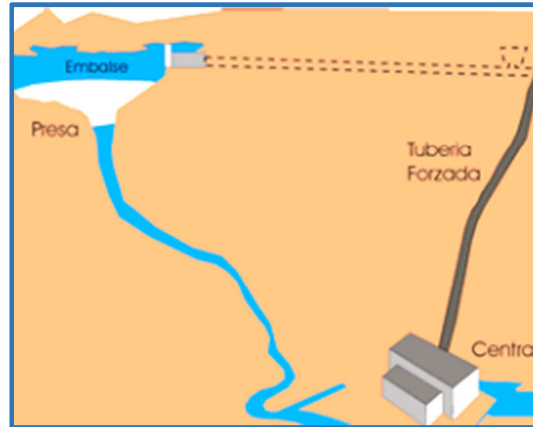


Figura N° 6: Central hidráulica de alta presión

Fuente: Fernández, P. (2005)

- **Centrales de media presión**

- Los saltos hidráulicos que forman estas centrales, poseen una altura de entre 200 y 20 m aproximadamente. Esta característica les permite desaguar caudales de hasta 200 m³/s por cada turbina. El funcionamiento de estas centrales está condicionado por embalses de gran tamaño, formados en valles de media montaña.
- En estas centrales, las turbinas empleadas son de tipo Francis y Kaplan; en el caso de los saltos de mayor altura, puede que sean utilizadas turbinas Pelton.

- **Centrales de baja presión**

- Se consideran como tales, las centrales que poseen saltos hidráulicos inferiores a 20 m.
- Suelen asentarse en valles amplios de baja montaña y cada turbina está alimentada por caudales que superan los 300 m³/s.
- Debido a las alturas y a los caudales deben utilizarse turbinas de tipo Francis y Kaplan.

2.1.4. Esquema de central hidráulica

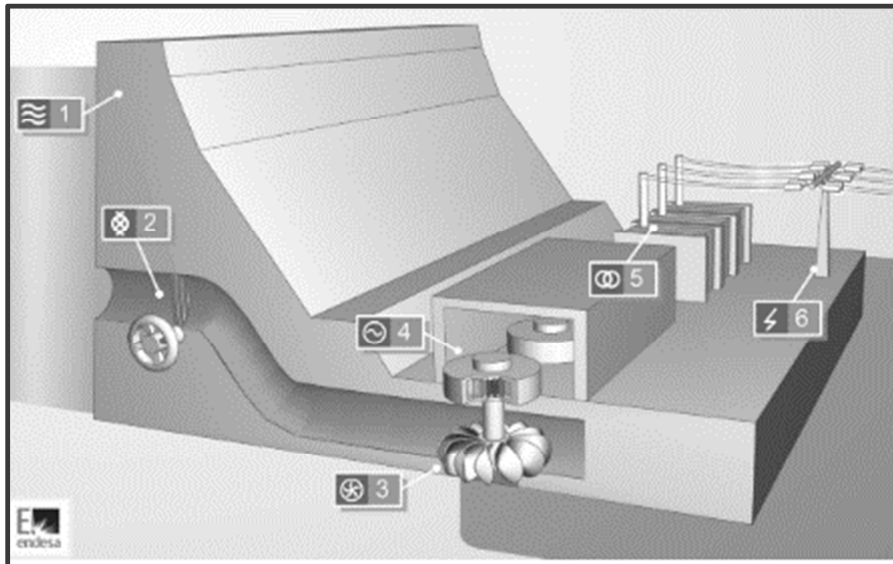


Figura N° 7: Sistemas que componen una central hidráulica

Fuente: Polo Encinas, M. (1983)

- 1) **Embalse.** Permite disponer de una reserva de agua que utilizará la central asociada para producir energía eléctrica en función de la demanda
- 2) **Válvula.** Es el control de acceso del agua
- 3) **Turbina hidráulica.** El agua proveniente del embalse o directamente del río mueve los álabes haciendo girar la turbina. La turbina hidráulica permite así convertir la energía cinética (masa a una cierta velocidad) del agua en energía mecánica de rotación. La turbina está acoplada al alternador.
- 4) **Alternador.** Está acoplado a la turbina hidráulica y es movido por ésta. Su función es la de convertir la energía mecánica de rotación de la turbina en energía eléctrica
- 5) **Transformador.** Eleva la tensión eléctrica generada en el alternador (entre 6 y 20 kV) hasta la tensión de la red de transporte (132, 220 ó 440kV).
- 6) **Red Eléctrica.** Recibe la electricidad de las centrales generadoras y la transporta a los puntos de consumo. La red eléctrica española posee un alto grado de mallado así

como interconexiones con otros países, lo que permite minimizar los efectos del fallo en un equipo de generación o en la propia red de transporte

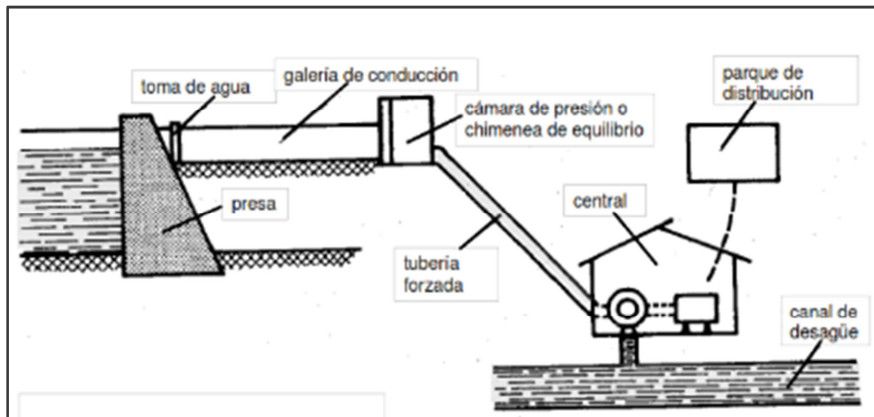


Figura N° 8: Sistemas que componen una central hidráulica

Fuente: Zoppetti, G. (1979).

2.1.5. Componentes de una central hidráulica

Presa. Su misión es conseguir el salto de agua, desviar caudales y/o almacenamiento de agua. La elección del tipo de presa depende de la configuración del valle y de las características mecánicas del terreno.

2.1.6. Clasificación por su forma de trabajo: de gravedad y de bóveda

- Presas de gravedad. Par de vuelco producido por el empuje de las aguas se compensa con el par de la reacción que el suelo ejerce sobre la presa. La estabilidad de la presa está confiada a su propio peso y al esfuerzo del terreno sobre el que se apoya
- Presas de bóveda. El esfuerzo debido al empuje del agua se transmite hacia las laderas del valle, para lo cual la presa debe estar dotada de una cierta curvatura que transmita la componente horizontal del empuje hacia los laterales del valle.

2.1.7. Esquema de los dos tipos de presa

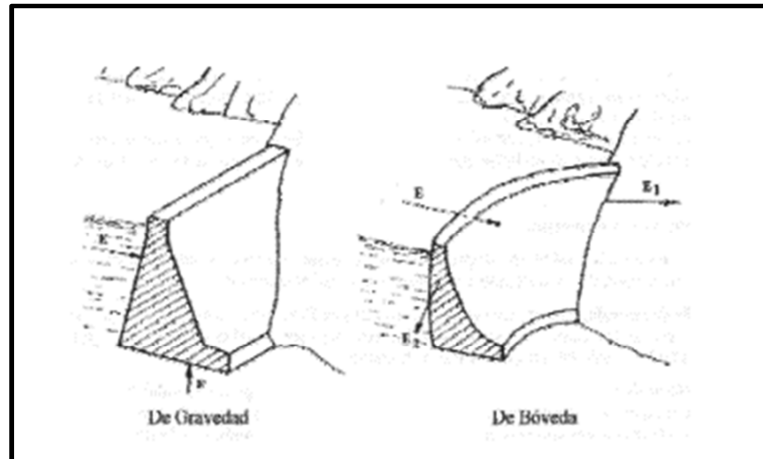


Figura N° 9: Tipos de forma de represas

Fuente: Zoppetti, G. (1979).

2.1.8. Elementos de una central hidráulica

- Toma de agua. Zona de obra donde se capta el agua necesaria para el accionamiento de las turbinas. Las aperturas por donde entra el agua están protegidas para evitar que pasen a la turbina cuerpos en suspensión o flotación (limpieza periódica de rejillas).
- Galería de conducción. El agua circula debido a los ligerísimos desniveles entre sus extremos (velocidades pequeñas). Hechas de hormigón con juntas de dilatación para contrarrestar el efecto de los cambios de temperatura.
- Tubería de presión o forzada. Soportan grandes presiones en toda su superficie. Trazado según terreno. Hechas de acero con juntas de dilatación.
- Chimenea de equilibrio. Amortigua el golpe de ariete. El agua fluctúa en ella según la presión en las conducciones. Se sitúan en la zona de unión de las galerías de conducción y las tuberías forzadas.

2.1.9. Según el salto de agua la configuración de las turbinas es distinta

- Centrales de alta presión. Saltos grandes (> 300 m.), pequeños caudales desalojados (20m/s). Turbinas Pelton y Francis que reciben agua mediante tuberías de gran longitud. Zonas de alta montaña.
- Centrales de media presión. Saltos y caudales medios (15-300 m. y 200 m/s). Turbinas Pelton, Francis y Kaplan. Embalses grandes.
- Centrales de baja presión. Saltos pequeños (< 15 m.), gran caudal (>300 m/s). Turbinas Kaplan o Francis. Valles amplios de baja montaña. Zoppetti, G. (1979).

2.1.10. Clasificación dependiendo del servicio que brinden

2.1.10.1. Centrales de Base o Centrales Principales

Su función es suministrar energía eléctrica en forma permanente; la instalación suele estar en marcha durante largos períodos de tiempo y no debe sufrir interrupciones de la instalación.

Este tipo de centrales se caracterizan por su alta potencia, y generalmente, se trata de centrales nucleares, térmicas e hidráulicas.

2.1.10.2. Centrales de Punta

Estas centrales tienen como principal función cubrir la demanda de energía eléctrica cuando existen picos de consumo, o sea horas punta. Trabajan en espacios cortos de tiempo durante determinadas horas, su funcionamiento es periódico.

Debido a la capacidad de respuesta necesaria, generalmente suelen ser centrales hidráulicas o térmicas. Las centrales de punta sirven de apoyo a las centrales de base.

2.1.10.3. Centrales de Reserva

El concepto de reserva económica implica la disponibilidad de instalaciones capaces de sustituir, total o parcialmente, a las centrales de base en las siguientes situaciones: escasez o falta de materias primas (agua, carbón, fuel-oil, etc).

El concepto de reserva técnica comprende la programación de determinadas centrales para reemplazar a las centrales de producción elevada en el caso de fallas en sus maquinarias. Las centrales a las que se suele recurrir en esos casos son las hidráulicas o con turbinas de gas debido a la rápida capacidad de respuesta.

2.1.10.4. Centrales de Socorro

Si bien tienen el mismo propósito que las centrales anteriores, se diferencian en que estas son pequeñas centrales autónomas y transportables en camiones, trenes o barcos, suelen ser accionadas por motores Diesel.

2.1.11. Ventajas y desventajas

Ventajas

- Energía renovable
- Contaminación baja, no se crean residuos
- Conversión de energía mecánica a mecánica, no hay calor, alto rendimiento (80-90%)
- Coste combustible
- Facilidad de conexión y desconexión (5 minutos)
- Suministro en las horas pico de demanda
- La turbina hidráulica es una máquina sencilla, eficiente y segura, que puede ponerse en marcha y detenerse con rapidez y requiere poca vigilancia siendo sus costes de mantenimiento, por lo general, reducidos

Desventajas

- Fuerte inversión y gran tiempo de construcción
- Inundación de grandes superficies geográficas
- Acoplamiento temporal, dependencia de las lluvias

- Golpe de ariete: disminuye bruscamente la potencia demandada al generador, ocasiona deformaciones y vibraciones
- Cavitación: espacios huecos (cavidades llenas de gas o vapor) por las reducciones de presión cuando una más líquida se mueve a gran velocidad, reduce la velocidad del alternador y produce corrosión.

2.2. CONCEPTOS GENERALES DE TURBINAS⁴

2.2.1. Turbinas

Las turbinas hidráulicas tienen como misión transformar la energía potencial y cinética del agua en energía mecánica de rotación. Las turbinas son turbomáquinas que permiten la transferencia de la energía del agua en energía de giro a un rotor provisto de alabes mientras que el flujo pasa a través de estos; transforma la energía hidráulica en energía mecánica de rotación de su eje.

La turbina hidráulica tiene una rica y variada historia, y ha sido desarrollada como un proceso natural que ha evolucionado a partir de la rueda hidráulica.

El principio de funcionamiento para el aprovechamiento hidráulico se basa en el flujo de agua, que con una altura estática y un caudal definido, entra a una cámara espiral, pasa a las cucharas - cangilones del rodete y produce un momento de giro que se transmite al generador para la producción de energía.

En relación a la gran combinación de alturas y caudales de las centrales eléctricas, se requieren diferentes tipos de turbinas, en las que se encuentran las turbinas de acción y las de reacción.

El empleo de la turbina hidráulica para la generación de electricidad, utilizada originalmente para impulsar directamente la maquinaria, es una actividad relativamente reciente. Gran parte de su desarrollo ocurrió en Francia, que, al contrario que en Inglaterra, no disponía de las fuentes de hulla, abundantes y baratas, que impulsaron la

⁴ Golden, F; Batres de la Vega, L y Terrones, G; (1989). Termofluidos, Turbomáquinas y Maquinas Térmicas. Editorial: Continental S.A. México.

revolución industrial en el siglo XVIII. La Francia del Siglo XIX encontró que su recurso energético más abundante era el agua. Polo Encinas, M: (1983)

Puesto que se trata de una turbomáquina, su principio de funcionamiento se basa en la ecuación de Euler. La aplicación más extendida de las turbinas hidráulicas es la generación de energía eléctrica.

2.2.2. Clasificación de las turbinas

La energía potencial del agua, se convierte en energía motriz en la turbina, con arreglo a dos mecanismos básicamente diferentes:

2.2.2.1. Según el grado de reacción

Las turbinas se clasifican en turbinas de acción o de impulso y en turbinas de reacción, diferenciándose unas de otras en el modo de transformar la energía del agua.

En las turbinas de acción, la presión permanece constante en todo el rodete (presión atmosférica), por lo tanto la altura de presión absorbida por el rodete H_p es nula; y, en consecuencia, el grado de reacción de estas turbinas debe ser igual a cero.

En las turbinas de reacción, la presión a la entrada del rodete es mayor que la presión a la salida del mismo, por tanto la altura de presión es diferente de cero. El grado de reacción de estas máquinas se halla comprendido entre cero y uno.

2.2.2.2. Según la dirección del flujo en el rodete

Las turbinas pueden ser de flujo radial, de flujo radio-axial, de flujo axial y de flujo tangencial. Por ejemplo, las turbinas Pelton.

En las turbinas de flujo radial las partículas de fluido recorren trayectorias inscrita en un plano perpendicular al eje de la máquina. La velocidad del fluido en ningún punto del rodete tiene componente axial (paralela al eje). Es el caso, por ejemplo, de las turbinas Francis puras.

En las turbinas de flujo radio-axial o diagonal las partículas de fluido recorren en el rodete trayectorias situadas en una superficie cónica. La velocidad tiene las tres

componentes: radial, axial y tangencial.

En las turbinas de flujo axial las partículas de fluido recorren en el rodete trayectorias situadas en un cilindro coaxial con el eje de la máquina. La velocidad del fluido en ningún punto del rodete tiene componente radial. Solo tiene dos componentes: axial y periférica (tangencial). Por ejemplo, las turbinas Kaplan y de Hélice.

2.2.3. Turbinas de acción y reacción

En las turbinas activas el agua no es entregada alrededor del rodete sino en chorros independientes; utilizan únicamente la velocidad del flujo de agua para girar.

En las turbinas de acción se convierte previamente la energía de presión del fluido en energía cinética, creando un chorro libre en la atmósfera. Este chorro se hace incidir sobre los álabes de un rotor, que gira asimismo en el seno de la atmósfera, desviando el chorro, apareciendo por ello un par sobre él que se utiliza para extraer la energía.

La turbina de chorro libre fue inventada alrededor de 1880 por Lester Pelton, quien después le dio su nombre. Por lo tanto, la materialización más común de este tipo de máquinas es la turbina Pelton. En la figura 1 se muestra el esquema de una de ellas. Son máquinas robustas y simples, capaces de un buen rendimiento.

a. Turbinas de acción.

Son aquellas en las que el fluido de trabajo no sufre un cambio de presión importante en su paso a través de rodete.

- Aprovechan la velocidad del flujo de agua.
- El fluido de trabajo no sufre un cambio de presión importante.
- Son de admisión parcial.
- El rodete no está inundado.
- Se encuentra a la presión atmosférica.
- No tiene tubo de aspiración.

b. Turbinas de reacción.

Son aquellas en las que el fluido de trabajo si sufre un cambio de presión importante en su paso a través de rodete.

- Aprovechan además la pérdida de presión que se produce en su interior.
- Fluido de trabajo si sufre un cambio de presión importante.
- Son de admisión total.
- La presión a la entrada del rodete es superior a la atmosférica.
- El rodete está inundado.
- La salida de la tubería se encuentra en el nivel de aguas abajo.

2.2.4. Turbina Pelton⁵

La turbina Pelton fue inventada por Lester A. Pelton. Esta turbina se define como una turbina de acción, de flujo tangencial y de admisión parcial. Opera más eficientemente en condiciones de grandes saltos, bajos caudales y cargas parciales.

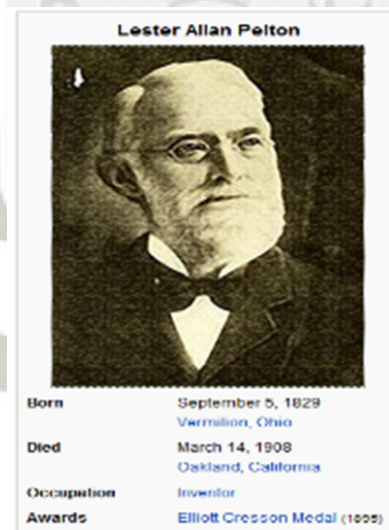


Figura N° 10: Inventor de la Turbina Pelton

Fuente: Polo Encinas, M. (1983)

⁵ Mataix, C. (1982). Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas (2 ed.). Editorial: Oxford, UK: Oxford University Press.

Las turbinas Pelton, conocidas también como turbinas de presión por ser ésta constante en la zona del rotor, de chorro libre, de impulsión, de admisión parcial por atacar el agua sólo una parte de la periferia del rotor.

Las turbinas Pelton son las turbinas de acción más utilizadas y son recomendadas en centrales que dispongan grandes alturas de trabajo y bajo caudal. Así mismo entran en el grupo de las denominadas turbinas tangenciales y turbinas de acción. Es utilizada en saltos de gran altura (alrededor de 200 m y mayores), y caudales relativamente pequeños (hasta 10 m³/s aproximadamente).

Son de buen rendimiento para amplios márgenes de variación del caudal (entre 30% y 100 % del caudal máximo). Pueden ser instaladas con el eje en posición vertical u horizontal, siendo esta última disposición la más adecuada.

Básicamente la turbina Pelton consta de las siguientes partes: inyector, rotor y carcaza. El rotor puede ser de una sola pieza o ensamblado. Tiene uno o más inyectores cuyos chorros libres inciden sobre una serie de cucharas montadas sobre la periferia de un disco. El torque es generado por la deflexión del chorro en las cucharas del rotor.

La mejora más significativa hecha por Pelton fue introducir las cucharas dobles simétricas. El nervio central rígido separa el flujo en dos mitades iguales, los cuales son desviados hacia los lados.

En las grandes instalaciones hidroeléctricas este tipo de turbinas solo es considerado para alturas mayores a 150 metros. Para aplicaciones en micro hidroenergía puede ser usada para saltos mucho menores. Por ejemplo una turbina Pelton que gira a una alta velocidad de rotación puede ser usada para generar 1 Kw con alturas inferiores a 20 metros. Para potencias más grandes la velocidad de rotación disminuye y el rotor se hace muy grande.

La tobera o toberas (una turbina de eje vertical puede tener hasta seis toberas) transforman la energía de presión del agua en energía cinética. Cada tobera produce un chorro, cuyo caudal se regula mediante una válvula de aguja. Suelen estar dotadas de un deflector, cuya misión es desviar el chorro para evitar que, al no incidir sobre los álabes, se embale la turbina, sin tener que cerrar bruscamente la válvula de aguja, maniobra que podría producir un golpe de ariete.

Opera más eficientemente en condiciones de grandes saltos, bajos caudales y cargas parciales. Las turbinas de acción tienen la peculiaridad de aprovechar solamente la energía cinética del fluido, no existe, gradiente de presión entre la entrada y la salida de la máquina. El grado de reacción es cero.

En la turbina Pelton actual la energía cinética del agua, en forma de chorro libre, se genera en una tobera colocada al final de una tubería de presión. La tobera está provista de una aguja de cierre para regular el gasto, constituyendo el órgano de alimentación y de regulación de la turbina.

El alabe tiene forma de doble cuchara, con una arista diametral sobre la que incide el agua, produciéndose una desviación simétrica en dirección axial, buscando un equilibrio dinámico de la máquina en esa dirección. Jara, W. (1998).

Por ser el ataque del agua en sentido tangencial a la rueda se le denomina también turbina “tangencial”, por tener el fluido un recorrido axial a su paso por el álabe, se clasifica también entre las máquinas de tipo axial.



Figura N° 11: Turbina Pelton

Fuente: Zopetti, G. (1979).

2.2.5. Principio de funcionamiento de las turbinas Pelton

Una vez identificados los componentes de las turbinas Pelton, y conocidas las funciones respectivas, se entiende fácilmente el funcionamiento de las mismas.

La sucesiva transformación de la energía se efectúa del modo siguiente. La energía potencial gravitatoria del agua embalsada, o energía de presión hasta los orificios de las toberas, se convierte, prácticamente sin pérdidas, en energía cinética, al salir el agua a través de dichos orificios en forma de chorros libres, a una velocidad que corresponde a toda la altura del salto útil, estando referida ésta, para el caso concreto de las turbinas Pelton, al centro de los chorros considerados.

Se dispone de la máxima energía cinética en el momento en que el agua incide tangencialmente sobre el rodete, empujando los álabes que lo forman, obteniéndose el trabajo mecánico deseado.

Las formas cóncavas de los cangilones hacen cambiar la dirección del chorro de agua, saliendo éste, ya sin energía apreciable, por los bordes laterales, sin ninguna incidencia posterior sobre los cangilones sucesivos. De este modo, el chorro de agua transmite su energía cinética al rodete, donde queda transformada instantáneamente en energía mecánica. Mataix, C.(1982).

La válvula de aguja, gobernada por el regulador de velocidad, cierra más o menos el orificio de salida de la tobera, consiguiendo modificar el caudal de agua que fluye por ésta, al objeto de mantener constante la velocidad del rodete, evitándose embalamiento o reducción del número de revoluciones del mismo, por disminución o aumento respectivamente de la carga solicitada al generador.

La línea que divide a cada cangilón en dos partes simétricas, corta al chorro de agua, seccionándolo en dos láminas de fluido, teóricamente del mismo caudal, precipitándose cada una hacia la concavidad correspondiente. Tal disposición permite contrarrestar mutuamente los empujes axiales que se originan en el rodete, equilibrando presiones sobre el mismo, al conseguir cambiar, simétrica y opuestamente, los sentidos de ambas láminas de agua.

Para el correcto funcionamiento del Generador Pelton, se debe observar con claridad sus necesidades, tomando en cuenta que la puesta en marcha y parada debe cumplir ciertos requerimientos, de tal manera que éstos pueden ser controlados adecuadamente y de ésta forma su funcionamiento sea el adecuado.

- La energía potencial del agua embalsada, o energía de presión, hasta los orificios de salida de las toberas, se convierte en energía cinética, al salir el agua a través de dichos orificios en forma de chorros libres
- Estos chorros de agua incide tangencialmente sobre el rodete, empujando a los cangilones que lo forman, obteniéndose el trabajo mecánico deseado.
- Las formas cóncavas de los cangilones hacen cambiar la dirección del chorro de agua, saliendo éste, ya sin energía apreciable, por los bordes laterales, sin ninguna incidencia posterior sobre los cangilones sucesivos.
- De este modo, el chorro de agua transmite su energía cinética al rotor, donde queda transformada instantáneamente en energía mecánica.
- La aguja, gobernada por el regulador de velocidad, cierra más o menos el orificio de salida de la tobera, consiguiendo modificar el caudal de agua que fluye por ésta, a fin de mantener constante la velocidad del rotor, evitándose embalamiento o reducción del número de revoluciones. Polo Encinas, M. (1983).
- La arista del cangilón corta al chorro de agua, seccionándolo en dos láminas de fluido, simétricas y teóricamente del mismo caudal
- Esta disposición permite contrarrestar mutuamente los empujes axiales que se originan en el rotor equilibrando presiones sobre el mismo, al cambiar, simétrica y opuestamente los sentidos de ambas láminas de agua.

2.2.6. Características del rodete

El rodete de una turbina Pelton es una rueda con álabes en forma de cucharas o cangilones, con un diseño característico, situados en su perímetro exterior. Sobre estas cucharas es sobre las que incide el chorro del inyector, de tal forma que el choque del chorro se produce en dirección tangencial al rodete, para maximizar la potencia de propulsión.

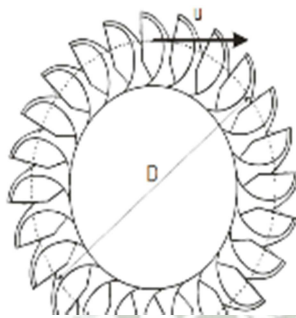


Figura N° 12: Esquema del rodete de una turbina Pelton

Fuente: Renedo, C. (2010)

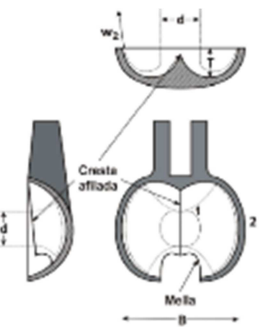


Figura N° 13: Vista frontal y sección lateral (izquierda) sección inferior de una cuchara

Fuente: Renedo, C. (2010)

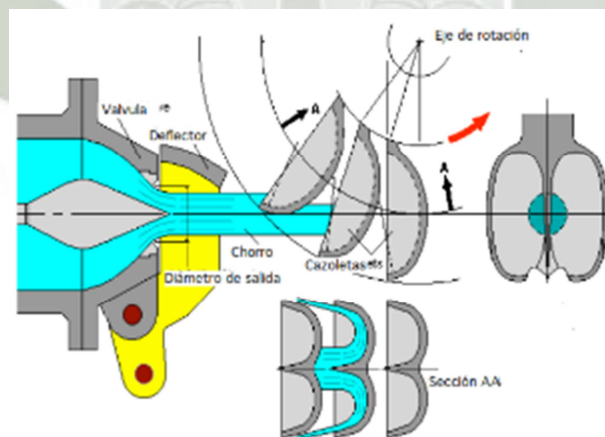


Figura N° 14: Vista de la incidencia del agua de la salida del inyector y el contacto con las cucharas de la rueda Pelton

Fuente: Renedo, C. (2010)

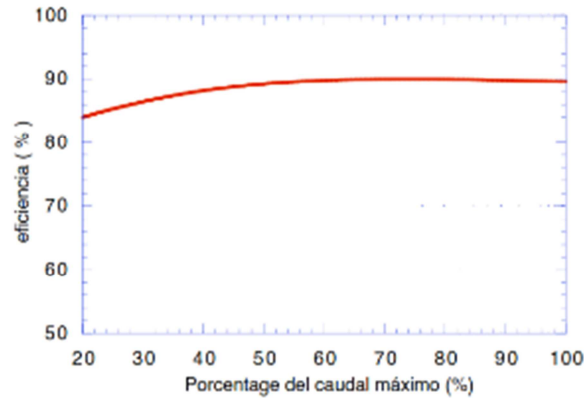


Gráfico N° 1: Eficiencia de la turbina Pelton

Fuente: Renedo, C. (2010)

2.2.7. Selección del tipo de turbina⁶

Para preseleccionar el tipo de turbina a instalar en una central hidroeléctrica, se utilizan unas graficas que facilitan los fabricantes de turbinas. Con ellos, se determina el tipo de turbina a partir de los parámetros de salto y caudal.

Tal y como se muestra en la figura 7 entrando en abscisas con el salto en m y en ordenadas en el caudal de agua en m³/s, se obtendría el tipo de turbina más adecuado para la instalación.

El tipo, geometría y dimensiones de la turbina están condicionados, fundamentalmente, por los siguientes criterios:

- Altura de salto neta
- Horquilla de caudales a turbinar
- Velocidad de rotación
- Problemas de cavitación
- Velocidad de embalamiento
- Costo

⁶ JARA, W.(1998). Maquinas Hidráulicas.(1ed.). Editorial: W&H Editorial. Lima –Perú.

El salto bruto es la distancia vertical, medida entre los niveles de la lámina de agua en la toma y en el canal de descarga, en las turbinas de reacción, o el eje de toberas en las de turbinas de acción. Conocido el salto bruto, para calcular el neto, basta deducir las pérdidas de carga, a lo largo de su recorrido. En la Tabla 1 se especifica, para cada tipo de turbina, la horquilla de valores de salto neto dentro con la que puede trabajar. Obsérvese que hay evidentes solapamientos, de modo que para una determinada altura de salto pueden emplearse varios tipos de turbina.

Tabla N° 1: Horquilla de salto en metros Fuente:

Tipo de turbina	Altura de salto en m
Kaplan y hélice	$2 < H_n < 40$
Francis	$25 < H_n < 350$
Pelton	$50 < H_n < 1.300$
Michel – Banki	$5 < H_n < 200$
Turgo	$50 < H_n < 250$

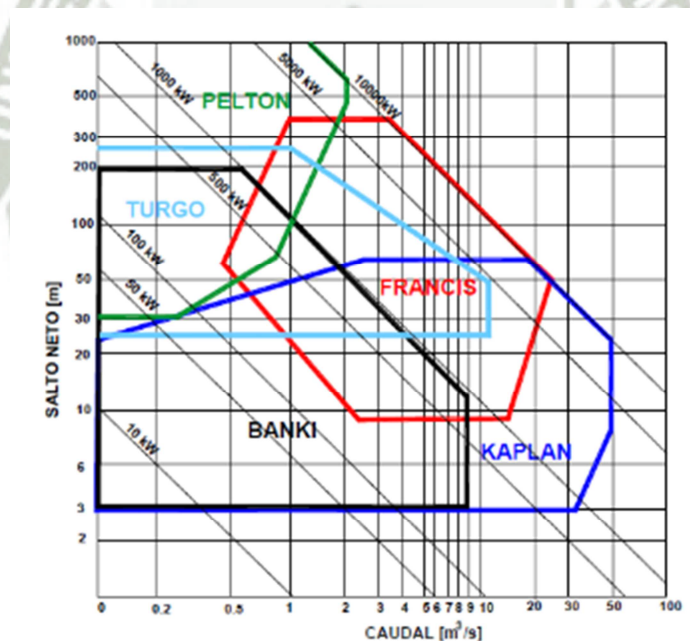


Gráfico N° 2: Caudal y altura de salto definen un punto en el plano

Fuente: Renedo, C. (2010)

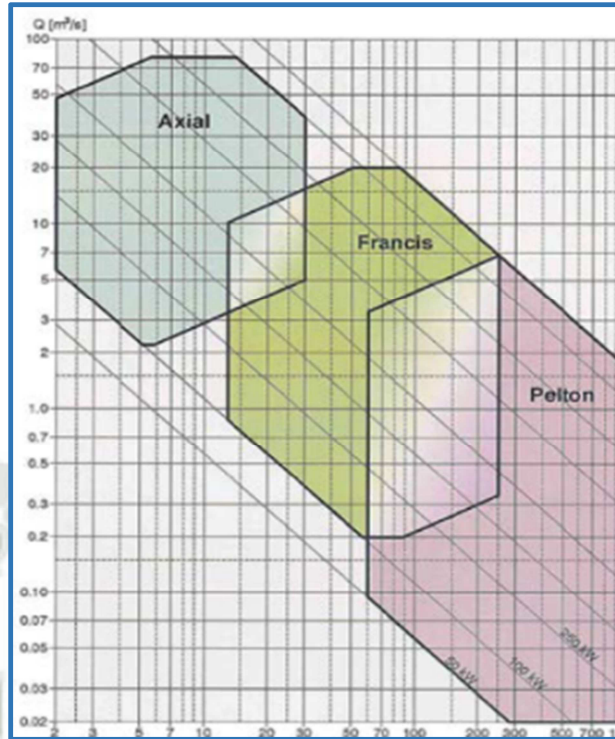


Gráfico N° 3: Envolvente operativa de 3 tipos de turbinas
Fuente: Renedo, C. (2010)

2.2.8. Curvas de rendimiento de turbinas hidráulicas

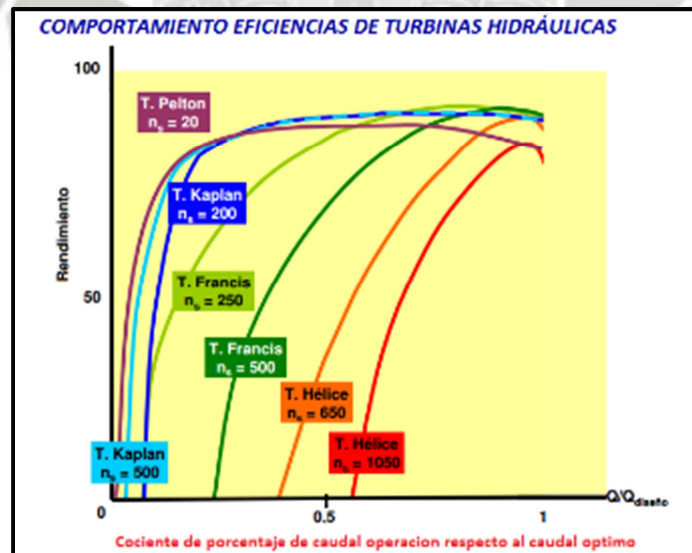


Gráfico N° 4: Curvas de eficiencia total versus caudal de las diferentes tipos de turbinas hidráulicas.

Fuente: Renedo, C. (2010)

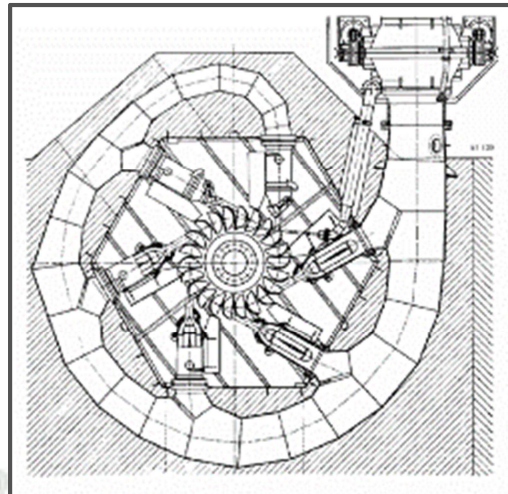


Figura N° 15: Diseño de una rueda Pelton

Fuente: Polo Encinas, M. (1983)

El chorro se crea por medio de una tobera estacionaria convergente cónica, denominada inyector. Este inyector va dotado de una espiga central axilsimétrica capaz de moverse axialmente, la cual controla el área de paso. En la figura se puede apreciar, estando actuada cada una de ellas por una palanca. Se utiliza para variar la carga de la turbina. El inyector hace incidir la corriente tangencialmente al rotor, ocurriendo la deflexión del chorro sin concurrencia de una variación global de radio significativa y en media en un plano paralelo al eje del rotor y conteniendo al eje del inyector.

Con el objeto de aumentar la potencia de una misma turbina, con un determinado salto hidráulico, se añaden más inyectores repartidos en la periferia, pudiendo llegar a 6 en turbinas de gran tamaño. Un número excesivo de inyectores ocasiona una pérdida de rendimiento por interferir mutuamente sus flujos, tanto al ser deflectados como al caer el agua. Jara, W. (1998).

El rotor está constituido por un disco que soporta unas cucharas con doble cavidad, periódicamente dispuestas en su periferia. La mejora más significativa hecha por Pelton fue introducir las cucharas dobles simétricas. Mediante un nervio central rígido están diseñadas para deflectar hacia ambos lados del disco el chorro con las mínimas pérdidas posibles, tal y como indican las figuras, y con la simetría resultante evitar fuerzas laterales sobre el disco, aunque ocurre también una deflexión en el plano del disco. Jara, W. (1998).

Estas cucharas están rebajadas en su extremo más externo al objeto de evitar interferir con la cuchara que recibe el chorro plenamente. Debido a la periódica entrada y salida en carga de las cucharas su resistencia a la fatiga es importante y el par ejercido sobre el eje oscila periódicamente una pequeña cantidad. El rotor puede ser de eje horizontal o vertical. Las verticales no suelen disponer de más de 2 inyectores.

En las grandes instalaciones hidroeléctricas este tipo de turbinas solo es considerado para alturas mayores a 150 metros. Para aplicaciones en micro hidroenergía puede ser usada para saltos mucho menores. Por ejemplo una turbina Pelton que gira a una alta velocidad de rotación puede ser usada para generar 1 Kw con alturas inferiores a 20 metros. Para potencias más grandes la velocidad de rotación disminuye y el rotor se hace muy grande.

El principio de la turbina Pelton es convertir la energía cinética del chorro de agua en velocidad de rotación de la rueda o rotor. A fin de que esto se haga con la máxima eficiencia el agua debe abandonar las cucharas con una pequeña cantidad de energía cinética remanente.

Debido al gradiente favorable de presión el flujo será laminar y muy aproximadamente ideal e incompresible, por lo que la fórmula de *Bernoulli* aplicada entre la tubería de llegada en la cual existe una altura neta H_n y la sección de salida a la atmósfera ($P = 0$) nos permite predecir la velocidad de salida. Jara, W. (1998).

2.2.9. Clasificación según el número específico de revoluciones⁷

Número de Revoluciones Específico de Potencia N_s : Es el número específico de revoluciones a que giraría una turbina para que con un salto de 1 metro, genere una potencia de 1 HP o 1 kW.

$$N_s = \frac{N\sqrt{P}}{H_n^{5/4}}$$

⁷. Golden, F; Batres de la Vega, L y Terrones, G; (1989). Termofluidos, Turbomáquinas y Maquinas Térmicas. Editorial: Continental S.A. México.

Donde:

N_s = Número de revoluciones específico de potencia

N = Número de revoluciones (rpm)

P = Potencia (HP)

H_n = Altura (m)

Se define N_s como el número de revoluciones de una turbina de 1 HP o kW de potencia y altura o salto de 1 m, tiene el mismo rendimiento hidráulico que otra turbina semejante de potencia (HP) o (kW), bajo un salto (H_n) en metros, girando a N rpm.

Número de Revoluciones Específico de Caudal N_q : Es el número específico de revoluciones por minuto a la que giraría una turbina para evacuar $Q= 1 \text{ m}^3/\text{s}$, bajo una salto de $H= 1\text{m}$, con el máximo rendimiento posible.

Su expresión se puede deducir de las relaciones de semejanza de turbinas entre caudales y revoluciones por minuto.

$$N_q = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Donde:

N_q = Número específico de revoluciones de caudal

N = Número de revoluciones (RPM)

Q = Caudal (m^3/s)

H = Altura (m)

El N_q , es el más usado, porque los datos del problema generalmente suelen ser, el caudal Q y el salto neto de H , y no la potencia.

Para calcular N_s es preciso determinar previamente la potencia fijando un rendimiento global que no se conoce, y que varía en cada salto con el caudal y con la velocidad.

La ventaja de N_q frente al N_s , radica en que no se basa en hechos hipotéticos, sino sobre datos que se pueden determinar exactamente antes de construir la turbina.

Estas velocidades específicas son de gran importancia para elegir el tipo de turbina, como se muestra en los gráficos N° 2, 3, 4.

Tabla N° 2: Valores de N_q y N_s para diversos tipos de turbinas

$2 < N_s < 30$	Peltón de un inyector	$0.6 < N_q < 9$
$30 < N_s < 60$	Peltón de varios inyectores	$9 < N_q < 18$
$60 < N_s < 200$	Francis lenta	$18 < N_q < 60$
$N_s = 200$	Francis normal	$N_q = 60$
$200 < N_s < 450$	Francis rápida	$60 < N_q < 140$
$450 < N_s < 500$	Francis de varios rodetes, y hélice	$140 < N_q < 152$
$500 < N_s < 1350$	T. hélice y Kaplan	$152 < N_q < 400$

Fuente: “Turbomaquinas Hidráulicas” - Pedro Fernández Díez (2005)

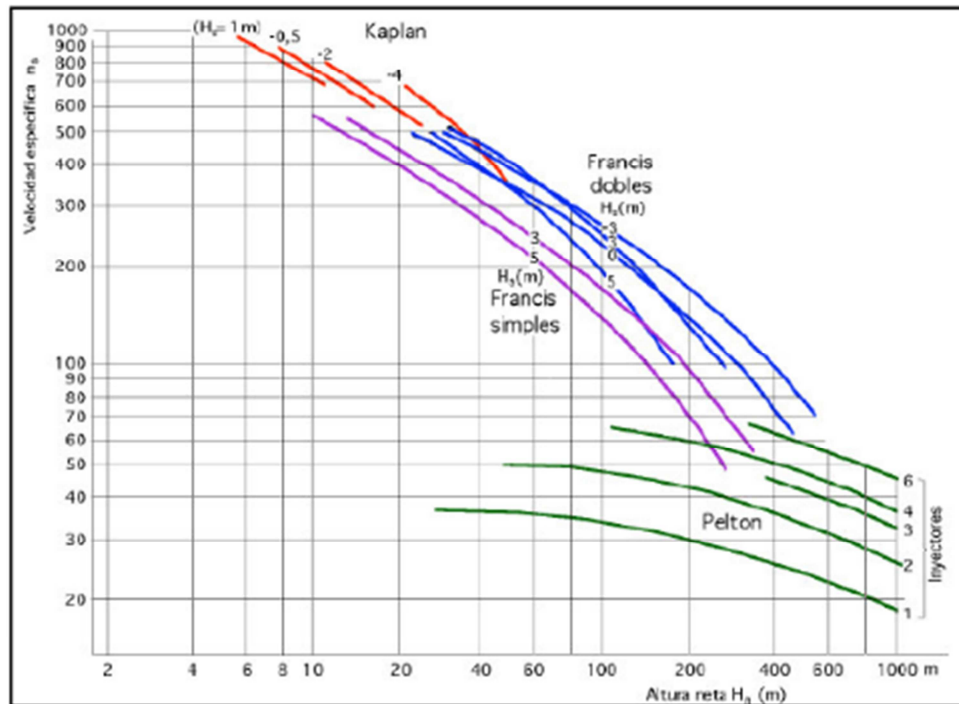


Gráfico N° 5: Selección de una Turbina Hidráulica por medio de la altura versus el numero especifico de revoluciones de potencia.

Fuente: Zoppetti, G. (1979).

Elección turbina en función de la velocidad específica

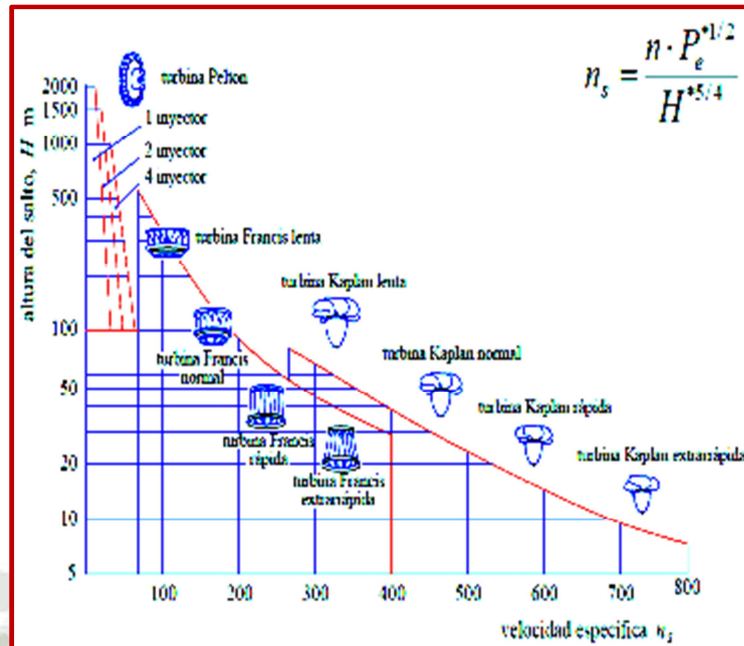


Gráfico N° 6: Selección de una turbina hidráulica por medio del número específico de revoluciones de potencia versus la altura

Fuente: Polo Encinas , M. (1983)

Las Turbinas Pelton son:

- De presión, por ser ésta cte en el rodete
- De chorro libre, este está a la presión atmosférica
- De impulsión
- De admisión parcial, el líquido ataca sólo una parte del rodete
- Tangenciales, el líquido ataca tangencialmente al rodete
- De acción, el agua y el rodete tienen el mismo sentido

Su utilización es idónea en saltos de gran altura (alrededor de 200 m y mayores), y caudales relativamente pequeños (hasta 10 m³/s).

Lo más característico son sus álabes en forma de las cucharas

2.2.10. Componentes

Son esencialmente los siguientes:

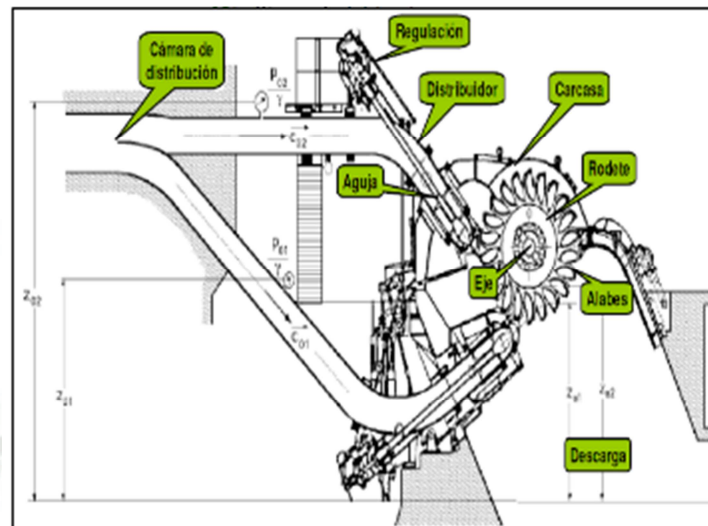


Figura N° 16: Componentes de la Central Hidráulica Pelton

Fuente: Renedo, T. (2010)

2.2.11. Funcionamiento de una turbina Pelton:

La sucesiva transformación de la energía se efectúa del modo siguiente:

- La energía potencial gravitatoria del agua embalsada (energía de presión hasta los orificios de las toberas) se convierte, salvo pérdidas, en energía cinética al salir el agua a través de dichos orificios en forma de chorros libres (Ecuación de Bernoulli)
- Se dispone de la máxima energía cinética en el momento en que el agua incide tangencialmente sobre el rodete, empujando a los álabes y obteniéndose el trabajo mecánico deseado
- Las formas cóncavas de las cucharas hacen cambiar la dirección del chorro de agua, saliendo éste, ya sin energía apreciable, por los bordes laterales sin ninguna incidencia posterior sobre los álabes sucesivos. De este modo, el chorro de agua transmite su

energía cinética al rodete, donde queda transformada en energía mecánica. Jara, W. (1989).

2.2.12. Características de cada tipo de turbina

Como resumen se presentan las ventajas de cada tipo de turbina:

Tabla N° 3: Turbinas de Acción.

TURBINA	INVENTOR Y AÑO DE PATENTE	Ns (RPM,HP,m)	CAUDAL (m ³ /s)	ALTURA (m)
Pelton	Lester Alan Pelton (EEUU) 1880	1 Ch:30 2 Ch: 30-50 4 Ch: 30-50 6 Ch: 50-70	0.05-50	30-1800
Turgo	Eric Crewdson (Gran Bretaña) 1920	60-260	0.025-10	30-300
Mitchel Banki	G.MITCHEL (Australia) D. Banki (Hung)	40-160	0.025-5	1-50 (200)

Ns: Velocidad específica

Ch: Número de toberas

L: Lenta

Fuente: Fernández, P. (2005)

Tabla N° 4: Turbinas de Reacción.

TURBINA	INVENTOR Y AÑO DE PATENTE	Ns	CAUDAL (m ³ /s)	ALTURA (m)	POTENCIA (Kw)	Nmax. %
FRANCIS	James Francis (G.Bretaña) 1848	L: 60-150 N: 150-250	1-500	30-750	2-750000	92-94
DERIAZ	P. Deriaz (Suiza)	60-400	500	30-130	100000	92
KAPLAN Y HELICE	V. Kaplan (Australia) 1912	300-800	1000	5-80	2-200000	93

Ns: Velocidad específica

L: Lenta

N: Normal

R: Rápida

Nmax: Eficiencia máxima

Fuente: Fernández, P. (2005)

Tabla N° 5: Ventajas para grandes alturas de salto.

Turbinas Pelton	Turbinas Francis
Más robustas	Menor peso
Menos peligro de erosión de los alabes	Mayor rendimiento máximo
Reparaciones más sencillas	Aprovechan mayor desnivel, debido al tubo de aspiración
Regulación, presión y velocidad más fácil	Alternador más económico
Mejores rendimientos a cargas parciales	Dimensiones en planta de la central más reducidas
Infraestructura más sencilla.	

EIA@2007

Fuente: Fernández, P. (2005)

Tabla N° 6: Ventajas para alturas medias de salto.

Turbinas Francis	Turbinas Kaplan	Turbinas con hélices de palas fijas
Mayor economía en la turbina	Mejores rendimientos a cargas parciales	Buen rendimiento máximo
Menores costos de excavación y cimientos.	Mejores rendimientos con alturas de salto variables	Mas económicas que las Kaplan
Mejores rendimientos a cargas parciales que las hélices de palas fijas.	Menos obra de fábrica que las hélices de palas fijas	Gran admisión con saltos pequeños
Menor peligro de cavitación	Alternador mas barato	Alternador mas barato

EIA@2007

Fuente: Fernández, P. (2005)

2.3. FUNCIONAMIENTO DE UN GENERADOR PELTON DE ALTA EFICIENCIA

2.3.1. Componentes de una turbina Pelton

Los componentes esenciales de una turbina Pelton, son:

- El distribuidor
- El rodete
- La carcasa
- La cámara de descarga
- El sistema de frenado
- El eje de la turbina

Los componentes esenciales de una turbina Pelton se pueden observar en la figura

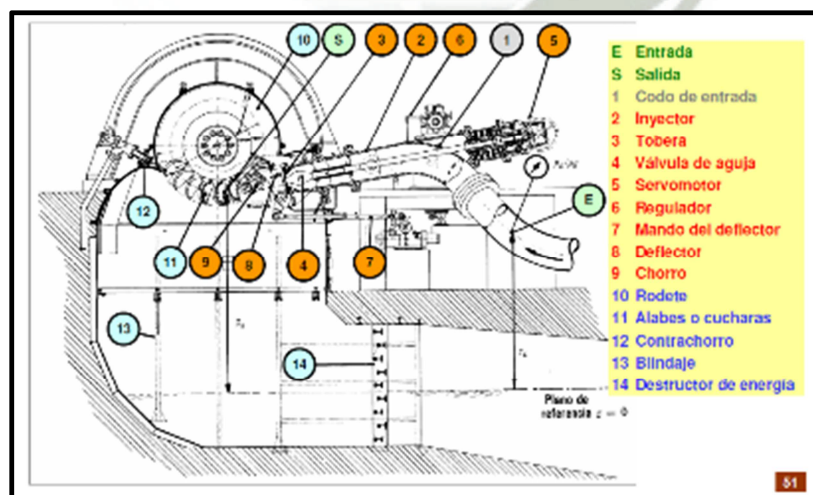


Figura N° 17: Componentes de una Turbina Pelton de Eje Horizontal

Fuente: Renedo, J. (2005)

A continuación hacemos una amplia descripción de cada uno de ellos.

2.3.2. El distribuidor

- Está constituido por uno o varios equipos de inyección de agua
- Cada uno de dichos equipos tiene como misión dirigir convenientemente un chorro de agua cilíndrico y de sección uniforme sobre el rotor
- También regula el caudal preciso que ha de fluir hacia el rotor, llegando incluso a cortarlo totalmente cuando sea necesario
- El número de equipos de inyección, colocados circunferencialmente alrededor del rotor, depende de la potencia y características del generador y según las condiciones del salto de agua.
- Así mismo, se puede disponer de más de un rotor sobre el mismo eje, cada uno de ellos dotado del distribuidor apropiado
- Hasta seis suelen ser los inyectores que proyectan chorros de agua sobre un mismo rotor, derivando todos y cada uno de ellos de la tubería forzada. Jara, W. (1988).

2.3.3. Partes constitutivas del distribuidor

El distribuidor consta de las siguientes partes:

- Cámara de distribución
- Inyector
 - Tobera
 - Aguja
 - Deflector
- Equipo regulador de velocidad

2.3.3.1. Distribuidor de una turbina Pelton

Está formado por uno o varios equipos de inyección de agua. Cada uno de dichos equipos, constituido por algunos elementos mecánicos, tiene como misión dirigir adecuadamente un chorro de agua, cilíndrico y de sección uniforme, que se proyecta hacia el rodete, así como también, regular el caudal preciso que ha de fluir hacia dicho rodete, llegando a cortarlo totalmente cuando proceda.

El número de equipos de inyección, colocados circunferencialmente alrededor de un rodete, depende de la potencia y características del grupo, según las condiciones del salto de agua. Así mismo, se puede disponer de más de un rodete en el mismo eje, cada uno de ellos dotado del distribuidor apropiado.



Figura N° 18: Esquema de un Distribuidor

Fuente: Fernández, P. (2005)

Hasta seis suelen ser los equipos que proyectan chorros de agua sobre un mismo rodete, derivando todos y cada uno de ellos de la tubería forzada. Dicho número de equipos de inyección, se instala en turbinas Pelton con eje vertical, siendo, normalmente, uno o dos inyectoros los instalados cuando la disposición del eje es horizontal.

2.3.3.2. Cámara de distribución.

- Es la prolongación de la tubería forzada, acoplada a ésta por una brida de unión
- Entre la tubería forzada y la cámara de distribución se localiza la válvula de entrada a turbina
- También es conocida como cámara de inyectoros.

- Tiene como misión fundamental conducir el agua hasta el inyector
- Igualmente sirve de soporte a los demás mecanismos que integran el distribuidor

Para mejor comprensión, describiremos los elementos que forman un solo equipo de inyección, mediante el cual se obtiene un chorro de agua. Estos elementos son:

2.3.3.3. Cámara de descarga de una turbina Pelton

Se entiende como tal la zona por donde cae el agua libremente hacia el desagüe, después de haber movido al rodete.

- La cámara de descarga, también conocida como **tubería de descarga**, es la zona por donde cae el agua libremente hacia el desagüe, después de haber movido el rotor
- Para evitar deterioros por la acción de los chorros de agua, y especialmente de los originados por la intervención del deflector, la cámara de descarga suele disponer de un colchón de agua de 2 a 3 m de espesor y blindajes o placas situadas adecuadamente

2.3.3.4. Sistema hidráulico de frenado de una turbina Pelton

Consiste en un circuito de agua derivado de la cámara de distribución. El agua, proyectada a gran velocidad sobre la zona convexa de los cangilones, favorece el rápido frenado del rodete, cuando las circunstancias lo exigen

2.3.4. El inyector

El inyector es el órgano regulador del caudal del chorro; consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo; para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de salida del chorro cuyo diámetro “d” se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica.

El chorro está constituido por un núcleo central convergente de agua y una sección anular creciente que contiene una emulsión de agua y aire.

Con el fin de asegurar una buena regulación, conviene diseñar el inyector de forma que exista una proporcionalidad entre la potencia de la turbina y la carrera x de la aguja, por cuanto la potencia es proporcional al caudal y éste, a su vez, a la sección de paso normal al flujo.

La variación del caudal del chorro para regular la potencia se consigue mediante una aguja de forma especial, con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de salida de la boquilla; su regulación puede ser manual o automática mediante un servomotor.

Tiene además otro sistema de regulación por desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica llamada deflector, que se introduce en medio del chorro, dividiéndolo y desviando una parte del mismo, de forma que en vez de dirigirse contra las cazoletas, sale lateralmente sin producir ningún efecto útil. De esta forma se evitan sobrepresiones en la tubería, por cuanto el caudal que circula por ésta continua siendo el mismo.

Cuando se dispone de un solo inyector, el rodete tiene el eje de giro horizontal y el eje de salida del chorro es tangente horizontal, inferior a la circunferencia del rodete, cuyo diámetro se denomina diámetro Pelton, cayendo el agua a la salida de las cucharas al fondo de la turbina, sin interferir el giro del rodete.

Cuando el número de inyectores es dos, la turbina puede ser también de eje horizontal, disponiéndose los chorros según dos tangentes inferiores a la circunferencia Pelton, inclinadas un mismo ángulo $\cong 30^\circ$, saliendo el agua de las cucharas sin interferir al rodete.

Para un número superior de inyectores, la rueda Pelton es de eje vertical ya que de ser horizontal, sería imposible evitar que el agua cayera sobre la rueda a la salida de las cucharas. Un chorro bien diseñado no debe tener un diámetro d superior a 27 cm, por lo que para establecer el número de inyectores hay que partir de la condición de que su diámetro no sea superior a este límite, teniendo en cuenta a su vez, el límite superior impuesto por la velocidad específica por chorro, en función del salto.



Figura N° 19: Inyector – turbina Pelton.

Fuente: Hidropaute

Es el elemento mecánico destinado a dirigir y regular el chorro de agua. Está compuesto por:

El inyector es una tobera diseñada para reducir el caudal en la conducción de acceso a la turbina a los límites deseados. Lleva en su interior una aguja de regulación de caudal, mandada por un servomotor mediante aceite a presión, que ocupa en cada momento la posición correspondiente a la potencia demandada.

Es el elemento encargado de formar el chorro que impactará sobre las cucharas del rodete, muestra un perfil hidrodinámico, tal que el chorro a su salida debe ser lo más estable y perfecto posible, ya que cualquier imperfección de éste incidirá marcadamente en el desgaste de las cucharas por efecto de la cavitación.

Además los inyectores se emplean para regular el caudal de ingreso a la turbina al variar la posición de la aguja con respecto al asiento.

La apertura de la aguja es comandada por aceite a presión a través de la válvula reguladora, una para cada inyector, ubicada en el lugar de acople turbina generador y el cierre es en base a la fuerza ejercida por un par de resortes 5 que actúan cuando la presión es cero en el lado de apertura. Renedo, J. (2010)

Los tiempos de cierre y apertura de las agujas son controlados con agujeros restringidos regulables en la descarga de aceite, esto con la finalidad de evitar una sobrepresión en la tubería de presión.

Está compuesto por:

2.3.4.1. Tobera

- Constituye una boquilla, con orificio de sección circular de un diámetro entre 5 y 30 cm., instalada al final de la cámara de distribución
- Dirige el chorro de agua, tangencialmente hacia la periferia del rotor, de tal modo que la prolongación de la tobera forma un ángulo de 90° con los radios de rotor

Es una boquilla, habitualmente con orificio de sección circular (puede tratarse de otra sección), de un diámetro aproximado entre 5 y 30 cm, colocada en la terminación de la cámara de distribución (Figura.Nº 20).

Proyecta y dirige el chorro de agua, de tal modo que la prolongación de éste forma un ángulo prácticamente de 90° con los álabes de la turbina. Renedo, J. (2010)

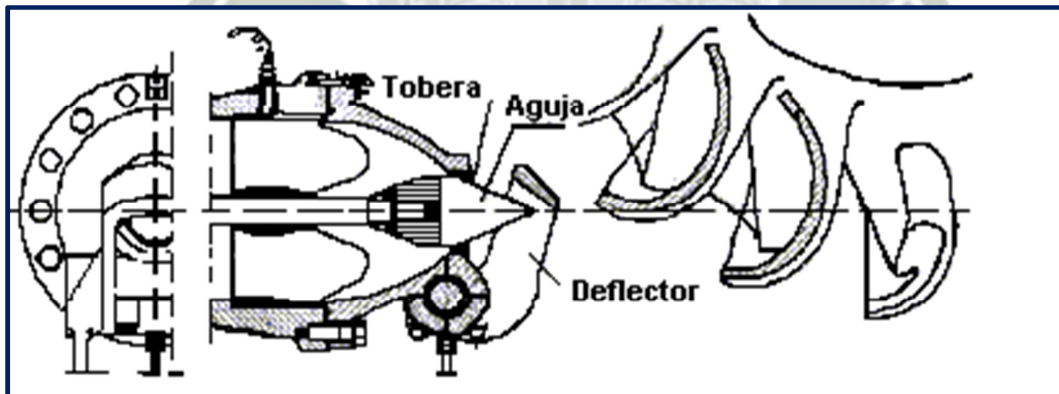


Figura Nº 20: Partes de un inyector de una turbina Pelton

Fuente: Polo Encinas, M. (1983)

Estos resortes se encuentran ubicados en el interior del inyector

2.3.4.2. Aguja:

Constituye un vástago situado concéntricamente en el interior del cuerpo de la tobera con movimiento de desplazamiento longitudinal en dos sentidos.

Está formada por una punta (vástago) situada concéntricamente en el interior del cuerpo de la tobera, ésta guiado mediante cojinetes sobre los cuales tiene un libre movimiento de desplazamiento longitudinal en dos sentidos.

Uno de los extremos del vástago se orienta hacia el orificio de salida de la tobera, terminando en forma esférico-cónica a modo de punta, fácilmente recambiable, éste regula el caudal de agua que fluye a través de él, de acuerdo con el mayor o menor grado de acercamiento hacia el orificio.

En el otro extremo están dispuestos algunos mecanismos, entre ellos un muelle de cierre de seguridad, que tiende a cerrar el orificio de tobera, apretando al punzón sobre el mismo. También, sobre dicho extremo, actúan una serie de palancas o de servomecanismos, que regulan la posición del punzón, según las órdenes recibidas del regulador de velocidad, al que nos referiremos más adelante. Renedo, J. (2010)



Figura N° 21: Perfil de la aguja del inyector

Fuente: Polo Encinas, M. (1983)

2.3.4.3. Deflector

Es un dispositivo mecánico que, a modo de pala o pantalla, que puede ser intercalado con mayor o menor incidencia en la trayectoria del chorro de agua, entre la tobera y el rodete a fin de desviar, total o parcialmente el agua, impidiendo el embalamiento del rodete, presentando la parte cóncava hacia el orificio de tobera.

Cuando disminuye la carga, hay que actuar sobre el caudal rápidamente para que no se embale la turbina. A tal fin, cada inyector lleva incorporado un deflector, que intercepta inmediatamente el chorro, mientras se cierra la válvula.

Su misión es desviar, total o parcialmente el caudal de agua, impidiendo el embalamiento del rodete al producirse un descenso repentino de la carga. Su intervención, evita variaciones bruscas de presión en la tubería forzada, al permitir una respuesta más lenta de la válvula de aguja, ante fuertes oscilaciones de carga.

La situación del deflector se controla con el regulador de velocidad; al igual que las distintas secciones de paso de agua por las toberas, al controlar las posiciones de la válvula de aguja.

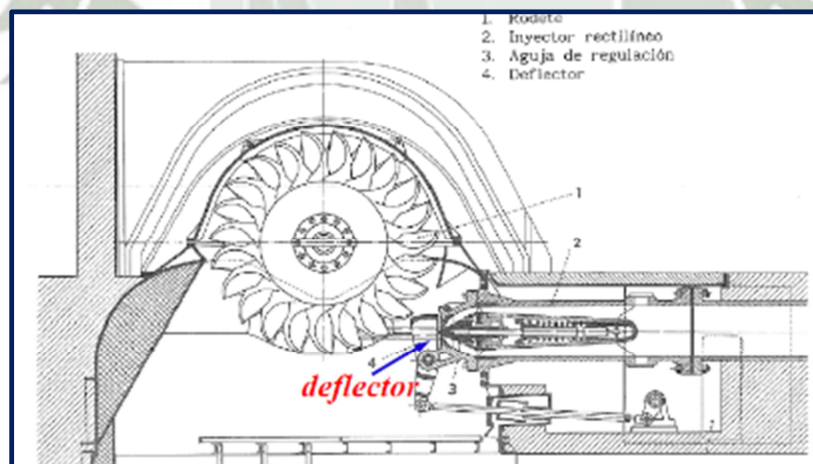


Figura N° 22: Deflector de agua de una turbina Pelton

Fuente: : Polo Encinas, M. (1983)

2.3.5. El rodete

- Es la pieza clave donde se transforma la energía hidráulica del agua en energía mecánica.
- Esencialmente consta de los siguientes elementos:

Lleva alrededor unas cucharas sobre las que actúa el chorro del inyector. El tamaño y número de las cucharas dependen de las características de la instalación (velocidad específica N_s). Menor N_s , menor caudal, mayor la altura del salto, menor diámetro del chorro y cucharas más pequeñas y en mayor número.

Es el elemento que al girar por acción de un chorro de agua genera potencia al eje. El principio de funcionamiento del rodete está basado en que el inyector orienta el chorro de agua el cual toma contacto con los álabes al ingresar al rodete, dándole un primer impulso de giro para luego atravesar el interior del mismo y tomar contacto nuevamente con los álabes y darles un segundo impulso antes de salir y fluir por la descarga de la turbina.

- Es la pieza clave donde se transforma la energía hidráulica del agua en energía mecánica.
- Esencialmente consta de los siguientes elementos:

Lleva alrededor unas cucharas sobre las que actúa el chorro del inyector. El tamaño y número de las cucharas dependen de las características de la instalación (velocidad específica N_s). Menor N_s , menor caudal, mayor la altura del salto, menor diámetro del chorro y cucharas más pequeñas y en mayor número. Jara, W. (1998).

2.3.6. Rueda motriz

Está unida rígidamente al eje, montada en el mismo por medio de chavetas y anclajes adecuados. Su periferia está mecanizada apropiadamente para ser soporte de los denominados cangilones.

2.3.6.1. Cucharas - Cangilones

En una rueda Pelton la dirección del chorro no es ni axial ni radial, sino tangencial; el elemento constructivo más importante es la cazoleta en forma de doble cuchara, que recibe el chorro exactamente en su arista media donde se divide en dos, circulando por su cavidad y recorriendo hasta la salida casi un ángulo de 180° , contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.

El agua una vez sale de la cazoleta, cae libremente una cierta altura, pasando al cauce inferior.

También llamados álabes, cucharas o palas. Son piezas de bronce o de acero especial para evitar, dentro de lo posible, las corrosiones y cavitaciones.

Están diseñados para recibir el empuje directo del chorro de agua. Su forma es similar a la de una doble cuchara, con una arista interior lo más afilada posible y situada centralmente en dirección perpendicular hacia el eje, de modo que divide al cangilón en dos partes simétricas de gran concavidad cada una, siendo sobre dicha arista donde incide el chorro de agua.

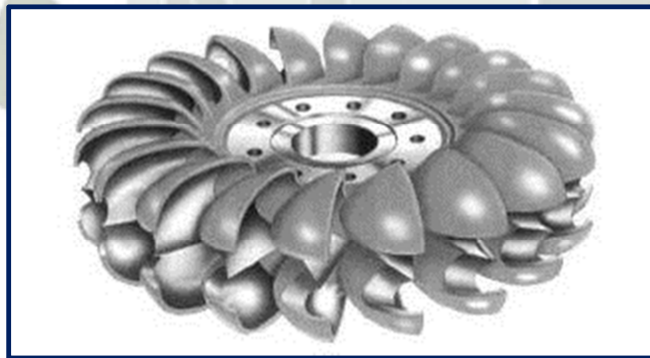


Figura N° 23: Turbina Pelton

Fuente: Polo Encinas, M. (1983)



Figura N° 24: Detalles de los álabes de una turbina Peltón

Fuente: Hidropaute.

2.3.7. Tubería en espiral o caracol

El caracol transforma la energía de presión que tiene el agua antes de llegar al caracol en energía cinética, la velocidad va aumentando mientras va variando la sección de la tubería, llegando a tener la velocidad del chorro en el inyector en ciertas instalaciones alrededor de 200 m/s.

El caracol constituye la tubería de conexión entre la Válvula esférica y los inyectores.

2.3.8. Carcaza y ductos de ventilación

Consiste en una estructura metálica de chapa de acero de forma cilíndrica que cubre todo el recinto, evitando así el aspergeo del agua al salir del rodete, protegiéndose de esta manera todo el recinto de la turbina.

- Es la envoltura metálica que cubre los inyectores, el rotor y los otros elementos mecánicos de la turbina
- Su principal objetivo es evitar que el agua salpique al exterior cuando, luego de abandonar los cangilones
- En turbinas instaladas con el eje en posición vertical, la carcasa, situada horizontalmente, tiene en su periferia unos conductos de paso de aire a fin de lograr el adecuado equilibrio de presiones.

- En el caso de turbinas con el eje horizontal, la aireación se efectúa desde la cámara de descarga.

2.3.9. Principio de funcionamiento de las turbinas Pelton⁸

Una vez identificados los componentes de las turbinas Pelton, y conocidas las funciones respectivas, se entiende fácilmente el funcionamiento de las mismas.

La sucesiva transformación de la energía se efectúa del modo siguiente. La energía potencial gravitatoria del agua embalsada, o energía de presión hasta los orificios de las toberas, se convierte, prácticamente sin pérdidas, en energía cinética, al salir el agua a través de dichos orificios en forma de chorros libres, a una velocidad que corresponde a toda la altura del salto útil, estando referida ésta, para el caso concreto de las turbinas Pelton, al centro de los chorros considerados.

Se dispone de la máxima energía cinética en el momento en que el agua incide tangencialmente sobre el rodete, empujando los álabes que lo forman, obteniéndose el trabajo mecánico deseado.

Las formas cóncavas de los cangilones hacen cambiar la dirección del chorro de agua, saliendo éste, ya sin energía apreciable, por los bordes laterales, sin ninguna incidencia posterior sobre los cangilones sucesivos. De este modo, el chorro de agua transmite su energía cinética al rodete, donde queda transformada instantáneamente en energía mecánica.

La válvula de aguja, gobernada por el regulador de velocidad, cierra más o menos el orificio de salida de la tobera, consiguiendo modificar el caudal de agua que fluye por ésta, al objeto de mantener constante la velocidad del rodete, evitándose embalamiento o reducción del número de revoluciones del mismo, por disminución o aumento respectivamente de la carga solicitada al generador.

La línea que divide a cada cangilón en dos partes simétricas⁸, corta al chorro de agua, seccionándolo en dos láminas de fluido, teóricamente del mismo caudal, precipitándose

⁸ Golden, F; Batres de la Vega, L y Terrones, G; (1989). Termofluidos, Turbomáquinas y Maquinas Térmicas. Editorial: Continental S.A. México.

cada una hacia la concavidad correspondiente. Tal disposición permite contrarrestar mutuamente los empujes axiales que se originan en el rodete, equilibrando presiones sobre el mismo, al conseguir cambiar, simétrica y opuestamente, los sentidos de ambas láminas de agua.

Para el correcto funcionamiento del Generador Pelton, se debe observar con claridad sus necesidades, tomando en cuenta que la puesta en marcha y parada debe cumplir ciertos requerimientos, de tal manera que éstos pueden ser controladas adecuadamente y de ésta forma su funcionamiento sea el adecuado.

2.3.10. Generador

Es la máquina que transforma la energía mecánica en eléctrica. Se le llama también Alternador porque produce corriente alterna. Está formado básicamente por dos elementos: uno fijo cuyo nombre genérico es el de Estator y otro que gira concéntricamente en éste, llamado Rotor. Uno de ellos debe crear un campo magnético, alimentado con corriente directa (corriente de excitación del campo), tomada de la excitatriz. A dicho elemento se le denomina inductor y está formado por un conjunto de bobinas. El inductor es el rotor. El segundo elemento actúa como receptor de corrientes inducidas, por lo que se llama inducido. A él están unidas las barras de salida de la corriente. El estator, pues, es el que ocupa el lugar del inducido.

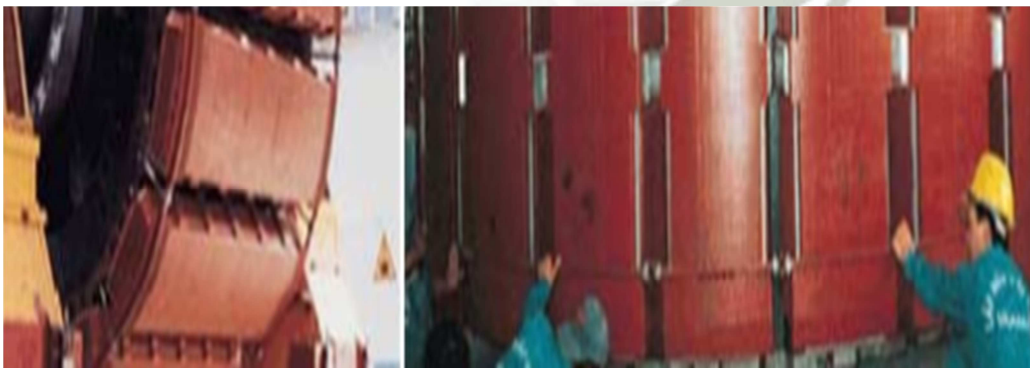


Figura N° 25: Rotores del Generador

Fuente: Fernández, P. (2005)

La corriente eléctrica se origina en el campo magnético establecido entre el rotor y el estator; al girar el rotor impulsado por la turbina se rompe el campo magnético produciéndose una corriente de electrones. Esta corriente se induce a relativamente bajo voltaje, por lo que se envía al transformador de potencia, el cual sube el voltaje a un valor muy alto para que se efectúe la transmisión hasta los centros de consumo. En estos hay subestaciones reductoras cuyos transformadores reducen el voltaje para distribuir la corriente en la zona. Finalmente, cerca de las instalaciones del usuario ocurre una última reducción del voltaje para ajustarlo a las características del funcionamiento de los aparatos. Zopetti, G. (1979)

El fenómeno físico mediante el cual se obtiene la energía eléctrica se denomina inducción electromagnética.

2.3.10.1. Alternadores:

Son generadores sincrónicos diseñados con regulador de tensión y refuerzos en las bobinas para que estén en capacidad de soportar velocidades de embalamiento de la turbina. Por razones económicas, en pequeñas centrales hidroeléctricas se recomienda la utilización de alternadores de dos o cuatro polos.

2.3.10.2. Generadores de inducción:

Son motores de inducción que operan como generadores en forma autónoma o en paralelo con un alternador

2.3.10.3. Sala de control:

Como se capta por el nombre, la sala de control es el sitio donde un personal sumamente capacitado efectúa la labor de control del proceso total de generación de la planta. Para tal efecto cuenta con tableros indicadores, alarmas y protecciones, sistemas de comunicación, tableros de mano para las subestaciones, entre otros.

2.3.10.4. Equipos auxiliares:

Tales como bombas de agua para el enfriamiento de las unidades, bombas lubricantes, extinguidores de fuego, equipos para la auto-alimentación eléctrica, banco de baterías, grúa viajera, oficinas y salas varias, taller y bodega.

2.3.10.5. Subestación:

Los generadores de la planta producen la corriente eléctrica a relativamente bajo voltaje, lo cual haría imposible que el servicio en los centros de consumo fuese de buena calidad. Por tal motivo es necesario utilizar una subestación, la cual cuenta con otra serie de equipos que permite regular dicho servicio. La subestación se instala contiguo o cerca de la planta generadora y en ella se encuentran los siguientes equipos: transformadores de potencia, disyuntores, seccionadores, transformadores de medición de corriente, aisladores de paso, pararrayos, malla a tierra, Hilosguarda. Zoppetti, G. (1979)



Figura N° 26: Transformadores de potencia

Fuente: Fernández, P. (2005)

2.3.11. Funcionamiento

Las turbinas Pelton son turbinas de chorro libre que se acomodan a la utilización de saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños, con márgenes de

empleo entre 60 y 1500 metros, consiguiéndose rendimientos máximos del orden del 90%.

2.3.11.1. Regulación

Para mantener constante la velocidad de la turbina, el caudal inyectado tiene que adaptarse en cada instante al valor de la carga, por lo que la posición del inyector se ajusta mediante un regulador que actúa según la velocidad de la turbina y en el caso más general, en forma automática.

Si se supone que la turbina se ha acelerado, el regulador levantará la válvula y el aceite a presión entrará en el cilindro grande haciendo bajar el émbolo 8, con lo que la palanca bajará y el deflector cortará al chorro desviando una parte del mismo.

El punzón que estaba retenido por la palanca no avanza solidariamente con ésta, debido al huelgo de la hendidura, sino que es empujado lentamente por el agua a presión que pasa por un orificio estrecho, señalado y que actúa sobre el émbolo. El punzón en su avance llega a encontrarse con el tope inferior de la hendidura que le impide seguir cerrando la salida del inyector. Si sobreviene una carga brusca, el émbolo actuará en sentido contrario, tirando rápidamente de la aguja hacia atrás y llevando, simultáneamente, el deflector a su posición primitiva.

Cuando se utilizan grandes caudales de agua y se emplee un solo inyector, las cazoletas resultan muy grandes y pesadas; también se encuentra el inconveniente de que toda la fuerza tangencial se ejerce en un solo punto de la rueda, lo que representa un desequilibrio dinámico.

En consecuencia conviene hacer el montaje de dos o más inyectores cuando el caudal lo requiera, por lo que las cazoletas estarán menos cargadas y, por lo tanto, serán más pequeñas. Zopetti, G. (1979)

El par motor se distribuye más uniformemente sobre la periferia de la rueda, aumenta el número específico de revoluciones en z y a igualdad de diámetro del rodete la turbina adquiere una velocidad angular mayor.

2.3.12. Componentes principales de las turbinas de acción:

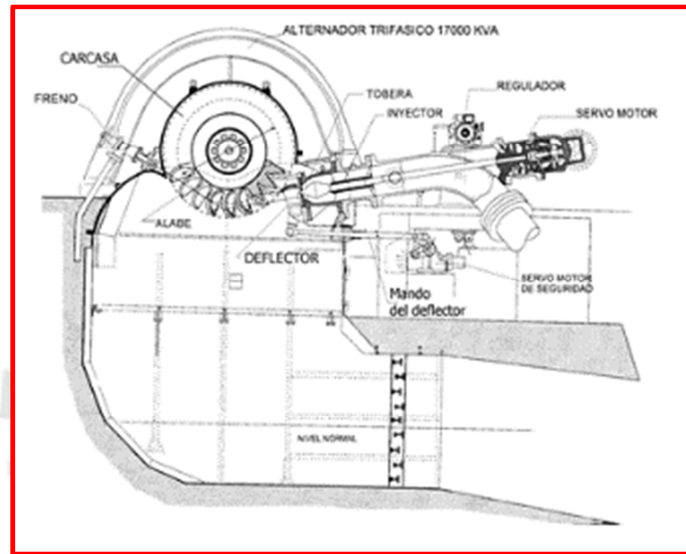


Figura N° 27: Partes principales de una Turbina Pelton de Eje Horizontal y un inyector.

Fuente: Polo Encinas, M. (1983)

2.4 ESTUDIO TEÓRICO DE LAS TURBINAS PELTON

2.4.1. Triángulo de las velocidades

La velocidad de entrada de la cuchara, las velocidades absoluta (C_2) y circunferencial (u_2) tienen la misma dirección y sentido; por lo tanto se puede escribir:

$$w_2 = c_2 - u_2 \quad \text{y} \quad c_{2u} = c_2$$

En las relaciones anteriores se ha despreciado la componente de choque, al considerar nulo el ángulo β_2 (en la práctica no es rigurosamente nulo).

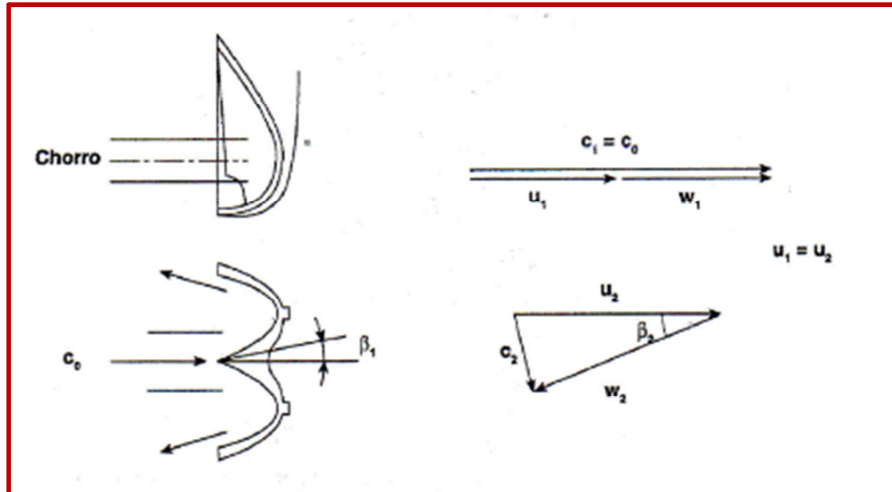


Figura N° 28: Triángulo de Velocidades.

Fuente: Jara, W. (1998)

A la salida, la dirección de la velocidad relativa (W_2) está definida por el ángulo β_2 (8° a 12°) y se tiene:

$$Cu_2 = u_2 - w_2 \cos\beta_2$$

De la Figura N°28 se observa que la velocidad de entrada (C_2) es igual a la del chorro,

$$C_2 = C_0 = kc_0\sqrt{2gH_n}$$

$$kc_0 = 0.95 \text{ a } 0.98$$

A “ kc_0 ” se le acostumbra denominar “coeficiente de tobera”.

En términos del coeficiente de velocidad, u puede expresarse como:

$$u = k_u\sqrt{2gH_n}$$

K_u se puede obtener de la Figura N°15

Además,

$$u = u_1 = u_2$$

2.4.2 Potencia, Torque, Rendimiento

De acuerdo al principio de cambio de la cantidad de movimiento, la fuerza del chorro está dada por:

$$F_{ch} = \rho Q (w_2 + w_1 \cos \beta_1)$$

$$w_1 = k_m w_2$$

“ k_m ” se denomina coeficiente de cuchara (depende del espesor de la capa de agua, terminación de la cuchara, tipo de material). Su valor varía entre 0.88 y 0.92.

De esta forma, la fuerza del chorro quedará expresada por.

$$F_{ch} = \rho Q (1 + k_m \cos \beta_1)$$

Combinando las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$F_{ch} = \rho Q (k C_0 \sqrt{2gH_n} - 1)(1 + k_m \cos \beta_1)$$

La expresión representa la fuerza ejercida por el chorro sobre la rueda, la cual, gira con velocidad u . De esta forma, la fuerza máxima cuando $u = 0$ (en la partida) y mínima cuando C_0 tienda a u .

La potencia está definida por la fuerza y la velocidad.

$$N = F_{ch} \times u = \rho Q (k c_0 \sqrt{2gH_n} - 1)(1 + k_m \cos \beta_1) u$$

Introduciendo (4.5) en (4.11) y ordenando se obtiene:

$$N = 2\gamma Q k_u H_n (k c_0 - k_u)(1 + k_m \cos \beta_1)$$

El torque es igual a:

$$T = \frac{N}{\omega} = \frac{N(60)}{2\pi n} = \frac{N(\frac{D}{2})}{u}$$

Combinando (4.13) con (4.12) se obtiene:

$$T = \gamma Q D \sqrt{\frac{H_n}{2g}} (k c_0 - k_u) (1 + k_m \cos \beta_1)$$

Con la potencia, altura neta y caudal se obtiene el rendimiento. Cabe hacer notar que en este análisis teórico se han considerado solo las pérdidas hidráulicas, de esta forma el rendimiento que se determinara es el manométrico (hidráulico).

$$n_m = \frac{N}{\gamma * Q * H_B}$$

Reemplazando en las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$n_m = 2k_u(kc_0 - k_u)(1 + k_m \cos \beta_1)$$

Pero en el rendimiento máximo se tiene:

$$[n_m]_{max} = \frac{\partial n_m}{\partial k_u} = 0 \rightarrow k_u = \frac{K C_0}{2}$$

La relación indica que el rendimiento (también la potencia) es máxima, cuando:

$$u = \frac{C_0}{2}$$

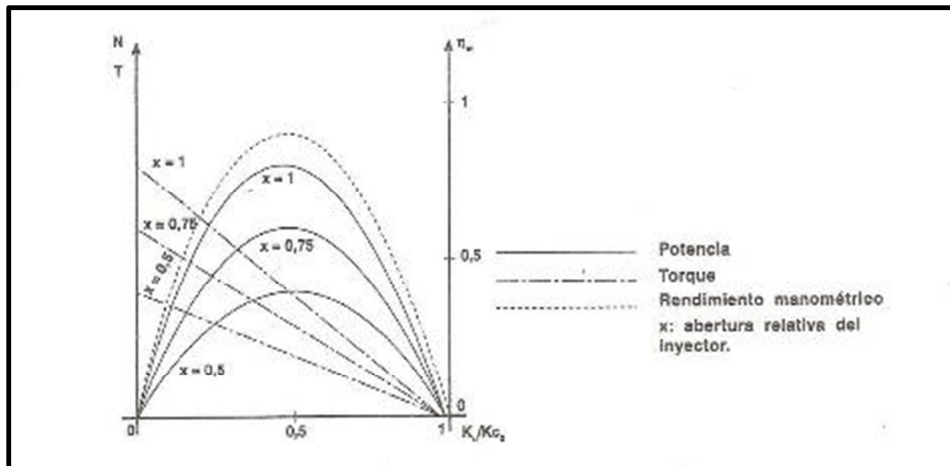


Figura N° 29: Funcionamiento teórico de la turbina Pelton Curvas Características.

Fuente: Jara, W. (1998)

Sin embargo, la práctica indica que la velocidad óptima es algo menor, comprendida entre 0.41 y 0.6 C_o (valor práctico $u = 0.45 C_o$). Los resultados teóricos se resumen en las curvas de la Fig.1. Del gráfico se observa que la velocidad de embalsamiento teórico es igual a la velocidad del chorro, es decir, $k_u = k C_o$. Sin embargo, la práctica demuestra que es algo menor ($n_{embalsamiento} = 1.8 n_{óptima}$)

2.4.3. Eficiencia Total de la Turbina Pelton

El rendimiento que garantizan los fabricantes de turbinas, está basado en el «International Code for the field acceptance tests of hydraulic turbines» (publicación IEC-60041) o, cuando es aplicable, en el «International Code for model acceptance tests» (publicación IEC-60193). Hay otras formas también de obtener el rendimiento de las turbinas. El rendimiento se define como la relación entre la potencia mecánica transmitida al eje de la turbina y la potencia hidráulica correspondiente al caudal y salto nominales, tal como se define en la ecuación.

Hay que hacer notar que en las turbinas de acción, la altura de salto se mide hasta el punto de impacto del chorro que, para evitar que el rodete quede sumergido en épocas de riadas, estará siempre por encima del nivel de la lámina de agua en el canal de descarga, con lo

que se pierde una cierta altura con respecto a las turbinas de reacción, en las que, como veremos, el plano de referencia es la propia lámina de agua.

Dadas las pérdidas que tienen lugar en el conjunto de la turbina de reacción, el rodete solo utiliza una altura H_u , inferior al salto neto H_n , tal y como se define en la Figura 29. Estas pérdidas son esencialmente pérdidas de fricción y tienen lugar en la cámara espiral, en los alabes directores y del rodete, y sobre todo en el tubo de aspiración o difusor. El difusor tiene como misión recuperar el mayor porcentaje posible de la pérdida de energía cinética correspondiente a la velocidad del agua al salir del rodete.

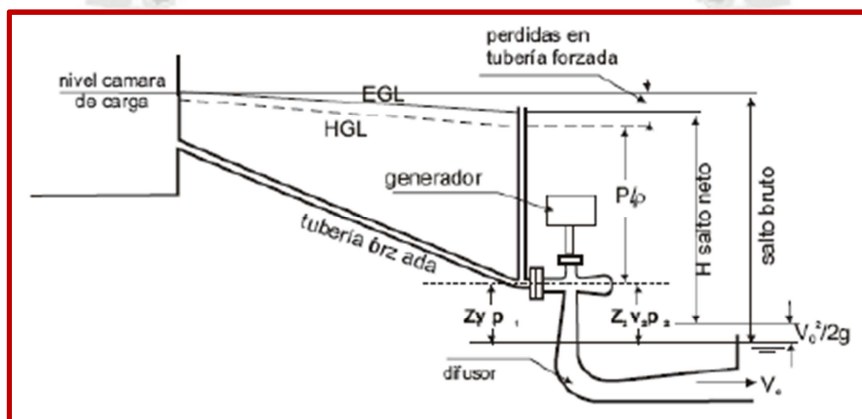


Figura N° 30: Vista esquemática de pérdidas en un aprovechamiento

Fuente: Fernández, P. (2005)

Su función es especialmente crítica en los rodetes de alta velocidad específica, en los que las pérdidas por este concepto podrían llegar a alcanzar el 50% del salto (mientras que en las Francis lentas apenas representan el 3%-4%). La columna de agua que acciona la turbina equivale al salto neto menos la presión equivalente a la energía cinética disipada en el tubo de aspiración, cuantificada por la expresión $V^2e/2g$ (siendo V_e la velocidad media a la salida del tubo de aspiración). Zoppetti, G. (1979)

Potencia teórica (= potencia absorbida o potencia neta = potencia hidráulica puesta a disposición de la turbina):

$$P = Q\rho gH$$

Esta es la potencia absorbida por la turbina. En una bomba la ecuación equivalente es la potencia restituida o la potencia útil.

Potencia útil (= Potencia restituida = Potencia al freno = Potencia en el eje)

$$P_a = M\omega = 0.1047 NM \quad)$$

M se mide con un dinamómetro y N con un cuenta revoluciones

Potencia interna (potencia suministrada por la turbina, descontando la potencia necesaria para vencer los rozamientos mecánicos P_m^r):

$$P_i = P_u + P_m^r$$

Rendimiento hidráulico:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{gH}$$

Rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{Q - q_e - q_i}{Q}$$

Dónde: Q - Caudal suministrado a la turbina

$Q - q_e - q_i$ - Caudal útil, o sea caudal que sede su energía en el rodete.

Rendimiento interno:

$$\eta_i = \frac{P_i}{P}$$

$$\eta_i = \eta_h \eta_v$$

Rendimiento mecánico:

$$\eta_m = \frac{P_a}{P_i}$$

Rendimiento total:

$$\eta_{tot} = \frac{P_a}{P}$$

La potencia útil en una turbina es la potencia mecánica P_a ; pero tiene su equivalente hidráulico. En efecto, de todo el caudal suministrado la turbina aprovecha el caudal útil, o sea $Q\eta_v$; de toda la altura neta se aprovecha la altura de Euler, o sea $H\eta_h$; del producto del caudal útil por la altura útil se obtiene la potencia interna multiplicando por ρg , o sea $P_i = Q\eta_v H\eta_h \rho g$; de la potencia interna se aprovecha sólo $P_i\eta_m$. Por tanto, en unidades hidráulicas:

$$P_a = P_i\eta_m = QH\rho g \eta_h\eta_v \eta_m$$

Finalmente:

$$\eta_{tot} = \frac{P_a}{P} = \frac{P_a}{P_i} \cdot \frac{P_i}{P} = \eta_m \eta_i$$

Luego:

$$\eta_{Tot} = \eta_i \eta_m = \eta_h \eta_v \eta_m$$



CAPITULO III

INGENIERÍA DEL PROYECTO

3.1. INTRODUCCIÓN

La Central Hidráulica Charcani V, tiene una potencia instalada de 135 MW, tres Grupos Generadores de 45 MW cada uno, con turbina Pelton de eje vertical; En este tipo de turbinas Pelton el número de chorros por rueda se reduce generalmente a uno o dos, por resultar complicada la instalación en un plano vertical de las tuberías de alimentación y las agujas de inyección. Este sistema de montaje encuentra aplicación en aquellos casos donde se tienen aguas sucias que producen deterioros o notable acción abrasiva.

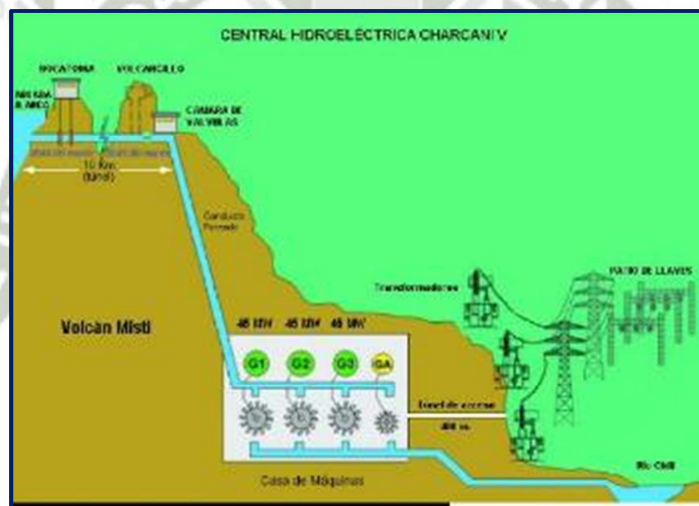


Figura N° 31: Central Hidráulica Charcani V

Fuente: EGASA

Son notables su suavidad de giro y su buen funcionamiento a carga parcial. La tobera lanza a la atmósfera un chorro de alta velocidad que incide sobre una serie de cucharas o álabes montados en la periferia de una rueda. El par ejercido por el impacto y la desviación del chorro provoca el giro de la rueda. Una vez transmitida su energía a la rueda, el agua sale de los álabes a velocidad relativamente baja y es dirigida hacia el canal de desagüe. Por tanto, la turbina ha de estar colocada a suficiente altura sobre el nivel máximo de crecida para asegurar el derrame libre.

En la turbina Pelton la energía cinética del agua en forma de chorro libre, se genera en una tobera colocada al final de la tubería a presión. La tobera está provista de una aguja de cierre para regular el gasto, constituyendo en conjunto, el órgano de alimentación y de regulación de la turbina.

Por otro lado Charcani V tiene las turbinas tipo Pelton con cinco inyectores; controlado por servo válvulas. El sistema hidráulico funciona con una bomba variable que ahorra energía y una servo válvula para regular la presión y la velocidad, con caída máxima bruta de 712 m, cada Grupo Generador incluye un Transformador de 57 MVA, 13.8/138 KV, y se acoplan en el patio de llaves en 138 KV de la Empresa de Generación Eléctrica de Arequipa S.A. – EGASA.

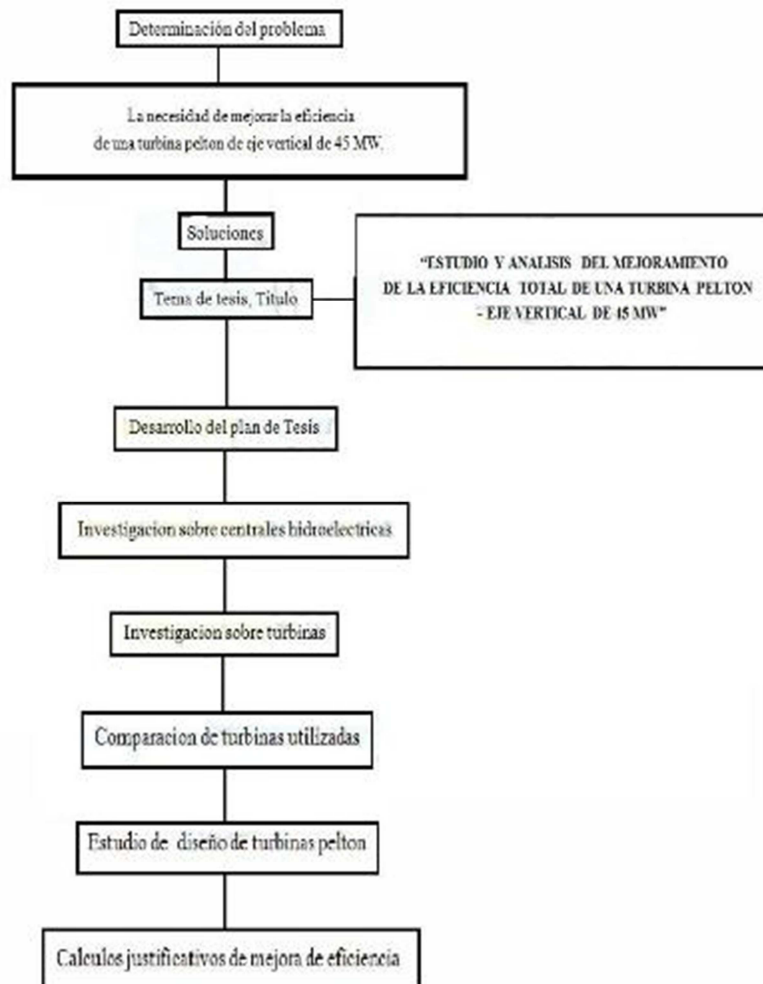


Figura N° 32: Metodología de Diseño Planteada para el Diseño de la Rueda Pelton. Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Fernández, P. (2005)

3.2. MÉTODOS DE DISEÑO PARA LA RUEDA PELTON DE LA CENTRAL HIDRÁULICA CHARACANI V

3.2.1. Diseño por procesos de manufactura

Desde la década del 60 se vienen fabricando rodetes pelton a través del proceso de fabricación por medio de la fundición, método denominado tradicional que a lo largo del tiempo tiene una evaluación de análisis de fallas con riesgos de probabilidad de fallas y consecuencias fundamentales tal como se indica en las Figuras N°31, N°32, N°33, N°34, N°35, N°36 en los siguientes factores:

- Porosidad en el cierre en los proceso de fabricación de las fundiciones
- Gran diferencia de calidad
- Reparaciones tempranas en los rodetes nuevos
- Riesgo de soldaduras defectuosas y de fisuras
- Demoras en el suministro
- Desviaciones locales en el perfil
- Mala calidad desde el comienzo



Figura N° 33: Defectos de fabricación de un rodete Pelton por fundición.

Fuente: Andritz VAT TECH HYDRO

Según la experiencia de los grandes fabricantes de rodetes Pelton, estos rodetes fundidos son pocos confiables, muestra la Figura N°32, N°33, N°35, N°36; la probabilidad de salir

volando por la fuerza centrífuga que se produce en la producción diaria de energía hidráulica. Hoy en día hay soluciones mucho más confiables debido al avance de los procesos modernos de manufactura como lo mencionaremos en el desarrollo del proyecto. Por eso, si se comparan los nuevos rodets ya no habrá accidentes, con los controles de servicio adecuados y el mantenimiento adecuado.



Figura N° 34: Defectos de fabricación de un rodete Pelton por fundición.
Fuente: Andritz VAT TECH HYDRO



Central:	SILZ
Cliente:	TIWAG
País:	Austria
Fabricante:	Escher Wyss
Puesta en serv.:	1977
Número de turb.:	2
Tipo de turbina:	v1R6NA
Salto:	$H_{max} = 1225$ [m]
Caudal:	$Q_{max} = 23.8$ [m ³ /s]
Potencia:	$P_{max} = 257$ [MW]
Velocidad rotac.:	$n = 500$ [min ⁻¹]
Ø Pelton:	$D_1 = 2850$ [mm]
Ancho cangilón:	$B_2 = 570$ [mm]
Número de cang.:	$z_2 = 23$ [mm]
Peso:	$m_1 = 14000$ [kg]
Rodete dañado:	
Fabricante:	Escher Wyss
Año de falla:	1983
Horas de operac.:	2'700 ←
Número de ciclos:	4.86×10^8
Fundidor:	+GF+
Material:	G-X5 CrNi 13.4

Figura N° 35: Rotura de Cuchara de la Central SILZ en 1977 con 2700 horas de operación.

Fuente: Andritz VAT TECH HYDRO

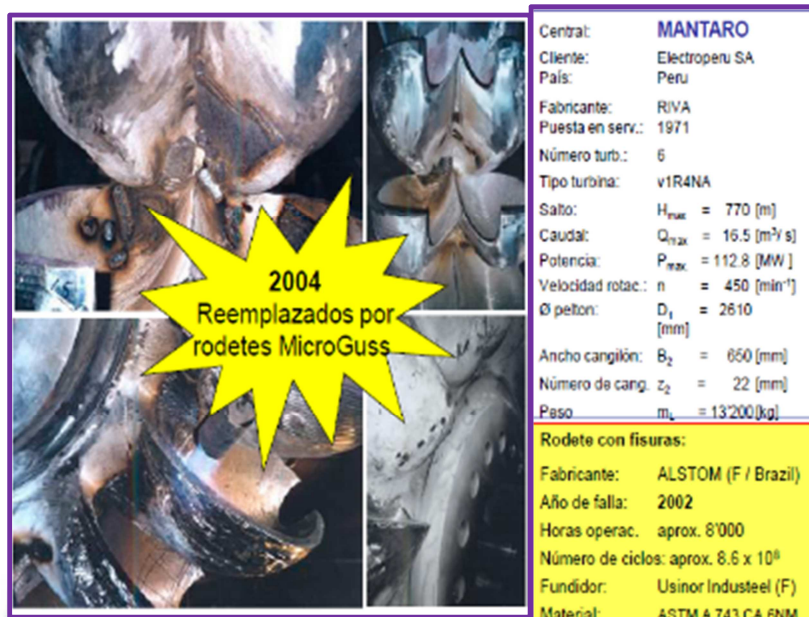


Figura N° 36: Rotura de Cuchara de la Central MANTARO SIZ en 2002 con 8000 horas de operación.

Fuente: ALSTOM



Figura N° 37: Rotura de Cuchara de la Central MAYOPAMPA en 2004 con cero horas de operación.

Fuente: ALSTOM

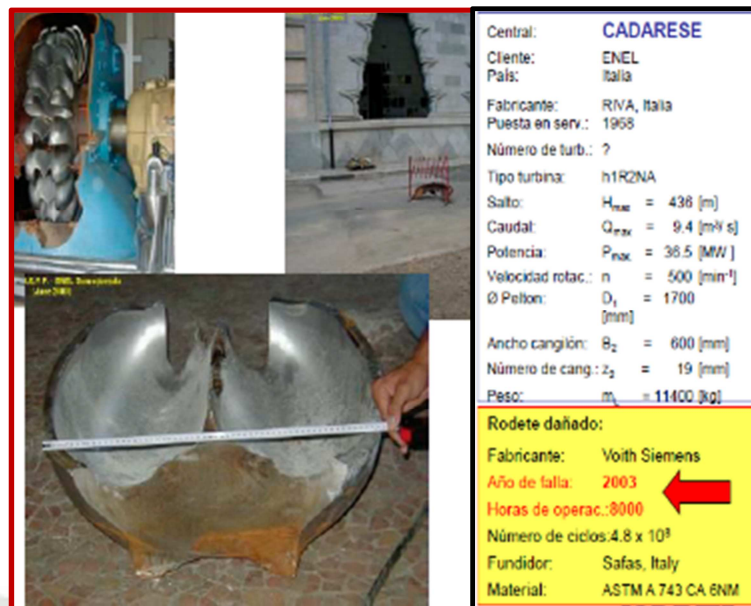


Figura N° 38: Rotura en la base de la cuchara de la Central CADARESE en 1968 con 8000 horas de operación.

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO

Como podemos apreciar en la Figura N° 37 uno de los puntos críticos de la rueda pelton es la unión de las cucharas con la rueda, donde en el proceso de operación existe esfuerzos de flexión altos que traen por consecuencia fisuras tempranas por fabricación, por porosidad, fatiga, por corte y otros.

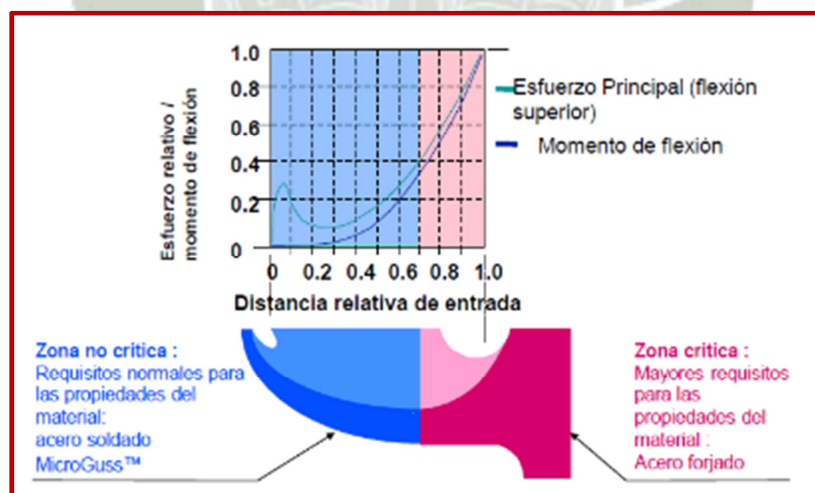


Figura N° 39: Comparación de esfuerzos obtenidos en la cuchara en pruebas de ANSIS en Rodetes Pelton.

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO

En coordinación de colaboración con el ente regulador de energía COES, la parte operativa EGASA y el fabricante ANDRITZ, para fabricar componentes de mejor calidad como es la rueda Pelton en factores como la eficiencia total, vida útil mayor, manutención, identificación de fallas tempranas.

De allí parte la inquietud de mi persona como ingeniero asistente responsable de la manutención de la Central Hidroeléctrica Charcani V de ser el coordinador por parte de EGASA en mejorar estos factores en la rueda Pelton como son la eficiencia total, vida útil, mayor seguridad en la operación, programas de mantenimiento, donde soy copartícipe en el mejoramiento del diseño y fabricación de las ruedas Pelton futuras.

Como podemos apreciar en la Gráfico N°7, en el proceso de fabricación de las ruedas Pelton se ha estado fabricando con el Acero G-X 5 CrNi 13.4/CA-6NM, como se puede observar en el gráfico las amplitudes de esfuerzos por fatiga en la siguiente correlación de menor a mayor; proceso de fundición, luego vino el proceso Micro Guss que consiste en fabricar la rueda y las cucharas separadas por medio del forjado y CNC para luego unir las por soldadura y por último se recomendó que el método de fabricación de todo el proceso completo se realice por forjado y la terminación final con máquina herramienta CNC esto conlleva dimensiones adecuadas, acabado y tolerancia estandarizadas.

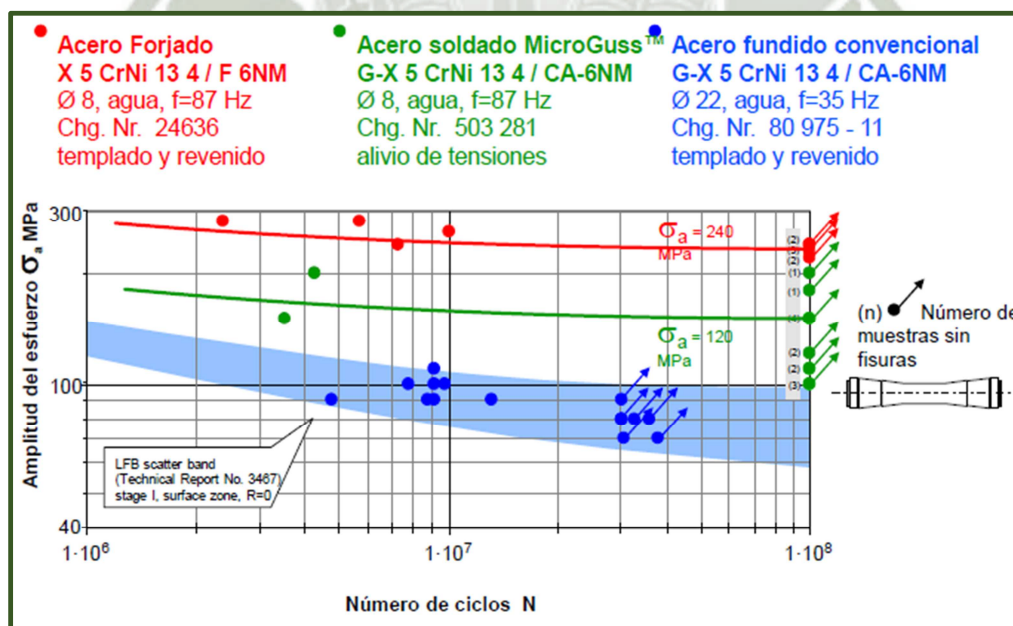


Gráfico N° 7: Comparación de resultados obtenidos en pruebas de fatiga por corrosión de diferentes Rodetes Pelton de diferentes materiales y procesos.

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO

En la Figura N°40 se parecía el proceso de fabricación de las nuevas ruedas pelton y otros componentes para al Central Hidráulica Charcani V.

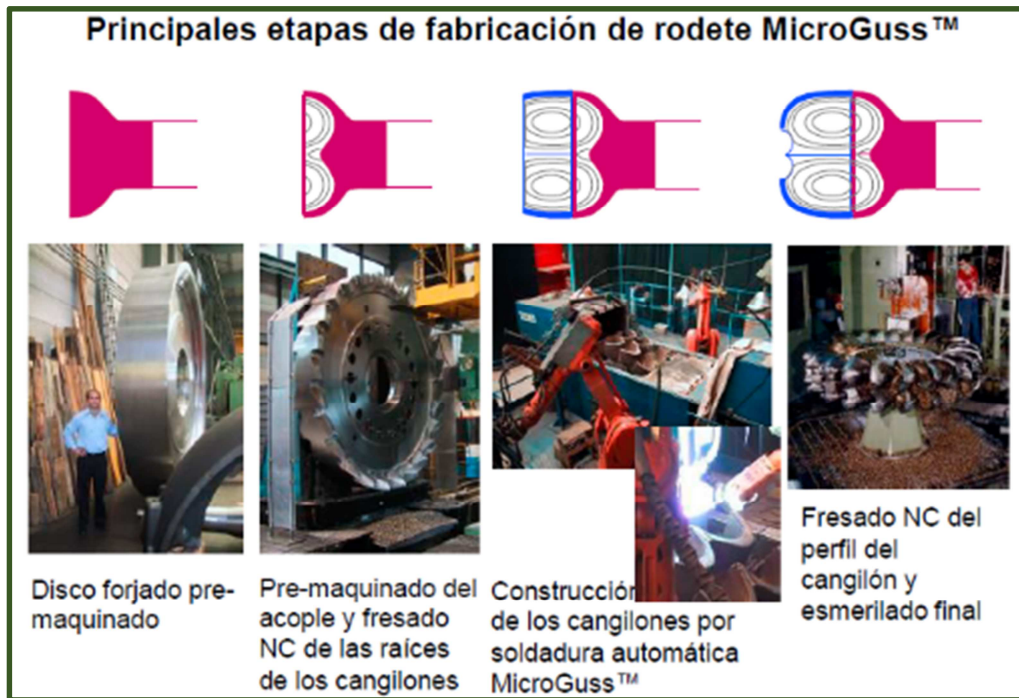


Figura N° 40: Principales etapas de fabricación del Rodete Pelton Forjado Máquina Herramienta CNC.

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO



Figura N° 41: Rodete forjado fabricado por Máquina Herramienta CNC.

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO

En la Figura N°40, 41, 42, 43 se observa el desprendimiento de arranque de viruta por medio de la máquina herramienta Control Numérico Computarizado -CNC desde el

inicio de la pieza en bruta forjada hasta la obtención de rueda final, por último las pruebas de tintes penetrantes, y al análisis ultrasónico.

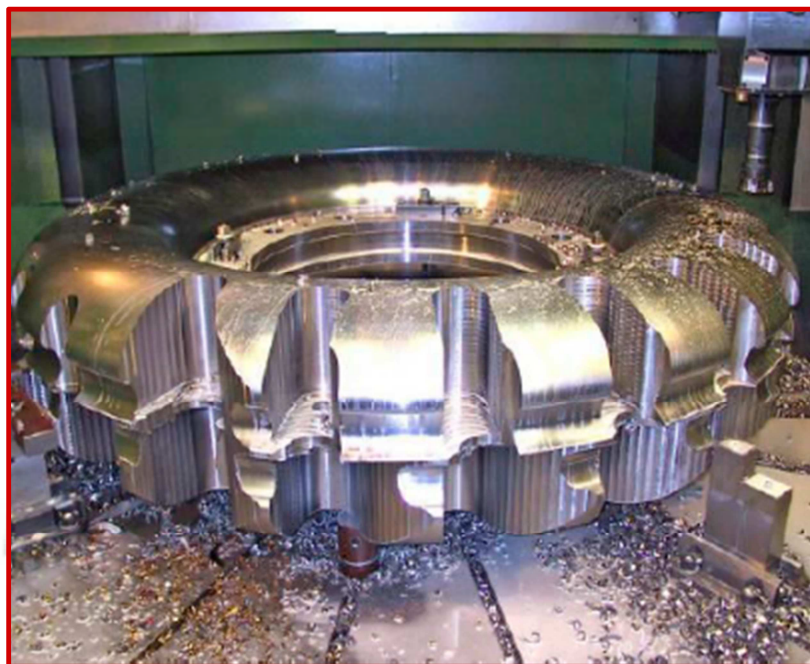


Figura N° 42: Fresado por Control Numérico de un rodete completamente forjado Turbina Pelton.

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO



Figura N° 43: Fresado por Control Numérico Cuchara completamente forjado Turbina Pelton.

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO



Figura N° 44: Cucharas de la Rueda Pelton en proceso de fresado

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO



Figura N° 45: Rodetes Completamente Forjados Turbina Pelton

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO

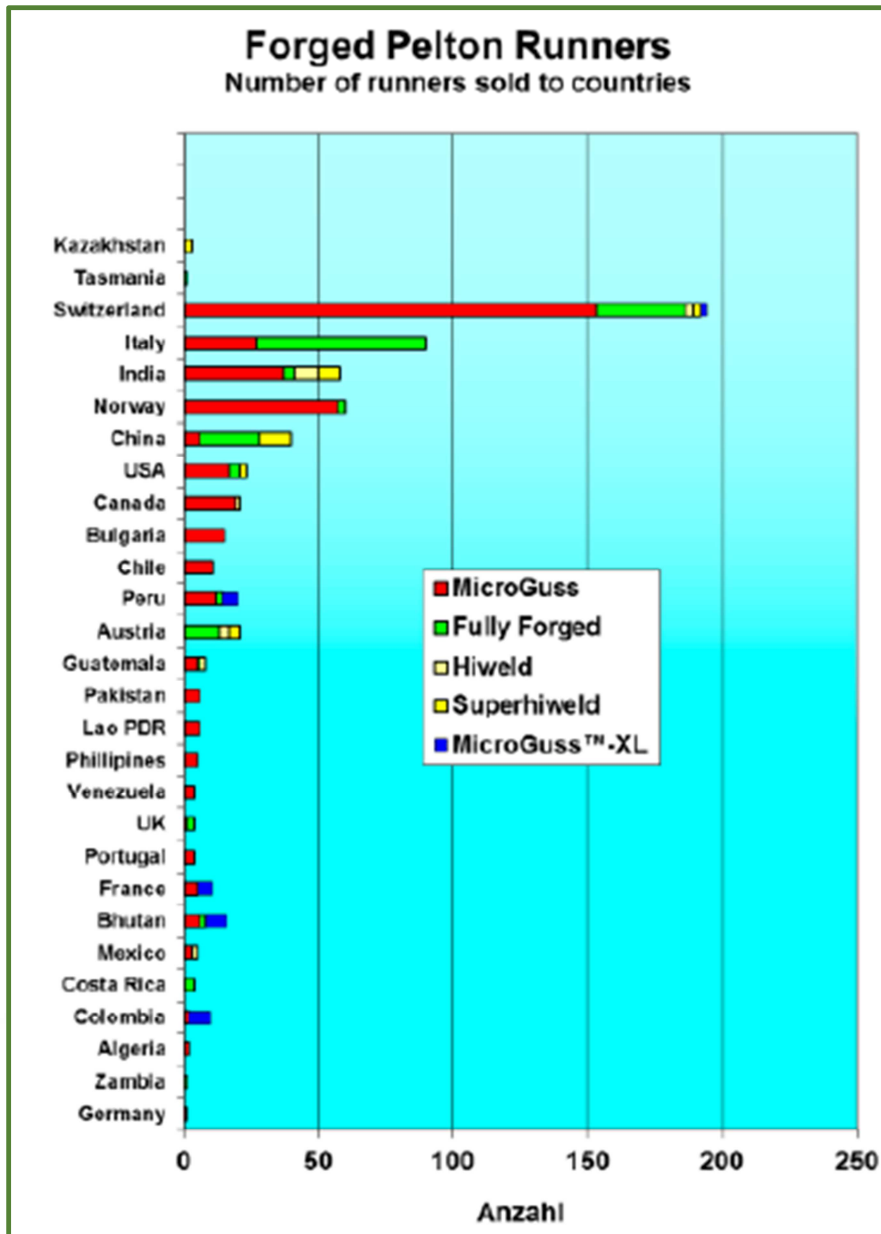


Gráfico N° 8: Al 31 de Mayo del 2012, número de rodets forjados suministrados o en curso de fabricación por ANDRITZ HYDRO, 656

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO

En la Tabla N°7 nos indica las unidades generadoras de energía hidráulicas en el Perú la estadística de compra de rodets pelton forjados por el método Microguss y los rodets totalmente forjados; y en la Gráfico N°8 una referencia del fabricante del aumento de la vida útil de los rodets totalmente forjados versus los fabricados por medio de la fundición.

Año Entrega	Central	Cliente	Suministro	Potencia MW	Salto neto m
1999	Callahuanca	Edegel	2 rodetes MicroGuss™	17.55	423
2003	Yaupi	Electroandes	2 rodetes MicroGuss™	24.82	520
2005	Mantaro	Electroperu	4 rodetes MicroGuss™	112.84	770
2008	Yaupi	Electroandes	2 rodetes MicroGuss™	24.82	520
2009	Yaupi	Electroandes	1 rodete MicroGuss™	24.82	520
2010	Charcani V	Egasa	1 rodete MicroGuss™	51.59	708
2011	Matucana	Edegel	2 rodetes MicroGuss™.XL	66.41	980
2013	Moyopampa	Edegel	2 rodetes totalmente forjados	25.33	452
2013	Matucana	Edegel	2 rodetes MicroGuss™.XL	66.41	980
2013	Huinco	Edegel	2 rodetes MicroGuss™.XL	69.76	1232
2014	Huinco	Edegel	2 rodetes MicroGuss™.XL	69.76	1232
En fabricación	San Gabán 2	EGE San Gaban	2 rodetes totalmente forjados	58.00	657

Tabla N° 7: Rodetes Forjados en Proceso MicroGuss y Forjados Totalmente Pelton.

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO

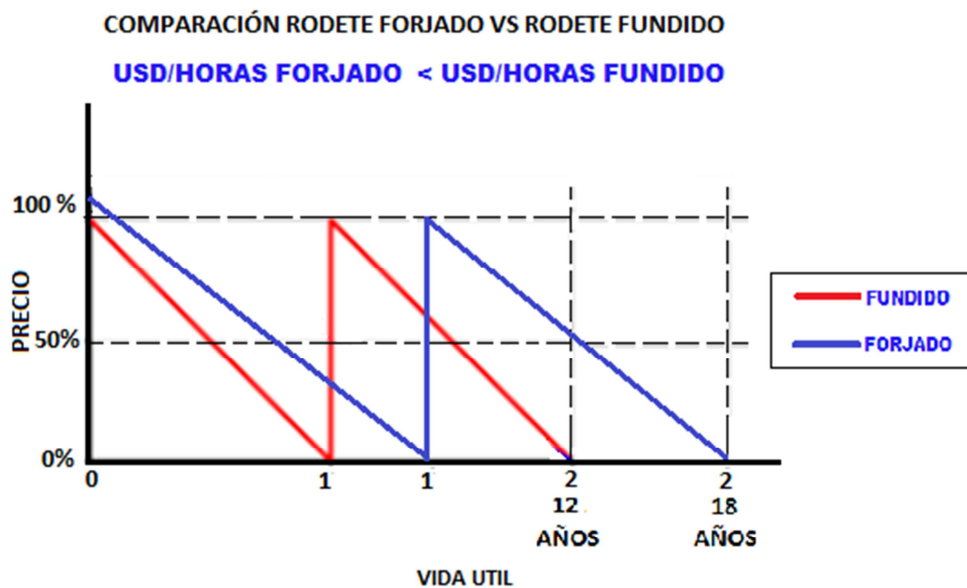


Gráfico N° 9: Comparación de vida útil y precios de Rodetes Pelton Fundidos y Forjados.

Fuente: Andritz VA TECH HYDRO

3.2.2. Método de diseño por elementos finitos y simulación de la rueda pelton de la central hidráulica Charcani V

En la Figura N° 30 se muestra el diagrama de flujo de la metodología empleada para realizar el análisis estructural que tiene por objeto garantizar la integridad estructural de cada uno de los componentes del micro generador. En esta etapa de la

metodología se consideran las diferentes alternativas de producción para cada pieza, además de los sistemas adecuados para su ensamble, lubricación y hermeticidad.

Para el análisis de los componentes principales de la rueda Pelton se emplea el software de elementos finitos ANSYS SIMULATION. En el software se definen las condiciones de carga y frontera a las que se encuentran sometidos y las propiedades del material usado en su fabricación. Se verifican con la ayuda del software las tensiones y deformaciones de los componentes; además, se determinan sus frecuencias naturales. El análisis estructural se centró principalmente en la rueda Pelton y cucharas.

El diseño por elementos finitos empelado es una herramienta consistente constituida por elementos computacionales tipo CAD (Diseño asistido por computador), CAE (Ingeniería asistida por computador) y CFD (Análisis computacional fluido-dinámico). Posteriormente, se empleó un software CAM (Manufactura asistida por computador) y procesos de forjado para la fabricación de la rueda Pelton.

Para la fabricación de la rueda Pelton se seleccionaron diferentes materiales con sus respectivas aleaciones que exhibieron buenos resultados ante pruebas de resistencia a la corrosión, erosión y cavitación. En este caso, se seleccionó el acero forjado X5 CrNi 13.4/F6NM para fabricar la rueda Pelton con sus cucharas.

Para la rueda Pelton en su conjunto se probaron diversos materiales, se prefirió una aleación de acero con cromo, debido a su límite elástico, su tenacidad y resistencia al desgaste superficial y a la corrosión, además de su fácil maquinado.

Después del análisis por software ANSYS se detalla el análisis estructural en las diferentes Figuras. Éste se diseña para resistir el empuje directo del chorro de agua; por lo tanto, con los parámetros de entrada se ha calculado la fuerza del chorro; calculada con el software CFD- Fluent. Se realizó un mallado del componente en el software CAE, el tipo de análisis realizado fue no lineal.

En las Figuras N° 45, 48 se muestra la distribución de esfuerzos en la rueda pelton, Figura N°46, 49, 50,51, 52; desplazamiento de la rueda pelton total, en el eje X, Y, Z, Figura N°53 distribución de presiones y Figura N°54, 55 líneas de corriente del fluido en la cuchara de la rueda pelton.

El diseño de la rueda pelton se realiza con el aprovechamiento de la potencia hidráulica por la turbina está dada por la relación entre las características de caudal y altura neta del sitio donde se utiliza la rueda pelton, además, está en función de la rugosidad superficial de la cuchara, de la velocidad de rotación de la turbina; del ángulo y de la velocidad de entrada y de salida del agua al álabe.

Debido a que el chorro de agua está muy cerca del álabe, se supone que la magnitud de la velocidad de salida del chorro es la misma que la velocidad de entrada del agua al álabe.

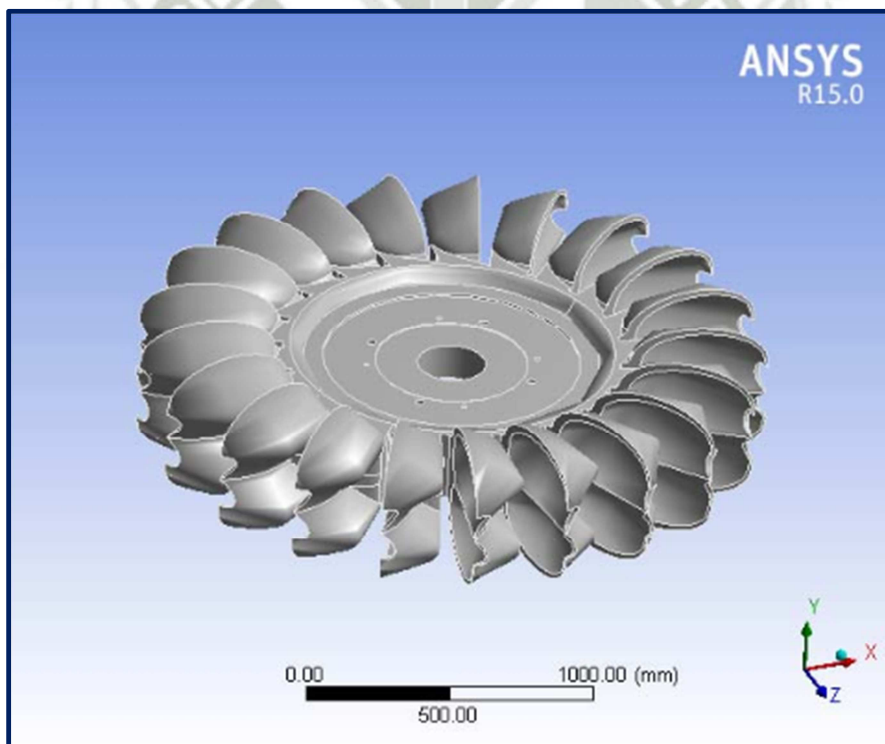


Figura N° 46: Diseño de la Turbina Pelton para la Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Elaboración propia

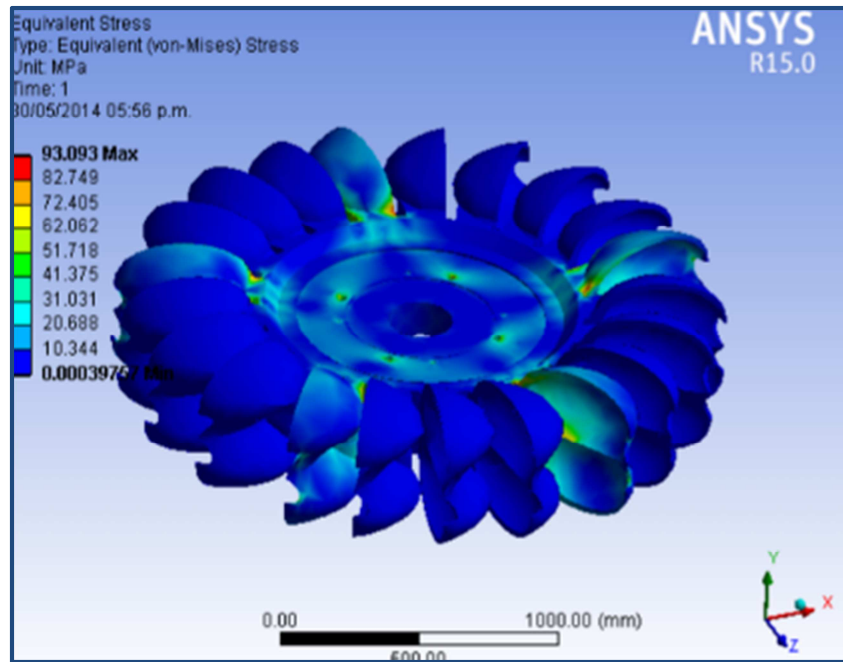


Figura N° 47: Esfuerzos Simulados del Diseño del Rodete Pelton para la Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Elaboración propia

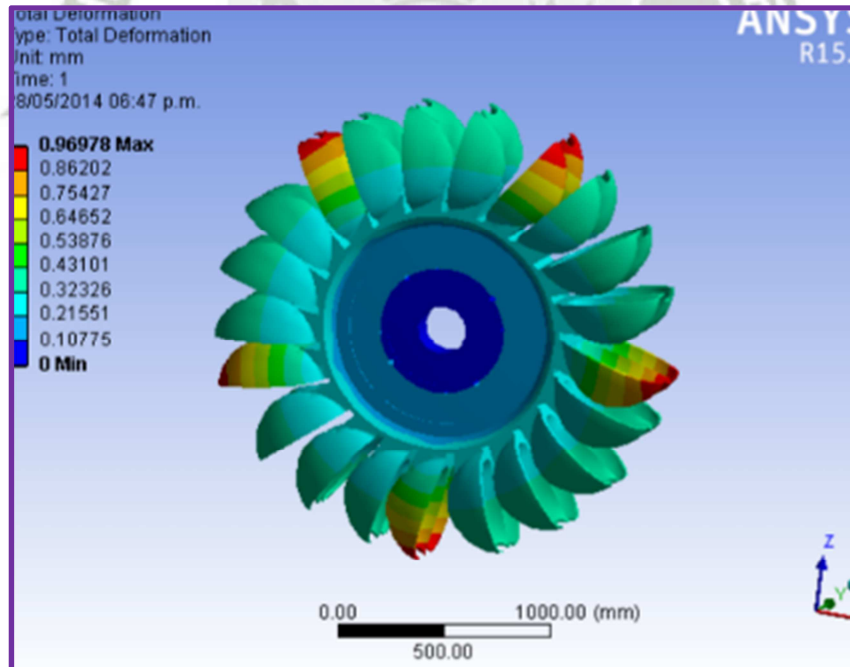


Figura N° 48: Deformación Total Simulada del Diseño del Rodete Pelton Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Elaboración propia

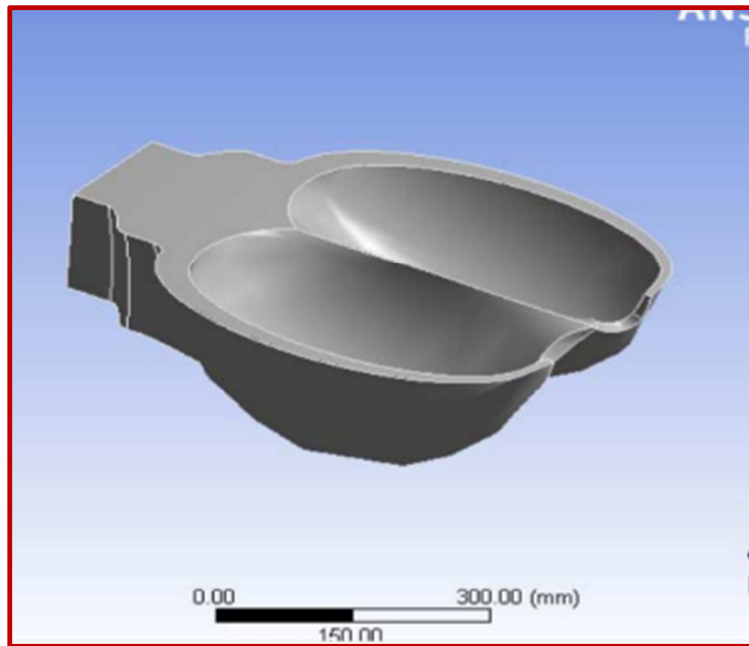


Figura N° 49: Diseño de las Cucharas de la Rodete Pelton para la Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Elaboración propia

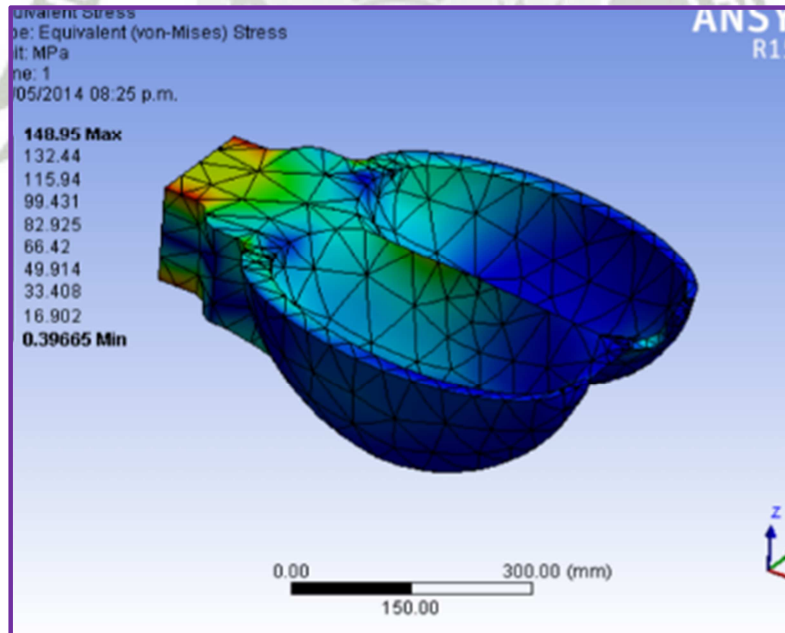


Figura N° 50: Esfuerzos Simulados en la Raiz de Cuchara del Rodete Pelton Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Elaboración propia

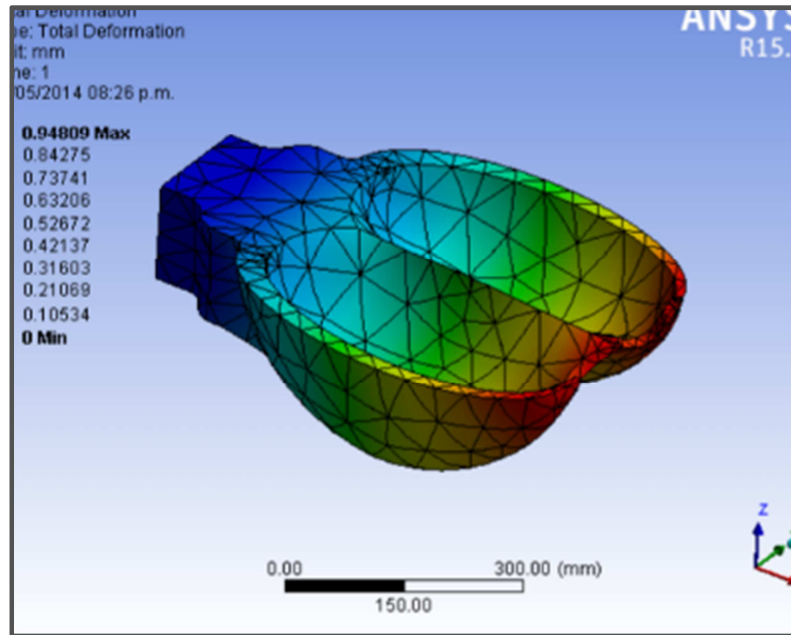


Figura N° 51: Deformación de la Cuchara Pelton para la Central Hidráulica Charcani V.
Fuente: Elaboración propia

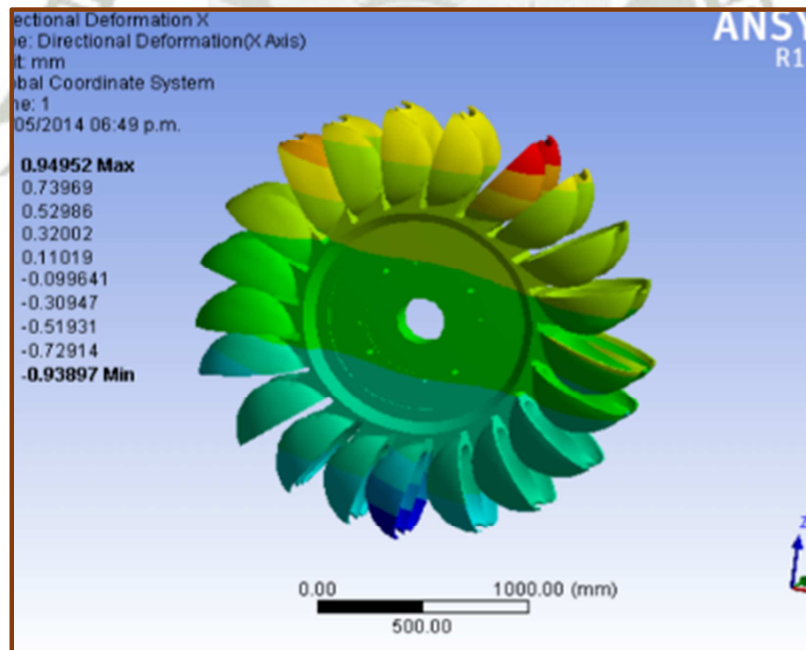


Figura N° 52: Deformación del Rodete Pelton en la Dirección X Central Hidráulica Charcani V.
Fuente: Elaboración propia

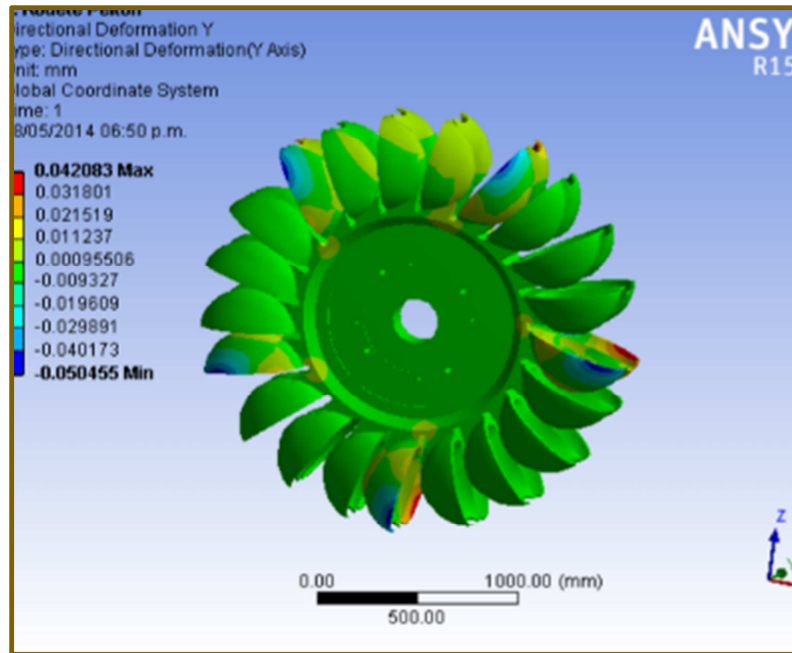


Figura N° 53: Deformación del Rodete Pelton en la Dirección y Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Elaboración propia

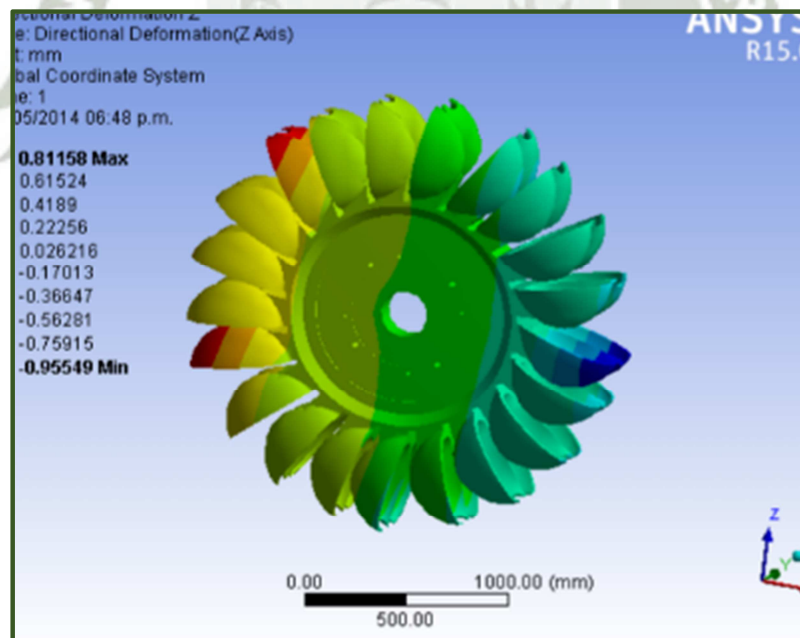


Figura N° 54: Deformación del Rodete Pelton en la Dirección Z Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Elaboración propia

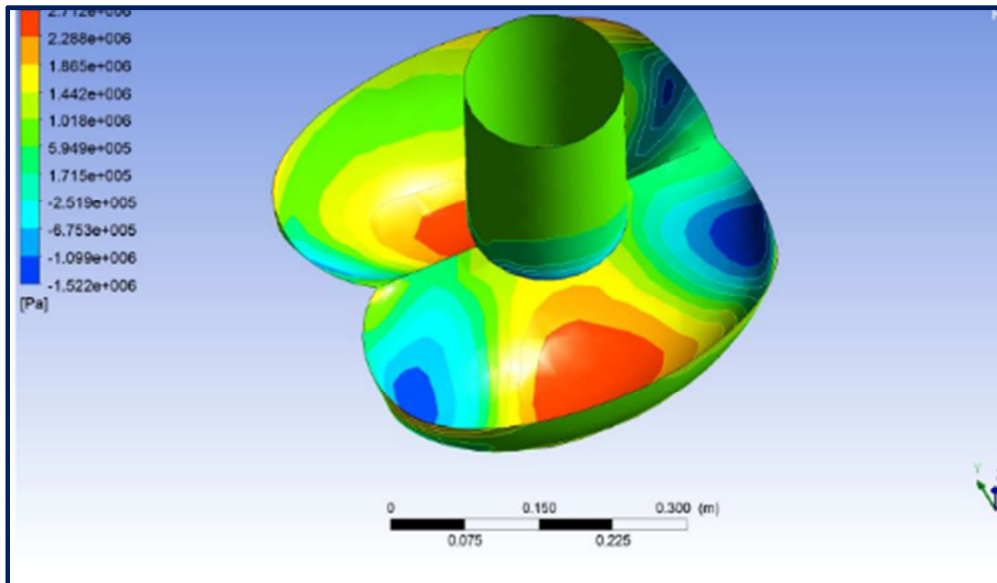


Figura N° 55: Distribución de Presiones en la Cuchara Rodete Pelton para la Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Elaboración propia

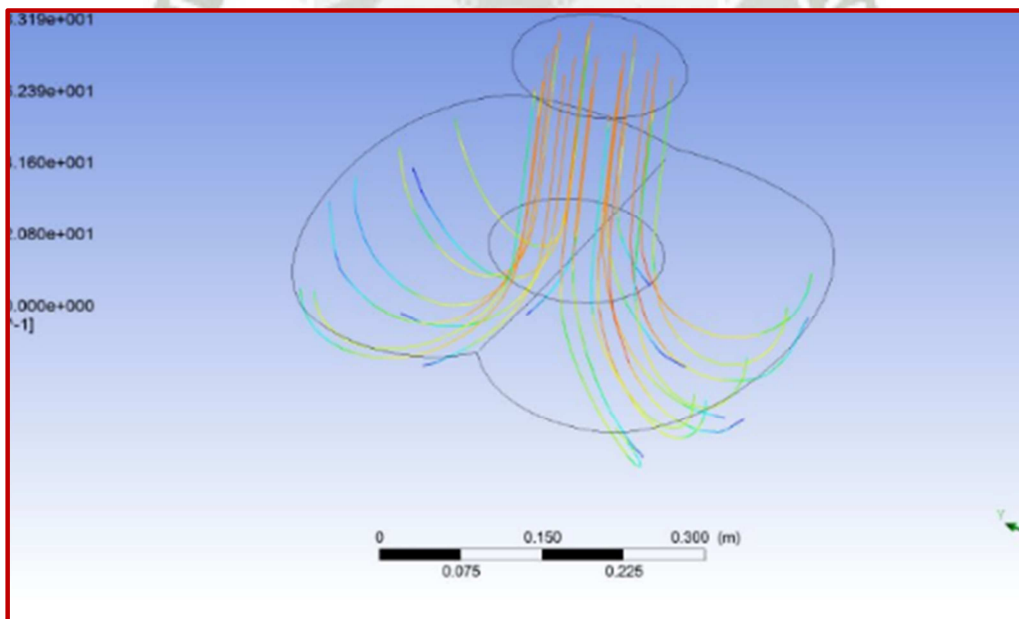


Figura N° 56: Simulación de las Líneas Corriente de Fluido en la Cuchara Rodete Pelton Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Elaboración propia

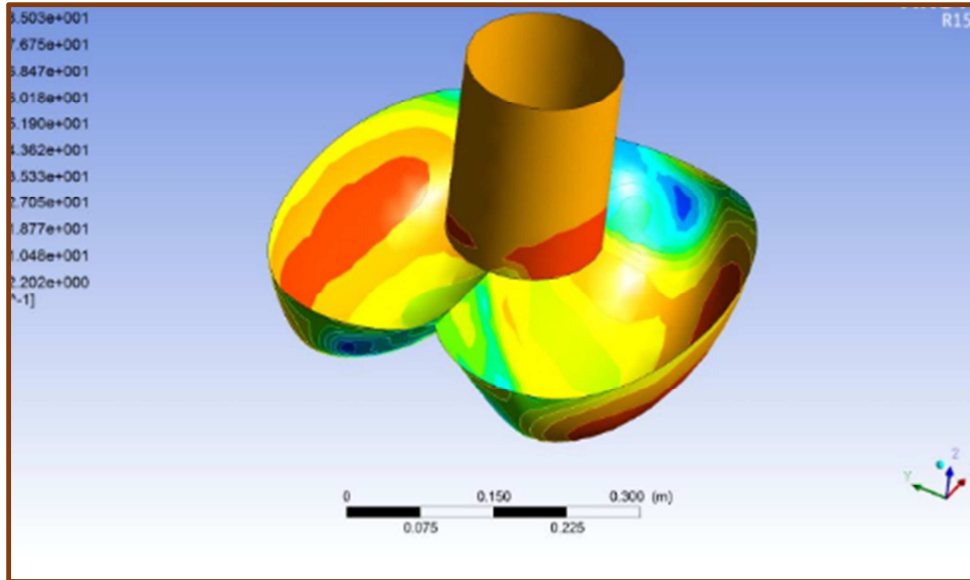


Figura N° 57: Simulación de contorno de velocidades en la cucharan Rodete Pelton Central Hidráulica Charcani V.

Fuente: Elaboración propia

3.3. MÉTODO DE VALIDACIÓN DE AUMENTO DE LA EFICIENCIA DE LA TURBINA PELTON

Los ensayos fueron desarrollados conforme a la norma IEC N° 60041 de 1991, 3ra edición, “Pruebas de aceptación en campo para determinar la eficiencia hidráulica de turbinas hidráulicas, bombas de almacenamiento y turbinas bombas”.

Se aplicó el método termodinámico utilizando el procedimiento sin expansión (directo). El capítulo 14 de la Norma IEC 60041 establece los detalles de esta práctica.

- Otro tipo de Norma ASME PTC 18 “Hydraulic turbines. Performance test codes”.

La diferencia fundamental entre ambas normas es que mientras que el PTC 18 sigue considerando las unidades clásicas referentes a salto bruto, neto, etc; en la IEC N° 60041 se definen como energías específicas (hidráulica, mecánica, etc.), expresadas en Julios/kilogramo.

Las razones que justifican la realización de un ensayo de rendimiento son múltiples:

- Verificar que se cumplen las garantías contractuales ofrecidas por el fabricante de la turbina, comprobando que la potencia garantizada se consigue sin penalizar el rendimiento, esto es, mediante un caudal turbinado no mayor que el especificado.
- Valorar la posibilidad de un incremento de la energía producible acometiendo el cambio del rodete de la turbina.
- Controlar el deterioro de la instalación a lo largo de años sucesivos.
- Controlar el caudal turbinado por la máquina o conjunto de ellas.
- Valorar las alteraciones producidas en el rendimiento como consecuencia de reparaciones o modificaciones realizadas.
- Ajustar la leva hidráulica o mecanismo pala-álabe de correlación de aperturas en turbinas de doble regulación.
- Determinar las pérdidas de carga que se producen en los diferentes elementos de la instalación (conducción forzada, válvulas, etc.).

La disposición de los instrumentos de medición se da en el Anexo 1.

3.3.1. Presión estática al ingreso de la turbina

La presión estática al ingreso de la turbina asumida P1.

3.3.2. Nivel en la descarga

El nivel en la descarga p_{20} , debe ser medida con una cinta métrica con flotador, en la zona donde se coloca la ataguía en el canal de descarga.

3.3.3. Medición Termodinámica

Las pérdidas en una turbina se manifiestan por sí mismas mediante el calentamiento del agua. Para la determinación de la eficiencia de una turbina es suficiente medir el incremento de temperatura del agua y las presiones como los valores más importantes.

La energía mecánica E_m fue medida entre las secciones 10 y 20.

En el lado de alta presión la energía no puede ser medida directamente en el flujo. Por ello, se extrae una porción de agua mediante una probeta de muestreo. La presión y temperatura fueron medidas en la cámara de medición 11 sin expansión. El caudal extraído fue conducido a través de una manguera a una válvula de expansión con la que se ajustó el flujo de agua. Dicho valor fue medido con un rotámetro.

La presión p_{11} fue medida con un transductor de presión Rosemount. El instrumento N° 7283184/0499 fue calibrado en los laboratorios de Emerson Perú sobre un rango de 0 a 100 bar.

En el lado de baja presión (sección 20) se instaló una estructura de medición en el canal de descarga sobre la cual se fijó las sondas de temperatura (anexos 1 y 6).

Las temperaturas T_{11} , T_{20A} , T_{20B} y T_{20C} en las secciones 11 y 20, fueron medidas con sondas termométricas PT100. La precisión y sensibilidad de estos termómetros es 0.001°C .

Las lecturas cero de la diferencia de temperaturas fueron verificadas antes y después de las pruebas colocando todos los termómetros juntos en el agua de un recipiente con aislamiento (verificación a diferentes temperaturas del agua).

3.3.4. Potencia

La potencia en bornes del generador fue medida por EGASA y registrada cada 30 segundos.

3.3.5. Adquisición de datos

Las lecturas fueron hechas automáticamente mediante una Unidad de Adquisición de Datos Hewlet Packard, instrumento N° SHZ 71 111 007, monitoreado por una computadora (Archivo Excel Hydro PTS). Durante un tiempo de medición de 120 segundos, el sistema tomó 30 lecturas para cada señal (valores integrados) y evaluó los valores medios y desviaciones estándar.

3.3.6. Temperatura del aire

Fue medida con una sonda termométrica PT1000 ubicada cerca de la probeta de muestreo.

3.3.7. Lecturas varias

Diferentes valores fueron registrados desde el lugar de medición y de la sala de control.

- Flujo de muestra (q_{11}).
- Gradientes de temperaturas.
- Apertura de inyectoras (sala de control).
- Frecuencia.
- Potencia activa unidad N° 1.
- Factor de potencia.
- Potencia activa unidad N° 2.
- Potencia activa unidad N° 3.
- Nivel de agua en el canal de descarga de la unidad N° 1.

3.4. LEVANTAMIENTO DE INFORMACIÓN

3.4.1. Levantamiento de las diferentes cotas

Las cotas de los diferentes transductores de presión fueron levantadas. La cota del eje de la válvula esférica, 2953.80 m, fue tomada como referencia para los instrumentos en el lado de alta presión. Las elevaciones en el lado de baja presión fueron tomadas de los planos.

Todas las elevaciones de esta manera están registradas en el anexo 1.

3.4.2. Secciones de control

Para la evaluación de las diferentes velocidades del agua correspondientes a las secciones transversales se tomaron los datos indicados en los planos.

Lado de alta presión, presión estática, sección 1

El diámetro de ingreso de la sección de medición 1 (manguito válvula esférica) es:

$$D = 900 \text{ mm}$$

Esto da:

$$A_1 = 0.636 \text{ mm}^2, \text{ y entonces}$$

$$V_1^2 / 2 = 1.2354 Q^2 \text{ [J/Kg]}$$

Lado de alta presión, presión termodinámica, sección 11

La probeta de muestreo “Schedelberger” tiene una sección transversal de

$$A_{11} = 0.0001885 \text{ mm}^2 \text{ y entonces}$$

$$\frac{v_{11}^2}{2} = 0.0039088 q_{11}^2 \text{ [J/Kg]}$$

Lado de baja presión, presión estática, sección 20

El canal de descarga tiene una cota de fondo y un ancho de:

$$Z_k = 2948.30 \text{ m}$$

$$B_k = 2.550 \text{ m}$$

Y entonces:

$$A_{20} = (Z_{20} - Z_k) * B_k \text{ y}$$

$$V_{20} = Q / A_{20}$$

3.5. PROPIEDADES DEL AGUA, ACELERACIÓN DE LA GRAVEDAD, PRESIÓN AMBIENTAL, CERTIFICADOS/CALIBRACIONES, EFICIENCIA DEL GENERADOR

3.5.1. Propiedades del Agua

Para el cálculo, los siguientes valores promedio del agua fueron necesarios

ρ	Densidad del agua	Anexo N° 8
q	Factor isotérmico	Anexo N° 9
C_p	Capacidad calorífica	Anexo N°10

Estos valores están dados en la norma IEC 60041 en las Tablas de los Apéndices E2, E5 y E6.

3.5.2. Aceleración de la gravedad

La aceleración de la gravedad conforme a la fórmula dada en el apéndice E1 de la norma IEC 41 es:

$$g = 9.7803 * (1 + 0.0053 * \sin^2 \varphi) - 3 * 10^{-6} * Z \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Para la Central Charcani V:

- La latitud es 16°
- La cota Z = 2953.8 m
- $g = 9.7757 \text{ m/s}^2$

3.5.3. Presión ambiental

La presión ambiental es normalmente la presión barométrica. Esta es evaluada de acuerdo a la norma internacional ISO 2533 con la fórmula:

$$P_{amb} = 1.01325 * (1 - 2.2558 * 10^{-5} * Z)^{5.255} \text{ [Bar]}$$

Para la Central CHARCANI V:

$$P_{amb} = 0.7053 \text{ [Bar]}$$

Calibraciones y Certificados

Transductores de Presión Diferencial

Anexo	Transductor	Instrumento N°	Para	Rango	Ganancia
11, 12	Rosemount	7039320/0397	pm ₁	140 bar	87.5125 bar/V
13, 14	Rosemount	7283184/0499	pm ₁₁	100.0 bar	62.490 bar/V
15, 15a	Rotámetro TM 18E S		q ₁₁	0-10 l/min	

3.5.4. Eficiencia del Generador

Una curva de eficiencia fue determinada de los datos de una anterior prueba de eficiencia realizada por la empresa Voith Riva en el año 1997 (Anexo N°16).

3.6. EVALUACIÓN

3.6.1. Comentarios y verificaciones

La adquisición de datos se efectuó automáticamente mediante una computadora y una unidad de adquisición de datos HP. Durante un período de medición de 2 minutos, el sistema registró 30 lecturas y calculó los valores promedio y las desviaciones estándar. Los valores iniciales del sistema están dados en el anexo 17, basados en los puntos cero y las ganancias.

La determinación de los puntos cero de los termómetros (T_{11} , T_{20}) fue hecha para diferentes temperaturas del agua antes y después de la ejecución de las pruebas. Entonces los punto cero pudieron ser definidos como una función de la temperatura del agua de ingreso a la turbina. De esta manera, los puntos cero fueron corregidos como una función de la temperatura del agua de ingreso a la turbina para la evaluación (modificación en las hojas de adquisición).

La temperatura del agua que ingresaba fue medida y los gradientes para todos los puntos de ensayo fueron registrados y fueron considerados en la evaluación.

Las mediciones y evaluaciones están correlacionadas como sigue:

- Cada nivel de potencia constante tiene un número de ensayo por separado.
- Cada registro de datos tiene un número correlativo de punto de medición (MP).
- Además, la hora de cada registro de datos está indicada.

Los diferentes registros y evaluaciones están dados en los siguientes anexos:

- Anexo N° 22 – N° 26 Hojas de control y toma lecturas manuales.
- Anexo N° 27- N° 34 Datos registrados en la sala de control.
- Anexo N° 35 Datos registrados por el Hydro PTS.
- Anexo N° 36 Evaluación de la energía mecánica.
- Anexo N° 37 Evaluación de la energía hidráulica, potencia, eficiencia.

3.6.2. Energía hidráulica específica

La energía hidráulica específica se calcula según IEC publicación 60041, cláusula 2.3.6:

$$E = g * H = \left(\frac{(P_1 - P_2)}{\rho} + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} \right) + g (Z_1 - Z_2)$$

Para una turbina Pelton tenemos $p_2 = 0$ y $v_2 = 0$, entonces la fórmula se reduce a:

$$E = \left(\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} \right) + g (Z_1 - Z_2)$$

La densidad es tomada del anexo 10:

$$P = P_{amb} + \frac{P_1}{2} \text{ y}$$

$$T = T_1$$

La temperatura del agua T_1 (agua sin expandir) es evaluada:

$$T_1 = T_{11} - a \left(\frac{P_1 - P_{11}}{C_p} \right)$$

Los valores de a y c_p se obtienen de las tablas de la norma IEC 41, Anexos 11 y 12, para:

$$P = P_{amb} + \left(\frac{P_1 - P_{11}}{2} \right) \text{ y}$$

$$T = T_{11}$$

En el lado de baja presión se tiene:

$$T_2 = T_{20}$$

3.6.3. Altura Neta

Se obtiene dividiendo la energía hidráulica específica por el valor de la gravedad:

$$H = \frac{E}{g}$$

3.6.4. Energía mecánica específica

La energía mecánica específica, de acuerdo a la norma IEC 41, cláusula 14.2 y de acuerdo a la disposición de los instrumentos de medición en CHARCANI V está dada por:

$$E_m = a(p_{11} - p_{20}) + C_p(T_{11} - T_{20}) + \left(\frac{V_{11}^2 - V_{20}^2}{2}\right) + g(Z_{11} - Z_{20}) + dE_m$$

Los valores de a y C_p están tomados para:

$$P = p_{amb} + \left(\frac{P_{11} - P_{20}}{2}\right) \text{ y}$$

$$T = \left(\frac{T_{11} - T_{20}}{2}\right)$$

En el caso de la turbina Pelton p_{20} es igual a cero.

El factor de corrección dE_m se compone de varios otros términos:

- Término de corrección por la transferencia de calor en la sonda de muestreo.

En nuestro caso el termómetro está directamente insertado en la sonda de muestreo y la cámara de medición está protegida por un flujo de agua que la aísla. Por lo tanto, este valor es cero.

- Término de corrección por el calor transferido entre la turbina y los alrededores.

Este término es muy pequeño y se calcula según:

$$dE_{m,ht} = \frac{1}{(\rho * Q)} * A * P_{a-w} * (T_{air} - T_1)$$

- Término de corrección por el gradiente de temperatura por el agua circulante.

$$dE_{m,grad} = C_p \left(\frac{dT}{dt} \right) * (t_a - t - t_b)$$

t_a = tiempo de tránsito de la sección de medición 10 a 11, asumido 0.1 s

t = tiempo de tránsito de la sección de medición 10 a 20, $t = V / Q$

t_a = tiempo de tránsito de la sección de medición 20 al sensor de temperatura

3.6.5. Eficiencia hidráulica (Rodete)

La eficiencia hidráulica (rodete) es evaluada según:

$$\eta_h = \frac{E_m}{E}$$

3.6.6. Potencia

La potencia fue medida en bornes del generador. Por lo tanto, bajo la consideración de la eficiencia del generador (como una función de la potencia y el factor de potencia), la potencia de la turbina es:

$$P_{Tu} = \frac{P_G}{\eta_G} + P_{L,Thr}$$

La eficiencia del generador es obtenida del Anexo N°16 y de una prueba de eficiencia anterior, realizada por Voith Riva en el año 1997, se tiene el dato que las pérdidas totales del cojinete guía de la turbina y las pérdidas del cojinete de empuje atribuible a la turbina son 67.5 kW. (Informe de Pruebas de Eficiencia en la Unidad 1 de la Central Charcani V, 1997).

Por lo tanto, para el cojinete de empuje se ha asumido:

$$P_{L,Thr} = 40 \text{ KW}$$

La potencia mecánica del rodete es obtenida bajo la consideración de las pérdidas mecánicas del cojinete de turbina, entonces es:

$$P_m = P_{Tu} + P_{L,Tu}$$

De lo anterior, las pérdidas en el cojinete de turbina se han considerado:

$$P_{L,Tu} = 27.5 \text{ KW}$$

3.6.7. Eficiencia de la Turbina

La eficiencia de la turbina es evaluada según:

$$\eta_{Tu} = \eta_h * \left(\frac{P_{Tu}}{P_m} \right)$$

3.6.8. Caudal

El caudal es evaluado con la fórmula tradicional de eficiencia como:

$$Q = \frac{P_m}{(\rho * g * H * \eta_h)}$$

Después de calcular el valor de caudal obtenido, se tiene que recalcular E y Em (iteración) si el valor del caudal difiere del valor inicialmente asumido.

3.6.9. Conversión a la Velocidad especificada

Los resultados tienen que ser convertidos a la velocidad constante $n_{sp} = 600 \text{ rpm}$, con las fórmulas:

$$Q_{sp} = Q * \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)$$

$$H_{sp} = H * \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^2$$

$$P_{sp} = P * \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^3$$

3.6.10. Conversión a la Altura especificada

Los resultados tienen que ser convertidos a la altura neta $H_{sp} = 707.5 \text{ m}$, con las fórmulas:

$$Q_{sp} = Q * \left(\frac{H_{sp}}{H}\right)^{0.5}$$

$$P_{sp} = \rho * g * Q_{sp} * H_{sp} * \eta_{sp}$$

Donde:

$$\eta_{sp} = \eta_{\eta} + \Delta_{\eta}$$

$$\Delta_{\eta} = \eta(H_{sp}, Q_{sp}, \text{curva colina}) + \eta(H, Q, \text{curva colina})$$

3.7. INCERTIDUMBRE DE MEDICIÓN

El análisis de los errores de medición se ha efectuado después de la prueba de acuerdo a las recomendaciones de la norma IEC 41.

3.7.1. Incertidumbre en la Energía Hidráulica (Altura)

La incertidumbre de medición está compuesta de errores sistemáticos e_{Es} , errores de lectura (desviación estándar) s_{Er} , errores en la energía de velocidad e_{Ev} y errores en la determinación de las cotas e_{Ez} .

La incertidumbre total de la energía hidráulica (altura) se obtiene como:

$$e_E = \pm (e_{Es}^2 + s_{Er}^2 + e_{Ev}^2 + e_{Ez}^2)^{0.5}$$

y:

$$f_E = \pm \frac{e_E}{E}$$

3.7.2. Incertidumbre en la Energía Mecánica

Hay diferentes fuentes de error de las incertidumbres sistemáticas y de lectura en la determinación de la energía mecánica:

- Determinación de los principales términos en la expresión para E_m

- Determinación de correcciones mientras se tiene en cuenta un fenómeno secundario.
- Investigación de la distribución de energía a la entrada y salida.

Para esta tercera fuente de error asumimos (de acuerdo a IEC):

- Lado de alta presión $\pm 0.1\%$ de E_m
- Lado de baja presión $\pm 0.4\%$ de E_m

La incertidumbre total se calcula como:

$$f_{E_m} = \pm \frac{e_{E_m}}{E_m}$$

3.7.3. Incertidumbre en la eficiencia

La incertidumbre en la eficiencia se obtiene como:

$$f_{\eta} = \pm (f_E^2 + f_{E_m}^2)^{0.5} [\%]$$

3.7.4. Incertidumbre en la Potencia

Considerando la incertidumbre del medidor de energía, de los transformadores de corriente y tensión, asumimos una incertidumbre de $f_p = \pm 0,7\%$.

3.7.5. Incertidumbre en el caudal

Entonces, la incertidumbre en el caudal se obtiene como:

$$f_Q = \pm (f_{\eta}^2 + f_E^2 + f_p^2)^{0.5} [\%]$$

3.7.6. Resumen del análisis de incertidumbre

El análisis de incertidumbre se explica paso a paso con un ejemplo de cálculo en el apéndice B. Allí la evaluación es hecha para el Ensayo N° 1, punto de medición N° 1.

El resumen de los análisis de todas las mediciones efectuadas está en el anexo 38.

Las incertidumbres para las mediciones de eficiencia varían de $\pm 0.56\%$ a $\pm 0.72\%$, siendo

el valor medio para toda la prueba de $\pm 0.60\%$.

La tolerancia contractualmente acordada en eficiencia es $\pm 1.0\%$.

3.8. RESULTADOS

Los ensayos fueron desarrollados en la Unidad N° 1, mientras las Unidades N° 2 y 3 estaban también en operación. Estas unidades son alimentadas por la misma tubería forzada. Para mantener la altura neta en un mismo rango, la potencia total de todas las unidades se mantuvo más o menos constante durante cada medición.

El Anexo N°39 muestra la comparación entre las curvas de las eficiencias garantizadas y las eficiencias medidas para la altura neta especificada de 707.5 metros.

El anexo 40 muestra la curva caudal medido versus la potencia de turbina para la altura neta medida de referencia 707.5 metros.

Los valores garantizados por Andritz Hydro eran:

Tabla N° 8: Eficiencias garantizada a diferentes cargas de la Rueda Pelton Central Hidráulica Charcani V

SALTO NETO	Q _{máx} (m ³ /s)	POTENCIA GARANTIZADA (MW)	EFICIENCIA GARANTIZADA DE ACUERDO A LA FRACCIÓN DE POTENCIA						RENDIMIENTO MEDIO(*)
			100%	90%	80%	70%	60%	50%	
707.5	8.22	51.39	90.27	90.69	90.97	91.10	91.07	91.01	90.65

(*): Calculado con $0,2 \times \eta_{70\%} + 0,3 \times \eta_{80\%} + 0,5 \times \eta_{100\%}$ Fuente: Andritz VA TECH HYDRO

De las curvas anteriores, se obtienen los siguientes resultados:

Tabla N° 9: Eficiencias medidas a diferentes cargas de la Rueda Pelton Central Hidraulica Charcani V

SALTO NETO	Q _{máx} (m ³ /s)	POTENCIA GARANTIZADA (MW)	EFICIENCIA MEDIDA DE ACUERDO A LA FRACCIÓN DE POTENCIA						RENDIMIENTO MEDIO
			100%	90%	80%	70%	60%	50%	
707.5	8.22	51.39	90.63	90.88	90.99	90.97	90.82	90.53	90.81

(*): Calculado con $0,2 \times \eta_{70\%} + 0,3 \times \eta_{80\%} + 0,5 \times \eta_{100\%}$. Fuente: Andritz VA TECH HYDRO

La eficiencia ponderada garantizada para una altura neta de referencia de 707.5 metros es

90.65%. El correspondiente valor ponderado medido es 90.81 %, lo cual es 0.16% mayor. Considerando la incertidumbre de medición contractual acordada de $\pm 1.0\%$, esta garantía es alcanzada completamente.

Durante las pruebas de eficiencia se midió también una potencia eléctrica máxima de 51.0 MW, lo que equivale a una potencia mecánica máxima de 54.98 MW, valor superior a la potencia de turbina garantizada 51.39 MW. Por lo anterior, considerando la incertidumbre recomendada por IEC 41 de $\pm 1\%$ para la medición de potencia, esta garantía es alcanzada completamente.

Conclusión: La eficiencia y potencia garantizadas se cumplieron plenamente

3.9. EVALUACIÓN DE LA TURBINA PELTON N°1 CHARCANI V

El análisis está hecho en detalle para el ensayo N°6, punto de medición N°18. La evaluación puede ser seguida en los Anexos N°36 y N°37

3.9.1. Energía mecánica específica (rodete)

La energía mecánica es conforme al capítulo 6.4 del código IEC 6004.

$$E_m = \frac{a(p_{11} - p_{20}) + C_p(T_{11} - T_{20}) + (V_{11}^2 - V_{20}^2)}{2} + g(Z_{11} - Z_{20}) + dE_m$$

La evaluación puede ser seguida paso a paso en el anexo 36.

3.9.2. Valores medidos

Los valores medidos son (ver Anexo 35)

$$P_{m11} = 1.360 \text{ V}$$

$$Z_{20'} = 2.3300 \text{ m}$$

$$T_{11} = 12.5716 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{20A'} = 12.4985 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{20B'} = 12.4944 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{20C'} = 12.4946 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la curva de calibración del transductor Pm11

$$P_{m11} = 62.49 * P_m(V) - 24.976 \quad \text{del Anexo N}^\circ 14$$

$$P_{m11} = 60.004 \text{ [Bar]}$$

1

Se aplica una corrección al valor de la temperatura registrada en el lado de baja presión considerando la calibración realizada antes y después de la prueba (modificación).

$$dT_{20A} = -0.0018 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{del Anexo N}^\circ 19$$

$$dT_{20B} = 0.0013 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{del Anexo N}^\circ 20$$

$$dT_{20C} = -0.0013 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{del Anexo N}^\circ 21$$

entonces tenemos:

$$T_{20A} = T_{20A'} + dT_{20A} = 12.4966 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{20B} = T_{20B'} + dT_{20B} = 12.4957 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{20C} = T_{20C'} + dT_{20C} = 12.4933 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{20} = \frac{(T_{20A} + T_{20B} + T_{20C})}{3} = 12.4933 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Además se tiene:

$$q_{11} = 10.0 \text{ Lt/min}$$

3.9.3 Término de presión a (p_{11} - p_{21})

Presión en la cámara de medición de la sonda de muestreo (sección 11)

La presión medida es

$$p_{m11} = 60.004 \text{ [Bar]}$$

Entre el manómetro y la sección de medición 11 hay una diferencia de cotas:

$$Z_{m11} = 2952.53 \text{ m}$$

$$Z_{11} = 2953.79 \text{ m}$$

$$Z_{m11} - Z_{11} = -1.260 \text{ m}$$

Esta diferencia tiene que convertirse en bar, con

$$\rho = 1000.84 \text{ Kg/m}^3$$

$$g = 9.7757 \text{ m/s}^2$$

$$\rho * g (z_{m11} - z_{11}) = -12328 \text{ [Pa]} = -0.123 \text{ [Bar]}$$

Esto da

$$p_{11} = p_{m11} + \rho * g (Z_{m11} - Z_{11}) = 59.881 \text{ [Bar]}$$

Presión en la sección de medición 20

En el caso de una turbina Pelton tenemos un canal de descarga abierto, por lo tanto

$$p_{20} = 0.000 \text{ [Bar]}$$

Término de Presión a ($p_{11} - p_{20}$)

Está dado por

$$\frac{(p_{11} + p_{20})}{2} = 29.941 \text{ [Bar]}$$

y considerando $p_{amb} = 0.705 \text{ [Bar]}$

$$\left[\frac{(p_{11} + p_{20})}{2} \right]_{abs} = 30.646 \text{ [Bar]}$$

$$\frac{(T_{11} + T_{20})}{2} = 12.5334 \text{ }^\circ\text{C}$$

De acuerdo al Anexo N° 9

$$a = 0.96271 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg}$$

y entonces obtenemos

$$a * (p_{11} - p_{20}) = 5764.81 \text{ J/Kg}$$

3.9.4. Término de temperatura c_p ($T_{11} - T_{20}$)

Está dado por

$$\left[\frac{(p_{11} + p_{20})}{2} \right]_{\text{abs}} = 30.646 \text{ [Bar]}$$

$$\frac{(T_{11} + T_{20})}{2} = 12.5334 \text{ }^\circ\text{C}$$

De acuerdo al anexo 10

$$C_p = 4181.2 \text{ J/Kg/}^\circ\text{C}$$

Entonces

$$C_p * (T_{11} - T_{20}) = 319.32 \text{ J/Kg}$$

3.9.5. Término cinético $\frac{(v_{11}^2 - v_{20}^2)}{2}$

Tenemos

$$q_{11} = 10.0 \text{ l/min}$$

A partir de estos datos y de acuerdo al capítulo 4.2 del código IEC 60041

$$\frac{v_{11}^2}{2} = 3.9088 * 10^{-3} * q_{11}^2 \qquad \frac{v_{11}^2}{2} = 0.39 \text{ J/Kg}$$

El término de velocidad en la sección 20 es

Con

$$Q = 8.4751 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$B_k = 2.55 \text{ m}$$

$$Z_{20} = 2949.89 \text{ m}$$

$$Z_k = 2948.30 \text{ m}$$

$$V_{20} = \frac{Q}{[B_k * (Z_{20} - Z_k)]} = 2.09 \text{ m/s}$$

$$\frac{V_{20}^2}{2} = 2.18 \text{ J/Kg}$$

En

$$\frac{(V_{11}^2 - V_{20}^2)}{2} = -1.79 \text{ J/Kg}$$

3.9.6. Término potencial : $g * (Z_{11} - Z_{20})$

Tenemos

$$Z_{20} = 2949.89 \text{ m}$$

Entonces con las cotas de acuerdo al anexo 1

$$Z_{11} = 2953.79 \text{ m}$$

$$Z_{20} = 2949.89 \text{ m} \quad g * (Z_{11} - Z_{20}) = 38.13 \text{ J/kg}$$

3.9.7. Término correctivo dE_m

Calor transferido $dE_{m,ht}$

Conforme al capítulo 6.4 del código IEC 60041

$$dE_{m,ht} = \frac{1}{(\rho * Q)} * A * P_{a-w} * (T_{air} - T_1)$$

$$\rho = 1000.84 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$Q = 8.4751 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = 80 \text{ m}^2 \text{ superficie estimada}$$

$$P_{a-w} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 * \text{k})$$

$$T_{air} = 22.268 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 12.415 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$dE_{m,ht} = 0.93 \text{ J}/\text{Kg}$$

Gradiente de temperatura $dE_{m,grad}$

Conforme al capítulo 6.4 del código IEC 60041

$$dE_{m,grad} = C_p * \left(\frac{dT}{dt}\right) * (t_a - t - t_b)$$

$$C_p = 4161.8 \frac{\text{K}}{\text{kg}}/^\circ\text{C}$$

$$\frac{dT}{dt} = -0.000179 \text{ }^\circ\text{C}/\text{min} = -0.000003 \text{ }^\circ\text{C}/\text{s}$$

$$t_a = 0.1 \text{ s}$$

$$t = 29.498 \text{ s tiempo de transito de 10 a 20}$$

$$V = 250 \text{ m}^3 \text{ volumen del agua estimada}$$

$$Q = 8475 \text{ s}$$

$$t_b = 0 \text{ s El termómetro estuvo colocado en el flujo}$$

$$dE_{m,grad} = 0.37 \text{ J}/\text{Kg}$$

3.9.8. Energía mecánica específica E_m

Por lo tanto la energía hidráulica específica está dada por

$$a * (p_{11} - p_{20}) = 5764.8 \text{ J/Kg}$$

$$C_p * (T_{11} - T_{20}) = 319.32 \text{ J/Kg}$$

$$\frac{(v_{11}^2 - v_{20}^2)}{2} = -1.79 \text{ J/Kg}$$

$$g * (Z_{11} - Z_{20}) = 38.13 \text{ J/Kg}$$

$$dE_{m,ht} = 0.93 \text{ J/kg}$$

$$dE_{m,grad} = 0.37 \text{ J/Kg}$$

$$E_m = 6121.75 \text{ J/Kg}$$

3.10. ENERGÍA HIDRÁULICA ESPECÍFICA

La energía hidráulica específica está dada conforme al capítulo 6.2 del código IEC 60041.

$$E = \frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} (Z_1 - Z_2)$$

La evaluación puede ser seguida paso a paso en el Anexo N°37.

3.10.1. Valores medidos

Los valores medidos son

$$P_{m1} = 1.164 \text{ V}$$

$$T_{11} = 12.5716 \text{ °C}$$

De la curva de calibración del transductor p_{m1}

$$p_{m1} = 87.5125 * p_m(1V) - 34.985 \text{ del Anexo N°12}$$

$$p_{m1} = 66.882 \text{ [Bar]}$$

3.10.2. Término de presión p_1 / ρ

Presión en la sección de medición 1 (después de la válvula esférica)

La presión medida es

$$p_{m1} = 66.882 \text{ [Bar]}$$

Entre el manómetro y la sección de medición 1 hay una diferencia de cotas (ver anexo 1)

$$Z_{m1} = 2952.530 \text{ m}$$

$$Z_1 = 2954.45 \text{ m} \quad Z_{m1} - Z_1 = -1.920 \text{ m}$$

Esta diferencia tiene que convertirse en bar, con

$$\rho = 1001.01 \text{ Kg/m}^3 \quad \rho * g (Z_{m1} - Z_1) = -18788 \text{ [Pa]} = -0.188 \text{ [Bar]}$$

Esto da

$$p_1 = p_{m1} + \rho * g (Z_{m1} - Z_1) = 66.694 \text{ [Bar]}$$

Temperatura del agua

Ahora, la temperatura del agua T_1 tiene que ser evaluada. Medimos la temperatura T_{11} en la cámara de la sonda de muestreo bajo la presión p_{11} . La energía de ambas secciones de medición es igual, por lo tanto obtenemos

$$a(p_1 - p_{11}) + C_p(T_1 - T_{11}) = 0$$

ó

$$T_1 = T_{11} - \frac{a(p_1 - p_{11})}{C_p}$$

Del anexo 10 y 11 obtenemos

$$\frac{(p_1 + p_{11})}{2} = 63.288 \text{ [Bar]}$$

entonces,

$$p = \left[\frac{(p_{11} + p_{20})}{2} \right]_{\text{abs}} = 63.993 \text{ [Bar]}$$

$$T = T_{11} = 12.5716 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$a = 0.95909 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$C_p = 4169.7 \text{ J/Kg/}^\circ\text{C}$$

Con estos valores calculamos

$$T_1 = T_{11} - \frac{a(p_1 - p_{11})}{C_p} = 12.4149 \text{ }^\circ\text{C}$$

Término de presión p_1 / ρ

Está dado por

$$\frac{p_1}{2} = 33.347 \text{ [Bar]}$$

$$T_1 = 12.4149 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entonces

$$p = \left[\frac{p_1}{2} \right]_{\text{abs}} = 34.052 \text{ [Bar]}$$

$$T = T_1 = 12.4149 \text{ }^\circ\text{C}$$

De acuerdo al anexo 8

$$\rho = 1001.01 \text{ kg/m}^3$$

Con estos valores calculamos

$$\frac{p_1}{\rho} = 6662.7 \text{ J/Kg}$$

3.10.3. Término de velocidad $v_1^2 / 2$

Se calcula con

$$Q = 8.4751 \text{ m}^3/\text{s}$$

De acuerdo al capítulo 7.2

$$\frac{v_1^2}{2} = 1.2354 * Q^2 \quad \frac{v_1^2}{2} = 88.74 \text{ J/Kg l}$$

3.10.4. Término potencial $g * (Z_1 - Z_2)$

$$Z_1 = 2954.45$$

$$Z_2 = 2953.80$$

$$g = 9.7757 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$g * (z_1 - z_2) = 6.35 \text{ J/Kg}$$

3.10.5. Energía hidráulica específica E

Por lo tanto, la energía hidráulica específica está dada por:

$$\frac{p_1}{\rho} = 6662.69 \text{ J/Kg}$$

$$\frac{v_1^2}{2} = 88.74 \text{ J/Kg}$$

$$g * (z_1 - z_2) = 6.35 \text{ J/Kg}$$

$$E = 6757.8 \text{ J/Kg}$$

3.11. ALTURA

La altura de acuerdo al

$$H = \frac{E}{g} = 691.28 \text{ m}$$

3.12. EFICIENCIA HIDRÁULICA

La eficiencia hidráulica es conforme del código IEC 60041

$$\eta_h = \frac{E_m}{E} = 90.59 \%$$

3.13. POTENCIA

Potencia del generador

La potencia del generador fue medida por EGASA

$$P_{Gen} = 51000 \text{ KW}$$

Potencia de Turbina

La eficiencia del generador es conforme al Anexo N° 16

$$\eta_{Gen} = 98.327 \%$$

De anteriores mediciones de eficiencia en la Central Charcani V se tiene unas pérdidas totales en los cojinetes de 67.5 kW. Entonces repartiremos estas pérdidas entre ambos cojinetes. Para para el cojinete de empuje consideramos:

$$P_{L,Thr} = 40 \text{ MW}$$

Entonces obtenemos de acuerdo al código IEC 60041

$$P_{Tu} = \frac{P_{Gen}}{\eta_{Gen}} + P_{L,Thr} = 51868 \text{ KW}$$

Potencia mecánica del Rodete

Conforme consideramos las pérdidas restantes en el cojinete guía de la turbina

$$P_{L,T} = 27.5 \text{ KW}$$

$$P_m = P_{Tu} + P_{L,T} = 51895 \text{ KW}$$

3.14. EFICIENCIA DE LA TURBINA

La eficiencia de la turbina es conforme al capítulo 6.7 del código IEC 60041

$$\eta_{Tu,n} = \eta_h * \left(\frac{P_{Tu}}{P_m} \right) = 90.54 \%$$

7. CAUDAL

El caudal es conforme a lo indicado

$$Q = \frac{P_{Tu}}{(\rho * g * H * \eta_{Tu})} = 8.4686 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Después de obtener este valor, el cálculo de E y Em tiene que ser repetido (iteración).

3.15. CONVERSIÓN A VELOCIDAD CONSTANTE

Para la velocidad especificada de

$$N_{sp} = 600 \text{ rpm}$$

Obtenemos de acuerdo al capítulo 6.9 con la velocidad medida durante la prueba

$$f = 59.630 \text{ rpm} \quad \text{Anexo N}^\circ 34$$

$$N = 596.30 \text{ rpm}$$

$$Q_{sp,n} = Q * \left(\frac{n_{sp}}{n} \right) = 8.521 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$H_{sp,n} = H * \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^2 = 699.88 \text{ m}$$

$$P_{m,sp,n} = P_m * \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^3 = 52867 \text{ KW}$$

3.16. CONVERSIÓN A LA ALTURA ESPECIFICADA

De acuerdo para la altura especificada

$$H_{sp} = 707.50 \text{ m}$$

$$Q_{sp} = Q_{sp,n} * \left(\frac{H_{sp}}{H_{sp,n}} \right)^{0.5} = 8.567 \text{ m}^3/\text{s}$$

De acuerdo al código IEC 60041, debido a que:

$$0.99 \leq \frac{\frac{n}{\sqrt{E}}}{\frac{n_{sp}}{\sqrt{E_{sp}}}} \leq 1.01$$

Entonces, no se requiere una corrección en el valor de la eficiencia medida

$$\Delta\eta = 0.000 \%$$

$$\eta_{h,sp} = \eta_h + \Delta\eta = 90.59 \%$$

$$P_{m,sp} = \rho * g * Q_{sp} * H_{sp} * \eta_{h,sp} = 53.732 \text{ MW}$$

3.17. ANÁLISIS DE LAS INCERTIDUMBRES DE MEDICIÓN

El análisis está hecho en detalle para el ensayo N° 6, punto de medición N° 18. La evaluación puede ser seguida en el Anexo 38

1. ENERGÍA HIDRÁULICA ESPECÍFICA (ALTURA)

Incertidumbre sistemática

Levantamiento elevación del manómetro z m1 $e_{zm1} = \pm 0.02 \text{ m}$

Incertidumbre del transductor de presión $f_{pm1} = \pm 0.1 \%$

Entonces, la incertidumbre sistemática se calcula con:

$$g = 9.7757 \text{ m/s}^2$$

$$\rho = 1001.0 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_{\max} = 14000000 \text{ N/m}^2$$

$$e_p = f_p * p_{\max} = \pm 14000 \text{ N/m}^2$$

$$e_{EP} = \frac{e_p}{\rho} = \pm 13.99 \text{ J/Kg}$$

$$e_{ES} = \pm [((g * e_{zm1})^2 + e_{EP}^2)^{0.5}] = \pm 13.987 \text{ J/Kg}$$

Incertidumbre de las lecturas

Las desviaciones estándar para las lecturas están dadas en el Anexo 35

$$S_{pm1} = \pm 0.00067 \text{ V}$$

El coeficiente de calibración del medidor de presión es $A = 87.5125 \text{ Bar/V}$

Densidad: $\rho = 1001.0 \text{ Kg/m}^3$

Entonces el error de lectura es:

$$S_{Er} = \pm A * S_{pm1} * \frac{10^5}{\rho} = \pm 5.0901 \text{ J/Kg}$$

Incertidumbre en la energía cinética

Esto es

$$e_{Ev1} = \pm 2 * f_Q * \left(\frac{V_1^2}{2}\right)$$

Tenemos

$$\frac{V_1^2}{2} = 88.74 \text{ J/kg} \text{ del Anexo N}^\circ 37$$

Considerando una incertidumbre de 1.5 % en el caudal obtenemos

$$e_{Ev1} = \pm 2.662 \text{ J/Kg}$$

Incertidumbre en la energía potencial

Consideramos

$$e_{z1-z2} = \pm 0.01 \text{ m}$$

Entonces, tenemos

$$e_{Ez} = g * e_{z1-z2} = \pm 0.0978 \text{ J/Kg}$$

Incertidumbre total en la energía hidráulica específica (altura)

Por lo tanto, tenemos

$$e_E = \pm (e_{Es}^2 + e_{Er}^2 + e_{Ev}^2 + e_{Ez}^2)^{0.5} = \pm 15.4129 \text{ J/Kg}$$

O referido a la energía hidráulica específica (anexo 37)

$$E = 6757.9 \text{ J/Kg}$$

$$f_E = f_H = \pm 0.2281 \%$$

2. ENERGÍA MECÁNICA ESPECÍFICA (RODETE)

La fórmula para la evaluación de la energía mecánica específica es de acuerdo al código IEC 60041:

$$E_m = a(p_{11} - p_{21}) + C_p(T_{11} - T_{21}) + \frac{(v_{11}^2 - v_{21}^2)^2}{2} + g(z_{11} - z_{21}) + dE_m$$

Para los cálculos siguientes la fórmula anterior se escribe como:

$$E_m = E_p + E_T + E_v + E_z + dE_m$$

Si, en general, e_x es la incertidumbre total absoluta (desviación estándar sistemática y de lecturas) en la cantidad x (por lo que la incertidumbre relativa total es $f_x = e_x / x$), entonces, la incertidumbre relativa total en la energía mecánica específica está dada por:

$$f_{Em} = \pm \frac{e_{Em}}{E_m} = \pm \frac{(e_p^2 + e_T^2 + e_v^2 + e_z^2 + e_{dEm}^2)^{0.5}}{E_m}$$

Termino de Presión

Esto es

$$e_{Ep}^2 = e_{Ems}^2 + (a * s_{p11})^2 + (a * s_{p20})^2 + [(p_{11} - p_{20}) * e_a]^2$$

Incertidumbre sistemática

Levantamiento elevación del manómetro $z_{m1} e_{zm1} = \pm 0.02$ m

Incertidumbre del transductor de presión $f_{pm1} = \pm 0.1$ %

Entonces, la incertidumbre sistemática se calcula con:

$$g = 9.7757 \text{ m/s}^2$$

$$\rho = 1000.8 \text{ Kg/m}^3$$

$$p_{\max} = 10000000 \text{ N/m}^2$$

$$e_p = f_p * p_{\max} = \pm 10000 \text{ N/m}^2$$

$$e_{Ep} = \frac{e_p}{\rho} = \pm 9.99 \text{ J/Kg}$$

$$e_{Ems} = \pm [(g * e_{zm1})^2 + e_{Ep}^2]^{0.5} = \pm 9.992 \text{ J/Kg}$$

y con:

$$e_a^2 = e_{a,tabla}^2 + e_{a,temp}^2$$

e_a , Tabla es la incertidumbre de a, debido a la incertidumbre de los valores tabulados

e_a , Temp es la incertidumbre de a, relacionada a la incertidumbre de la temperatura

Nosotros tenemos

$$a = 0.9627 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg} \quad \text{del Anexo N}^\circ 36$$

$$p_{11} = 59.881 \text{ [Bar]} \quad \text{del Anexo N}^\circ 36$$

$$p_{m20} = 0.091 \text{ [Bar]} \quad \text{del Anexo N}^\circ 36$$

$$s_{p11} = \pm 0.0027 \text{ V} \quad \text{del Anexo N}^\circ 35$$

$$s_{p11} = \pm 0.1710 \text{ [Bar]} \quad \text{del Anexo N}^\circ 35$$

$$\text{Consideramos } s_{p20} = \pm 0.0100 \text{ m} \quad \text{del Anexo N}^\circ 35$$

Asumimos

$$f_{a,tabla} = \pm 0.2 \% \text{ (de acuerdo a IEC)}$$

Entonces

$$e_{a,tabla} = \pm 0.193 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$e_{a,temp} = \pm 0.157 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Debido a una incertidumbre en la temperatura absoluta del agua de $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$

Entonces tenemos

$$e_a = \pm (e_{a,tabla}^2 + e_{a,temp}^2)^{0.5} = \pm 2.48E^{-6} \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Y

$$e_{Ems} = \pm 9.992 \text{ J/Kg}$$

$$a * s_{p11} = \pm 16.463 \text{ J/Kg}$$

$$a * s_{p20} = \pm 0.942 \text{ J/Kg}$$

$$(p_{11} - p_{20}) * e_a = \pm 14.860 \text{ J/Kg}$$

Por lo tanto

$$e_{EP} = \left[e_{Ems}^2 + (a * s_{p11})^2 + (a * s_{p20})^2 + ((p_{11} - p_{20}) * e_a)^2 \right]^{0.5} = \pm 24.343 \text{ J/K}$$

Término de temperatura

Esto es

$$e_{ET}^2 = (C_p * S_{T11})^2 + (C_p * S_{T20})^2 + (C_p * e_{dt=0})^2 + [(T_{11} - T_{20}) * e_{cp}]^2 + e_{E10}^2 + e_{E20}^2$$

Con

$$e_{cp}^2 = e_{cp,tabla}^2 + e_{cp,temp}^2$$

$e_{cp,tab}$ es la incertidumbre de c_p , debido a la incertidumbre de valores tabulados $e_{cp,temes}$
la incertidumbre de c_p , relacionada a la incertidumbre de la temperatura

Tenemos:

$$C_p = 4181.2 \text{ J/Kg/}^\circ\text{C} \text{ del Anexo N}^\circ\text{36}$$

$$T_{11} = 12.572 \text{ }^\circ\text{C} \text{ del Anexo N}^\circ\text{36}$$

$$T_{20} = 12.495 \text{ }^\circ\text{C} \text{ del Anexo N}^\circ\text{36}$$

$$S_{T11} = \pm 0.0028 \text{ }^\circ\text{C} \text{ del Anexo}^\circ\text{N35}$$

$$S_{T20} = \pm 0.0005 \text{ }^\circ\text{C} \text{ del Anexo}^\circ\text{N35}$$

Asumimos

$$f_{cp,tabla} = \pm 0.5 \% \text{ (de acuerdo a IEC)}$$

Entonces

$$e_{cp,tabla} = \pm 20.906 \text{ J/Kg/}^\circ\text{C}$$

$$e_{cp,temp} = \pm 0.4300 \text{ J/Kg/}^\circ\text{C}$$

Debido a una incertidumbre en la temperatura absoluta del agua de $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$

Entonces tenemos

$$e_{cp} = \pm (e_{cp,tabla}^2 + e_{cp,temp}^2)^{0.5} = \pm 20.9107 \text{ J/Kg/}^\circ\text{C}$$

Las siguientes incertidumbres son consideradas en la determinación del cero de los termómetros (ver anexos 22 y 23):

$$e_{dT=0} = T_{11} - T_{20} = \pm 0.0003 \text{ }^\circ\text{C}$$

Las incertidumbres debido a que no son perfectas las búsquedas son asumidas conforme a IEC en 0.1 % de E_m para el lado de alta presión y de 0.4 % para el lado de baja presión. Entonces tenemos (ver Anexo N°36)

$$E_m = 6121.68 \text{ J/Kg}$$

$$e_{E10} = 0.001 * E_m = \pm 6.122 \text{ J/Kg}$$

$$e_{E20} = 0.004 * E_m = \pm 24.487 \text{ J/Kg}$$

Por lo tanto obtenemos con:

$$a: C_p * S_{T11} = \pm 11.530 \text{ J/Kg}$$

$$b: C_p * S_{T20} = \pm 2.117 \text{ J/kg}$$

$$c: C_p * e_{dT=0} = \pm 1.254 \text{ J/Kg}$$

$$d: (T_{11} - T_{20}) * e_{cp} = \pm 1.597 \text{ J/Kg}$$

$$e: e_{E10} = \pm 6.122 \text{ J/kg}$$

$$f: e_{E20} = \pm 24.487 \text{ J/Kg}$$

$$e_{ET} = \pm (a^2 + b^2 + c^2 + d^2 + e^2 + f^2)^{0.5} = \pm 27.904 \text{ J/Kg}$$

Término cinético

Este es

$$e_{EV}^2 = (V_{11} * e_{V11})^2 + (V_{21} * e_{V21})^2 = (V_{11}^2 * f_{fv11})^2 + (V_{21}^2 * f_{fv21})^2$$

Tenemos

$$\frac{V_{11}^2}{2} = 0.39 \text{ J/Kg} \quad \text{del Anexo N}^\circ 36$$

$$\frac{V_{20}^2}{2} = 2.16 \text{ J/Kg} \quad \text{del Anexo N}^\circ 36$$

y asumimos

$$f_{V11} = \pm 5.0 \%$$

$$f_{V20} = \pm 1.5 \%$$

Entonces obtenemos

$$e_{V11} = \pm \left(\frac{V_{11}^2}{2}\right) * 2 * f_{V11} = \pm 0.039 \text{ J/Kg}$$

$$e_{V20} = \pm \left(\frac{V_{20}^2}{2}\right) * 2 * f_{V20} = \pm 0.065 \text{ J/Kg}$$

$$e_{EV} = \pm (e_{V11}^2 + e_{V20}^2)^{0.5} = \pm 0.076 \text{ J/Kg}$$

Término potencial

Este es

$$e_{EZ}^2 = (g * e_{Z11})^2 + (g * e_{Z20})^2$$

Asumimos

$$e_{Z11} = \pm 0.01 \text{ m}$$

$$e_{Z20} = \pm 0.02 \text{ m}$$

Entonces tenemos

$$e_{z11} = \pm g * e_{z11} = \pm 0.098 \text{ J/Kg}$$

$$e_{z20} = \pm g * e_{z20} = \pm 0.196 \text{ J/Kg}$$

$$e_{EZ} = \pm (e_{z11}^2 + e_{z20}^2)^{0.5} = \pm 0.219 \text{ J/Kg}$$

Términos de Corrección

Calor transferido

En principio, nosotros no tenemos calor transferido. Pero a pesar de ello, asumimos una posible incertidumbre debido a la transferencia de calor entre la sonda de muestreo y el entorno, así como entre la turbina y su entorno

0.01 % de E_m , entonces

$$e_{dEm,ht} = \pm 0.612 \text{ J/Kg}$$

Gradiente de temperatura

La energía mecánica evaluada debido al gradiente de temperatura fue

$$dE_{m,grad} = 0.37 \text{ J/Kg Anexo N°36}$$

Asumimos una incertidumbre de medición en esta energía de 10 %

Entonces

$$e_{dEm,grad} = \pm 0.037 \text{ J/kg}$$

Incertidumbres debido a los términos de corrección

Por lo tanto, tenemos

$$e_{dEm} = \pm (e_{dEm,ht}^2 + e_{dEm,grad}^2)^{0.5} = \pm 0.613 \text{ J/Kg}$$

Incertidumbre total en la energía mecánica específica (rodete)

Tenemos

$$e_{Em} = \pm (e_p^2 + e_T^2 + e_V^2 + e_Z^2 + e_{dEm}^2)^{0.5} = \pm 37.036 \text{ J/Kg}$$

O, referido a

$$E_m = 6121.68 \text{ J/Kg}$$

$$f_{Em} = \pm 0.605 \%$$

3. INCERTIDUMBRE EN LA EFICIENCIA

Esta es

$$f_\eta = \pm (f_E^2 + f_{Em}^2)^{0.5}$$

Entonces

$$f_\eta = \pm (f_{Er}^2 + f_{Ev}^2 + f_{Em}^2)^{0.5} = \pm 0.647 \%$$

4. INCERTIDUMBRE EN LA POTENCIA

La incertidumbre en la potencia es estimada en

$$f_p = \pm 0.7 \%$$

5. INCERTIDUMBRE EN EL CAUDAL

La incertidumbre en el caudal es evaluada como

$$f_Q = \pm (f_\eta^2 + f_H^2 + f_p^2)^{0.5} = \pm 0.98 \%$$

CAPITULO IV

EVALUACIÓN ECONÓMICA

4.1. INTRODUCCIÓN

En el mercado internacional los fabricantes de turbinas hidráulicas como ANDRITZ, ALSTOM, NEYRPRIC, ESCHER WYSS y otros son empresas competitivas donde realizan innovaciones tecnológicas desde el proceso de fabricación, confiabilidad, vida útil y costos.

La Empresa de Generación Eléctrica de Arequipa S.A. desde su creación en el año 1994 viene generando energía hidráulica y térmica en sus plantas; por consiguiente para estar operativas, disponibles y eficientes y para aportar energía al Sistema Interconectado Nacional dirigido por el COES es necesario la su manutención de las máquinas y equipos que cuentan en cada de sus plantas generadoras de unidades de energía.

4.2. COSTOS DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS PELTON

Las turbinas hidráulicas denominadas Pelton se han estado adquiriendo de diferentes empresas internacionales desde creación de la Central Hidráulica Charcani V en el año 1988; con el proceso de fabricación de fundición y un diseño tradicional que venían con eficiencias total alrededor 89% y una vida útil de 12 años; por consiguiente hemos visto la necesidad en el transcurso del tiempo al año 2015 mejorar la central en varios aspectos como el diseño de la rueda en nuevos procesos de fabricación y con la simulación de la turbina pelton por elementos finitos denominada dinámica de fluidos computacional DFC, con el software Fluent. En la siguiente Tabla N°10 nombrados las características técnicas de las ruedas antes y después del año 2015.

Tabla N° 10: Fabricante, Año de Fabricación, Eficiencias, Vida Útil y Costo de la Turbina Pelton

ITEM	FABRICANTE	TURBINA HIDRÁULICA	AÑO FABRICACIÓN	EFICIENCIA (%)	VIDA UTIL (Años)	COSTO US\$
1	ALSTOM	Pelton	2008	89	12	300 000
2	ANDRITZ - EGASA	Pelton	2015	90.81	18	500 000

Fuente: Elaboración propia

En coordinación con las empresas de generación eléctrica que aportan energía al COES y la Empresa Andritz hemos estado cooperando para el mejoramiento de las turbinas pelton como es el análisis de fallas de causa raíz y los costos que acarrear por la ineficiencia de estas máquinas; trayendo consigo un aumento de la eficiencia de 89% al 90.81% y un aumento de la vida útil de 12 a 18 años.

Por consiguiente el tiempo de recuperación según datos de la Tabla N°10 elaborada por mi persona donde se realiza el correspondiente calculo económico con los siguientes datos: costo de ganancia por KW-HR 0.0373US\$, factor de planta de 0.95, producción anual de energía 446 760 000 KW-HR y un aumento de eficiencia 1.81% obtenemos una ganancia anual de US\$ 286 540.03.

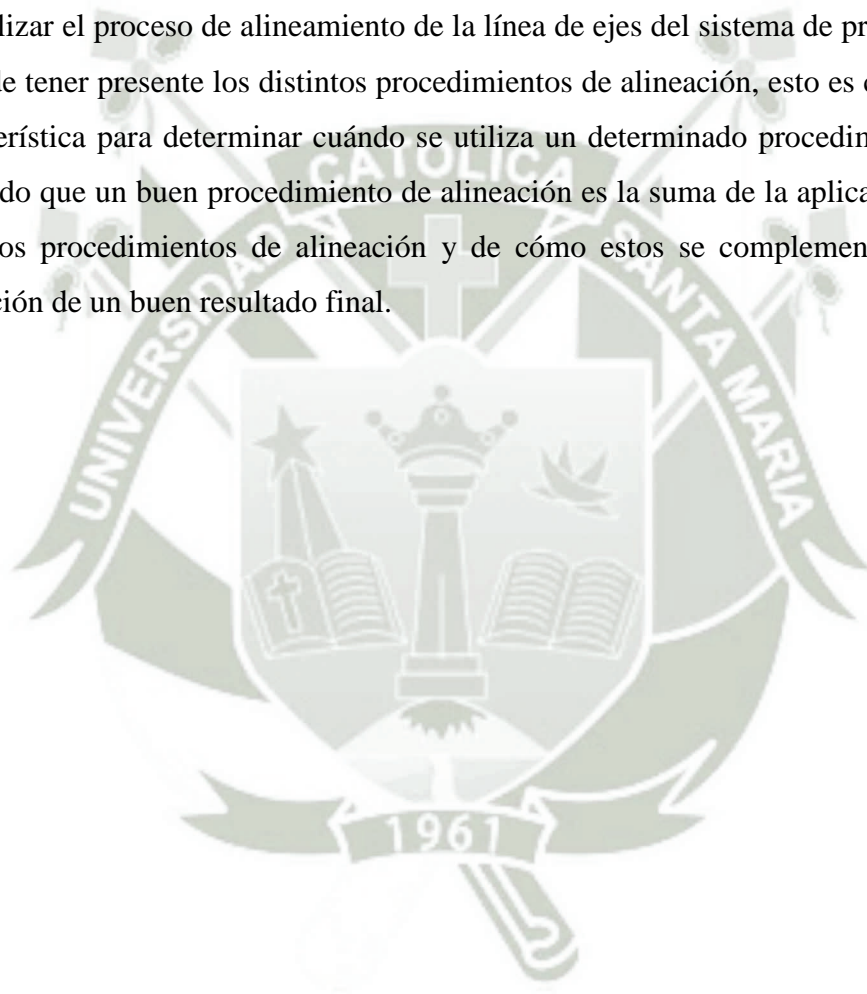
Donde concluimos el aporte científico tecnológico de colaboración entre EGASA y ANDRITZ permite obtener un ROI de 57.31% y un tiempo de recuperación respecto aumento del costo de fabricación de tiempo de recuperación de retorno de 1.43 año.

CONCLUSIONES

- Se diseñó una metodología para el análisis y estudio de la rueda Pelton para la Central Hidroeléctrica Charcani V, a partir de una base teórico-experimental, empleando herramientas computacionales que apoyan el diseño y fabricación de los componentes, con lo cual se obtuvo un diseño mejorado.
- En los diferentes procesos de fabricación para elaborar las ruedas pelton, los resultados obtenidos permitieron seleccionar el proceso por forja que fue el más idóneo según los resultados mostrados en el desarrollo del proyecto.
- Teniendo como base las ventajas técnico-económicas que presentan los rodets Pelton forjados y soldados, así como su buena performance en las unidades Pelton de mayor potencia del Perú, se concluye que esta tecnología es la más apropiada para la fabricación del rodete tipo Pelton que se adquirirá para la Central Charcani V.
- El diseño propuesto permite proyectar el doble de la vida útil doble del rodete Pelton actual y también un aumento de la seguridad de operación después de la puesta en servicio sin fisuras.

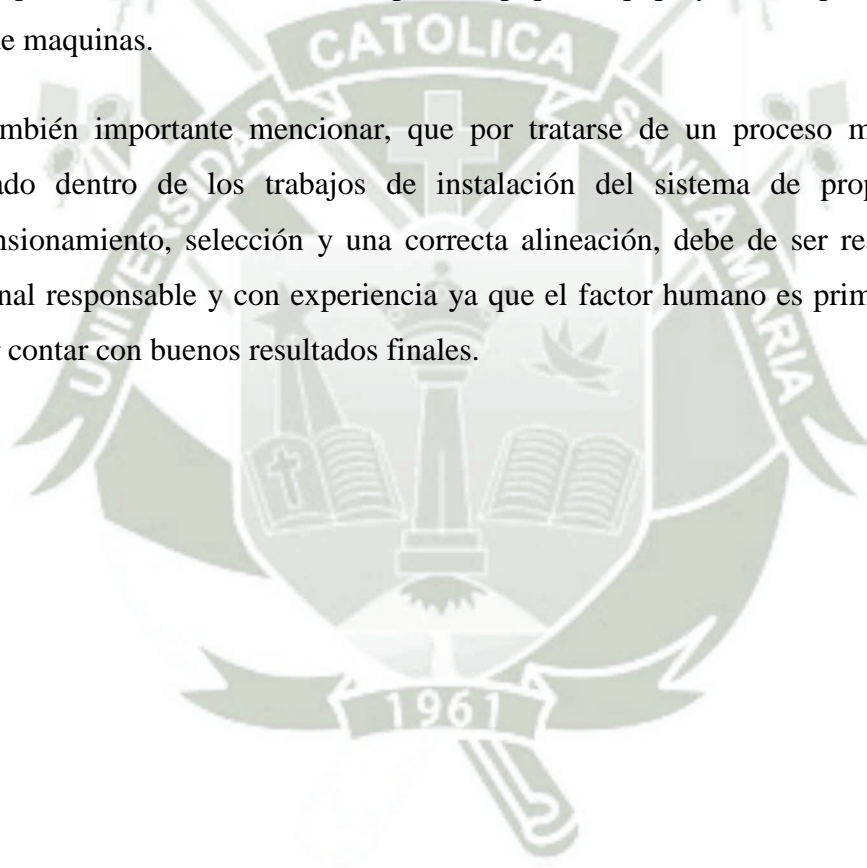
OBSERVACIONES

- La adquisición de un rodete Pelton forjado se justifica si se incluye en la evaluación económica: menores riesgos de aparición de fisuras, menor frecuencia de inspecciones, menor riesgo de pérdidas de producción y aumento de la vida útil en relación a los rodetes integralmente fundidos.
- Al realizar el proceso de alineamiento de la línea de ejes del sistema de propulsión se debe de tener presente los distintos procedimientos de alineación, esto es conocer sus característica para determinar cuándo se utiliza un determinado procedimiento, esto sabiendo que un buen procedimiento de alineación es la suma de la aplicación de los distintos procedimientos de alineación y de cómo estos se complementan para la obtención de un buen resultado final.



RECOMENDACIONES

- Según los estudios realizados y por consiguiente los beneficios que obtendríamos sugerimos, ubicar el sistema propulsor de una embarcación pesquera de cerco a popa de la embarcación y con el añadido de que este, tiene que estar fuera de la sala de maquinas, es decir entre el mamparo de pique de popa y el mamparo a popa de sala de maquinas.
- Es también importante mencionar, que por tratarse de un proceso minucioso y delicado dentro de los trabajos de instalación del sistema de propulsión. El dimensionamiento, selección y una correcta alineación, debe de ser realizado por personal responsable y con experiencia ya que el factor humano es primordial para poder contar con buenos resultados finales.



BIBLIOGRAFÍA

1. ANSYS FLUENT 13.0: (2009). Manual Ansys.Software. Primera edición. Editorial Limusa.
2. FERNÁNDEZ, P. (2005). Turbinas Hidráulicas. Editorial Limusa. España.
3. GERE, J; Timoshenko, S.(2000). Mecánica de Materiales. Cuarta Edición. Editorial: Espasa-Calpe. España
4. GOLDEN, F; Batres de la Vega, L y Terrones, G; (1989). Termofluidos, Turbomáquinas y Maquinas Térmicas. Editorial: Continental S.A. México.
5. HAUSER V. (2011). Caracterización de Turbina Hidráulica Tipo Turgo para Microgeneración, Trabajo de Titulación.
6. JARA, W.(1998). Maquinas Hidráulicas.(1ed.). Editorial: W&H Editoral. Lima – Perú.
7. MATAIX, C. (1982). Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas (2 ed.). editorial: Oxford, UK: Oxford University Press.
8. OLADE, Organización Latinoamericana de Energía (1988). Apuntes para un manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas. La Plata, Argentina: Universidad Nacional de la Plata.
9. POLO ENCINAS, M. (1983). Turbomáquinas Hidráulicas, Tercera edición: Editorial: Limusa. México
10. XIAO, Y., HAN, F., ZHOU, J., & KUBOTA, T. (2007). Numerical prediction of dynamic performance of Pleton turbine. *Journal of Hydrodynamics*, Ser. B, 19 (3), 356-364.
11. ZOPPETTI, G. (1979). Centrales Hidroeléctricas. Cuarta Edición Editorial: Gustavo Gili S.A. Barcelona- España.



norma española

UNE-EN 60041

Noviembre 1998

TÍTULO

Ensayos de recepción en central de las turbinas hidráulicas, bombas de acumulación y turbinas-bomba, para determinar sus prestaciones hidráulicas

Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines.

Essais de réception sur place des turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines, en vue de la détermination de leurs performances hydrauliques.

CORRESPONDENCIA

Esta norma es la versión oficial, en español, de la Norma Europea EN 60041 de septiembre 1994, que a su vez adopta la Norma Internacional CEI 60041:1991, modificada +corrigendum 1996.

OBSERVACIONES

ANTECEDENTES

Esta norma ha sido elaborada por el comité técnico AEN/CTN 206 *Producción de Energía Eléctrica* cuya Secretaría desempeña ASINEL.

LAS OBSERVACIONES A ESTE DOCUMENTO HAN DE DIRIGIRSE A

AENOR

Asociación Española de
Normalización y Certificación

C/ Génova, 6
28014 MADRID España

Teléfono 91 432 60 00
Fax 91 310 40 32

206 Páginas

Grupo 123

NORMA EUROPEA
EUROPEAN STANDARD
NORME EUROPÉENNE
EUROPÄISCHE NORM

EN 60041

Septiembre 1994

ICS 23.080; 23.100.10

Descriptores: Turbina, turbomáquina hidráulica, bomba, bomba de turbina, ensayo de recepción, ensayo en obra, característica hidráulica, medida, condiciones de ensayo, cálculo.

Versión en español

**Ensayos de recepción en central de las turbinas hidráulicas,
bombas de acumulación y turbinas-bomba,
para determinar sus prestaciones hidráulicas
(CEI 60041:1991, modificada)**

Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines. (IEC 60041:1991, modified).

Essais de réception sur place des turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines, en vue de la détermination de leurs performances hydrauliques. (CEI 60041:1991, modifiée)

Abnahmeversuche zur Bestimmung der hydraulischen Eigenschaften von Wasserturbinen, Speicherpumpen und Pumpturbinen. (IEC 60041:1991, modifiziert 1996).

Esta norma europea ha sido aprobada por CENELEC el 1994-03-08. Los miembros de CENELEC están sometidos al Reglamento Interior de CEN/CENELEC que define las condiciones dentro de las cuales debe adoptarse, sin modificación, la norma europea como norma nacional.

Las correspondientes listas actualizadas y las referencias bibliográficas relativas a estas normas nacionales, pueden obtenerse en la Secretaría Central de CENELEC, o a través de sus miembros.

Esta norma europea existe en tres versiones oficiales (alemán, francés e inglés). Una versión en otra lengua realizada bajo la responsabilidad de un miembro de CENELEC en su idioma nacional, y notificada a la Secretaría Central, tiene el mismo rango que aquéllas.

Los miembros de CENELEC son los comités electrotécnicos nacionales de normalización de los países siguientes: Alemania, Austria, Bélgica, Dinamarca, España, Finlandia, Francia, Grecia, Irlanda, Islandia, Italia, Luxemburgo, Noruega, Países Bajos, Portugal, Reino Unido, Suecia y Suiza.

CENELEC
COMITÉ EUROPEO DE NORMALIZACIÓN ELECTROTÉCNICA
European Committee for Electrotechnical Standardization
Comité Européen de Normalisation Electrotechnique
Europäisches Komitee für Elektrotechnische Normung
SECRETARÍA CENTRAL: Rue de Stassart, 35 B-1050 Bruxelles

© 1994 Derechos de reproducción reservados a los Miembros de CENELEC

ÍNDICE

Página

ANTECEDENTES.....	7
-------------------	---

SECCIÓN UNO – REGLAS GENERALES

1 CAMPO DE APLICACIÓN Y OBJETO	8
1.1 Campo de aplicación.....	8
1.2 Objeto	8
1.3 Tipos de máquinas.....	8
1.4 Referencia a las normas CEI e ISO.....	9
1.5 Materias excluidas.....	9
2 TERMINOLOGÍA, DEFINICIONES, SÍMBOLOS Y UNIDADES.....	9
2.1 Generalidades	9
2.2 Unidades.....	9
2.3 Lista de términos, definiciones, símbolos y unidades	10
3 NATURALEZA Y ALCANCE DE LAS GARANTÍAS SOBRE LAS PRESTACIONES HIDRÁULICAS	28
3.1 Generalidades	28
3.2 Garantías principales.....	28
3.3 Otras garantías	30
4 ORGANIZACIÓN DEL ENSAYO.....	32
4.1 Disposiciones a prever para el ensayo.....	32
4.2 Autoridad para el ensayo	32
4.3 Personal.....	32
4.4 Preparación del ensayo.....	32
4.5 Acuerdo sobre el programa de los ensayos.....	33
4.6 Instrumentos de medida	34
4.7 Observaciones.....	34
4.8 Inspección después de los ensayo.....	35
4.9 Informe final.....	35

SECCIÓN DOS – EJECUCIÓN DEL ENSAYO PARA LA DETERMINACIÓN
DE LAS PRESTACIONES DEL GRUPO EN RÉGIMEN ESTABILIZADO

5 CONDICIONES Y PROCEDIMIENTO DE LOS ENSAYOS	37
5.1 Procedimiento general de los ensayo.....	37
5.2 Condiciones de ensayo que deben cumplirse.....	40

6	CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	41
6.1	Cálculo de los resultados de los ensayos.....	41
6.2	Incertidumbre en las medidas y presentación de los resultados	44
6.3	Comparación con las garantías.....	47

SECCIÓN TRES – EJECUCIÓN DE LOS ENSAYOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS PRESTACIONES TRANSITORIAS DE LA MÁQUINA

7	CONDICIONES Y PROCEDIMIENTO DE ENSAYO.....	56
7.1	Condiciones a satisfacer en el ensayo	56
7.2	Procedimientos de ensayo e instrumentación.....	56
8	CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	57
8.1	Transposición de los resultados	57
8.2	Comparación con las garantías.....	58

SECCIÓN CUATRO – MÉTODOS DE MEDIDA

9	INTRODUCCIÓN	59
9.1	Rendimiento.....	59
9.2	Potencia hidráulica.....	59
9.3	Potencia mecánica	60
10	CAUDAL.....	61
10.1	Generalidades	61
10.2	Método de los molinetes.....	62
10.3	Tubos de Pitot.....	73
10.4	Método presión-tiempo.....	74
10.5	Métodos por trazador	81
10.6	Vertederos.....	83
10.7	Aparatos normalizados de presión diferencial.....	88
10.8	Método volumétrico	90
11	ENERGÍA HIDRÁULICA ESPECÍFICA DE LA MÁQUINA	92
11.1	Generalidades	92
11.2	Determinación de la energía hidráulica específica	93
11.3	Determinación de la energía específica neta de aspiración.....	105
11.4	Medición de la presión.....	107
11.5	Medición del nivel libre	119
11.6	Incertidumbre de medida.....	123

12	POTENCIA.....	124
12.1	Método indirecto de medida de la potencia.....	124
12.2	Método directo de medida de potencia.....	138
12.3	Pérdidas en los cojinetes.....	139
13	VELOCIDAD DE ROTACIÓN.....	141
13.1	Generalidades.....	141
13.2	Medida de la velocidad en el caso de determinación directa de la potencia.....	141
13.3	Medida de la velocidad en el caso de determinación indirecta de la potencia.....	141
13.4	Incertidumbre de las medida.....	142
14	MÉTODO TERMODINÁMICO DE MEDIDA DEL RENDIMIENTO.....	142
14.1	Generalidades.....	142
14.2	Rendimiento y energía mecánica específica.....	143
14.3	Método de medida de la energía mecánica específica.....	144
14.4	Instrumentos.....	148
14.5	Condiciones a cumplir con el ensayo.....	150
14.6	Correcciones.....	152
14.7	Incertidumbre de la medida.....	154
15	ENSAYOS RELATIVOS.....	155
15.1	Generalidades.....	155
15.2	Medida relativa del caudal.....	156
15.3	Medidas de otras magnitudes.....	160
15.4	Cálculo de resultados.....	161
15.5	Incertidumbre de la medida.....	161
ANEXO A	- INCERTIDUMBRES SISTEMÁTICAS SOBRE LAS MEDIDAS DE PRESTACIONES EN RÉGIMEN PERMANENTE.....	163
ANEXO B	- ELIMINACIÓN DE LOS RESULTADOS ABSURDOS.....	171
ANEXO C	- ANÁLISIS DE LAS INCERTIDUMBRES ALEATORIAS DE UN ENSAYO EN CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO CONSTANTES.....	172
ANEXO D	- ANÁLISIS DE LAS INCERTIDUMBRES ALEATORIAS DE UN ENSAYO QUE ABARCA UN CAMPO DE CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO.....	176
ANEXO E	- DATOS FÍSICOS.....	179
ANEXO F	- DEFINICIÓN DE LA ECUACIÓN HIDRÁULICA ESPECÍFICA DE LA MÁQUINA.....	190
ANEXO G	- MEDIDA DE LA POTENCIA ELÉCTRICA - DETERMINACIÓN DEL VALOR DE CORRECCIÓN PARA UN SISTEMA DE MEDIDA MONOFÁSICO.....	192
ANEXO H	- MÉTODO TERMODINÁMICO - EJEMPLOS DE BALANCE DE POTENCIAS Y DE CÁLCULO DE LA ENERGÍA MECÁNICA ESPECÍFICA.....	194
ANEXO J	- MÉTODO ACÚSTICO DE MEDIDA DEL CAUDAL.....	197

ANTECEDENTES

El procedimiento de cuestionario CENELEC efectuado para determinar si la Norma Internacional CEI 60041:1991 podría ser aceptada sin modificación del texto como norma europea, ha demostrado que eran necesarias modificaciones comunes CENELEC.

El documento de referencia, con las modificaciones comunes preparadas por el Comité Nacional Francés de CENELEC fue sometido al voto formal de los miembros de CENELEC y fue aprobado por CENELEC como EN 60041, el 1994-03-08.

Se fijaron las siguientes fechas:

Fecha límite de publicación de una norma nacional idéntica	(dop)	1995-03-15
Fecha límite de retirada de las normas nacionales divergentes	(dow)	1995-03-15

Los anexos denominados "normativos" forman parte del cuerpo de la norma.

En esta norma el anexo ZA es normativo.

DECLARACIÓN

El texto de la Norma Internacional CEI 60041:1991 fue aprobado por CENELEC como norma europea con modificaciones comunes que se han incluido en lugar correspondiente del texto de la norma indicándose con una línea vertical en el margen izquierdo del texto, asimismo se indican también los cambios del corrigendum de marzo 1996 de CEI, en el margen derecho.

Ensayos de recepción en central de las turbinas hidráulicas, bombas de acumulación y turbinas-bomba, para determinar sus prestaciones hidráulicas

SECCIÓN UNO – REGLAS GENERALES

1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN

1.1 Campo de aplicación

1.1.1 Esta Norma Internacional regula las modalidades de los ensayos en la central destinadas a determinar en qué medida se han respetado las garantías contractuales principales (véase 3.2). Fija las reglas que gobiernan el proceso de los ensayos y prescribe las medidas a adoptar en caso de discrepancia en una fase cualquiera de los ensayos. Asimismo, fija los métodos de cálculo de los resultados, así como la extensión, el contenido y el modo de presentación del informe final.

1.1.2 Los ensayos sobre modelo, cuando los mismos son efectuados a título de ensayos de recepción, son objeto de la Norma CEI 60193, de su Modificación N° 1 y del primer complemento Norma CEI 60193 A, así como de la Norma CEI 60497.

1.1.3 Los ensayos de los sistemas de regulación de velocidad son objeto de la Norma CEI 60308.

1.2 Objeto

El objeto de esta norma para las pruebas de recepción en la central de las turbinas hidráulicas, de las bombas de acumulación o de las turbinas-bomba, a las que en adelante se denominará "las máquinas", es:

- definir los términos y magnitudes utilizados;
- especificar los métodos de ensayo y las formas de medir las magnitudes que permitan evaluar las prestaciones hidráulicas de la máquina;
- determinar si las garantías contractuales que están dentro del campo de aplicación de esta norma se han cumplido.

La decisión de efectuar un ensayo de recepción en la central, así como la definición del alcance del mismo, debe ser objeto de acuerdo entre el comprador y el suministrador de la máquina. Por ello, se debe examinar en cada caso si las condiciones de medida indicadas en esta norma pueden ser respetadas. Se deberá tener en cuenta la influencia de las condiciones del circuito hidráulico y de la obra civil sobre las incertidumbres de medida.

Si las condiciones reales en las que será efectuado el ensayo de recepción en la central, no permiten asegurar el cumplimiento de las garantías, se aconseja efectuar el ensayo de recepción sobre modelo (véase 1.1.2).

1.3 Tipos de máquinas

De una forma general, esta norma es aplicable a todas las turbinas de acción o de reacción, bombas de acumulación y turbinas-bomba, cualesquiera que sean sus dimensiones y su tipo. En particular, se aplica a las máquinas directamente acopladas a generadores, motores o generadores-motor eléctricos.

Esta norma es aplicable a máquinas cuya potencia sea superior a 5 MW o cuyo diámetro de referencia supere los 3 m. Aunque generalmente no está justificado el complejo y detallado procedimiento requerido, para máquinas de potencia y de dimensiones inferiores, no obstante, esta norma puede ser utilizada para tales máquinas, previo acuerdo entre comprador y suministrador.

En el campo de aplicación de esta norma, el término "turbina" incluye también una turbina-bomba funcionando en turbinación y el término "bomba", una turbina-bomba funcionando en bombeo. De la misma manera, el término "generador" incluye un generador-motor funcionando en generación, y el término "motor" incluye un generador-motor funcionando como motor.

1.4 Referencia a las normas CEI e ISO

La lista de las normas CEI e ISO referidas en esta norma se da en el anexo ZA. Si aparece alguna contradicción entre esta norma y otra norma CEI o ISO, prevalecerán las disposiciones indicadas en esta norma.

1.5 Materias excluidas

1.5.1 Esta norma excluye todas las materias de carácter puramente comercial, excepto aquellas que estén íntimamente ligados a la buena realización de las pruebas.

1.5.2 Esta norma no se refiere ni a los detalles constructivos de las máquinas ni a las propiedades mecánicas de sus diferentes partes.

2 TERMINOLOGÍA, DEFINICIONES, SÍMBOLOS Y UNIDADES

2.1 Generalidades

Los términos de uso general, sus definiciones, símbolos y unidades, utilizados a lo largo de esta norma son enumerados en este apartado. Los términos específicos son definidos allí donde aparecen.

Los términos siguientes se dan en 5.1.2 y en la figura 11:

- 1) Una "secuencia" comprende las lecturas y/o los registros que permiten establecer las prestaciones de la máquina en un régimen de funcionamiento determinado.
- 2) Un "punto" se establece por una o varias secuencias consecutivas, efectuadas al mismo régimen de funcionamiento y bajo las mismas condiciones (aberturas, niveles, etc.).
- 3) Un "ensayo" comprende el conjunto de datos y de resultados que permiten establecer las prestaciones de la máquina en todo el campo de funcionamiento especificado.

Cualquier término, definición o unidad de medida que sea objeto de discusión o interpretación, debe ser acordado por escrito antes de los ensayos, entre las partes contratantes.

2.2 Unidades

Se ha utilizado el Sistema Internacional de Unidades (SI) a lo largo de esta norma*

Todos los términos vienen dados en unidades fundamentales SI, o en unidades coherentes derivadas de los mismos (por ejemplo N en lugar de $\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$). Las ecuaciones fundamentales son válidas cuando se utilizan estas unidades. Esto no deberá perderse de vista si, para ciertas magnitudes, se utilizan unidades distintas de las del sistema SI (por ejemplo kilovatio o megavatio en lugar de vatio para la potencia, kilopascal o bar ($=10^5$ Pa) en lugar de pascal para la presión, min^{-1} en lugar del s^{-1} para la velocidad de giro, etc.). Las temperaturas pueden ser dadas en grados Celsius ya que raramente se requieren las temperaturas termodinámicas (absolutas) en grados Kelvin.

Cualquier otro sistema de unidades puede ser usado pero sólo si ambas partes lo han acordado por escrito.

* Véase la Norma ISO 31-1.

2.3 Lista de términos, definiciones, símbolos y unidades

2.3.1 Subíndices y símbolos representativos. Los términos "alta presión" y "baja presión" definen los dos lados de la máquina cualquiera que sea el sentido del flujo; no dependen pues del modo de funcionamiento de la máquina.

Apartado	Término	Definición	Índice del signo representativo
2.3.1.1	Sección de referencia de alta presión	Sección del lado de alta presión de la máquina en la que se definen las prestaciones garantizadas (véase la figura 1)	1
2.3.1.2	Sección de referencia de baja presión	Sección del lado de baja presión de la máquina en la que se definen las prestaciones garantizadas (véase la figura 1)	2
2.3.1.3	Secciones de medida de alta presión	En la medida de lo posible estas secciones deberán coincidir con la sección 1; si no, los valores medidos deben ser transpuestos a dicha sección 1. (véase 11.2.1)	1' ; 1"....
2.3.1.4	Secciones de medida de baja presión	En la medida de lo posible estas secciones deberán coincidir con la sección 2; si no, los valores medidos deben ser transpuestos a dicha sección 2 (véase 11.2.1)	2' ; 2"....
2.3.1.5	Especificado	Subíndice que designa los valores de las magnitudes, tales como la velocidad de giro, el caudal, etc., para los cuales están garantizadas otras magnitudes	sp
2.3.1.6	Máximo	Subíndices que designan el valor máximo o mínimo de una magnitud cualquiera	máx
2.3.1.7	Mínimo		mín
2.3.1.7	Límites	Valores definidos contractualmente	- a no sobrepasar // - a alcanzar ○ ó //
2.3.1.8	Atmosférica	Subíndice que se refiere a las condiciones atmosféricas ambientales	amb

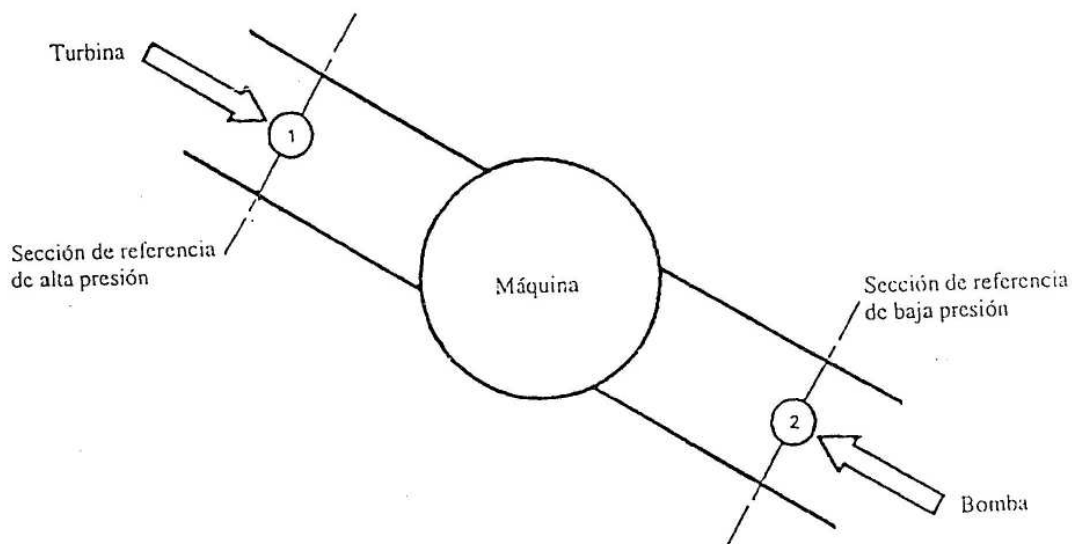


Fig. 1 – Representación esquemática de una máquina hidráulica

2.3.2 Términos geométricos

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.2.1	Área	Área neta de una sección transversal normal a la dirección general del flujo	A	m ²
2.3.2.2	Apertura del distribuidor	Ángulo medio de los álabes directrices medido a partir de la posición cerrada*, o distancia mínima media entre dos álabes adyacentes (en una posición definida, si fuese necesario) (véase la figura 2)	α a	grado m
2.3.2.3	Apertura del inyector (turbina de acción)	Carrera media de la aguja medida a partir de la posición cerrada*	s	m
2.3.2.4	Apertura de las palas del rodete	Ángulo medio de las palas del rodete medido a partir de una posición dada*	β	grado
2.3.2.5	Nivel	Cota de un punto del sistema respecto a un determinado nivel de referencia (habitualmente el nivel medio del mar)	z	m
2.3.2.6	Diferencia de nivel	Diferencia de cotas de dos puntos cualesquiera del sistema	Z	m

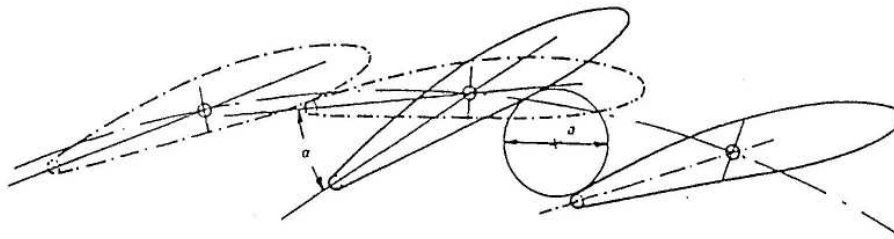


Fig. 2 – Apertura del distribuidor (a partir de la posición cerrada)

* A la presión de aceite normal de trabajo

2.3.3 Magnitudes y propiedades físicas

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.3.1	Aceleración de la gravedad	Valor local de la aceleración de la gravedad en función de la altitud y latitud en el lugar de los ensayos (véase en el anexo E, la tabla EI)	g	$m \cdot s^{-2}$
2.3.3.2	Temperatura	Temperatura termodinámica Temperatura Celsius $\vartheta = \theta - 273,15$	θ ϑ	K $^{\circ}C$
2.3.3.3	Densidad	Masa por unidad de volumen a) Los valores para el agua se dan en el anexo E, tabla EII (se usa ρ más comúnmente en lugar de ρ_w) b) Los valores para el aire se dan en el anexo E, tabla EIII. Se utiliza habitualmente el valor de la densidad del aire al nivel de referencia de la máquina (véase 2.3.7.10) c) Los valores para el mercurio se dan en el anexo E, tabla EIV	ρ ρ_w ρ_a ρ_{Hg}	$kg \cdot m^{-3}$ $kg \cdot m^{-3}$ $kg \cdot m^{-3}$ $kg \cdot m^{-3}$
2.3.3.4	Volumen específico	Volumen por unidad de masa. En esta norma se utiliza solamente para el agua	l/ρ	$m^3 \cdot kg^{-1}$
2.3.3.5	Factor isoterma	Factor que caracteriza una propiedad termodinámica. Los valores para el agua se dan en el anexo E, tabla EV	a	$m^3 \cdot kg^{-1}$
2.3.3.6	Calor específico	Coefficiente de variación de la entalpía por unidad de masa en función de la temperatura a presión constante. Los valores para el agua se dan en el anexo E, tabla EVI	c_p	$J \cdot kg^{-1} \cdot ^{\circ}C^{-1}$ o $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
2.3.3.7	Presión de vapor (absoluta)	En el campo de aplicación de esta norma, la presión parcial absoluta del vapor en la mezcla de gases sobre la superficie del líquido es la presión de vapor de saturación correspondiente a la temperatura. Los valores para el agua destilada se dan en el anexo E, tabla EVII	p_{va}	Pa
2.3.3.8	Viscosidad dinámica	Magnitud que caracteriza el comportamiento mecánico de un fluido (véase la Norma ISO 31-3)	μ	Pa.s
2.3.3.9	Viscosidad cinemática	Relación entre la viscosidad dinámica y la densidad: $\nu = \frac{\mu}{\rho}$	ν	$m^2 \cdot s^{-1}$

2.3.4 Términos relativos al caudal, velocidad del flujo y la velocidad de giro

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.4.1	Caudal (volumétrico)	Volumen de agua que pasa por una sección por unidad de tiempo	Q	$m^3 \cdot s^{-1}$
2.3.4.2	Caudal másico	Masa de agua que pasa por una sección por unidad de tiempo. ρ y Q deben ser determinadas en la misma sección y en las condiciones existentes en ella. NOTA - El caudal másico es invariable entre dos secciones si no existe ni aportación ni detracción de agua entre ellas.	(ρQ)	$kg \cdot s^{-1}$
2.3.4.3	Caudal medido	Volumen de agua que pasa a través de una sección de medida por unidad de tiempo, por ejemplo 1' (véase 2.3.1.3 y 2.3.1.4)	Q_1 o Q_2	$m^3 \cdot s^{-1}$
2.3.4.4	Caudal en una sección de referencia	Volumen de agua que pasa a través de la sección de referencia 1 ó 2 por unidad de tiempo	Q_1 o Q_2	$m^3 \cdot s^{-1}$
2.3.4.5	Caudal corregido en una sección de referencia	Volumen de agua que pasa a través de una sección de referencia por unidad de tiempo, traspuesta a la presión atmosférica (véase 2.3.5.2), por ejemplo: $Q_{1c} = (\rho Q)_1 / \rho_{p_{amb}}$	Q_{1c} o Q_{2c}	$m^3 \cdot s^{-1}$
2.3.4.6	Caudal en vacío	(Véase 3.2.3), donde $\rho_{p_{amb}}$ es la densidad del agua a presión atmosférica y a la temperatura del agua en la sección de referencia. Caudal absorbido por la turbina funcionando en vacío, a la velocidad nominal y bajo la energía hidráulica específica nominal, con el generador sin excitar	Q_0	$m^3 \cdot s^{-1}$
2.3.4.7	Caudal relativo	Valor del caudal obtenido mediante un método de medida en el que los resultados se expresan según una escala arbitraria (método no calibrado) (véase el capítulo 15)	Q_i	$m^3 \cdot s^{-1}$
2.3.4.8	Velocidad media	Cociente entre el caudal volumétrico dividido por el área A	v	$m \cdot s^{-1}$
2.3.4.9	Velocidad de giro	Número de vueltas de la máquina por unidad de tiempo	n	s^{-1}
2.3.4.10	Velocidad en vacío	Velocidad de una turbina en régimen estabilizado con carga nula, regulador en servicio y generador no excitado	n_0	s^{-1}
2.3.4.11	Velocidad inicial	Velocidad de una turbina en régimen establecido inmediatamente antes de que comiencen a variar sus condiciones de funcionamiento (véase la figura 3)	n_i	s^{-1}
2.3.4.12	Velocidad final	Velocidad de una turbina en régimen estabilizado después de que se hayan amortiguado todas las oscilaciones transitorias (véase la figura 3)	n_f	s^{-1}
2.3.4.13	Velocidad instantánea máxima de una turbina	La mayor velocidad alcanzada por una turbina durante un rechazo súbito de la carga en las condiciones de funcionamiento especificadas del regulador (véase la figura 3)	n_m	s^{-1}
2.3.4.14	Velocidad instantánea máxima maximorum de una turbina	La velocidad instantánea máxima alcanzada por una turbina en las condiciones de funcionamiento transitorio más desfavorables (en algunos casos la velocidad instantánea máxima maximorum puede sobrepasar a la velocidad máxima de embalamiento estabilizada)	$n_{m \max}$	s^{-1}

(Continúa)

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.4.15	Velocidad máxima de embalamiento estabilizada	Velocidad final, después del amortiguamiento de las oscilaciones transitorias, alcanzada con la apertura de los inyectores o del distribuidor y/o inclinación de las palas del rodete que dan la velocidad máxima estando desconectada de la red o de su carga la máquina eléctrica sin excitar, con la energía hidráulica específica máxima (salto máximo). La velocidad de embalamiento, particularmente las de aquellas máquinas de velocidad específica elevada, puede estar influenciada por la cavitación, y por tanto depende del valor NPSE disponible (véase 2.3.6.9)	$n_{R \max}$	s^{-1}

(Fin)

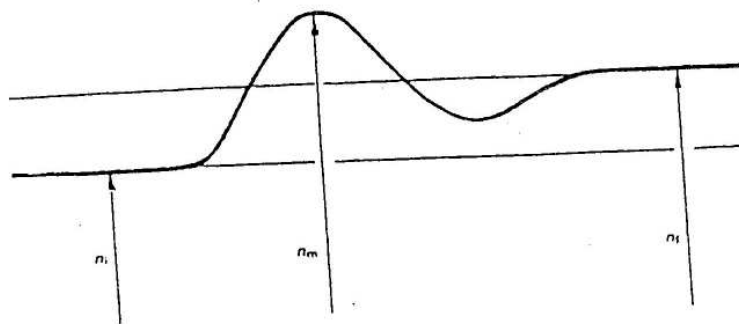


Fig. 3 – Variación de la velocidad de la turbina durante un rechazo súbito de la carga

2.3.5 Términos relativos a la presión

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.5.1	Presión estática absoluta	Presión estática de un fluido medida con respecto al vacío absoluto	p_{abs}	Pa
2.3.5.2	Presión atmosférica	Presión absoluta del aire ambiente	p_{amb}	Pa
2.3.5.3	Presión relativa	Diferencia entre la presión estática absoluta de un fluido y la presión atmosférica en el lugar y el instante de la medida: $p = p_{abs} - p_{amb}$	p	Pa
2.3.5.4	Presión inicial	Presión relativa que existe en régimen estabilizado en un punto dado del sistema inmediatamente antes de que se comiencen a modificar las condiciones de funcionamiento (véase la figura 4)	p_i	Pa
2.3.5.5	Presión final	Presión relativa que existe en régimen estabilizado en un punto dado del sistema después de la amortiguación de las oscilaciones transitorias (véase la figura 4)	p_f	Pa
2.3.5.6	Presión instantánea máxima o mínima	La presión relativa más elevada o más baja alcanzada en un punto dado del sistema en las condiciones de funcionamiento transitorio especificada (véase la figura 4)	p_m^+	Pa
			p_m^-	Pa
2.3.5.7	Presión instantánea máxima maximorum o mínima minimorum	Presión instantánea máxima o mínima en las condiciones de funcionamiento transitorio más desfavorables	$p_m^{+ \max}$	Pa
			$p_m^{+ \min}$	Pa

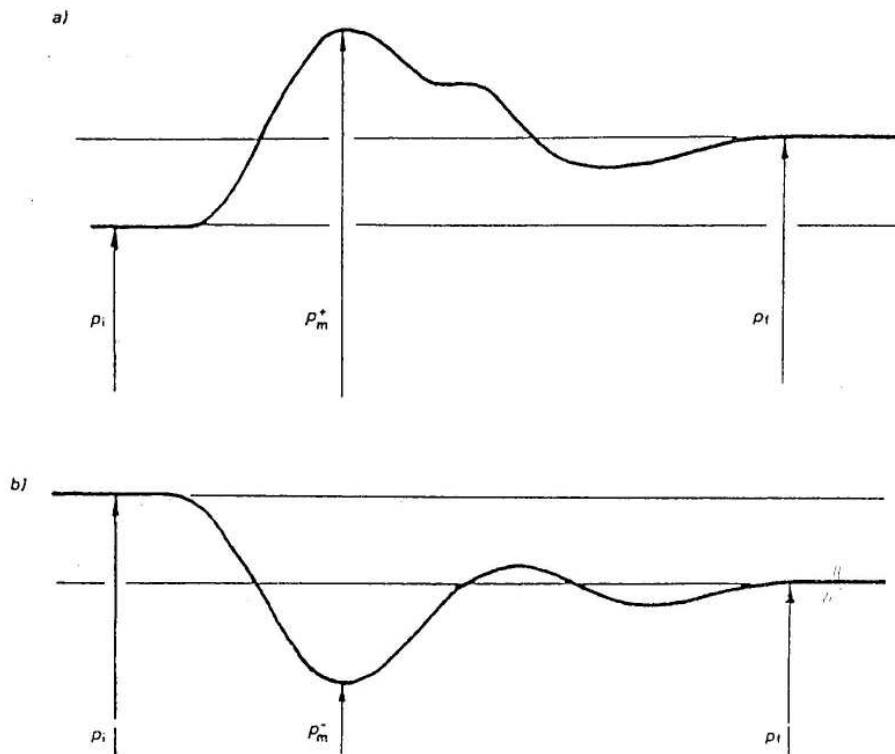


Fig. 4a – Variación de presión en la sección de referencia de alta presión de una turbina
a) Cuando una carga especificada es rechazada súbitamente
b) Cuando una carga especificada es tomada súbitamente

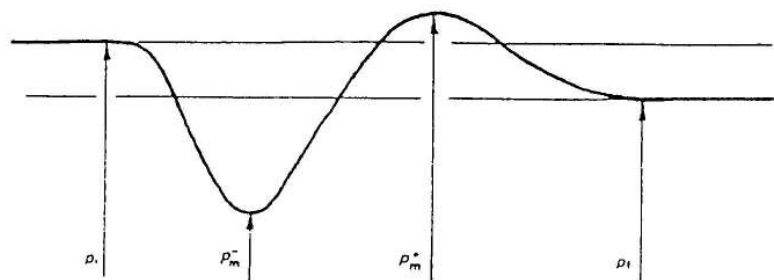


Fig. 4b – Variación de la presión en la sección de referencia de alta presión de una bomba cuando se produce una desconexión eléctrica

2.3.6 Términos relativos a la energía específica. En el Sistema Internacional de Unidades, la masa (kg) es una de las magnitudes fundamentales. La energía por unidad de masa, conocida como "energía específica", se utiliza en esta norma como magnitud fundamental en lugar de la energía por unidad local de peso, llamada "salto" y que fue exclusivamente utilizada en las anteriores Normas CEI 60041 y 60198.

Esta última magnitud (salto) presenta el inconveniente de depender del peso, y por lo tanto de la aceleración de la gravedad, que varía principalmente con la latitud pero también con la altitud. Sin embargo, se continuará empleando el término "salto" en razón de su uso tan común. Por ello, se presentan listas de ambos términos relativos a la energía, los de la energía específica en este apartado y los del salto en 2.3.7. Los términos correspondientes sólo se diferencian por el factor g, valor local de la aceleración de la gravedad.

El símbolo utilizado para designar la energía específica en una sección dada del flujo es la letra minúscula e; el símbolo utilizado para designar la diferencia de energía específica entre dos secciones es la letra mayúscula E. Esto mismo se aplica para la h y H.

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.6.1	Energía específica	Energía del agua por unidad de masa en una sección cualquiera	e	J · kg ⁻¹ (m ² · s ⁻²)
2.3.6.2	Energía hidráulica específica de la máquina	Energía específica del agua disponible entre las secciones de referencia de alta y baja presión de la máquina, teniendo en cuenta la influencia de la compresibilidad: $E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2)$ con: $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \text{ y } \bar{g} = \frac{g_1 + g_2}{2} *, **$ NOTA - Se puede tomar para \bar{g} el valor de la aceleración de la gravedad correspondiente al nivel de referencia de la máquina (véase 2.3.7.10). Los valores ρ_1 y ρ_2 pueden ser calculados a partir de p_{abs1} y p_{abs2} respectivamente, considerando ϑ_1 o ϑ_2 para ambos valores, dada la influencia despreciable de las diferencias de temperatura en ρ .	E	J · kg ⁻¹
2.3.6.3	Energía mecánica específica en el rodete (s) /impulsor (es)	Relación entre la potencia mecánica transmitida por el acoplamiento del rodete (o de los rodetes) y del árbol (eje) (véase el capítulo 14) y el caudal másico: $E_m = \frac{P_m}{(\rho Q)_1}$ (para P_m , véase 2.3.8.4)	E _m	J · kg ⁻¹

(Continúa)

* Las figuras 5a, 5b (máquinas de reacción) y 5c (turbinas de acción) muestran algunos casos comunes de aplicación de esta fórmula básica para la energía hidráulica específica. La fórmula simplificada aplicable se da bajo cada figura. Los métodos de medida para la evaluación de la energía específica de la máquina se describen con detalle en el capítulo 11.

** Véase el anexo F

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.6.4	Energía hidráulica específica del aprovechamiento	<p>Energía hidráulica específica disponible entre el nivel de aguas arriba y el socaz (nivel de desagüe) (véase la figura 6).</p> <p>Se define así:</p> $E_g = \frac{p_{abs3} - p_{abs4}}{\bar{\rho}} + \frac{v_3^2 - v_4^2}{2} + \bar{g}(z_3 - z_4)$ <p>con:</p> $\bar{\rho} = \frac{\rho_3 + \rho_4}{2} \text{ y } \bar{g} = \frac{g_3 + g_4}{2}$ <p>Se puede tomar como valor de $\bar{\rho}$ el valor de la densidad del agua a presión atmosférica.</p>	E_g	$J \cdot kg^{-1}$
2.3.6.5	Energía hidráulica específica de una bomba con caudal nulo	Energía hidráulica específica de una bomba para la velocidad de giro nominal y aperturas de distribuidor y palas del rodete especificadas con la válvula lado alta presión cerrada	E_0	$J \cdot kg^{-1}$
2.3.6.6	Pérdida de energía hidráulica específica	Energía hidráulica específica disipada entre dos secciones cualesquiera	E_L	$J \cdot kg^{-1}$
2.3.6.7	Pérdida de energía hidráulica específica de la aspiración	Energía hidráulica específica disipada entre el canal del lado baja presión y la sección de referencia de baja presión de la máquina (véase la figura 41)	E_{Ls}	$J \cdot kg^{-1}$
2.3.6.8	Energía potencial específica de aspiración de la máquina	Energía potencial específica correspondiente a la diferencia entre el nivel de referencia de la máquina (véase 2.3.7.10) y el nivel piezométrico en la sección 2:	E_s	$J \cdot kg^{-1}$
2.3.6.9	Energía específica neta de la aspiración	Energía específica absoluta en la sección 2 (baja presión) menos la energía específica debida a la presión de vapor p_{va}^* , referida al nivel de referencia de la máquina, de acuerdo con la figura 7	$NPSE$	$J \cdot kg^{-1}$

(Fm)

* Véase 2.3.7.3 en el anexo E, tabla E.VII

** Para la definición del coeficiente de cavitación σ véase las Normas CEI 60193A y 60197

2.3.7 Términos relativos a la altura geométrica y al salto

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.7.1	Altura geométrica del aprovechamiento*	Diferencia de altitud entre el nivel de aguas arriba y el socaz (nivel del desagüe) (véase la figura 6)	Z_s	m
2.3.7.2	Salto	Energía del agua por unidad de peso en una sección cualquiera $h = e/g$	h	m
2.3.7.3	Salto neto (de una turbina) o altura neta de impulsión (de una bomba)	Para la definición de e , véase 2.3.6.1 $H = E/\bar{g}$ Para la definición de E , véase 2.3.6.2	H	m
2.3.7.4	Salto bruto*	$H_g = E_g/\bar{g}$	H_g	m
2.3.7.5	Altura de impulsión de una bomba para caudal nulo	Para la definición de E_g , véase 2.3.6.4 $H_0 = E_0/\bar{g}$ Para la definición de E_0 , véase 2.3.6.5	H_0	m
2.3.7.6	Pérdida de carga	$H_L = E_L/\bar{g}$	H_L	m
2.3.7.7	Pérdida de carga en la aspiración	Para la definición de E_L , véase 2.3.6.6 $H_{L_s} = \frac{E_{L_s}}{g}$ Para la definición de E_{L_s} , véase 2.3.6.7	H_{L_s}	m
2.3.7.8	Altura geométrica de aspiración	$Z_s = \frac{E_s}{g_2}$ (véase la figura 7) Para la definición de E_s , véase 2.3.6.8	Z_s	m
2.3.7.9	Altura neta absoluta de aspiración	$NPSH = \frac{NPSE}{g_2}$ Para la definición de $NPSE$, véase 2.3.6.9	$NPSH$	m
2.3.7.10	Nivel de referencia de la máquina	Altura del punto de la máquina tomado como referencia para el calado sumergencia de la máquina, tal como se define en la figura 8	z_1	m

* La figura 6 ilustra la relación entre el salto bruto y la altura geométrica del aprovechamiento

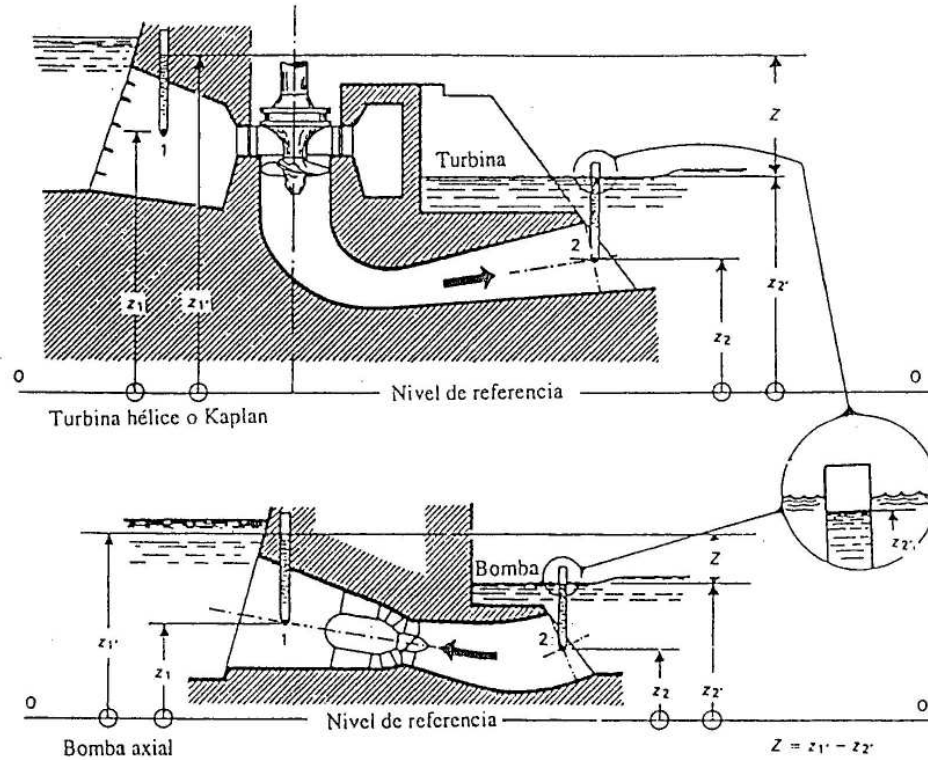


Fig. 5a – Máquina de salto bajo. Determinación de la energía hidráulica específica de la máquina

Se utilizan manómetros de columna de aire agua en los puntos 1 y 2

$$E = \bar{g}H = \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\rho} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2)$$

La compresibilidad del agua es despreciable porque la diferencia de presión entre 1 y 2 es pequeña.

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$$

y por ello,

$$\begin{aligned} p_{abs1} &= \bar{\rho} \cdot \bar{g}(z_1' - z_1) + p_{amb1} \\ p_{abs2} &= \bar{\rho} \cdot \bar{g}(z_2' - z_2) + p_{amb2} \\ p_{amb1} - p_{amb2} &= -\bar{\rho}_a \cdot \bar{g}(z_1' - z_2') \end{aligned}$$

La fórmula de cálculo simplificada es pues:

$$E = \bar{g} \cdot (z_1' - z_2') \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho} \right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \bar{g} \cdot Z \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho} \right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

Se puede tomar como valor de $\bar{\rho}$ la densidad del agua a la presión ambiente

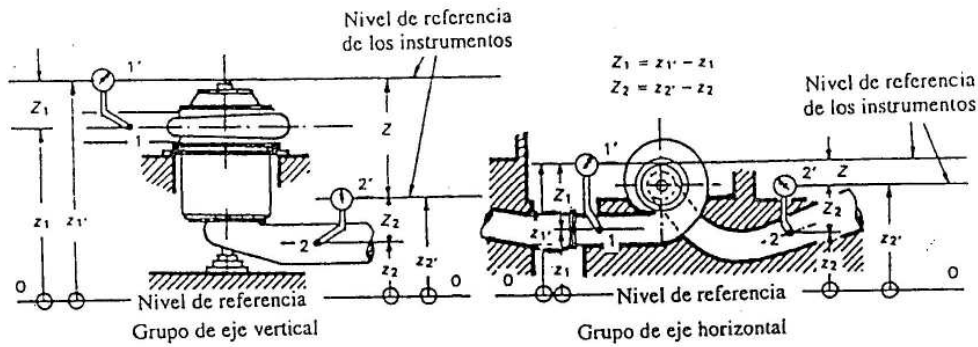


Fig. 5b – Máquinas de salto medio o alto. Determinación de la energía hidráulica específica de la máquina

Se utilizan manómetros en los puntos 1 y 2

$$E = gH = \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2)$$

Dado que Z es pequeña comparada con H , la diferencia de presión atmosférica entre 1' y 2' es despreciable. Se tiene por tanto:

$$p_{amb1'} = p_{amb2'} = p_{amb}$$

Como Z_1 y Z_2 son pequeños comparados con H , se puede admitir que:

$$Z_1 \cdot \frac{\rho_1}{\rho} = Z_1 \quad \text{y} \quad Z_2 \cdot \frac{\rho_2}{\rho} = Z_2$$

y por lo tanto:

$$p_{abs1} = p_1 + Z_1 \cdot \rho_1 \cdot g + p_{amb} \quad \text{donde } p_1 \text{ es la presión relativa medida en } 1'$$

$$p_{abs2} = p_2 + Z_2 \cdot \rho_2 \cdot g + p_{amb} \quad \text{donde } p_2 \text{ es la presión relativa medida en } 2'$$

La fórmula de cálculo simplificada es, por lo tanto:

$$E = \frac{(p_1 - p_2)}{\bar{\rho}} + g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \frac{(p_1 - p_2)}{\bar{\rho}} + g \cdot Z + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

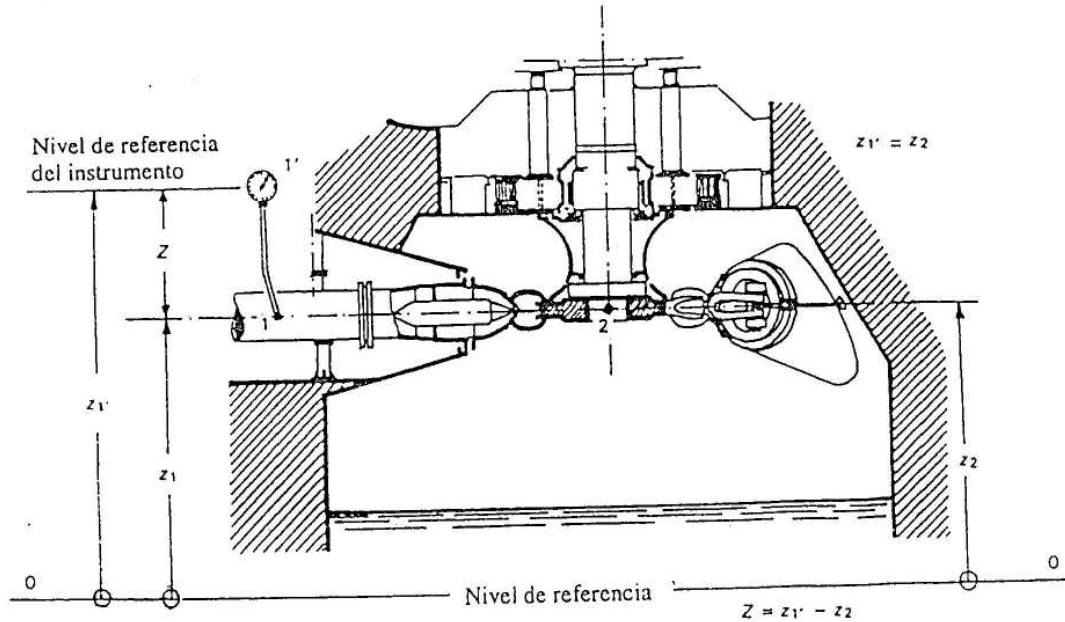


Fig. 5c – Turbinas Pelton de eje vertical. Determinación de la energía hidráulica específica de la máquina

Caso de una turbina con carcasa no presurizada.

Se admite convencionalmente que la sección de referencia de baja presión corresponde al plano de cota z_2 y que, en el caso de una carcasa no presurizada, la presión en el interior de ella es igual a la presión atmosférica.

$$E = \frac{g}{g} H = \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\rho} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + g \cdot (z_1 - z_2)$$

Z es pequeña comparada con H , por lo que la diferencia de presión atmosférica entre 1' y 2 es despreciable. Se tiene por tanto:

$$p_{amb1'} = p_{amb2} = p_{amb}$$

Por la misma razón se admite que:

$$Z \cdot \frac{\rho_1}{\rho} = Z$$

y por tanto:

$$p_{abs1} = p_1 + Z \cdot \rho_1 \cdot g + p_{amb} \quad \text{donde } p_1 \text{ es la presión relativa medida en 1'}$$

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

Como $z_1 = z_2$ y suponiendo que $v_2 = 0$, la fórmula simplificada es:

$$E = \frac{p_1}{\rho} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \bar{g} \cdot Z + \frac{v_1^2}{2}$$

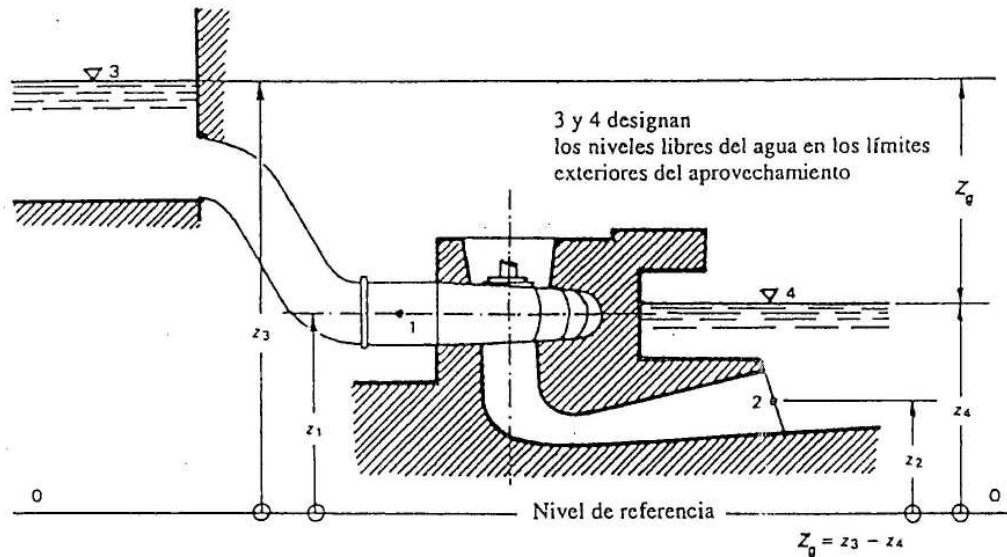


Fig. 6 – Aprovechamiento hidroeléctrico. Determinación de la energía hidráulica específica E_g y del salto bruto H_g del aprovechamiento a partir de su altura geométrica Z_g

La fórmula general es:

$$E_g = \bar{g}_{3-4} \cdot H_g = \frac{(p_{abs_3} - p_{abs_4})}{\rho_{3-4}} + \frac{(v_3^2 - v_4^2)}{2} + \bar{g}_{3-4} (z_3 - z_4)$$

Suponiendo que $\bar{g}_{3-4} = \frac{g_3 + g_4}{2} = \bar{g}$.

$$p_{abs_3} - p_{abs_4} = -\rho_a \cdot \bar{g} \cdot (z_3 - z_4);$$

y suponiendo que: $v_3 = v_4 = 0$

y, que $\bar{\rho}_{3-4} = \frac{\rho_3 + \rho_4}{2} = \bar{\rho}$ densidad del agua a la presión atmosférica, la fórmula queda:

$$E_g = \bar{g} \cdot (z_3 - z_4) \cdot \left[1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}} \right] = \bar{g} \cdot Z_g \cdot \left[1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}} \right]$$

donde ρ_a se supone igual a la densidad del aire al nivel de referencia de la máquina.

Por otra parte:

$$E_g = E \pm \sum E_L \quad \text{donde} \quad \begin{cases} + \text{turbina} \\ - \text{bomba} \end{cases}$$

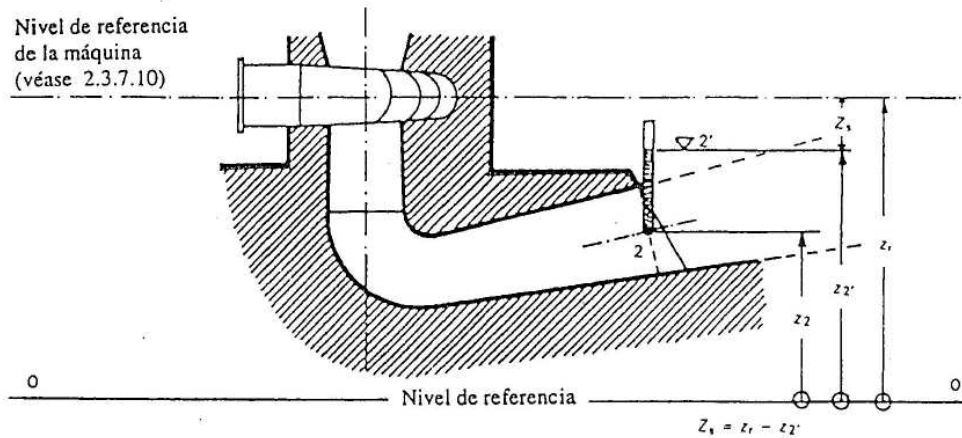


Fig. 7 – Energía específica neta de aspiración (NPSE) y altura neta absoluta de aspiración (NPSH)

Se utiliza en el punto 2 un manómetro de columna de agua.

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{(p_{abs_2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_2)$$

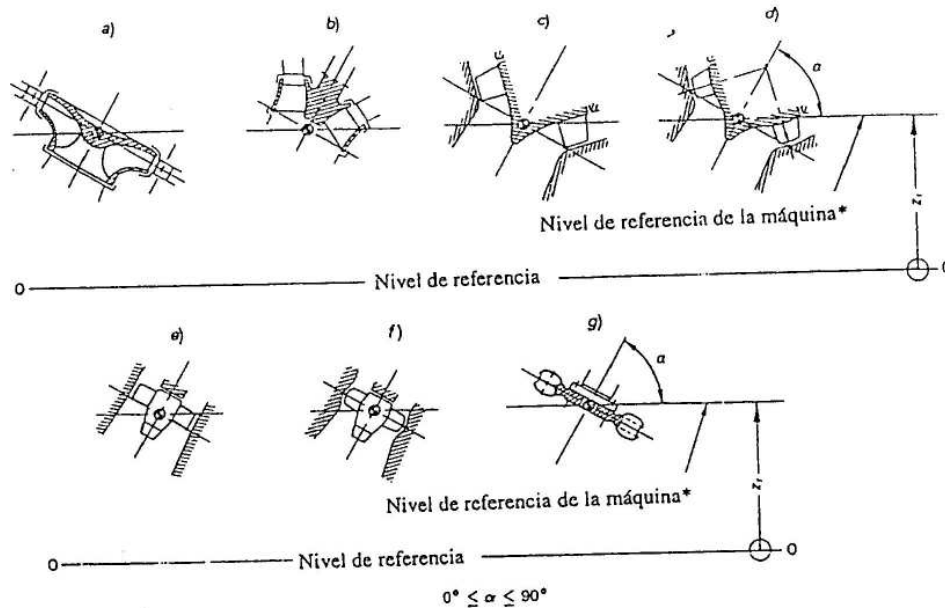
Con:

$$p_{abs_2} = \rho_2 \cdot g_2 \cdot (z_2' - z_2) + p_{amb_2}$$

La fórmula de cálculo simplificada es pues:

$$NPSE = \frac{(p_{amb_2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_2') = \frac{(p_{amb_2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot Z_s$$

donde Z_s es positiva cuando el nivel 2' es más bajo que el nivel de referencia de la máquina y viceversa.



- a) Máquinas radiales, tales como las turbinas Francis, bombas y turbinas-bomba centrífugas; para las máquinas multietapa se considera la etapa de baja presión.
- b) Máquinas diagonales (de caudal mixto, semiaxiales) de palas del rodete/impulsor fijas y con banda en el rodete/impulsor.
- c) Máquinas diagonales (de caudal mixto, semiaxiales) de palas del rodete/impulsor fijas y con banda en el rodete/impulsor.
- d) Máquinas diagonales (de caudal mixto, semiaxiales) de palas del rodete/impulsor regulables.
- e) Máquinas axiales, tales como turbinas de hélice, turbinas tubulares**, bombas y turbinas-bomba axiales de palas del rodete/impulsor fijas.
- f) Máquinas axiales, tales como turbinas Kaplan, turbinas tubulares**, bombas y turbinas-bomba axiales de palas del rodete/impulsor regulables.
- g) Turbinas Pelton.

Fig. 8 – Nivel de referencia de las turbinas, bombas y turbinas-bomba*

2.3.8 Términos relativos a la potencia

NOTA – Los términos relativos a la potencia eléctrica son definidos en el capítulo 12.

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.8.1	Potencia hidráulica	Potencia disponible en el agua para producir energía (turbina) o potencia transmitida al agua (bomba) $P_{h1} = E(\rho Q)_1 \pm \Delta P_h$	P_h	W
2.3.8.2	Corrección de la potencia hidráulica	Término correctivo a determinar después de un análisis adecuado basado en las definiciones contractuales y las condiciones locales *** (véase 9.2.3)	ΔP_h	W

(Continúa...)

* El nivel de referencia de la máquina z, no corresponde necesariamente con el punto de cavitación máxima
 ** El término "turbinas tubulares" incluye los bulbos, los grupos pazo, los grupos con generador periférico y las turbinas tipo S
 *** Ejemplo: si un pequeño caudal q se toma del sistema aguas arriba de la sección I de una turbina y si este caudal es contractualmente impo-
 table a la máquina hidráulica, la potencia hidráulica es: $P_h = E(\rho Q)_1 \pm \Delta P_h$

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.8.3	Potencia mecánica de la máquina (potencia)	<p>Potencia mecánica que suministra una turbina o absorbe una bomba al nivel de su eje, imputando a la máquina hidráulica las pérdidas mecánicas en los cojinetes propios (véase la figura 9)</p> <p>– Para una turbina:</p> $P = P_a + P_b + P_c + P_d + P_e - P_f$ <p>donde</p> <p>P_a es la potencia eléctrica medida en las bornas del generador</p> <p>P_b son las pérdidas mecánicas y eléctricas en el generador, incluyendo las pérdidas por ventilación (véase 12.1.2.1)</p> <p>P_c son las pérdidas en el cojinete de empuje imputables al generador. En el caso de un cojinete de empuje común, estas pérdidas deben ser repartidas entre la turbina y el generador proporcionalmente a la carga axial ejercida por cada uno de ellos sobre el pivote (véase 12.1.2.2)</p> <p>P_d son las pérdidas en todos los órganos en rotación que no sean de la turbina o del generador, tales como volante de inercia, si existe, engranajes, rodete de bomba eventualmente girando al aire, etc. (véase 12.1.2.3)</p> <p>P_e es la potencia suministrada a cualquier máquina auxiliar acoplada directamente (véase 12.1.2.4)</p> <p>P_f es la potencia eléctrica suministrada a los equipos auxiliares de la turbina (por ejemplo al regulador) si el contrato especifica que ello es imputable a la turbina</p> <p>– Para una bomba:</p> $P = P_a - (P_b + P_c + P_d + P_e) + P_f$ <p>donde:</p> <p>P_a es la potencia eléctrica medida en las bornas del motor</p> <p>P_b son las pérdidas mecánicas y eléctricas en el motor, incluidas las pérdidas por ventilación (véase 12.1.2.1)</p> <p>P_c son las pérdidas en el cojinete de empuje imputables al motor. En el caso de un cojinete de empuje común, estas pérdidas deben ser repartidas entre la bomba y el motor en proporción a la carga axial ejercida por cada uno de ellos sobre el pivote (véase 12.1.2.2)</p> <p>P_d son las pérdidas en todos los órganos en rotación que no sean de la turbina o del generador, tales como volante de inercia, si existe, engranajes, rodete de turbina de arranque, rodete de turbina girando en aire, etc. (véase 12.1.2.3.)</p> <p>P_e es la potencia suministrada a cualquier máquina auxiliar directamente acoplada (véase 12.1.2.4)</p> <p>P_f es la potencia eléctrica suministrada a los equipos auxiliares de la bomba (por ejemplo el regulador) si el contrato especifica que ello es imputable a la bomba</p>	<p>P</p> <p>P_a</p> <p>P_b</p> <p>P_c</p> <p>P_d</p> <p>P_e</p> <p>P_f</p> <p>P_a</p> <p>P_b</p> <p>P_c</p> <p>P_d</p> <p>P_e</p> <p>P_f</p>	<p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p> <p>W</p>

(Continúa)

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.8.4	Potencia mecánica del rodete o impulsor	Potencia mecánica transmitida a través del acoplamiento del rodete (o impulsor) con el eje (véase dibujo explicativo en la figura 9): - en caso de turbina: $P_m = P + P_{Lm} + P_f$ - en caso de bomba: $P_m = P - P_{Lm} - P_f$	P_m	W
2.3.8.5	Pérdidas de potencia mecánica	Potencia mecánica disipada en los cojinetes radiales, cojinete de empuje y junta de estanqueidad de la máquina hidráulica. Véase también 2.3.8.3 (P_c)	P_{Lm}	W
2.3.8.6	Potencia de una bomba a caudal nulo	Potencia absorbida por la bomba a la velocidad nominal y para las aperturas especificadas del distribuidor y del rodete cuando la válvula del lado alta presión está cerrada	P_0	W

(Fin)

2.3.9 Términos relativos al rendimiento

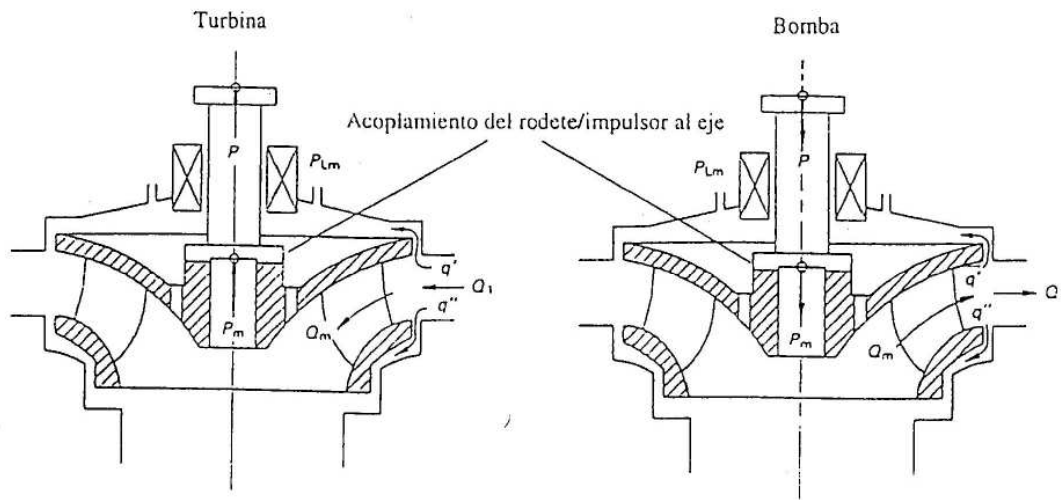
Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.9.1	Rendimiento hidráulico*	- En caso de turbina: $\eta_h = \frac{P_m}{P_h} = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}$ - En caso de bomba: $\eta_h = \frac{P_h}{P_m} = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m}$	η_h	-
2.3.9.2	Rendimiento mecánico	- En caso de turbina: $\eta_m = \frac{P}{P_m}$ - En caso de bomba: $\eta_m = \frac{P_m}{P}$	η_m	-
2.3.9.3	Rendimiento	- En caso de turbina: $\eta = \frac{P}{P_h} = \eta_h \cdot \eta_m$ - En caso de bomba: $\eta = \frac{P_h}{P} = \eta_h \cdot \eta_m$	η	-

(Continúa)

* En las fórmulas dadas en 2.3.9.1, las pérdidas por fricción del disco y las pérdidas por fugas de caudal se consideran como pérdidas hidráulicas. Se llaman "pérdidas por fricción del disco" a las pérdidas por rozamiento a lo largo de las superficies externas del rodete que no están en contacto con el caudal activo.

Apartado	Término	Definición	Símbolo	Unidad
2.3.9.4	Rendimiento relativo	Relación entre el valor del rendimiento en las condiciones de funcionamiento cualquiera, respecto a un valor de referencia	η_{rel}	—
2.3.9.5	Rendimiento medio ponderado	Valor medio del rendimiento calculado según esta fórmula: $\eta_w = \frac{w_1 \eta_1 + w_2 \eta_2 + w_3 \eta_3 + \dots}{w_1 + w_2 + w_3 + \dots}$	η_w	—
2.3.9.6	Rendimiento medio aritmético	donde $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$ son los valores del rendimiento en las condiciones de funcionamiento especificadas y donde w_1, w_2, w_3, \dots son los coeficientes de ponderación especificados respectivamente Rendimiento medio ponderado (véase 2.3.9.5) cuando $w_1 = w_2 = w_3 = \dots$	η_a	—

(Fin)



Turbina

$$q = q' + q''$$

$$Q_1 = Q_m + q$$

$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q_1)$ suponiendo $\Delta P_h = 0$

$P = P_m + P_{Lm}$ suponiendo $P_i = 0$

Rendimiento volumétrico $\eta_v = \frac{Q_m}{Q_1}$

Rendimiento hidráulico¹ $\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$

Rendimiento $\eta = \frac{P}{P}$

Bomba

$$q = q' + q''$$

$$Q_1 = Q_m - q$$

$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q_1)$ suponiendo $\Delta P_h = 0$

$P = P_m^* + P_{Lm}$ suponiendo $P_i = 0$

$\eta_v = \frac{Q_1}{Q_m}$

$\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$

$\eta = \frac{P_h}{P}$

Estas fórmulas no tienen en cuenta la compresibilidad del agua.

1) En esta fórmula las pérdidas por rozamiento del disco y las pérdidas volumétricas (caudal de fugas) se consideran como pérdidas hidráulicas. En la bomba "pérdidas por rozamiento del disco" a las pérdidas por rozamiento a lo largo de las superficies exteriores del rodete que no están en contacto con el caudal activo Q_m .

Fig. 9 – Balance esquemático de las potencias y caudales (ejemplo)

3 NATURALEZA Y ALCANCE DE LAS GARANTÍAS SOBRE LAS PRESTACIONES HIDRÁULICAS

3.1 Generalidades

3.1.1 Un contrato para el suministro de una máquina, regulable o no*, deberá contener como mínimo las garantías relativas a la potencia, caudal, rendimiento (véase 3.2.5), la velocidad instantánea máxima maximorum y la presión instantáneas máxima maximorum o mínima minimorum y la velocidad máxima de embalamiento estabilizada (velocidad de embalamiento inversa en caso de una bomba).

Para una bomba, las garantías pueden, asimismo, cubrir la energía hidráulica específica (o el salto) máxima a caudal cero y la potencia a caudal cero, ésta última con el rodete girando en agua y/o en el aire, a la velocidad de giro especificada.

Estas garantías son consideradas como principales garantías hidráulicas (véase 3.2) y son el objeto de esta norma. Otras garantías (véase 3.3) no forman parte de esta norma.

3.1.2 El comprador debe facilitar al suministrador de la máquina los datos exactos, completos y fiables relativos a los embalses, a las obras de toma de entrada y salida, a los circuitos hidráulicos entre el punto de toma de agua y el de restitución, a todos los elementos y equipos relativos a los mismos, a todas las máquinas, eléctricas o no, accionadas o accionantes y a sus partes giratorias y a todos los sistemas de regulación, válvulas, compuertas y mecanismos anexos.

3.1.3 El comprador tendrá la responsabilidad de especificar los valores de todos los parámetros sobre los cuales están basadas las garantías, incluida la calidad y temperatura del agua (**), la energía hidráulica específica de la instalación (véase 2.3.6.4) y las pérdidas de energía hidráulica específica (véase 2.3.6.6), para el estudio de la instalación en su conjunto y en particular de asegurar las condiciones correctas de alimentación y restitución de la máquina, así como coordinar todo lo que concierne a la interacción entre la máquina y los circuitos hidráulicos. Si el campo de funcionamiento difiere del campo de garantía, el comprador debe indicar los límites.

3.1.4 Si el generador o el motor eléctrico debe ser utilizado para medir la potencia de la turbina o de la bomba (ver 2.3.8.3), este generador o este motor y sus auxiliares deben ser objeto de ensayos apropiados. Deberá estar precisado en el contrato que el suministrador de la máquina hidráulica o su representante tiene el derecho de asistir a estos ensayos. Una copia certificada de los cálculos y resultados de los ensayos del generador o del motor debe ser entregada al suministrador de la máquina hidráulica.

3.2 Garantías principales

3.2.1 **Condiciones prácticas del funcionamiento de la instalación.** Las condiciones prácticas de funcionamiento implican, habitualmente ciertas variaciones de la energía hidráulica específica (salto). Las especificaciones deben precisar para que valores de la energía hidráulica específica son aplicables las garantías.

Por razones prácticas, el ensayo en régimen transitorio no puede ser realizado al mismo tiempo que el ensayo de características en régimen permanente.

3.2.2 **Potencia.** Las garantías de potencia pueden ser requeridas a una o a varias velocidades específicas para:

- a) una turbina regulable: potencia a alcanzar a una o varias energías hidráulicas específicas determinadas (véase la figura 10a);

* Una máquina regulable es una máquina en la cual el caudal es regulado por la posición de un órgano de regulación como por ejemplo los álabes del distribuidor, los inyectores o los álabes del rodete/impulsor. Una máquina de simple regulación es una máquina con un sólo órgano de regulación del caudal; una máquina de doble regulación es una máquina con dos órganos de regulación del caudal. Una máquina no regulable es la que no tiene ningún órgano de regulación del caudal.

** Si la temperatura del agua durante el ensayo de recepción difiere sensiblemente (por ejemplo más de 10°C) del valor especificado, se deberá tener en cuenta el efecto de escala correspondiente.

- b) una turbina no regulable: potencia a alcanzar y potencia a no sobrepasar en un campo determinado de energía hidráulica específica* (véase la figura 10b);
- c) una bomba regulable o no: potencia a no sobrepasar en un campo determinado de energía hidráulica específica (véase la figura 10c).

3.2.3 Caudal

Las garantías de caudal pueden ser requeridas a una o varias velocidades especificadas para:

- a) una turbina regulable: caudal a alcanzar a una o varias energías hidráulicas específicas determinadas (véase la figura 10a);
- b) una turbina no regulable: caudal a alcanzar en un campo determinado de energía hidráulica específica (esta garantía es habitualmente reemplazada por la garantía correspondiente de potencia citada en 3.2.2.b) y caudal a no sobrepasar (véase la figura 10b);
- c) una bomba regulable o no: caudal en un campo determinado de la energía hidráulica específica incluyendo los valores a alcanzar o a no sobrepasar** (véase la figura 10c).

El caudal garantizado puede ser referido a la presión atmosférica (véase 2.3.4.5).

3.2.4 Rendimiento

3.2.4.1 Para una turbina regulable, las garantías de rendimiento pueden ser requeridas a una o a varias velocidades específicas y bajo una o varias energías hidráulicas específicas, bajo una de las formas siguientes:

- a) a uno o varios valores determinados de la potencia o del caudal o bajo la forma de una curva (véase la figura 10a);
- b) bajo la forma de rendimiento medio ponderado*** en un campo determinado de potencia o de caudal;
- c) bajo la forma de rendimiento medio aritmético*** en un campo determinado de la potencia o del caudal.

3.2.4.2 Para una turbina no regulable o para una bomba regulable o no, las garantías de rendimiento pueden ser requeridas a una o varias velocidades específicas, bajo una de las formas siguientes:

- a) a uno o varios valores determinados de la energía hidráulica específica o bajo forma de curva (véase las figuras 10b y 10c);
- b) bajo forma de rendimiento medio ponderado*** en un campo determinado de la energía hidráulica específica;
- c) bajo forma de rendimiento medio aritmético*** en un campo determinado de la energía hidráulica específica

3.2.5 Elección de las garantías de potencia, caudal y rendimiento. Se recomienda evitar en el contrato la fijación de una garantía para variables ligadas entre sí: por ejemplo para una turbina regulable, el rendimiento debe ser garantizado bien en función del caudal, bien en función de la potencia pero no en función del caudal y de la potencia.

* Para los límites contractuales de potencia correspondientes a las energías hidráulicas especificadas, véase 6.3.1

** Para los límites contractuales de caudal correspondientes a las determinadas energías hidráulicas especificadas, véase 6.3.2

*** No se debe normalmente garantizar simultáneamente un rendimiento medio ponderado o aritmético, a una serie de valores individuales de rendimiento.

3.2.6 Velocidad instantánea máxima y presión instantánea máxima y mínima*** (véase 2.3.4.14 y 2.3.5.7). La presión instantánea máxima o mínima y la velocidad instantánea máxima deberán ser garantizadas en todo el campo de funcionamiento, generalmente de acuerdo con la Norma CEI 60308.

Dado que las características de la máquina hidráulica, de la máquina eléctrica, del regulador y de todo o parte del sistema hidráulico pueden intervenir en la determinación de la máxima sobrevelocidad instantánea y de la presión instantánea máxima y mínima, todas las informaciones pertinentes deben ser comunicadas a cada uno de los constructores.

3.2.7 Velocidad máxima de embalamiento estabilizada (véase 2.3.4.15). Es conveniente garantizar que la velocidad máxima de embalamiento estabilizada (o la velocidad inversa máxima de embalamiento en el caso de una bomba) no superará los valores especificados en las condiciones contractuales (por ejemplo energía hidráulica específica, energía específica neta aspiración, etc.).

Generalmente es recomendable evitar esta prueba (véase 7.1.2.2.).

3.2.8 Energía hidráulica específica máxima a caudal cero y potencia a caudal cero de una bomba (véase 2.3.6.5 y 2.3.8.6). En el caso de una bomba, conviene garantizar que la potencia a caudal nulo (con rodete anegado o desanegado) y la energía hidráulica específica máxima no excederán los valores especificados a la velocidad especificada.

3.3 Otras garantías

Pueden establecerse garantías adicionales; las que se citan a continuación quedan cubiertas por otras normas CEI.

3.3.1 Regulador de velocidad. La recepción del regulador de velocidad deberá ser efectuada conforme a la Norma CEI 60308.

3.3.2 Desgaste por cavitación. La cantidad del desgaste por cavitación deberá ser objeto de una garantía con la condición de que el grupo funcione solamente en los campos previstos de potencia, caudal, velocidad, número de horas, temperatura del agua y energía específica neta de aspiración (NPSE). Recomendaciones sobre este aspecto se dan en la Norma CEI 60609.

* Esta norma se refiere solamente a las variaciones de presión y velocidad asociadas a rechazos de carga súbitos especificados para una turbina o a una desconexión para una bomba. Las condiciones transitorias más desfavorables que aparecen en las definiciones de 2.3.4.14 y 2.3.5.7 serán especificadas en el contrato.

** Para fluctuaciones de presión superpuestas si las hay, véase 7.11 y 8.2.2.

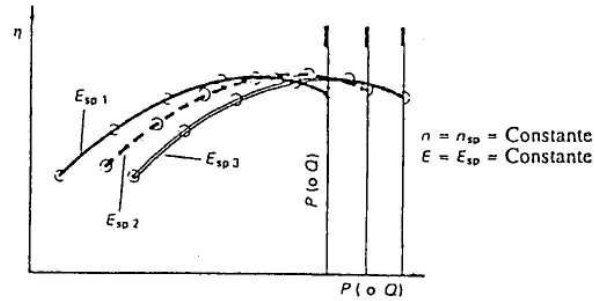


Fig. 10 a - Turbina regulable

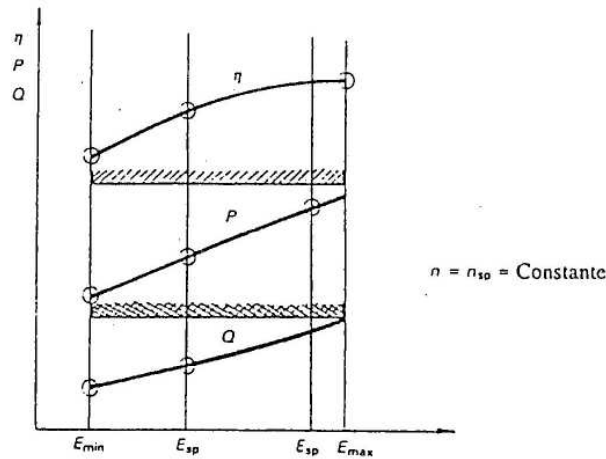


Fig. 10 b - Turbina no regulable

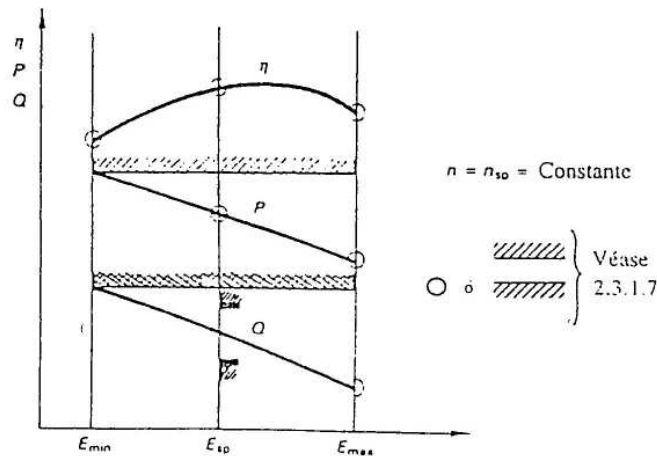


Fig. 10 c - Bomba

NOTA - Habitualmente, sólo se requieren alguna de las garantías aquí descritas

Fig. 10 - Curvas de garantía

4 ORGANIZACIÓN DEL ENSAYO

4.1 Disposiciones a prever para el ensayo

Durante la fase de proyecto del aprovechamiento, se recomienda prestar atención a las disposiciones a prever para la realización del ensayo. Esto se aplica, particularmente, a las disposiciones necesarias para la medida del caudal y de la energía hidráulica específica. Se sugiere que en el momento de realizar el proyecto del aprovechamiento y de las máquinas que serán objeto del ensayo, se prevean las disposiciones para medir, por más de un método, el caudal y la presión (o el nivel libre de agua). Conviene que los métodos de medida estén perfectamente definidos en las especificaciones y en el contrato.

Las condiciones del ensayo deberán ser igualmente establecidas cuando el comprador, o su ingeniería, realicen una petición de oferta a los suministradores. Conviene precisar en este momento que el ensayo de recepción será efectuado de acuerdo a todas las prescripciones aplicables de la presente norma. Cualquier desviación previsible a esta norma deberá ser claramente enunciada.

4.2 Autoridad para el ensayo

Salvo disposición en contra en el contrato, ambas partes tienen igual derecho para la determinación de los métodos y procedimientos de ensayo, y para la selección de su personal. El ensayo puede ser confiado a expertos que tengan una posición independiente con respecto a ambas partes. Si es así, ellos y el Jefe de Ensayos tienen autoridad, junto con las partes contratantes, para seleccionar el resto del personal del ensayo.

4.3 Personal

La selección del personal para la realización del ensayo y los procedimientos ligados al mismo son temas de primera importancia.

4.3.1 Jefe del ensayo. El jefe del ensayo debe ser designado de común acuerdo entre las dos partes. Debe ser competente para supervisar todas las calibraciones, medidas y cálculos necesarios para la determinación de las prestaciones de la máquina. Debe ejercer su autoridad sobre todos los observadores. Debe supervisar que el desarrollo del ensayo es conforme a esta presente norma y a todo acuerdo establecido escrito por las partes contratantes antes del ensayo. Será responsable de la calibración de todos los instrumentos y de todas las medidas efectuadas durante el ensayo. Deberá rendir cuentas y será el responsable del cálculo de los resultados, incluyendo la determinación de las incertidumbres de medida y la preparación del informe final. Para todas las cuestiones relativas al ensayo, su decisión (en los límites de las disposiciones 4.5.1, 4.7.6 y 4.9.1) será definitiva.

4.3.2 Elección del personal. El equipo del ensayo debe tener las competencias y la experiencia necesarias para instalar y utilizar correctamente el material de medida.

4.3.3 Representación durante el ensayo. Tanto el comprador y el suministrador de la máquina están habilitados para estar o hacerse representar en todas las pruebas con el fin de verificar que las mismas se realizan conforme a esta norma y a cualquier acuerdo escrito anterior.

4.4 Preparación del ensayo

4.4.1 Entrega de los planos y de los datos relevantes. Todos los planos de importancia para el ensayo y todos los datos relevantes, documentos, especificaciones, certificados e informes sobre las condiciones de operación deben ser puestos a disposición del Jefe de Ensayos.

4.4.2 Inspección en la central. Poco antes del comienzo del ensayo, el grupo y todo el equipo de ensayo deben ser sometidos a una inspección minuciosa por los representantes de ambas partes y por el Jefe de Ensayos, para asegurarse de que las condiciones sean tales que las prestaciones obtenidas puedan considerarse adecuadas (véase también 4.8). Se debe verificar:

- a) que el grupo está completo y es conforme a las especificaciones;
- b) que las escalas que indican la apertura del distribuidor y, si ha lugar, de las palas del rodete/impulsor o de los inyectores y deflectores están calibradas, y que la conjugación entre las aperturas es correcta. La graduación de las escalas debe tener una resolución suficiente y ser accesibles durante los ensayos. Deben existir dispositivos adecuados para bloquear eficazmente la apertura del distribuidor o de los inyectores durante la determinación de cada punto, con el fin de asegurar una buena estabilidad y una repetibilidad precisa de las aperturas;
- c) que el circuito hidráulico no esté obstruido o reducido por cuerpos extraños;
- d) que no se ha producido ningún desgaste se ha producido sobre las partes vitales, en particular debido a la cavitación sobre el rodete/impulsor, sobre el distribuidor, sobre los inyectores o sobre cualquier otro elemento del circuito hidráulico, y/o bajo la forma de daños de desgaste en los laberintos y placas de desgaste, que podrían tener un efecto importante sobre el rendimiento;
- e) que todas las tomas de presión, tubos piezométricos y tuberías de conexión han sido convenientemente realizadas y colocadas, y que están libres de obstrucciones.

4.4.3 Medidas antes del ensayo. Deben medirse con precisión antes de la puesta en servicio del grupo las dimensiones del conducto en las secciones de medida y si es necesario en el tramo comprendido entre ellas.

Una marca principal de referencia del nivel debe ser realizada en la zona de medida. Todas las marcas secundarias (niveles de referencia) utilizadas en el dispositivo de medida de la energía hidráulica específica deben ser referenciadas a la principal. Todas las marcas de nivelación deben ser conservadas intactas hasta la aceptación del informe final.

Cuando se emplee un método indirecto de medida de la potencia es preferible disponer de los resultados del ensayo de rendimiento del alternador o del motor antes de realizar el ensayo de prestaciones de la máquina hidráulica. Si falta esta información, se pueden utilizar los valores garantizados de pérdidas del alternador o del motor para el cálculo preliminar de los resultados.

4.5 Acuerdo sobre el programa de los ensayos

4.5.1 Aprobación del programa y del procedimiento. El programa y el procedimiento de ensayos deben ser preparados por el Jefe de Ensayos teniendo en consideración los planes previamente preparados de acuerdo con 4.1. Todos los planes y disposiciones serán sometidos al comprador y suministrador con tiempo suficiente para su análisis y aprobación. La aceptación o las objeciones deben ser formuladas por escrito.

4.5.2 Fecha de los ensayos. Los ensayos de recepción no debe tener lugar antes de la realización de los ensayos de puesta en servicio, incluidos los ensayos de variación de velocidad y presión. Véase también las Normas CEI 60545 y CEI 60805.

Corresponde al comprador decidir la fecha de los ensayos de recepción, teniendo en cuenta el funcionamiento del aprovechamiento y las condiciones de caudal. Los ensayos debe tener lugar dentro del plazo de garantía contractual y preferentemente dentro de los seis meses posteriores a la aceptación de la máquina por el comprador, salvo que las partes hayan acordado algo diferente por escrito.

4.5.3 Programa general. El programa general debe ser redactado por el Jefe de Ensayos y debe comprender los elementos relativos a los puntos siguientes:

4.5.3.1 Energía hidráulica específica durante los ensayos de recepción. En los casos en los que las garantías vienen dadas para varios valores de la energía hidráulica específica, el programa general debe precisar para cual o cuales de estos valores serán efectuados los ensayos de recepción basándose en las instrucciones dadas por el cliente

4.5.3.2 Número de grupos a los que se realizará ensayos de rendimiento. El contrato debe especificar si varios grupos o solamente uno de entre un conjunto de grupos idénticos, deberá ser objeto de ensayos de rendimiento. El programa general debe especificar cual o cuales grupos deben ensayarse. Si no se debe ensayar más que uno se recomienda elegirlo de mutuo acuerdo entre comprador y suministrador

4.5.3.3 Extensión y duración de los ensayos. El programa general debe precisar el número de puntos a efectuar y las condiciones de funcionamiento correspondientes. El número de puntos a medir depende la naturaleza y alcance de las garantías y debe ser fijado por el Jefe de Ensayos. Los requisitos sobre el número de puntos, el modo de funcionamiento de la máquina y otros elementos implicados que se deban incluir en el programa general, están detallados en 5.1 para la determinación de las prestaciones en régimen estabilizado, y en 7.1 para las pruebas en régimen transitorio.

4.6 Instrumentos de medida

4.6.1 Identificación de los instrumentos. El nombre del fabricante, el número de serie u otros elementos de identificación, y el propietario de cada aparato deben ser mencionados en el informe final.

4.6.2 Calibración de los instrumentos. Toda la instrumentación, inclusive los transformadores eléctricos de medida, deben ser calibrados antes del ensayo y tanto el comprador como el suministrador pueden asistir a esta calibración. Tanto si la calibración tiene lugar en la central o fuera de ella, la validez de todas las calibraciones deben ser controladas por el Jefe de Ensayos. En el caso de una calibración fuera de la central se debe aportar, un certificado válido aceptado por las dos partes. Todas las correcciones necesarias y curvas de pre-calibración de los aparatos a utilizar, deberán estar disponibles antes de que se inicien los ensayos.

Salvo acuerdo para renunciar a ello, todas las calibraciones deben ser repetidas después de la realización de los ensayos. Los lugares y fechas de todas las calibraciones deben ser mencionadas en el informe final. Las instituciones que han realizado las calibraciones deben precisar por escrito si las diferencias entre las calibraciones antes y después de los ensayos están dentro de los límites aceptables. Si este es el caso, se utilizará el valor medio aritmético para calcular los resultados finales. En caso contrario, se alcanzará un acuerdo especial precisando en que condiciones los valores puestos en duda pueden ser utilizados, o bien se repetirán los ensayos.

4.7 Observaciones

4.7.1 Hojas de observaciones. Se deben preparar Hojas de observaciones, para ser utilizadas en cada puesto de medida indicando claramente las medidas a efectuar. Se preparará un número suficiente de copias de hojas de observaciones para que cada parte interesada reciba inmediatamente un juego completo. Estas hojas de observaciones deberán:

- a) mencionar el nombre de la central, el número de cada grupo a ensayar, el número de serie de los instrumentos y el resto de información necesaria para la identificación de los mismos y su colocación;
- b) recoger las posiciones de los inyectores, de las palas del rodete/impulsor y/o del distribuidor;
- c) anotar todas las lecturas hechas en cada puesto de medida, la hora a la que se han hecho las medidas, así como toda circunstancia digna de mención;
- d) ser firmadas por cada observador designado;
- e) conseguir las otras firmas necesarias (véase 4.7.5);
- f) ser examinadas por todas las partes, a las que se les proporcionarán copias de las mismas antes de la finalización de los ensayos.

4.7.2 Lecturas de los instrumentos. Todas las lecturas de los instrumentos de lectura directa deben ser hechas durante el mismo período de tiempo y su frecuencia de lectura debe ser fijada por el Jefe de Ensayos. Se debe procurar que el intervalo entre las lecturas no coincida con el período de un fenómeno oscilatorio periódico que se produzca en la instrumentación o en la máquina en prueba, o con un múltiplo cualquiera de este período. Siempre que sea posible, se evitará realizar medias visualmente, porque ello introduce inevitablemente un error ligado al observador (véase también 5.2.1). Todas las lecturas hechas durante los ensayos preliminares (5.1.3) deben ser realizadas con el mismo cuidado y precisión que durante los ensayos de recepción.

4.7.3 Registradores. Se pueden utilizar registradores (analógicos o digitales) a condición de que la precisión y la resolución de los registros sean como mínimo iguales a las de las lecturas instantáneas de los aparatos de lectura directa. Todos los registros deben ser promediados o interpretados bajo el control directo del Jefe de Ensayos, utilizando los métodos más apropiados y precisos.

4.7.4 Resultados provisionales. Después de la realización de los ensayos, las lecturas y registros deben ser examinados por ambas partes y se deben calcular resultados representativos en la propia central, a título provisional, utilizando las calibraciones previas al ensayo. Todos los errores o incoherencias así descubiertos deben ser eliminados o tomados en cuenta. Sólo sobre esta base pueden considerarse terminados los ensayos y la instrumentación ser desmontada (véase 4.6.2).

4.7.5 Firma de las lecturas y registros. Los registros de los ensayos deben ser firmados por el Jefe de Ensayos y por los representantes de ambas partes.

4.7.6 Procedimiento en caso de desacuerdo o repetición. Si existe cualquier desacuerdo concerniente a los ensayos por razones claramente expuestas por escrito, la parte que se considere insatisfecha tiene el derecho de pedir ensayos suplementarios. Un acuerdo dado en esta fase no impide a la otra parte expresar su desacuerdo en el momento en que los resultados finales estén disponibles. En este caso, cualquier parte y/o el Jefe de Ensayos puede pedir que se repitan los ensayos. Si no puede obtenerse un acuerdo final concerniente a la realización de tales ensayos, el tema se someterá a un árbitraje independiente, aceptable para todas las partes.

El contrato debe fijar la responsabilidad del costo de la repetición de cualquier ensayo.

4.8 Inspección después de los ensayos. Si cualquier parte o el Jefe de Ensayos lo pide, el grupo y toda la instrumentación de ensayo estarán disponibles para inspección durante los dos días siguientes a la finalización de los ensayos. La petición de una tal inspección será presentada tan pronto como sea posible y en todo caso antes de la finalización de los ensayos.

4.9 Informe final

4.9.1 Preparación del informe final. El Jefe de Ensayos es el responsable de la preparación del informe final. Un borrador del informe debe ser sometido al comprador y al suministrador con el fin de obtener la aprobación de ambas partes sobre todos los puntos que él contiene, incluidos los cálculos y la presentación de los resultados. Cualquier desacuerdo se resolverá por ambas partes, gozando de derechos iguales para determinar el contenido definitivo del informe. Si no es posible obtener un acuerdo, la discrepancia debe ser llevada ante un árbitro independiente aceptado por todos.

4.9.2 Contenido del informe final. El informe final debe comprender al menos todas las partes enumeradas a continuación, pero no necesariamente en el orden indicado.

- a) Objeto de los ensayos.
- b) Transcripción de todos los acuerdos preliminares relativos a los ensayos.
- c) Personal participante en los ensayos
- d) Identificación, características y descripción de la máquina
- e) Descripción de todos los equipos y obras asociadas, como tuberías, válvulas, compuertas, tomas de agua y restituciones, y sus condiciones, mediante planos si fuera necesario.
- f) Datos concernientes a las condiciones de utilización de la máquina, por ejemplo número de horas de funcionamiento, potencias, caudales y niveles de agua desde la fecha de la puesta en servicio hasta el comienzo de los ensayos de recepción

EN 60041:1994

- 36 -

- g) Comentarios sobre la inspección de la máquina.
 - h) Detalle de las características garantizadas.
 - i) Descripción de todo el equipo de ensayos, incluyendo los números de serie, las calibraciones y todos los controles pertenecientes a los ensayos (véase 4.7.1).
 - j) Procedimientos de ensayo.
 - k) Cálculos detallados, preferiblemente en forma de tablas, desde los datos originales sin tratar hasta las curvas finales, para al menos un punto. Se deben incluir todos los diagramas utilizados o sus copias, tales como los registros por el método presión-tiempo (Gibson), los registros del método del tiempo de tránsito, la distribución de velocidad en el método de molinetes, etc.
 - l) Registro diario del desarrollo de los ensayos.
 - m) Resultados tabulados de todas las medidas, comprendidos los datos intermedios necesarios, los resultados de los cálculos de la energía hidráulica específica, del caudal y de la potencia, la transposición de los valores medidos a las condiciones específicas E_{sp} y n_{sp} , la determinación del rendimiento del alternador o del motor y el cálculo del rendimiento de la turbina o de la bomba.
 - n) Evaluación de las incertidumbres aleatorias y sistemáticas de cada magnitud medida y cálculo de la incertidumbre total obtenida por combinación de varias medidas.
 - o) Gráficos ilustrando los principales resultados.
 - p) Discusión de los resultados a partir de las curvas de los ensayos:
 - 1) para las turbinas regulables, a la velocidad de giro y para cada energía hidráulica específica especificadas:
 - rendimiento-potencia o rendimiento-caudal
 - potencia-caudal
 - caudal y potencia - apertura del distribuidor o de los inyectores
 - 2) para las turbinas no regulables o bombas, a la velocidad especificada:
 - rendimiento-energía hidráulica específica (para las bombas) o potencia-energía hidráulica específica (para las turbinas no regulables).
- En el caso de máquinas con palas del rodete/impulsor y distribuidor móviles, se trazarán las curvas para diferentes posiciones de palas y del distribuidor con el fin de indicar como ha sido determinada la ley de conjugación óptima.
- q) Comparación con los valores de garantía y conclusiones. Todas las influencias desfavorables en el curso de los ensayos deben ser indicadas.

SECCIÓN DOS – EJECUCIÓN DE ENSAYOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS PRESTACIONES DEL GRUPO EN RÉGIMEN ESTABILIZADO

5 CONDICIONES Y PROCEDIMIENTO DE LOS ENSAYOS

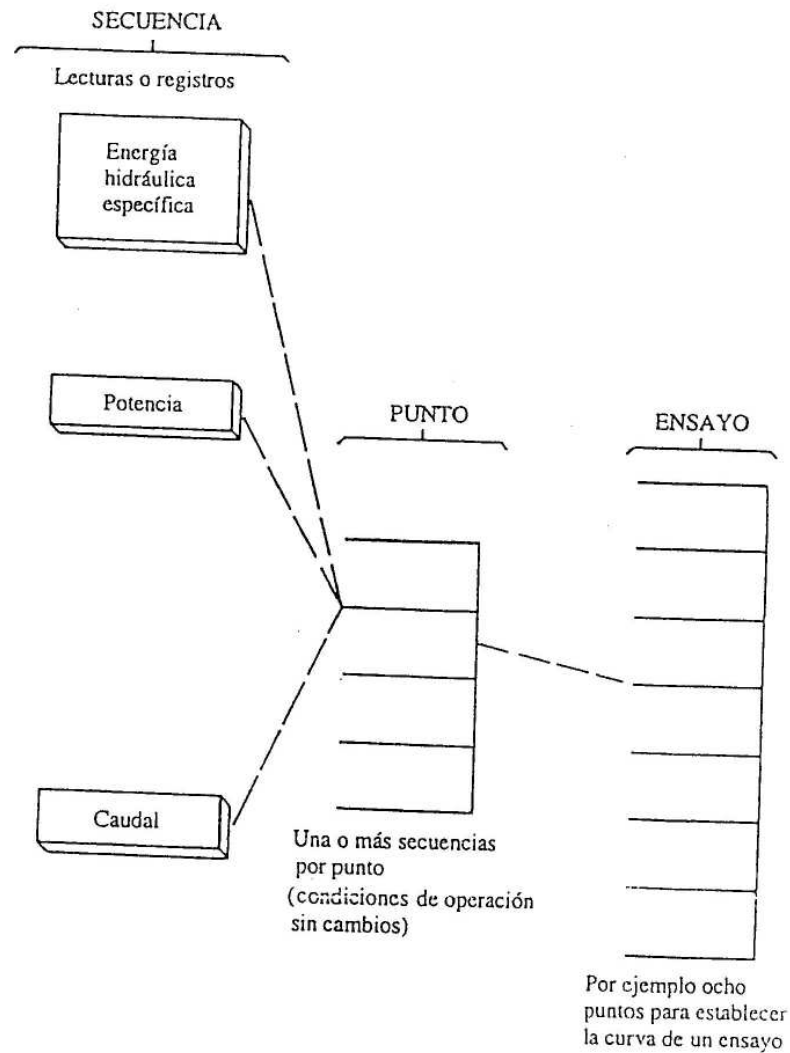
5.1 Procedimiento general de los ensayos

5.1.1 Métodos de medida. Los métodos que se van a utilizar para la medida o cálculo del caudal, de la potencia, de la energía hidráulica específica, del rendimiento, de la velocidad y de las pérdidas de carga, deben quedar definidos en el programa general. Estos métodos son descritos en los capítulos 9 a 14.

Se recomienda realizar una medida relativa adicional del caudal para superar cualquier dificultad que pueda surgir debida el método elegido. Los métodos de medidas relativas son descritos en el capítulo 15.

5.1.2 Número de puntos, secuencias y lecturas. Una curva de prestaciones, similar a la mostrada en la figura 10a, requiere un mínimo de seis, y preferiblemente, ocho o diez puntos. Cada punto será obtenido a partir de una o más secuencias (véase 2.1 y 5.1.3). El número de medidas tomadas durante una secuencia depende de los métodos de medida empleados, pero para un tratamiento estadístico (véase los anexos C y D), se requieren al menos cinco lecturas por cada secuencia, mediante instrumentos de lectura directa, sobre un tiempo precordado o sobre la duración del método medida. La figura 11 muestra un ejemplo de un programa de ensayos.

El intervalo de tiempo durante el cual se realizan todas las medidas y registros instantáneos en cada secuencia deberá ser, generalmente, el mismo para cada punto. Para algunos tipos de medidas, tales como el método del tiempo de tránsito de la medida del caudal, el tiempo necesario para completar una secuencia puede variar significativamente con el caudal. Entonces, puede ser apropiado ajustar el intervalo de tiempo entre medidas instantáneas, de forma que cada secuencia contenga el mismo número de lecturas o, al menos, un número mínimo de lecturas acordado. La única excepción es para los diagramas del método presión-tiempo (Gibson), que deben comenzarse dentro de los aproximadamente 15 s posteriores a la última lectura instantánea o al final del registro de otras magnitudes.



NOTA - El número de puntos para establecer una curva, el número de secuencias por punto y el número de lecturas por secuencia, dependen de muchos factores (métodos de ensayo, condiciones locales, tipo de máquina, etc) y debe ser decidido por el Jefe de Ensayos. Cuando se usa el Método A (véase 5.1.3.1), es suficiente una secuencia por cada punto.

Fig. 11 - Ejemplo de programa de ensayos

5.1.3 Procedimientos de ensayo recomendados. Se recomiendan dos procedimientos. El primero (Método A) consiste en ensayar varios puntos sobre un campo de condiciones de funcionamiento y trazar la curva que se ajusta a ellos. El segundo (Método B) se basa en ensayar varias veces uno o unos pocos puntos de operación especificados. Ambos métodos pueden ser complementados mediante ensayos relativos, según sea necesario.

Para el Método A, la calidad de las medidas es juzgada mediante las desviaciones de los puntos respecto de la mejor curva media de ajuste de dichos puntos. Para el Método B, que no es aplicable cuando las condiciones de ensayo sólo pueden mantenerse constantes sólo durante un período corto de tiempo, la calidad de las medidas es juzgada mediante las desviaciones de los resultados de cada secuencia individual respecto de su media aritmética para el punto de funcionamiento considerado.

Si existe una garantía sobre el valor máximo de rendimiento, pero las condiciones de funcionamiento que le corresponden son desconocidas o no se han especificado, se realizará un ensayo relativo previo para determinar esas condiciones de funcionamiento, tras el cual se realizarán las necesarias secuencias completas (véase también 5.1.4).

Es posible realizar un ensayo previo para instruir a todos los participantes en sus respectivas tareas y para verificar el correcto funcionamiento de todo el equipo de ensayo y para corregirlo o mejorarlo, si es necesario. Tanto durante los ensayos previos como los de recepción, se realizarán todas las comprobaciones cruzadas posibles de los datos y de los resultados, con el fin de reducir o eliminar errores. Se calcularán y trazarán curvas provisionales tan pronto como los datos vayan siendo recogidos. Estas curvas provisionales de caudal y potencia en función de la apertura del distribuidor, para las turbinas, o de caudal en función de la energía hidráulica específica, para las bombas, pueden mostrar errores de ensayo o anomalías en el funcionamiento de la máquina que requieran una minuciosa investigación. No siempre es posible incluir todas las correcciones de los instrumentos en los resultados provisionales.

5.1.3.1 Método A. Este método deberá ser utilizado cuando se deban obtener curvas de prestaciones sobre un campo de condiciones de funcionamiento (véase también el anexo D) o cuando las condiciones de ensayo sólo puedan mantenerse constantes (véase 5.2.1) durante un período de tiempo corto. El programa de ensayos deberá definir:

- a) el campo de condiciones de funcionamiento que debe cubrir el ensayo;
- b) el número y la secuencia de puntos de funcionamiento que se van a ensayar;
- c) la selección de aperturas del distribuidor/inyectores, de las palas del rodete/impulsor y de la velocidad;
- d) cualquier ensayo relativo que se vaya a realizar.

5.1.3.2 Método B. Este método puede usarse sólo si las condiciones de funcionamiento se pueden mantener constantes (5.2.1) durante todo el tiempo necesario para establecer las prestaciones de la máquina en el punto de funcionamiento especificado (véase también el anexo C).

El programa de ensayos deberá definir el número mínimo de secuencias, pero en ningún caso será inferior a 5 para las mismas condiciones de funcionamiento. Si se requieren ensayos en más de una condición de funcionamiento, cada uno de ellos deberá tener el mismo número de secuencias.

El programa de ensayos deberá definir también:

- a) el número y la secuencia de puntos de funcionamiento que se van a ensayar;
- b) la selección de aperturas del distribuidor/inyectores, de las palas del rodete/impulsor y de la velocidad;
- c) cualquier ensayo relativo complementario que se vaya a realizar.

5.1.4 Procedimiento particular para las turbinas con doble regulación. Se deberán realizar ensayos de medida del rendimiento y de la potencia para la posición óptima de conjugación entre las aperturas del distribuidor y de las palas del rodete

La conjugación óptima puede establecerse bien durante los ensayos de recepción o bien mediante ensayos relativos previos. En este caso, la conjugación óptima debe establecerse en las mismas condiciones hidráulicas que para los ensayos de recepción, utilizando para cada una de las aperturas de las palas del rodete (que serán 5 como mínimo) por lo menos cinco diferentes aperturas del distribuidor.

5.1.5 Procedimiento particular para las bombas con simple o doble regulación. Si es posible, los ensayos de estas máquinas se realizarán sobre el campo especificado de energía hidráulica específica y de caudal. Se realizarán ensayos de medida del rendimiento y de la potencia con las aperturas del distribuidor y/o de las palas del rodete/impulsor adecuadas para verificar las garantías contractuales. Estas aperturas deberán establecerse en las mismas condiciones hidráulicas que para los ensayos de recepción. En el caso de una bomba con doble regulación, la conjugación entre la apertura del distribuidor y la de las palas del impulsor puede establecerse durante los ensayos de recepción o mediante un ensayo relativo previo.

Si no se pueden realizar las variaciones de nivel de agua que serían necesarias se puede usar, si es posible, un estrangulamiento del caudal y/o una variación de velocidad para obtener el campo requerido de energía hidráulica específica.

5.2 Condiciones de ensayo que deben cumplirse

Una secuencia se considera válida si se cumplen las siguientes condiciones de ensayo.

5.2.1 Fluctuaciones y variaciones durante un secuencia (véase 2.1). Las fluctuaciones se definen como cambios de alta frecuencia (más de 1 Hz) en los valores de la energía hidráulica específica, la velocidad de rotación, el caudal o la potencia, respecto de sus valores medios.

Es recomendable utilizar algún tipo de amortiguamiento lineal para eliminar las fluctuaciones y para detectar variaciones de mayor período, que son las apropiadas para determinar los valores medios. En el caso de cambios repentinos, la secuencia no puede considerarse válida. Las variaciones de la energía hidráulica específica, de la velocidad de rotación y de la potencia del alternador/motor serán tales que las lecturas durante una secuencia estén dentro de los siguientes límites:

- las variaciones de la potencia no excederán $\pm 1,5\%$ de su valor medio;
- las variaciones de la energía hidráulica específica no excederán $\pm 1\%$ de su valor medio;
- las variaciones de la velocidad de rotación no excederán $\pm 0,5\%$ de su valor medio.

5.2.2 Desviaciones de los valores medios de la energía hidráulica específica y de la velocidad de rotación respecto de los valores especificados, durante una secuencia (véase 2.1).

Se define como desviación el alejamiento de los valores medios medidos durante una secuencia de la energía hidráulica específica E y de la velocidad de rotación n , respecto de sus valores especificados E_{sp} y n_{sp} .

En todos los casos, las desviaciones deben estar dentro de los límites definidos a continuación:

$$a) \quad 0,97 \leq \frac{n / \sqrt{E}}{n_{sp} / \sqrt{E_{sp}}} \leq 1,03$$

En ningún caso los valores de $\frac{n}{\sqrt{E}}$ quedarán fuera de los valores que definen el campo de funcionamiento.

$$b) \quad 0,80 \leq \frac{E}{E_{sp}} \leq 1,20$$

$$\text{y } 0,90 \leq \frac{n}{n_{sp}} \leq 1,10$$

Para la trasposición de los resultados de los ensayos a las condiciones especificadas, véase 6.1.2.

5.2.3 Energía específica neta de aspiración (véase 2.3.6.9) y nivel del desagüe durante la medida de un punto (véase 2.1)

5.2.3.1 Para una máquina de reacción, la energía específica neta de aspiración, $NPSE$, no será inferior al valor especificado en el contrato.

Si el valor medio actual de la energía hidráulica específica y/o de la velocidad se desvían respecto de los valores especificados, es necesario disponer de la curva del valor mínimo garantizado de $NPSE/E$ en función de E . El valor actual de $NPSE/E$ no quedará por debajo de la curva (véase la figura 12).

5.2.3.2 Para las turbinas de acción, el máximo nivel del desagüe no será superior al máximo nivel especificado en el contrato.

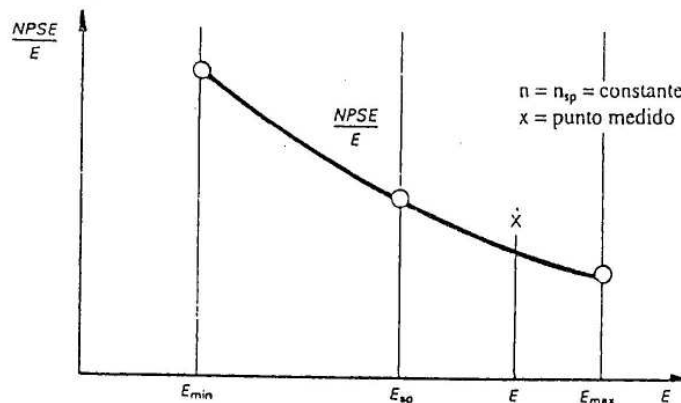


Fig. 12 – Curva del valor mínimo garantizado de $NPSE/E$

6 CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

6.1 Cálculo de los resultados de los ensayos

6.1.1 Cálculo de un punto. En cada secuencia, se calcula la media aritmética de las lecturas y registros para cada magnitud medida (n , Q , E , P); basándose en estos resultados se calculan las prestaciones, aplicando las conversiones y correcciones necesarias (véase 6.1.2).

En el caso de varias secuencias, los resultados de las prestaciones, obtenidos según se indica a continuación, son promediados para establecer el punto.

6.1.2 Transposición y corrección de los resultados de los ensayos a las condiciones especificadas. La figura 10 muestra las curvas de garantía. Para una máquina con regulación, normalmente se da una curva de garantía para cada valor especificado de la energía hidráulica específica (figura 10a); por el contrario, para una turbina sin regulación o para una bomba, sólo se da un valor de las magnitudes garantizadas (rendimiento, por ejemplo) para cada valor especificado de la energía hidráulica específica (figuras 10b y 10c). Siempre que se cumplan las condiciones descritas en 5.2, los resultados del ensayo serán válidos. El método para calcular un punto viene explicado en 6.1.1

Si el caudal garantizado está referido a la presión atmosférica (véase 3.2.3), el valor medido debe ser traspuesto a esta condición (véase 2.3.4.5). Si los valores medios de la energía hidráulica específica E_n y/o de la velocidad de rotación se desvían respecto de los valores especificados E_{sp} y n_{sp} , durante una secuencia, deberá realizarse una transposición utilizando las leyes de semejanza, asumiendo que se cumplen las condiciones de validez de estas leyes. Se pueden adoptar los siguientes procedimientos y fórmula:

6.1.2.1 Turbina/bomba sin regulación; si $n \neq n_{sp}$:

$$\frac{Q_{n,r}}{Q_n} = \frac{n_{sp}}{n}; \quad \frac{E_{n,r}}{E_n} = \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^2; \quad \frac{P_{n,r}}{P_n} = \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^3; \quad \eta_{n,r} = \eta_n$$

Las figuras 13a y 13b representan las curvas de garantía y el desplazamiento de las magnitudes medidas Q , P , traspuestas a n_{sp} .

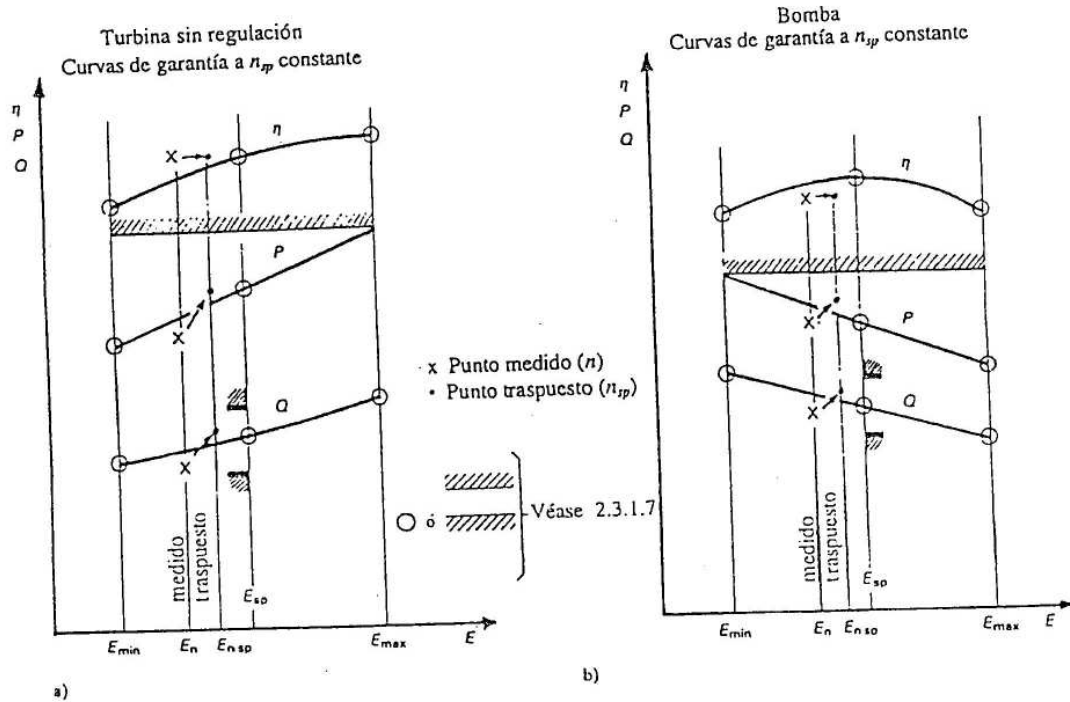


Fig. 13 – Trasposición de un punto medido al valor especificado de la velocidad de rotación

6.1.2.2 Turbina con regulación; si $E_n \neq E_{sp}$ y/o $n \neq n_{sp}$ existen tres casos posibles:

- a) En algunos casos raros es posible que se cumpla la relación $\frac{n}{\sqrt{E}} = \frac{n_{sp}}{\sqrt{E_{sp}}}$ y que se eviten las correcciones indicadas en c), mediante el ajuste de la velocidad si $E \neq E_{sp}$, y/o la energía hidráulica específica si $n \neq n_{sp}$.

Las fórmulas de trasposición son:

$$\frac{Q_{E,n}}{Q_E} = \left(\frac{E_{sp}}{E} \right)^{1/2}$$

$$\frac{P_{E,n}}{P_E} = \left(\frac{E_{sp}}{E} \right)^{3/2}$$

$$\eta_{E,n} = \eta_{E,n}$$

- b) Cuando el ajuste anterior no es posible, y si $0,99 \leq \frac{n/\sqrt{E}}{n_{sp}/\sqrt{E_{sp}}} \leq 1,01$, no es necesaria ninguna corrección -[véase c)]- y se pueden utilizar las fórmulas de trasposición dadas en a).
- c) Cuando el ajuste descrito en a) no es posible, y si $\frac{n/\sqrt{E}}{n_{sp}/\sqrt{E_{sp}}}$ queda fuera del rango definido en b), es necesario hacer, además de la conversión, una corrección.

Para este fin es necesario disponer -además de las curvas de garantía de rendimiento correspondientes a las diferentes valores especificados de la energía hidráulica específica; la parte correspondiente de la colina de rendimiento (véase la figura 14). En el caso de que las garantías de rendimiento vengan dadas sólo para un valor especificado de la energía hidráulica específica, es necesario disponer de la parte de la colina de rendimiento incluida entre los valores máximo y mínimo de la energía hidráulica específica en el campo de funcionamiento. Se deberá alcanzar un acuerdo previo entre comprador y suministrador sobre este asunto.

Si $n \neq n_{sp}$ y $E \neq E_{sp}$, lo primero que hay que hacer es trasponer el punto A_n y $A_{n_{sp}}$, mediante las fórmulas descritas en 6.1.2.1. Como $E_{n_{sp}} \neq E_{sp}$ el siguiente paso es desplazar $A_{n_{sp}}$ a la línea correspondiente a E_{sp} , en la figura 14, siguiendo un método de apertura constante (A_2). Otros modos de desplazamiento (por ejemplo, a caudal constante A_1 , o a rendimiento constante A_3) puede ser acordado entre ambas partes.

El rendimiento deberá corregirse mediante la fórmula:

$$\eta_{E,n} = \eta + \Delta\eta$$

donde η = valor medido y $\Delta\eta$ = diferencia entre el rendimiento en A_2 , por ejemplo, y el rendimiento en $A_{n_{sp}}$, de acuerdo con el diagrama en la colina de rendimientos.

E_{sp} es conocido, $Q_{E,n}$ y $\eta_{E,n}$ se determinan como se ha descrito anteriormente, y a continuación se calcula $P_{E,n}$.

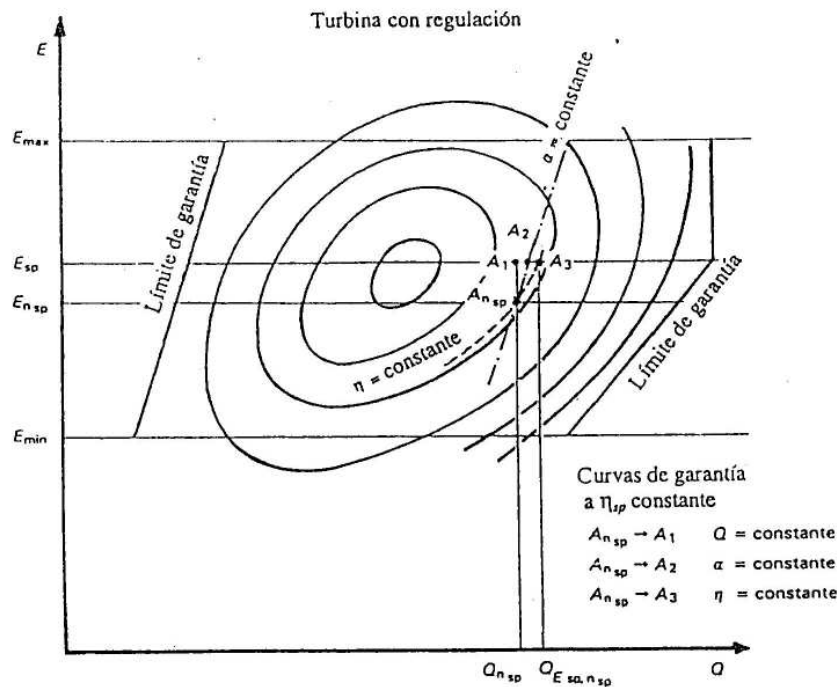


Fig. 14 – Trasposición de un punto medido a las condiciones especificadas

6.1.3 Curvas de ensayo

- Para turbinas con regulación

se representarán los valores de η como función de $P_{E_{sp}, \eta_{sp}}$ o $Q_{E_{sp}, \eta_{sp}}$; los valores de $P_{n_{sp}}$ se representarán como función de $E_{n_{sp}}$.

- Para turbinas sin regulación y para bombas:

se representarán los valores de $Q_{n_{sp}}$, $P_{n_{sp}}$ y η como función de $E_{n_{sp}}$.

La trasposición a los valores especificados viene dada en 6.1.2.

6.2 Incertidumbre en las medidas* y presentación de los resultados

6.2.1 Definición de error. El error en la medición de una magnitud es la diferencia entre dicha medida y su verdadero valor.

Ninguna medición de una magnitud física está exenta de incertidumbres derivadas de los errores sistemáticos y aleatorios. Los errores sistemáticos no pueden ser reducidos repitiendo la medición, puesto que se derivan de las características de los aparatos de medida, de la instalación y de las condiciones de operación. Sin embargo, se puede conseguir una reducción en los errores aleatorios mediante la repetición de las mediciones, puesto que el error aleatorio del valor medio de n mediciones independientes es \sqrt{n} veces menor que el error aleatorio de una medición individual (véase el anexo C).

* Véase la Norma ISO 5168.

6.2.2 Definición de incertidumbre. Se denomina "incertidumbre de una medida" al rango dentro del cual es esperable que esté comprendido el verdadero valor de la misma con una alta probabilidad. Para el propósito de esta norma, se utilizará un nivel de probabilidad del 95%.

6.2.3 Tipos de errores. Existen tres tipos de error que deben considerarse:

- errores aparentes;
- errores aleatorios;
- errores sistemáticos.

6.2.3.1 Errores aparentes. Estos son errores tales como los errores humanos o un funcionamiento anómalo de los instrumentos, que invalidan una medición: por ejemplo, la transposición de números en el registro de los datos o la presencia de burbujas de aire en el conducto que enlaza una conducción de agua al manómetro. Estos errores no deben ser incorporados al análisis estadístico y la medición debe ser descartada. Cuando el error no es suficientemente grande para hacer que el resultado sea obviamente inválido, se deberá aplicar algún criterio de rechazo para decidir si los datos deben ser rechazados o mantenidos.

Salvo que se acuerde otra cosa, se recomienda el ensayo de Grubb, descrito en el anexo B, para ensayar posibles puntos externos; otros ensayos, tal como el ensayo Dixon descrito en la Norma ISO 5168, puede ser usado previo acuerdo.

Es necesario recalcular la desviación estándar de la distribución de resultados, después de aplicar el ensayo de los puntos externos, si algún dato ha sido descartado. Se debe enfatizar el hecho de que el ensayo de los puntos externos sólo puede ser aplicado si existe una razón técnica independiente para creer que existen errores aparentes: los datos no deben ser rechazados con ligereza.

6.2.3.2 Errores aleatorios. Los errores aleatorios son causados por numerosas influencias pequeñas e independientes, que impiden que un sistema de medida dé siempre las mismas lecturas para los mismos valores de entrada de la magnitud que se está midiendo.

Las medidas se desvían respecto de la media de acuerdo con las reglas del azar, de forma que, normalmente, la distribución se acerca a una distribución normal según se incrementa el número de mediciones.

El error aleatorio viene influenciado por el cuidado tomado durante las mediciones, el número de las mismas y las condiciones de operación. La dispersión de las lecturas observadas durante un punto son el resultado de la combinación de los errores aleatorios derivados de la instrumentación y de la influencia de las condiciones de operación.

6.2.3.3 Estimación de la incertidumbre asociada al error aleatorio. En los anexos C y D se discuten los métodos estadísticos para estimar la incertidumbre asociada al error aleatorio.

Cuando el tamaño de la muestra es pequeño, es necesario corregir los resultados estadísticos que están basados en una distribución normal por medio de los valores t de Student, tal y como se explica en estos apéndices. El factor t de Student compensa la incertidumbre en la desviación estándar, incrementándose según se reduce el tamaño de la muestra.

La incertidumbre correspondiente a un nivel del 95% se escribe como $(f,)_{95}$.

Con anterioridad al ensayo se deberá acordar el máximo valor admisible $\pm f$, del ancho de la banda de incertidumbre debida a los errores aleatorios. Si quedan fuera de este intervalo más del 5% de los resultados, se deberá realizar un análisis detallado y se deberán repetir las mediciones o se acordará un nuevo valor para el ancho de la banda de incertidumbre debida a los errores aleatorios.

6.2.3.4 Errores sistemáticos. Los errores sistemáticos son aquéllos que no pueden reducirse incrementando el número de mediciones, si el equipo y las condiciones de medición permanecen inalterados.

El error sistemático de una medición depende parcialmente del error residual del instrumento o del sistema de medida, al comienzo del ensayo. En ese momento, todos los errores eliminables habrán sido eliminados mediante calibración, medida cuidadosa de las dimensiones, instalación adecuada, etc. El error que aún perdure se denomina error sistemático (bias) y existe siempre, aunque es pequeño.

El error sistemático puede ser controlado en gran medida mediante la elección del método de medición y de las condiciones de operación; por ejemplo, el valor de la energía cinética calculado con la velocidad media puede diferir de su verdadero valor si la distribución de velocidades en la sección de medida no es suficientemente uniforme. Los errores sistemáticos no afectan a la repetibilidad de las medidas durante un ensayo.

Con anterioridad a cualquier ensayo, se debe alcanzar un acuerdo sobre la banda de incertidumbre sistemática esperada, dentro del intervalo dado en la primera columna de la tabla A1, del anexo A. Se debe destacar que los valores de las incertidumbres sistemáticas dados en la segunda columna son las incertidumbres esperadas, cuando las mediciones se realizan en condiciones normales, por personal experimentado, con aparatos de alta calidad y de acuerdo con las prescripciones de la norma. El valor real de la incertidumbre sistemática depende habitualmente de muchos factores, algunos de los cuales sólo pueden ser evaluados tras el ensayo. Se debe realizar una revisión de estos factores y establecer un acuerdo entre las partes implicadas sobre si las incertidumbres esperadas tienen que ser cambiadas o no, sobre bases técnicas.

6.2.3.5 Estimación de la incertidumbre asociada a los errores sistemáticos. La incertidumbre asociada a los errores sistemáticos no puede ser evaluada experimentalmente sin cambiar el equipo o las condiciones de medida. Este cambio puede indicar un orden de magnitud del error sistemático y deberá aplicarse siempre que sea posible. La alternativa es hacer un juicio subjetivo basado en la experiencia y en la consideración del equipo involucrado.

El primer paso en la estimación de esta incertidumbre es identificar aquellos aspectos de la medición que puedan afectar a su valor; el segundo paso es fijar los límites de incertidumbre admisibles para cada uno de estos efectos. Esto puede ser hecho, al menos en parte, mediante análisis estadístico*

Si el error tiene un único valor conocido, éste tiene que ser sumado (o restado) al resultado de la medición y se tomará como cero la incertidumbre en la medición debida a esta fuente. Si el error sistemático de un dispositivo de medición es desconocido, pero los límites de su error (clase de precisión) son definidos, se tomará el intervalo entre ellos como la incertidumbre sistemática de dicho dispositivo, con un nivel de confianza superior al 95%.

Normalmente, los errores sistemáticos son considerablemente mayores que los aleatorios para los ensayos de campo de más alta calidad.

De hecho, a pesar de la diferencia mencionada anteriormente entre las incertidumbres aleatorias y sistemáticas, la distribución de probabilidades de los posibles valores de cada componente sistemático es esencialmente gaussiana, y la incertidumbre sistemática f_s se calcula a partir de las incertidumbres sistemáticas individuales mediante el método de la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados; por ejemplo, la incertidumbre sistemática del rendimiento (f_n), se calcula a partir de las incertidumbres sistemáticas individuales del caudal (f_Q), de la energía hidráulica específica (f_E), y de la potencia (f_P), mediante:

$$(f_n)_s = \pm \left[(f_Q)_s^2 + (f_E)_s^2 + (f_P)_s^2 \right]^{1/2}$$

Véase asimismo el capítulo A2 del anexo A.

* Por ejemplo véase la Norma ISO 5168

5.2.4 Incertidumbre total. La incertidumbre total de una medición (f_t) se obtiene combinando las incertidumbres sistemática (f_s) y aleatoria (f_r) (véase 6.2.3.3 y 6.2.3.5), y define el rango dentro del cual tiene que estar el valor verdadero, con una probabilidad superior al 95 %, y cualquier punto de ese rango es igualmente válido.

Considerando el mismo tipo de distribución de probabilidades para las incertidumbres sistemática y aleatoria (véase 6.2.3.5), éstas se pueden combinar mediante el método de la raíz cuadrada de la suma de cuadrados. Así, la incertidumbre total viene definida por:

$$f_t = \pm (f_s^2 + f_r^2)^{1/2}$$

6.2.5 Análisis de los resultados. Se recomienda el método de análisis y presentación de los resultados descrito a continuación, con particular referencia a la comparación con las garantías. El anexo A contiene estimaciones de las incertidumbres sistemáticas; los anexos C y D proporcionan suficiente información para hacer estimaciones sencillas de las incertidumbres aleatorias; el anexo B describe un método para rechazar puntos externos.

6.2.6 Presentación de los resultados. Teniendo en cuenta las incertidumbres totales calculadas según se ha explicado en 6.2.4, cada punto medido debe ser representado en un diagrama mediante una elipse. Los ejes de esta elipse representan la incertidumbre total, con un nivel de confianza del 95%, en las dos magnitudes elegidas como ejes coordenados del diagrama. Cualquier punto de dentro de esta elipse es igualmente válido.

Si lo garantizado es una curva (por ejemplo, garantía dada dentro de un rango de potencias), una banda de incertidumbre, correspondiente a las envolventes superior e inferior de estas elipses, se superpone a la curva mejor ajustada sobre los puntos ensayados (véase el anexo D). Todos los puntos de dentro de esta banda son igualmente válidos y así, esta banda constituye un ancho de banda aceptable para la comparación con las garantías.

Por ejemplo, en algunos casos, cuando se representa la curva de garantía frente a la energía hidráulica específica, los límites de la banda de incertidumbre total pueden obtenerse reduciendo las elipses a sus ejes principales.

6.3 Comparación con las garantías

La comparación con las garantías se realizará mediante los métodos que se describen a continuación, usando la banda de incertidumbre total (véase 6.2.6) y teniendo en cuenta los límites contractuales (véase las figuras 10a, 10b y 10c).

6.3.1 Potencia (véase 3.2.2)

6.3.1.1 Turbina con regulación. La figura 15 es la representación de la curva garantizada de la potencia que se debe alcanzar frente a la energía hidráulica específica especificada. En este ejemplo, la garantía de potencia no se satisface en el intervalo A.

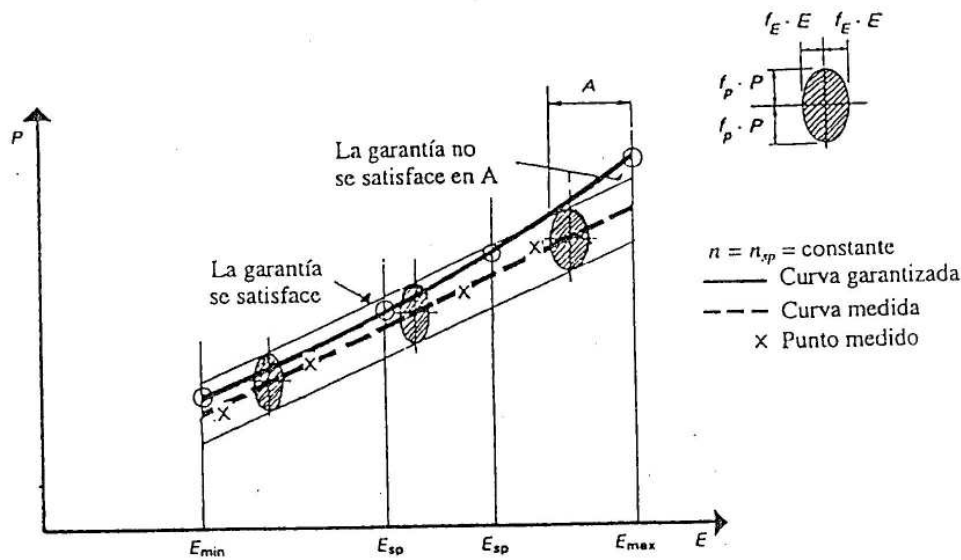


Fig. 15 – Turbina con regulación

6.3.1.2 Turbina sin regulación. La figura 16 representa la curva garantizada de potencia frente a la energía hidráulica específica especificada, y el resultado de la comparación con la curva medida, teniendo en cuenta la banda correspondiente a la combinación de las incertidumbres totales.

Tal y como se muestra en esta figura, los límites especificados en lo que se refiere a la energía hidráulica específica especificada vienen definidos -si no se acuerda otra cosa- por el límite inferior kP_{sp} y el límite superior $(k+0,1)P_{sp}$, siendo k un valor mutuamente acordado comprendido entre 0,9 y 1,0; normalmente el valor de k es 0,95. La elección de k debe ser compatible con los límites de potencia especificados, correspondientes a E_{min} y $E_{máx}$, si existen. En la figura 16, la garantía no se satisface en el intervalo A.

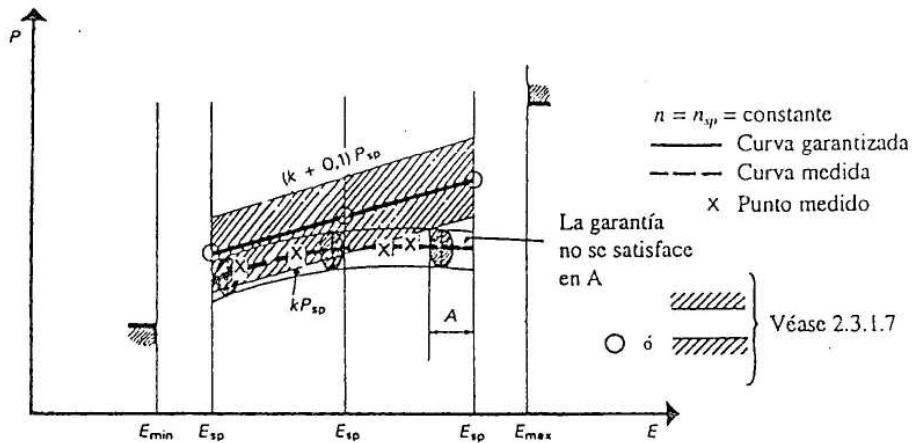


Fig. 16 - Turbina sin regulada

6.3.1.3 Bomba con/sin regulación. La figura 17 representa el límite especificado de garantía de potencia frente a la energía hidráulica específica especificada, y el resultado de la comparación con la curva medida, teniendo en cuenta la banda correspondiente a la combinación de las incertidumbres totales. En este ejemplo, la garantía de potencia no se satisface en el intervalo A.

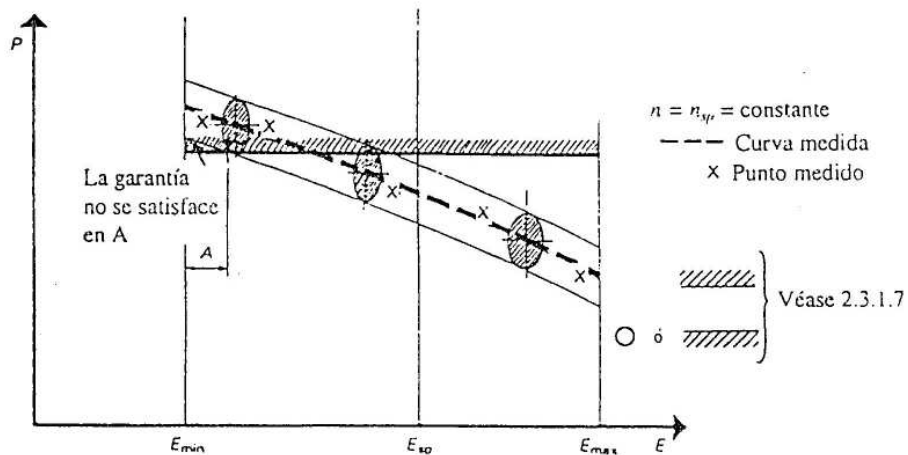


Fig. 17 - Bomba

6.3.2 Caudal (véase 3.2.3)

6.3.2.1 Turbina con regulación

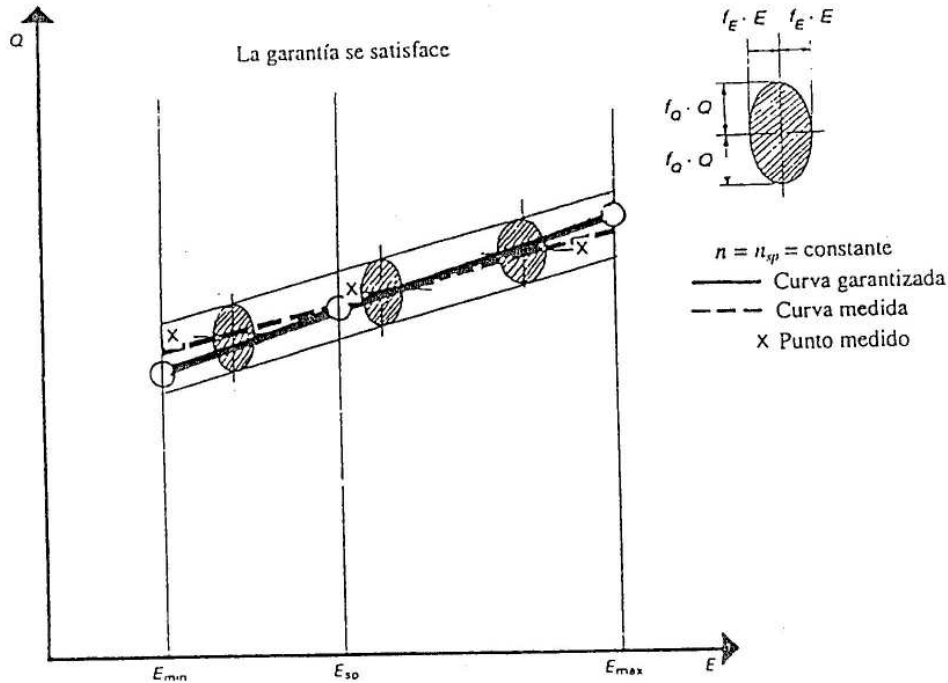


Fig. 18 – Turbina con regulación

6.3.2.2 Turbina sin regulación

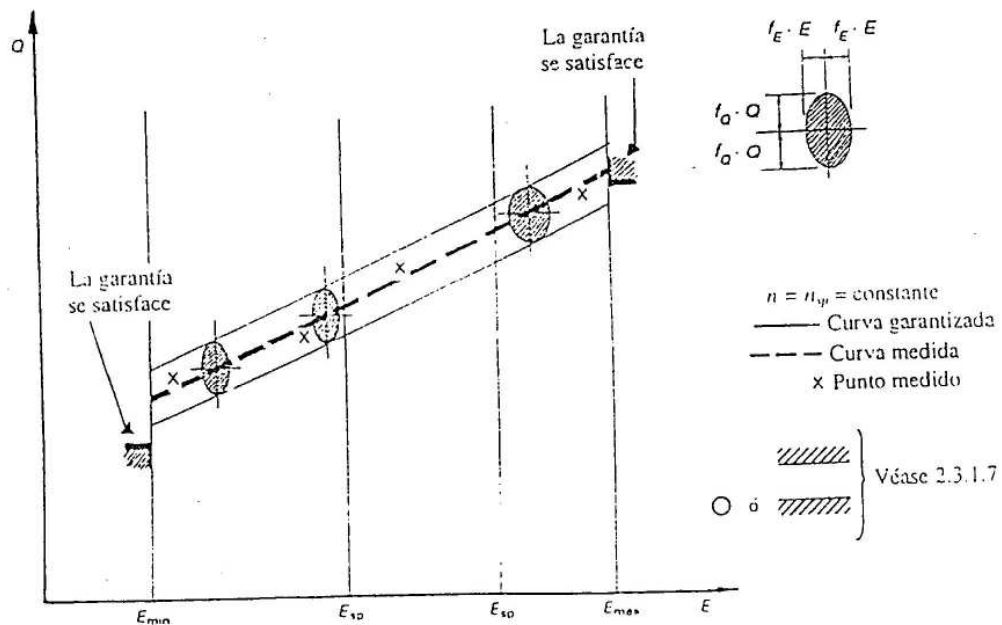


Fig. 19 – Turbina sin regulación

6.3.2.3 Bomba con/sin regulación. Tal y como se muestra en la figura 20, los límites especificados en lo referente a las energías hidráulicas específicas especificadas vienen definidos - si no se acuerda otra cosa- por un límite inferior kQ_{sp} y un límite superior $(k+0,1)Q_{sp}$, siendo k un valor mutuamente acordado comprendido entre 0,9 y 1,0; normalmente el valor de k es 0,95. La elección de k debe ser compatible con los límites de caudal especificados, correspondientes a E_{min} y E_{max} , si existen. En la figura 20, la garantía no se satisface en el intervalo A.

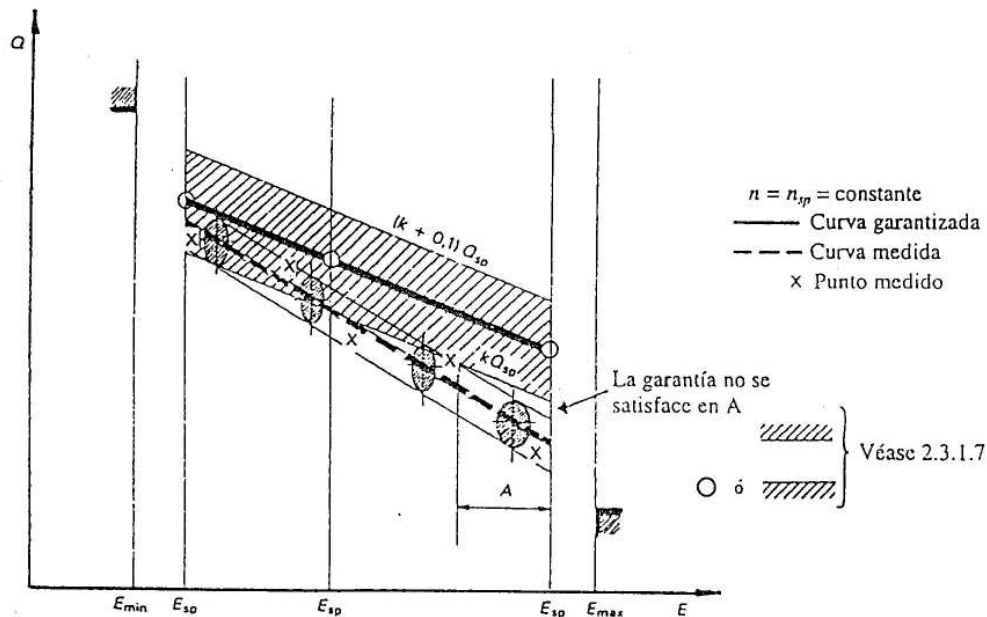


Fig. 20 - Bomba

6.3.3 Rendimiento (véase 3.2.4)

6.3.3.1 Turbina con regulación. El rendimiento η medido se ha representado, con la banda de incertidumbre, frente a la potencia P de la turbina o al caudal Q (véase 3.2.4.1), traspuestos según sea necesario para corresponder a la energía hidráulica específica y a la velocidad especificadas (véase 6.1.2).

Si la potencia o el caudal garantizados son superados en el ensayo, el suministrador puede tener la opción de fijar una potencia o un caudal alcanzables, pero no superiores en más de un 10% a los valores garantizados de potencia (véase 6.3.1) o de caudal (véase 6.3.2), como base para determinar el rendimiento medio (véase la figura 21). Esta nueva referencia de potencia o de caudal estará sujeta a cualquier limitación especificada en el contrato. Estos valores de potencia o de caudal recientemente elegidos pueden ser utilizados para reducir la cuantía de la penalización, pero no para incrementar la cuantía de la bonificación. La potencia o el caudal recientemente elegidos serán considerados como valores de referencia para todas las demás garantías (máxima sobrevelocidad instantánea, máxima/mínima presión instantánea, erosión por cavitación, etc): la tasa de incremento elegida será aplicada a todas las potencias (caudales) correspondientes a las otras energías hidráulicas específicas especificadas, excepto aquellas no toleradas por la máquina eléctrica.

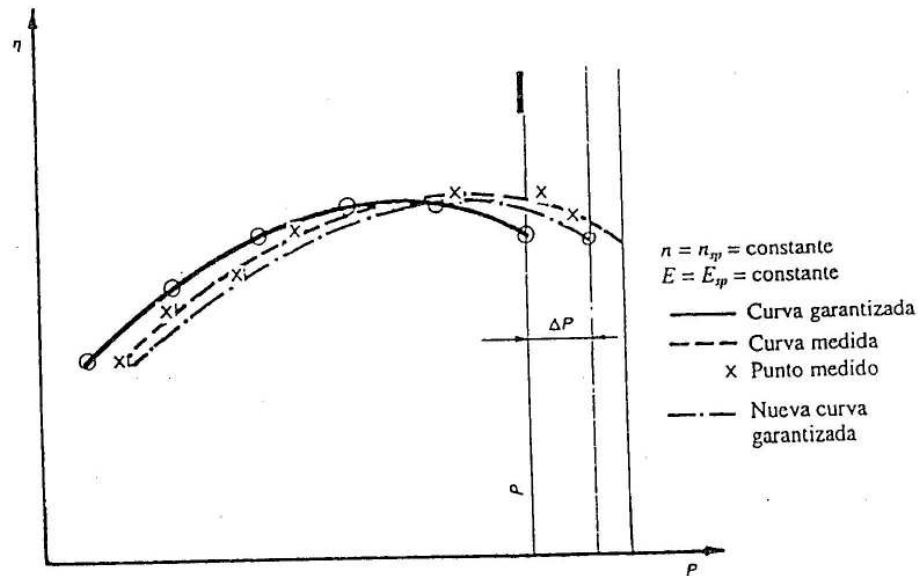


Fig. 21 – Turbina con regulación

- a) Si la garantía viene dada por uno o más valores especificados individualmente de potencia o de caudal, o como una curva [véase 3.2.4.1 a)], será satisfecha si, para la potencia especificada y para la energía hidráulica específica especificada, los valores individuales garantizados, o la curva de garantía, quedan por debajo del límite superior de la banda de incertidumbre total sobre el intervalo de potencia especificado (o de caudal) [véase las figura 21a), b) y c)].

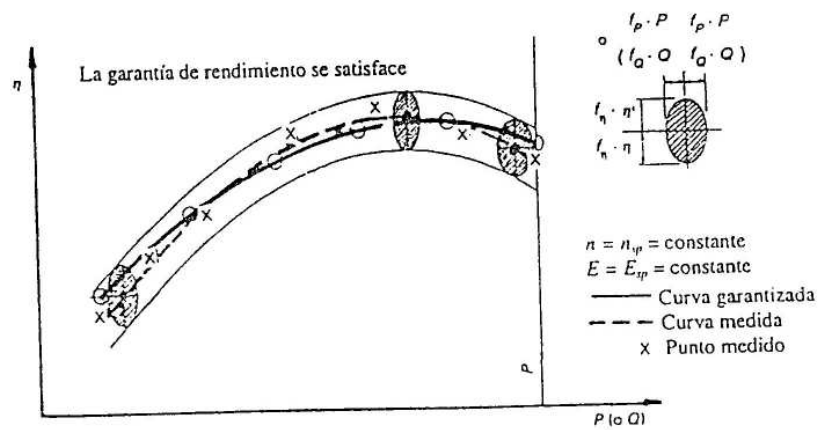


Fig. 21a – Turbina con regulación

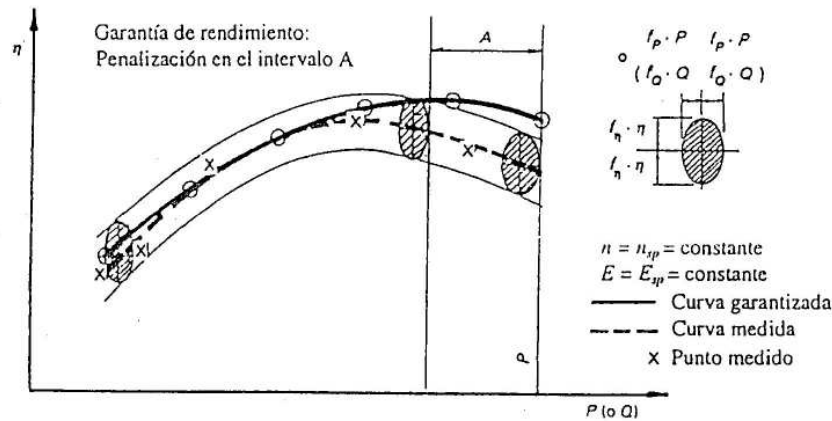


Fig. 21b – Turbina con regulación

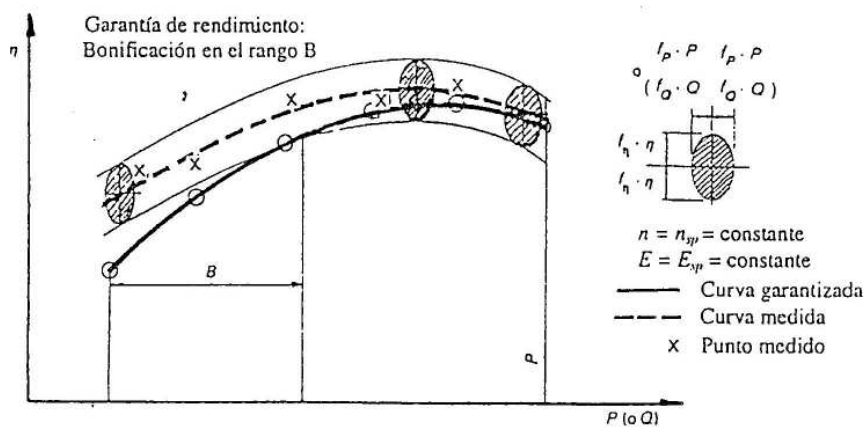


Fig. 21c – Turbina con regulación

b) Alternativamente, si la garantía viene dada como un rendimiento medio ponderado o aritmético [véase 3.2.4.1 b) y c)], será satisfecha si, para la velocidad y la energía hidráulica específicas especificadas, el rendimiento medio es superado por el rendimiento medio calculado para los mismos valores de potencia (o de caudal) especificados, usando el límite superior de la banda de incertidumbre total.

6.3.3.2 Turbina sin regulación. Se representará el rendimiento η medido, con su banda de incertidumbre, frente a la energía hidráulica específica E (véase 3.2.4.2), traspuesta -si es necesario- para corresponder a la velocidad especificada (véase 6.1.2).

a) Si la garantía viene dada para uno o más valores especificados individualmente de energía hidráulica específica o como una curva [véase 3.2.4.2 a)], será satisfecha si, para la velocidad especificada, los valores individuales o la curva garantizados quedan por debajo del límite superior de la banda de incertidumbre total sobre el campo especificado de energía hidráulica específica (véase la figura 22)

- b) Alternativamente, si la garantía viene dada como un rendimiento medio ponderado o aritmético (véase 3.2.4.2. b) y c)), será satisfecha si, para la velocidad especificada, el rendimiento medio garantizado es superado por el rendimiento medio calculado para los mismos valores especificados de energía hidráulica específica, usando el límite superior de la banda de incertidumbre total.

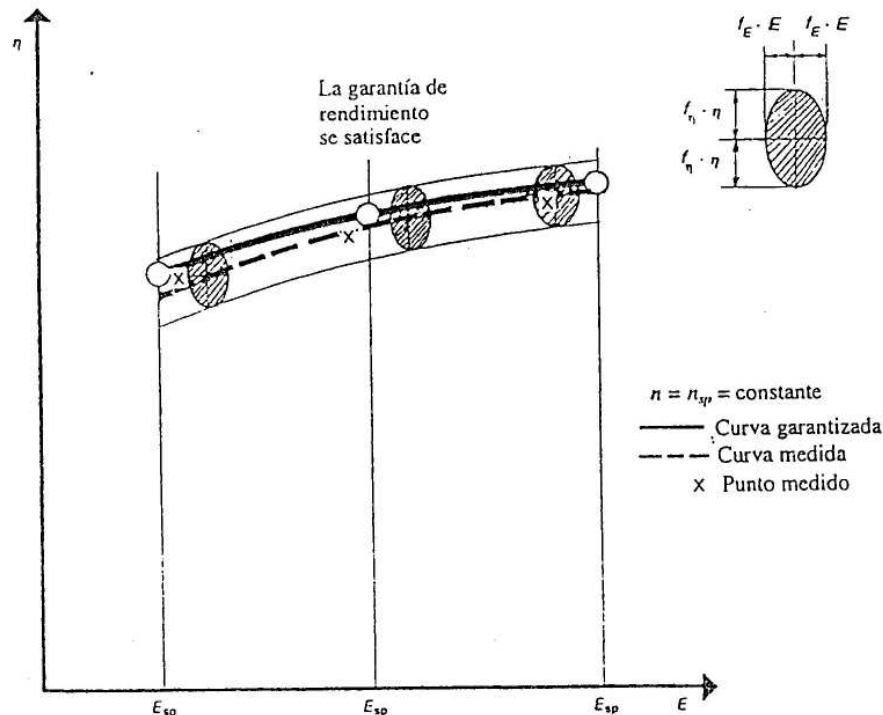


Fig. 22 – Turbina sin regulación

6.3.3.3 Bomba. Se representará el rendimiento η , medido con la banda de incertidumbre, frente a la energía hidráulica específica E (véase 3.2.4.2), traspuesta -si es necesario- para corresponder a la velocidad especificada (véase 6.1.2).

- a) Si la garantía viene dada para uno o más valores individualmente especificados de la energía hidráulica específica o como una curva [véase 3.2.4.2 a)], será satisfecha si, a la velocidad especificada, los valores discretos garantizados o la curva garantizada quedan por debajo del límite superior de la banda de incertidumbre total sobre el campo especificado para la energía hidráulica específica (véase la figura 23).
- b) Alternativamente, si la garantía viene dada como un rendimiento medio ponderado o aritmético [véase 3.2.4.2 b) y c)], la garantía será satisfecha si, a la velocidad especificada, el rendimiento medio garantizado es superado por el rendimiento medio calculado para las mismas energías hidráulicas específicas especificadas usando el límite superior de la banda de incertidumbre total.

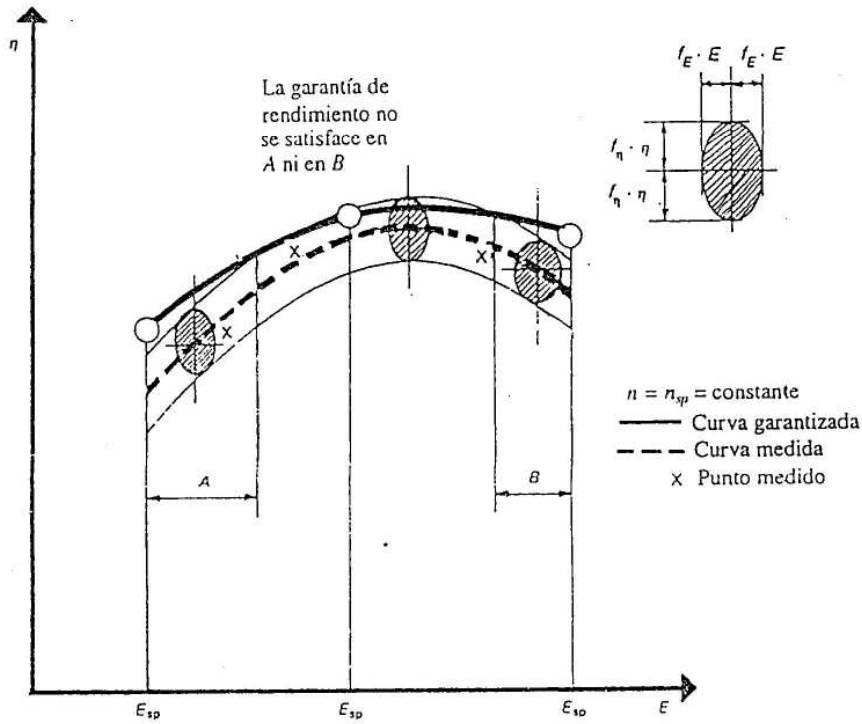


Fig. 23 – Bomba

6.3.3.4 Penalización y bonificación. Si el contrato prevé una penalización (o una bonificación) por la falta (o exceso) de rendimiento, la cuantía de la misma será calculada a partir de la diferencia entre la curva de rendimiento garantizada o el valor medio garantizado y el límite superior (inferior) de la banda de incertidumbre total, teniendo en cuenta que, en el caso de una curva de garantía, sólo se considerará la diferencia en el intervalo en el que la garantía cae fuera de la banda de incertidumbre (véase intervalos A y B de la figura 23).

EN 60041:1994

SECCIÓN TRES – EJECUCIÓN DE LOS ENSAYOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LAS PRESTACIONES TRANSITORIAS DE LA MÁQUINA

7 CONDICIONES Y PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

7.1 Condiciones de ensayo

7.1.1 Generalidades. Las condiciones de operación transitorias (por ejemplo rechazos de carga, falta en la potencia, etc) causan variaciones en la presión y en la velocidad dependientes del tipo de máquina y del movimiento de los dispositivos de cierre (álabes directrices, inyectores y/o válvulas). Adicionalmente, en algunas aplicaciones (por ejemplo turbinas-bomba) pueden ocurrir variaciones y fluctuaciones forzadas de presión de magnitud significativa, no atribuibles directamente a cambios de operación. En estos casos, deben ser objeto de una garantía aparte en el contrato.

El ensayo debe ser realizado, si es posible, bajo las peores condiciones especificadas. Para cada instalación, las peores condiciones deben ser determinadas cuidadosamente y acordadas previamente al ensayo.

7.1.2 Variaciones de velocidad

7.1.2.1 Sobrevelocidad instantánea. La definición viene dada en 2.3.4.13.

En la mayoría de las turbinas, la máxima sobrevelocidad instantánea (véase 2.3.4.14) suele ocurrir a continuación de un rechazo de carga repentino cuando la potencia ha sido reducida a cero.

7.1.2.2 Velocidad de embalamiento permanente. Las máquinas con regulación están normalmente protegidas de las condiciones totales de velocidad de embalamiento mediante un dispositivo de cierre adecuado. Consecuentemente, en la mayoría de las máquinas, normalmente no se alcanza la velocidad de embalamiento permanente y, por lo tanto, el embalamiento permanente puede ser considerado como una condición inusual o extraordinaria.

A menos que se acuerde otra cosa, no se recomienda la realización de ensayos de embalamiento permanente. En caso de realizarse, deben llevarse a cabo a una energía hidráulica específica reducida para mantener las tensiones de las máquinas -particularmente las de la maquinaria eléctrica- en un nivel bajo en comparación con las tensiones que pueden darse en el ensayo bajo toda la energía hidráulica específica.

Para las máquinas sin regulación y para las que tienen dispositivos de regulación con tiempos de cierre largos, la velocidad de embalamiento permanente suele ser superada durante los rechazos de carga que se realizan en la puesta en servicio. Por lo tanto, no es necesario realizar un ensayo de embalamiento permanente aparte.

7.1.3 Variaciones de presión. La máxima presión instantánea en el lado de alta presión y la mínima presión instantánea en el lado de baja presión de la turbina se dan normalmente durante la maniobra de parada, cuando se reduce a cero la carga especificada. La mínima presión instantánea en el lado de alta presión y la máxima presión instantánea en el lado de baja presión se dan normalmente durante el movimiento de apertura del dispositivo de cierre, comenzando desde cero desde la apertura de marcha en vacío.

Para las bombas, la mínima presión en el lado de alta presión y la máxima presión en el lado de baja presión se dan durante una falta de potencia.

A menos que se especifique otra cosa, las presiones instantáneas deben ser medidas en las secciones de referencia.

7.2 Procedimientos de ensayo e instrumentación

7.2.1 Requisitos generales. Puesto que las variaciones de presión y de velocidad dependen del movimiento de dispositivos de cierre, las tres magnitudes deben ser registradas simultáneamente.

7.2.2 Medición de las variaciones de velocidad. La instrumentación para medir las variaciones de velocidad debe ser capaz de conseguir una incertidumbre total de medida de $\pm 1,0 \%$.

7.2.3 Medición de las variaciones de presión. Para registrar las variaciones de presión se pueden utilizar transductores eléctricos de presión o indicadores del tipo de muelle. Los dispositivos de medida deben ser insensibles a las vibraciones mecánicas y deben estar conectados directamente a la pared de la conducción, siempre que sea posible. Si el instrumento no puede ser conectado directamente a la conducción, el tubo será de metal y todo lo corto y recto que sea posible. No está permitido el uso de tubos flexibles.

Se purgará el aire de las tuberías antes de la medición. El comprador y el suministrador acordarán el límite superior de la frecuencia de la medición de las fluctuaciones de presión. La cadena de medición, incluyendo el transductor y las tubuladuras, deberán reproducir las fluctuaciones con frecuencias inferiores al límite, sin distorsión debida al amortiguamiento o a resonancia en la toma para la medición. Las fluctuaciones con frecuencias superiores serán eliminadas mediante los filtros apropiados.

Las bases de la limitación de frecuencia para el filtro vienen dadas por las características de frecuencia específicas del sistema hidráulico.

El máximo valor admisible de la incertidumbre total de medida será $\pm 100 \times p^{0,25} \%$ (donde p viene en pascales).

8 CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

8.1 Trasposición de los resultados

En aquellos casos en los que no sea posible realizar el ensayo bajo las condiciones especificadas, los valores medidos deberán ser traspuestos mediante cálculo. Esta trasposición puede ser hecha de una manera simplificada y aproximada, si se cumplen las siguientes condiciones:

a) para las variaciones de presión:

$$0,9 E_{sp} < E < 1,1 E_{sp}$$

b) para las variaciones de velocidad:

$$0,9 E_{sp} < E < 1,1 E_{sp}$$

y

$$0,9 P_{sp} < P < 1,1 P_{sp}$$

c) el tiempo de cierre es mayor que 1,5 veces el período de las ondas de presión en la conducción;

d) la apertura del distribuidor (inyector), la apertura de las palas del rodete/impulsor en el caso de máquinas con doble regulación, y el tiempo de cierre son aproximadamente los mismos que para las condiciones especificadas

Las siguientes fórmulas serán aplicadas sólo a turbinas de reacción reguladas, salvo turbinas-bomba operando en modo turbina. Para las turbinas de impulsión, únicamente es aplicable la fórmula de trasposición del incremento de presión

Si antes de la medición

$$E = K_E \cdot E_{sp} \quad \text{y} \quad P = K_P \cdot P_{sp}$$

las variaciones Δp_{sp} y Δn_{sp} , esperadas bajo las condiciones especificadas, pueden ser calculadas a partir de los valores medidos de variación de presión $\Delta p = p_m - p_i$ y de variación de velocidad $\Delta n = n_m - n_i$ (véase las figuras 4a, 4b y la figura 3) de la forma siguiente*:

$$\Delta p_{sp} = \frac{\Delta p}{K_E^{1/2}} \quad \text{y} \quad \Delta n_{sp} = \Delta n_n \cdot \frac{K_E^{3/2}}{K_P^2}$$

8.2 Comparación con las garantías

8.2.1 Naturaleza y extensión de las garantías. Las garantías de los límites de presión instantánea (véase 2.3.5.6 y 2.3.5.7) y de sobrevelocidad instantánea (véase 2.3.4.13 y 2.3.4.14) de la máquina hidráulica vienen dados para todo el rango de energía hidráulica específica E bajo las peores condiciones de operación (véase 3.2.6).

8.2.2 Cumplimiento de las garantías. Las garantías se cumplen si, teniendo en cuenta las incertidumbres totales de medición (véase 7.2.2 y 7.2.3) y las tolerancias, si las hay**:

- los valores medidos bajo -o traspuestos a- las peores condiciones de operación especificadas están dentro de los límites de la garantía;
- los valores medidos están dentro de los límites obtenidos mediante interpolación a partir de la garantía.

En el caso de variaciones y fluctuaciones de presión forzadas, (véase 7.1.1) su interpretación y tolerancias aplicables tienen que ser definidas en el contrato.

* Bases de las fórmulas:

bajo condiciones estacionarias, las siguientes relaciones son aproximadamente válidas dentro de un estrecho rango

por ejemplo, para una turbina Francis:

$$Q \sim a_0 E^{1/2}, \quad T_c \sim a_0 \quad (\text{donde } T_c \text{ es el tiempo de cierre}), \quad P \sim Q \cdot E \sim a_0 E^{3/2}$$

Para las variaciones de presión $\Delta p \sim Q / T_c \sim E^{1/2}$

Para las variaciones de velocidad $\Delta n \sim P / T_c \sim a_0^2 E^{3/2} \sim P^2 E^{-3/2}$

Las expresiones de Δp_{sp} y Δn_{sp} se obtienen a partir de las relaciones anteriores, combinadas con $E = K_E \cdot E_{sp}$ y $P = K_P \cdot P_{sp}$.

** La inexacta predicción de la interacción entre la máquina hidráulica y los pasajes del agua puede requerir una tolerancia de las garantías que debe ser definida en el contrato; de otro modo esta tolerancia será cero.

Ejemplos de tolerancia:

- sobrevelocidad instantánea: 10% de la variación de velocidad garantizada, incluyendo la incertidumbre de medida;
- presión instantánea: $\Delta(\Delta p_{sp}) = K \cdot (\Delta p_{sp})^{1.2}$

donde

$$K = 5 \cdot 10^{-6} \cdot P_i$$

$\Delta(\Delta p_{sp})$ = tolerancia de la variación de presión garantizada, en Pascales, incluyendo la incertidumbre de medida

SECCIÓN CUATRO – MÉTODOS DE MEDIDA

9 INTRODUCCIÓN

9.1 Rendimiento

El fin de un ensayo de recepción en la central, realizado de acuerdo con la presente norma, es comparar las prestaciones hidráulicas alcanzadas con las garantías dadas por el suministrador, lo que requiere la determinación de los valores absolutos de la energía hidráulica específica, del caudal, de la potencia mecánica, de la velocidad de rotación y del rendimiento.

El rendimiento puede deducirse de la potencia mecánica P intercambiada con la máquina eléctrica y de la potencia hidráulica P_h intercambiada con el agua. Según las definiciones dadas en 2.3.9.3, el rendimiento de la máquina hidráulica es:

$$\eta = P/P_h \quad \text{para una turbina.}$$

$$\eta = P_w/P \quad \text{para una bomba.}$$

La potencia hidráulica y la potencia mecánica se tratan respectivamente en 9.2. y 9.3. Este procedimiento supone la medida del caudal (véase el capítulo 10), de la energía hidráulica específica (véase el capítulo 11), de la potencia eléctrica o mecánica (por un método directo) (véase el capítulo 12) y de la velocidad de rotación (véase el capítulo 13).

El rendimiento puede obtenerse también, más directamente, a partir del aumento de temperatura del agua debido a las pérdidas, utilizando el método termodinámico (véase el capítulo 14). El rendimiento se expresa entonces:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m} \cdot \frac{P}{P_m} \quad \text{para una turbina,}$$

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m} \cdot \frac{P_m}{P} \quad \text{para una bomba.}$$

La ventaja esencial del método termodinámico es evitar la medida del caudal.

Además de estos métodos, con frecuencia se realiza un ensayo relativo en la central. Tales ensayos habitualmente dan únicamente informaciones relativas del caudal y, por tanto, del rendimiento. Sin embargo, cuando el método de medida del caudal relativo está calibrado con medidas absolutas del caudal, el ensayo relativo puede utilizarse para completar un ensayo de recepción, en los regímenes de funcionamiento en los que la incertidumbre de las medidas absolutas se hace demasiado grande. En estas circunstancias, el ensayo relativo (véase el capítulo 15) forma parte del ensayo de recepción en la central.

9.2 Potencia hidráulica

9.2.1 Definición. La definición de la potencia hidráulica se da en 2.3.8.1.

Su determinación implica el conocimiento de la energía hidráulica específica de la máquina y del caudal másico en la sección de referencia en alta presión (subíndice 1).

La fórmula es: $P_h = E(\rho Q)_1 \pm \Delta P_h$

9.2.2 Caudal másico. El caudal másico (véase 2.3.4.2) en la sección de referencia 1, puede ser diferente del caudal en la sección de medida, si se inyecta o extrae agua entre estas dos secciones. Toda inyección o extracción que sea indispensable para el funcionamiento satisfactorio del grupo debe interrumpirse durante las mediciones (incluido el período de estabilización), para evitar una incertidumbre incrementada y múltiples mediciones del caudal.

Deberán ser tenidos en cuenta otros intercambios de agua.

9.2.3 Corrección de la potencia hidráulica

9.2.3.1 Análisis de la corrección. La corrección ΔP_h se determinará por un análisis apropiado de las definiciones contractuales y de las condiciones locales. Como regla general se le debe imputar la potencia hidráulica necesaria para el buen funcionamiento de la máquina hidráulica.

Este análisis debe tener en cuenta los puntos siguientes:

- sentido del intercambio de agua con el circuito principal y posición del punto de intercambio con relación a la sección medida y con relación a la máquina;
- utilidad del caudal intercambiado para el buen funcionamiento de la máquina hidráulica;
- funcionamiento de la máquina como bomba o como turbina.

Por ejemplo, el agua extraída entre la sección de medida y la máquina, funcionando como turbina, y que no es necesaria para la marcha de la turbina, entrañará una disminución de P_h .

9.2.3.2 Determinación de la corrección. Se determinarán el caudal másico y la energía hidráulica específica del agua intercambiada. Estas energías hidráulicas específicas no son necesariamente iguales a E , particularmente en las máquinas multi-etapas.

Como estos caudales auxiliares generalmente representan sólo una pequeña fracción del caudal principal, será suficiente una evaluación aproximada y no tendrá efecto significativo sobre la incertidumbre de medida. Se recomienda precisar los intercambios de agua en el contrato y prever su control en el momento de los ensayos.

Como la mayor parte de los intercambios de agua necesarios para el buen funcionamiento de la máquina se utilizan con fines precisos (por ejemplo refrigeración de cojinetes), y las pérdidas correspondientes se miden o determinan fácilmente, esto hace que raramente sea necesaria una medida específica para determinar ΔP_h .

También puede utilizarse un valor aproximado de la energía hidráulica específica del agua intercambiada.

9.2.3.3 Caso del método termodinámico. El método termodinámico determina el rendimiento sin conocerse la potencia hidráulica. Sin embargo, si se intercambia agua con el circuito principal, se debe tener en cuenta (véase 14.5.3.).

9.2.4 Densidad del agua. La densidad del agua debe ser determinada para la presión y la temperatura predominantes en la sección de medida. La tabla EII del anexo E da los valores de la densidad del agua pura. En ciertos casos, puede ser necesario medir la densidad del agua, por ejemplo, mediante un método estático (véase 11.4.7.1.).

9.3 Potencia mecánica

Habitualmente la potencia (potencia mecánica de la máquina) se determina eléctricamente midiendo la potencia activa en las bornas de la máquina eléctrica y teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas y eléctricas en la máquina eléctrica y todas las pérdidas especificadas en 2.3.8.3. Este método se denomina indirecto. Para grupos pequeños de poca potencia puede utilizarse el método directo: consiste en determinar la potencia mecánica en el eje de la máquina hidráulica midiendo el par y la velocidad de giro, teniendo en cuenta las pérdidas significativas (véase 2.3.8.3.). El método directo debe ser usado cuando la máquina hidráulica no está directamente acoplada a una máquina eléctrica.

Teniendo en cuenta el desarrollo de los métodos de medida del par, se recomienda al jefe del ensayo el estudio de la posibilidad de utilizar el método directo y la incertidumbre que puede esperarse.

Todas las informaciones necesarias para el cálculo de la potencia mecánica por el método indirecto se dan en 12.1 medición de la potencia eléctrica (12.1.1.) y medición o cálculo de las diferentes pérdidas (12.1.2.). La medición de la potencia mecánica por el método directo se trata en 12.2.

10 CAUDAL

10.1 Generalidades

La medición del caudal en una instalación hidráulica o en una estación de bombeo puede efectuarse con la precisión requerida únicamente si se respetan ciertas prescripciones propias del método utilizado. Por tanto interesa a las partes afectadas elegir el o los métodos a emplear para el ensayo de recepción desde la concepción de la instalación, pudiendo ser costosas o incluso irrealizables disposiciones posteriores. Se aconseja prever la utilización de dos métodos de tipo diferente, por ejemplo un método de medición global del caudal y un método que proporcione informaciones sobre el perfil del flujo.

10.1.1 Elección del método de medición

10.1.1.1 La elección del o de los métodos de medición del caudal puede tener una influencia directa sobre el desarrollo y la duración de los ensayos. Entre los criterios de elección de un método, se pueden citar:

- a) las limitaciones impuestas por la concepción de la instalación;
- b) el coste del montaje y el del material especial;
- c) las limitaciones impuestas por los requisitos de explotación, por ejemplo vaciado de las instalaciones, funcionamientos con carga o con caudal constante, etc.

10.1.1.2 La medición del caudal, para un ensayo de recepción conforme a esta norma CEI, debe realizarse por medio de un método absoluto. Sin embargo, puede ser útil incorporar un método relativo, para obtener informaciones suplementarias o para facilitar ciertas operaciones (véase 15.1.3.)

Los métodos absolutos descritos en esta norma (véase 10.2. a 10.8.) son los siguientes: el método de exploración del campo de velocidades con ayuda de molinetes o de tubos de Pitot, el método presión-tiempo (método Gibson), los métodos de trazadores con medición del tiempo de tránsito o de la dilución, los vertederos normalizados de pared delgada, los dispositivos normalizados de presión diferencial y el método volumétrico. Como complemento el anexo I describe el método acústico que es opcional. Por otra parte el método termodinámico de medida del rendimiento (véase el capítulo 14) permite deducir el caudal a partir de las medidas de rendimiento, de la energía específica y de la potencia.

Los métodos relativos como el método Winter-Kennedy, los dispositivos no normalizados de presión diferencial, los vertederos no normalizados, ciertas formas simplificadas del método acústico o la medición de una velocidad local con ayuda de un solo molinete pueden utilizarse para obtener un valor relativo del caudal o incluso un valor absoluto si han sido calibrados en la central por comparación con un método absoluto. Algunos de estos métodos relativos se describen en el capítulo 15.

10.1.1.3 Únicamente el método de exploración del campo de velocidades por medio de molinetes o de tubos de Pitot y, en cierta medida, el método acústico utilizando varias líneas de medida proporcionan elementos de información sobre el perfil del flujo.

10.1.2 Precisión de medida

10.1.2.1 El capítulo 10 indica todas las condiciones requeridas para efectuar mediciones satisfactorias y da una estimación de la incertidumbre sistemática probable cuando se satisfacen estas condiciones.

Un método de medición se describe con detalle sólo cuando no existen procedimientos normalizados. Siempre que es posible se hace referencia a normas existentes y en particular a las publicadas por la Organización Internacional de Normalización (ISO), que están bien adaptadas a las exigencias de esta norma de ensayo. En algunos casos, los requisitos de las normas ISO han sido cumplimentados mediante algunos requisitos adicionales necesarios para el propósito particular de esta norma.

10.1.2.2 Los valores reales de las incertidumbres sistemáticas y aleatorias deben ser valorados teniendo en cuenta el conjunto del sistema de medidas y las condiciones de funcionamiento. La incertidumbre total debe calcularse de acuerdo con 6.2

10.1.2.3 Frecuentemente la precisión obtenida con el método elegido no puede estimarse hasta después de que los resultados de los ensayos en cuestión han sido analizados (véase 6.2.3.4). Los valores numéricos de la incertidumbre sistemática presentados en este capítulo se dan sólo a título indicativo. Son válidos únicamente:

- con las mejores condiciones de medición;
- si se satisfacen todas las exigencias;
- y si los ensayos y su análisis son realizados por personal cualificado y experimentado.

Si no se satisfacen estas condiciones no puede cuantificarse el aumento del error sistemático y aleatorio sobre la medida del caudal.

10.1.3 Requisitos generales

10.1.3.1 Estabilidad del flujo. Cualquiera que sea el método utilizado, una medición de caudal en el marco de un ensayo de recepción es válida sólo si el flujo está estabilizado o casi estabilizado durante cada secuencia. Puede considerarse como estabilizado si las variaciones de la potencia del generador o del motor, de la energía hidráulica específica y de la velocidad de rotación son progresivas y no exceden los valores especificados en 5.2.1. Si se satisfacen estos requisitos, se tomará el valor medio del caudal calculado en toda la duración de la secuencia; si no se satisfacen, debe repetirse la secuencia a menos que se pueda encontrar dentro de la secuencia inicial un período suficiente durante el que se satisfaga la estabilidad de todas las magnitudes que intervienen.

En la medida de lo posible se reflejarán en un gráfico los valores individuales del caudal en función del tiempo, para evaluar la naturaleza y la importancia de las posibles pulsaciones.

10.1.3.2 Fugas, aportaciones o derivaciones. En la medida de lo posible no debe haber ni fugas, ni aportaciones ni derivaciones entre la sección de medida y la sección de referencia. Si esto no se puede evitar, los caudales de aportación o de fuga deben medirse con una precisión apropiada.

Cuando una chimenea de equilibrio está conectada al conducto hidráulico entre la sección de medida y la máquina, las oscilaciones del nivel libre normalmente deberán amortiguarse antes del comienzo de una secuencia. Si esto fuese difícil por la longitud del conducto (y por tanto por la duración de la estabilización) la medición del caudal podría sin embargo efectuarse si se tiene en cuenta el volumen neto de agua intercambiado entre el conducto y la chimenea durante toda la duración de la medición (véase en 5.2 los límites aceptables de variación de la energía hidráulica específica).

10.2 Método de los molinetes

10.2.1 Principio del método de exploración del campo de velocidades. El método de exploración del campo de velocidades necesita el empleo de un cierto número de molinetes de hélice que se deben situar en puntos precisos de una sección recta convenientemente elegida de un canal abierto o de un conducto en carga. El caudal se obtiene entonces por integración en toda la sección de medida de las velocidades locales determinadas simultáneamente. El agua debe estar suficientemente limpia para que las materias disueltas o en suspensión no afecten a la precisión de las medidas durante los ensayos. Varias técnicas de integración utilizables para calcular el caudal suponen que el reparto de las velocidades sigue suficientemente cerca leyes conocidas, especialmente en la proximidad de las paredes. Si se utilizan estas técnicas, es esencial elegir una sección de calibrado donde sea probable que esta hipótesis se satisfaga aproximadamente.

El método puede utilizarse en cualquier sección adecuada de medición:

- de una conducción cerrada o tubería forzada;
- de una estructura de toma;
- de un canal abierto aguas arriba o abajo (canal de entrada o de salida).

Si las medidas se hacen en canal abierto, éste debe ser artificial, con una sección recta bien definida. Los cursos naturales de agua no son compatibles con las exigencias de la presente norma de ensayos.

Los dispositivos de medida, las modalidades y los límites de aplicación dependen en parte del tipo de la sección de medida elegida. A continuación se dan prescripciones generales aplicables a todas las secciones de medida.

10.2.2 Requisitos generales

10.2.2.1 Duración de la medición. Para cada molinete la duración de la medición debe ser por lo menos de 2 min. Si la velocidad del flujo está sujeta a variaciones (véase 5.2.1), una secuencia debe cubrir por lo menos cuatro períodos. Esto puede tener influencia sobre la totalidad del programa de ensayos. La duración de estas variaciones puede determinarse observando las evoluciones de velocidad de los molinetes durante un período de 10 a 15 min, para dos puntos característicos de funcionamiento por lo menos.

10.2.2.2 Número de puntos de medición. El número de molinetes debe ser suficiente para permitir obtener una definición satisfactoria del campo de velocidades en toda la sección de medida. En el marco de esta norma no se tiene la posibilidad de efectuar mediciones en un solo punto de la sección. Se encontrará igualmente información en la Norma ISO 3354, de 4.4.1 a 4.4.3.

En conductos circulares el número de puntos de medición debe ser por lo menos 13, uno de ellos en el centro de la sección. Excluyendo el centro el número Z de puntos de medición por radio puede determinarse por la relación $4\sqrt{R} < Z < 5\sqrt{R}$ en donde R es el radio interior del conducto expresado en metros. Para un número dado de molinetes es preferible aumentar el número de radios instrumentados más que aumentar el número de molinetes por radio, cuidando sin embargo de no crear una obstrucción excesiva. La obstrucción central puede reducirse utilizando brazos radiales en voladizo a partir de la pared del conducto. Si este es el caso, no es preciso más que un solo soporte que pase efectivamente por el centro del conducto. Es muy pequeña la mejora a esperar de un aumento por encima de 8 el número de radios o el número de molinetes por radio, excluyendo el molinete central.

En sección rectangular o trapezoidal el número de puntos de medición debe ser por lo menos de 25. Si el campo de velocidades es probable que no sea uniforme, el número Z de puntos de medición se determinará por la relación:

$$24\sqrt[3]{A} < Z < 36\sqrt[3]{A}$$

en donde A es el área de la sección de medida expresada en metros cuadrados.

Cuando el conducto o el canal se divide en varias ramas, las mediciones deben realizarse simultáneamente en todas ellas

10.2.2.3 Tipos y especificaciones generales de los molinetes. Sólo deben utilizarse molinetes hidrométricos del tipo hélice. Los impulsos eléctricos que resultan del giro de la hélice debe transmitirse por cables hasta el dispositivo de recuento y de registro de manera que la velocidad de giro instantánea de la hélice pueda controlarse durante la secuencia y después de ella. Los molinetes deben satisfacer los requisitos de la Norma ISO 2537 que les sean aplicables. Deben poder soportar la presión del agua y la duración necesaria de inmersión sin modificación de su calibrado. Puede ser necesario reducir la duración de la inmersión cuando el agua es dura.

Las hélices de los molinetes deben tener un diámetro por lo menos igual a 100 mm excepto para las mediciones en la zona periférica, en la que pueden bajar hasta 50 mm. La distancia del borde de salida de la hélice al borde de ataque de la barra soporte debe ser por lo menos de 150 mm.

El ángulo entre la dirección de la velocidad local y el eje del molinete no deberá exceder de 5°. Cuando son inevitables ángulos mayores, deben utilizarse hélices autocompensadas que midan directamente la componente axial de la velocidad, en condición de limitarse a valores angulares para los que han sido concebidas y calibradas (véase 6.1.5, en la Norma ISO 3354)

La respuesta de un molinete puede ser afectada por los componentes axial y transversal de la turbulencia del flujo, pudiendo tenerse en cuenta este efecto cuando el calibrado que se efectúa en agua en reposo. Por tanto se recomienda elegir los tipos de hélice que sean menos sensibles a las turbulencias (hélices de gran momento de inercia)

10.2.2.4 Calibrado de los molinetes. Sujetos a los requisitos indicados a continuación, todos los molinetes deben ser calibrados de acuerdo con la Norma ISO 3455.

Los molinetes deben ser calibrados con el mismo tipo de fijación y de barra soporte que los que se utilizarán durante los ensayos. Cuando un molinete se calibre montado en un soporte vertical, éste debe prolongarse por lo menos 150 mm, por debajo del eje de la hélice. Es deseable calibrar simultáneamente varios molinetes dispuestos con la misma separación que en los ensayos.

En la medida de lo posible la gama de las velocidades de calibrado debe cubrir toda la gama de las velocidades locales alcanzadas en los ensayos. Normalmente las velocidades de calibrado van de 0,4 a 6 m/s ó, incluso, 8 m/s, valor en el que las vibraciones imponen frecuentemente el límite. No debe hacerse una extrapolación de las curvas de calibrado más del 20% por encima de la velocidad máxima no debe hacerse sin acuerdo mutuo, sabiendo que se produce un aumento de la incertidumbre de medida. Las hélices autocomponentes deben calibrarse hasta los ángulos y las velocidades máximas de ensayo previsible, respetando el ángulo relativo entre el soporte y el flujo oblicuo; no se permite ninguna extrapolación.

En la gama de velocidad de 0,4 a 6 m/s, el calibrado de los molinetes deberá normalmente conducir a una incertidumbre sistemática, a nivel de confianza de 95%, inferior a 0,5%. Fuera de esta gama debe esperarse una mayor incertidumbre, según las características de la estación de calibrado y de las hélices.

Aunque en 4.6.2, se prevé un calibrado antes de cualquier ensayo, se puede considerar que éste no es necesario si se efectúan calibrados regularmente y muestran resultados coherentes. El intervalo entre dos calibrados depende de la duración y del uso que se les da a los molinetes. Puede tomarse como referencia un valor de 300 h de funcionamiento en agua en condiciones favorables.

El jefe del ensayo debe asegurarse de que no ocurre ningún daño durante el ensayo, supervisando particularmente los deterioros causados por los choques, por la corrosión o por la abrasión. El calibrado de un molinete después del ensayo no es obligatorio si no parece haberse dañado.

10.2.3 Mediciones en tuberías forzadas

10.2.3.1 Generalidades. Salvo las restricciones dadas en 10.2.2 y 10.2.3.2 se aplicará la Norma ISO 3354.

10.2.3.2 Requisitos complementarios. Teniendo en cuenta la precisión requerida por la presente norma, los apartados de la Norma ISO 3354 indicados a continuación se modificarán y completarán como sigue:

- Apartado 4.3 de la Norma ISO 3354: Se autoriza la medición directa de la frecuencia de la señal para obtener la velocidad de giro de la hélice solamente en la medida en que la resolución obtenida es suficiente para alcanzar la precisión requerida.
- Apartado 6.3.5 de la Norma ISO 3354: Se autoriza un calibrado estadístico solamente si el contrato lo prevé expresamente.
- Apartado 7.2.3 de la Norma ISO 3354: Este párrafo no es aplicable para los ensayos de recepción efectuados conforme a esta norma.
- Anexos H y J de la Norma ISO 3354: Teniendo en cuenta las prescripciones severas de la presente norma y el cuidado que debe tenerse para efectuar las mediciones, puede contarse con que varios componentes del error tendrán valores inferiores a los que se indican en estos anexos.

10.2.4 Mediciones en tuberías forzadas cortas o en estructuras de toma

10.2.4.1 Generalidades. Se considerará que una tubería forzada es corta si su longitud recta disponible es inferior a 25 diámetros.

No existe una norma particular dedicada a las mediciones de caudal en las tuberías forzadas cortas o en las tomas, que es el caso particular de las centrales de salto bajo. La Norma ISO 3354 puede utilizarse como referencia especialmente en los apartados que tratan de los requisitos generales y de las mediciones en secciones rectangulares. Los requisitos generales que figuran en el apartado 10.2.2. de la presente norma son igualmente aplicables. La principal dificultad de este tipo de aforo proviene de que la sección de medida puede estar situada en un conducto convergente de pequeña longitud que entraña tanto un flujo oblicuo con relación a los molinetes como un campo de velocidades irregular y/o inestable. Hay que intentar paliar estas dificultades bien con ayuda de dispositivos de guiado (véase 10.2.4.2.), bien adoptando métodos particulares de medición (véase 10.2.4.3.).

10.2.4.2 Tobera de entrada. Se podrá prever la instalación de una tobera provisional colocada a la entrada de la toma (véase la figura 24). Las ventajas que se derivan son las siguientes:

- flujo rectilíneo y paralelo;
- campo de velocidades más estable y uniforme;
- aumento simultáneo de la velocidad media y de las velocidades locales cerca de las paredes, lo que mejora la precisión a cargas pequeñas;
- mejor sección de medida que en el caso de un canal abierto ya que el área es constante y, por tanto, no hay necesidad de medir la profundidad del agua.

Los inconvenientes son los siguientes:

- coste y dificultades de fabricación y de instalación del dispositivo;
- la modificación del flujo que se produce puede cambiar las prestaciones de la máquina. Sin embargo algunos ensayos han demostrado que esta influencia es de pequeña importancia;
- el espesor de la capa límite turbulenta puede ser inferior a la distancia del molinete extremo a la pared. Este espesor debe determinarse entonces por mediciones o por cálculo* y el caudal en la zona parietal próxima a la pared debe calcularse teniendo en cuenta la ley real de reparto de velocidades

* Se podrá calcular el espesor δ de la capa límite turbulenta utilizando la fórmula:

$$\delta = 0,37 x \sqrt{L} \sqrt{V}$$

donde:

- x es la distancia a lo largo del conducto entre la entrada y la sección de medida;
- V es la velocidad media;
- δ es la viscosidad cinemática.

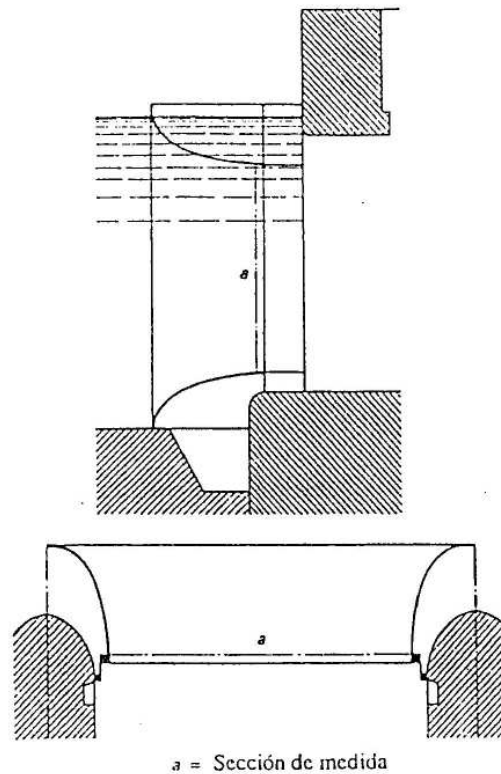


Fig. 24 – Tobera provisional situada en la toma de una turbina de salto bajo

10.2.4.3 Mediciones en flujo convergente. Las mediciones en conductos convergentes con velocidades oblicuas con relación a la sección recta no pueden hacerse sin el acuerdo de las dos partes. Se han puesto a punto métodos de aforo para mejorar la precisión, pero necesitan personal altamente experimentado y se hace difícil prever los errores sistemáticos y aleatorios que pueden producirse.

Uno de los métodos consiste en sustituir la sección recta por una superficie equipotencial normal a las líneas de corriente. Esta superficie puede determinarse por semejanza hidráulica o aerodinámica, o por analogía eléctrica. En cada punto de medición se orientan entonces los molinetes según la dirección presumible de la velocidad.

Otro método consiste en efectuar a lo largo de una sección recta una exploración angular del campo de velocidades. En el transcurso de ensayos preliminares, efectuados en cada posición de medición, los molinetes se orientan sucesivamente según dos direcciones conocidas y se determinan las velocidades. Hay que tener cuidado de no modificar sensiblemente la posición de las hélices. Esto puede requerir un desplazamiento de la estructura soporte.

La dirección real de la velocidad se deduce de estas mediciones y de la curva de respuesta angular de las hélices. Después de esto, y antes de efectuar la medición definitiva, cada molinete se orienta, para cada posición, según una dirección lo más próxima posible a la que se ha calculado. En la medida en que los ajustes individuales de cada molinete pueden plantear problemas, se podrá conservar una cierta desviación angular a condición de tenerla en cuenta en los cálculos.

La exploración angular se hará para dos regímenes de funcionamiento, o más, si se comprueba que la dirección de las velocidades varía con la carga.

Las hélices autocompensadas (véase 10.2.2.3) son las más apropiadas para este método, siempre que satisfagan las otras prescripciones. Las hélices clásicas pueden ser aceptables si el flujo es bidimensional en la sección convergente.

10.2.4.4 Aforo por integración directa. Este método se describe en 7.2.2 y 7.3.2 de la Norma ISO 3354, y no se puede utilizar sin el acuerdo de las partes en el ensayo. En un conducto rectangular se desplaza un soporte de molinetes, horizontal o vertical, a velocidad constante a través de la sección recta (véase la figura 25). Cualquier influencia de la velocidad de desplazamiento sobre las medidas puede estimarse invirtiendo el sentido de desplazamiento del carro soporte y efectuando mediciones con el soporte parado en varias posiciones típicas. Estos controles deben efectuarse para varios caudales. Este método exige un equipo especial que asegure una traslación de los molinetes a velocidad constante y exenta de vibraciones.

Pueden ser igualmente necesarias mediciones complementarias en parada cerca de la solera y del techo, si estas zonas no pueden ser barridas por el soporte en movimiento. Habitualmente, este método no tiene interés nada más que para conductos de gran sección.

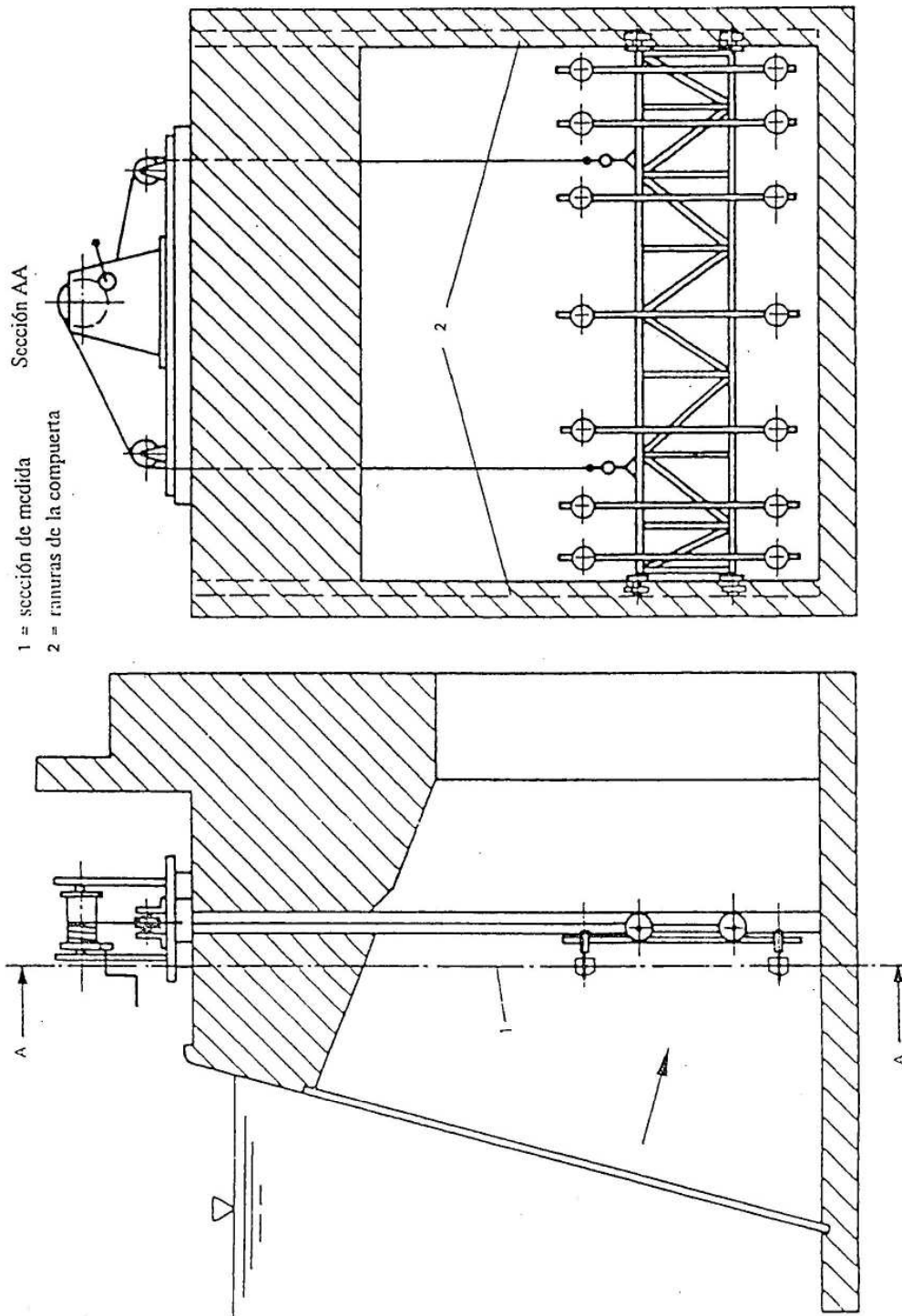


Fig. 25 – Estructura soporte de molinetes para medida de caudal

10.2.5 Mediciones en canales abiertos

10.2.5.1 Generalidades. Los aforos con molinetes sólo pueden efectuarse en canales artificiales (véase 10.2.1.). Habitualmente éstos tienen una sección recta rectangular o trapezoidal. La Norma ISO 748 no es aplicable en su conjunto, ya que no contempla la obtención de una precisión suficiente para ensayos efectuados según esta norma. Las partes que son utilizables se indican más adelante. Además de las prescripciones generales expuestas en 10.2.1, los apartados siguientes precisan las prescripciones aplicables a las mediciones en canales abiertos.

10.2.5.2 Elección de la sección de medida. Además de los requisitos mínimos expuestos en 6.1. de la Norma ISO 748, la sección de medida debe tener una anchura y una profundidad superiores a 0,80 m. o bien ocho veces el diámetro de la hélice utilizada. Si es necesario el perfil de las velocidades en la sección de medida puede mejorarse instalando uno o varios de los dispositivos representados en la figura 26. La sección de medida debe situarse como mínimo 10 radios hidráulicos* aguas abajo del dispositivo más próximo, salvo en el caso de un techo sumergido cuyo papel principal es asegurar una mejor definición de esta sección. Algunos de estos dispositivos mejoran la precisión de la medida de la profundidad haciendo desaparecer las oscilaciones de la superficie libre.

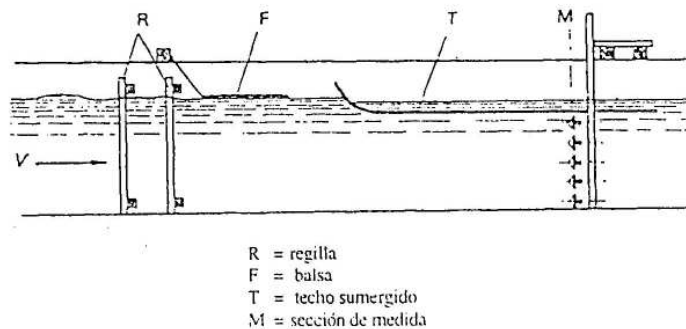


Fig. 26 – Dispositivos para estabilizar el flujo en un canal abierto

10.2.5.3 Distribución de los puntos de medida. Se aplicarán los mismos requisitos que para el conducto cerrado de sección rectangular (véase 10.2.2.2 y 4.4 de la Norma ISO 3354), es decir, un número mínimo de 25 puntos de medida situados en las intersecciones de 5 líneas horizontales con 5 verticales.

Los puntos de medición deben estar más próximos entre sí en las zonas de fuerte gradiente de velocidad, es decir cerca de las paredes, del fondo y de la superficie del agua. El espaciamiento de los puntos normalmente debe ser tal que la diferencia de las velocidades entre dos puntos adyacentes no sobrepase el 20% del mayor de los dos valores. La distancia mínima entre dos molinetes no debe ser inferior a $d + 30$ mm, siendo d el diámetro exterior de las hélices. La distancia del eje del molinete más próximo a cualquier superficie mojada debe estar comprendida entre $0.75 d$ como mínimo y 200 mm como máximo. El eje del molinete superior de cada línea vertical debe estar a una distancia de la superficie del agua, por lo menos igual al diámetro de la hélice.

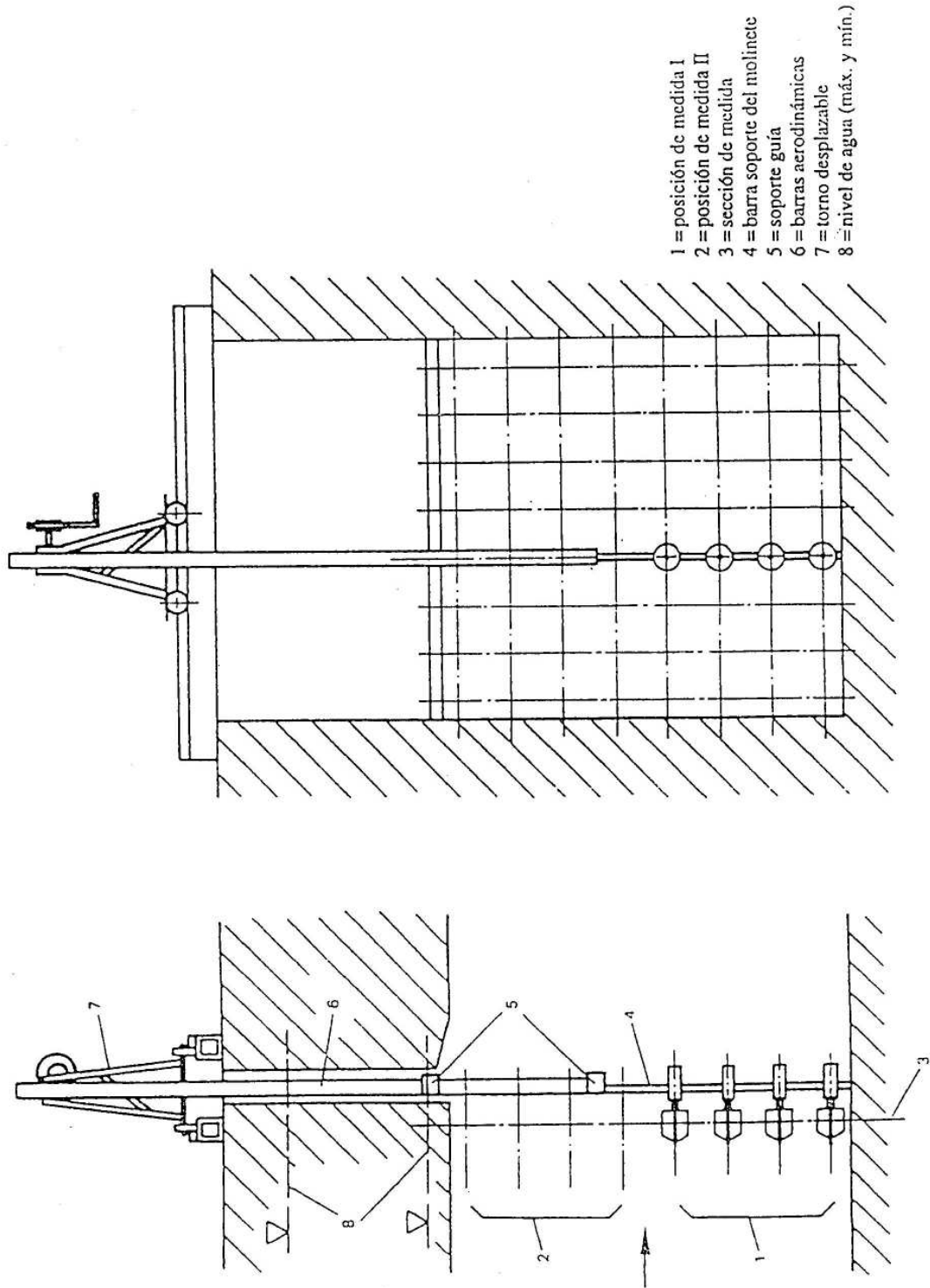


Fig. 27 Fila de molinetes montados sobre una barra vertical sustentada por un torno desplazable

- 10.2.5.4 **Colocación de los molinetes.** Los molinetes deben fijarse rígidamente sobre su barra soporte de manera que el eje de la hélice sea rigurosamente normal al plano de la sección de medida. Los soportes deben tener una rigidez tal que los molinetes no estén sometidos a vibraciones; esta estructura debe presentar también una resistencia mínima y estable así como una interferencia mínima con el funcionamiento de los molinetes.

Los molinetes pueden emplearse en batería fija montada sobre un cierto número de barras paralelas que cubran toda la sección de medida. Esto puede conducir a una obstrucción notable en los canales de pequeña sección transversal. Otro método consiste en desplazar a sucesivas posiciones de la sección de medida una fila de molinetes montados en una única barra vertical soportada por un torno desplazable (véase la figura 27) (o bien en una barra horizontal soportada por un torno) (véase la figura 25). Necesitándose un régimen estabilizado (véase 10.1.3.1.) durante un período considerable, las variaciones de la velocidad media deben controlarse durante toda la duración de la secuencia, con ayuda de un molinete fijo, por lo menos, o con ayuda de un método de medición relativa del caudal (véase el capítulo 15).

10.2.5.5 **Medida de la profundidad del agua.** La determinación de la profundidad del agua se efectúa utilizando uno de los métodos descritos en 11.5. Las variaciones de la profundidad del agua no deben exceder en $\pm 1\%$ de la profundidad media y deben registrarse durante toda la duración de cada secuencia.

10.2.5.6 **Cálculo del caudal.** El método general de cálculo del caudal en conducciones de sección transversal rectangular, descrito en 8.3. de la Norma ISO 3354, debe utilizarse para mediciones en canales abiertos. La fórmula de extrapolación de las velocidades en la zona parietal:

$$v_x = v_a(x/a)^{1/m}$$

donde

v_x es la velocidad a una distancia "x" de la pared más próxima.

v_a es la velocidad en el punto de medida extremo considerado (a una distancia "a" de la pared más próxima).

m es un coeficiente que depende de la rugosidad de la pared y de las condiciones del flujo.

es aplicable en las proximidades de las paredes y de la solera, pero no lo es en las proximidades de la superficie libre, donde el perfil de las velocidades debe extrapolarse por continuidad. En el caso de secciones transversales trapezoidales, la primera integración debe efectuarse siempre a lo largo de líneas verticales, y la segunda integración debe hacerse trazando el producto $v\delta$ en función de la anchura (véase figura 28).

donde

es la velocidad media en una línea vertical.

es la profundidad del agua en la misma vertical.

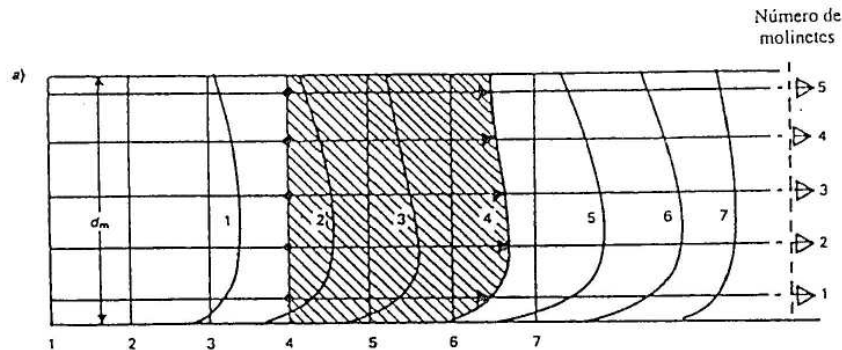


Fig. 28 a – Determinación de los caudales elementales por integración gráfica de las velocidades puntuales medidas

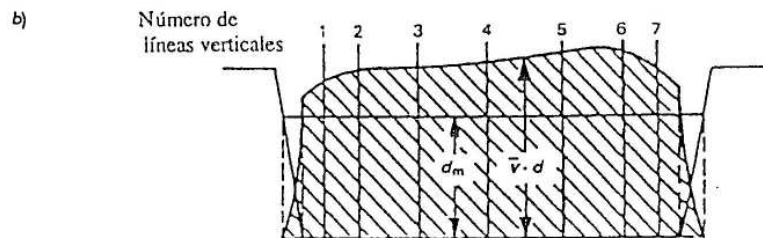


Fig. 28 b – Determinación del caudal total por integración gráfica de los caudales elementales obtenidos en a)

Fig. 28 – Ejemplo de un aforo en un canal de sección ligeramente trapezoidal

10.2.6 Incertidumbre de medida (véase 10.1.2). La precisión de las medidas de caudal efectuadas mediante molinetes depende esencialmente de factores ligados al caudal (regularidad del reparto de velocidades, rotación u oblicuidad del flujo, turbulencia, fluctuaciones periódicas), a la calidad de las mediciones (número y posición de los puntos de medida, efecto de obstrucción) y al método de cálculo del caudal. Las incertidumbres ligadas al calibrado de los molinetes y al conjunto de las mediciones deben estimarse y fijarse.

Con buenas condiciones de medición y de flujo, la incertidumbre sistemática con un nivel de confianza del 95% puede estimarse aproximadamente:

- en conducto cerrado ± 1 $a \pm 1.5\%$
- en tomas con tobera ± 1 $a \pm 2\%$
- en tomas sin tobera ± 1.2 $a \pm 2\%$
- en canales abiertos de sección rectangular ± 1.2 $a \pm 2\%$
- en canales abiertos de sección trapezoidal ± 1.4 $a \pm 2.3\%$

10.3 Tubos de Pitot

10.3.1 Generalidades. Los tubos de Pitot pueden utilizarse para medir la presión dinámica en un número suficiente de puntos de la sección transversal; se puede entonces deducir la velocidad puntual del flujo en cada uno de estos puntos y calcular el caudal por el método de integración del campo de velocidades. Como la presión dinámica varía en función del cuadrado de la velocidad, la precisión de medida disminuye rápidamente cuando la velocidad decrece. En la práctica, esto conduce a limitar la utilización de tubos de Pitot a flujos en conductos en carga donde la velocidad no es demasiado baja y a condición de que el agua no lleve materias en suspensión.

10.3.2 Tubos de Pitot normalizados. La norma ISO 3966 se aplica al diseño, la instalación y la utilización de tubos de Pitot normalizados. Solamente los apartados relativos a los fluidos incompresibles son aplicables a los ensayos efectuados conforme a esta norma. Debe tenerse en cuenta cualquier efecto de obstrucción significativo. Esta norma ISO da todas las indicaciones necesarias para la elección y la instalación de tubos de Pitot dobles, para la elección de la sección de medida, así como para el cálculo del caudal y de su incertidumbre. La norma ISO 3966 debe utilizarse sólo en el caso de los tubos de Pitot normalizados que se describen y que están equipados con una única toma de presión total y con una o varias tomas de presión estática. Tales tubos pueden utilizarse sin calibrado y se puede adoptar un coeficiente de caudal igual a 1. La velocidad local v_i viene dada por:

$$v_i = \sqrt{2\Delta p_i / \rho}$$

donde

Δp_i es la diferencia entre la presión total y la presión estática medida con ayuda del tubo de Pitot situado en el punto "i".

Con buenas técnicas de medida y buenas condiciones de flujo la incertidumbre sistemática con un nivel de confianza del 95% (véase 10.1.2) puede estimarse aproximadamente en 1,5 a 2,5%.

La incertidumbre total sobre la medida del caudal puede calcularse utilizando el anexo G de la Norma ISO 3966.

10.3.3 Instrumentos no normalizados. Existen numerosos instrumentos basados en el mismo principio general que el tubo de Pitot. Entre ellos pueden citarse:

- El tubo de Pitot simple que sólo tiene la toma de presión total. La presión estática media debe medirse entonces con cuatro tomas de presión colocadas regularmente en la pared del conducto y situadas de manera que no estén influenciadas por el soporte de los tubos de Pitot. Es necesario entonces tener en cuenta las pérdidas de energía existentes entre los planos de medida de las presiones totales y estáticas.
- Instrumentos en los que se aumenta la presión diferencial a medir situando una toma de presión en una zona de baja presión, estando orientada la toma hacia aguas abajo o desembocando en el cuello de un pequeño Venturi.
- Barras tubulares diametrales autoportantes, que tienen toma de presión total, estática o en el borde de salida perforadas en la misma barra.

Los coeficientes de caudal de todos estos dispositivos no normalizados deben determinarse por un calibrado cuidadoso que abarque toda la gama de velocidades encontradas durante el ensayo. Generalmente, se puede calcular el caudal utilizando el mismo método de integración que para molinetes o para tubos de Pitot normalizados. Cabe esperar incertidumbres de medida mayores, por el hecho del conocimiento limitado que se tiene del efecto, sobre estos instrumentos, de fenómenos como la turbulencia, la oblicuidad de la velocidad, los gradientes de presión y de velocidad, el efecto de obstrucción, etc.

10.4 Método presión - tiempo

10.4.1 Principio del método. Este método de medición del caudal (a menudo llamado "método Gibson") se basa en la ley de Newton y en las leyes derivadas de la mecánica de fluidos, que dan la relación entre la fuerza debida a la variación de la diferencia de presión entre dos secciones y la aceleración o la deceleración de la masa de la columna de agua comprendida entre estas secciones, debida al movimiento de un obturador*. Aunque este método sea teóricamente válido, tanto para el funcionamiento como turbina o como bomba, y para los cierres o las aperturas del obturador, en la práctica, sólo se utiliza en el caso de corte del caudal en funcionamiento como turbina.

De forma simplificada, el principio del método presión-tiempo puede presentarse como sigue.

En un fluido sin rozamiento, que fluye en un conducto de sección transversal constante A , una variación de velocidad dv/dt , de una masa de fluido ρLA , provoca una diferencia de presión, Δp , entre las secciones transversales aguas arriba (subíndice u) y aguas abajo (subíndice d) del tramo considerado de longitud L :

$$\rho LA \frac{dv}{dt} = -A \Delta p \quad \text{donde} \quad \Delta p = p_d - p_u$$

Si se llama t el período durante el cual cambia la velocidad y ξ la pérdida de presión debida al rozamiento entre las dos secciones, se obtiene:

$$A \int_0^t dv = -\frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \xi) dt$$

El caudal Q , antes de que el obturador comience a cerrar, viene dado por:

$$Q = Av_0 = \frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \xi) dt + Av_t$$

El caudal $q = Av_t$, después del fin del cierre, corresponde a las fugas que fluyen por la válvula, y debe determinarse separadamente con la máquina en rotación. Esta determinación no necesita generalmente una gran precisión, en la medida en que el caudal de fuga representa sólo una reducida proporción del caudal Q a medir.

Se obtiene un registro presión-tiempo, gráfico o numérico, de la onda de presión cerrando el obturador de forma continua: la variación de la presión entre las dos secciones de medición se integra en función del tiempo.

Se han desarrollado varias variantes de este método, que difieren sólo en la instrumentación y las técnicas de cálculo de la integral de la presión en función del tiempo, y en la utilización de registros separados o diferenciales (véase 10.4.3 y 10.4.4).

10.4.2. Requisitos generales

10.4.2.1 Condiciones de validez. Las condiciones generales a respetar para el empleo de este método son las siguientes:

- No debe haber ninguna superficie libre intermedia entre las dos secciones de medición de presión.
- En las condiciones del ensayo, el caudal de fuga del órgano de cierre, no debe ser superior al 5% del caudal a medir; debe ser medido con una incertidumbre relativa que no sea superior al 0.2% de aquél.
- En las tomas que tengan varias entradas es necesario hacer registros presión-tiempo independientes y simultáneos.
- A lo largo del tramo de medición, el conducto debe ser rectilíneo, presentar una sección transversal constante y no tener ninguna singularidad importante. La distancia entre las dos secciones de medición no debe ser inferior a 10 m.

* La palabra "válvula" se utiliza aquí para designar cualquier dispositivo (toro, distribuidor, agua, válvula, etc.).

- e) Las áreas transversales del conducto y la longitud del tramo de medición, comprendido entre las dos secciones transversales, deben medirse "in situ" con suficiente precisión para determinar el factor F de forma del conducto [(véase 10.4.3.2.2.i)] con una incertidumbre menor del 0,2%. Los planos de fabricación pueden utilizarse sólo para controlar las medidas efectuadas "in situ".
- f) Para el caudal máximo a medir, la suma de la pérdida de presión entre las dos secciones de medición, y de la presión dinámica, no debe sobrepasar el 20% de la variación media de la diferencia de presión registrada durante el cierre del órgano de obturación.
- g) El captador de presión diferencial o dispositivo Gibson deberá ser instalado, si es posible, de manera que las longitudes de los tubos de unión o las tomas de presión aguas arriba o abajo sean iguales.
- h) Los diagramas de presión en los que la línea funcionamiento A-A está situada por encima de la línea estática O-O (valor negativo de C en la figura 29) son dudosos.
- i) Para cada secuencia la determinación del caudal requiere medir la temperatura del agua y del mercurio con una incertidumbre de $\pm 1^\circ\text{C}$, cuando se utiliza el aparato Gibson.

10.4.2.2 Posición de las tomas de presión. Deben instalarse por lo menos cuatro tomas de presión de diámetro comprendido entre 3 y 6 mm, en cada sección de medida en un plano perpendicular al eje del conducto (en los conductos de diámetro inferior a 4 m pueden utilizarse sólo dos tomas de presión). En el caso de conductos circulares las tomas de presión deben formar ángulos iguales entre ellas y ninguna toma debe estar situada en las partes alta o baja de la sección de medida. En el caso de conductos rectangulares, las tomas de presión deben situarse en las paredes verticales a un cuarto y tres cuartos de la altura. Todas las tomas deben estar construidas conforme a las indicaciones de 11.4.3, y situadas como se precisa en 11.4.1. En ningún caso una toma de presión debe implantarse a una distancia inferior a $2D$ de una singularidad importante del conducto (siendo D el diámetro del conducto).

10.4.2.3 Tubos de unión. Las tomas de presión de cada sección de medida deben unirse, mediante válvulas individuales, a un colector común convenientemente dispuesto para unirse a los aparatos de registro. Para reducir la amortiguación debida al rozamiento todos los tubos de unión deben ser lo más cortos posible, no elásticos y de diámetro suficiente (por ejemplo por lo menos 18 mm, para un manómetro de columna de líquido, ó 8 mm, para captadores de presión).

Se debe verificar que los tubos y todas las uniones son estancos y no debe haber aire en el conjunto de uniones entre las tomas de presión y el aparato de registro. Antes de cada secuencia, es necesario proceder a inspecciones periódicas y a purgar los tubos.

Son de aplicación las prescripciones generales que figuran en 11.4.4.

10.4.2.4 Control de las medidas de presión. Para asegurar en el diagrama presión-tiempo la precisión necesaria las condiciones de flujo deben ser tales que, en cada sección de medida, la diferencia entre la presión medida en una cualquiera de las tomas y la media de las presiones medidas en todas las tomas no sobrepase el 20% de la presión dinámica. La media de las lecturas de un par cualquiera de tomas opuestas no debe diferir de la media de las lecturas de otro par cualquiera de la misma sección más del 10% de la presión dinámica. Esto puede llevar a examinar diversos puntos tales como el reparto de las velocidades, la longitud recta del conducto, y el estado de la pared en las proximidades de cada toma. Si una de las tomas de presión da resultados erróneos debe determinarse y suprimirse la causa del error. Si esto no es posible la toma de presión afectada no debe utilizarse para las mediciones. Debe utilizarse un mínimo de dos tomas de presión en cada sección de medida.

Estos controles deben efectuarse antes del comienzo de los ensayos. La instrumentación específica de estos controles debe desmontarse inmediatamente para no perturbar la disposición de los aparatos de ensayo y de sus tubos de unión. Véase 10.4.2.3.

EN 60041:1994

- 76 -

10.4.3 Método del diagrama de presión diferencial-tiempo

10.4.3.1 Generalidades. En esta variante se registra la variación de presión diferencial entre dos secciones de medición que es afectada sólo por las variaciones de las pérdidas de carga por rozamiento y del momento cinético entre estas dos secciones. Los efectos debidos a variaciones de los rozamientos fuera del tramo de medición y a las fluctuaciones del nivel en la toma de agua o en la chimenea de equilibrio se encuentran en las dos secciones de medida y son por tanto eliminados.

Además de las prescripciones especificadas en 10.4.2.1., el producto de la distancia entre las dos secciones de medición de presión y de la velocidad media en el conducto cuando el grupo funciona a plena carga, no debe ser inferior a 50 m²/s.

El caudal a medir debe fijarse mediante el limitador de carga, o mejor, bloqueando el órgano de regulación de la máquina en la posición deseada y esperando a que se establezca el régimen permanente [véase 4.4.2b)]. El diagrama presión-tiempo puede obtenerse entonces cerrando gradualmente el órgano de regulación con movimiento continuo y registrando la variación de la presión diferencial que resulta en función del tiempo.

Los tiempos de registro antes del comienzo y después del final del movimiento del órgano de obturación no deben ser inferiores a 20 s cada uno.

Antes del ensayo debe hacerse un calibrado del sistema de medida. En cada secuencia deben verificarse el cero del sistema y el calibrado en caso de utilización de captadores.

10.4.3.2 Manómetro diferencial de mercurio (aparato Gibson)

10.4.3.2.1 Principio del aparato. Este fué el primer sistema de medición utilizado para el método presión-tiempo. Este aparato proporciona un diagrama presión-tiempo en forma de registro fotográfico del movimiento del nivel del mercurio en un manómetro de tubo en U. La integral $\int \Delta p \cdot dt$ se obtiene por planimetría.

10.4.3.2.2 Evaluación del diagrama (véase la figura 29). Todas las longitudes, alturas, distancias y superficies deben estar expresadas en un sistema coherente de unidades.

- a) Trazar una línea horizontal 0-0 que represente el cero del aparato y del diagrama.
- b) Trazar una línea horizontal A-A que represente la pérdida media de presión en las condiciones de funcionamiento, antes de que el órgano de obturación comience a cerrarse.
- c) Trazar una línea horizontal F-F que represente la pérdida media de presión final debida a las fugas, antes de que la válvula se haya cerrado, y coincidiendo con la línea media de las oscilaciones que siguen a este cierre (esta línea F-F es prácticamente idéntica a la línea 0-0).
- d) Medir, sobre la línea F-F, la distancia B que representa el semiperíodo de las oscilaciones, y sustraer de B una corrección f que tenga en cuenta la anchura de la ranura del registrador fotográfico.
- e) Medir las alturas H , por encima de la línea F-F, de los valores máximos de dos oscilaciones adyacentes y calcular su relación E :

$$E = \frac{H_j}{H_{j+1}}$$

- f) Calcular:

$$D = (B - f) \frac{\operatorname{arctg}(2\pi / \ln E)}{\pi}$$

y restar la distancia D a partir del punto N donde la rama descendente de una oscilación corta a la línea F-F. El punto M así definido representa el fin del diagrama.

- g) Trazar una línea de recuperación aproximada GPM, como lo indica la línea de trazos de la figura 29.
- h) Planimetrar el área A_T del diagrama referido a la línea GPM. Este área puede subdividirse en varias superficies elementales A_1, A_2, \dots, A_n , como se indica en la figura. A cada una de estas áreas debe restársele una corrección de ancho de banda, determinada multiplicando la ordenada del valor de cada superficie elemental por la anchura efectiva de la banda.
- i) Calcular el caudal Q por:

$$Q = \frac{g}{sy} \frac{A_T}{F} + q$$

donde

s e y son constantes de calibrado del diagrama (la longitud correspondiente a l s y la altura correspondiente a l m de columna de agua, respectivamente).

F es el factor de forma del conducto (relación L/A de la longitud del tramo de medición al área de la sección transversal del conducto).

q es el caudal de fuga que pasa a través del dispositivo de cierre.

- j) Determinar una nueva línea de recuperación basada en el hecho de que en un momento dado, t , la pérdida de presión residual viene dada por: $C_i = C (1 - r_i)^x$

donde

C es la pérdida de presión antes del comienzo del cierre (diferencia entre las líneas O-O y A-A).

x es el exponente de Q en la expresión de la pérdida de presión ($x = 2$ para los conductos en los que el número de Reynolds es superior a 5×10^6 aproximadamente; para los valores inferiores de Re , x debe determinarse caso por caso).

$$r_i = \frac{a_i}{A_T + A_k} \quad \text{con} \quad a_i = \sum_{k=1}^i A_k \quad \text{y} \quad A_k = qF \frac{sy}{g}$$

- k) Calcular un nuevo valor del caudal utilizando el procedimiento descrito en h) e i). Si dos valores sucesivos de Q difieren menos de 0.1%, detener el cálculo y tomar el último valor encontrado como el caudal total en el momento en que el órgano de obturación comienza a cerrar. En caso contrario, volver al punto j) y calcular nuevamente Q .

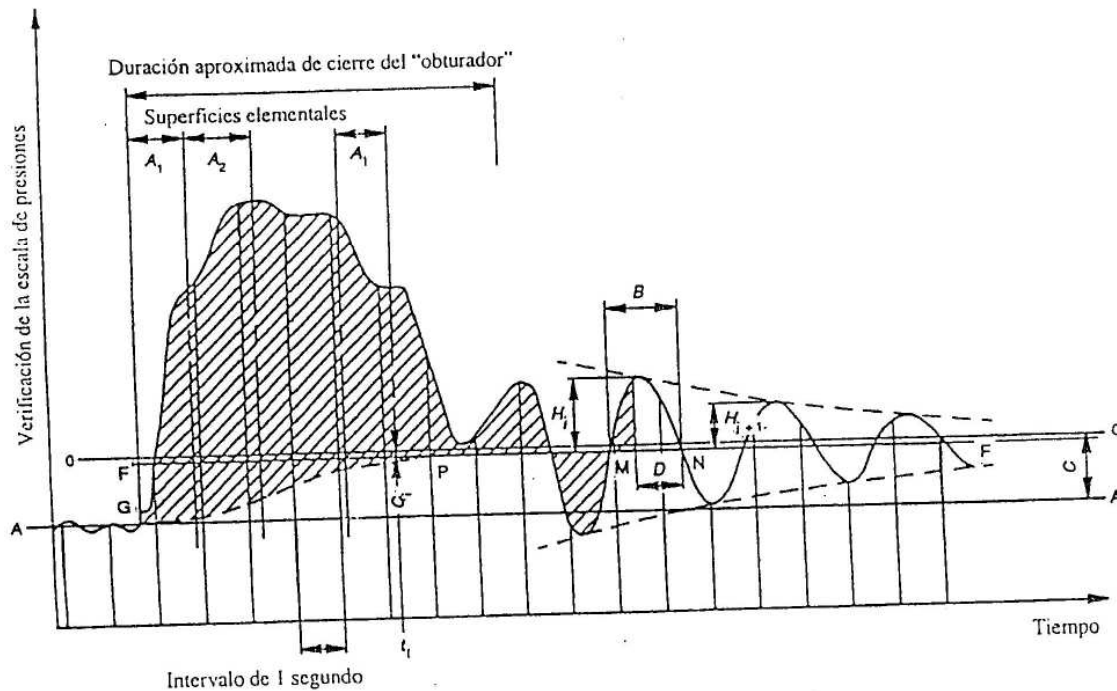


Fig. 29 – Ejemplo de diagrama presión-tiempo (Método del diagrama diferencial con empleo del aparato Gibson)

10.4.3.3 Captadores diferenciales. Los captadores diferenciales de pequeña inercia permiten registrar el diagrama presión-tiempo de manera más precisa y hacen posible la utilización de ordenadores.

10.4.3.3.1 Prescripciones propias del sistema de medición

- La frecuencia natural del sistema de medición debe ser diez veces superior a la frecuencia principal de la señal presión-tiempo.
- El tiempo de respuesta del sistema de medida debe ser inferior a 10^{-2} s.
- La linealidad del sistema de medida debe ser mejor que 2×10^{-3} sobre todo el campo de medida.
- La adquisición numérica de la función presión-tiempo necesita la utilización de un sistema de adquisición de datos que trabaje con una frecuencia superior o igual a 50 lecturas por segundo.
- No es admisible la saturación del sistema de medida, en el registro de la función presión-tiempo.
- El sistema de medición debe calibrarse "in situ", con una presión en el circuito igual a la presión estática media existente en la sección de medida más elevada, cuando el caudal es nulo.
- En caso de utilización de filtros pasa-baja o de dispositivos amortiguadores de presión para suprimir las fluctuaciones de alta frecuencia, no debe haber influencia sobre el valor de la integral de la presión diferencial.
- El sistema de adquisición de datos, no debe introducir errores superiores a 0.05% de la presión diferencial media y 1 ms.
- El sistema de medida no debe ser sensible a la temperatura o debe mantenerse a temperatura constante para evitar deriva térmica u otros problemas.

10.4.3.3.2 Cálculo del caudal. Las medidas de presión diferencial suministradas por los captadores son registradas numéricamente e introducidas en la memoria de un ordenador.

El caudal debe calcularse por:

$$Q = \frac{A}{\rho L} \cdot \int_0^t (\Delta p + \xi) dt + q$$

El programa de cálculo, así como todas las informaciones implicadas, deben ser puestas a disposición de todas las partes del contrato.

10.4.4 Método de diagramas separados

10.4.4.1 Modo operativo. En esta variante del método presión-tiempo, se registran independientemente las variaciones de presión en dos secciones de medición de la conducción. También se puede utilizar sólo una sección de medida, comparándola con la superficie libre de entrada, pero este método sólo se puede utilizar si no hay chimenea de equilibrio y en el caso en que la longitud de la conducción, para la que la determinación del factor de forma es difícil (abocinada, etc.), no exceda del 2% de la longitud total.

Además de los requisitos especificados en 10.4.2.1, la longitud de la conducción entre las dos secciones de medición de presión, no debe ser inferior a 50 m, y el factor de forma F del tramo entre la chimenea de equilibrio y la sección de medida aguas abajo, no debe ser inferior a cuatro veces la longitud del tramo entre la chimenea de equilibrio y la sección de medida aguas arriba.

El modo operativo es prácticamente el mismo que el descrito en 10.4.3.

Los aparatos utilizados en este caso se presentan esquemáticamente en la figura 30 y comprenden:

- un aparato de medida de la presión de agua de cada una de las secciones de medida;
- un dispositivo de calibrado para el sistema de medición de presión;
- un aparato de medición del tiempo;
- aparatos de medición del nivel de agua y de su variación en la chimenea de equilibrio;
- un dispositivo de registro.

Todos los elementos del sistema de medida y registro deben satisfacer los requisitos estipulados en 10.4.3.3.1

En el curso de cada secuencia deben registrarse los elementos siguientes:

- los diagramas de calibrado de los dispositivos de medición de presión antes y después del cierre del órgano de obturación;
- los diagramas presión-tiempo antes, durante y después de este cierre (es necesario registrar al menos cuatro ondas de presión después del fin del cierre);
- el diagrama del nivel de agua en la chimenea de equilibrio en función del tiempo, o bien, el nivel estabilizado después del fin del cierre, en el caso en que se empleara el método en una sola sección de medida

Deben efectuarse al menos cinco registros para cada punto

10.4.4.2 Cálculo del caudal

- a) Método planimétrico: el caudal de agua debe calcularse por la fórmula siguiente:

$$Q = \frac{g}{F} \left(\frac{A_{T_d}}{y_d S_d} - \frac{A_{T_u}}{y_u S_u} \right) + q$$

donde las notaciones utilizadas son las mismas que en 10.4.3.2.2., refiriéndose los índices u y d, a los diagramas de las secciones aguas arriba y aguas abajo respectivamente.

Las superficies netas totales A_{T_u} y A_{T_d} de los diagramas presión-tiempo, correspondientes a dos secciones de medición, se obtienen por planimetría después de determinar la línea final teniendo en cuenta las pérdidas de presión, por un procedimiento similar al que se describe en 10.4.3.2.2 y, si es preciso, las variaciones del nivel de agua en la chimenea de equilibrio.

- b) Método numérico: para evitar la planimetría, se pueden utilizar programas de cálculo de ordenador que permiten determinar la línea final, el área neta total, y por tanto, el caudal. Es necesario dividir los diagramas en unos treinta intervalos iguales de tiempo, siendo estos intervalos los mismos para los diagramas aguas arriba y aguas abajo. El cálculo debe repetirse un cierto número de veces, hasta que la diferencia entre dos aproximaciones sucesivas del caudal sea inferior al 0,1%.

10.4.5 Incertidumbre de medida. El método presión-tiempo requiere unos aparatos particularmente buenos y un equipo de especialistas altamente cualificados para efectuar los ensayos, la comprobación y estimar las incertidumbres de los resultados. En condiciones favorables, se puede estimar la incertidumbre total con un nivel de confianza del 95% en $\pm 1,5\%$ a $\pm 2\%$ aproximadamente, si se utiliza el método diferencial con ayuda de un ordenador, y en $\pm 1,8\%$ a $\pm 2,3\%$ en los otros casos.

Ciertas razones hacen pensar que la aplicación del método presión-tiempo en conducciones de diámetro inferior a 1 m lleva a sobreestimar el caudal.

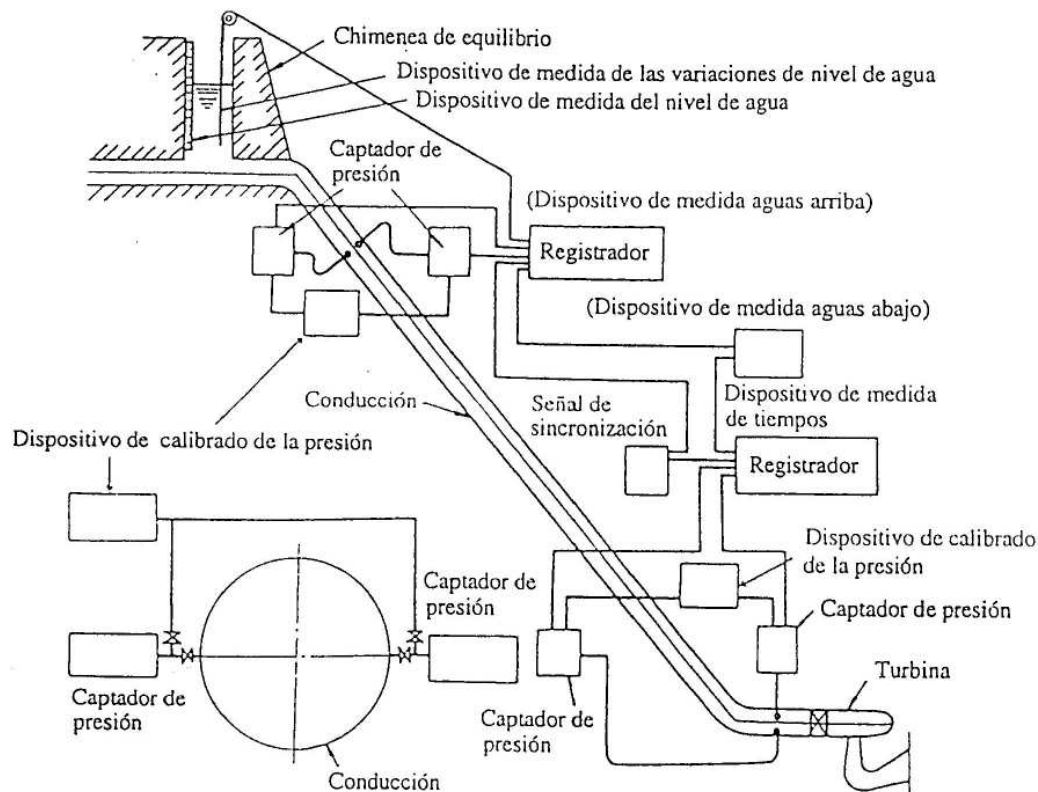


Fig. 30 – Medida presión-tiempo por el método de diagramas separados. Disposición de los aparatos

10.5 Métodos por trazador

10.5.1 Generalidades. Existen tres métodos básicos: dos de ellos conocidos con los nombres de "método de inyección a caudal constante" y "método por integración (inyección instantánea)", utilizan el principio de la dilución, mientras que el tercero, conocido con el nombre de "método del tiempo de tránsito", está basado en la medición del tiempo empleado por un trazador para recorrer una distancia dada entre dos secciones de una conducción o de un canal abierto. Sin embargo, en el estado actual de los conocimientos, y dado el campo de aplicación de esta norma, solamente se recomiendan el método de inyección a caudal constante y el método del tiempo de tránsito en conducción cerrada. Además, el método del tiempo de tránsito es preferible al método de inyección a caudal constante por los puntos atípicos y los errores aleatorios propios de este último.

Existen normas que tratan de estos métodos con empleo de trazadores radiactivos y no radiactivos. En los próximos apartados se hace referencia oportunamente a estas normas que pueden utilizarse en los límites indicados para los ensayos de recepción de turbinas hidráulicas y de bombas de acumulación. Estos métodos convienen particularmente cuando se dispone de grandes longitudes de conducción o cuando se puede aumentar la mezcla de trazador incluyendo la máquina en el tramo de medida o instalando mezcladores (por ejemplo generadores de turbulencia) porque la máquina, por sí misma, no produce una mezcla suficiente.

EN 60041:1994

- 82 -

10.5.2 Método de inyección a caudal constante

10.5.2.1 Principio del método. El principio de este método de medición del caudal consiste en inyectar un trazador de forma continua en el flujo principal con un caudal constante, y en determinar la concentración de trazador que resulta, con relación a su concentración inicial, en un punto lo suficientemente aguas abajo para que la mezcla esté asegurada.

No es necesario conocer las características geométricas de la conducción, pero es esencial asegurarse que no existen corrientes de retorno o transversales que podrían desviar parte del trazador. Además, durante la inyección del trazador su concentración en el agua en su estado natural debe ser constante y no debe exceder el 15% de la concentración de las muestras tomadas.

El caudal Q puede determinarse por:

$$Q = q \frac{C_1 - C_2}{C_2 - C_0}$$

donde

Q es el caudal a medir

q es el caudal de la solución de trazador inyectada.

C_0 es la concentración inicial del trazador en el agua en su estado natural.

C_1 es la concentración del trazador en la solución inyectada.

C_2 es la concentración del trazador en la sección de muestreo.

10.5.2.2 Aplicación del método. Se pueden utilizar trazadores radiactivos o no radiactivos, siempre que se apliquen las recomendaciones y procedimientos descritos en las partes 1, 2 y 3 de la Norma ISO 2975.

10.5.2.3 Incertidumbre de medida (véase 10.1.2). La Norma ISO citada en 10.5.2.2 da todas las prescripciones necesarias para efectuar las mediciones con éxito pero no indica un límite preciso de la incertidumbre resultante. Se requiere estimar las fuentes individuales de error sistemático en cada uno de los componentes de las medidas y combinarlos con los errores aleatorios, por el método indicado, para obtener una estimación de la incertidumbre total.

Cuando se emplean estos métodos para medir el caudal que atraviesa una máquina hidráulica en el transcurso de ensayos de recepción, es importante observar las limitaciones más estrictas indicadas en la norma correspondiente. Deben efectuarse ensayos apropiados para verificar que el trazador y los aparatos de medición se adaptan bien a las condiciones particulares de la instalación y que el reparto de las velocidades en el tramo de medición es aceptable.

Con buenas condiciones de medición y de flujo la incertidumbre sistemática al nivel de confianza de 95% puede estimarse en $\pm 1\%$ a $\pm 2\%$ aproximadamente.

10.5.3 Método del tiempo de tránsito

10.5.3.1 Principio del método. El método del tiempo de tránsito (llamado anteriormente "método de la velocidad salina de Allen") se basa en la medición del tiempo de tránsito de partículas "marcadas" del fluido entre dos secciones de la conducción separadas una distancia conocida.

El marcado de las partículas del fluido se realiza inyectando un trazador en el flujo lo suficientemente aguas arriba de las dos secciones de medida (es decir de detección); el tiempo de tránsito se determina por la diferencia de los tiempos medios de llegada del trazador a cada una de las secciones de detección. El caudal Q viene dado entonces por:

$$Q = \frac{V}{t}$$

donde

V es el volumen de la conducción entre las secciones de detección.

t es el tiempo medio de tránsito de las partículas marcadas.

Las características geométricas de la conducción deben por tanto medirse con precisión para obtener el volumen V . Sin embargo, una de las ventajas de este método es que no es necesario conocer la concentración del trazador en la conducción; solamente es preciso que la amplitud de la señal registrada por el paso de las partículas marcadas delante de cada detector sea proporcional a la concentración del trazador, no importando el coeficiente de proporcionalidad.

10.5.3.2 Aplicación del método. Se pueden utilizar trazadores radiactivos o no radiactivos, siempre que se apliquen las recomendaciones y procedimientos descritos en las partes 1, 6 y 7 de la Norma ISO 2975.

Todos los requisitos especificados en esta norma ISO son necesarios para utilizar estos métodos de medición del caudal con éxito en ensayos de recepción de turbinas hidráulicas o bombas de acumulación. En particular, el anexo A de la Norma ISO 2975-6 expone las condiciones detalladas para el empleo como trazador de una solución salina, así como las especificaciones de las válvulas de inyección, de los electrodos de detección y de los circuitos eléctricos asociados para la detección y el registro de las variaciones de conductividad del agua al paso de las partículas marcadas.

10.5.3.3 Incertidumbre de medida (véase 10.1.2). La norma ISO citada en 10.5.3.2, da todas las prescripciones necesarias para efectuar las mediciones con éxito, pero indica el límite preciso de la incertidumbre resultante.

Se requiere estimar las fuentes individuales de error aleatorio o sistemático de cada una de las componentes de las medidas enumeradas en la norma y combinarlos con los errores aleatorios por el método indicado, para obtener una estimación de la incertidumbre total.

Con buenas condiciones de medición y de flujo, la incertidumbre sistemática con un nivel de confianza del 95%, puede estimarse en $\pm 1\%$ a $\pm 1,5\%$ aproximadamente.

10.6 Vertederos

10.6.1 Principio de medición. El caudal se determina intercalando en el flujo de superficie libre un vertedero de pared delgada, midiendo la altura de lámina sobre el vertedero y utilizando una relación unívoca entre el caudal y la altura de lámina. Para que esta relación sea lo mejor conocida posible, se deben utilizar únicamente vertederos de tipo rectangular, sin contracción lateral, de coronación delgada, con una contracción completa en la coronación y vertido libre.

La fórmula fundamental para el cálculo del caudal se debe a Poleni y puede expresarse en la forma:

$$Q = \frac{2}{3} Cb \sqrt{2g} h^{3/2}$$

donde

Q es el caudal.

C es el coeficiente de caudal

b es la longitud de la coronación del vertedero (perpendicularmente al flujo)

g es la aceleración de la gravedad.

h es la altura de lámina medida aguas arriba del vertedero

10.6.2 Descripción del dispositivo de medición. La placa que constituye el vertedero debe ser lisa y plana, principalmente en su cara aguas arriba y debe permanecer así durante toda la duración de las mediciones.

Esta placa debe ser preferentemente de metal resistente a la erosión y a la corrosión. Debe ser rígida, instalarse perpendicularmente a las paredes y al fondo del canal.

La superficie de la coronación debe ser una superficie horizontal, plana y lisa y perpendicular a la cara aguas arriba del vertedero; su intersección con aquella debe ser rectilínea y formar una arista viva exenta de rebabas de mecanizado y de rayaduras. La longitud e de la arista, medida perpendicularmente a la cara aguas arriba, debe estar comprendida entre 1 mm y 2 mm. Si la placa del vertedero es más gruesa que la longitud de coronación permitida, la arista de aguas abajo debe estar achaflanada con un ángulo de 45° .

Debe asegurarse una aircación completa de la lámina. La ventilación debe ser suficiente para mantener el aire bajo la lámina aproximadamente a la presión atmosférica. La sección transversal de los orificios de ventilación debe ser por lo menos igual al 0.5% del producto de la longitud del vertedero b por la altura de la coronación s_1 por encima del nivel del agua en el canal de salida (véase la figura 31).

Durante los ensayos es necesario controlar el estado de la coronación y la forma de la lámina de vertido, para evitar condiciones desfavorables como una lámina adherente, un flujo perturbado turbulento o pulsatorio.

10.6.3 Condiciones de instalación. Normalmente, el vertedero se sitúa en el lado de baja presión de la máquina y ha de vigilarse que exista un flujo regular (exento de remolinos, de perturbaciones superficiales o de una cantidad notable de aire arrastrado) en el canal de llegada. No debe existir ni fuga ni aporte de agua entre la máquina y el vertedero.

Cuando el vertedero está situado a la salida de la máquina que se ensaya se debe dejar entre la salida de esta máquina o de la conducción de descarga y el vertedero una distancia suficiente para que se termine el desprendimiento de burbujas de aire antes de que el flujo llegue al vertedero. Si es necesario, deben utilizarse deflectores y pantallas estabilizadoras para obtener un reparto uniforme de las velocidades en toda la sección transversal. Debe corregirse, con pantallas adecuadas una superficie perturbada, contracorrientes sumergidas o cualquier asimetría.

El canal de llegada debe ser rectilíneo, de una sección transversal uniforme y con paredes lisas en una longitud por lo menos igual a diez veces la longitud b de la coronación del vertedero. Si se utilizan pantallas o deflectores de estabilización deben situarse aguas arriba a una distancia del vertedero superior a la longitud prescrita anteriormente. En toda esta longitud la pendiente de la solera debe ser muy reducida ($<0,005$). Si es necesario, se puede colocar un dispositivo de decantación pero no debe perturbar el flujo regular del agua a lo largo de la cara de aguas arriba del vertedero.

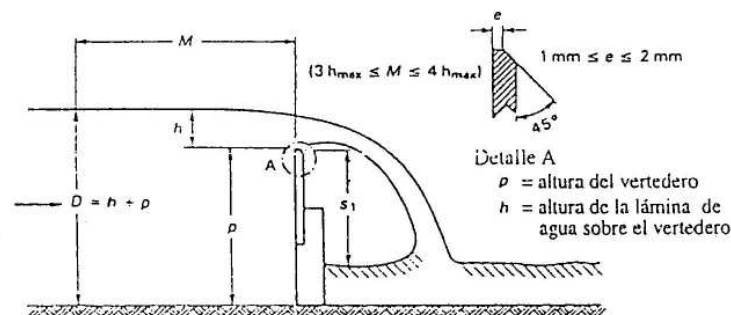


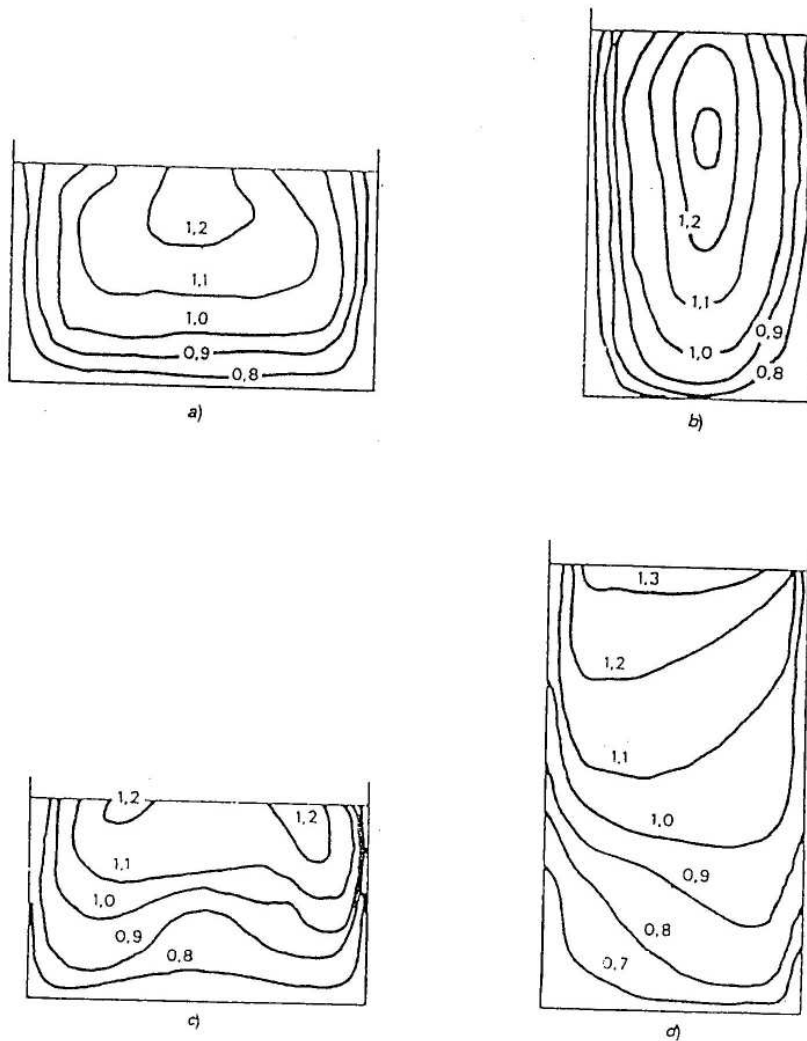
Fig. 31 – Esquema de un vertedero rectangular de pared delgada

Las paredes del canal, por encima del nivel de la coronación del vertedero, deben prolongarse sin discontinuidad aguas abajo del mismo en una longitud por lo menos igual a $0.3 h_{max}$.

Antes del comienzo de los ensayos se recomienda controlar el reparto de velocidades de llegada en el canal mediante una exploración mediante molinetes. La figura 32 muestra algunos ejemplos típicos de reparto de velocidades.

10.6.4 Medición de la altura de lámina. La altura de lámina h , sobre la coronación, debe medirse aguas arriba a una distancia comprendida entre tres o cuatro veces la altura máxima de lámina. Para determinar h el número de puntos de medición uniformemente espaciados a través del canal debe ser el siguiente:

<i>Longitud de coronación b</i>	<i>Número de puntos de medición</i>
Si $b < 2$ m	2
$2 \text{ m} \leq b \leq 6$ m	3
$b > 6$ m	4 como mínimo



NOTA
 Las distribuciones de velocidad en *a* y *b* proporcionan ejemplos de distribuciones normales observadas que son claramente aceptables.
 Las distribuciones de velocidad en *c* y *d* muestran desviaciones significativas respecto de una distribución normal lo que puede ser el resultado en el límite de la medición en la especificada.

Fig. 32 - Ejemplos de distribuciones de velocidad en el canal de llegada

No obstante, este número puede reducirse sin ser inferior a 2 cuando las velocidades de llegada sean pequeñas y el reparto de velocidades particularmente regular.

Las medidas de la altura de lámina en cada punto de medición no deben diferir en más del 0,5%. Si no es así deberá hacerse un esfuerzo para remediarlo con ayuda de pantallas, deflectores o placas flotantes. La media aritmética de todas las medidas de altura debe utilizarse para calcular el caudal.

La medición de la altura de lámina puede efectuarse con ayuda de limnímetros de punta recta o de punta curvada (véase 11.5.4.2.), con visor óptico o con contacto eléctrico, o bien con flotadores (véase 11.5.4.3). Estos aparatos deben situarse en pozos de tranquilización dispuestos a los lados del canal de llegada, comunicándose con el canal por tubos de unión que terminan en tomas de presión enrasadas con la pared del canal y que tienen un diámetro de 3 mm a 6 mm con una longitud por lo menos igual al doble de su diámetro (véase 11.5.4.8). El agua del pozo de tranquilización debe purgarse periódicamente para asegurarse que su temperatura sea próxima a la del canal en ± 2 °C, aproximadamente. Si no es posible utilizar pozos de tranquilización, pueden emplearse limnímetros de punta recta directamente en el canal, pero entonces se debe doblar el número de puntos de medición indicado anteriormente y hacer por lo menos dos observaciones independientes para cada lectura.

En todos los casos deben hacerse varias lecturas de la altura de lámina en cada punto de medición a intervalos de tiempo regulares para verificar que se han alcanzado las condiciones de flujo estabilizado.

Antes y después de cada serie de medición se debe controlar con precisión el cero. Para esto debe preverse una punta cuya extremidad, situada exactamente al nivel del umbral del vertedero, esté fijada permanentemente en el canal de llegada o bien en el pozo de tranquilización o en el pozo con flotador, si se han previsto.

Cuando el flujo puede interrumpirse, el ajuste del cero puede controlarse con ayuda de un nivel de anteojo y una mira, o con ayuda de una regla y un nivel de burbuja, estando el canal vacío (véase la figura 33a), o con ayuda de un aparato especial fijado directamente sobre la coronación, estando rebajado el plano de agua un poco por debajo de aquél (véase la figura 33b).

El control del cero, basado en el nivel del agua cuando cese el flujo, está sujeto a graves errores debidos a los efectos de la tensión superficial, por lo que este método no debe emplearse.

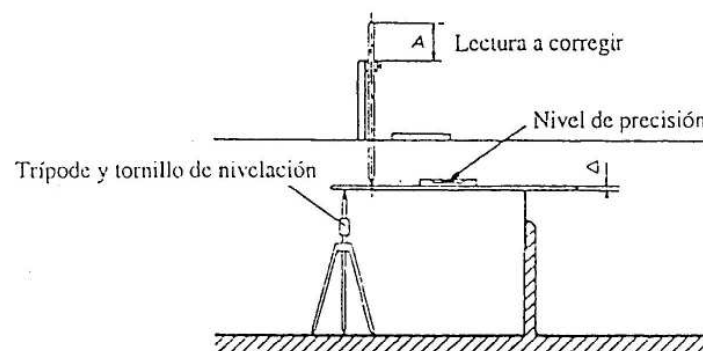
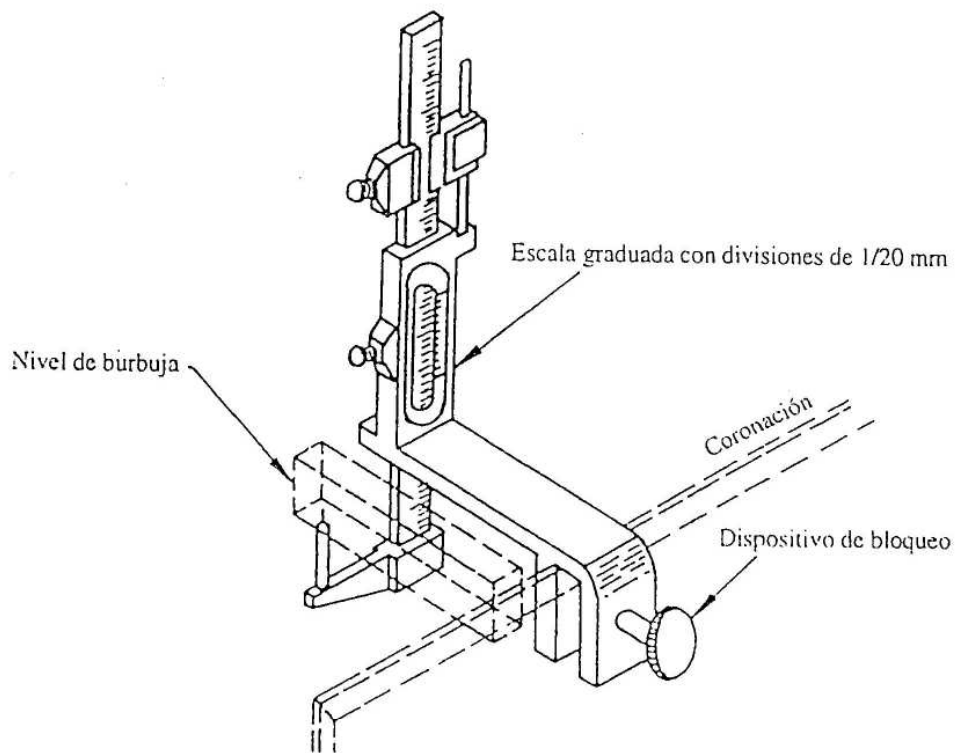
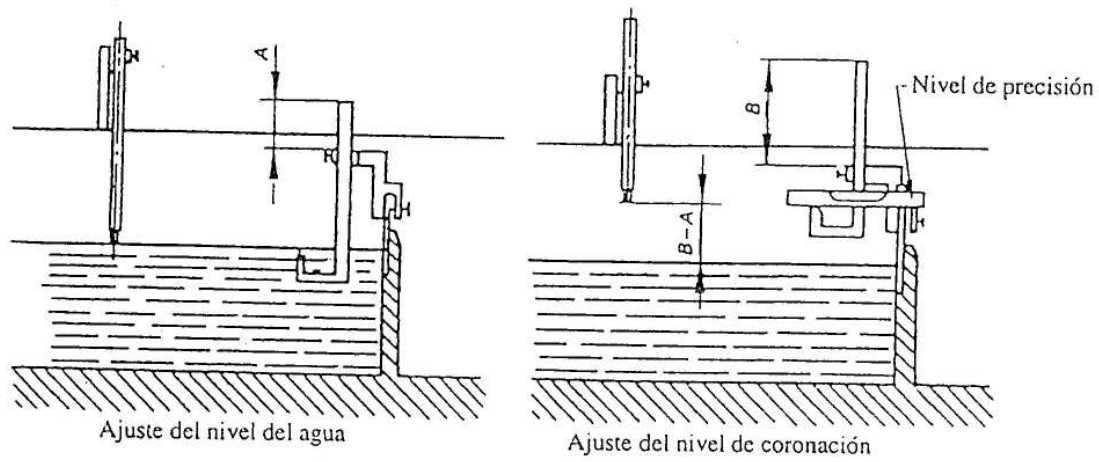


Fig. 33a – Ajuste del cero con el canal vacío



Detalle de la instrumentación en posición de ajuste del nivel de coronación.

Fig. 33 b - Ajuste del cero con el agua en reposo

10.6.5 Fórmulas de caudal. Entre las numerosas fórmulas empíricas que se han propuesto para expresar la relación altura-caudal, la fórmula de la SIA (Sociedad Suiza de Ingenieros y Arquitectos- 1924), la fórmula de Rehbock (1929), la fórmula de Kindsvater-Carter (1959) y la fórmula del IMFT (Instituto de Mecánica de los Fluidos de Toulouse-1967) parecen ser las preferibles*.

Cada una de estas fórmulas se ha establecido en condiciones experimentales especiales y debe utilizarse dentro de los límites cubiertos por los experimentos. Incluso en estas condiciones, las diferencias entre los valores del caudal calculado según las diferentes fórmulas pueden alcanzar puntos porcentuales.

En tales circunstancias, la fórmula media siguiente debe utilizarse para calcular el caudal:

$$Q = \left(0,4077 + 0,0497 \frac{h}{p} \right) b \sqrt{2g} h^{3/2}$$

con las restricciones dimensionales siguientes:

$$\begin{aligned} b &\geq 0,40 \text{ m} \\ p &\geq 0,30 \text{ m} \\ 0,06 \text{ m} &\leq h \leq 0,80 \text{ m} \\ 0,15 &\leq h/p \leq 1,00 \end{aligned}$$

Debe evitarse la utilización simultánea de los valores extremos de más de uno de estos parámetros.

10.6.6 Incertidumbre de medida (véase 10.1.2). La precisión de las medidas efectuadas con un vertedero rectangular de pared delgada depende de la precisión de las medidas de la altura de lámina y de la longitud de coronación, así como de la precisión del coeficiente de caudal utilizado. Es deseable, siempre que sea posible, calibrar el vertedero en las condiciones existentes de instalación y de utilización.

En ausencia de tal calibrado y si no se ha obtenido ningún acuerdo mutuo entre las diferentes partes para utilizar una de las fórmulas experimentales anteriores, el caudal debe calcularse con ayuda de la fórmula media indicada en 10.6.5.

Con esta fórmula, y en los límites dimensionales prescritos más arriba, la incertidumbre (con un nivel de confianza del 95%) debida al error de precisión en el coeficiente de caudal está en una gama de $\pm 1,5\%$, a condición de que el vertedero satisfaga las prescripciones requeridas, durante toda la duración de los ensayos.

Las diferencias en el reparto de las velocidades de llegada, una coronación embotada, una rugosidad demasiado grande de la cara aguas arriba del vertedero o una aireación imperfecta bajo la lámina de vertido, pueden alterar sensiblemente la relación altura-caudal.

Fuera de los límites dimensionales anteriores de b , p y h , la incertidumbre en el coeficiente de caudal puede aumentar considerablemente. Esto es particularmente cierto para valores de h/p inferiores a 0,25.

Con buenas condiciones de medición y de flujo, la incertidumbre sistemática, con un nivel de confianza de 95%, puede estimarse entre $\pm 1,7\%$ y $\pm 3\%$, aproximadamente.

10.7 Aparatos normalizados de presión diferencial

10.7.1 Principio del método. Este apartado trata el método de medición del caudal que consiste en instalar en la conducción un dispositivo (diafragma, tobera o tubo de Venturi) que cree una sección estrangulada y en medir la diferencia de presión así engendrada. No trata pues los dispositivos de control piezométrico, tales como el método Winter-Kennedy, que facilita sólo un valor relativo o valor indicio del caudal (véase el capítulo 15).

* Estas fórmulas pueden consultarse en la Norma ISO 1438-1

10.7.2 Campo de aplicación. El método de medición del caudal, con aparatos de presión diferencial, es el objeto de la Norma ISO 5167, completada por la Norma ISO 2186 en lo que se refiere a la transmisión de la señal de presión.

Estas normas dan todas las indicaciones necesarias relativas al diseño e instalación del elemento primario, la elección de la sección de medida, el valor del coeficiente de caudal, el cálculo del caudal y de su incertidumbre. Estas normas son aplicables sólo en los límites de diámetro D de la conducción y del número Re_D de Reynolds precisados en la tabla 1. El anexo B de la Norma ISO 5167 da indicaciones para la utilización de tubos Venturi fuera de estos límites.

Tabla 1
Límites dimensionales y de número de Reynolds para los dispositivos de presión diferencial
(valores extraídos de la Norma ISO 5167)

Tipo de dispositivo	D (mm)		Re_D^{21}	
	Mínimo	Máximo	Mínimo ¹⁾	Máximo
Diafragma				
- con tomas en los ángulos	50	1 000	5×10^3	∞
- con tomas D y $D/2$ o con toma en la brida	50	1 000	3×10^3	∞
Tobera - ISA 1932	50	500	2×10^4	10^7
- de radio largo	50	630	10^4	10^7
Tubo de Venturi clásico				
- con convergencia de fundición en bruto	100	800	2×10^5	2×10^6
- con convergencia mecanizada	50	250	2×10^5	10^6
- con convergencia en chapa soldada en bruto	200	1 200	2×10^5	2×10^6
Tobera-venturi	65	500	3×10^4	2×10^6

1) Para los diafragmas, las toberas ISA 1932 y las toberas-Venturi, los valores mínimos reales de Re_D dependen del diámetro D y/o de la relación de diámetros d/D .

2) De acuerdo con la Norma ISO 5167,

$$Re_D = \frac{v_1 D}{\nu_1}$$

donde

v_1 es la velocidad media del flujo aguas arriba ($m \times s^{-1}$).

D es el diámetro interior de la conducción aguas arriba (m).

ν_1 es la viscosidad cinemática del fluido ($m^2 \times s^{-1}$).

10.7.3 Incertidumbre de medida. Cuando es posible respetar las prescripciones de las normas ISO, no es necesario calibrar estos aparatos y se pueden adoptar los coeficientes de caudal indicados en las normas si la precisión a la que conducen puede considerarse como satisfactoria. La Norma ISO 5167 da todos los elementos necesarios para determinar la incertidumbre total de las medidas de caudal. A título indicativo, con buenas condiciones de medición y de flujo, la incertidumbre sistemática, con un nivel de confianza del 95% (véase 10.1.2) puede estimarse aproximadamente en:

a) Diafragmas, toberas ISA 1932 o tubos de Venturi clásicos con convergente bruto de fundición: $\pm 1\%$ a $\pm 1,5\%$.

b) Otros aparatos: $\pm 1,5\%$ a $\pm 2\%$.

10.8 Método volumétrico

10.8.1 Principio del método. El método clásico de aforo volumétrico se limita a pequeños caudales, a causa del tamaño de las cisternas o depósitos que necesitaría. Es por lo que normalmente no puede utilizarse para mediciones de caudal "in situ".

Sin embargo, puede adoptarse una variante de este método para medir caudales importantes. Consiste en determinar la variación del volumen de agua almacenado en el embalse aguas arriba o aguas abajo, a partir de la variación del nivel de agua. Si es necesario, deben tomarse medidas para aislar el embalse, de manera que no existan aportaciones ni fugas durante las mediciones.

Para tales aforos volumétricos no hay límite para el valor del caudal siempre que durante una secuencia, la variación de la energía hidráulica específica sea inferior al 1% (salvo que se acuerde otro valor diferente) y que obedezca a las prescripciones requeridas (véase 5.2); la medición de las otras magnitudes necesarias para la determinación del rendimiento debe extenderse a todo el período durante el que se mide la variación del nivel del agua. Por lo tanto, debe tenerse en cuenta cualquier variación de la potencia o de la energía hidráulica específica durante el tiempo de medición.

10.8.2 Embalses para aforos volumétricos

10.8.2.1 Naturaleza y forma de los embalses. Los embalses artificiales más apropiados para los aforos volumétricos son los embalses de hormigón de pared vertical (por ejemplo, el depósito superior de una instalación de bombeo de acumulación). Sin embargo, cuando aumentan las dimensiones se encuentran sobre todo embalses de hormigón de paredes inclinadas; los aforos volumétricos son particularmente fáciles si la pendiente de las paredes permanece constante en todo el campo de medición. La forma de un embalse y la pendiente de las paredes deben considerarse con cuidado en el momento de la concepción de las instalaciones, si el embalse debe utilizarse para aforos volumétricos.

Los embalses naturales pueden utilizarse sólo raramente para aforos volumétricos, porque no se puede obtener la misma precisión que en los embalses artificiales. Sin embargo, se puede mejorar la precisión desbrozando completamente las riberas y remodelándolas en lo posible en todo el ámbito previsto de medición. Como la naturaleza de las riberas entraña una absorción o una adsorción de agua, en el llenado o en el vaciado del embalse el volumen real es superior al volumen geométrico.

10.8.2.2 Volumen de los embalses. La medición del contenido del embalse, en función de los niveles, puede ejecutarse de manera tanto más precisa cuanto más sencilla es la planta del embalse y más inclinadas son sus paredes. Se puede determinar el volumen por mediciones geométricas o por fotogrametría.

En todos los puntos de medición es necesario prever adecuadas referencias de nivel de material inoxidable, cuyas cotas deben relacionarse con la referencia principal de nivelación (véase 4.4.3).

10.8.2.3 Elección del campo útil de nivel de agua. Para los embalses de pared oblicua y sección asimétrica, es útil utilizar una fórmula de interpolación matemática y un ordenador para determinar los valores de tarado, a intervalos constantes de altura. Una representación de la calibración permite entonces determinar el intervalo de altura más adaptado a la medición del caudal. Los ensayos deberán desarrollarse en este intervalo y la duración de cada secuencia deberá ser tal que la incertidumbre sobre la variación de volumen sea inferior a $\pm 1\%$.

10.8.2.4 Número y disposición de los puntos de medición. La medición del nivel de agua en el embalse será más fácil y precisa si la disposición de los puntos de medición y su acceso han sido estudiados en el momento de la construcción del embalse.

El nivel de agua debe medirse simultáneamente, por lo menos en cuatro puntos repartidos convenientemente. En los embalses de forma irregular se recomienda aumentar suficientemente el número de puntos de medición, para obtener un valor medio representativo del nivel medio del agua, en particular si hay viento o si las velocidades del agua en el embalse no son despreciables.

En cada uno de los puntos de medición se debe proceder a las disposiciones precisas para los aparatos previstos de medición. En la mayoría de los casos, es necesario instalar pozos o tubos de tranquilización en los que se montarán los limnómetros o los flotadores (véase 11.5.4.8 y 11.5.4.3). La utilización de un aparato de burbujas, que necesite aire comprimido, requiere sólo un mínimo de disposiciones (véase 11.5.4.7). También se pueden utilizar escalas limnimétricas (véase 11.5.4.4.) que pueden ser o verticales (fijadas en las paredes o en un soporte en escalera según las circunstancias) o inclinadas siguiendo la pendiente de las riberas; entonces hace falta asegurar una lectura precisa de los niveles con puestos regulables de observación o con tramos de escalera. También hay que prever hitos fijos de nivelación como se indica en 10.8.2.2., que permitan relacionar las escalas entre sí y con la referencia principal de nivelación y convertir eventualmente las mediciones a lo largo de paredes inclinadas en cotas verticales. En el apartado 11.5. se dan indicaciones sobre las mediciones de nivel del agua.

10.8.3 Ejecución de las mediciones

10.8.3.1 Influencias perturbadoras. Dependiendo del tamaño y situación del embalse y del nivel del agua seleccionado para las medidas, la influencia del viento sobre el nivel real del agua puede ser tan importante que solo sea posible realizar medidas durante períodos de calma. Es posible, y aconsejable, realizar un control de esta influencia por comparación de los niveles de agua medidos en diferentes puntos, estando cerradas las válvulas de guarda de todas las máquinas.

Las disposiciones previstas en 10.8.2.4. pueden ser suficientes para evitar errores debidos a olas pequeñas, pero si se produce un oleaje mayor o de período largo, deben interrumpirse las mediciones hasta que el oleaje desaparezca.

Ha de estimarse la influencia de la lluvia o de la evaporación, y si es necesario, deben interrumpirse las mediciones hasta un momento más favorable.

Las fugas a través de las paredes de un depósito artificial o a través del fondo de un embalse natural pueden afectar notablemente a las medidas. Se debe estimar la importancia de las fugas midiendo la variación del nivel en períodos de larga duración, con todas las máquinas paradas. Esta estimación debe hacerse para un cierto número de niveles diferentes en el embalse y en las condiciones más próximas posibles a las de los ensayos reales, particularmente en lo que se refiere al grado de saturación de agua de los suelos próximos. Para los depósitos artificiales se puede hacer igualmente este control midiendo directamente sus fugas.

Todas las observaciones anteriores se aplican igualmente a los posibles aportes al embalse.

En razón de todos los efectos perturbadores indicados anteriormente, la cota de referencia de cada limnómetro no puede deducirse de la superficie del plano del agua, cuando todas las válvulas están cerradas. Se recomienda una nivelación cuidadosa de cada uno de estos limnómetros con relación a una marca de referencia.

10.8.3.2 Duración de la medición. La duración de la medición viene dada por el tiempo en que el plano de agua barre el campo de medición definido en 10.8.2.3.

Si sólo se puede obtener la diferencia de nivel deseada, con una duración excesiva de medición, resultará probablemente un aumento de la incertidumbre en la determinación de la potencia y del salto medios.

El número de lecturas durante la duración de una secuencia debe ser tal que se pueda establecer un gráfico preciso de la variación del nivel del agua en función del tiempo; estas lecturas deben estar más próximas entre sí al comienzo y al final de la secuencia. Para conseguirlo, es obligatorio que las mediciones sean simultáneas en todos los puntos.

10.8.3.3 Medición de magnitudes distintas del caudal. Las mediciones de la presión o del nivel utilizadas para determinar la energía hidráulica específica, las lecturas de los vatímetros para la medición de la potencia y las mediciones de la velocidad de rotación éstas son particularmente importantes para el funcionamiento en bomba deben efectuarse simultáneamente con las mediciones del nivel del agua en el embalse.

Se recomienda efectuar una serie de atores volumétricos para calibrar, a diferentes regímenes de funcionamiento un dispositivo de control secundario del caudal (véase el capítulo 15). Pueden llevarse a cabo ensayos indicados para ampliar el programa general de ensayos, para controlar la constancia del caudal durante la duración de un atore volumétrico, y para conocer su evolución durante una secuencia, cuando la variación de la energía hidráulica específica es significativa.

10.8.4 **Análisis de los resultados de los ensayos.** Las cotas medias del plano de agua se calculan a partir de medidas simultáneas efectuadas en diferentes puntos.

El caudal medio, durante la duración de la secuencia, resulta de la variación del volumen de agua dado por el cuadro de tarado (véase 10.8.2.3) entre los niveles de comienzo y fin de la secuencia y del tiempo de medición correspondiente.

Hay que asegurarse de la estabilidad del caudal durante la duración de la medición, determinando valores intermedios del caudal referidos a intervalos de tiempo más cortos, comprendidos en la duración total. Estos valores deben compararse a los que se habrán deducido de las mediciones indicadas, realizadas durante los mismos intervalos de funcionamiento.

Todas las lecturas individuales deben registrarse para disponer de elementos para determinar la incertidumbre aleatoria.

10.8.5 **Incertidumbre de medida** (véase 10.1.2). Para el método volumétrico de medición del caudal, la incertidumbre de medida es función, en primer lugar, de la definición de la superficie o del volumen del embalse. Para los grandes embalses, solamente pueden indicarse valores aproximados que pueden variar según las dimensiones y la forma de los embalses, así como, según la amplitud de medios utilizados para determinar las superficies y las cotas. Por esto, es imperativo que estos valores aproximados se controlen en cooperación con los servicios responsables de los tarados del embalse.

Valores aproximados de la incertidumbre sobre la definición del volumen:

- a) embalse en hormigón con pared vertical: $\pm 0,5\%$ a $\pm 0,8\%$;
- b) embalse en hormigón con pared inclinada: $\pm 0,7\%$ a $\pm 1\%$.

En el caso b) se supone que el tarado se efectúa por triangulación, nivelación, fotogrametría y levantamientos taquimétricos complementarios.

Para los embalses naturales no es posible dar ninguna indicación general (véase 10.8.2.1).

Además de esta incertidumbre que resulta del tarado del embalse, hay que tener en cuenta:

- a) la incertidumbre de la medición del tiempo de llenado o de vaciado;
- b) la incertidumbre sobre la determinación de la cota del plano de agua, que ha de definirse para cada secuencia, en función de las condiciones de medición y de las diferentes fuentes de error enumeradas en 10.8.3.1.

En buenas condiciones la incertidumbre sistemática, con un nivel de confianza del 95% puede estimarse entre $\pm 1\%$ y $\pm 2\%$ aproximadamente.

Para el ensayo de recepción de una turbina-bomba, cuyas garantías contractuales dan un peso igual al rendimiento como turbina y como bomba, en muchos casos puede ignorarse el error sobre la evaluación de las superficies del embalse para la determinación de la incertidumbre global, siempre que todas las mediciones se efectúen en el mismo campo de nivel.

11 ENERGÍA HIDRÁULICA ESPECÍFICA DE LA MÁQUINA

11.1 Generalidades

11.1.1 **Objeto.** La energía hidráulica específica de la turbina es una de las características principales y debe calcularse durante cualquier ensayo de una máquina hidráulica.

La fórmula que permite evaluarla se da en 2.3.6.2. El anexo F explica cómo se establece la fórmula.

La energía específica neta de aspiración es igualmente una característica importante y deberá determinarse normalmente. Su fórmula se da en 2.3.6.9.

11.1.2 Método de determinación. Para determinar la energía hidráulica específica de la máquina es necesario determinar la energía específica del agua en las secciones de referencia, de alta y de baja presión. En la práctica, no siempre es posible medir la presión en las secciones de referencia. Se determina, entonces, la presión absoluta, la velocidad media y la cota en secciones de medida situadas lo más cerca posible de las secciones de referencia correspondientes y elegidas de manera que se puedan realizar medidas de gran precisión.

Siempre que sea posible se utilizarán métodos directos para la medida de la presión, en particular en el lado de baja presión, donde la sección de medida debería situarse en el tubo de aspiración. En ciertos casos este método debe reemplazarse por una medida del nivel libre del agua.

11.1.3 Condiciones de régimen estabilizado y número de lecturas. Las lecturas necesarias para determinar la energía hidráulica específica se harán sólo cuando se alcancen las condiciones de régimen estabilizado descritas en 5.2.1. y a intervalos regulares como se precisa en 4.7.2. El número de lecturas y los intervalos que las separan serán conforme a las indicaciones de 5.1.2. Si se registran las medidas (gráficos, bandas perforadas o magnéticas), por lo menos deberían tomarse dos lecturas directas por secuencia, a título de control.

11.2 Determinación de la energía hidráulica específica

11.2.1 Secciones de medida

11.2.1.1 Generalidades. Las condiciones básicas para obtener una determinación precisa de la energía hidráulica específica se mencionan en 11.1.2. Las características requeridas para una sección de medida de presión se dan en 11.4.1.

11.2.1.2 Secciones de medida desplazadas. La razón principal para desplazar una sección de medida con relación a la sección de referencia durante la fase de proyecto es la perturbación del flujo debida a la misma máquina o a la conducción y sus accesorios. Un desplazamiento así puede igualmente hacerse obligatorio durante el ensayo si no se han previsto disposiciones de medida adecuadas.

La sección de referencia del lado de alta presión de una bomba es un caso típico donde la distribución de presión y de velocidad puede ser tal que el cálculo de la energía hidráulica específica a partir de los valores medios llevaría a errores significativos. Una sección de medida situada a algunos diámetros de la conducción después de la bomba permitirá, generalmente, aumentar la fiabilidad de las medidas.

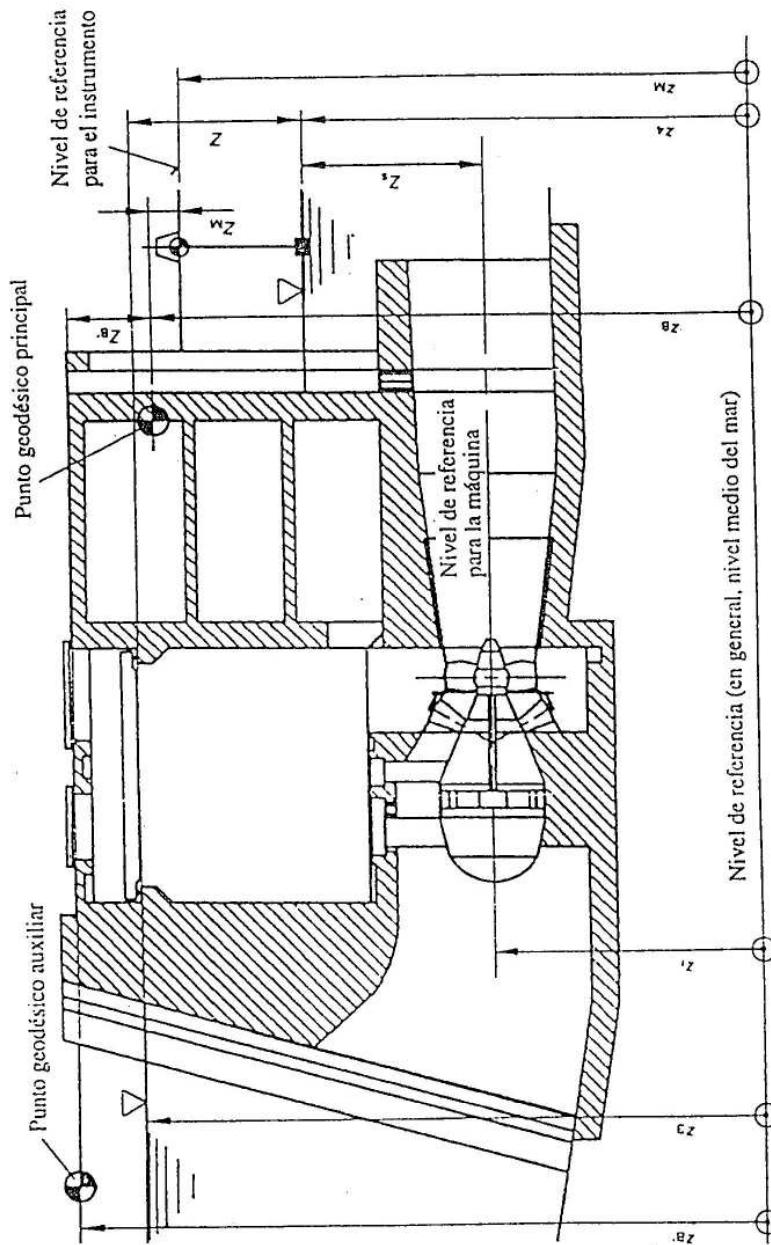
Una válvula mariposa situada cerca de la sección de referencia de alta presión de una turbina es otro caso difícil, porque las pérdidas debidas a la válvula son tan difíciles de evaluar como el efecto de la válvula sobre las medidas.

Otro caso difícil aparece cuando la sección de medida de alta presión de una turbina no se puede situar aguas abajo de las rejillas de entrada. En este caso el cálculo de las pérdidas de energía hidráulica específica deberá ser objeto de un acuerdo antes del comienzo de los ensayos.

Si no se han previsto tomas de presión y no pueden instalarse para los ensayos es necesario localizar las secciones de medida en lugares donde sea accesible el flujo; tales emplazamientos son frecuentemente secciones de flujo de superficie libre. En particular, si no es posible medir la presión dentro del tubo de aspiración, debe medirse el nivel en el canal del lado de baja presión directamente por encima de la salida (para una turbina) o de la entrada (para una bomba) del tubo de aspiración o tan cerca de ella como sea posible (véase la figura 40).

11.2.1.3 Corrección de la energía hidráulica específica para secciones de medida desplazadas. Cuando la sección de medida no es la sección de referencia, la pérdida de energía hidráulica específica entre estas dos secciones se tendrá en cuenta haciendo intervenir la dirección del flujo, el reparto de las velocidades, la posición relativa de las dos secciones y la recuperación real de energía cinética que puede ocurrir entre ellas. La evaluación de esta pérdida puede basarse en conocimientos teóricos y en experiencias prácticas.

Antes de decidir utilizar una sección de medida desplazada se debe examinar la incertidumbre introducida por la evaluación de la pérdida de energía hidráulica específica comparada con la debida a condiciones favorables de medida en la sección de referencia.



$Z = z_1 + z_2$ (Altura geométrica de la instalación, véase 2.3.7.1)
 $Z_1 = z_1 + z_2$ (Altura geométrica de aspiración, véase 2.3.7.8)
 $Z_0 = z_0 + z_1$ (véase figuras 34 a)
 $Z_{01} = z_0 + z_1$ (véase figuras 34 a)
 V es el nivel del agua.

z_1 = nivel de referencia para la máquina (véase 2.3.7.10)
 z_0 = cota del punto geodésico principal (véase 11.2.2.2)
 z_1 = cota del punto geodésico auxiliar (véase 11.2.2.2)
 z_0 = Nivel de referencia del instrumento (véase 11.2.2.3)

Fig. 34 b – Ejemplo indicativo de las cotas y alturas principales

2.3 Densidad del agua. La definición de 2.3.6.2 permite calcular la densidad media del agua como la media de las densidades en las dos secciones de referencia.

Como la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida de la máquina es pequeña, la temperatura del agua en la sección de referencia de baja presión puede utilizarse para calcular las densidades que entran en la evaluación de $\bar{\rho}$ (véase 9.2.4).

2.4 Energía cinética específica. El término de energía cinética específica se determina, en una sección de medida cualquiera, a partir de la velocidad media del agua en esa sección. La velocidad media v se calcula dividiendo el caudal real Q que atraviesa la sección entre su área. Este área debe medirse o puede deducirse de los planos de construcción, si el término de energía cinética específica es pequeño con relación a la energía hidráulica específica total.

Por convención, la energía cinética específica en una sección de referencia se toma igual a $e_c = \frac{v^2}{2}$

Se aplica la misma convención cuando la sección de medida está desplazada con relación a la sección de referencia permaneciendo dentro de los límites de la máquina.

Cuando la sección de medida del lado de baja presión debe situarse fuera del tubo de aspiración (véase la figura 40) el cálculo de la velocidad media en la sección de medida se expone en 11.2.5.3.2.

11.2.5 Fórmulas simplificadas

11.2.5.1 Generalidades. Como se indica en el anexo F, la fórmula general dada en 2.3.6.2, es una aproximación aceptable al valor exacto de la energía hidráulica específica de la máquina. El error relativo debido a esta aproximación es inferior al 0,02%.

Para la energía hidráulica específica de la máquina, la variación de g con la cota es generalmente despreciable y el valor de g puede calcularse a la cota de referencia z_r de la máquina (véase 2.3.7.10). Son posibles otras simplificaciones en cada caso particular y se pueden introducir aproximaciones, por ejemplo, cuando la compresibilidad del agua o la diferencia de presión atmosférica entre las secciones 1 y 2 pueden despreciarse.

Las fórmulas simplificadas establecidas en este apartado son típicas de las instalaciones de medida descritas. Únicamente se consideran las instalaciones más comunes. No se utilizará una fórmula simplificada para una instalación diferente, sin afinar cuidadosamente si conviene a este caso particular.

11.2.5.2 Medidas mediante tomas de presión

11.2.5.2.1 Medida de la presión diferencial. La figura 35 esquematiza las instalaciones de medida de la energía hidráulica específica de la máquina cuando se utiliza un manómetro diferencial. Esta solución está especialmente indicada para las máquinas de salto bajo, pero puede ampliarse a la gama de saltos para lo que se dispone de aparatos de medida suficientemente precisos y sensibles.

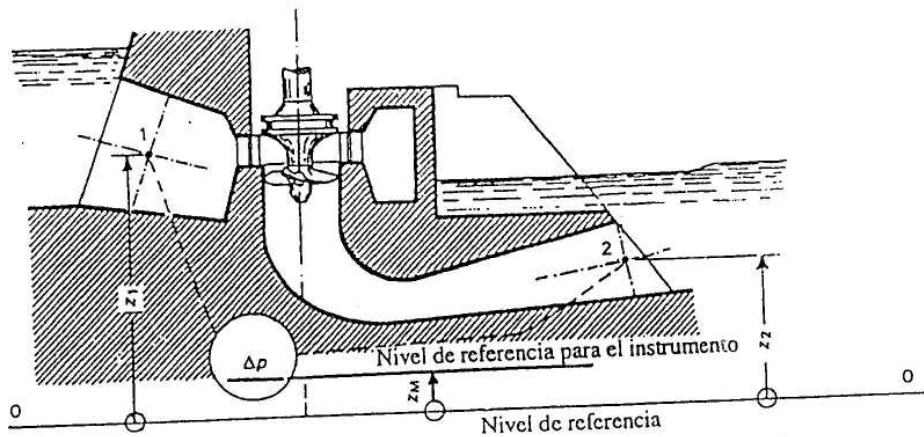


Fig. 35 – Determinación de la energía hidráulica específica de una máquina mediante un manómetro diferencial

$$E = \bar{g} H = \frac{p_{abs_1} - p_{abs_2}}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2)$$

De la medida de la diferencia de presión se deduce:

$$\frac{p_{abs_1} - p_{abs_2}}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} + \bar{g} \left[(z_2 - z_M) \frac{\rho_2}{\rho} - (z_1 - z_M) \frac{\rho_1}{\rho} \right]$$

Para máquinas de salto bajo ($\Delta p < 400\,000$ Pa) se desprecia la compresibilidad del agua y se supone que

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho} \text{ (véase 11.2.3)}$$

Por tanto, la fórmula simplificada es:

$$E = \frac{\Delta p}{\rho_2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

11.2.5.2.2 Medida separada de las presiones

a) Máquinas de salto bajo

La figura 36, idéntica a la figura 5 a, se refiere a las máquinas de salto bajo donde la presión se mide en las dos secciones con manómetros de columna de agua.

Se introduce una aproximación en este caso: se desprecia la compresibilidad del agua ya que las diferencias de presión no exceden de $400\,000$ Pa. Para calcular la densidad del aire se puede admitir que está a la presión atmosférica.

b) Máquinas de reacción de salto medio y alto

Las máquinas de reacción de salto medio y alto se tratan en la figura 37 idéntica a la figura 5b, midiéndose la presión separadamente en cada sección de referencia con ayuda de un manómetro. En este caso, la diferencia de cota de los manómetros interviene muy poco en E , y por tanto, puede despreciarse el efecto de la presión atmosférica

c) Turbinas Pelton (turbinas de acción)

Se introducen otras simplificaciones cuando la fórmula general se aplica a turbinas Pelton (véase figuras 38 y 39; la primera es idéntica a la figura 5c).

Por convención, v_2 se toma como nula, la cota z_2 de la sección de referencia de baja presión es la cota media de todos los puntos de contacto de los ejes de los chorros con el círculo característico del rodete de la turbina y la presión en el interior de la carcasa se supone igual a la presión atmosférica, suponiendo que no esté presurizada.

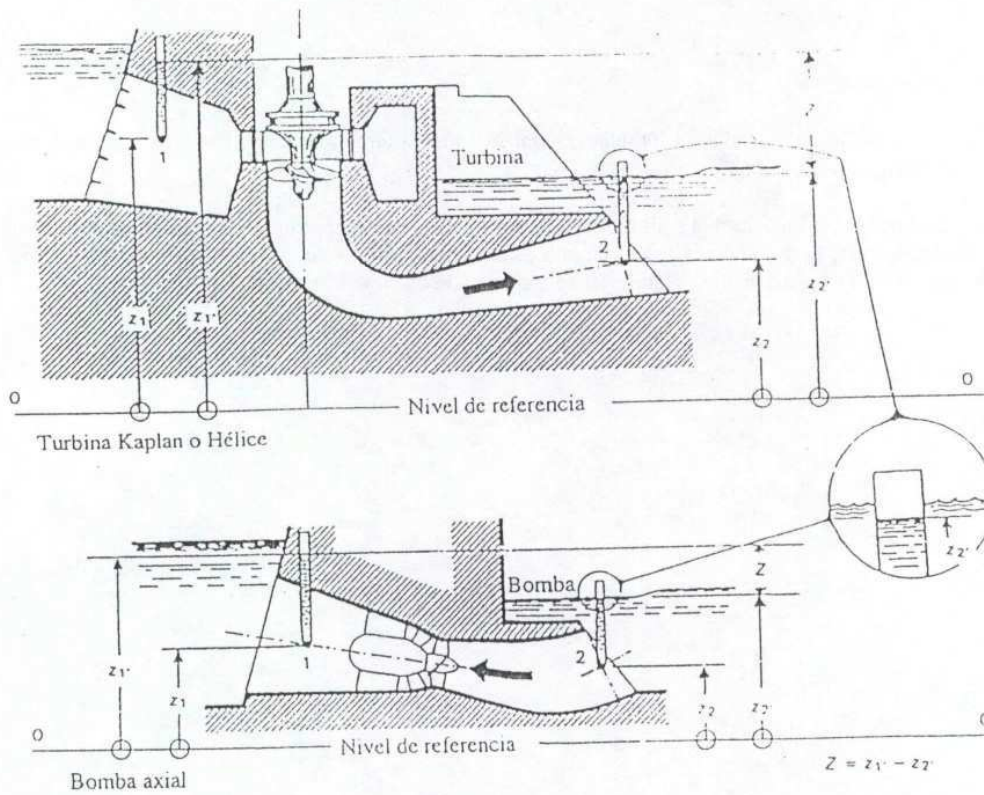


Fig. 36 - Máquinas de salto bajo. Determinación de la energía hidráulica específica de la máquina

Se utilizan manómetros de columna de agua en los puntos 1 y 2.

$$E = \bar{g} H = \frac{(p_{abs_1} - p_{abs_2})}{\rho} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2)$$

Siendo pequeña la diferencia de presión entre 1 y 2, se desprecia la compresibilidad del agua. Se tiene, por tanto:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_2 = \bar{p} \\ p_{abs_1} &= \bar{p} \bar{g}(z_1 - z_1) + p_{amb.} \\ p_{abs_2} &= \bar{p} \bar{g}(z_2 - z_2) + p_{amb.} \\ p_{amb.} - p_{amb.} &= -\bar{p}_a \bar{g}(z_1 - z_2) \end{aligned}$$

La fórmula de cálculo simplificada es por tanto:

$$E = \bar{g}(z_1 - z_2) \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho} \right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \bar{g} Z \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho} \right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

Se puede tomar como valor de ρ la densidad del agua (la que se emplea en la fórmula)

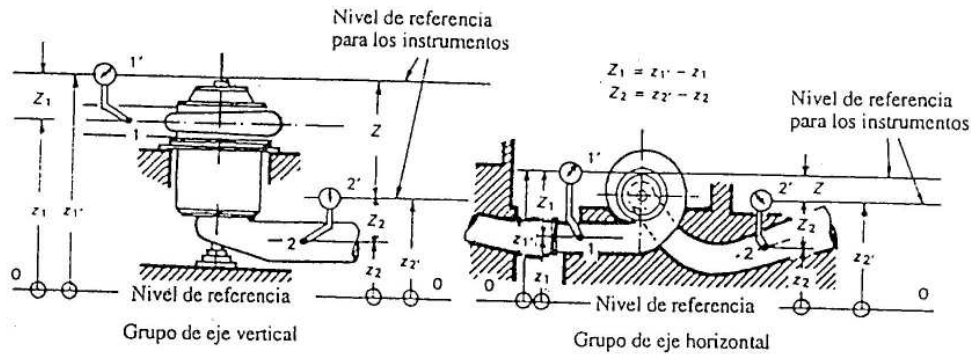


Fig. 37 – Máquinas de salto medio y alto. Determinación de la energía hidráulica específica de la máquina

Se utilizan manómetros en los puntos 1 y 2.

$$E = \bar{g} H = \frac{(p_{abs_1} - p_{abs_2})}{\rho} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2)$$

Siendo pequeña Z comparada con H , se desprecia la diferencia de presión atmosférica entre 1' y 2'. Se tiene, por tanto:

$$p_{amb_1} = p_{amb_2} = p_{amb}$$

Como Z_1 y Z_2 son ambas pequeñas comparadas con H , se puede admitir que:

$$Z_1 \cdot \frac{\rho_1}{\rho} = Z_1 \quad Z_2 \cdot \frac{\rho_2}{\rho} = Z_2$$

y por tanto:

$$p_{abs_1} = p_1 + Z_1 \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{amb}$$

donde p_1 es la presión efectiva medida en 1'

$$p_{abs_2} = p_2 + Z_2 \cdot \rho_2 \cdot \bar{g} + p_{amb}$$

donde p_2 es la presión efectiva medida en 2'

La fórmula de cálculo simplificada es por tanto:

$$E = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho} + \bar{g}(z_1 - z_2) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho} + \bar{g} Z + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

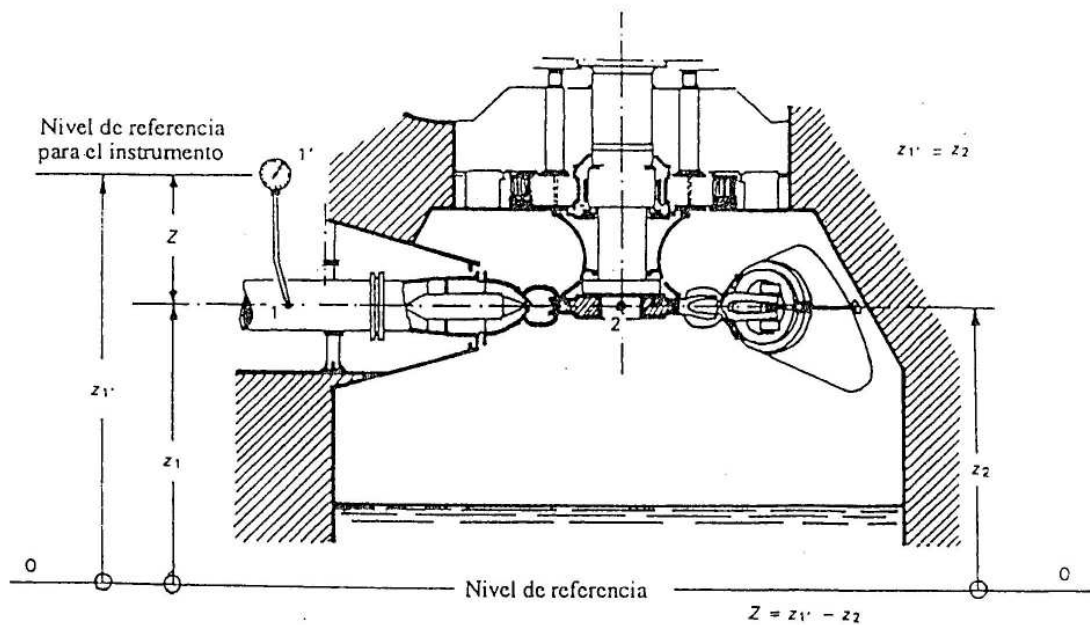


Fig. 38 – Turbinas Pelton de eje vertical. Determinación de la energía hidráulica específica de la máquina

Caso de una carcasa no presurizada

Se admite convencionalmente que la sección de referencia de baja presión corresponde al plano de cota z_2 y que, en el caso de una carcasa no presurizada, la presión en el interior de ésta es igual a la presión atmosférica.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs_1} - p_{abs_2})}{\rho} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

Siendo Z pequeña comparada con H , se desprecia la diferencia de presión atmosférica entre 1' y 2. Se tiene, por tanto

$$p_{amb_1} = p_{amb_2} = p_{amb}$$

Por la misma razón, se admite que:

$$Z \cdot \frac{\rho_1}{\rho} = Z$$

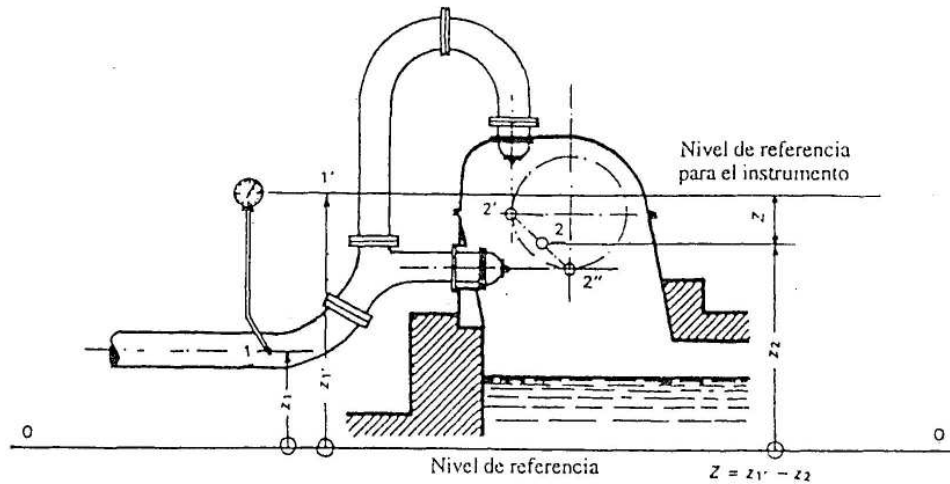
y por tanto:

$$p_{abs_1} = p_1 + Z \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{amb} \quad \text{donde } p_1 \text{ es la presión efectiva medida en 1'}$$

$$p_{abs_2} = p_{amb}$$

Como $z_1 = z_2$ y suponiendo $v_2 = 0$, la fórmula de cálculo simplificada es:

$$E = \frac{p_1}{\rho} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \bar{g} \cdot Z + \frac{v_1^2}{2}$$



NOTA – En el caso de varios inyectores, el nivel de referencia z_2 se toma como la media de las cotas de los puntos de contacto ($2'$ y $2''$ en el esquema)

Fig. 39 – Turbinas Pelton de eje horizontal. Determinación de la energía hidráulica específica de la máquina

Caso de una carcasa no presurizada: se admite, por convenio, que la presión en el interior de la carcasa es igual a la presión atmosférica.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs,1} - p_{abs,2})}{\rho} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

La diferencia de presión atmosférica entre 1' y 2 se desprecia, ya que Z es pequeña comparada con H ; por tanto:

$$p_{amb,1} = p_{amb,2} = p_{amb}$$

Por la misma razón, se admite que:

$$Z \cdot \frac{\rho \bar{g}}{2} = Z$$

y por tanto:

$$p_{abs,1} = p_1 = (z_1 - z_1') \rho \bar{g} + p_{amb} \quad \text{donde } p_1 \text{ es la presión efectiva medida en } 1'$$

$$p_{abs,2} = p_{amb}$$

Admitiendo que $v_2 = 0$, la fórmula simplificada es, por tanto:

$$E = \frac{p_1}{\rho} - \bar{g} (z_1 - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_1}{\rho} + \bar{g} Z + \frac{v_1^2}{2}$$

11.2.5.3 Medidas a partir de niveles de agua

11.2.5.3.1 **Instalación de medida.** Cuando la falta de tomas de presión impide medir la presión, se deben elegir otras secciones de medida. Esta situación se puede presentar en el lado de baja presión de cualquier máquina, pero en el lado de alta presión sólo en las máquinas de salto bajo.

La figura 40 muestra en una máquina de salto bajo la evaluación de la energía hidráulica específica a partir de una medida de los niveles de agua. Las ranuras de la compuerta pueden utilizarse como manómetro de columna de agua. En este caso, no se satisfacen las prescripciones sobre la dimensión de las tomas de presión y pueden resultar errores por efectos dinámicos. Cuando se utilice esta técnica de medida, se vigilará que el nivel libre no sea afectado por velocidades grandes o por fluctuaciones de nivel. La medida del nivel de agua se efectuará en dos lugares por lo menos, y los resultados deberán satisfacer las condiciones de 11.4.2.

11.2.5.3.2 **Restricciones.** El flujo entre la sección de medida y la sección de referencia correspondiente deberá estar exento de estructuras perturbadoras, como una reja. Si esto no es posible, el cálculo de la energía hidráulica específica debe ser objeto de un acuerdo preliminar a los ensayos.

Conviene que la sección de medida de baja presión 2' esté tan próxima como sea posible de la salida del tubo de aspiración (véase la figura 40).

Para tal medida, conviene que el nivel del agua se mida directamente por encima de 2' y que la superficie del agua próxima esté exenta de saltos, remolinos y de corrientes importantes de retorno. Las fluctuaciones de nivel pueden atenuarse por medio de pozos de medida o de arquetas tranquilizadoras (véase 11.5.4.8.). Para evaluar la velocidad media, se admitirá que las paredes de la aspiración se prolongan hasta la sección 2', delimitando el área ficticia de la sección.

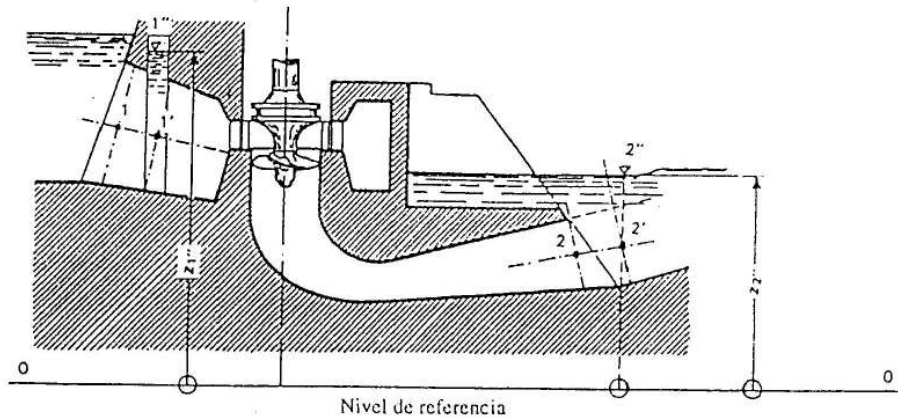


Fig. 40 – Máquinas de salto bajo. Determinación de la energía hidráulica específica de la máquina mediante niveles de agua.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs,1} - p_{abs,2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

Las secciones 1' y 2' se eligen como secciones de medida.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs,1} - p_{abs,2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2) \pm E_{L1-1'} \pm E_{L2-2'}$$

Las pérdidas $E_{L1-1'}$, entre 1 y 1', se suman para una turbina y se restan para una bomba, en la situación descrita en el esquema anterior, e inversamente para las pérdidas $E_{L2-2'}$ entre 2 y 2'.

Se desprecia la compresibilidad del agua porque la diferencia de presión entre 1' y 2' es pequeña. Así:

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$$

La fórmula simplificada es:

$$E = \bar{g} \cdot (z_1 - z_2) \pm \left(\frac{\rho_1}{\bar{\rho}} - 1 \right) \cdot \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} \pm E_{L1-1'} \pm E_{L2-2'}$$

Se puede tomar como valor de $\bar{\rho}$ la densidad del agua a la presión atmosférica.

11.3 Determinación de la energía específica neta de aspiración

11.3.1 Definición. La energía específica neta de aspiración se refiere al lado de baja presión de la máquina y está en relación directa con el fenómeno de cavitación. Su definición y la fórmula general para su determinación se dan en 2.3.6.9.

Su medida puede ser afectada por las circunstancias prácticas, de la misma manera que la energía hidráulica específica de la máquina. Las prescripciones de 11.2 deben tomarse igualmente en consideración para la medida de la energía específica neta de aspiración.

11.3.2 **Fórmulas simplificadas.** Cuando la presión puede medirse en la sección de referencia de baja presión, la fórmula general se aplica directamente y es válida tanto para bombeo como para turbinación (véase la figura 7).

En el caso de una máquina de salto bajo, cuando la sección de medida esté desplazada con relación a la sección de referencia de baja presión, se deben examinar atentamente las prescripciones dadas en 11.2.1.3, porque la energía cinética y las eventuales pérdidas asociadas son significativas.

En circunstancias particulares, puede ser forzoso evaluar la energía específica neta de aspiración a partir de medidas de nivel libre aguas abajo (véase la figura 41). En este caso se deberán aplicar las prescripciones de 11.2.5.3.

La figura 41 muestra la determinación de la energía específica neta de aspiración cuando la presión en la sección 2 no puede medirse y las pérdidas de energía entre las secciones 2 y 2' no son despreciables.

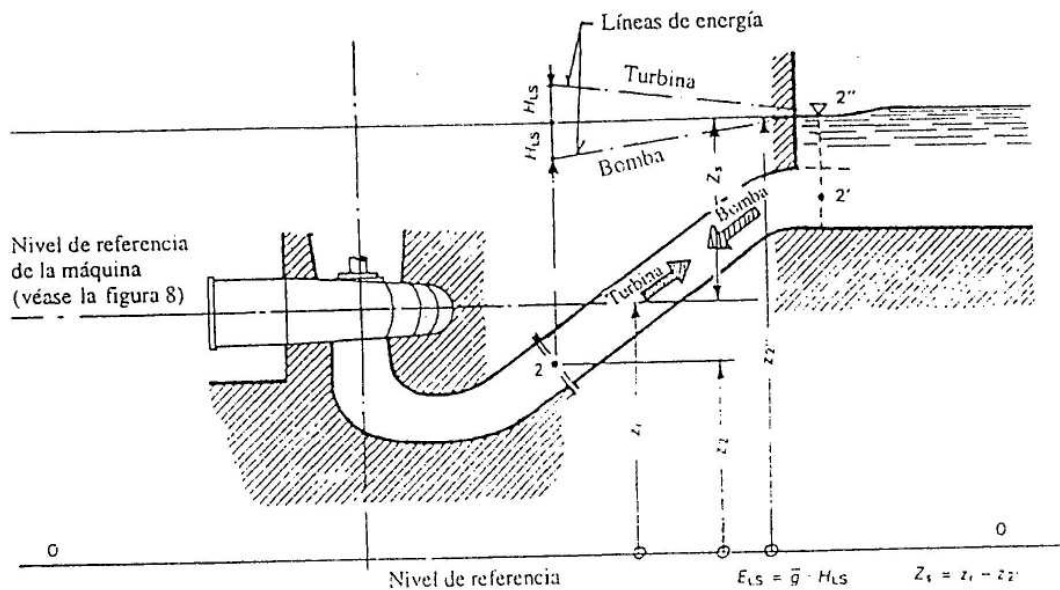


Fig. 41 – Energía específica neta de aspiración, $NPSE$ y altura neta de aspiración, $NPSH$ ($E_{ts} = 0$)

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{(p_{abs_2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 (z_1 - z_2)$$

La presión deberá medirse en el interior del tubo de aspiración (punto 2) (véase 2.3.6.9); en este caso la fórmula anterior es válida para las turbinas y para las bombas.

Si no es posible medir la presión en el interior del tubo de aspiración, la energía específica neta de aspiración, $NPSE$, puede calcularse a partir del nivel libre en el desagüe (véase 11.2.5.3.1).

Tomando en consideración las pérdidas de energía hidráulica específica entre las secciones 2 y 2', la fórmula es

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{(p_{amb} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - z_2 (z_1 - z_2) \quad \text{para las turbinas} \quad E_{ts} = \frac{(p_{amb} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - z_2 \quad Z_s = E_{ts}$$

+ para las bombas

11.4 Medición de la presión

11.4.1 Elección de la sección de medida de la presión. Debe prestarse una atención particular a la elección de la sección de medida. El flujo debe ser tan regular como sea posible. Las secciones en las que el perfil de velocidades se deforme por un codo, por una válvula o por otra perturbación exterior a la máquina hidráulica deben ser reemplazadas si es posible por otras secciones de medida que presenten mejores condiciones de flujo.

El plano de la sección de medida debe ser normal a la dirección media del flujo. Su área, que es necesaria para el cálculo de la velocidad media del agua, debe ser fácilmente medible.

Es preferible que la sección de medida se disponga en un tramo de conducto rectilíneo (que puede también ser ligeramente convergente o divergente), extendiéndose en tres diámetros aguas arriba y dos aguas abajo de la sección de medida, y estando exento de toma o de aporte de agua durante el ensayo. Cualquier conexión de un conducto obturado debe distar de la sección de medida por lo menos cinco veces su diámetro.

11.4.2 Número y situación de las tomas de presión. De forma general deben utilizarse por lo menos dos pares de tomas de presión opuestas cualquiera que sea la forma de la sección. En condiciones favorables puede reducirse el número de tomas de acuerdo entre las partes. En caso de secciones circulares las cuatro tomas de presión se dispondrán sobre dos diámetros perpendiculares. Las tomas no deben situarse en el punto alto de la sección de medida ni en sus proximidades para evitar bolsas de aire, ni en el punto bajo o en sus proximidades a causa del riesgo de obstrucción de las tomas por depósitos sólidos. En el caso de secciones no circulares, frecuentemente rectangulares, las tomas no deben situarse cerca de los ángulos. Si las tomas han de instalarse en el techo o la solera de una sección se prestará un cuidado especial para evitar perturbaciones debidas al aire o a los depósitos.

Las medidas individuales de presión media en torno a la sección de medida no deben diferir unas de otras en más del 0,5% de la energía hidráulica específica de la máquina, o en más del 20% de la energía cinética específica calculada a partir de la velocidad media en la sección de medida. Si no se satisface esta condición y es imposible corregir la toma defectuosa hay que llegar a un acuerdo mutuo para eliminar la toma defectuosa, elegir otra situación o aceptar esta desviación.

11.4.3 Tomas de presión. Las tomas de presión deben estar dispuestas en inserciones de material inoxidable. Las figuras 42a y 42b muestran inserciones típicas que deben instalarse al ras de la pared de la conducción.

El orificio cilíndrico de la toma de presión debe tener de 3 mm a 6 mm de diámetro y una longitud mínima de dos veces el diámetro por lo menos. Debe ser perpendicular a la pared del conducto y exento de rebabas o irregularidades que podrían causar perturbaciones locales. Preferentemente los bordes de las aberturas deberían tener un radio de unión al conducto $r \leq d/4$. La única utilidad de este radio es eliminar cualquier rebaba eventual.

La superficie del conducto debe ser lisa y paralela al flujo en las proximidades del orificio por lo menos 300 mm aguas arriba y 100 mm aguas abajo. En los conductos de hormigón las tomas de presión deben estar en el centro de una placa de acero inoxidable o bronce de 300 mm de diámetro por lo menos y embutido al ras del hormigón.

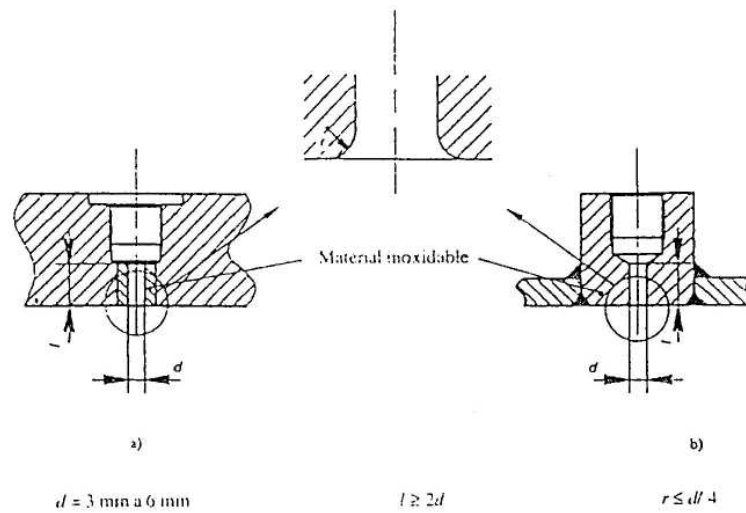


Fig. 42 – Ejemplo de tomas de presión

11.4.4 Tuberías de unión. Las tomas de presión pueden estar unidas entre si (véase la figura 43), pero cada toma debe estar provista de una válvula individual para poder ser leída separadamente. El diámetro de la tubería de unión debe ser por lo menos el doble del de la toma y comprendido entre 8 mm y 20 mm. El diámetro del colector debe ser por lo menos tres veces el diámetro de la toma. Deben tomarse precauciones especiales cuando los tubos están embebidos en el hormigón. Conviene que los tubos de unión tengan, si es posible, la misma longitud y suban hasta el manómetro sin puntos altos intermedios en los que el aire podría quedar atrapado. Deben preverse válvulas en todos los puntos altos para purgar el aire. Se dispone de tubo plástico transparente para una gran gama de presiones y es útil para detectar la presencia de burbujas de aire. No se admitirá ninguna fuga en las uniones.

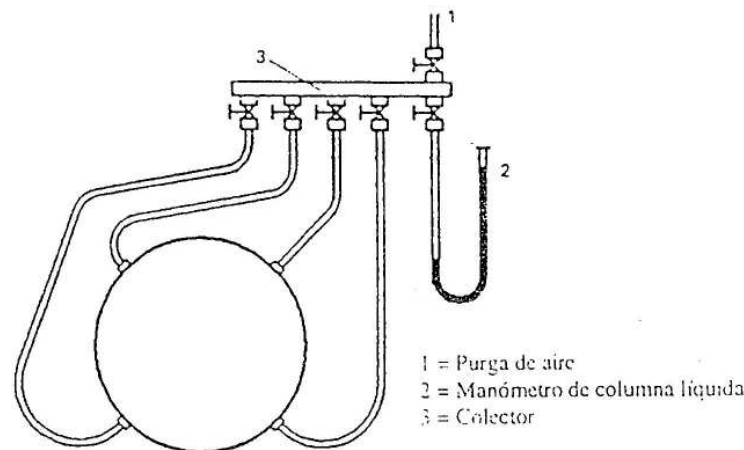


Fig. 43a – Tomas de presión unidas al colector por tubos de unión separados

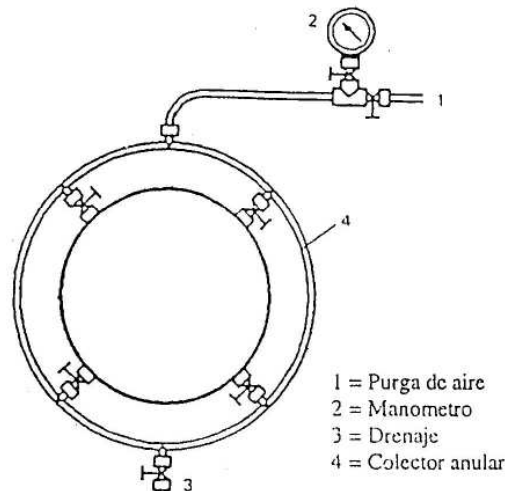


Fig. 43 b – Tomas de presión unidas al manómetro por un colector anular

11.4.5 Dispositivos de amortiguación. Cuando fluctúa la presión a medir (véase 5.2.1) puede ser difícil obtener lecturas correctas en un manómetro. Para mejorar tales condiciones se debe introducir una amortiguación apropiada. Sin embargo esto requiere un cuidado especial porque un buen aparato amortiguador que haga intervenir el rozamiento por viscosidad debe ser perfectamente simétrico, con la misma resistencia al flujo en las dos direcciones. A este efecto se recomienda un tubo capilar con un calibre de 1mm y una longitud conveniente (por ejemplo 50 mm a 150 mm) porque proporciona una amortiguación lineal de las fluctuaciones irregulares de presión. Puede obtenerse una amortiguación suplementaria con ayuda de un acumulador neumático o de una cámara de equilibrio conectada a la tubería de unión con el manómetro. No se recomienda el uso de un diafragma porque puede introducir un error debido a la amortiguación no lineal. Debe preverse un circuito de desviación provisto de una válvula alrededor de cualquier dispositivo de amortiguación manteniéndolo abierto salvo durante el corto período en que se efectúan las lecturas. No está permitido acodar o pinzar los tubos, ni introducir un dispositivo no simétrico de estrangulamiento.

11.4.6 Aparatos de medida. Los manómetros de columna líquida y de contrapeso se consideran como aparatos de medida primarios.

11.4.6.1 Manómetros de columna líquida. Los manómetros de columna líquida se utilizan para la medida de presiones pequeñas o de presiones diferenciales pequeñas (menos de 3×10^5 Pa). En los ensayos in situ se utilizan principalmente manómetros de columna de agua o de mercurio (véase figuras 44a, b, c y d). En ciertos casos se pueden utilizar otros líquidos de densidad conocida.

El tubo de un manómetro de columna de agua debe tener un diámetro interior mínimo de 12 mm en el campo de medida para minimizar los efectos de la capilaridad. Para los manómetros de mercurio este diámetro debe ser por lo menos de 8 mm.

Manómetro	Presión efectiva $p_2 = p_{amb}$ $p = p_{abs} - p_{amb}$	Presión diferencial $p_2 \neq p_{amb}$ $\Delta p = p_1 - p_2$
<p>a) Recipiente con tubo vertical</p> <p>Nivel de referencia del instrumento</p>	<p>$p_M = \text{presión en el nivel de referencia del instrumento}$</p> $p_M = g[\rho_{Hg}(h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ <p>a = agua b = aire c = mercurio d = purga</p>	$\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(z_2 - z_1)$ <p>a = agua b = aire c = mercurio d = purga</p>
<p>b) Columna de agua (tubo vertical)</p> <p>Nivel de referencia del instrumento</p>	$p_M = g \cdot \rho \cdot h$ $h = z - z_M$ <p>a = aire b = agua</p>	<p>No es de aplicación</p>

Fig. 44a y b - Manómetros de columna líquida (los valores de ρ , ρ_{Hg} y ρ_a se dan en el anexo E)

Manómetro	Presión efectiva $p_2 = p_{amb}$ $p = p_{abs} - p_{amb}$	Presión diferencial $p_2 \neq p_{amb}$ $\Delta p = p_1 - p_2$
<p>c) Tubo en U</p>	<p>$p_M =$ presión en el nivel de referencia del instrumento</p> <p>$p_M = g[\rho_{Hg}(h_2 - h_1) + \rho h_1]$</p> <p>$h_1 = z_1 - z_M$</p> <p>$h_2 = z_2 - z_M$</p> <p>a = agua b = aire c = mercurio d = purga</p>	<p>$\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho) \cdot (h_2 - h_1)$</p> <p>$\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho) \cdot (z_2 - z_1)$</p> <p>a = agua b = aire c = mercurio d = purga</p>
<p>d) Tubo en U invertido</p>	<p>No es de aplicación</p>	<p>$\Delta p = gh \cdot (\rho - \rho_a)$</p> <p>$h = z_1 - z_2$</p> <p>a = aire, aire comprimido o vacío b = agua</p>

Fig. 44c y d – Manómetros de columna líquida (los valores de ρ , ρ_{Hg} y ρ_a se dan en el anexo E)

11.4.6.2 Manómetros de pesas. Los manómetros de pesas se utilizan normalmente para presiones superiores a 2×10^5 Pa. Los manómetros de pesas pueden ser de pistón simple o diferencial. El diámetro efectivo d_e del pistón puede determinarse como la media aritmética del diámetro d_p del pistón y del diámetro d_b del orificio, utilizándolo para el cálculo de las presiones sin calibrado suplementario:

$$d_e = \frac{d_b + d_p}{2} \quad \text{y} \quad \frac{d_b - d_p}{d_b + d_p} \leq 0,001$$

La presión p medida en el extremo inferior del pistón de un manómetro de pesas cargado con una masa m es:

$$p = \frac{4gm}{\pi d_e^2}$$

Los manómetros de pesas deben satisfacer las siguientes condiciones:

- El diámetro efectivo d_e del pistón debe determinarse con una incertidumbre relativa.

$$f_{de} \leq 5 \times 10^{-2}$$

Por ejemplo el diámetro efectivo d_e de un pistón de 10 mm. debe determinarse con una precisión mínima de al menos 5×10^{-3} mm.

- El rozamiento entre el pistón y su orificio debe eliminarse por medio de una rotación lenta del pistón ($0,25 \text{ s}^{-1} \leq n \leq 2 \text{ s}^{-1}$).
- El cilindro debe llenarse de un fluido apropiado, normalmente aceite de viscosidad baja ($\nu \leq 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$).
- Debe instalarse un depósito de aceite de un volumen suficiente unido al cilindro para compensar las pérdidas de aceite inevitables entre el pistón y el orificio.
- Si el plato de las pesas gira con el pistón los pesos depositados en este plato deben estar equilibrados para evitar una oscilación del pistón.
- El manómetro de pesas debe situarse sobre una base sólida. El eje del pistón debe ser vertical.
- Todas las masas actuantes (pesa, pistón, plato de las pesas, etc.) deben ser calibrados.

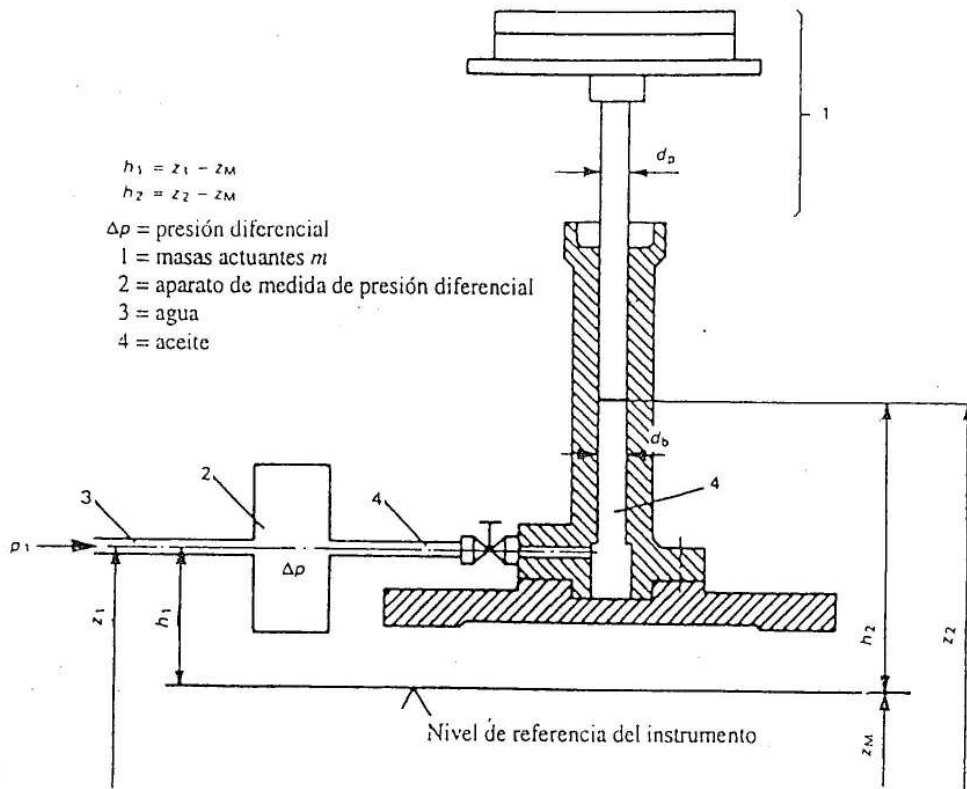
Es buena práctica determinar el área efectiva del pistón indirectamente por comparación con una presión estática a caudal nulo (véase 11.4.7.1).

Para estabilizar un manómetro de pesas se recomienda utilizar un montaje que tenga un dispositivo compensador. Por ejemplo:

- Un manómetro de pesas conectado en serie con un aparato de medida de presión diferencial (por ejemplo un transductor) o un manómetro de columna líquida (véase figura 45a).
- Un manómetro de pesas conectado en paralelo con un dispositivo de medida de fuerza (por ejemplo columna líquida, resorte, célula de carga, véase figura 45b).

La curva de corrección que tenga en cuenta estas disposiciones se establecerá por comparación con un manómetro de pesas calibrado, sin compensación, o a presión constante añadiendo pesos pequeños de masa apropiada para que el indicador del indicador del compensador marque cero.

La sensibilidad de un manómetro de pesas trabajando normalmente (indicando su interior) es:



$$p_{N1} = p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 = p + \rho_{oil} \cdot g \cdot (h_2 - h_1) + \rho \cdot g \cdot h_1 + \Delta p$$

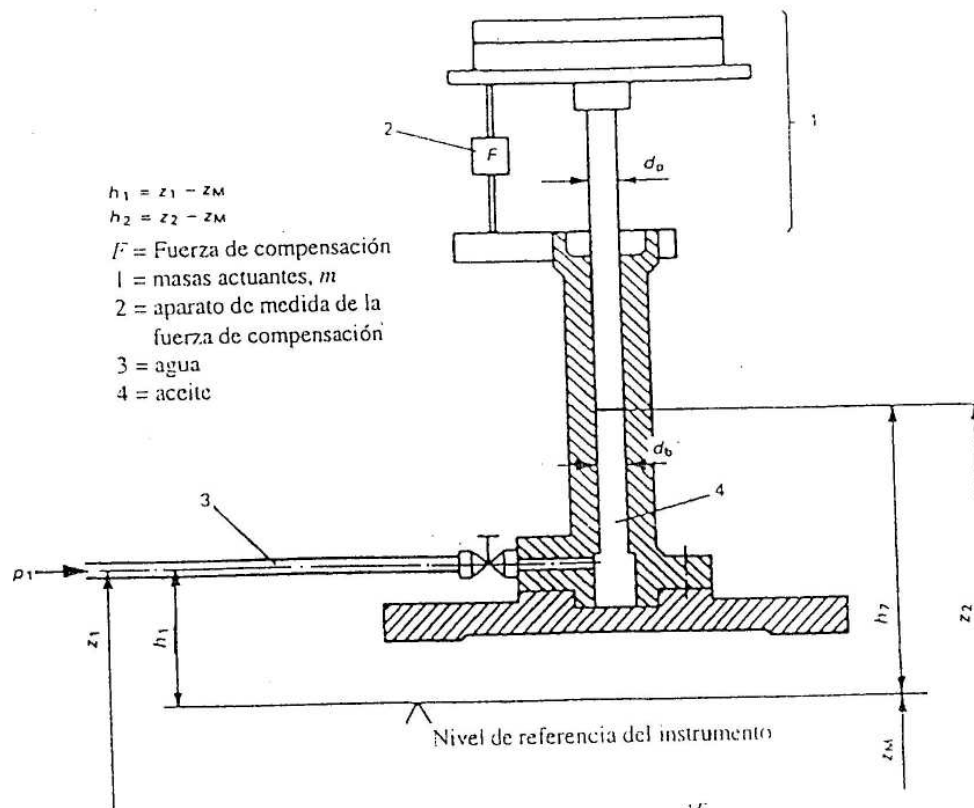
donde

$$p = \frac{4 \cdot m \cdot g}{\pi \cdot d_c^2} \quad \text{con} \quad d_c = \frac{d_D + d_B}{2}$$

Fig. 45a - Manómetro de pesas con estabilización por medida de presión diferencial (transductor o manómetro de columna líquida)

EN 60041:1994

- 114 -



$h_1 = z_1 - z_M$
 $h_2 = z_2 - z_M$
 $F =$ Fuerza de compensación
 1 = masas actuantes, m
 2 = aparato de medida de la fuerza de compensación
 3 = agua
 4 = aceite

$$p_M = p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 = p + \rho_{ace} \cdot g \cdot (h_2 - h_1) + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{\Delta F}{\pi d_c^2}$$

donde

$$p = \frac{2 \cdot m \cdot g}{\pi \cdot d_c^2} \quad \text{con} \quad d_c = \frac{d_b + d_i}{2}$$

Fig. 45b – Manómetro de pesas con estabilización por medida de fuerza (columna líquida, resorte, célula de carga, balanza)

11.4.6.3 Manómetro de resorte. Este tipo de manómetro utiliza la deflexión mecánica de un tubo (en bucle simple o espiral) o de una membrana para indicar la presión. La gama de este manómetro debe elegirse en función de la gama de presión a medir. Puede utilizarse por acuerdo entre las partes, siempre que el aparato sea de una precisión suficiente utilizado en su gama óptima (normalmente entre 60% y 100% del fondo de escala) y calibrado in situ antes y después del ensayo por comparación con un patrón fiable.

11.4.6.4 Transductor de presión. Los transductores de presión son dispositivos electromecánicos en los cuales los efectos mecánicos producidos por la presión se convierten en señales eléctricas.

La gama de un transductor de presión debe elegirse en función de la gama de presiones a medir.

Algunas de las ventajas ligadas a la utilización de transductores de presión son las siguientes:

- Es fácil integrarlos en un sistema electrónico de adquisición de datos.
- En general exigen solamente caudales despreciables a través de tomas de presión, proporcionando una respuesta rápida y precisa.
- Los valores medios de presión o de presión diferencial fluctuante así como los registros de fenómenos transitorios se obtienen fácilmente utilizando un equipo electrónico corriente.

Los transductores de presión deberán tener las siguientes características:

- estabilidad suficiente de calibración;
- elevada repetibilidad e histéresis despreciable;
- pequeña deriva del cero y sensibilidad pequeña a la temperatura.

Se recomienda efectuar medidas con y sin filtro en el equipo electrónico de manera que se asegure que no hay distorsiones cuando los filtros estén en servicio.

Las cadenas completas de transductores de presión deben ser calibradas in situ, con las presiones a medir en los ensayos. La precisión de un transductor se determinará por la exactitud de calibrado. Este puede efectuarse por medio de manómetros adaptados, por ejemplo un manómetro de pesas, previstos para permitir verificar las medidas proporcionadas por la cadena del transductor en cualquier momento durante los ensayos (véase 11.4.7.3).

Otra posibilidad es instalar dos cadenas similares en paralelo y tomar lecturas simultáneas durante el ensayo. Los transductores y sus cadenas se controlan antes y después del ensayo y cuando las dos cadenas dan indicaciones diferentes se recomienda una comparación con un manómetro apropiado.

Siempre que se desee una respuesta rápida del transductor de presión el instrumento debe conectarse directamente al conducto en presión y todo el sistema de calibrado debe desconectarse durante el ensayo para preservar las propiedades dinámicas de los captadores.

11.4.7 Control de los manómetros

11.4.7.1 Comparación de la presión efectiva con la presión estática con caudal nulo. Antes y después del ensayo de recepción las lecturas de los manómetros p_{M1} deben compararse con la presión estática con caudal nulo. Si hay una chimenea de equilibrio pueden ser necesarias varias horas para estabilizar el sistema.

El control se efectúa por comparación (véase la figura 46):

a) la presión estática absoluta

$$p_{abs_1} = p_{amb_0} + \bar{\rho} \bar{g} (z_0 - z_1) = p_{amb_0} + \bar{\rho} \bar{g} Z_0$$

b) la medida de presión

$$p_{abs_1} = p_{M1} + p_{amb_M1} - \rho_1 g_1 (z_1 - z_{M1}) = p_{M1} + p_{amb_M1} - \rho_1 g_1 Z_1$$

donde

p_{M1} es la presión efectiva indicada por el manómetro

$$\bar{\rho} = (\rho_0 + \rho_1) / 2$$

$$\bar{g} = (g_0 + g_1) / 2$$

EN 60041:1994

- 116 -

Generalmente se admite que $\bar{g} = g_1$

En los casos en que $p_{abs} \leq 4 \times 10^5$ Pa, se puede escribir $\bar{\rho} = \rho_1$

La diferencia entre las dos medidas de presión mencionadas a) y b) de p_{abs} , debe ser inferior a 0,1%.

La precisión depende casi enteramente de la precisión con que se han determinado las altitudes z_0 y z_1 , así como la temperatura media del agua. Las propiedades físicas del agua (densidad media, etc.) se obtienen de las tablas dadas en el anexo E, salvo cuando la densidad se determina por medidas in situ.

Empleando un instrumento ya calibrado según el procedimiento descrito en este apartado se puede determinar la densidad del agua (véase 9.2.4.).

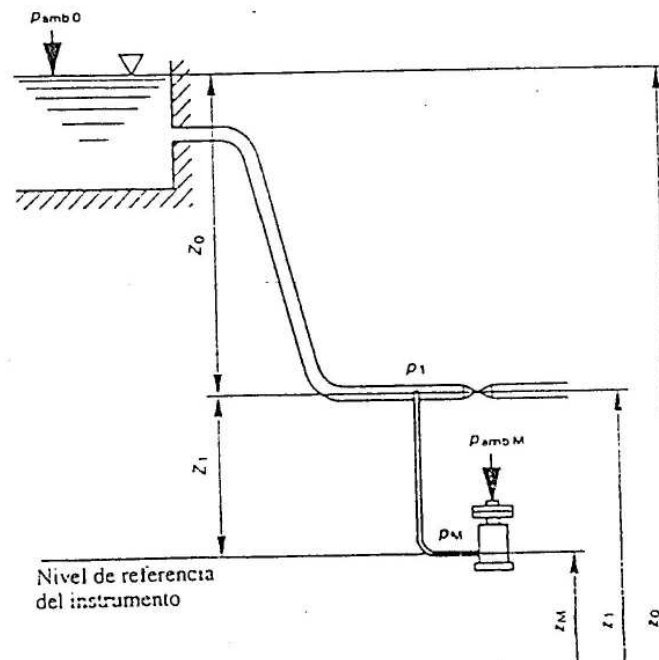


Fig. 46 – Control de un manómetro

11.4.7.2 Comparación con instrumentos primarios de medida. Los manómetros de resorte y los transductores de presión deben verificarse por lo menos en el campo de medida del ensayo por comparación con un aparato primario de medida (véase 11.4.6.) o con niveles de agua.

11.4.7.3 Calibración en continuo. En la figura 47 se representa una posibilidad de comparación con un instrumento primario de medida entre cada una de las secuencias, por medio de un montaje permanente, es decir una calibración en continuo.

El manómetro de resorte o el transductor de presión a calibrar se conectan en paralelo con un manómetro de pesas (o cualquier instrumento primario de medida) al conducto forzado a través de una cámara intermedia, de tal manera que antes y después de cada secuencia durante el ensayo, todas las partes puedan asegurarse de que la medida de presión leída o registrada está de acuerdo con el dispositivo primario de medida. La cámara intermedia permite utilizar el manómetro de pesas con aceite, como está especificado, garantizando siempre el funcionamiento del manómetro o del transductor en un medio (aceite) a temperatura constante.

Los dos modos de utilización, medida de presión con el manómetro o el transductor y calibración de los instrumentos con el manómetro de pesas se seleccionan con una maniobra de válvula. Para la medida de presión las válvulas A y C están abiertas y las válvulas B, D, E y F están cerradas. Para la calibración las válvulas A, C y D están cerradas y la E está abierta; la válvula F y el indicador de nivel se utilizan sólo para el control del cero. La válvula D puede servir para purgar el aire de la cámara intermedia o para llenar la cámara y los tubos de aceite desde un bidón portátil y la válvula B puede servir para aliviar la presión en la cámara o para ajustar el nivel intermedio a la cota de referencia.

Si:

p_T es la presión de ensayo;

p_L es una presión justamente inferior a la presión de ensayo esperada;

p_H es una presión justamente superior a la presión de ensayo esperada;

se tiene por tanto: $p_L < p_T < p_H$.

El procedimiento a seguir es el siguiente:

- 1) Calibrar previamente el manómetro o el transductor justamente antes del ensayo. No es necesario que esta calibración cubra el punto de presión nulo, ni toda la gama del instrumento; sin embargo debe cubrir las presiones p_L y p_H . Se anotan los pesos colocados sobre el manómetro de contrapeso y las indicaciones del manómetro, pero no se ajusta el manómetro o el transductor.
- 2) Medir normalmente la presión de ensayo p_T .
- 3) Calibrar posteriormente el manómetro o el transductor. Esto es una repetición del punto 1 justo después de las medidas.

Si el tiempo transcurrido entre dos secuencias es corto, el punto 3 de la secuencia precedente puede considerarse que es el punto 1 de la siguiente.

El valor de la presión de ensayo se determina por interpolación lineal entre los valores medios de p_L y p_H obtenidos en los puntos 1 y 3.

Si las diferencias entre las medias obtenidas en el punto 3 y las del punto 1 sobrepasan los límites aceptables (véase H.6) deben identificarse y eliminarse las causas de estas diferencias y repetirse la secuencia.

La incertidumbre estimada de este método es del mismo orden que la del instrumento primario de medida.

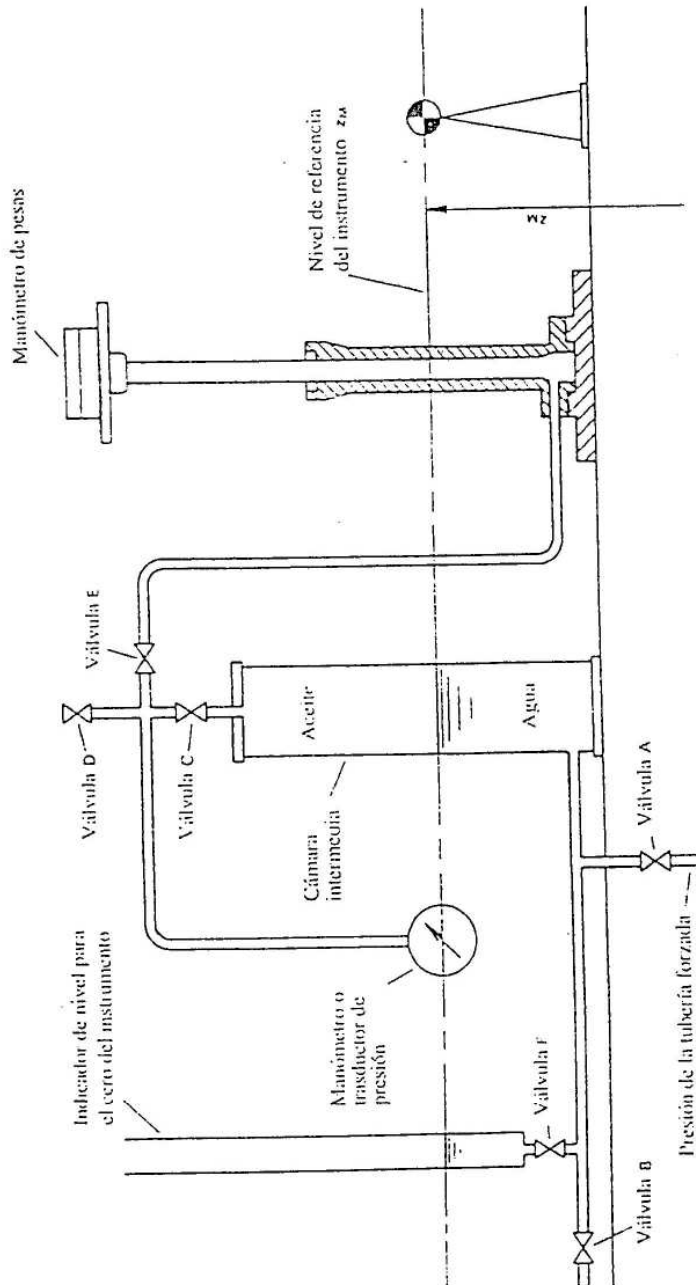


Fig. 47 – Calibración en continuo de un manómetro de resorte o de un transductor de presión

4.8 Medición de vacío

4.8.1 Generalidades. En los ensayos de máquinas hidráulicas las medidas de vacío son raramente necesarias. Por ejemplo, tales medidas pueden ser necesarias en una instalación que no tuviera tubo de aspiración propiamente dicho.

1.4.8.2 Conexión de los instrumentos para las medidas de vacío. La tubería de conexión debe estar completamente llena de agua o, si se utiliza el aire, debe ser transparente para permitir la observación del nivel de agua, si existe. Estos tubos, cuando están llenos de agua, deben purgarse cuidadosa y frecuentemente entre medidas para eliminar el aire disueltos de la disolución o el que entra por la toma de presión y para mantener el agua en la tubería de medida a la misma temperatura que en el conducto. Todas las conexiones y conductos deben ser estancos al aire. Los tubos flexibles pueden utilizarse como tubos de medida si no pueden ser deformados por la presión atmosférica.

4.5 Medición del nivel libre*

5.1 Generalidades. Si no es posible medir la presión en una sección cerrada, de acuerdo con 11.4, del lado de alta y/o baja presión de la máquina, es necesaria una medida del nivel libre (véase 11.2.5.3)

Los niveles libres deben igualmente medirse en el caso de medidas de caudal por medio de:

molinetes en canales descubiertos (véase 10.2);

vertederos (véase 10.6);

método volumétrico (véase 10.8).

4.5.2 Elección de las secciones de medición del nivel libre. La sección de medida para la determinación de un nivel libre debe elegirse para que satisfaga las condiciones siguientes:

El flujo debe ser estable y exento de perturbaciones. Deben evitarse las secciones en las que la velocidad del flujo está afectada por un codo o por cualquier otra singularidad.

El área utilizada para determinar la velocidad media del agua debe definirse con precisión y ser fácilmente medible.

4.5.3 Número de puntos de medición en una sección. La medida del nivel libre debe obtenerse al menos para dos puntos en cada sección de medida o en cada estrechamiento de una sección ramificada de medida y la media de los valores leídos se usará como nivel libre del agua**.

5.4 Instrumentos de medida. Los niveles libres se miden generalmente a partir de un nivel de referencia Z_0 del aparato de medida.

Si no es accesible la sección de medida el nivel libre puede medirse por medio de un aparato de medida de presión o un manómetro de columna líquida (véase 11.5.4.6)

4.5.4.1 Limnómetro de placa. Puede utilizarse un limnómetro de placa compuesto de un disco metálico suspendido de una cinta metálica flexible para determinar el nivel en la sección de medida con relación al nivel de referencia Z_0 del instrumento (véase figura 48)

5.4.2 Limnómetro de punta o de gancho. Los limnómetros de punta o de gancho se pueden utilizar para determinar el nivel de agua en reposo, por ejemplo en las ranuras de compuertas (véase figura 49)

EN-60041:1994

- 120 -

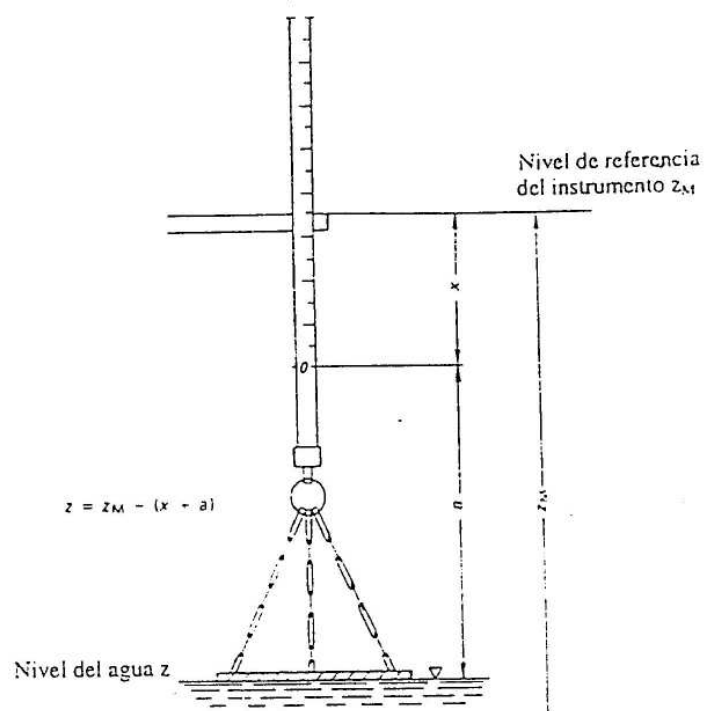


Fig. 48 – Limnómetro de placa

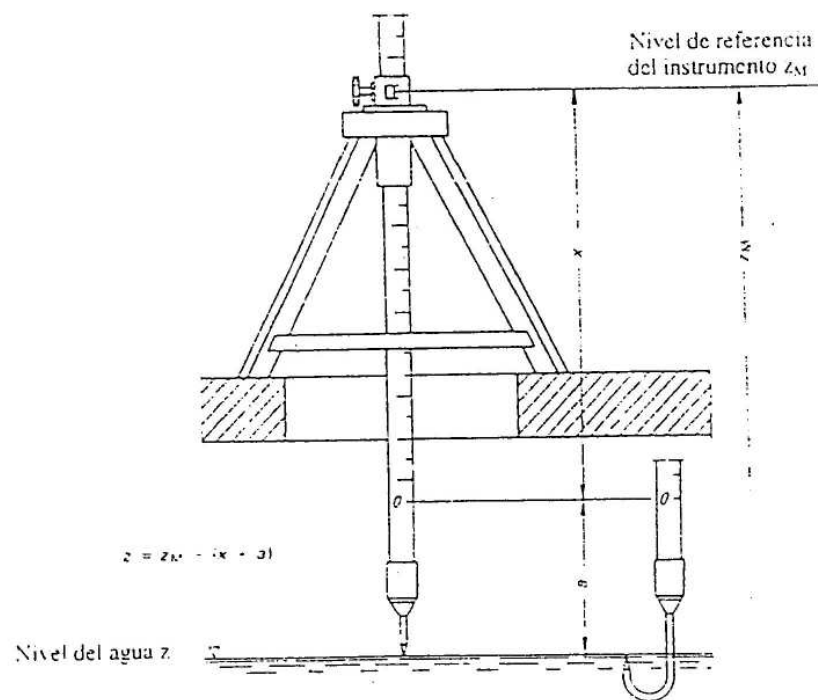


Fig. 49 – Limnómetro de punto o de alfiler

1.5.4.3 Limnómetro de flotador. Puede utilizarse un limnómetro de flotador correctamente calibrado y en buen estado de funcionamiento y se recomienda cuando el nivel de agua varía. El flotador debe tener un diámetro mínimo de 200 mm. El aparato debe ser sensible a un desplazamiento manual de 5 mm como máximo con relación a su posición correcta (resolución de $\pm 0,005$ m).

Se considera como adecuado un diámetro de flotador de 200 mm en una arqueta de tranquilización de 250 mm de lado, que frecuentemente es la mayor dimensión posible para la instalación en las ranuras de compuertas.

1.5.4.4 Escala limnimétrica. Cuando es suficiente una resolución de $\pm 0,01$ m puede utilizarse una escala limnimétrica instalada al ras de la pared de la sección de medida.

1.5.4.5 Transductores de presión sumergibles. Pueden utilizarse transductores de presión sumergibles para determinar el nivel de agua en los pozos de medida. La indicación del transductor debe verificarse con agua en calma.

1.5.4.6 Manómetros de columna líquida. Si las secciones de medida son inaccesibles, el nivel libre puede determinarse mediante dos o más manómetros de columna líquida. Se puede utilizar el mismo instrumento que el descrito en 11.4.6.1 (véase también la figura 44).

Para evaluar el nivel de agua a partir de la medida de presión se puede utilizar un simple tubo vertical en ciertos casos (véase la figura 50).

Las tomas manométricas se realizarán como se especifica en 11.4.3.

En el caso de aguas sucias o de agua conteniendo demasiado aire en suspensión deben tomarse precauciones especiales. Se recomienda aplicar la técnica de burbuja a burbuja como se describe en la Norma ISO 4373 (véase también la figura 51).

En el caso de un tubo en U invertida, la segunda rama del tubo en U está conectada a una cámara de referencia en la que el agua se mantiene a un nivel fijo. Si el nivel libre a medir está por encima del manómetro, la parte superior del tubo en U debe achicarse mediante aire comprimido (figura 44 d). Si por el contrario el nivel libre a medir está por debajo del manómetro, deben elevarse los niveles en las dos ramas del tubo en U por aspiración de aire. Los tubos de conexión con el manómetro deben poder purgarse fácilmente para suprimir las bolsas de aire y mantener la misma temperatura del agua en todo el sistema. Deben ser suficientemente estancos para evitar las entradas de aire en las secciones con presión inferior a la atmosférica. La densidad del aire en la columna de baja presión en general es despreciable con relación a la de la columna líquida.

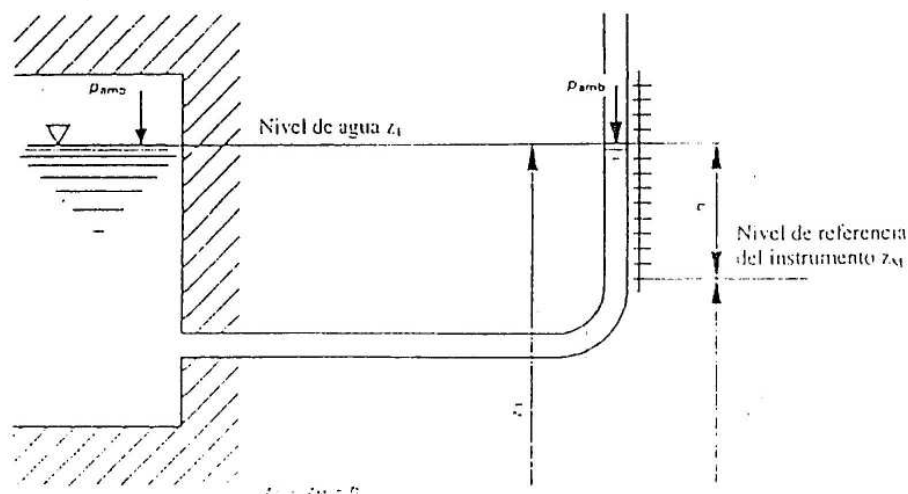
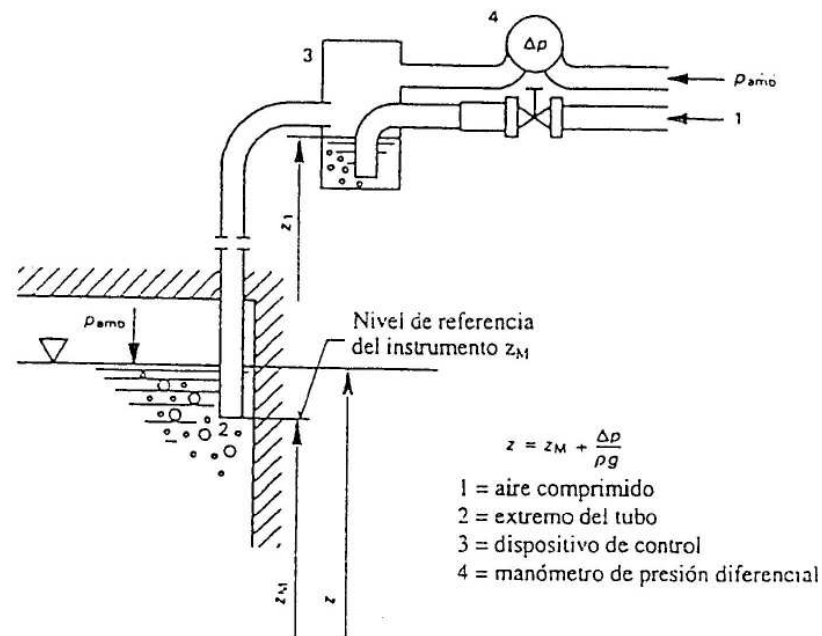


Fig. 50 - Medida por columna de agua

11.5.4.7 Medidas mediante aire comprimido (técnica de burbuja a burbuja). El nivel libre del agua puede determinarse mediante la presión en un tubo lleno de aire comprimido. Un extremo de este tubo está conectado a un pequeño compresor o a un depósito a presión a través de una válvula de alivio y el otro extremo (abierto) está situado a una cota conocida que puede tomarse como nivel de referencia z_M del instrumento (véase la figura 51), por debajo del nivel a medir. Como la pérdida de carga en el tubo de aire introduce un error, esta pérdida debe ser mínima (<50 Pa). Por esto conviene que la sección del tubo sea grande, que el tubo sea tan corto como sea posible y que el caudal de aire que atraviesa el tubo y se escapa en forma de burbujas sea tan reducido como sea posible. El tubo de aire en principio debe utilizarse sólo en agua en calma, porque de otra manera los efectos dinámicos podrían inducir a errores apreciables.



NOTA - Puede ser necesario tener en cuenta la densidad del aire en el tubo cuando Δp y z_1 o z_2 son grandes.

Fig. 51 - Ejemplo de medida mediante aire comprimido (técnica de burbuja a burbuja)

11.5.4.8 Pozos de medida y cámaras de tranquilización. Si la superficie del agua es inaccesible o no está suficientemente en calma deben disponerse pozos de medida de aproximadamente 0.1 m^2 de sección que permitan medidas fáciles y precisas. Todas las conexiones deben ser normales a la pared de la sección de medida y deben estar recubiertas preferentemente con placas lisas perforadas (taladros de 5 mm a 10 mm de diámetro). Estas placas deben estar al ras de la pared de la sección de medida para eliminar cualquier perturbación local (figura 52). La conexión entre la sección de medida y el pozo deberá tener una sección de paso de 0.01 m^2 por lo menos. La sección total de los taladros deberá ser del orden del 25% de la sección de paso. Se recomienda instalar en cada sección de medida por lo menos dos pozos de medida en lados opuestos del canal.

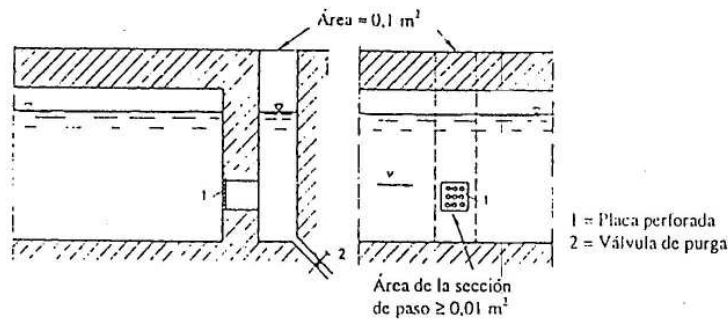


Fig. 52 – Pozo de medida

11.5.4.9 Otros métodos. Se pueden utilizar otros métodos, por ejemplo dispositivos de ultrasonidos, siempre que permitan obtener la precisión requerida (véase 11.6.).

11.6 Incertidumbre de medida

11.6.1 Medidas de presión*. Incertidumbres sistemáticas absolutas (nivel de confianza del 95%):

- Manómetros de columna líquida mercurio/agua	± 100	a	± 500	P_d
	± 10	a	± 50	P_a
- Manómetros de pesas	$\pm (1 \text{ a } 3) \times 10^{-3} p$			P_a
- Manómetros de resorte	$\pm (3 \text{ a } 10) \times 10^{-3} P_{\text{máx}}$	**		P_a
- Transductor de presión	$\pm (2 \text{ a } 6) \times 10^{-3} P_{\text{máx}}$	**		P_a

1.6.2 Medidas de nivel libre***. Incertidumbres sistemáticas absolutas (nivel de confianza del 95%).

Para agua en calma, con $v \leq 1,5$ m/s:

- Limnímetros de placa, escalas limnimétricas	$\pm 0,01$	a	$\pm 0,04$	m
- Limnímetros de flotador	$\pm 0,005$	a	$\pm 0,015$	m
- Limnímetros de punta de gancho	$\pm 0,002$	a	$\pm 0,01$	m
- Técnica de burbuja a burbuja	$\pm 0,005$	a	$\pm 0,015$	m
- Transductor de presión sumergibles	$\pm (2 \text{ a } 6) \times 10^{-3} Z_{\text{máx}}$	**		m

En el caso de flujo muy turbulento con $v > 1,5$ m/s, por ejemplo cerca de la salida de la aspiración de la turbina, estas incertidumbres pueden ser considerablemente superiores.

1.6.3 Determinación de la energía hidráulica específica. Para la incertidumbre sistemática relativa véase el anexo V.

* Estas cifras se refieren a las turbinas. Cuando se trata de flujo en canales, la incertidumbre de presión con el método de la manometría puede ser importante, más o menos sistemática, del 10 al 20% por las variaciones de la temperatura y de la densidad del fluido.

** $Z_{\text{máx}}$ es la máxima indicación del aparato de medida.

*** Véase el anexo V.

12 POTENCIA

12.1 Método indirecto de medida de la potencia

La elección de instrumentos para la medida de potencia eléctrica está, en cierto modo, asociada al método de medida utilizado para otras magnitudes, especialmente para la medida del caudal.

Los instrumentos eléctricos integradores (medidores de vatios-hora y contadores) son más adecuados en aquellos casos en los que se utilizan medidas integradoras de caudal.

La integración simultánea de la potencia y del caudal suprime los efectos de variaciones de caudal y de potencia que pueden producirse durante el periodo de integración. Sin embargo, además de la medida de integración, deben tomarse medidas instantáneas para controlar la magnitud de las posibles variaciones, pero pueden esperarse mayores incertidumbres en estas medidas instantáneas.

Cuando se utiliza el método presión/tiempo para medir el caudal, la potencia debe ser registrada antes de y hasta el comienzo de la medida (véase 5.1.2).

Cuando es necesario utilizar los transformadores instalados permanentemente, éstos deberán ser calibrados antes de la instalación para las condiciones en que se encontrarán durante el periodo de ensayo (carga en el secundario debida a instrumentos de medida suplementarios, factor de potencia, etc...). Conviene que sus características reales sean igualmente medidas, de manera que cualquier anomalía pueda ser detectada en el momento del ensayo.

A fin de simplificar el ensayo y eliminar todas las fuentes de error, todos los aparatos auxiliares accionados directamente por la máquina deben, en la medida de lo posible, estar desacoplados mientras dura el ensayo.

Como el caudal, la energía hidráulica específica y la potencia son función de la velocidad de rotación (véase 6.1.2), durante el ensayo de recepción la velocidad deberá ser medida con la exactitud requerida (véase el capítulo 13).

Si es posible, la medida de la potencia eléctrica deberá ser efectuada en los terminales de la máquina eléctrica. Si esto no es posible, la potencia medida debe ser corregida para compensar las pérdidas que tienen lugar entre los terminales y la sección de medida (véase también 12.1.2.1.2).

Si es posible, el factor de potencia deberá ser $= 1$ (es decir $\cos \varphi = 1$).

En los siguientes apartados se indicarán los métodos para medir todos los componentes de la potencia mecánica (véase 2.2.8.3). Para la medida de la potencia eléctrica, sólo se consideran vatímetros o medidores estáticos de potencia (o transductores de potencia), pero pueden ser sustituidos por contadores de vatios-hora o contadores estáticos de energía (o transductores de energía).

Los contadores electrónicos de potencia, intensidad, tensión y ángulo de fase, son adecuados para la utilización con un sistema de adquisición de datos.

12.1.1 Potencia eléctrica P_e

12.1.1.1. Métodos de medida

Los siguientes apartados describen los métodos de medida en sistemas monofásicos y trifásicos. En este último caso, se describen los métodos de los dos y de los tres vatímetros.

El método de los tres vatímetros es ligeramente mejor que el de los dos vatímetros. Sin embargo, la diferencia es inapreciable en relación con la incertidumbre resultante de la medida del rendimiento de la turbina o bomba. Por lo tanto, el método de los dos vatímetros se utiliza en la mayoría de los casos ya que requiere menor equipamiento.

Para factores de potencia ($\cos \varphi$) menores que 0,85 en retraso, la relación $P1/P2$ de las potencias medidas por cada uno de los dos vatímetros es menor que 0,5. En estos casos se prefiere el método de los tres vatímetros. En el caso de una máquina con salida de neutro, se debe utilizar el método de los tres vatímetros. El método de los dos vatímetros puede utilizarse si la ausencia de intensidad en la línea neutra puede ser verificada..

12.1.1.1.1 Sistema monofásico. En la figura 53 se indica un diagrama para un sistema monofásico.

$$P_{ap} = P_{as} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \epsilon) \quad (1)$$

$$P_{as} = U_s \cdot I_s \cdot \cos \varphi_s \quad (2)$$

potencia primaria a medir

potencia secundaria (valor medido)

relaciones de transformación nominales de transformadores de tensión e intensidad

valor relativo de la corrección del sistema de medida, determinada por las calibraciones

tensión en el secundario

corriente en el secundario

diferencia de fase entre vectores en el secundario $\left(\cos \varphi_s = \frac{P_{as1}}{U_s I_s} \right)$

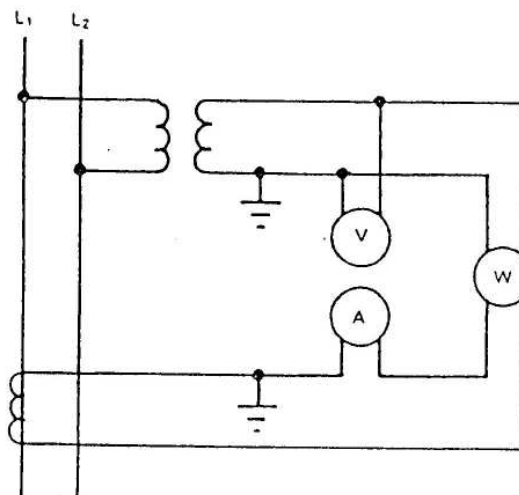


Fig. 53 - Sistema monofásico

El valor relativo ε de la corrección viene dado por la fórmula siguiente (véase el anexo G):

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_u + \varepsilon_i - \delta \cdot \tan \varphi_s$$

donde

- ε_w valor relativo de la corrección para el vatímetro o para el captor)
- ε_u valor relativo de la corrección para la relación del transformador de tensión, incluyendo la debida a los cables de conexión desde los terminales del transformador a los instrumentos de medida
- ε_i valor relativo de la corrección para la relación del transformador de intensidad
- $\delta = \delta_i - \delta_u$ diferencia de desplazamiento de fase entre el transformador de intensidad y el de tensión en radianes
- δ_i desplazamiento de fase del transformador de intensidad, en radianes
- δ_u desplazamiento de fase del transformador de tensión, comprendiendo la corrección debida a la conexión desde los terminales del transformador hasta los instrumentos de medida, en radianes

12.1.1.1.2 Sistema trifásico: dos instrumentos o un instrumento de doble elemento (Método de los dos vatímetros)

A1) Condiciones de equilibrio: Dos transformadores de tensión:

La figura 54 muestra el diagrama de medida con dos instrumentos monofásicos o con un instrumento de doble elemento con dos transformadores de tensión. En condiciones de sistema en equilibrio, que es generalmente el caso normal, la potencia en el primario es:

$$P_{ap} = P_{as(2w)} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \varepsilon)$$

donde

$$P_{as(2w)} = P_{as1} + P_{as2} = \sqrt{3} \cdot U_s \cdot I_s \cdot \cos \varphi_s$$

y:

$$P_{as1} = U_{12} \cdot I_{11} \cdot \cos(\varphi_s + \pi/6)$$

$$P_{as2} = U_{23} \cdot I_{22} \cdot \cos(\varphi_s - \pi/6)$$

$$U_{12} = U_{23} = U_s$$

$$I_{11} = I_{22} = I_s$$

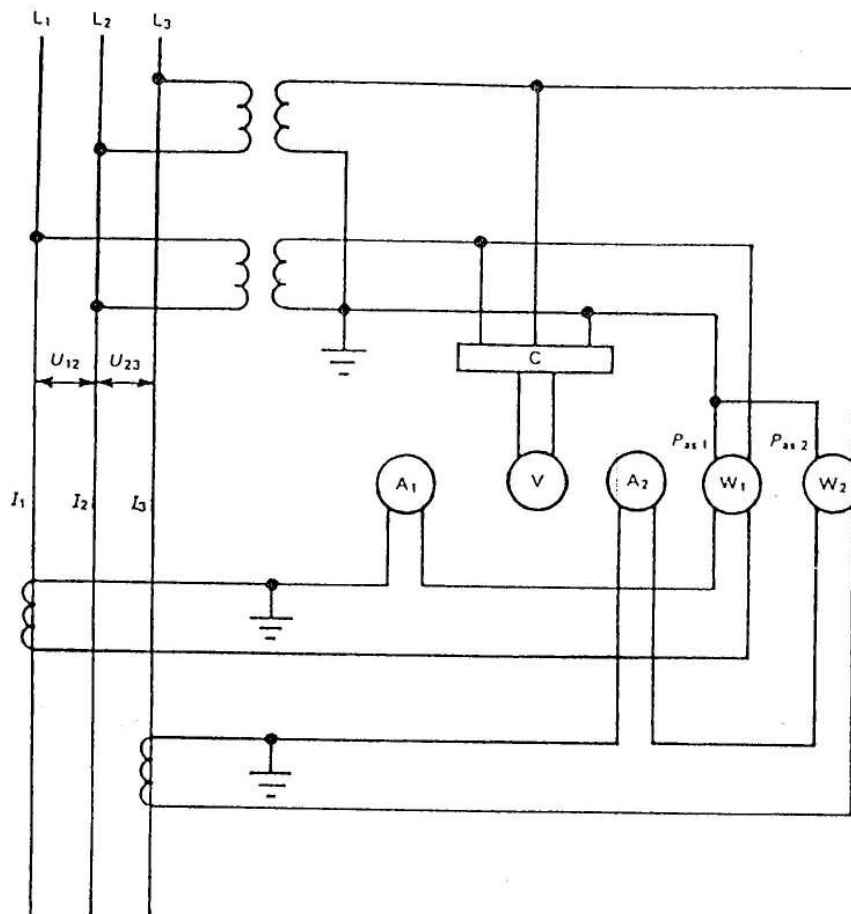
$$\cos \varphi_s = \frac{P_{as(2w)}}{\sqrt{3} \cdot U_s \cdot I_s}$$

transformadores que miden U_{12} y I_{11}

transformadores que miden U_{23} y I_{22}

tensión de línea en el secundario

intensidad en el secundario



C = conmutador

Fig. 54 – Sistema trifásico: Método de los dos vatímetros (dos transformadores de tensión)

teniendo las mismas consideraciones hechas en el anexo G, el valor relativo de corrección para cada sistema de medida, obtenido por calibración, viene dado por:

$$\begin{aligned} \epsilon_1 &= \epsilon_{1w} + \epsilon_{1u} + \epsilon_{1i} - \delta_1 \cdot \tan \varphi_s \\ \epsilon_2 &= \epsilon_{2w} + \epsilon_{2u} + \epsilon_{2i} - \delta_2 \cdot \tan \varphi_s \end{aligned}$$

Por lo tanto, el coeficiente relativo de corrección del sistema de medida combinado viene dado por:

$$K = \frac{P_{ps1} \cdot \epsilon_1 + P_{ps2} \cdot \epsilon_2}{P_{ps1} + P_{ps2}}$$

Entonces, considerando que

$$K = \frac{P_{ps1}}{P_{ps2}}$$

entonces, considerando que

$$\epsilon = \frac{\sqrt{\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2}}{1 - K}$$

En condiciones de equilibrio:

$$k = \frac{\sqrt{3} - \tan \varphi_s}{\sqrt{3} + \tan \varphi_s}$$

y la fórmula para el valor relativo de corrección del sistema de medida combinado es:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \frac{\varepsilon_{1c} + \varepsilon_{2c}}{2} + \frac{\delta_{1c} - \delta_{2c}}{2\sqrt{3}} - \left(\frac{\delta_{1c} + \delta_{2c}}{2} - \frac{\varepsilon_{1c} - \varepsilon_{2c}}{2\sqrt{3}} \right) \tan \varphi_s \quad (5)$$

donde

- $\varepsilon_w = \varepsilon_{1w} + \varepsilon_{2w}$ valor relativo de la corrección combinada en el caso de medida con dos vatímetros
- $\varepsilon_{1c} = \varepsilon_{1u} + \varepsilon_{1t}$ valor relativo de la corrección combinada para las relaciones de intensidad y tensión de los transformadores del sistema 1
- $\varepsilon_{2c} = \varepsilon_{2u} + \varepsilon_{2t}$ valor relativo de corrección combinada para las relaciones de intensidad y tensión de los transformadores del sistema 2
- $\delta_{1c} = \delta_{1t} - \delta_{1u}$ desplazamiento de fase combinado de los transformadores del sistema 1, en radianes
- $\delta_{2c} = \delta_{2t} - \delta_{2u}$ desplazamiento de fase combinado de los transformadores del sistema 2, en radianes

A2) Condiciones en equilibrio: Tres transformadores de tensión:

La figura 55 muestra el diagrama de medida con dos instrumentos monofásicos o con un instrumento de doble elemento, tres transformadores de tensión. En condiciones de equilibrio, que generalmente es el caso normal, la potencia en el primario es:

$$P_{ap} = P_{ap2s} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \varepsilon), \text{ idéntica a la fórmula (4) del caso previo A1}$$

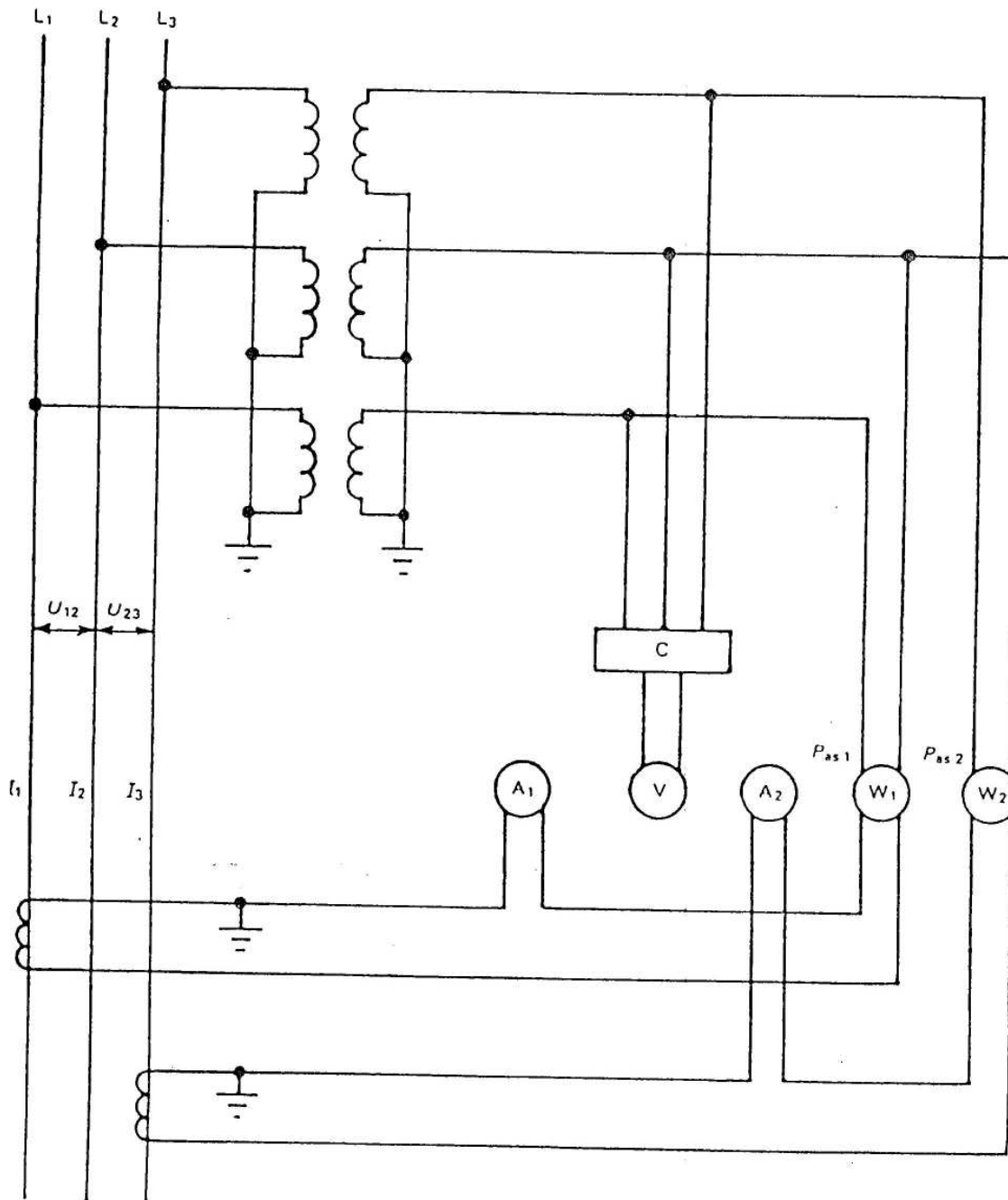
donde

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \frac{\varepsilon_{1t} + \varepsilon_{2t} + \varepsilon_{1u} + \varepsilon_{2u}}{2} + \frac{\delta_{1t} - \delta_{2t} - \delta_{1u} + \delta_{2u}}{2\sqrt{3}} - \left(\frac{\delta_{1t} - \delta_{2t} - \delta_{1u} - \delta_{2u}}{2} - \frac{\varepsilon_{1t} - \varepsilon_{2t} + \varepsilon_{1u} - \varepsilon_{2u}}{2\sqrt{3}} \right) \tan \varphi_s$$

con:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{1u} &= \frac{\varepsilon_{1u} - \varepsilon_{2u}}{2} = \frac{\delta_{1u} - \delta_{2u}}{2\sqrt{3}} \\ \varepsilon_{2u} &= \frac{\varepsilon_{2u} - \varepsilon_{1u}}{2} = \frac{\delta_{2u} - \delta_{1u}}{2\sqrt{3}} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{- si la tensión de fase medida está adelantada respecto de la tensión de fase no medida.} \\ \text{+ en caso contrario;} \end{array}$$

$$\left. \begin{aligned} \delta_{1u} &= \frac{\delta_{1u} - \delta_{2u}}{2} = \frac{\varepsilon_{2u} - \varepsilon_{1u}}{2\sqrt{3}} \\ \delta_{2u} &= \frac{\delta_{2u} - \delta_{1u}}{2} = \frac{\varepsilon_{1u} - \varepsilon_{2u}}{2\sqrt{3}} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{- si la tensión de fase de medida está retrasada respecto de la tensión de fase no medida;} \\ \text{+ en caso contrario} \end{array}$$



C = conmutador

Fig. 55 – Sistema trifásico: Método de los dos vatímetros (tres transformadores de tensión)

EN 60041:1994

- 130 -

B) Condiciones de desequilibrio:

La medida de potencia eléctrica se hace de la misma manera que en condiciones de equilibrio, pero el cálculo de las correcciones tiene que tener en cuenta los diferentes valores de corriente, tensión y factor de potencia en los dos sistemas de medida.

12.1.1.1.3 Sistema trifásico: tres instrumentos o un instrumento de tres elementos (método de los tres vatímetros)

A) Condiciones en equilibrio

La figura 56 muestra el diagrama de medida con tres instrumentos monofásicos o con un instrumento de tres elementos. En condiciones de equilibrio, que es generalmente el caso normal, la potencia en el primario es:

$$P_{ap} = P_{ast(3w)} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \epsilon)$$

donde la potencia en el secundario es:

$$P_{ast(3w)} = P_{as1} + P_{as2} + P_{as3} = 3U_{sph} \cdot I_s \cdot \cos\phi_s$$

donde

U_{sph} tensión de fase del secundario;

I_s intensidad del secundario.

El valor relativo de corrección para el sistema de medida combinado está dado por:

$$\epsilon = \epsilon_w + \frac{\epsilon_{1c} + \epsilon_{2c} + \epsilon_{3c}}{3} - \frac{\delta_{1c} + \delta_{2c} + \delta_{3c}}{3} \cdot \tan\phi_s$$

donde

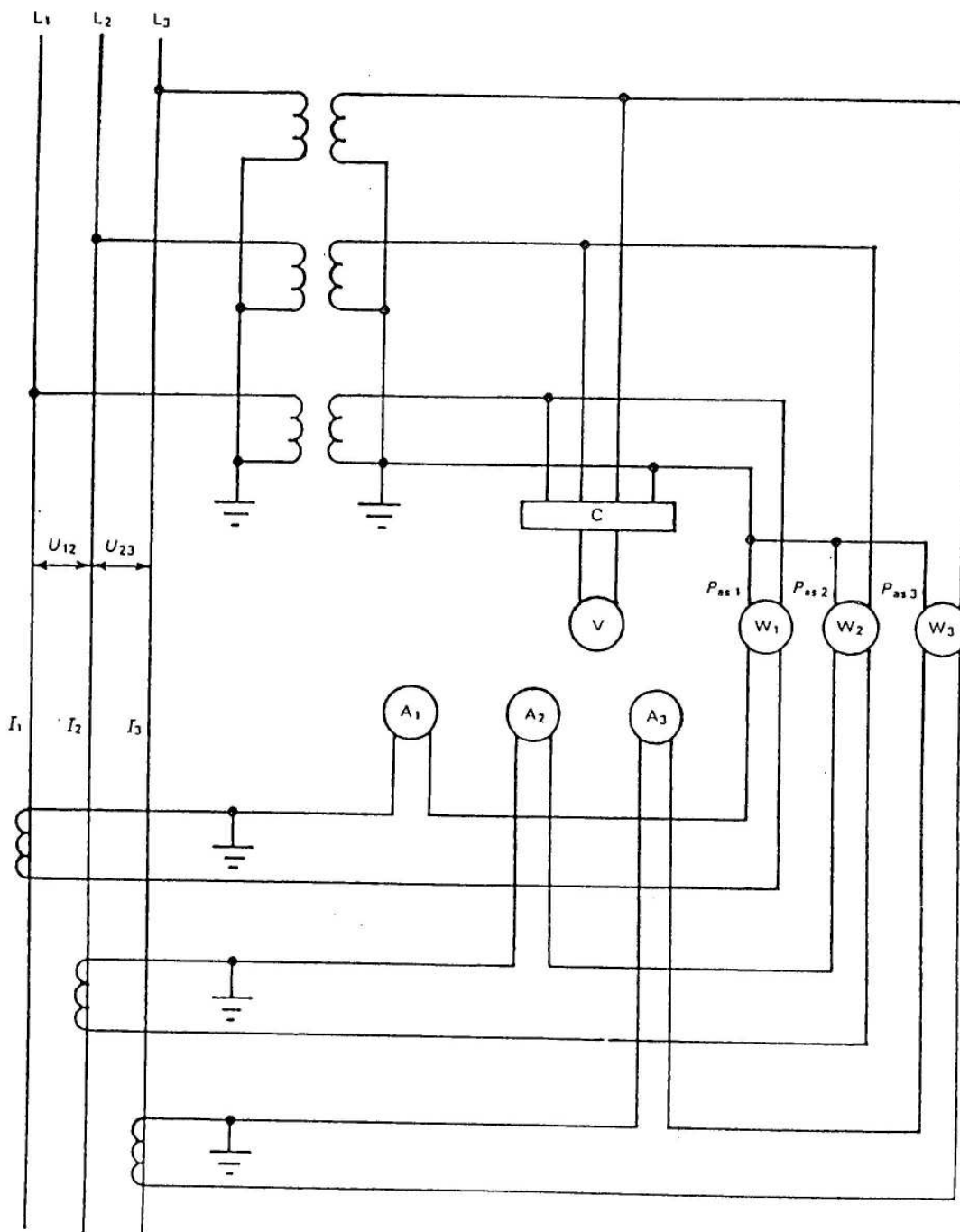
$\epsilon_w = \epsilon_{1w} + \epsilon_{2w} + \epsilon_{3w}$ valor relativo de la corrección combinada en el caso de medida con tres vatímetros

$\left. \begin{aligned} \epsilon_{1c} &= \epsilon_{1u} + \epsilon_{1i} \\ \epsilon_{2c} &= \epsilon_{2u} + \epsilon_{2i} \\ \epsilon_{3c} &= \epsilon_{3u} + \epsilon_{3i} \end{aligned} \right\}$ valores relativos de la corrección combinada para las relaciones de tensión y de intensidad respectivamente, de los transformadores de los sistemas 1, 2 y 3

$\left. \begin{aligned} \delta_{1c} &= \delta_{1u} - \delta_{1i} \\ \delta_{2c} &= \delta_{2u} - \delta_{2i} \\ \delta_{3c} &= \delta_{3u} - \delta_{3i} \end{aligned} \right\}$ desplazamientos de fase combinados respectivamente, de los transformadores de los sistemas 1, 2 y 3, en radianes

y donde el valor de ϕ_s se deriva de:

$$\cos\phi_s = \frac{P_{ast(3w)}}{3U_{sph} I_s}$$



C = Conmutador

Fig. 56 – Sistema trifásico: Método de los tres vatímetros

EN 60041:1994

- 132 -

B) Condiciones de desequilibrio:

La medida de la potencia eléctrica se hace de la misma manera que en condiciones de equilibrio, pero el cálculo de las correcciones tiene que tener en cuenta los diferentes valores de intensidad, tensión y factor de potencia en los tres sistemas de medida.

12.1.1.1.4 Número de lecturas. El número de lecturas será suficiente para permitir un cálculo preciso de la potencia media durante la duración de la secuencia. El número dependerá de la duración del ensayo y de la estabilidad de las lecturas. Como se muestra en el anexo C, la incertidumbre aleatoria disminuye conforme aumenta el número de lecturas. En condiciones difíciles, se prefieren medidores integradores.

12.1.1.2 Requisitos para la instrumentación

12.1.1.2.1 Clase de precisión de los instrumentos y de los transformadores de medida. Los vatímetros deberán ser de clase 0.2 o mejor. Los voltímetros y amperímetros de clase 0.5 o mejor. Los transformadores de tensión e intensidad deberán ser de clase 0.2 de acuerdo con las Normas CEI 60185 y 60186.

12.1.1.2.2 Calibración de los instrumentos. De acuerdo con el apartado 4.6.2, todos los instrumentos, incluidos los transformadores de medida, deberán ser calibrados antes y después del ensayo. Sin embargo, una calibración puede ser omitida por acuerdo. Los transformadores de medida de clase 0.2 tienen una estabilidad tal, que normalmente es suficiente con calibrarlos una vez, antes o después del ensayo. Los transformadores tendrán las mismas cargas durante la calibración y el ensayo, incluyendo (si hay) los adicionales (véase 12.1.1.2.5).

12.1.1.2.3 Problemas de los vatímetros relacionados con las medidas "in situ". Cuando se mide in situ con vatímetros, ciertos problemas surgen normalmente porque la potencia no es constante, debido a perturbaciones procedentes de la red y de la máquina hidráulica. Las perturbaciones que causan los desplazamientos más o menos rápidos de los indicadores de los vatímetros entre ciertos límites, pueden dividirse en tres clases

- a) Variaciones muy lentas, que no perjudican porque las lecturas del vatímetro pueden ser tomadas como valores verdaderos. La razón puede ser, una variación de la energía hidráulica específica.
- b) Fluctuaciones aleatorias rápidas, donde los indicadores de los diferentes vatímetros se mueven en la misma dirección. Este fenómeno es típico de las fluctuaciones de potencia activa.
- c) Fluctuaciones aleatorias rápidas, donde los indicadores de los diferentes vatímetros se mueven en direcciones opuestas. Son debidas a pequeñas fluctuaciones rápidas de la tensión de red, siempre presentes en cierta medida dependiendo de las condiciones de la red. Las lecturas de los instrumentos deben, por tanto, ser simultáneas. Obtener una lectura correcta durante un largo periodo de tiempo, puede ser bastante cansado y pueden introducirse fácilmente grandes errores individuales. Las perturbaciones debidas a la variación de la potencia reactiva, se minimizan cuando la máquina funciona con control manual de tensión.

En relación con el texto anterior, está claro que el uso de vatímetros cuando se mide in situ, conlleva dificultades que aumentan la incertidumbre de la medida. Es, por tanto, recomendable utilizar además, un contador estático de vatios-hora combinado con un reloj de cuarzo. Por supuesto, pueden utilizarse vatímetros digitales de clase 0.2 o mejor. Lecturas e integraciones por ordenador pueden ser utilizadas si el programa está correctamente verificado.

12.1.1.2.4 Transformadores de medida. Si es posible, los transformadores sólo deben ser utilizados para alimentar los instrumentos de ensayo. Cada transformador deberá tener pares de cables trenzados hasta el emplazamiento de los instrumentos. La carga real teniendo en cuenta estos cables, debe determinarse para la calibración.

12.1.1.2.5 Transformadores de tensión. La sección de los cables debe ser tal, que la caída total de tensión sea inferior al 0.1%. Cuando se utilizan instrumentos modernos que consuman poca potencia, puede ser recomendable añadir cargas en los bornes del transformador, a fin de reducir sus factores de corrección.

12.1.1.2.6 Transformadores de intensidad. A menudo, sólo se pueden instalar transformadores especiales para máquinas de 40 hasta 50 MVA. Para máquinas mayores, debe llegarse a un acuerdo entre las partes, si se utiliza los transformadores pre-existentes: La carga debe ser ajustada al valor asignado, si es posible. Se podrá utilizar entonces la calibración del fabricante y no será necesaria ninguna calibración después del ensayo.

12.1.1.2.7 Campos magnéticos. Pueden aparecer campos magnéticos en las inmediaciones de las máquinas eléctricas, de los transformadores, de los embarrados, etc..., que pueden tener influencia en los instrumentos. Hay que tener cuidado de evitar estos campos parásitos.

12.1.2 Determinación de las pérdidas

12.1.2.1 Pérdidas mecánicas y eléctricas en la máquina eléctrica, P_h

12.1.2.1.1 Medida. Las pérdidas, incluyendo las debidas a los cojinetes guía de la máquina eléctrica, deben ser determinadas según las Normas CEI 60034-2 y 60034-2A. El método de ensayo se elegirá de acuerdo con el suministrador de la máquina hidráulica, quien tendrá derecho a estar presente durante el ensayo.

Los ensayos pueden ser efectuados en los talleres del fabricante o en la central. En el primer caso, normalmente, solamente pueden ser determinadas las pérdidas individuales, y la total se determina sumando estas pérdidas individuales. Debe tenerse especial cuidado en asegurar que las pérdidas por ventilación durante los ensayos en taller, sean similares a las que se tendrán en la central.

A menudo, las grandes máquinas sólo pueden ser probadas en la central, normalmente por el método calorimétrico o de frenado (turbinas Pelton). En este caso, tanto las pérdidas individuales como las totales en carga, pueden ser determinadas si el grupo está equipado con una turbina con regulación..

12.1.2.1.2 Ajuste por cálculo de las pérdidas en la máquina eléctrica en los ensayos de la máquina hidráulica. Se recomienda determinar las diversas pérdidas individuales de la máquina eléctrica.

Las pérdidas en el hierro y las pérdidas totales en carga (es decir, la suma de las pérdidas por efecto Joule y las suplementarias), se ajustan a los valores de la tensión e intensidad durante la prueba, admitiendo que varían en proporción al cuadrado de la tensión e intensidad, respectivamente.

En carga, las pérdidas en el hierro son en general algo superiores, y las pérdidas totales algo inferiores que las pérdidas individuales correspondientes. En máquinas eléctricas de gran potencia, las pérdidas en carga pueden exceder la suma de pérdidas separadas hasta tal punto que deberán ser medidas a plena carga.

Cuando se miden las pérdidas separadas, la temperatura en la máquina eléctrica es muy inferior a su valor cuando la máquina está en carga. Sin embargo, no se hacen correcciones de temperatura por las razones siguientes: Las pérdidas por efecto Joule aumentan y las pérdidas suplementarias disminuyen a altas temperaturas. Las pérdidas en el hierro y las pérdidas por ventilación con el aire también disminuyen a altas temperaturas. Para máquinas trifásicas síncronas se admite que las pérdidas totales en carga son independientes de la temperatura. Debe adoptarse un acuerdo especial para generadores monofásicos, donde las pérdidas suplementarias en carga son dominantes.

La experiencia muestra que los errores introducidos por las anteriores hipótesis son pequeños, alrededor de un $\pm 2\%$ a un $\pm 3\%$, es decir, las mismas que en un ensayo calorimétrico de categoría A a plena carga, según el capítulo 15 de la IEC 60034-2A. Las otras pérdidas en la máquina eléctrica se deducen de los ensayos, con la excepción de las pérdidas en la excitación, que son medida directamente con la ayuda de aparatos, si estas pérdidas son parte de P_h (caso de un generador no separado).

12.1.2.2 Pérdidas en el cojinete de empuje debidas a la máquina eléctrica, P_e

EN 60041:1994

- 134 -

12.1.2.2.1 Medida. Las pérdidas en el cojinete de empuje deben ser medidas de acuerdo con la Norma CEI 60034-2A.

Si la medida directa no es posible, las pérdidas se estimarán por acuerdo entre las partes, bien por comparación con casos similares, o sobre la base de fórmulas empíricas existentes (véase 12.3.1).

En el caso de un cojinete de empuje combinado con una guía, los dos componentes serán considerados por separado y las pérdidas correspondientes (medidas o calculadas) serán atribuidas a la máquina eléctrica o hidráulica, según las especificaciones contractuales.

12.1.2.2.2 Caso de un cojinete de empuje común. En el caso de un cojinete de empuje común, las pérdidas correspondientes se atribuirán a la máquina eléctrica y/o a la(s) máquina(s) hidráulica(s), proporcionalmente al empuje de cada una sobre el cojinete.

Si:

F_{AE} es la componente axial del empuje debido a la máquina eléctrica.

F_{AT} es la componente axial del empuje debido a la turbina: empuje hidráulico actuando sobre el (los) rodete(s) (véase 12.3.3) y peso del (de los) rodete(s) y el eje.

F_{AP} es la componente axial del empuje debido a la bomba: empuje hidráulico actuando sobre el impulsor (es) (véase 12.3.3), y peso del impulsor (es) y del eje.

se atribuirá:

a) En el caso de un grupo binario de turbinación:

- a la máquina eléctrica

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{AE} + F_{AT}} P_c$$

- a la turbina

$$P_{cT} = \frac{F_{AT}}{F_{AE} + F_{AT}} P_c$$

b) En el caso de un grupo binario de bombeo:

- a la máquina eléctrica

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{AE} + F_{AP}} P_c$$

- a la bomba

$$P_{cP} = \frac{F_{AP}}{F_{AE} + F_{AP}} P_c$$

En el caso de un grupo ternario trabajando como turbina (bomba desacoplada):

- a la máquina eléctrica

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{AE} + F_{AT}} \cdot P_c$$

- a la turbina

$$P_{cT} = \frac{F_{AT}}{F_{AE} + F_{AT}} \cdot P_c$$

En el caso de un grupo ternario trabajando como bomba

- a la máquina eléctrica

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{Atot}} \cdot P_c$$

- a la bomba

$$P_{cP} = \frac{F_{AP}}{F_{Atot}} \cdot P_c$$

de

es la suma de las componentes axiales de los pesos de todas las partes rotativas, del empuje debido a la máquina eléctrica y del empuje hidráulico actuando sobre el impulsor (es) de la bomba.

A - En el caso de una máquina horizontal, el conjunto de las pérdidas de los cojinetes de empuje son imputables a la máquina hidráulica. En los demás casos, si la componente axial del empuje total (F_{AT} o F_{AP}) debida a la máquina hidráulica es negativa, las pérdidas atribuidas a la máquina hidráulica serán nulas, siempre que F_{AT} (o F_{AP}) no sea superior a F_{AE} .

1.2.3 Pérdidas en todos los elementos rotativos externos a la máquina hidráulica, P_d

1.2.3.1 Pérdidas en los engranajes. Las pérdidas en los engranajes, si los hay o de manera más general, en aquellas es de la transmisión localizadas entre la máquina eléctrica y la máquina hidráulica, deben ser objeto de un estudio grado por medición o por cálculo. Las medidas deben ser efectuadas bajo condiciones lo más cercanas posibles a las ensayos principales. Las pérdidas en un engranaje pueden determinarse midiendo el calor absorbido por el aceite lubricante (o por el agua de refrigeración) y por el aire circundante.

1.2.3.2 Pérdidas por ventilación con el aire de un volante de inercia descubierto. Las pérdidas por ventilación en un volante de inercia descubierto, pueden ser calculadas aproximadamente por medio de la fórmula siguiente:

$$P_{vk} = 0,35 (60n)^5 D_a^5 \left(1 + 1,8 \frac{R}{D_a} \right) \times 10^{-20} = 75,6 n^5 D_a^5 \left(1 + 1,8 \frac{R}{D_a} \right) \times 10^{-23}$$

onde

- pérdidas por ventilación (W)
- velocidad de rotación del volante (n)
- diámetro externo del volante (m)
- anchura de la flauta (m)

El margen de incertidumbre de esta fórmula es $\pm 30\%$

12.1.2.3.3 Pérdidas del rodete/ impulsor girando en el aire, P_w . Las pérdidas del rodete/impulsor se atribuyen al rozamiento y a la fricción del aire, excluyendo las pérdidas en los cojinetes. En algunos casos, por ejemplo, el caso de un grupo ternario con una máquina cuyo rodete/impulsor gira en el aire durante el ensayo de recepción, o el caso de un grupo reversible con un rodete de acción girando en el aire durante el ensayo de recepción, las pérdidas debidas a la máquina o al rodete de acción girando en el aire, deberán ser tenidas en cuenta junto con las pérdidas en los cojinetes. Como a menudo no es posible o es indeseable desacoplar el rodete/impulsor de la máquina eléctrica, es recomendable medir las pérdidas del rodete girando en el aire por ejemplo, evaluando la diferencia entre la potencia de entrada de la máquina eléctrica extrapolada a tensión cero y las pérdidas de la máquina eléctrica -sin excitación y arrastrada por la turbina- medidas por el método calorimétrico (véase la Norma CEI 60034-2A).

Si esta medida es imposible, las pérdidas del rodete/impulsor girando en el aire pueden ser generalmente estimadas por las fórmulas siguientes, dependiendo del tipo de máquina:

1) Turbinas Kaplan (álabes cerrados):

$$P_w = 6.5 \cdot (60n)^3 \cdot D^5 \cdot 10^{-7} = 0.14 \cdot n^3 \cdot D^5$$

donde

P_w pérdidas por ventilación (W);

n velocidad de rotación (s^{-1});

D diámetro exterior del rodete (m).

El margen de incertidumbre de esta fórmula es $\pm 50\%$.

2) Turbinas Francis

$$P_w = 4.6 \cdot (60n)^3 \cdot B \cdot D^4 \cdot 10^{-4} = 100n^3 \cdot B \cdot D^4$$

donde

P_w pérdidas por ventilación (W);

n velocidad de rotación (s^{-1});

B altura del rodete (m), (véase la figura 57);

D' diámetro exterior del rodete (m), (véase la figura 57).

La fórmula es válida para un caudal a través del laberinto inferior igual a $0.8 \cdot 10^3$ veces el caudal en el punto de rendimiento máximo. Su margen de incertidumbre es $\pm 50\%$.

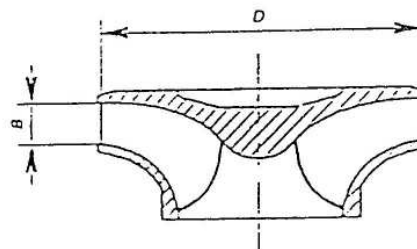


Fig. 57 – Dimensiones principales del rodete/impulsor de máquinas radiales

Bombas y turbinas-bomba

$$P_w = 2,3 \cdot (60n)^3 \cdot B \cdot D^4 \cdot 10^{-4} = 50n^3 \cdot B \cdot D^4$$

onde

- P pérdidas por ventilación (W);
- velocidad de rotación (s^{-1});
- B altura del rodete (m), (véase la figura 57);
- diámetro exterior del rodete (m), (véase la figura 57).

La fórmula es válida para un caudal a través del laberinto inferior igual a $0,8 \cdot 10^{-3}$ veces el caudal en el punto de rendimiento máximo. Su margen de incertidumbre es $\pm 50\%$.

1) Turbinas Pelton*

1a) De eje horizontal (véase la figura 58)

$$P_w = 7 \cdot (60n)^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{1/4} \cdot \left(\frac{B_{io}}{D}\right)^{3/4} \cdot \left(\frac{B_{iu}}{D}\right)^{5/4} \cdot \left(\frac{R_{io}}{D}\right)^{7/4} \cdot 10^{-5}$$

$$= 15n^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{1/4} \cdot \left(\frac{B_{io}}{D}\right)^{3/4} \cdot \left(\frac{B_{iu}}{D}\right)^{5/4} \cdot \left(\frac{R_{io}}{D}\right)^{7/4}$$

onde

- pérdidas por ventilación (W);
- velocidad de rotación (s^{-1});
- máximo diámetro exterior del rodete (m). Los otros valores geométricos están definidos en la figura 58.

Si la distancia normal existente entre el rodete y el nivel de desagüe, la influencia de este último es despreciable. El margen de incertidumbre de esta fórmula es de $\pm 50\%$.

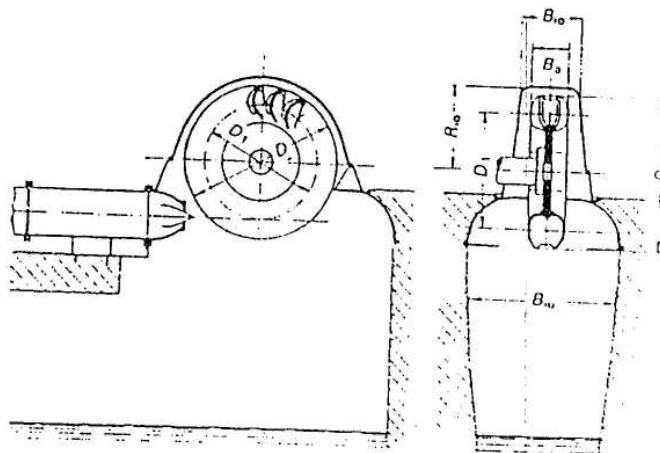


Fig. 58 - Dimensiones de la carcasa de turbinas Pelton con eje de rodete horizontal

b) De eje vertical (véase la figura 59)

$$P_w = (60n)^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_2}{D}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{B_1}{D}\right)^{4/3} \cdot \left(\frac{R_1}{D}\right) \cdot 10^{-4}$$

$$= 22 \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_2}{D}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{B_1}{D}\right)^{4/3} \cdot \left(\frac{R_1}{D}\right)$$

Para la distancia normal existente entre el rodete y el nivel de desagüe, la influencia de este último es despreciable. El margen de incertidumbre de esta fórmula es de $\pm 50\%$.

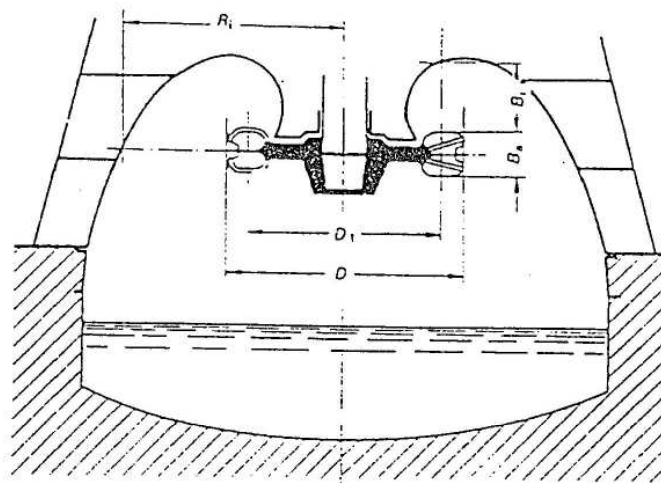


Fig. 59 – Dimensiones de la carcasa de turbinas Pelton con eje de rodete vertical

12.1.2.4 Potencia suministrada a cualquier máquina auxiliar acoplada directamente, P_e , y al equipo auxiliar de la máquina hidráulica en la medida que el contrato prevea que le es imputable, P_f

Si es significativa, la potencia absorbida por las diversas bombas de refrigeración, regulación, etc., accionadas por motores eléctricos, será determinada midiendo la potencia eléctrica utilizada por los motores. En casos más difíciles, la potencia absorbida por las bombas será estimada midiendo su caudal y la energía hidráulica específica, que suministratiendo en cuenta el rendimiento global obtenido, por ejemplo, por medio de ensayos de laboratorio. La potencia absorbida por otros accesorios puede en muchos casos ser estimada, a la vista de su poca importancia.

12.1.3 Incertidumbre de medida Si se han efectuado las correcciones apropiadas en los transformadores de medida, la incertidumbre sistemática resultante f_p de la medida de la potencia mecánica de la máquina es del orden de $\pm 0,5\%$ a $\pm 1\%$, según las condiciones de medida.

12.2 Método directo de medida de potencia. El método directo de medida de potencia en el eje de la máquina hidráulica por medio de dispositivos de medida de par y velocidad, es más adecuado para grupos pequeños. Sin embargo, puede tener que ser utilizado para máquinas hidráulicas que no están acopladas directamente a máquinas eléctricas.

Es necesario medir la velocidad de rotación de la máquina con precisión adecuada (véase el capítulo 13)

12.2.1 Medida por medio de un freno (mecánico, hidráulico o eléctrico)*

Estas medidas requieren la determinación precisa de las siguientes magnitudes:

- velocidad de rotación del eje.
- longitud del brazo del freno;
- peso de tara del brazo del freno;
- fuerza sobre el brazo del freno.

El freno debe ser montado de manera que minimice los empujes axiales o laterales sobre el eje y cojinetes. La potencia absorbida por fricción en estos cojinetes, debido a la existencia de estas cargas, no puede ser imputada a la máquina hidráulica, sino que debe ser añadida a la potencia medida (potencia total = potencia medida + pérdidas de cojinete). Si la máquina es de eje vertical, el freno debe ser suspendido, de manera que no se causen esfuerzos de flexión sobre el eje.

debe vigilar que la circulación de líquido de refrigeración de frenos no cause un par parásito de reacción; si éste fuera el caso, este par debería tenerse en cuenta en los cálculos.

12.2.2 Medida por medio de un dinamómetro de torsión. Un dinamómetro de torsión comprende un eje cuyo esfuerzo es medido por un método adecuado.

Este aparato debe ser calibrado antes y después del ensayo, si es posible in situ.

12.2.3 Incertidumbre de la medida. La incertidumbre sistemática resultante, f_p , de la medida de potencia mecánica de la máquina es del orden de $\pm 0.8\%$ a $\pm 1.3\%$, según los sistemas y las condiciones de medida.

12.3 Pérdidas en los cojinetes. Las pérdidas en todos los cojinetes deben ser medidas por el método calorimétrico, de acuerdo con la Norma CEI 60034-2A. Sin embargo, si no es posible, estas pérdidas pueden ser calculadas en primera aproximación como se indica en los siguientes apartados, si la temperatura y la viscosidad del aceite son conocidas. Existen otros métodos (por ejemplo Método de Raimondi para pérdidas de cojinetes de empuje), y pueden ser aplicados.**

12.3.1 Cálculo de pérdidas en cojinetes de empuje. El cojinete de empuje se carga conjuntamente por los componentes axiales de los pesos de las distintas máquinas (hidráulica y eléctrica) y sus ejes (árboles), y por los empujes hidráulicos (véase 12.1.2.2.2).

Para un cojinete de patines que tenga:

- un diámetro exterior d_o ,
- un diámetro interior d_i ,

de manera que la anchura radial de un patín es

$$a = 0,5(d_o - d_i) \quad \text{[m]} \quad (1)$$

su longitud media tangencial puede admitirse igual a

$$l = \frac{0,80 \pi (d_o + d_i)}{2N} \quad \text{[m]} \quad (2)$$

EN 60041:1994

-140-

siendo N el número de patines, el coeficiente de fricción viene dado por la fórmula:

$$f = k \sqrt{\frac{\mu \cdot v_m}{p_m \cdot l}}$$

donde

μ viscosidad dinámica del aceite (Pa.s).

v_m velocidad media del elemento giratorio del cojinete de empuje ($m \cdot s^{-1}$).

$$v_m = \frac{\pi n (d_o + d_i)}{2}$$

presión específica media en el cojinete de empuje (Pa).

$$p_m = \frac{F_{AE} + F_{AP} + F_{AT}}{N \cdot b \cdot l}$$

constante que depende de la forma del patín. Este valor puede considerarse $k=3.5$ en una primera aproximación y puede variar entre 2 a 4.

Las pérdidas por fricción correspondientes pueden expresarse por*:

$$P_{fb} = (F_{AE} + F_{AP} + F_{AT}) \cdot f \cdot v_m \quad (W)$$

12.3.2 Cálculo de pérdidas en cojinetes guía. Las fórmulas siguientes se aplican para cojinetes sin carga.

a) Cojinete liso:

$$P_{fb} = \frac{1.6 \cdot \mu (60n)^2 \cdot d^3 \cdot l}{\delta} \cdot 10^{-2} = 58 \cdot \frac{\mu \cdot n^2 \cdot d^3 \cdot l}{\delta} \quad (W)$$

donde

μ viscosidad dinámica del aceite (Pa.s);

n velocidad de rotación (s^{-1});

d diámetro del cojinete (m);

l longitud axial del cojinete (m);

δ holgura diametral total (m).

*Standard handbook of lubrication engineering, McGraw-Hill Book Company, New York, 1968.
*Calculation methods for steadily loaded pressure fed hydrodynamic journal bearings, Engineering Science Data Series 23, I Mech E, 1995.

b) Cojinete de patinetes:

$$P_{gb} = k \cdot \frac{N \cdot \mu (60n)^2 \cdot d^2 \cdot l \cdot b}{\delta} \cdot 10^{-3} = k \cdot 3,6 \cdot \frac{N \mu n^2 \cdot d^2 \cdot l \cdot b}{\delta} \quad (W)$$

donde

constante que depende de la geometría del patín y puede ser considerada en una primera aproximación entre 4 y 8;

N número de patines;

viscosidad dinámica del aceite (Pa.s);

n velocidad de rotación (s^{-1});

d diámetro del cojinete (m);

l longitud de circunferencia del patín = $\frac{0,80 \cdot \pi \cdot d}{N}$ (m)

longitud axial del patín (m);

δ holgura diametral total (m).

13.3 Medida del empuje hidráulico. Normalmente el peso de las partes giratorias y el empuje hidráulico vienen dados por el fabricante.

El empuje hidráulico puede determinarse midiendo la deformación axial de un elemento de soporte del eje.

La curva característica de empuje en función de la deformación puede calcularse. Puede verificarse aplicando una carga conocida al cojinete de empuje y midiendo el desplazamiento del eje respecto a un punto fijo, generalmente situado en alguna de las partes embebidas de la máquina. La incertidumbre de esta medida es del $\pm 20\%$ de la carga conocida. Con máquinas de eje vertical, un método de calibración conveniente es medir el desplazamiento axial del eje cuando el peso conocido de todas las partes giratorias actúa sobre el cojinete de empuje.

En el caso de un cojinete de empuje hidráulicamente equilibrado, el empuje hidráulico puede medirse directamente a partir de la presión en las cámaras de equilibrado.

La medida del empuje hidráulico es útil para estimar las pérdidas imputables separadamente a las máquinas eléctrica e hidráulica (véase 12.1.2.2.2).

VELOCIDAD DE ROTACIÓN

13.1 Generalidades

Las características de funcionamiento de una máquina hidráulica son función de la velocidad de rotación (véase 6.1.2). Por tanto, la velocidad de rotación debe ser medida con la precisión adecuada.

13.2 Medida de la velocidad en el caso de determinación directa de la potencia

Cuando se determina la potencia por el método directo (véase 12.2), la velocidad de rotación debe medirse, por ejemplo, mediante un tacómetro calibrado o por un contador electrónico. La medida de la velocidad debe efectuarse sin ningún deslizamiento relativo al eje de la máquina hidráulica.

13.3 Medida de la velocidad en el caso de determinación indirecta de la potencia

Cuando se determina la potencia por el método indirecto (véase 12.1) y la velocidad de rotación se mide con los mismos métodos que los utilizados en la medida directa de potencia (véase 13.2), debe tenerse el mismo cuidado en la medición.

Está permitido medir la velocidad de una máquina síncrona mediante el frecuencímetro del cuadro de control bajo las condiciones siguientes:

- la carga del sistema debe permanecer constante;
- la resolución del frecuencímetro debe ser del 0.1% de la frecuencia de la red;
- el frecuencímetro debe ser comparado con un instrumento de precisión adecuada.

Cuando la máquina hidráulica está acoplada a una máquina eléctrica asíncrona, la velocidad de rotación puede ser medida con los dispositivos mencionados anteriormente o puede ser calculada a partir de la frecuencia medida de la red y del deslizamiento medido de la máquina eléctrica mediante la fórmula siguiente:

$$n = \frac{2}{i} \left(f - \frac{m}{\Delta t} \right) \quad (\text{s}^{-1})$$

donde

- i número de polos de la máquina eléctrica;
- f frecuencia medida de la red (Hz);
- m número de imágenes observadas con un estroboscopio sincronizado con la red durante el intervalo de tiempo Δt (s).

13.4 Incertidumbre de las medidas

La incertidumbre sistemática estimada con nivel de confianza del 95% es:

- para un tacómetro: $\pm 0.2\%$ a $\pm 0.4\%$;
- para un contador electrónico u otro dispositivo de precisión: menor que $\pm 0.2\%$.

14 MÉTODO TERMODINÁMICO PARA LA MEDIDA DEL RENDIMIENTO

14.1 Generalidades

14.1.1 Principio del método. El método termodinámico resulta de la aplicación del principio de conservación de la energía (primera ley de la termodinámica) a la transferencia de energía entre el agua y el rodete/impulsor a través del cual está fluyendo.

La energía mecánica específica en el rodete/impulsor, definida como en 2.3.6.3, puede ser determinada mediante la medida de las variables de funcionamiento (presión, temperatura, velocidad y nivel) y de las propiedades termodinámicas del agua.

Para determinar el rendimiento, la necesidad de medir el caudal es eliminada mediante la utilización de la energía mecánica específica conjuntamente con la energía hidráulica específica, como se define en 2.3.6.2.

14.1.2 Aspectos excluidos y restricciones. Debido a la falta de uniformidad de los valores medidos en las secciones de referencia de las máquinas, las limitaciones del equipo de medida y la importancia relativa de los términos correctivos derivados de la imperfección de las condiciones de medida, el campo de aplicación de este método está limitado a valores de la energía hidráulica específica superiores a $1\,000 \text{ J kg}^{-1}$ (saltos superiores a 100 m). No obstante, en condiciones altamente favorables, el campo puede extenderse a valores interiores de la energía hidráulica específica (saltos pequeños). Véase el análisis particular de las incertidumbres de las medidas.

1.3 Instrumentación. Los aspectos tecnológicos de la instrumentación han sido tratados de una forma general, teniendo en cuenta el hecho de que los aparatos disponibles actualmente varían ampliamente pudiendo quedar obsoletos en el futuro. A causa de esta diversidad, ninguno de ellos es descrito en detalle.

Los únicos requisitos de los instrumentos es que satisfagan las condiciones estipuladas en la presente norma (preección, intercambio térmico, etc.)

2 Rendimiento y energía mecánica específica

Los rendimientos de máquinas están definidos en 2.3.9.1, 2.3.9.2 y 2.3.9.3. En 2.3.9.1, el rendimiento hidráulico se escribe:

para turbinas:

$$\eta_h = P_m / P_h = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}$$

o bombas:

$$\eta_h = P_h / P_m = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m}$$

El método termodinámico permite la medida directa de la energía mecánica específica E_m .

La energía mecánica específica E_m representa la energía específica intercambiada entre el agua y el rodete/impulsor. Por definición E_m está relacionada con P_m (véase 2.3.8.4 y la figura 9) mediante:

$$P_m = (\rho Q)_1 E_m$$

Si ningún caudal auxiliar es añadido o sustraído entre las secciones de referencia, E_m se calcula mediante:

$$E_m = E_{1-2} = \bar{a}(p_{abs2} - p_{abs1}) + \bar{c}_p(\theta_1 - \theta_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) *$$

- En la práctica, las magnitudes son medidas en las posiciones 11 y 21 en recintos de medida (véase 14.3.1).
- Los valores medios de a y c_p se corresponden entonces con:

$$\frac{p_{abs11} + p_{abs21}}{2} \text{ y } \frac{\theta_{11} + \theta_{21}}{2}$$

Ciertos términos correctivos (imperfección de las condiciones de medida, fenómenos secundarios, etc.) definidos en 14.6 deben ser tomados en consideración. Se indican mediante δE_m .

La expresión práctica de E_m es por tanto:

$$E_m = E_{11-21} = \bar{a}(p_{abs21} - p_{abs11}) + \bar{c}_p(\theta_{11} - \theta_{21}) + \frac{v_{11}^2 - v_{21}^2}{2} + g(z_{11} - z_{21}) + \delta E_m$$

Si algún caudal auxiliar es añadido o sustraído entre las secciones de medida de alta y baja presión (por ejemplo cuando una parte de las pérdidas P_{1m} , véase 2.3.8.5, son evacuadas por un caudal auxiliar), un balance de potencia añadida o sustraída, permite el cálculo del valor de E_m conforme a la ecuación general. Se dan ejemplos en el anexo II.

* Véase el método de determinación de E_m en el anexo II. Véase también el método de la termodinámica utilizando bombas y turbinas de agua en el anexo III. En el anexo IV se describe el método de la termodinámica utilizando bombas y turbinas de vapor. Véase 2.3.3.2.

Como el rendimiento de la máquina (véase 2.3.9.3) es $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$, será calculado teniendo en cuenta todas las pérdidas mecánicas imputables a la máquina hidráulica.

14.3 Método de medida de la energía mecánica específica

14.3.1 Generalidades. Debido a las dificultades inherentes a medir directamente en el flujo principal, las magnitudes que definen E_m pueden medirse en recipientes diseñados especialmente con tomas para la determinación de la temperatura y de la presión (véase la figura 60 y 14.4.1.1). Cuando las secciones de medida se encuentran bajo presión, el procedimiento consiste en la extracción de un caudal determinado, comprendido generalmente entre $0,1$ y $0,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, mediante captor dinámico. El agua extraída de esta forma se conduce al recipiente de medida a través de un conducto calorifugado a fin de asegurar que el intercambio de calor con el exterior, estimado de acuerdo al procedimiento detallado en 14.4.1.1, no exceda el límite de correcciones fijado en 14.6.3. Esta extracción es válida si se siguen las recomendaciones dadas en 14.5.1 relativas a los puntos de extracción, son seguidas.

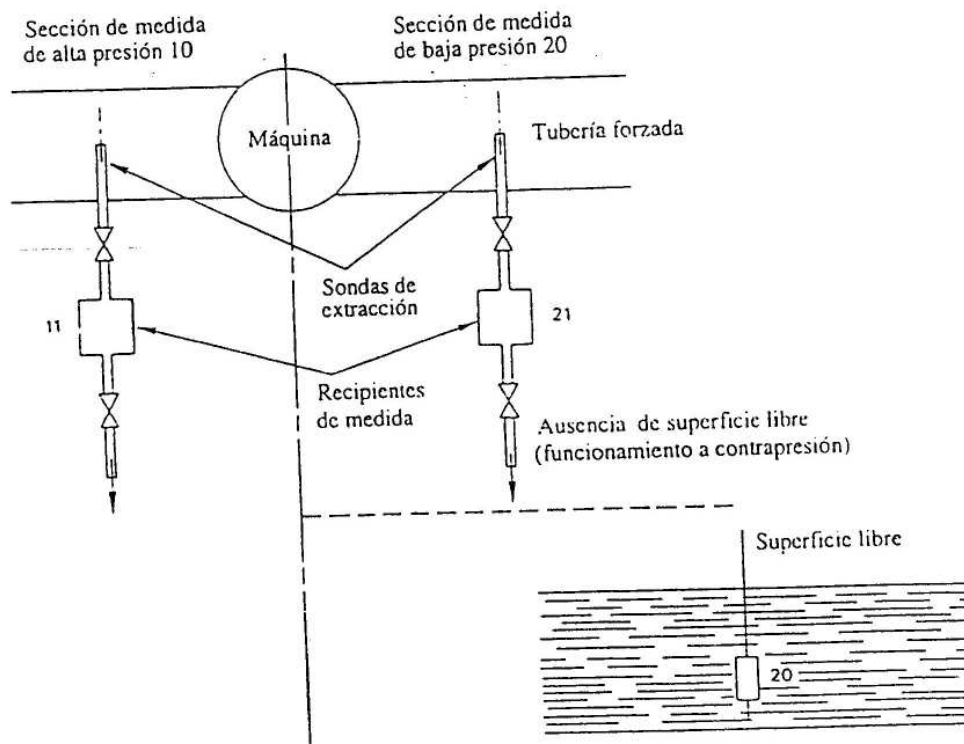


Fig. 60 – Disposición esquemática general de los recipientes de medida

En el caso donde la sección del lado de baja presión se encuentre a la presión atmosférica, el sensor de temperatura se sitúa directamente en el caudal de salida.

Para el caso donde la sección del lado de baja presión se encuentre a una presión superior a la atmosférica (operación en contrapresión), puede ser útil, dependiendo del procedimiento de operación seleccionado, reducir la presión del agua dentro del recipiente de medida.

Los términos de presión y temperatura de la ecuación (11) pueden determinarse según uno de los dos procedimientos de operación descritos a continuación, los cuales son variantes del método. La selección del procedimiento de operación se basará en las características de la máquina, así como en la calidad de los aparatos de medida disponibles.

Las velocidades v_{11} y v_{21} son medidas en los recipientes de medida.

Los niveles z_{11} y z_{21} son los correspondientes a los centros de gravedad respectivos de los recipientes de medida. Los valores de presión se expresan con referencia a dichos niveles. En la práctica, siempre que la diferencia de nivel entre el centro de gravedad de los recipientes de medida y el punto de referencia de los manómetros no exceda 3m, pueden ser admisible referir niveles y presiones al punto de referencia de los manómetros.

Por los términos correctivos que determinan δE_m véase 14.6.

Cuando se utiliza más de un punto de medida en cualquier sección de medida, los valores del rendimiento, se determinarán a partir de conexiones individuales entre las tomas. Si la diferencia entre cualesquiera dos valores individuales del rendimiento es menor del 1,5%, el valor del rendimiento de la máquina se tomará como la media de los valores medidos individualmente. En caso contrario, se procederá como se describe en 14.5.4.

14.2 Método de operación directo. Este método se caracteriza por el paso directo del agua desde la tubería forzada, en el lado de alta presión de la máquina, al recipiente de medida con la mínima expansión posible. Los términos de presión y temperatura para E_m en la ecuación (1) se determinan como sigue:

$\bar{a}(p_{abs11} - p_{abs21})$ Se requieren manómetros o transductores de presión de gran precisión. Valores de a se dan en la tabla EV del anexo E.

$\bar{c}_p(\theta_{11} - \theta_{21})$ Se requiere termómetros de gran precisión (véase 14.4.1.3). Los valores de c_p se dan en la tabla EVI del anexo E.

Los termómetros serán calibrados con artefacción (véase 14.3.4). Siempre que se adopte este procedimiento, con fines de control se aplicará en un punto del ensayo el método de expansión parcial (véase 14.3.3) o bien se realizará una calibración in situ del termómetro.

$(p_{abs11} - p_{abs21})$ y $(\theta_{11} - \theta_{21})$ se medirán simultáneamente y a intervalos de tiempo regulares.

El tiempo de aplicación de este método es general.

14.3.3 Método de operación por expansión parcial. Una válvula de expansión está localizada en el circuito de detección entre la tubería forzada en el lado de alta presión y el correspondiente recipiente de medida. El ajuste de esta válvula será muy fino y estable a fin de que, por expansión parcial, se consiga la igualdad de temperaturas entre los recipientes de medida en el lado de alta presión y en el lado de baja presión, o directamente el sensor de temperatura del desahúe.

Así, en la ecuación (1), el término $\bar{c}_p(\theta_{11} - \theta_{21})$ se hace nulo y la determinación de E_m supone esencialmente la medida de $(p_{abs11} - p_{abs21})$ con manómetros o transductores de presión de gran precisión.

Los termómetros serán extremadamente sensibles y fiables (véase 14.4.1.3). Su propósito es confirmar la igualdad de temperatura.

En la práctica, es deseable establecer gráficamente o mediante métodos matemáticos (por ejemplo mediante regresión lineal) la relación entre $(p_{abs11} - p_{abs21})$ y $(\theta_{11} - \theta_{21})$.

EN 60041:1994

- 146 -

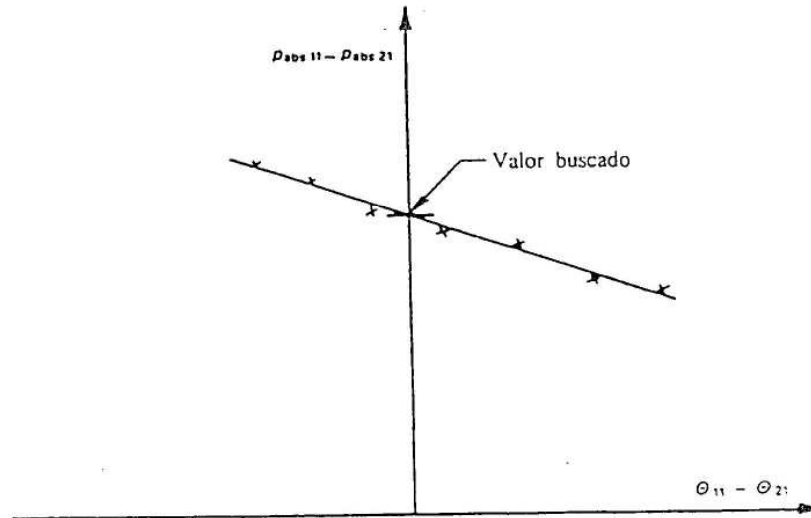


Fig. 61 - Método de operación por expansión parcial. Interpolación

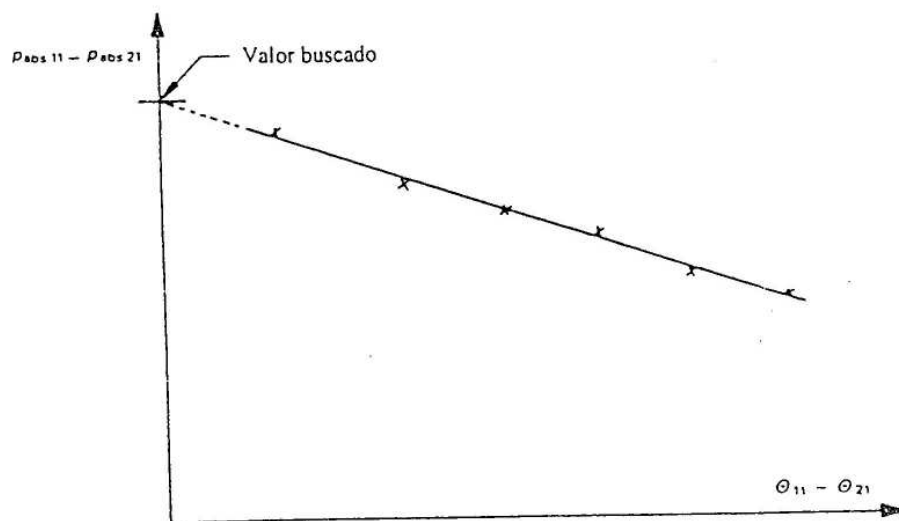


Fig. 62 - Método de operación por expansión parcial. Extrapolación

En muchos casos $p_{abs,21}$ es prácticamente constante (por ejemplo presión atmosférica) y sólo se necesita medir $p_{abs,11}$. El valor de la presión utilizado para el cálculo se obtiene por interpolación gráfica o matemática para diferencia de temperatura nula (véase la figura 61).

Este procedimiento de operación es utilizado ampliamente, pero su campo de aplicación no es **enteramente general**:

- en el caso de bombas, la presión en el lado de baja presión puede ser insuficiente para conseguir que la temperatura del agua expandida hasta la presión atmosférica en el circuito de medida sea, al menos, igual a la del agua en el lado de alta presión;
- en el caso de turbinas, la igualdad de temperaturas no puede conseguirse en los puntos de alto rendimiento si la temperatura del agua es superior a 15°C.

En estos casos particulares en los cuales no puede lograrse la igualdad de temperaturas, puede realizarse una extrapolación gráfica o matemática si el campo de presión en cuestión es pequeño en relación al campo de presión medido con precisión (véase la figura 62).

La linealidad de los termómetros será verificada previamente.

14.3.4 Calibración del termómetro. Para la aplicación del procedimiento de operación directo descrito en 14.3.2, debe utilizarse el termómetro diferencial.

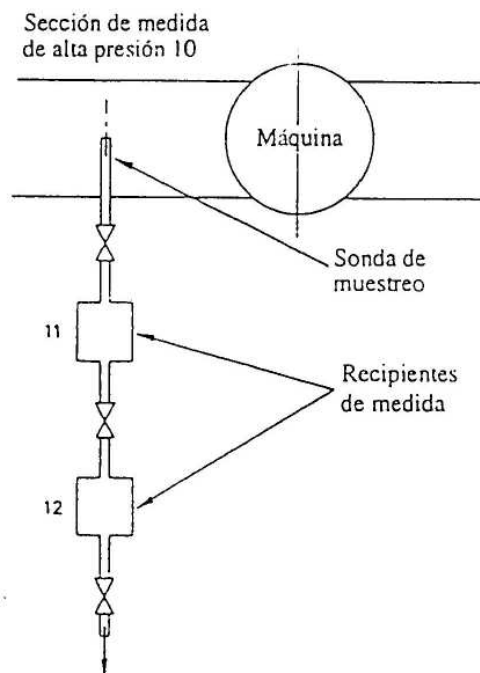


Fig. 63 – Diagrama esquemático de recipientes de medida para la calibración de dos termómetros

Para la calibración, se sitúan dos termómetros o sensores de temperatura en dos recipientes de medida. Las posiciones 11 y 12 (figura 63) están separadas mediante una válvula de expansión a través de la cual fluye el agua después de haber sido extraída de la conducción. Como el rendimiento de la expansión total es nulo, la transferencia de energía mecánica específica es nula y:

$$E_{11} = \bar{u}_1 p_1 + \frac{1}{2} v_1^2 - \bar{u}_2 (p_2 + \rho_2 g z_2) = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} - g(z_1 - z_2) = 0$$

$$E_{12} = \bar{u}_2 p_2 + \frac{1}{2} v_2^2 - \bar{u}_3 (p_3 + \rho_3 g z_3) = \frac{v_2^2 - v_3^2}{2} - g(z_2 - z_3) = 0$$

Por tanto, se calcula la diferencia de temperatura entre los dos recipientes y se puede calibrar el termómetro diferencial.

Para este procedimiento, es esencial que la expansión sea estable y progresiva y que los recipientes se encuentren bien aislados del ambiente.

La lectura del termómetro diferencial para una diferencia de temperatura nula debe calibrarse en un intervalo de 5 K, que incluya la temperatura de agua en la tubería forzada. Para ello, las dos sondas termométricas se sitúan conjuntamente en los baños de agua de al menos tres temperaturas diferentes de dicho intervalo.

NOTA – Las propiedades del agua ρ , α y c_p (véanse las tablas EII, EV y EVI en el anexo E) son válidas únicamente para el agua pura. Los materiales en suspensión, las sales disueltas y los gases no disueltos pueden afectar estos valores. Contenidos menores de 0,10 g de materiales suspendidos y de 5 cm³ de gases no disueltos por kg de agua a la presión atmosférica tienen un efecto despreciable. En situaciones extremas puede existir también cierta influencia sobre la calibración del termómetro.

14.4 Instrumentos

14.4.1 Medidas principales

14.4.1.1 Circuitos de detección del agua. Las detecciones de agua de la conducción se efectuarán mediante una sonda dispuesta perpendicularmente a la conducción y penetrando en la misma. Esta sonda tendrá en su extremo un orificio perfectamente liso, de diámetro igual al diámetro interno de la sonda y orientado en dirección aguas arriba. La distancia de este orificio a la pared interna de la conducción será de, al menos, 0,05 m.

La sonda estará diseñada para evitar vibraciones y/o roturas y dispondrá de una marca que permita identificar y orientar correctamente el orificio.

El diámetro externo de la sonda, en la proximidad del agujero de detección, puede estar comprendido entre 15 mm y 40 mm, siendo el diámetro interno de, al menos 8 mm. El diámetro externo puede incrementarse gradualmente hacia la pared a fin de asegurar una resistencia mecánica suficiente, a condición de que no influya sensiblemente sobre el flujo (véase la figura 64).

Los recipientes de medida se diseñarán de tal forma que la velocidad del flujo de agua en su interior sea muy pequeña y que se produzca una buena mezcla antes de que el flujo pase alrededor de las "vainas" termométricas. Son necesarias disposiciones constructivas particulares para evitar, en la medida posible, transferencia de calor hacia las paredes de dichas fundas o por los hilos de conexión; por ejemplo, los hilos estarán en contacto con las paredes bajo el aislamiento térmico del recipiente.

Los orificios de expansión asegurarán un alto grado de estabilidad del flujo y, cuando sean ajustables, asegurarán una variación progresiva y uniforme del caudal.

La exploración del flujo en secciones abiertas requiere la utilización de dispositivos adecuados al objeto de asegurar que las condiciones de operación son conformes con las recomendaciones dadas en 14.5.1.2.1.

Todos los elementos activos de los circuitos hidráulicos (tuberías, expansores, recipientes) se aislarán cuidadosamente a objeto de que el flujo extraído sea de energía total constante. Cualquier imperfección en el aislamiento térmico será tenido en cuenta mediante el procedimiento siguiente:

- Se admite, en primera aproximación, que el flujo de calor intercambiado con el exterior es constante. El valor medido de la energía mecánica específica varía linealmente con el inverso del caudal detruido.
- La cantidad E_m será medida para, al menos, tres caudales de detección diferentes.
- Una representación gráfica de E_m en función del inverso del caudal permite, por extrapolación, la determinación de la corrección requerida para E_m , teniendo en cuenta la transferencia de calor (véase la figura 65).

control anterior se realizará para todos los puntos de la curva de rendimiento. No obstante, si la corrección sobre el rendimiento es del orden del 0,2%, el número de puntos de medida para los cuales estas mediciones auxiliares serán realizadas, puede reducirse por acuerdo mutuo.

Como una rotura de la sonda es siempre posible, pero difícilmente observable, se recomienda examinarla de la forma siguiente: con caudal de detracción nulo, la presión medida en el recipiente será comparada con la suma de la presión medida en la pared de la tubería, más el término $\rho v^2 / 2$. Cualquier diferencia significativa en esta comparación se considerará como anormal.

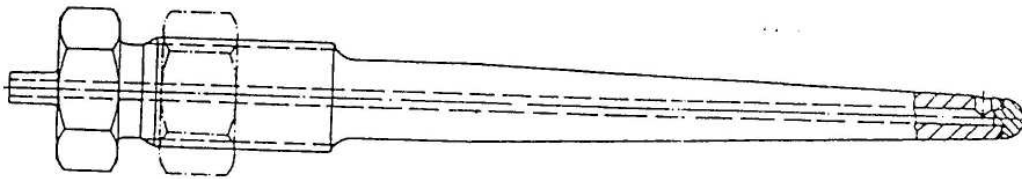


Fig. 64 - Ejemplo de una sonda de detracción

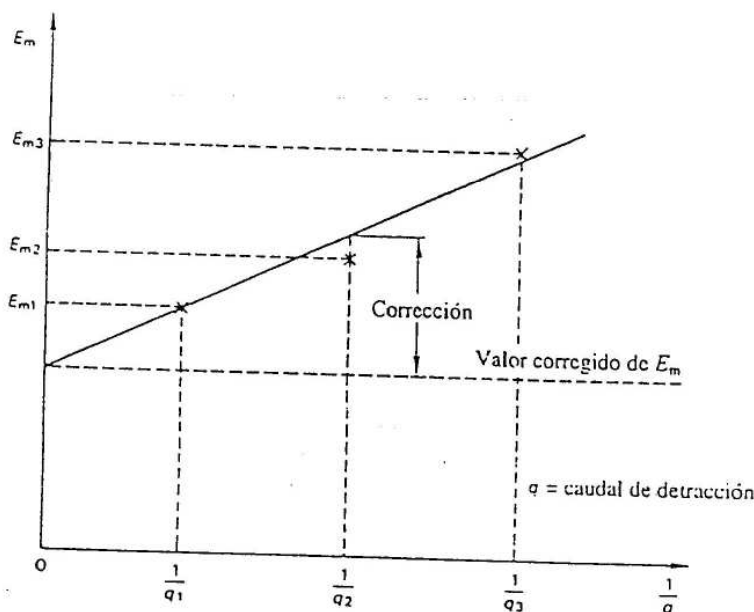


Fig. 65 - Ejemplo de determinación gráfica de la corrección en E_m para tener en cuenta el intercambio de calor

4.1.2 Medida de la presión. Se recomienda que el mismo manómetro, captador o transductor de presión se utilice para la medida de E_m y E .

4.1.3 Medida de la temperatura. La precisión y sensibilidad de la instrumentación para la medida de temperatura deberán ser suficientes para proporcionar una indicación de la diferencia de temperaturas entre los puntos de medida de los nos. 0,001 K

lectura del termómetro diferencial para una diferencia de temperatura cero se determinará antes del ensayo (vease 4.3.4). Esta lectura se verificará durante el ensayo. Solamente se permiten pequeños cambios correspondientes a una diferencia de temperatura de 0,002 K los cuales deberán tenerse en cuenta, si es necesario.

14.4.2 Medidas auxiliares. Es necesario un recipiente aforado de medida o un caudalímetro para comprobar el caudal de detracción con una precisión en torno al $\pm 5\%$.

La temperatura del agua detraída se controrará continuamente mediante termómetros de al menos una precisión ± 0.05 K y de una sensibilidad de 0,01 K. Se recomienda la utilización de un registrador.

Cuando sea necesaria la aireación de la máquina, se proveerá un aparato para medir el caudal y la humedad del aire a fin de determinar el calor intercambiado con la atmósfera circundante (véase 14.6.2.2).

14.5 Condiciones a cumplir con el ensayo

14.5.1 Secciones de medida y condiciones de detracción. Las secciones de medida elegidas para el cálculo de E_n no coincidirán necesariamente con las secciones de referencia de alta y baja presión. Dichas secciones serán elegidas de acuerdo a las consideraciones siguientes:

- el intercambio de calor entre el agua y el ambiente estará limitado (especialmente como se indica en 14.5.3 y 14.6.2.1);
- la distribución de energía en las secciones no presentará anomalías significativas.

En conformidad con 2.3.1.3 y 2.3.1.4 los valores medidos deberán ser transpuestos a las secciones de referencia.

En cualquier caso el intercambio de calor debe ser tenido en cuenta (véase 14.6.2.1)

14.5.1.1 Sección de medida de alta presión

14.5.1.1.1 Turbinas. Las tomas en la sección de medida del lado de alta presión se situarán cerca de la máquina. La localización de la sección en la estela inmediata de una válvula de mariposa está prohibida.

La experiencia indica que una única toma es generalmente suficiente para tuberías de diámetros inferiores a 2.5 m. Se recomiendan dos tomas para diámetros entre 2.5 y 5 m y tres o cuatro tomas para diámetros superiores a 5 m o para todos aquellos casos en los cuales la longitud de la tubería es inferior a 150 m.

Se mantendrá una distancia mínima de cuatro diámetros de tubería aguas arriba del inyector de una turbina Pelton (evitando singularidades como codos, soportes de aguja, etc.). En el caso de existir varios chorros, la parte de la tubería inmediatamente aguas arriba de la primera bifurcación es un emplazamiento admisible. Si esta parte de la tubería es inaccesible y las singularidades anteriores se evitan, puede ser adecuada una toma en la tubería de alimentación a un inyector.

14.5.1.1.2 Bombas. Son necesarias, al menos, dos tomas diametralmente opuestas. Para diámetros superiores a 5 m, se recomiendan tres o cuatro tomas. En todos los casos se recomiendan diferentes profundidades de penetración de las sondas en cada una de las tomas.

La sección se situará a una distancia razonable de la máquina, por ejemplo cinco veces el diámetro del impulsor.

14.5.1.2 Sección de medida de baja presión

14.5.1.2.1 Sección de medida abierta. La sección de medida con superficie libre en el lado de baja presión de una turbina deberá localizarse a una distancia tal del rodete que se asegure una mezcla adecuada, pero no mucho mayor que la necesaria a fin de evitar el intercambio de calor. Se consideran satisfactorias las distancias desde el rodete de cuatro a diez diámetros del mismo, para turbinas de impulsión.

Una sección con superficie libre en el lado de baja presión de una bomba puede ser utilizada como sección de medida si la temperatura es suficientemente constante en todos los puntos de la sección. La sección de medida no estará más alterada de lo necesario del impulsor para reducir el intercambio de calor.

14.5.2 Repetición de medidas. Para cada secuencia, cada una de las magnitudes que definen el rendimiento hidráulico de la máquina se someterán a medidas repetidas efectuadas a intervalos iguales durante el ensayo, el número de lecturas dependerá fuertemente de la estabilidad de las medidas (alrededor de 5 a 10 lecturas).

14.5.3 Disposiciones particulares del flujo. Cualquier aportación de caudales auxiliares entre las secciones de alta y baja presión no es recomendable cuando la mezcla de este agua y el caudal principal no es completa.

En los casos en los que caudales auxiliares sean aportados o extraídos entre las secciones de medida de alta y baja presión (por ejemplo fugas de los laberintos que no se lleven al caudal principal), se dispondrán disposiciones particulares de medida para el balance de potencia (véase el anexo H) al objeto de permitir el cálculo de E_m como se expone en 14.2.

Si el lado de baja presión de la turbina o bomba está muy cerca del conducto de ventilación de la máquina eléctrica, se realizarán medidas de exploración de temperaturas en 12 puntos. La pared se aislará en el caso de que existan desviaciones en el rendimiento del orden del 0,5%, indicativo de un gradiente positivo de temperaturas perfectamente definidas entre el centro de la sección y la pared común a ambos flujos.

14.5.4 Condiciones de operación desfavorables. No es recomendable realizar mediciones mediante el método termodinámico bajo condiciones de medida desfavorables, tales como distribución irregular de temperaturas o velocidades en las secciones de medida, temperatura inestable, etc., que pueden acontecer en ciertas condiciones de operación. Para estas condiciones de operación es ampliamente recomendado (véase 15.1.3) utilizar ensayos relativos (index) como se describe en 15.2. La medición relativa del caudal deberá ser calibrada mediante el método termodinámico en condiciones de operación favorables.

14.6 Correcciones

En algunos casos (véase 14.2) habrá que introducir términos correctivos en la ecuación (1).

14.6.1 Variaciones de temperatura. Es recomendable tomar medidas durante períodos en los cuales la tubería forzada (lado de alta presión de la turbina, lado de baja presión de una bomba, si existe) no está expuesto a una radiación solar fuerte. También es recomendable evitar las aportaciones de caudal secundarios. Es más, si la tubería forzada alimenta varios grupos, la potencia de los grupos que no son objeto del ensayo deberán mantenerse constante.

Como se indica en 14.4.2, se efectuará un control de la evolución de la temperatura del agua. Es admisible una variación lenta y continua de la temperatura, menor que 0,005 K por minuto durante cada secuencia. No obstante, se aplicará una corrección adecuada a E_m a partir del gradiente de temperatura $\Delta\theta / \Delta t$ medido en $K \cdot s^{-1}$ y calculado como sigue:

$$\text{— para turbinas} \quad \delta E_m = \frac{\Delta\theta}{c_p} (t_a - t - t_b)$$

$$\text{— para bombas} \quad \delta E_m = \frac{\Delta\theta}{c_p} (t_a - t - t_b)$$

donde

t tiempo, en segundos, que tarda el agua en pasar a través de la máquina entre las dos secciones de medida.

t_a tiempo, en segundos, que tarda el agua en pasar del punto de toma en alta presión al correspondiente recipiente de medida.

t_b tiempo, en segundos, que tarda el agua en pasar del punto de toma en baja presión al correspondiente recipiente de medida.

14.6.2 Intercambios de calor parásitos. Sólo el intercambio de calor entre el flujo principal a través de la máquina hidráulica y el ambiente será tratado aquí. El intercambio de calor que afecta al circuito de detección es tratado en 14.4.1.1. La posibilidad de intercambio de calor con los circuitos de ventilación ha sido mencionada en 14.5.3.

1.6.2.1 Intercambio de calor a través de las paredes. El intercambio de calor a través de paredes de hormigón y roca es despreciable, únicamente se considerará el intercambio de calor a través de las paredes metálicas. Para el intercambio de calor con el aire seco se aplicará la corrección siguiente:

$$\delta E_m = \pm \frac{1}{(\rho Q)_1} \cdot A \cdot P_{a-w} \cdot (\theta_a - \theta_w)$$

+" es para turbinas, "-" para bombas)

donde

- P_{a-w} coeficiente de intercambio de potencia, en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Por experiencia, P_{a-w} se considera igual a $10 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
- A área de la superficie de intercambio, en m^2
- θ_a temperatura ambiente del aire, en K
- θ_w temperatura del agua en la turbina o bomba, en K

El posible efecto de la condensación del aire ambiente sobre las superficies de la máquina también se puede considerar. Si hay una condensación considerable, el incremento resultante en el intercambio de calor (como máximo del 400%) puede ser calculado a partir de la humedad del aire o reducido eficazmente mediante el adecuado aislamiento térmico de las superficies metálicas con envolturas aislantes.

El cálculo de la influencia de la condensación puede efectuarse con suficiente precisión multiplicando por ψ el factor de corrección δE_m , determinado para el aire seco.

$$\psi = \frac{1}{1 - kx / \Delta i}$$

donde

- Δi diferencia de entalpía específica, en $J \cdot kg^{-1}$
- x diferencia de contenido relativo de agua del aire, en $kg \cdot kg^{-1}$
- $k = 2,5 \times 10^6 J \cdot kg^{-1}$

Los valores de Δi y x se obtienen a partir de la condición de la humedad del aire en torno a la turbina y de la temperatura de saturación del aire en la superficie del metal, siendo tomados de un diagrama de Mollier para el aire húmedo.

1.6.2.2 Intercambio directo con el aire ambiente. Cuando el agua y las corrientes de aire se mezclan íntimamente (aireación), la corrección de la energía mecánica específica E_m se determina como sigue:

$$\delta E_m = \pm \frac{\rho_a \cdot Q_a}{(\rho Q)_1} [c_{pa} (\theta_a - \theta_{20}) + K_w (\alpha_a - \alpha_{20})]$$

donde

+" es para turbina, "-" para bomba)

donde

- Q_a caudal volumétrico del aire ($m^3 \cdot s^{-1}$)
- c_{pa} calor específico del aire a presión constante ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
- θ_a temperatura del aire inyectado (K)
- θ_{20} temperatura del agua en la sección de medida ($20^\circ C$)
- K_w valor latente de evaporación del agua a la presión atmosférica normal ($J \cdot kg^{-1}$)
- α_a relación entre masas de vapor y de aire en el punto de inyección
- α_{20} relación entre masas de vapor y de aire en la sección 20

Se admite:

$$\rho_a = 1,3 \text{ kg m}^{-3}$$

$$\rho_l = 1\,000 \text{ kg m}^{-3}$$

$$c_{pa} = 1\,000 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$K_w = 2,5 \times 10^6 \text{ J.kg}^{-1}$$

la fórmula anterior se convierte en:

$$\delta E_m = \pm \frac{Q_a}{Q_l} \cdot \frac{1}{p_{a0}} \cdot \frac{1}{\theta_a} \left[350 p_a (\theta_a - \theta_{20}) + 545 \cdot 10^3 (\varepsilon p_{s,\theta_a} - p_{s,\theta_{20}}) \right]$$

donde

- p_a presión del aire húmedo en contacto con el agua (Pa)
- p_{a0} presión atmosférica normal (10^5 Pa)
- ε humedad relativa del aire (valor decimal y no porcentaje)
- p_{s,θ_2} presión del vapor saturado a la temperatura θ_2 (Pa)

14.6.2.3 Intercambio de calor con zonas de agua remansada. En el caso de intercambio con zonas de agua remansada, (por ejemplo varias turbinas descargando en un canal común), se efectuará una separación física en estas zonas al objeto de evitar la mezcla del flujo con el agua remansada, la cual puede estar a diferente temperatura de la del agua fluente.

14.6.3 Límite de las correcciones. La medida no será considerada válida siempre que las correcciones obtenidas a partir de los procedimientos de medida o cálculos dados anteriormente, excedan algunos de los siguientes límites en relación a E_m :

- intercambio de calor entre el agua de muestra y el entorno (véase 14.4.1.1) en las secciones de medida de alta y de baja presión 1%
- en el caso especial de conductos de extracción que atraviesen paredes de hormigón (véase 14.5.1.2.2b) 1,5%
- variación de temperatura a la entrada e intercambios parásitos:
 - suma de las correcciones δE_m detalladas en 14.6.1 y 14.6.2 2%

14.7 Incertidumbre de la medida

La incertidumbre total en el rendimiento f_n se obtiene a partir de la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de las incertidumbres sistemáticas y aleatorias en el numerador y denominador de las expresiones del rendimiento dadas en 2.3.9.1.

Despreciando el término:

$$\left(\frac{\Delta P_h}{P_m} E_m \right)$$

es:

$$f_n = \pm \sqrt{(f E_m)^2 + (f_E)^2}$$

Las incertidumbres sistemáticas f_n y f_m se exponen en el anexo A que incluye también un ejemplo de cálculo. Para la determinación de E_m , la incertidumbre sistemática en la medida de la diferencia de temperatura $\Delta\theta$ existe para todos los métodos: método de operación directo y de expansión parcial. El valor a esperar en condiciones normales es $\pm 0,001$ K.

razonable asumir que la incertidumbre sistemática relativa en cada una de las correcciones debidas a fenómenos parásitos es del orden del 20%.

incertidumbre sistemática debido a la ausencia de exploración de la distribución de energía puede cuantificarse en:

	turbina	bomba
modo de alta presión	$\pm 0,2\%$	$\pm 0,6\%$
modo de baja presión	$\pm 0,6\%$	$\pm 0,4\%$

de la energía mecánica específica.

15 ENSAYOS RELATIVOS (INDEX)

15.1 Generalidades

15.1.1 Objeto. Los métodos de medida del caudal descritos en el capítulo 10 son métodos fundamentales que dan, entre otros, los valores absolutos de caudal y rendimiento que determinan si la máquina cumple las garantías (véase 3.2). Por otra parte, los ensayos index dan únicamente valores relativos de las magnitudes antes citadas siendo considerados métodos secundarios. Normalmente son utilizados durante la puesta en servicio y la operación de la máquina (véase las Normas CEI 60545 y 60805) y pueden ser considerados como parte de la prueba de recepción en central sólo cuando el método de medida del caudal relativo esté calibrado por un método aceptado en esta norma o cuando se utilice para determinar la correcta relación entre el ángulo de álabes del rodete/impulsor y la apertura del distribuidor en el caso de una máquina con doble regulación (véase 5.1.4). En algunos casos puede utilizarse un ensayo indiciado, si ambas partes están de acuerdo, para verificar la garantía de potencia.

Excepto para los casos mencionados anteriormente, los resultados de los ensayos indiciados son a título informativo y no debe utilizarse nunca para valoración de pagos de penalización o primas o cualquier otra consecuencia contractual relativa a las garantías.

15.1.2 Definiciones. Un valor relativo (index) es un valor medido según una escala tomada arbitrariamente. Los valores relativos se derivan de valores index expresándolos como una proporción del valor en una condición convenida.

El rendimiento index se calcula utilizando los valores medidos de energía hidráulica específica (véase 15.3.1) y potencia, y el caudal, medido como un valor relativo mediante un dispositivo "no calibrado". El rendimiento relativo se expresa como la proporción de cualquier rendimiento sobre un rendimiento index de referencia, por ejemplo el valor máximo.

15.1.3 Aplicaciones. Un ensayo index puede ser utilizado como parte del ensayo de recepción en central para cualquiera de los propósitos siguientes:

- determinar la correcta correlación entre el ángulo de álabes del rodete/impulsor y la apertura del distribuidor para un mejor rendimiento de operación en máquinas de doble regulación. Este procedimiento puede reducir esencialmente el número de puntos para los cuales debe determinarse el rendimiento real y por tanto el tiempo necesario para el ensayo de recepción (véase 5.1.4 y 5.1.5)

proporcionar datos de ensayo adicionales durante un ensayo de rendimiento en central. Esto es particularmente importante si el método fundamental muestra incertidumbre excesiva, o es defectuoso en un cierto campo de operación. En este caso el dispositivo index de caudal se calibrará mediante medidas de caudal en central realizadas en la zona de operación favorable (véase 14.5.4)

Adicionalmente al ensayo de recepción en central, un ensayo index puede ser también útil para otros propósitos, tales como:

- determinar las características de funcionamiento expresadas por valores relativos de potencia, caudal y rendimiento;
- verificar la garantía de potencia, si ambas partes están de acuerdo.

- ampliar la información sobre el funcionamiento fuera de la zona de garantía si el dispositivo index de caudal ha sido calibrado;
- valorar el cambio en rendimiento y/o potencia debido al comienzo de cavitación motivado por un cambio de la energía potencial específica de aspiración y/o de la energía hidráulica específica de la máquina;
- valorar el cambio en rendimiento y/o potencia de la máquina debido al desgaste, reparación o modificación. Cuando se utilice un ensayo index para este propósito hay que tener en cuenta que las modificaciones pueden afectar a las características del flujo en las secciones de medida.
- obtener datos para instrumentos permanentes de medida de caudal asumiendo un valor absoluto de rendimiento de la turbina en algún punto de operación o mediante calibración con resultados de ensayos de rendimiento en central;
- optimizar la operación de una central con varios grupos;
- comparar las curvas del ensayo index sobre el prototipo con las curvas obtenidas a partir de los ensayos realizados sobre modelo.

Los ensayos index son de poco valor si la zona de operación disponible de la máquina es tal que una parte razonable de la curva de rendimiento no se puede cubrir.

15.2 Medida relativa del caudal

Un ensayo index no requiere la medición absoluta del caudal. Para la medida relativa del caudal puede utilizarse alguno de los métodos siguientes:

15.2.1 Medida relativa del caudal por métodos de presión diferencial

15.2.1.1 Medida de la presión diferencial entre tomas adecuadamente localizadas en la cámara espiral de la turbina. Este es el método Winter-Kennedy, estando generalmente expresado con suficiente exactitud por $Q = kh^n$ donde h es la lectura de un manómetro diferencial conectado entre las tomas y el exponente n es teóricamente igual a 0.5 (véase 15.5).

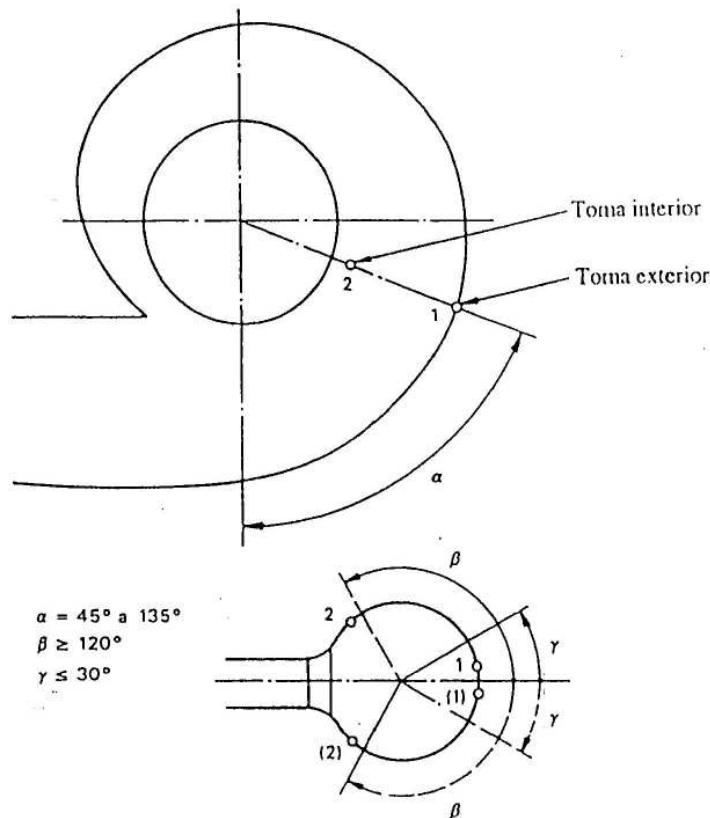


Fig. 66 – Localización de tomas de presión para el método Winter-Kennedy de medida del caudal en una turbina con cámara espiral de acero

El método Winter-Kennedy es aplicable sólo en turbinas. En instalaciones con cámara espiral de acero se requiere que las tomas se localicen como regla general en la misma sección radial de la cámara espiral (véase la figura 66). La toma exterior "1" está localizada en la cara exterior de la cámara espiral. La toma interior "2" se localizará fuera de los álabes del distribuidor en una línea de flujo que pase por en medio de dos álabes adyacentes del predistribuidor. Se recomienda disponer de un segundo par de tomas en otra sección radial.

En una cámara espiral horizontal, las tomas se dispondrán en la mitad superior por su mejor facilidad de purga. Las tomas deberán estar en la proximidad de juntas soldadas o de cambios bruscos en la sección de la espiral.

En la aplicación del método Winter-Kennedy a turbinas con cámara espiral de hormigón las tomas se localizarán de forma similar en una sección radial de la cámara de hormigón, como se muestra en la figura 67. También es buena práctica disponer de dos pares de tomas.

La toma exterior 1 (ó 1') se localizará suficientemente alejada de las esquinas. La toma interior 2 (ó 2') estará localizada fuera de los álabes del predistribuidor en una línea de flujo que pase por en medio de dos álabes adyacentes del predistribuidor. Una tercera toma 3 puede disponerse en un alabe del predistribuidor, preferentemente al nivel del eje del distribuidor, o en la parte superior entre dos álabes del predistribuidor.

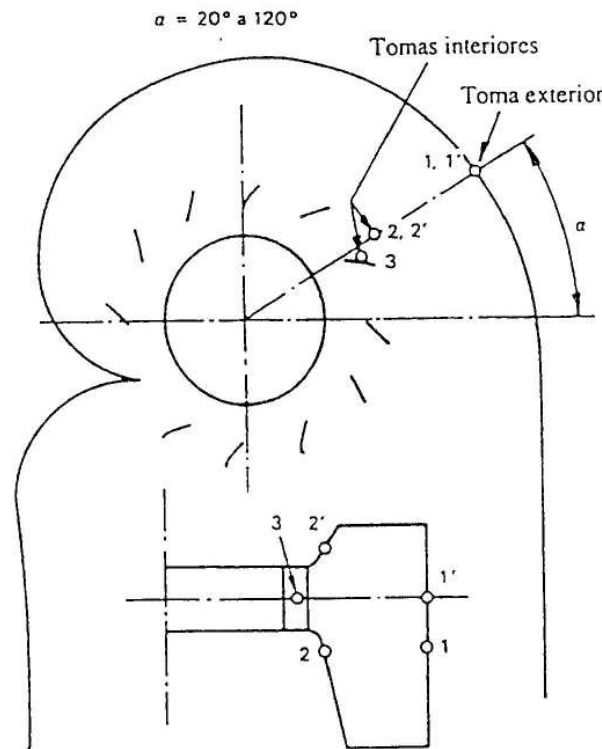


Fig. 67 – Localización de tomas manométricas para el método Winter-Kennedy de medida del caudal en una turbina con cámara semi-espiral de hormigón

15.2.1.2 Medida de la diferencia de presión existente entre dos tomas localizadas adecuadamente en una parte convergente de la tubería forzada. Debe existir una convergencia adecuada a fin de lograr una diferencia de presión suficientemente amplia para ser medida con precisión. El caudal puede suponerse proporcional a la raíz cuadrada de la presión diferencial (véase 15.5).

Se requieren dos tomas manométricas localizadas en dos secciones de áreas diferentes. La diferencia de presión más estable, se obtendrá si ambas tomas están localizadas en la parte convergente de la tubería. No obstante, la presión diferencial obtenida de esta forma no es la máxima posible y por esta razón puede ser preferible localizar una toma a corta distancia aguas arriba de la parte convergente y la segunda toma a no menos de medio diámetro, aguas abajo de la parte convergente.

15.2.1.3 Medida de la diferencia de presión entre tomas localizadas adecuadamente en turbinas tubulares. La aplicación del método de presión diferencial para la medida relativa del caudal en un grupo bulbo requiere que las tomas se localicen como se muestra en la figura 68. La toma de alta presión puede disponerse en el punto del punto de remanso del bulbo (punto 1) o del pozo de acceso (punto 1') y la toma de baja presión puede disponerse en la pared inmediatamente aguas arriba de los álabes directrices, no obstante, a distancia suficiente de su perfil de ataque en la máxima apertura (punto 2 ó 2'). Se admite que el caudal que es proporcional a la raíz cuadrada de la presión diferencial (véase 15.5).

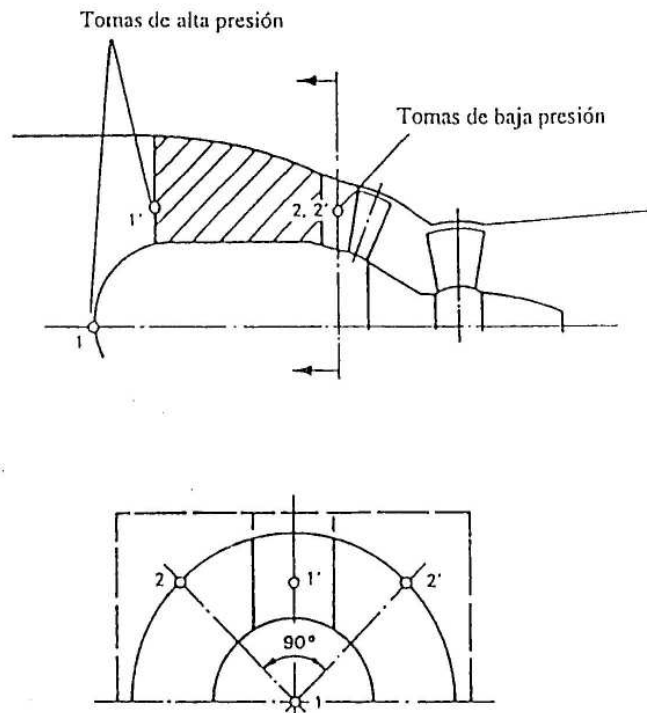


Fig. 68 – Localización de tomas manométricas para el método de presión diferencial de medida del caudal en una turbina bulbo

Para el resto de tipos de turbinas tubulares (por ejemplo turbinas en pozo) se puede utilizar una disposición análoga.

1 2.1.4 Medida de la presión diferencial entre dos tomas manométricas localizadas adecuadamente en el tubo de aspiración de una bomba. Se puede admitir que el caudal es proporcional a la raíz cuadrada de la presión diferencial.

1 2.1.5 Especificaciones para las tomas de presión y tubos de conexión al manómetro. Las tomas manométricas localizadas cumplirán los requisitos dimensionales de 11.4.3. Dado que las presiones diferenciales medidas pueden ser pequeñas, se prestará especial atención en eliminar irregularidades superficiales.

Normalmente, por motivos de ensayo, se requiere un tubo ascendente (véase 11.4.4) puesto que es más fácil de purgar. En una utilización prolongada, un tubo ascendente puede acumular gradualmente aire, requiriendo por tanto su purgado. Por esta razón, cuando las tomas manométricas se utilicen para un registro permanente del caudal en operación, puede ser preferible disponer las tomas por debajo del eje de la cámara espiral (véase la figura 66) la utilización de tubos siempre descendentes hasta el registrador de caudal o al manómetro diferencial. En este caso, es recomendable utilizar un dispositivo de recogida de posibles impurezas.

1 2.2 Medida relativa del caudal mediante el método acústico. Este método (véase el anexo J) es adecuado para ensayos relativos (index), debido a la buena repetibilidad de las mediciones y buena característica de linealidad. Para aplicaciones del método acústico en ensayos index, puede ser suficiente un sistema de camino único o bien de doble plano-mecanico camino, tal como se muestra en las figuras 69 y 70.

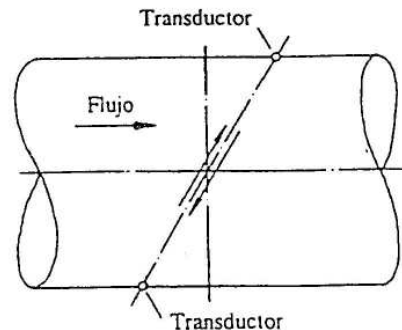


Fig. 69 – Método acústico para la medida del caudal: ejemplo de sistema de camino único (transmisión sucesiva de señal)

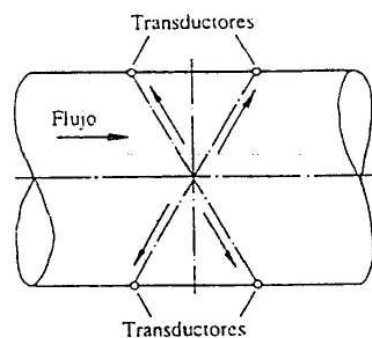


Fig. 70 – Método acústico para la medida del caudal: ejemplo de sistema de doble plano y único camino (transmisión de señal sincrónica o sucesiva)

15.2.3 Otros métodos

15.2.3.1 Medida de la carrera de la aguja en turbinas Pelton. Este método puede utilizarse para obtener el caudal relativo con la condición de que la curva característica caudal/carrera haya sido verificada mediante ensayos realizados en un modelo homólogo de la turbina, debiendo tener gran cuidado con el fin de asegurar que, durante el ensayo, la aguja, el inyector y los soportes de la aguja están limpios y en buen estado.

15.2.3.2 Medida por medio de un único molinete localizado convenientemente. Este método indicado es utilizado frecuentemente, en particular para las turbinas de salto bajo.

15.2.3.3 Otros métodos relativos para obtener el caudal. Se pueden utilizar otros métodos (por ejemplo, medida de la presión diferencial en un codo, en una sección divergente, etc.), a condición de que proporcionen un valor representativo

15.3 Medida de otras magnitudes

15.3.1 Energía hidráulica específica. La energía hidráulica específica de la máquina hidráulica se determina conforme al capítulo 11. Cuando únicamente se mide un caudal relativo mediante un ensayo index, la energía cinética específica sólo puede ser estimada. Esto puede efectuarse suponiendo un valor del rendimiento de la turbina, generalmente el valor piezo, y de este modo estimar el caudal correspondiente.

15.3.2 Potencia. La potencia de la máquina hidráulica o del grupo completo se determina de acuerdo con el capítulo 12. En algunos casos es suficiente utilizar los instrumentos del cuadro de control de la central.

15.3.3 Velocidad de giro. La velocidad de rotación de la máquina hidráulica se determina de acuerdo con el capítulo 13. En algunos casos es suficiente utilizar los instrumentos de la central.

15.3.4 Aperturas de la máquina. Se registrarán las aperturas correspondientes a cada secuencia.

Se prestará una atención especial a la calibración precisa de las aperturas respecto de una escala externa. La calibración incluirá una verificación de que las diferencias entre aperturas individuales no son significativas.

15.4 Cálculo de resultados

15.4.1 Los datos del ensayo proporcionarán, para cada secuencia el caudal index Q_i , la energía hidráulica específica E , la potencia de la máquina P , la velocidad de rotación n y las aperturas de la máquina.

15.4.2 El rendimiento relativo de una turbina viene dado por la expresión:

$$\eta_{rel} = (P / E \cdot Q_i) / (P / E \cdot Q_i)_{ref}$$

El rendimiento relativo de una bomba viene dado por la expresión:

$$\eta_{rel} = (E \cdot Q_i / P) / (E \cdot Q_i / P)_{ref}$$

El caudal relativo viene dado por la expresión:

$$Q_{rel} = Q_i / Q_{i,ref}$$

Frecuentemente, se estima $Q_{i,ref}$ suponiendo un valor absoluto probable para el rendimiento relativo máximo, por ejemplo, el valor máximo de garantía o el valor esperado para la misma energía hidráulica específica que durante el ensayo.

15.5 Incertidumbre de la medida

Si el ensayo index forma parte del ensayo de recepción y los valores absolutos son obtenidos a partir de medidas relativas del caudal, el dispositivo index de caudal estará calibrado por medio de un método absoluto (véase 15.1.3), la incertidumbre total del método de calibración se convierte en la incertidumbre sistemática de la medida del caudal.

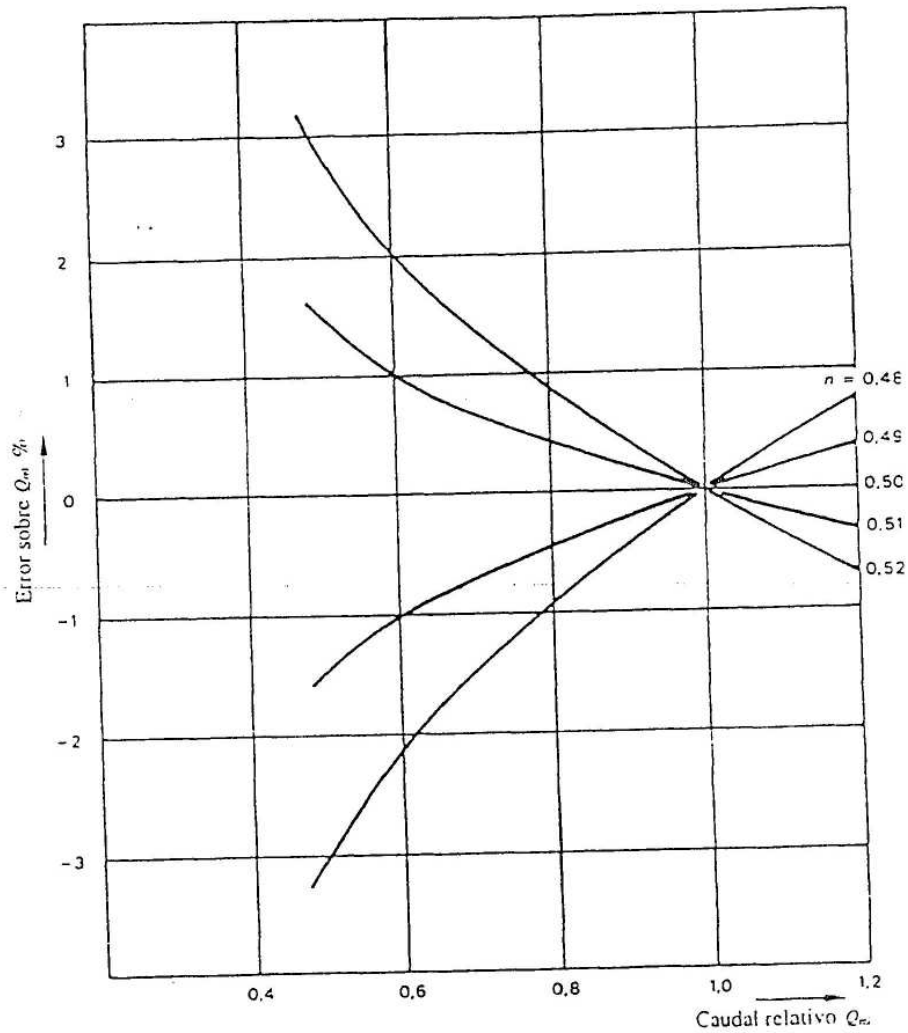
En otros casos, los errores sistemáticos, si son un valor porcentual constante (aunque de valor desconocido), no afectan a los resultados.

El principal error sistemático que puede afectar al ensayo index en el caso de medida del caudal index mediante métodos de presión diferencial (véase 15.2.1) proviene de la posible desviación del exponente n , teóricamente igual a 0.5, en la ecuación que relaciona el caudal index con la presión diferencial. Diversos factores pueden producir valores diferentes del exponente. Las mayores desviaciones encontradas ocasionalmente en el exponente están comprendidas entre 0.48 y 0.52, por lo general en circunstancias desfavorables, tales como bajas velocidades en la cámara espiral o en los casos de construcción semi-espiral. Los efectos de tales desviaciones del exponente n en el caudal relativo se muestran en la figura 71.

Los resultados están afectados por los errores aleatorios. Es conveniente realizar medidas en un número suficiente de puntos, conforme a los procedimientos establecidos en el anexo D.

El principal error sistemático que puede afectar al ensayo index en el caso de medida del caudal index mediante el método de inyección, proviene de la no linealidad atribuible a los efectos de flujo cruzado, o a una distribución de velocidades cambiante.

Cuando se realiza la medida de la velocidad local con un umí, o molinete, el principal error proviene de posibles cambios en la distribución de velocidades de forma que la relación entre la velocidad media del flujo y la velocidad local medida puede no permanecer constante cuando varía el caudal.



$Q_i = kh^m$ donde h es la presión diferencial
 $Q_{r,c} = Q_i/Q_{r,c}$

El error se debe a suponer $n = 0,5$ cuando su valor real está comprendido entre 0,48 y 0,52.

Fig. 71 – Métodos de presión diferencial. Efecto de la desviación del exponente n en el cálculo del caudal relativo

ANEXO A

INCERTIDUMBRES SISTEMÁTICAS SOBRE LAS MEDIDAS
DE PRESTACIONES EN RÉGIMEN PERMANENTE

A1 Valores habituales de las incertidumbres sistemáticas en las diversas magnitudes. El presente anexo puede servir de guía para una estimación preliminar de las incertidumbres sistemáticas, suponiendo un nivel de confianza del 95% que afectan a cada magnitud según el método de medida y los aparatos utilizados. A partir de estos valores de incertidumbre sistemática se debe determinar la incertidumbre sistemática en el cálculo del rendimiento como se establece en 6.2.3. En los apartados A2 y A3 se dan ejemplos de cálculo de la incertidumbre de la energía hidráulica específica E y de la energía mecánica específica E_m . El cuadro siguiente deberá considerarse juntamente con los capítulos apropiados de la presente norma (capítulos 10 a 14).

Hay que subrayar que los valores de las incertidumbres sistemáticas citadas a continuación son válidas para medidas efectuadas por personal experimentado, con aparatos de gran precisión y de acuerdo con las normas correspondientes. Los valores reales de las incertidumbres sistemáticas así como los de las incertidumbres aleatorias dependen de numerosos factores, algunos de los cuales sólo pueden evaluarse después del final de los ensayos. Por tanto, es preciso repasar estos factores después de terminar los ensayos y, si es necesario, adoptar un valor revisado de las incertidumbres (véase 6.2.3.4.).

Las incertidumbres presentadas en la tabla A1 se basan, tanto en una estimación analítica del error probable como en los resultados de un número bastante limitado de ensayos comparativos entre diversos métodos. Por tanto, es deseable incrementar el número de estos ensayos comparativos.

Tabla AI
Estimación de las incertidumbres sistemáticas (con un nivel de confianza del 95%)

Métodos de medida ¹⁾	Gamas de valores habituales	Valores esperados en condiciones normales
1 Incertidumbre sistemática relativa f_Q sobre las medidas de caudal.		
- Molinetes:		
• en tuberías forzadas	$\pm 1,0$ a $\pm 1,5\%$	$\pm 1,3\%$
• en tomas con abocinamiento	$\pm 1,0$ a $\pm 2,0\%$	$\pm 1,3\%$
• en tomas sin abocinamiento	$\pm 1,2$ a $\pm 2,0\%$	$\pm 1,8\%$
• en canales abiertos de sección rectangular	$\pm 1,2$ a $\pm 2,0\%$	$\pm 1,5\%$
• en canales abiertos de sección trapezoidal	$\pm 1,4$ a $\pm 2,3\%$	$\pm 1,7\%$
- Tubos de Pitot normalizados en conducto cerrado	$\pm 1,5$ a $\pm 2,5\%$	$\pm 2,0\%$
- Método presión - tiempo	$\pm 1,5$ a $\pm 2,3\%$	$\pm 1,7\%$
- Método de trazadores		
• tiempo de tránsito	$\pm 1,0$ a $\pm 1,5\%$	$\pm 1,3\%$
• dilución	$\pm 1,0$ a $\pm 2,0\%$	$\pm 1,5\%$
- Vertederos de pared delgada	$\pm 1,7$ a $\pm 3,0\%$	$\pm 2,4\%$
- Aparatos de presión diferencial normalizados:		
• diafragma, tobera ISA 1932 o tubo de Venturi clásico con convergencia de fundición en bruto.	$\pm 1,0$ a $\pm 1,5\%$	$\pm 1,3\%$
• otros aparatos	$\pm 1,5$ a $\pm 2,0\%$	$\pm 1,7\%$
- Método volumétrico	$\pm 1,0$ a $\pm 2,0\%$	$\pm 1,5\%$
2 Incertidumbre sistemática absoluta e_z sobre las medidas de nivel del agua ²⁾ (no válido para las medidas en el vertedero)		
- Limnómetro de punta o de gancho	$\pm 0,002$ a $\pm 0,01$ m	$\pm 0,005$ m
- Limnómetro de flotador	$\pm 0,005$ a $\pm 0,015$ m	$\pm 0,01$ m
- Burbujeo con aire comprimido		
- Limnómetro de placa, escala limnimétrica	$\pm 0,01$ a $\pm 0,04$ m	$\pm 0,02$ m
- Transductor de presión sumergido	$\pm (2 a 6) \times 10^{-3} Z_{max}$ ³⁾	$\pm 3 \times 10^{-3} Z_{max}$ ³⁾

(continúa)

- 1) Los valores que figuran en este cuadro representan solamente la componente sistemática de la incertidumbre, y no pueden ser suficientes para hacer un juicio sobre los diferentes métodos de medida porque algunos de ellos están sujetos a incertidumbres aleatorias más elevadas que otras.
- 2) Estos valores son válidos en condiciones de flujo tranquilo y para velocidades inferiores a $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ aproximadamente (véase 11.6).
- 3) Donde Z_{max} es el fondo de escala del instrumento.

Tabla AI (Fin)

Métodos de medida ¹⁾	Gamas de valores habituales	Valores esperados en condiciones normales
3 Incertidumbre sistemática absoluta e_p sobre las medidas de presión¹⁾		
- Manómetro mercurio/agua	± 100 a ± 500 Pa	± 200 Pa
- Manómetro aire/agua	± 10 a ± 50 Pa	± 20 Pa
- Balanza de pesos muertos	$\pm (1 \text{ a } 3) \times 10^{-3} p$	$\pm 10^{-3} p$
- Manómetro de resorte	$\pm (3 \text{ a } 10) \times 10^{-3} p_{\text{máx}}^{2)}$	$\pm 5 \times 10^{-3} p_{\text{máx}}$
- Captador de presión	$\pm (2 \text{ a } 6) \times 10^{-3} p_{\text{máx}}^{2)}$	$\pm 3 \times 10^{-3} p_{\text{máx}}$
4 Incertidumbre sistemática relativa f_p sobre las medidas de potencia		
- Por la potencia eléctrica en los bornes del alternador o del motor, en corriente alterna (método indirecto)	$\pm 0,5$ a $\pm 1,0\%$	$\pm 0,7\%$
- Por medición del par y de la velocidad (método directo)	$\pm 0,8$ a $\pm 1,3\%$	$\pm 1,0\%$
5 Incertidumbre sistemática relativa f_v sobre las medidas de velocidad		
- Tacómetro	$\pm 0,2$ a $\pm 0,4\%$	$\pm 0,25\%$
- Contador electrónico u otro aparato de precisión	$\leq \pm 0,2\%$	$\leq \pm 0,1\%$
6 Incertidumbres sistemáticas absolutas e_θ y $e_{\Delta\theta}$ sobre las medidas de temperatura		
- Temperatura termodinámica θ con un termómetro	$\pm 0,3$ a ± 1 K	$\pm 0,5$ K
- Diferencia de temperatura $\Delta\theta$ con un termómetro diferencial (método termodinámico)	-	$\pm 0,001$ K
7 Incertidumbres sistemáticas relativas f_ρ, f_α y f_{c_p} sobre las propiedades físicas del agua leídas en los cuadros		
- Densidad ρ	-	$\pm 0,1\%$
- Factor isotermo α	-	$\pm 0,2\%$
- Calor específico c_p	-	$\pm 0,5\%$
8 Incertidumbre sistemática relativa f_g sobre la aceleración debida a la gravedad		
	0 a $\pm 0,1\%$	despreciable

Estos valores son válidos en condiciones de flujo estable. En otros casos (por ejemplo a la salida de la máquina), las fluctuaciones de presión pueden ser importantes y estocásticas, de manera que si no son correctamente amortiguadas (véase 11.4.5) la incertidumbre e_p puede verse aumentada.

Por otra parte estos valores se aplican a la presión medida por el aparato, y no tienen en cuenta la incertidumbre sobre el nivel de referencia de este.

2) Donde $p_{\text{máx}}$ es el fondo de escala del instrumento.

Las incertidumbres sistemáticas f_p , $f_{E_{\text{in}}}$ y f_v deben evaluarse combinando las componentes de las incertidumbres sistemáticas en la determinación de las presiones, de las propiedades del agua, de las temperaturas, de las velocidades medias, de los niveles y de los eventuales factores de corrección. A causa de las posibilidades tan diversas para determinar f_p y f_v , no es posible especificar en esta norma una fórmula general para el cálculo de f_p y f_v . Mas adelante se da un ejemplo de cálculo para cada una de ellas.

Los valores de las incertidumbres sistemáticas f_p , $f_{E_{\text{in}}}$ y f_v dependen de los aparatos utilizados y de la instalación. Por lo tanto, el valor de f_p y f_v dependerá de la instalación y de los aparatos dependiente a su vez del valor de la incertidumbre específica de las condiciones de la instalación.

En el primer ejemplo (capítulo A2) se obtiene una incertidumbre $f_E = \pm 0,21\%$ para una energía hidráulica específica de la máquina de $1\,047 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. En el segundo ejemplo (capítulo A3) se obtiene una incertidumbre $f_{E_m} = \pm 0,74\%$ para una energía hidráulica específica de 2941 Jkg^{-1} . Para valores menores de la energía hidráulica específica pueden esperarse valores mayores de ambas incertidumbres, E y E_m^* .

A2 Ejemplo de cálculo de la incertidumbre sistemática de la energía hidráulica específica de la máquina y del rendimiento que se deduce

Supongamos que en una cierta instalación de salto medio como el que representa la figura 5 b se utilizan los siguientes métodos de medida:

- Caudal: Medición con molinetes montados en la tubería forzada. En las condiciones reales de la instalación, la incertidumbre sistemática de esta magnitud se estima en $\pm 1,2\%$.
- Energía hidráulica específica: en el lado de alta presión, medición de la presión en la tubería forzada con una balanza de pesos muertos; en el lado de baja presión, medición del nivel en el desagüe mediante escalas fijas verticales.

En este caso la energía hidráulica específica viene dada por:

$$E = \frac{p_1}{\rho} + \bar{g}(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2)$$

Si de una manera general e_x es la incertidumbre sistemática absoluta de la magnitud x (y por tanto, la incertidumbre sistemática relativa es $f_x = e_x/\bar{x}$), la incertidumbre sistemática relativa de la energía hidráulica específica viene dada por:**

$$f_E = \frac{e_E}{E} = \frac{\left[(e_{p_1/\rho})^2 + (e_{gz_1})^2 + (e_{gz_2})^2 + (e_{v_1^2/2})^2 + (e_{v_2^2/2})^2 \right]^{1/2}}{\frac{p_1}{\rho} + \bar{g}(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2)}$$

Supongamos por ejemplo los valores siguientes:

$p_1 = 10,5 \times 10^5 \text{ Pa}$	$f_{p_1} = \pm 0,2\%$
$z_1 = 2 \text{ m}$	$e_{z_1} = \pm 0,01 \text{ m}$
$z_2 = 4 \text{ m}$	$e_{z_2} = \pm 0,03 \text{ m}$
$v_1 = 6 \text{ m/s}$	$f_{v_1} = \pm 1,2\%$
$v_2 = 1,5 \text{ m/s}$	$f_{v_2} = \pm 1,2\%$

y supongamos que las incertidumbres de \bar{p} y \bar{g} puedan depreciarse.

* Por ejemplo $e_{gz_1} = \bar{g} e_{z_1} = 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,01 \text{ m} = 0,0981 \text{ m}^2/\text{s}^2$ para $E = 1\,047 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$.

** En realidad esta fórmula constituye sólo una aproximación porque f_{v_1} y f_{v_2} no son magnitudes independientes.

Se obtiene entonces:

$$e_{p_r/\bar{p}} = \frac{p_r}{\bar{p}} f_{p_r} = \pm \frac{10,5 \times 10^5}{10^3} \times \frac{0,2}{100} = \pm 2,1 \text{ J/kg}$$

$$e_{g_{z_r}} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \text{ J/kg}$$

$$e_{g_{z_z}} = \pm 9,81 \times 0,03 = \pm 0,3 \text{ J/kg}$$

$$e_{v_1^2/2} = v_1^2 f_{v_1} = \pm 36 \times \frac{1,2}{100} = \pm 0,43 \text{ J/kg}$$

$$e_{v_2^2/2} = v_2^2 f_{v_2} = \pm 2,25 \times \frac{1,2}{100} = \pm 0,03 \text{ J/kg}$$

$$y f_E = \frac{\left[(2,1)^2 + (0,1)^2 + (0,3)^2 + (0,43)^2 + (0,03)^2 \right]^{1/2}}{1050 + 9,81(2-4) + \frac{1}{2}(36-2,25)} = \pm \frac{2,17}{1047} = \pm 0,21\%$$

En este caso, la incertidumbre sistemática relativa de la energía hidráulica específica es prácticamente igual a la de la medida de presión.

- c) Potencia: determinación de la potencia mecánica por medición de la potencia eléctrica en las bornas del alternador. La incertidumbre sistemática puede estimarse en $\pm 0,7\%$.
- d) Rendimiento: combinando la incertidumbre sistemática de las magnitudes medidas se obtiene la incertidumbre sistemática del rendimiento:

$$f_{\eta} = \frac{e_{\eta}}{\eta} = \left[f_Q^2 + f_E^2 + f_P^2 \right]^{1/2} = \pm \left[(0,012)^2 + (0,002)^2 + (0,007)^2 \right]^{1/2} = \pm 1,4\%$$

A3 Ejemplo de cálculo de la incertidumbre sistemática de la energía mecánica específica en el rodete y del rendimiento que se deduce. Supongamos que para una turbina Francis de 300 m de salto ($E = 2941 \text{ J/kg}^1$) en una instalación como la representada en la figura 5 b se utilizan los métodos de medida siguientes:

- a) Energía hidráulica específica E : medición con una balanza de pesos muertos en el lado de alta presión y con un manómetro de mercurio del lado de baja presión. En las condiciones reales de la instalación la incertidumbre sistemática relativa de esta magnitud se estima en $\pm 0,2\%$.
- b) Energía mecánica específica en el rodete E_m : aplicación del método termodinámico por el método de operación directa. En el lado de alta presión, medición en un recipiente de medida 11 (véase la figura 60); presión con una balanza de pesos muertos, temperatura con una sonda termométrica. El recipiente de medida está unido a la turbina forzada por un tubo de muestreo aislado.

En el lado de baja presión, medición de la presión con un manómetro de mercurio. En este lado la sonda termométrica está introducida directamente en el flujo.

Ambas sondas termométricas están unidas a un termómetro diferencial.

Las energías del canal de equilibrio y del canal de alimentación a la punta del eje se miden con un calorímetro suficiente por el método calorimétrico.

EN 60041:1994

- 168 -

En este caso la energía mecánica específica viene dada por:

$$E_m = \bar{a}(p_{abs11} - p_{abs20}) + \bar{c}_p(\theta_{11} - \theta_{20}) + \frac{v_{11}^2 + v_{20}^2}{2} + g(z_{11} - z_{20}) + \delta E_{ht} + \delta E_B + \delta E_{G1}$$

donde:

δE_{ht} energía correspondiente a la transferencia de calor del dispositivo de muestreo;

δE_B energía del agua del circuito de equilibrado;

δE_{G1} energía del agua del circuito de alimentación a la junta del eje.

Se supone que, en este caso, la temperatura del agua es rigurosamente constante y que son despreciables los intercambios de calor con el medio exterior a través de las paredes y con el aire circundante.

Para los cálculos que siguen, la fórmula anterior puede escribirse:

$$E_m = E_p + E_\theta + E_v + E_z + \delta E_m$$

Si, de manera general, e_x es la incertidumbre sistemática absoluta de la magnitud x (y por tanto, la incertidumbre sistemática relativa es $f_x = e_x/x$), la incertidumbre sistemática relativa de la energía mecánica específica viene dada por:

$$f_{E_m} = \frac{e_{E_m}}{E_m} = \frac{(e_{E_p}^2 + e_{E_\theta}^2 + e_{E_v}^2 + e_{E_z}^2 + e_{\delta E_m}^2)^{1/2}}{E_m}$$

donde

$$e_{E_p}^2 = (\bar{a} e_{p_{abs11}})^2 + (\bar{a} e_{p_{abs20}})^2 + [(p_{abs11} - p_{abs20}) e_{\bar{a}}^-]^2$$

con: $e_{\bar{a}}^2 = e_{a_{abs}}^2 + e_{a_{temp}}^2$

donde

$e_{a_{abs}}^-$ incertidumbre de \bar{a} debido a la incertidumbre de los valores tabulados

$e_{a_{temp}}^-$ incertidumbre de \bar{a} ligada a la incertidumbre de la temperatura.

$$e_{E_\theta}^2 = (\bar{c}_p e_{\theta_{11} - \theta_{20}})^2 + [(\theta_{11} - \theta_{20}) e_{\bar{c}_p}^-]^2 + e_{E_{v11}}^2 + e_{E_{v20}}^2$$

con: $e_{\bar{c}_p}^2 = e_{c_{p,abs}}^2 - e_{c_{p,temp}}^2$

donde

$e_{\bar{c}_{p,tablc}}$

incertidumbre de \bar{c}_p debida a la incertidumbre de los valores tabulados.

$e_{\bar{c}_{p,temp}}$

incertidumbre de \bar{c}_p ligada a la incertidumbre de la temperatura.

$e_{E_{10}}$ y $e_{E_{20}}$

incertidumbres debidas a una exploración defectuosa del reparto de energía.

$$e_{E_x}^2 = (v_{11} e_{v_{11}})^2 + (v_{20} e_{v_{20}})^2 = (v_{11}^2 f_{v_{11}})^2 + (v_{20}^2 f_{v_{20}})^2$$

$$e_{E_x}^2 = (g e_{z_{11}})^2 + (g e_{z_{20}})^2$$

$$e_{\delta E_{in}}^2 = e_{\delta E_{in}}^2 + e_{\delta E_{in}}^2 + e_{\delta E_{G1}}^2$$

Supongamos por ejemplo los valores siguientes:

p_{abs1}	$= 28 \times 10^5 \text{ Pa}$	$f_{p_{abs,11}}$	$= \pm 0,15\%$
p_{abs20}	$= 2 \times 10^5 \text{ Pa}$	$e_{p_{abs,20}}$	$= \pm 200 \text{ Pa}$
$\Delta\theta = \theta_{11} - \theta_{20}$	$= 0,05 \text{ K}$	$e_{\Delta\theta}$	$= \pm 0,001 \text{ K}$
v_{11}	$= 1,3 \text{ m/s}$	$f_{v_{11}}$	$= \pm 5\%$
v_{20}	$= 1 \text{ m/s}$	$f_{v_{20}}$	$= \pm 5\%$
z_{11}	$= 252 \text{ m}$	$e_{z_{11}}$	$= \pm 0,01 \text{ m}$
z_{20}	$= 248 \text{ m}$	$e_{z_{20}}$	$= \pm 0,02 \text{ m}$

donde:

$\bar{\theta}$	$= 282 \text{ K}$	$e_{\bar{\theta}}$	$= \pm 0,5 \text{ K}$
\bar{p}	$= 15 \text{ bar}$		

Se tiene entonces:

$\bar{\alpha}$	$= 0,97355 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$	$f_{\bar{\alpha},tablc}$	$= \pm 0,2\%$
		$e_{\bar{\alpha},temp}$	$= \pm 0,00185 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
\bar{c}_p	$= 4185,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$f_{\bar{c}_p,tablc}$	$= \pm 0,5\%$
		$e_{\bar{c}_p,tablc}$	$= \pm 0,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

de donde

$e_{\bar{\alpha}}$	$= \pm 0,00269 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
$e_{\bar{c}_p}$	$= \pm 20,93 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Supongamos que:

δE_{in}	$= -10 \text{ J/kg}$	$f_{\delta E_{in}}$	$= \pm 20\%$
δE_{in}	$= -25 \text{ J/kg}$	$f_{\delta E_{in}}$	$= \pm 20\%$
δE_{G1}	$= -1 \text{ J/kg}$	$f_{\delta E_{G1}}$	$= \pm 20\%$

y que la incertidumbre debida a una exploración defectuosa del reparto de energía se estime en

- en el lado de alta presión $e_{E_{in}} = \pm 0,2\%$ de E_{in}
- en el lado de baja presión $e_{E_{in}} = \pm 0,6\%$ de E_{in}

Se obtiene por tanto

$$E_{in} = 0,97355 \times 10^{-3} \times 28 \times 10^5 - 2 \times 10^5 + 4185,5 \times 0,05 = \frac{1}{4} (13 \times 10^5 \text{ J})$$

$$= 0,811252 - 248 - 10 - 25 - 1 = 2744,1 \text{ J/kg}$$

- Incertidumbre del término de presión:

$$e_{p_{abs11}} = \pm 28 \times 10^5 \times 0,0015 = \pm 4\,200 \text{ Pa}$$

por tanto:

$$\begin{aligned} \frac{1}{a} \cdot e_{p_{abs11}} &= \pm 0,97355 \times 10^{-3} \times 4200 = \pm 4,09 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \frac{1}{a} \cdot e_{p_{abs20}} &= \pm 0,97355 \times 10^{-3} \times 200 = \pm 0,19 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ (p_{abs11} - p_{abs20}) \cdot e_{\bar{a}} &= \pm 0,00269 \times 10^{-3} \times 26 \times 10^5 = \pm 6,99 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_p} &= \pm (4,09^2 + 0,19^2 + 6,99^2)^{0,5} = \pm 8,10 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

- Incertidumbre del término de temperatura:

$$\begin{aligned} c_p \cdot e_{\theta_{11}} - \theta_{20} &= \pm 4\,185,5 \times 0,001 = \pm 4,19 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ (\theta_{11} - \theta_{20}) \cdot e_{c_p} &= \pm 20,93 \times 0,05 = \pm 1,05 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_{in}} &= \pm 2\,744,1 \times 0,002 = \pm 5,49 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_{20}} &= \pm 2\,744,1 \times 0,006 = \pm 16,46 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_{\theta}} &= \pm (4,19^2 + 1,05^2 + 5,49^2 + 16,46^2)^{0,5} = \pm 17,88 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

- Incertidumbre del término de velocidad:

$$\begin{aligned} v_{11}^2 \cdot f_{v_{11}} &= \pm 1,3^2 \times 0,05 = \pm 0,08 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ v_{20}^2 \cdot f_{v_{20}} &= \pm 1^2 \times 0,05 = \pm 0,05 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_v} &= \pm (0,08^2 + 0,05^2)^{0,5} = \pm 0,09 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

- Incertidumbre del término de energía potencial.

$$\begin{aligned} g \cdot e_{z_{11}} &= \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,10 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ g \cdot e_{z_{20}} &= \pm 9,81 \times 0,02 = \pm 0,20 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_g} &= \pm (0,10^2 + 0,20^2)^{0,5} = \pm 0,22 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

- Incertidumbre de los términos correctores:

$$\begin{aligned} \delta E_{in} &= \pm 10 \times 0,2 = \pm 2,00 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \delta E_{R} &= \pm 25 \times 0,2 = \pm 5,00 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \Delta \delta E_{G1} &= \pm 1 \times 0,2 = \pm 0,20 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{\delta E_m} &= \pm (2,00^2 + 5,00^2 + 0,20^2)^{0,5} = \pm 5,39 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

La incertidumbre sistemática de la medida de la energía mecánica específica E_m es por tanto:

$$\begin{aligned} f_{E_m} &= \pm \frac{\left[(8,10)^2 + (17,88)^2 + (0,09)^2 + (0,22)^2 + (5,39)^2 \right]^{1/2}}{2\,744,1} = \pm \frac{20,36}{2\,744,1} \\ f_{E_m} &= \pm 0,74\% \end{aligned}$$

En este caso, la incertidumbre sistemática relativa de la energía mecánica específica es prácticamente igual a la de la medida de temperaturas.

c) Rendimiento: combinando las incertidumbres sistemáticas de las magnitudes medidas se obtiene, como se indica en 14.7, la incertidumbre sistemática del rendimiento

$$f_{\eta} = \frac{f_{\eta}}{\eta} = \left(f_E^2 + f_T^2 \right)^{0,5} = \pm (0,2^2 + 0,74^2)^{0,5} = \pm 0,77\%$$

ANEXO B

ELIMINACIÓN DE LOS RESULTADOS ABERRANTES

B1 En una serie de medidas de una misma magnitud, los resultados que están muy alejados en un sentido u otro, del conjunto de los demás, se denominan resultados aberrantes. Como se dice en 6.2.3.1. hay que examinar si debe eliminarse resultado aparentemente aberrante si hay una razón técnica para pensar que ha podido producirse un defecto de medida.

A menos que no se haya convenido de antemano utilizar otro criterio estadístico, se recomienda emplear el criterio *T* de Grubbs* descrito a continuación para controlar los eventuales resultados aberrantes.

B2 Sea y_1 el valor de la observación de y que está más alejada de \bar{y} , valor medio aritmético de todas las observaciones de la serie, y s la estimación de la desviación típica en todos los casos (véase el anexo C). Entonces, si el valor absoluto de

$$T = \frac{|y_1 - \bar{y}|}{s}$$

excede del valor crítico dado en la tabla BI, hay que eliminar y_1 , sobre todo si hay razón para sospechar la existencia de un error ilegítimo. Después de la eliminación de un resultado aberrante, \bar{y} y s deben recalcularse para las observaciones restantes. Pueden efectuarse aplicaciones sucesivas del test *T* para controlar la existencia de otros posibles resultados aberrantes, pero la utilidad de este criterio disminuye después de cada eliminación. La tabla BI da valores máximos admisibles de *T* para un nivel de confianza del 95% en un intervalo de confianza bilateral, es decir cuando hay una probabilidad igual de que un resultado aberrante se encuentre por encima o por debajo.

Tabla BI
Valores máximos admisibles del criterio *T* de Grubbs
(con un nivel de confianza del 95%) para n observaciones.

n	$T_{\text{máx.}}$	n	$T_{\text{máx.}}$
3	1,15	15	2,55
4	1,48	16	2,59
5	1,71	17	2,62
6	1,89	18	2,65
7	2,02	19	2,68
8	2,13	20	2,71
9	2,21	21	2,73
10	2,29	22	2,76
11	2,36	23	2,78
12	2,41	24	2,80
13	2,46	25	2,82
14	2,51		

B3 Conviene examinar todas las series de lectura de cada aparato para buscar los resultados aberrantes antes de proceder a los cálculos posteriores. A este respecto, deben controlarse todas las magnitudes principales, tales Q , E , P y W .

Para los ensayos que abarcan varias condiciones de funcionamiento, deben examinarse las desviaciones $\bar{d}_i - \bar{d}_j$ (véase el Anexo D).

ANEXO C

ANÁLISIS DE LAS INCERTIDUMBRES ALEATORIAS DE UN ENSAYO
EN CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO CONSTANTES*

Puede esperarse que secuencias repetidas en el mismo punto hagan aparecer diferencias en las medidas, pero su valor medio constituye una mejor estimación del valor que cualquier medida individual. La precisión del valor medio depende del número de medidas y de sus desviaciones con relación a la media (dispersión).

Es posible calcular estadísticamente la incertidumbre de la medida de una variable cuando el error que se le asocia es de naturaleza puramente aleatoria. Por esto hay que calcular la desviación típica y decidir qué nivel de confianza se desea atribuir a la incertidumbre. En la presente norma se utiliza el nivel de confianza del 95%.

C1 Desviación típica

El valor exacto de la desviación típica σ de cualquier parámetro no se suele conocer con precisión; habitualmente sólo se dispone de una estimación s de σ , basada en un número limitado de observaciones.

Si el error de la medida de una magnitud Y es puramente aleatorio, la desviación típica** s_y de la distribución de resultados viene dada, cuando se efectúan n medidas independientes de la magnitud, por la ecuación:

$$s_y = \left[\frac{\sum_{r=1}^n [Y_r - \bar{Y}]^2}{n-1} \right]^{1/2} \quad (1)$$

donde

\bar{Y} media aritmética de las n medidas de la variable Y

Y_r valor obtenido en la medida número r de la variable Y

n es el número total de medidas de la variable Y

Por simplicidad s_y se denomina comunmente como "desviación típica de Y ". El cuadrado de esta desviación típica, s_y^2 , se denomina "varianza".

El error aleatorio del resultado puede reducirse haciendo el mayor número posible de medidas de la variable y tomando la media aritmética de estas medidas, ya que la desviación típica de la media de n medidas independientes es \sqrt{n} veces más pequeña que la desviación típica de las medidas individuales.

Por consiguiente, la desviación típica de la media $s_{\bar{Y}}$ viene dada por la ecuación:

$$s_{\bar{Y}} = \frac{s_y}{\sqrt{n}} \quad (2)$$

* El texto de este anexo se basa en la Norma ISO 5168

** La desviación típica definida aquí es denominada con más precisión "desviación típica estimada" por los estadísticos.

C2 Niveles de confianza

Si se conoce la desviación típica verdadera σ_Y (cuando n tiende a infinito, s_Y tiende a σ_Y), se puede dar un nivel de confianza a la incertidumbre como se indica en la tabla CI.

Tabla CI
Niveles de confianza

Incertidumbre	Nivel de confianza
$\pm 0,674\sigma_Y$	0,50
$\pm 0,954\sigma_Y$	0,66
$\pm 1,960\sigma_Y$	0,95
$\pm 2,576\sigma_Y$	0,99

Por ejemplo, se espera que el intervalo $Y_r \pm 1,96\sigma_Y$ contenga el 95% de la población. Es decir, que para una sola medida de la variable Y y un valor de σ_Y conocido independientemente, habrá una probabilidad de 0,05 de que el intervalo $Y_r \pm 1,96\sigma_Y$ no contenga el valor verdadero.

Evidentemente, en la práctica, sólo es posible obtener una estimación de la desviación típica porque se necesitaría un número infinito de medidas para determinarla con precisión y los límites de confianza se deben basar en esta estimación. La distribución "t de Student" para las muestras pequeñas se utilizará para asociar el nivel de confianza requerido al intervalo.

C3 Distribución de "t de Student"

La incertidumbre con un nivel de confianza de 95% puede obtenerse como sigue:

- si n es el número de medidas, $(n-1)$ representa el número de grados de libertad ν ;
- el valor de t en función del número de grados de libertad se toma de la tabla CII;
- la desviación típica s_Y del reparto de medidas de la magnitud Y se calcula como se indica en CI;
- el intervalo de valores en el que cabe esperar que se encuentre una medida cualquiera, con un nivel de confianza de 95%, es $\bar{Y} \pm ts_Y$;
- la diferencia entre una nueva medida y la media de la muestra deberá ser inferior a $ts_Y \sqrt{1+1/n}$;
- el intervalo de valores en el que cabe esperar que se encuentre el valor verdadero de la magnitud en el nivel de confianza del 95%, es decir, la banda de incertidumbre, es $\bar{Y} \pm ts_Y / \sqrt{n} = \bar{Y} \pm ts_{\bar{Y}}$

Tabla CII
Valores de la *t* de Student

Grados de libertad $v = n - 1$	Student's <i>t</i> Para un nivel de confianza de 95%	t/\sqrt{n}
1	12,706	8,984
2	4,303	2,484
3	3,182	1,591
4	2,776	1,241
5	2,571	1,050
6	2,447	0,925
7	2,365	0,836
8	2,306	0,769
9	2,262	0,715
10	2,228	0,672
11	2,201	0,635
12	2,179	0,604
13	2,160	0,577
14	2,145	0,554
15	2,131	0,533
20	2,086	0,455
30	2,042	0,367
60	2,000	0,256
∞	1,960	0

Para valores diferentes de v , t puede calcularse por la siguiente ecuación empírica:

$$t = 1,96 + \frac{2,36}{v} + \frac{3,2}{v^2} + \frac{5,2}{v^{3,84}}$$

C4 Valor máximo admisible de la incertidumbre

Si la amplitud requerida de la incertidumbre aleatoria aceptable asociada a \bar{Y} es $\pm e_{r_{\max}}$, entonces $e_r = t s_y / \sqrt{n}$ no deberá exceder de $e_{r_{\max}}$.

Inversamente, para un cierto valor de $e_{r_{\max}}$ asociado a un nivel de confianza del 95%, la desviación típica estimada s_y no deberá exceder el valor $s_{y_{\max}} = e_{r_{\max}} \cdot \sqrt{n} / t$. Por comodidad, los valores de t / \sqrt{n} se dan en la tabla CII.

El valor medio de una serie de secuencias se considera aceptable cuando satisface los criterios anteriores. Esta tabla se aplica sólo a secuencias repetidas en condiciones de funcionamiento idénticas.

C.5 Ejemplo de cálculo

El ejemplo siguiente explica el cálculo de la desviación típica estimada y de la incertidumbre para $n = 8$ observaciones de una magnitud Y .

alores medidos:

Y_i	$\bar{Y} - Y_i$	$(\bar{Y} - Y_i)^2$
92,8	-0,3	0,09
92,1	+0,4	0,16
92,6	-0,1	0,01
92,3	+0,2	0,04
92,7	-0,2	0,04
92,8	-0,3	0,09
92,5	0	0
92,2	+0,3	0,09
<hr/>		
$\bar{Y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i = 92,5$		$\sum_{i=1}^n (\bar{Y} - Y_i)^2 = 0,52$

Desviación típica estimada de las observaciones:

$$s_Y = \sqrt{\frac{\sum (\bar{Y} - Y_i)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{0,52}{8-1}} = 0,273$$

ncertidumbre aleatoria asociada al valor medio, con un nivel de confianza del 95%:

$$e_r = \pm \frac{t_{s_Y}}{\sqrt{n}} = \pm 0,273 \times 0,836 = \pm 0,228$$

Queda entonces por verificar que este valor de la incertidumbre aleatoria observada no excede de la incertidumbre máxima admisible convenida antes del ensayo.

ANEXO D

ANÁLISIS DE LAS INCERTIDUMBRES ALEATORIAS DE UN ENSAYO QUE ABARCA
UN CAMPO DE CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

D1 Observaciones generales

Cuando un ensayo se efectúa realizando una secuencia única por punto en un campo de cargas o de caudales los resultados de las medidas habitualmente se apartan de la curva de ajuste a los mismos. Normalmente, esta curva de ajuste es la mejor estimación de la verdadera curva característica. La precisión de esta curva depende del número de puntos y de sus desviaciones individuales con relación a la curva de ajuste media.

Se dispone de un cierto número de métodos gráficos para facilitar el trazado de la curva de ajuste óptima. Sin embargo, existen programas de cálculo cuyo empleo puede ser ventajoso en una situación contractual en la que dos o varias partes están interesadas en la interpretación de los resultados del ensayo.

Con un número limitado de condiciones de ensayo, especialmente si no se repite ninguna de ellas, puede muy bien ocurrir que una curva compleja que pasa por cada uno de los puntos sea una estimación peor de la verdadera curva media que una expresión más sencilla en torno a la que estén dispersados los resultados del ensayo.

Los conjuntos de resultados de ensayo llevan frecuentemente a curvas que tienen inflexiones, discontinuidades u otras singularidades. En el caso de que estas curvas no puedan representarse correctamente por procedimientos matemáticos, analíticos o numéricos, conviene tratar por separado los puntos de medida a ambos lados de la singularidad, y unir a mano las porciones de curva para representar los resultados lo mejor posible. Cuando se sospecha la existencia de una singularidad hay que verificarla aumentando el número de puntos en la zona afectada.

Antes de confirmar la determinación de la mejor curva de ajuste y de proceder al análisis de la incertidumbre*, conviene haber examinado, y eventualmente rechazado, cualquier punto que parezca desviarse excesivamente de esta curva, basándose en el método de eliminación de resultados aberrantes descrito en el anexo B.

D2 Determinación de la mejor curva de ajuste

El método recomendado para obtener la curva de ajuste óptima es el de mínimos cuadrados, que hace que la suma de desviaciones de cada punto con relación a la curva de ajuste sea nula y que la suma de los cuadrados de estas desviaciones sea mínima.

Hay que indicar que en estos métodos de cálculo la variable independiente x se considera exenta de error, estando atribuidos todos los errores exclusivamente a la variable dependiente y . En consecuencia, hay que elegir siempre la variable que presenta el error o la incertidumbre menores como variable independiente. Si se tienen en cuenta los errores aleatorios de x , se aumentan simultáneamente las dificultades de cálculo y la amplitud de la banda de incertidumbre.

Supongamos que hay n valores diferentes y_i de una magnitud medida y , que corresponden al mismo número de valores x_i de otra magnitud x . Para cada valor x_i existirá un valor único \hat{y}_i definido por la curva de ajuste y una diferencia única d_i entre el valor observado y_i y el valor \hat{y}_i definido por la curva de ajuste. La diferencia $d_i = y_i - \hat{y}_i$ será llamada la desviación (o el residuo) y podrá ser positiva, negativa o nula.

* Para más detalles sobre los métodos de adaptación de curvas y de estimación de la incertidumbre puede acudirse a la Norma ISO 5725.

El método de cálculo puede ser convenientemente ilustrado ajustando una parábola $\hat{y} = a_0 + a_1x + a_2x^2$ a los n valores observados de la función $y(x)$. Se admite habitualmente que una parábola es el mejor modelo para las curvas de prestación de una bomba o de una turbina en un dominio limitado. Habitualmente no se recomiendan polinomios de grado más elevado. Los coeficientes a_0 , a_1 y a_2 deben elegirse para que la suma S de los cuadrados de las desviaciones sea mínima:

$$S = \sum_{i=1}^n d_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1x_i - a_2x_i^2)^2$$

Los coeficientes constantes se determinan por tanto resolviendo simultáneamente el sistema de tres ecuaciones obtenidas anulando las tres derivadas parciales de S con relación a a_0 , a_1 y a_2 :

$$\begin{aligned} \sum y_i &= a_0n + a_1 \sum x_i + a_2 \sum x_i^2 \\ \sum x_i y_i &= a_0 \sum x_i + a_1 \sum x_i^2 + a_2 \sum x_i^3 \\ \sum x_i^2 y_i &= a_0 \sum x_i^2 + a_1 \sum x_i^3 + a_2 \sum x_i^4 \end{aligned}$$

Algunas veces puede facilitarse un cálculo preciso si se sustituyen los valores medidos x_i por $(x_i + C)$ o por Cx_i , siendo C una constante adecuada. Por otra parte, es evidente que estos cálculos han de hacerse con ayuda de un ordenador, si se dispone de él.

D3. Estimación de la incertidumbre

Cuando se ha establecido una representación bien ajustada, una estimación de la desviación típica de las observaciones con relación a esta curva viene dada por:

$$s_y = \sqrt{\frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{n - m - 1}} = \sqrt{\frac{\sum d_i^2}{n - m - 1}}$$

donde n es el número de observaciones y m el grado del polinomio.

Es importante subrayar que esta estimación s_y de la desviación típica σ depende de la naturaleza de la curva elegida para presentar los puntos experimentales. Por ejemplo, si se ha ajustado una recta entre puntos que estarían mejor presentados por una parábola, las desviaciones con relación a esta recta entrañarían una sobreestimación de σ . La mejor estimación de σ depende de la asunción de la hipótesis de haber elegido el mejor tipo de curva de ajuste para los puntos.

Esta estimación de la desviación típica caracteriza la componente aleatoria de la incertidumbre asociada a una observación única, pero no la que estaría asociada a la curva de ajuste. En efecto es mucho más difícil calcular la incertidumbre aleatoria de un valor \hat{y} predicho por la curva; la cual viene dada por $(e_y)_t = ts_y$ donde la t de Student se toma para $(n - m - 1)$ grados de libertad y donde la desviación típica s_y puede expresarse en forma de un polinomio en x de grado $2m$.

Para un nivel de confianza dado, tal que 95%, la amplitud de la banda de incertidumbre aleatoria varía con x . Como se ha indicado anteriormente, los cálculos son todavía más difíciles si se quiere tener en cuenta la incertidumbre aleatoria de x que de hecho existe siempre.

Sin embargo, en el marco de la presente norma, cuando se deba determinar la amplitud de la banda de incertidumbre aleatoria asociada a la mejor curva de ajuste en el caso de que se utilice el método A (véase 5.1.3.1), se puede admitir por convenio que el intervalo de valores en el que se considera que se encuentra el verdadero valor de y con un nivel de confianza 95% viene dado por $\hat{y}_i \pm ts_y / \sqrt{n}$, leyéndose t en la tabla CII para $(n - m - 1)$ grados de libertad.

EN 60041:1994

- 178 -

D4 Ejemplo de cálculo

El siguiente ejemplo ilustra la determinación de la parábola mejor ajustada a partir del conjunto de 15 medidas de x e y que figura en la tabla DI.

Resolviendo las tres ecuaciones dadas en D2 se halla la ecuación de la parábola mejor ajustada:

$$y = -44,757 + 4,1135x - 0,030881x^2$$

Los valores definidos \hat{y} y las desviaciones d se deducen de esta ecuación. El hecho de que se obtenga $\sum d = 0$ indica que la curva ha sido correctamente ajustada a los datos. La desviación típica del error aleatorio de un valor observado y_i es igual a 0,350. Aunque la incertidumbre aleatoria del valor predicho correspondiente \hat{y}_i no pueda determinarse fácilmente con exactitud, puede estimarse por convenio en $\pm 0,197$.

Tabla DI
Ejemplo numérico de ajuste de una parábola a datos experimentales

n	x	y	\hat{y}	$d = (y - \hat{y})$
1	55,65	87,97	88,507	-0,537
2	61,47	91,62	91,396	0,224
3	66,67	92,37	92,208	0,162
4	72,19	91,02	91,243	-0,223
5	76,99	89,14	88,874	0,266
6	79,68	87,27	86,924	0,346
7	74,24	90,05	90,405	-0,355
8	69,39	91,90	91,968	-0,068
9	61,40	91,67	91,374	0,296
10	74,43	89,87	90,314	-0,444
11	58,83	90,44	90,345	0,095
12	64,06	91,78	92,010	-0,230
13	64,11	91,93	92,017	-0,087
14	66,33	92,15	92,206	-0,056
15	61,77	92,10	91,789	0,611

$$\begin{aligned}
 n &= 15 & \sum y &= 1361,28 \\
 \sum x &= 1007,21 & \sum xy &= 91347,80 \\
 \sum x^2 &= 68334,40 & \sum x^2y &= 6192583 \\
 \sum x^3 &= 4684000 & \sum d &= 0,000 \\
 \sum x^4 &= 324317943 & \sum d^2 &= 1,467
 \end{aligned}$$

$$s_y = \sqrt{\frac{\sum d^2}{(15 - 3)}} = 0,350$$

Incetidumbre aleatoria asociada a la curva:

$$\pm \frac{ts_y}{\sqrt{n}} = \pm 2,179 \times \frac{0,350}{\sqrt{15}} = \pm 0,197$$

NOTA - Como los valores de \hat{y} son estimaciones de y obtenidas por el método de mínimos cuadrados, $\sum d^2 = \sum (y - \hat{y})^2$ puede verificarse con ayuda de $\sum d^2 = \sum y^2 - \sum \hat{y}^2$

ANEXO E
DATOS FÍSICOS

Aceleración debida a la gravedad en función de la latitud y de la altitud

Tabla EI
Aceleración debida a la gravedad terrestre g ($m \times s^{-2}$)
en función de la latitud y de la altitud

Latitud ϕ (grados)	Altitud sobre el nivel suelo del mar $z(m)$				
	0	1000	2000	3000	4000
0°	9,780	9,777	9,774	9,771	9,768
10°	9,782	9,779	9,776	9,773	9,770
20°	9,786	9,783	9,780	9,777	9,774
30°	9,793	9,790	9,787	9,784	9,781
40°	9,802	9,799	9,796	9,792	9,789
50°	9,811	9,808	9,804	9,801	9,798
60°	9,819	9,816	9,813	9,810	9,807
70°	9,826	9,823	9,820	9,817	9,814

Según de la tabla puede utilizarse la fórmula siguiente:

$$g = 9,7803(1 + 0,0053 \sin^2 \phi) - 3 \cdot 10^{-6} z$$

valor normal internacional de g es $9,80665 m \cdot s^{-2}$.

E2 Densidad del agua

Tabla EII
Densidad del agua ρ ($\text{kg} \times \text{m}^{-3}$)
(Los valores intermedios pueden determinarse por interpolación lineal)

Los valores del cuadro se han calculado con la fórmula de Herbst y Rögener (véase E8).

Temperatura t (°C)	Presión absoluta (10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	999,8	1000,3	1000,8	1001,3	1001,8	1002,3	1002,8	1003,3
1	999,9	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
2	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
3	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
4	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,8	1003,3
5	999,9	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,8	1003,3
6	999,9	1000,4	1000,9	1001,4	1001,8	1002,3	1002,8	1003,3
7	999,9	1000,3	1000,8	1001,3	1001,8	1002,3	1002,7	1003,2
8	999,9	1000,3	1000,8	1001,2	1001,7	1002,2	1002,7	1003,2
9	999,8	1000,2	1000,7	1001,2	1001,6	1002,1	1002,6	1003,1
10	999,7	1000,1	1000,6	1001,1	1001,6	1002,0	1002,5	1003,0
11	999,6	1000,0	1000,5	1001,0	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9
12	999,5	999,9	1000,4	1000,9	1001,3	1001,8	1002,3	1002,7
13	999,4	999,8	1000,3	1000,7	1001,2	1001,7	1002,1	1002,6
14	999,2	999,7	1000,1	1000,6	1001,1	1001,5	1002,0	1002,4
15	999,1	999,5	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,8	1002,3
16	998,9	999,4	999,8	1000,3	1000,7	1001,2	1001,7	1002,1
17	998,8	999,2	999,6	1000,1	1000,6	1001,0	1001,5	1001,9
18	998,6	999,0	999,5	999,9	1000,4	1000,8	1001,3	1001,7
19	998,4	998,8	999,3	999,7	1000,2	1000,6	1001,1	1001,5
20	998,2	998,6	999,1	999,5	1000,0	1000,4	1000,9	1001,3
21	998,0	998,4	998,9	999,3	999,8	1000,2	1000,7	1001,1
22	997,8	998,2	998,6	999,1	999,5	1000,0	1000,4	1000,9
23	997,5	997,9	998,4	998,8	999,3	999,7	1000,2	1000,6
24	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,5	999,9	1000,4
25	997,0	997,4	997,9	998,3	998,8	999,2	999,7	1000,1
26	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	999,0	999,4	999,9
27	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6
28	996,2	996,6	997,1	997,5	998,0	998,4	998,9	999,3
29	995,9	996,3	996,8	997,2	997,7	998,1	998,6	999,0
30	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7
31	995,3	995,7	996,2	996,6	997,1	997,5	997,9	998,4
32	995,0	995,4	995,9	996,3	996,8	997,2	997,6	998,1
33	994,7	995,1	995,5	996,0	996,4	996,9	997,3	997,7
34	994,4	994,8	995,2	995,7	996,1	996,5	997,0	997,4
35	994,0	994,4	994,9	995,3	995,8	996,2	996,6	997,1
36	993,7	994,1	994,5	995,0	995,4	995,8	996,3	996,7
37	993,3	993,7	994,2	994,6	995,0	995,5	995,9	996,3
38	993,0	993,4	993,8	994,2	994,7	995,1	995,5	996,0
39	992,6	993,0	993,4	993,9	994,3	994,7	995,2	995,6
40	992,2	992,6	993,1	993,5	993,9	994,4	994,8	995,2

(continúa)

Tabla EII (Fin)

Temperatura t (°C)	Presión absoluta (10^5 Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1003,8	1004,3	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
1	1003,9	1004,3	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
2	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
3	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
4	1003,8	1004,3	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,7	1007,2
5	1003,8	1004,3	1004,8	1005,3	1005,7	1006,2	1006,7	1007,2
6	1003,8	1004,2	1004,7	1005,2	1005,7	1006,2	1006,6	1007,1
7	1003,7	1004,2	1004,7	1005,1	1005,6	1006,1	1006,5	1007,0
8	1003,6	1004,1	1004,6	1005,0	1005,5	1006,0	1006,5	1006,9
9	1003,5	1004,0	1004,5	1005,0	1005,4	1005,9	1006,4	1006,8
10	1003,4	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8	1006,2	1006,7
11	1003,3	1003,8	1004,3	1004,7	1005,2	1005,6	1006,1	1006,6
12	1003,2	1003,7	1004,1	1004,6	1005,0	1005,5	1006,0	1006,4
13	1003,1	1003,5	1004,0	1004,4	1004,9	1005,4	1005,8	1006,3
14	1002,9	1003,4	1003,8	1004,3	1004,7	1005,2	1005,7	1006,1
15	1002,7	1003,2	1003,7	1004,1	1004,6	1005,0	1005,5	1005,9
16	1002,6	1003,0	1003,5	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8
17	1002,4	1002,8	1003,3	1003,8	1004,2	1004,7	1005,1	1005,6
18	1002,2	1002,7	1003,1	1003,6	1004,0	1004,5	1004,9	1005,4
19	1002,0	1002,4	1002,9	1003,3	1003,8	1004,2	1004,7	1005,1
20	1001,8	1002,2	1002,7	1003,1	1003,6	1004,0	1004,5	1004,9
21	1001,6	1002,0	1002,5	1002,9	1003,3	1003,8	1004,2	1004,7
22	1001,5	1001,8	1002,2	1002,7	1003,1	1003,5	1004,0	1004,4
23	1001,1	1001,5	1002,0	1002,4	1002,9	1003,3	1003,7	1004,2
24	1000,8	1001,3	1001,7	1002,2	1002,6	1003,0	1003,5	1003,9
25	1000,6	1001,0	1001,5	1001,9	1002,3	1002,8	1003,2	1003,7
26	1000,3	1000,7	1001,2	1001,6	1002,1	1002,5	1002,9	1003,4
27	1000,0	1000,5	1000,9	1001,3	1001,8	1002,2	1002,7	1003,1
28	999,7	1000,2	1000,6	1001,1	1001,5	1001,9	1002,4	1002,8
29	999,4	999,9	1000,3	1000,8	1001,2	1001,6	1002,1	1002,5
30	999,1	999,6	1000,0	1000,4	1000,9	1001,3	1001,7	1002,2
31	998,8	999,3	999,7	1000,1	1000,6	1001,0	1001,4	1001,9
32	998,5	998,9	999,4	999,8	1000,2	1000,7	1001,1	1001,5
33	998,2	998,6	999,0	999,5	999,9	1000,3	1000,8	1001,2
34	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6	1000,0	1000,4	1000,9
35	997,5	997,9	998,4	998,8	999,2	999,7	1000,1	1000,5
36	997,1	997,6	998,0	998,4	998,9	999,3	999,7	1000,2
37	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	998,9	999,4	999,8
38	996,4	996,8	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,4
39	996,0	996,5	996,9	997,3	997,8	998,2	998,6	999,0
40	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,2	998,6

EN 60041:1994

- 182 -

E3 Densidad del aire

La densidad del aire ρ_a (en $\text{kg} \times \text{m}^{-3}$) se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$\rho_a = \frac{p_{abs}}{\theta} \times 3,4837 \times 10^{-3}$$

donde:

p_{abs} se expresa en pascal y θ en Kelvin.

Referencia: Véase la Norma ISO 2533.

E4 Densidad del mercurio

Tabla EIV
Densidad del mercurio $\rho_{Hg}(\text{kg} \times \text{m}^{-3})$

Los valores dados en el cuadro son válidos para una presión $p_0 = 101\,325$ Pa (presión atmosférica normal al nivel del mar)

$\vartheta(^{\circ}\text{C})$	$\rho_{Hg}(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$\vartheta(^{\circ}\text{C})$	$\rho_{Hg}(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$
0	13 595	25	13 534
5	13 583	30	13 521
10	13 570	35	13 509
15	13 558	40	13 497
20	13 546	45	13 485

Los valores intermedios pueden deducirse de la ecuación:

$$\rho_{Hg} = (13595 - 2,46\vartheta) \left[1 + 3,85 \times 10^{-11} (p - p_0) \right]$$

Referencia: Landolt et Börnstein: *Zahlenwerte und Funktionen.*, Vol. IV, Technik, Part 1, y Physikalisch Technische Bundesanstalt, RFA, 1953.

E5 Volumen específico del agua

Tabla EV
Volumen específico del agua $a(10^{-3} \text{ m}^3 \times \text{kg}^{-1})$
(Los valores intermedios pueden determinarse por interpolación lineal).

Los valores del cuadro se han calculado con la fórmula de Herbst y Rögner (véase E8).

Temperatura ϑ (°C)	Presión absoluta (10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	1,0184	1,0169	1,0153	1,0137	1,0121	1,0105	1,0089	1,0074
1	1,0137	1,0123	1,0107	1,0092	1,0076	1,0061	1,0046	1,0030
2	1,0091	1,0077	1,0062	1,0047	1,0032	1,0017	1,0003	0,9988
3	1,0046	1,0033	1,0018	1,0003	0,9989	0,9975	0,9960	0,9946
4	1,0002	0,9989	0,9975	0,9961	0,9947	0,9933	0,9919	0,9905
5	0,9958	0,9946	0,9932	0,9918	0,9905	0,9891	0,9878	0,9865
6	0,9915	0,9903	0,9890	0,9877	0,9864	0,9851	0,9838	0,9825
7	0,9874	0,9862	0,9849	0,9837	0,9824	0,9811	0,9799	0,9786
8	0,9833	0,9821	0,9809	0,9797	0,9785	0,9772	0,9760	0,9748
9	0,9792	0,9782	0,9770	0,9758	0,9746	0,9734	0,9723	0,9711
10	0,9753	0,9743	0,9731	0,9720	0,9708	0,9697	0,9686	0,9674
11	0,9715	0,9705	0,9694	0,9683	0,9671	0,9660	0,9650	0,9639
12	0,9677	0,9668	0,9657	0,9646	0,9635	0,9625	0,9614	0,9604
13	0,9641	0,9631	0,9621	0,9610	0,9600	0,9590	0,9580	0,9569
14	0,9605	0,9596	0,9586	0,9576	0,9566	0,9556	0,9546	0,9536
15	0,9570	0,9561	0,9552	0,9542	0,9532	0,9522	0,9513	0,9503
16	0,9536	0,9528	0,9518	0,9509	0,9499	0,9490	0,9481	0,9471
17	0,9503	0,9495	0,9486	0,9477	0,9467	0,9458	0,9449	0,9440
18	0,9471	0,9463	0,9454	0,9445	0,9436	0,9428	0,9419	0,9410
19	0,9440	0,9432	0,9424	0,9415	0,9406	0,9398	0,9389	0,9380
20	0,9410	0,9402	0,9394	0,9385	0,9377	0,9368	0,9360	0,9352
21	0,9380	0,9373	0,9365	0,9356	0,9348	0,9340	0,9332	0,9324
22	0,9351	0,9344	0,9336	0,9328	0,9320	0,9312	0,9304	0,9296
23	0,9322	0,9315	0,9307	0,9299	0,9291	0,9283	0,9276	0,9268
24	0,9293	0,9286	0,9278	0,9271	0,9263	0,9255	0,9248	0,9240
25	0,9264	0,9257	0,9250	0,9242	0,9235	0,9228	0,9220	0,9213
26	0,9235	0,9229	0,9222	0,9215	0,9207	0,9200	0,9193	0,9186
27	0,9207	0,9201	0,9194	0,9187	0,9180	0,9173	0,9166	0,9159
28	0,9179	0,9173	0,9166	0,9159	0,9152	0,9146	0,9139	0,9132
29	0,9151	0,9145	0,9139	0,9132	0,9125	0,9119	0,9112	0,9106
30	0,9124	0,9118	0,9111	0,9105	0,9099	0,9092	0,9086	0,9079
31	0,9096	0,9091	0,9084	0,9078	0,9072	0,9066	0,9059	0,9053
32	0,9069	0,9064	0,9058	0,9052	0,9045	0,9039	0,9033	0,9027
33	0,9042	0,9037	0,9031	0,9025	0,9019	0,9013	0,9007	0,9002
34	0,9016	0,9010	0,9005	0,8999	0,8993	0,8987	0,8982	0,8976
35	0,8989	0,8984	0,8979	0,8973	0,8967	0,8962	0,8956	0,8951
36	0,8963	0,8958	0,8953	0,8947	0,8942	0,8937	0,8931	0,8926
37	0,8937	0,8932	0,8927	0,8922	0,8917	0,8911	0,8906	0,8901
38	0,8911	0,8907	0,8902	0,8897	0,8892	0,8887	0,8881	0,8876
39	0,8886	0,8881	0,8877	0,8872	0,8867	0,8862	0,8857	0,8852
40	0,8861	0,8856	0,8852	0,8847	0,8842	0,8837	0,8833	0,8828

Tabla EV (Fin)
Volumen específico del agua $a(10^{-3} \text{ m}^3 \times \text{kg}^{-1})$

Temperatura t (°C)	Presión absoluta (10^5 Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1,0058	1,0043	1,0027	1,0012	0,9997	0,9982	0,9968	0,9953
1	1,0015	1,0001	0,9986	0,9971	0,9956	0,9942	0,9928	0,9913
2	0,9973	0,9959	0,9945	0,9930	0,9916	0,9902	0,9888	0,9875
3	0,9932	0,9918	0,9904	0,9891	0,9877	0,9863	0,9850	0,9836
4	0,9892	0,9878	0,9865	0,9851	0,9838	0,9825	0,9812	0,9799
5	0,9852	0,9839	0,9826	0,9813	0,9800	0,9787	0,9774	0,9762
6	0,9813	0,9800	0,9787	0,9775	0,9762	0,9750	0,9738	0,9725
7	0,9774	0,9762	0,9750	0,9738	0,9725	0,9713	0,9702	0,9690
8	0,9736	0,9725	0,9713	0,9701	0,9689	0,9678	0,9666	0,9655
9	0,9699	0,9688	0,9677	0,9665	0,9654	0,9643	0,9631	0,9620
10	0,9663	0,9652	0,9641	0,9630	0,9619	0,9608	0,9597	0,9586
11	0,9628	0,9617	0,9606	0,9596	0,9585	0,9574	0,9564	0,9553
12	0,9593	0,9583	0,9572	0,9562	0,9552	0,9541	0,9531	0,9521
13	0,9559	0,9549	0,9539	0,9529	0,9519	0,9509	0,9499	0,9489
14	0,9526	0,9516	0,9506	0,9497	0,9487	0,9477	0,9467	0,9458
15	0,9494	0,9484	0,9474	0,9465	0,9456	0,9446	0,9437	0,9427
16	0,9462	0,9453	0,9443	0,9434	0,9425	0,9416	0,9407	0,9398
17	0,9431	0,9422	0,9413	0,9404	0,9395	0,9386	0,9377	0,9369
18	0,9401	0,9392	0,9384	0,9375	0,9366	0,9357	0,9349	0,9340
19	0,9372	0,9363	0,9355	0,9346	0,9338	0,9329	0,9321	0,9313
20	0,9343	0,9335	0,9327	0,9318	0,9310	0,9302	0,9294	0,9286
21	0,9315	0,9307	0,9299	0,9291	0,9283	0,9275	0,9267	0,9259
22	0,9288	0,9280	0,9272	0,9264	0,9256	0,9248	0,9240	0,9233
23	0,9260	0,9252	0,9245	0,9237	0,9229	0,9222	0,9214	0,9206
24	0,9233	0,9225	0,9218	0,9210	0,9203	0,9195	0,9188	0,9180
25	0,9206	0,9198	0,9191	0,9184	0,9176	0,9169	0,9162	0,9155
26	0,9179	0,9171	0,9164	0,9157	0,9150	0,9143	0,9136	0,9129
27	0,9152	0,9145	0,9138	0,9131	0,9124	0,9117	0,9110	0,9103
28	0,9125	0,9119	0,9112	0,9105	0,9098	0,9092	0,9085	0,9078
29	0,9099	0,9092	0,9086	0,9079	0,9073	0,9066	0,9060	0,9053
30	0,9073	0,9066	0,9060	0,9054	0,9047	0,9041	0,9035	0,9028
31	0,9047	0,9041	0,9034	0,9028	0,9022	0,9016	0,9010	0,9004
32	0,9021	0,9015	0,9009	0,9003	0,8997	0,8991	0,8985	0,8979
33	0,8996	0,8990	0,8984	0,8978	0,8972	0,8966	0,8961	0,8955
34	0,8970	0,8965	0,8959	0,8953	0,8948	0,8942	0,8936	0,8931
35	0,8945	0,8940	0,8934	0,8929	0,8923	0,8918	0,8912	0,8907
36	0,8920	0,8915	0,8910	0,8904	0,8899	0,8894	0,8888	0,8883
37	0,8896	0,8891	0,8885	0,8880	0,8875	0,8870	0,8865	0,8859
38	0,8871	0,8866	0,8861	0,8856	0,8851	0,8846	0,8841	0,8836
39	0,8847	0,8842	0,8837	0,8832	0,8828	0,8823	0,8818	0,8813
40	0,8823	0,8818	0,8814	0,8809	0,8804	0,8800	0,8795	0,8790

E6 Calor específico del agua

Tabla EVI
Calor específico del agua c_p ($J \times kg^{-1} \times K^{-1}$)
(Los valores intermedios pueden determinarse por interpolación lineal)

Los valores del cuadro se han calculado con la fórmula de Herbst y Rögner (véase E 8).

Temperatura ϑ (°C)	Presión absoluta (10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	4207	4203	4198	4193	4189	4184	4180	4176
1	4206	4202	4197	4193	4188	4184	4180	4175
2	4205	4201	4197	4192	4188	4183	4179	4175
3	4204	4200	4196	4191	4187	4183	4179	4174
4	4203	4199	4195	4191	4186	4182	4178	4174
5	4202	4198	4194	4190	4186	4182	4177	4173
6	4201	4197	4193	4189	4185	4181	4177	4173
7	4200	4196	4192	4188	4184	4180	4176	4172
8	4199	4195	4191	4187	4183	4179	4175	4172
9	4197	4194	4190	4186	4182	4178	4175	4171
10	4196	4193	4189	4185	4181	4178	4174	4170
11	4195	4191	4188	4184	4180	4177	4173	4170
12	4194	4190	4187	4183	4179	4176	4172	4169
13	4192	4189	4185	4182	4178	4175	4171	4168
14	4191	4188	4184	4181	4177	4174	4170	4167
15	4189	4186	4183	4179	4176	4173	4169	4166
16	4188	4185	4181	4178	4175	4172	4168	4165
17	4186	4183	4180	4177	4174	4170	4167	4164
18	4185	4182	4179	4175	4172	4169	4166	4163
19	4183	4180	4177	4174	4171	4168	4165	4162
20	4181	4179	4176	4173	4170	4167	4164	4161
21	4181	4179	4176	4173	4170	4167	4164	4161
22	4181	4179	4176	4173	4170	4167	4165	4162
23	4182	4179	4176	4173	4170	4168	4165	4162
24	4182	4179	4176	4173	4171	4168	4165	4162
25	4182	4179	4176	4173	4171	4168	4165	4162
26	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4165	4163
27	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4165	4163
28	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4165	4163
29	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4165	4163
30	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
31	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
32	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
33	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
34	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
35	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
36	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
37	4181	4179	4176	4173	4171	4168	4166	4163
38	4181	4178	4176	4173	4171	4168	4166	4163
39	4181	4178	4176	4173	4171	4168	4166	4164
40	4181	4178	4176	4173	4171	4168	4166	4164

Tabla EVI (Fin)
Calor específico del agua c_p ($J \times kg^{-1} \times K^{-1}$)

Temperatura ϑ (°C)	Presión absoluta (10^5 Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	4171	4167	4163	4159	4154	4150	4146	4142
1	4171	4167	4163	4158	4154	4150	4146	4142
2	4171	4167	4162	4158	4154	4150	4146	4143
3	4170	4166	4162	4158	4154	4150	4147	4143
4	4170	4166	4162	4158	4154	4150	4147	4143
5	4169	4166	4162	4158	4154	4150	4147	4143
6	4169	4165	4161	4158	4154	4150	4146	4143
7	4169	4165	4161	4157	4154	4150	4146	4143
8	4168	4164	4161	4157	4153	4150	4146	4143
9	4167	4164	4160	4157	4153	4150	4146	4143
10	4167	4163	4160	4156	4153	4149	4146	4142
11	4166	4163	4159	4156	4152	4149	4146	4142
12	4165	4162	4159	4155	4152	4149	4145	4142
13	4165	4161	4158	4155	4151	4148	4145	4142
14	4164	4161	4157	4154	4151	4148	4145	4142
15	4163	4160	4157	4154	4150	4147	4144	4141
16	4162	4159	4156	4153	4150	4147	4144	4141
17	4161	4158	4155	4152	4149	4146	4143	4141
18	4160	4157	4154	4152	4149	4146	4143	4140
19	4159	4157	4154	4151	4148	4145	4142	4140
20	4158	4156	4153	4150	4147	4145	4142	4139
21	4159	4156	4153	4150	4148	4145	4142	4140
22	4159	4156	4153	4151	4148	4145	4143	4140
23	4159	4157	4154	4151	4148	4146	4143	4140
24	4159	4157	4154	4151	4149	4146	4143	4141
25	4160	4157	4154	4152	4149	4146	4144	4141
26	4160	4157	4155	4152	4149	4147	4144	4142
27	4160	4158	4155	4152	4150	4147	4144	4142
28	4160	4158	4155	4152	4150	4147	4145	4142
29	4160	4158	4155	4153	4150	4147	4145	4142
30	4160	4158	4155	4153	4150	4148	4145	4143
31	4161	4158	4155	4153	4150	4148	4145	4143
32	4161	4158	4156	4153	4151	4148	4146	4143
33	4161	4158	4156	4153	4151	4148	4146	4143
34	4161	4158	4156	4153	4151	4148	4146	4144
35	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4146	4144
36	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4146	4144
37	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4147	4144
38	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4147	4144
39	4161	4159	4156	4154	4152	4149	4147	4145
40	4161	4159	4156	4154	4152	4149	4147	4145

E7 Presión de vapor del agua destilada

Tabla EVII
Presión de vapor del agua destilada p_{va} (Pa)

Temperatura ϑ (°C)	Presión de vapor p_{va} (Pa)	Temperatura ϑ (°C)	Presión de vapor p_{va} (Pa)
0	611		
1	657	21	2 488
2	706	22	2 645
3	758	23	2 810
4	814	24	2 985
5	873	25	3 169
6	935	26	3 363
7	1 002	27	3 567
8	1 073	28	3 782
9	1 148	29	4 008
10	1 228	30	4 246
11	1 313	31	4 495
12	1 403	32	4 758
13	1 498	33	5 034
14	1 599	34	5 323
15	1 706	35	5 627
16	1 819	36	5 945
17	1 938	37	6 280
18	2 064	38	6 630
19	2 198	39	6 997
20	2 339	40	7 381

Referencia:

Haar, Gallagher, Kell: NBS/NRC Steam Tables, 1984, Hemisphere Publishing Corp., Washinton-New York-London.

La presión de vapor del agua puede calcularse entre las temperaturas $\vartheta = 0$ °C y $\vartheta = 40$ °C por la siguiente fórmula empírica:

$$p_{va} = 10^{(2.7862 + 0.0312\vartheta - 0.000104\vartheta^2)}$$

con un error inferior a ± 7 Pa.

EN 60041:1994

- 188 -

E8 Formulación de las propiedades termodinámicas del agua

Los valores numéricos de las tablas EII, EV y EVI han sido calculados por Herbst y Rögner (1) a partir de la ecuación empírica de estado que define la entalpía libre del agua. Esencialmente son los resultados de ensayos de Kell y Whalley (2) y los de Kell, McLaurin y Whalley (3) los que se han utilizado para determinar los coeficientes.

Las fórmulas de cálculo de ρ , a y c_p derivadas de la ecuación de estado de la entalpía libre son las siguientes:

$$\rho = 10^3 \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1} \text{ (kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{)}$$

$$a = \frac{1}{\rho} - \Theta \left[\frac{\partial(1/\rho)}{\partial\Theta} \right]_p = 10^{-2} \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \alpha^j \beta^{(i-1)} - \Theta \sum_{i=0}^3 \sum_{j=1}^3 j R_{ij} \alpha^{(j-1)} \beta^{(i-1)} \right] \text{ (m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}\text{)}$$

$$c_p = -10^3 \Theta \left[\sum_{j=2}^4 u_j j(j-1) \alpha^{(j-2)} + \ln \beta \sum_{j=2}^3 R_{0,j} j(j-1) \alpha^{(j-2)} + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=2}^3 \frac{1}{i} R_{ij} j(j-1) \alpha^{(j-2)} \beta^i \right] \text{ (J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{)}$$

donde

$$\beta = \frac{1}{p^*} (p_{\text{abs}} + 200 \cdot 10^5) \text{ con } p_{\text{abs}} \text{ expresada en Pa y } p^* = 10^5 \text{ Pa}$$

$$\alpha = \frac{1}{\theta^*} (\theta - \theta_1) \text{ con } \theta^* = 1 \text{ K y } \theta_1 = 273,15 \text{ K}$$

para una gama de temperatura de 273,15 K a 293,15 K (0,0 °C a 20,0 °C)

y $\theta_1 = 293,15 \text{ K}$

para una gama de temperatura de 293,15 K a 323,15 K (20,0 °C a 50,0 °C)

Las tablas siguientes dan los coeficientes R_{ij} y u_j :

Gama de temperatura: 0,0 °C a 20,0 °C

j	u_j
0	$-0,2010822004 \cdot 10^2$
1	$0,2586532356 \cdot 10^{-2}$
2	$-0,7909909220 \cdot 10^{-2}$
3	$0,1150327872 \cdot 10^{-4}$
4	$-0,1035522272 \cdot 10^{-7}$

R_{ij}				
i	$j = 0$	$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$
0	$0,4466741557 \cdot 10^{-4}$	$-0,5594500697 \cdot 10^{-4}$	$0,3402591955 \cdot 10^{-5}$	$-0,4136345187 \cdot 10^{-7}$
1	$0,1010693802$	$-0,1513709263 \cdot 10^{-4}$	$0,1063798744 \cdot 10^{-5}$	$-0,8146078995 \cdot 10^{-8}$
2	$-0,5398392119 \cdot 10^{-5}$	$0,4672756685 \cdot 10^{-7}$	$-0,1194765361 \cdot 10^{-8}$	$0,1366322053 \cdot 10^{-10}$
3	$0,7780118121 \cdot 10^{-9}$	$-0,1619391322 \cdot 10^{-10}$	$0,5883547485 \cdot 10^{-12}$	$-0,8754014287 \cdot 10^{-14}$

Gama de temperatura: 20,0 °C a 50,0 °C

j	u_j
0	$-0,2313008369 \cdot 10^2$
1	$-0,3003372691$
2	$-0,7244565031 \cdot 10^{-2}$
3	$0,8522355922 \cdot 10^{-5}$
4	$-0,1035522272 \cdot 10^{-7}$

$R_{i,j}$				
i	$j = 0$	$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$
0	$-0,4410355650 \cdot 10^{-4}$	$0,3052252898 \cdot 10^{-4}$	$0,9207848427 \cdot 10^{-6}$	$-0,2590431198 \cdot 10^{-7}$
1	$0,1011269892$	$0,1763956234 \cdot 10^{-4}$	$0,5750340044 \cdot 10^{-6}$	$-0,1923769978 \cdot 10^{-8}$
2	$-0,4832441163 \cdot 10^{-5}$	$0,1533281704 \cdot 10^{-7}$	$-0,3749721294 \cdot 10^{-9}$	$0,1322804180 \cdot 10^{-11}$
3	$0,6194433327 \cdot 10^{-9}$	$-0,3164540431 \cdot 10^{-11}$	$0,6311389123 \cdot 10^{-13}$	$0,2469249342 \cdot 10^{-15}$

En lugar de las fórmulas de Herbst y Rögener (1), también pueden utilizarse en un ordenador las fórmulas de Borel y Lan (4) o las de Haar, Gallagher y Kell (5).

Estos autores han tomado igualmente como base los valores experimentales obtenidos en (2) y (3).

Referencias:

- (1) Herbst, G. Rögener, H.: *Neue kanonisch Zustandsgleichung des Wassers*. Fortschritt Berichte VDI-Z. Reihe 6, Nr. 50 (1977).
- (2) Kell, G.S. Whalley, E.: *Re-analysis of the density of Liquid Water in the Range 0 to 150° C and 0 to 1 kbar*. Paper presented at the 8th Int. Conf. Prop. Steam. Giens (1974).
- (3) Kell, G.S., Mac Laurin, G.E., Whalley, E.: *The PVT Properties of Liquid Water in the Range 150 to 350°*. Paper presented at the 8th Int. Conf. Prop. Steam. Giens (1974).
- (4) Borel, L., Nguyen Dinh Ian: *Equations of state and Joule-Thomson coefficient*; 10th Int. Conf. Pro. Steam. Moscow (1984)
- (5) Haar, L., Gallagher, J.S., Kell, S.G.: *NBS/NRC steam tables: Thermodynamic and Transport Properties and Computer programs for Vapor and Liquid States of Water in SI Units*; Hemisphere Publ. Cop. (1984)

ANEXO F

DEFINICIÓN DE LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA ESPECÍFICA DE LA MÁQUINA

F1 Ecuación teórica

El balance energético en el interior de los límites de una máquina hidráulica viene dado por la ecuación de Bernoulli en forma diferencial y completada con un término que corresponde a las pérdidas de energía:

$$\frac{dp_{abs}}{\rho} + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + gdz + de_L + de = 0$$

donde:

$\frac{dp_{abs}}{\rho}$ variación de la energía de presión específica;

$d\left(\frac{v^2}{2}\right)$ variación de energía cinética específica;

gdz variación de energía potencial específica;

de_L energía específica disipada;

de energía específica intercambiada entre el agua y el rodete ($de < 0$ para una turbina, $de > 0$ para una bomba);

En una máquina ideal sin pérdidas ($de_L=0$), la energía hidráulica específica E del agua que está disponible entre las secciones de referencia de alta y baja presión, 1 y 2, de la máquina se obtiene por integración entre estas dos secciones:

$$E = \int_1^2 de = \int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\rho} + \int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \int_2^1 gdz \quad (1)$$

F2 Término de energía de presión específica

Se puede escribir:

$$\int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\rho} = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho^*}$$

Tomando en cuenta el campo de aplicación de la presente norma se puede definir ρ^* por la aproximación siguiente:

$$\rho^* = \bar{\rho} = \frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2)$$

El error relativo introducido por esta aproximación es inferior a 2×10^{-4} .

F3 Término de energía potencial específica

Siendo pequeña la variación de la aceleración debida a la gravedad en función de la altitud entre las secciones 1 y 2 se puede escribir:

$$\int_2^1 g dz = \bar{g}(z_1 - z_2)$$

con:

$$\bar{g} = \frac{1}{2}(g_1 + g_2)$$

F4 Ecuación práctica

Con las simplificaciones antes indicadas, la ecuación (1) que define la energía hidráulica específica de la máquina se convierte en (véase 2.3.6.2.).

$$E = \frac{1}{\rho}(p_{abs1} - p_{abs2}) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + \bar{g}(z_1 - z_2)$$

En la práctica se puede tomar para \bar{g} el valor de g en el nivel de referencia de la máquina. Además, para las máquinas de salto bajo ($p_1 - p_2 < 4 \times 10^5$ Pa por ejemplo) se puede tomar para $\bar{\rho}$ el valor de ρ en la sección de referencia de baja presión.

ANEXO G

MEDIDA DE LA POTENCIA ELÉCTRICA
DETERMINACIÓN DEL VALOR DE CORRECCIÓN PARA UN SISTEMA DE MEDIDA MONOFÁSICO

El valor relativo de la corrección para un sistema de medida viene dado por la fórmula siguiente:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_u + \varepsilon_i + \frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s} \quad (1)$$

donde:

- ε_w valor relativo de la corrección para el vatímetro o para el transmisor.
- ε_u valor relativo de la corrección para la relación del transformador de tensión, incluyendo la corrección debida a los cables que conectan los terminales a los instrumentos de medida.
- ε_i valor relativo de corrección para la relación del transformador de intensidad.
- φ_p diferencia de fase entre vectores en el primario (radianes).
- φ_s diferencia de fase entre vectores en el secundario (radianes)
- $\frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s}$ Valor relativo de la corrección para el desplazamiento de fase (véase la figura G1), habiendo despreciado el desplazamiento de fase δ_w del vatímetro (o transductor)

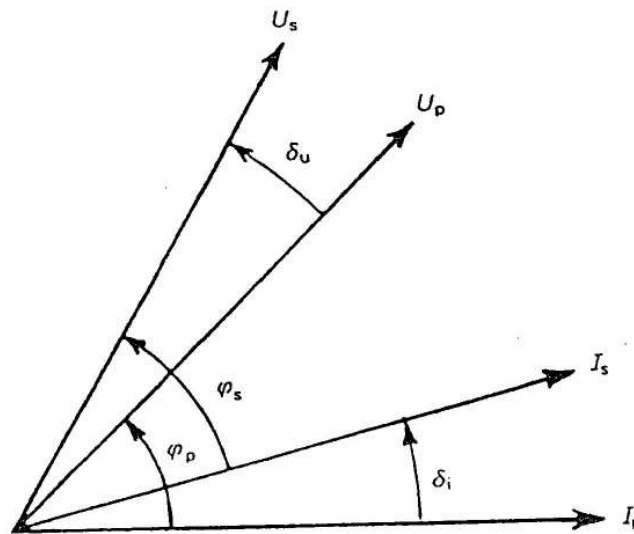


Fig. G1 – Diagrama vectorial para un sistema de medida monofásico

Con:

$$\delta = \delta_i - \delta_u$$

tenemos:

$$\varphi_p = \varphi_s + \delta$$

por tanto:

$$\frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s} = \frac{\cos \varphi_s \cos \delta - \sin \varphi_s \sin \delta - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s}$$

considerando δ muy pequeño, es posible asumir $\cos \delta = 1$ y $\sin \delta = \delta$

por lo tanto:

$$\frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s} = -\delta \tan \varphi_s$$

y la fórmula (1), nos queda:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_u + \varepsilon_i - \delta \tan \varphi_s$$

NOTA - Es posible despreciar el desplazamiento de fase δ_w del vatímetro o transductor δ_w , porque es muy pequeño en comparación con otras magnitudes. Además, los vatímetros y transductores están calibrados en c.a. y sobre diferentes valores del factor de potencia. En este caso, la corrección del desplazamiento de fase del vatímetro o del transductor está incluida en la corrección ε_w dada para el instrumento.

ANEXO H
MÉTODO TERMODINÁMICO
EJEMPLOS DE BALANCE DE POTENCIAS Y DE CÁLCULO DE
LA ENERGÍA MECÁNICA ESPECÍFICA

H1 Extrayendo un caudal q

Por ejemplo, fugas de las juntas que no se llevan al caudal principal.

a) Turbina (véase figura H1a)*

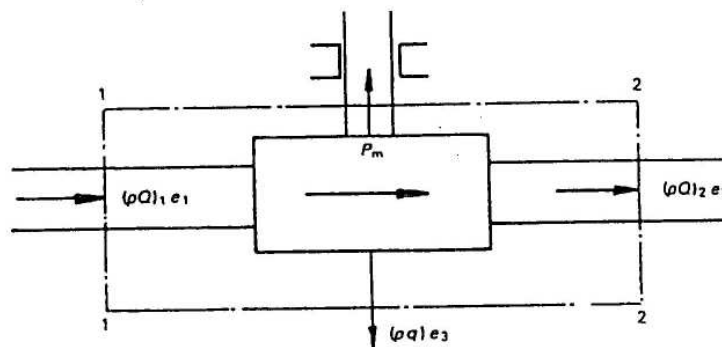


Fig. H1a – Extrayendo un caudal q en el caso de una turbina

$$(\rho Q)_1 \cdot e_1 - (\rho Q)_2 \cdot e_2 - (\rho q) \cdot e_3 = P_m$$

Como $(\rho Q)_2 = (\rho Q)_1 - (\rho q)$ y poniendo $(\rho q) / (\rho Q)_1 = \phi$ queda:

$$\begin{aligned} e_1 - \frac{(\rho Q)_2}{(\rho Q)_1} \cdot e_2 - \frac{(\rho q)}{(\rho Q)_1} \cdot e_3 &= E_m \\ e_1 - \frac{(\rho Q)_1 - (\rho q)}{(\rho Q)_1} \cdot e_2 - \frac{(\rho q)}{(\rho Q)_1} \cdot e_3 &= E_m \\ E_m &= (e_1 - e_2) - \phi \cdot (e_3 - e_2) \\ &= E_{m(1-2)} - \phi \cdot E_{m(3-2)} \end{aligned}$$

(conforme a las definiciones dadas en 2.3.6. se puede definir también $e_1 - e_2 = E_{m(1-2)}$ y $e_3 - e_2 = E_{m(3-2)}$)

* Para definición de e véase 2.3.6.1

b) Bomba (véase figura H1b)

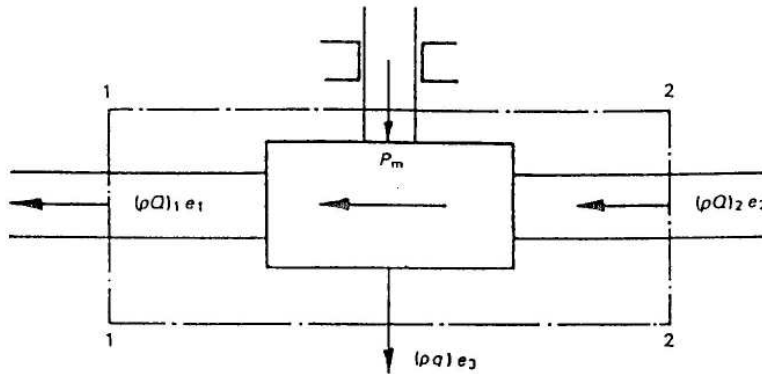


Fig. H1b – Extrayendo un caudal q en el caso de una bomba

$$(\rho Q)_1 \cdot e_1 - (\rho Q)_2 \cdot e_2 + (\rho q) \cdot e_3 = P_m$$

Como $(\rho Q)_2 = (\rho Q)_1 + (\rho q)$ se obtiene de la misma forma que en a):

$$\begin{aligned} E_m &= (e_1 - e_2) + \phi \cdot (e_3 - e_2) \\ &= E_{m(1-2)} + \phi \cdot E_{m(3-2)} \end{aligned}$$

H2 Aportando un caudal q

Por ejemplo, agua de refrigeración de los cojinetes que es evacuada al caudal principal entre la máquina y la sección de medida de baja presión, se supone que se produce una mezcla completa en la sección de medida:

a) Turbina. (véase la figura H2a).

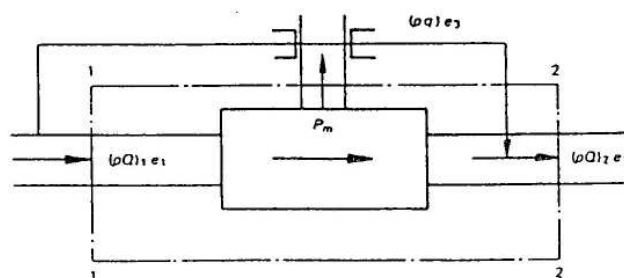


Fig. H2a – Aportando un caudal q en el caso de una turbina

EN 60041:1994

- 196 -

$$(\rho Q)_1 \cdot e_1 - (\rho Q)_2 \cdot e_2 + (\rho q) \cdot e_3 = P_m$$

Como $(\rho Q)_2 = (\rho Q)_1 + (\rho q)$ y poniendo $(\rho q) / (\rho Q)_1 = \phi$, se obtiene entonces:

$$E_m = (e_1 - e_2) + \phi \cdot (e_3 - e_2)$$

o con la transformación:

$$\begin{aligned} \phi \cdot (e_3 - e_2) &= \phi \cdot (e_1 - e_2 - e_1 + e_3) \\ &= \phi \cdot (e_1 - e_2) + \phi \cdot (e_3 - e_1) \end{aligned}$$

y como $\phi \cdot (e_3 - e_1) = P_{Lm} / (\rho Q)_1$ (véase 2.3.8.5), se obtiene finalmente:

$$\begin{aligned} E_m &= (1 + \phi)(e_1 - e_2) + \frac{P_{Lm}}{(\rho Q)_1} \\ &= (1 + \phi)E_{m(1-2)} + \frac{P_{Lm}}{(\rho Q)_1} \end{aligned}$$

b) Bomba (véase figura H2b)

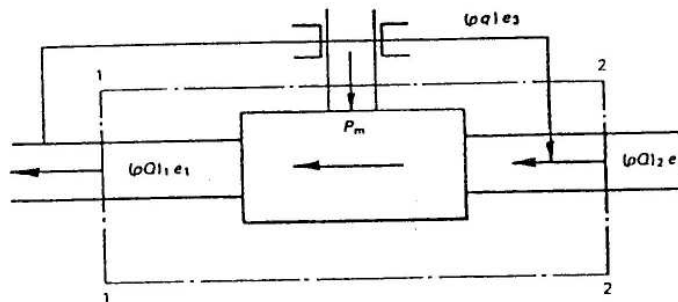


Fig. H2b – Aportando un caudal q en el caso de una bomba

$$(\rho Q)_1 \cdot e_1 - (\rho Q)_2 \cdot e_2 - (\rho q) e_3 = P_m$$

Además como $(\rho Q)_2 = (\rho Q)_1 - (\rho q)$, se obtiene de la misma forma que en a):

$$E_m = (e_1 - e_2) - \phi \cdot (e_3 - e_2)$$

o con la transformación:

$$\phi \cdot (e_3 - e_2) = \phi \cdot (e_1 - e_2) + \phi(e_3 - e_1)$$

y con la introducción de P_{Lm} , se obtiene finalmente:

$$\begin{aligned} E_m &= (1 - \phi)(e_1 - e_2) - \frac{P_{Lm}}{(\rho Q)_1} \\ &= (1 - \phi)E_{m(1-2)} - \frac{P_{Lm}}{(\rho Q)_1} \end{aligned}$$

ANEXO J

MÉTODO ACÚSTICO DE MEDIDA DEL CAUDAL

J1 Generalidades

La experiencia de medida del caudal con métodos acústicos es limitada. Mientras que dichos métodos no sean aceptados como métodos primarios, su aplicación se permite por acuerdo mutuo o en conjunción con un método establecido de medida del caudal, en cuyo caso este último será el que prevalezca para la comparación con las garantías.

J2 Principio de medida

El método acústico de medida del caudal se basa en el hecho de que la velocidad de propagación de un pulso acústico (generalmente ultrasónico) y la velocidad del flujo, se suman vectorialmente. Por consiguiente, un pulso acústico enviado aguas arriba viaja a una menor velocidad absoluta que una señal acústica enviada aguas abajo (véase la figura J1). Mediante la medida de los tiempos de recorrido de los pulsos enviados en las dos direcciones, se determina la velocidad axial media del fluido que atraviesa el recorrido del pulso. La experiencia ha demostrado que se deben efectuar medidas repetidas de dicho tiempo, al objeto de establecer un promedio y minimizar el error aleatorio.

Un sistema de medida acústica del caudal incluye transductores instalados en la sección de medida; se requiere un equipo electrónico para operar los transductores, realizar las medidas, procesar los datos medidos, y presentar o registrar los resultados. También incluye un programa de verificación para asegurar que equipo y programa están funcionando correctamente.

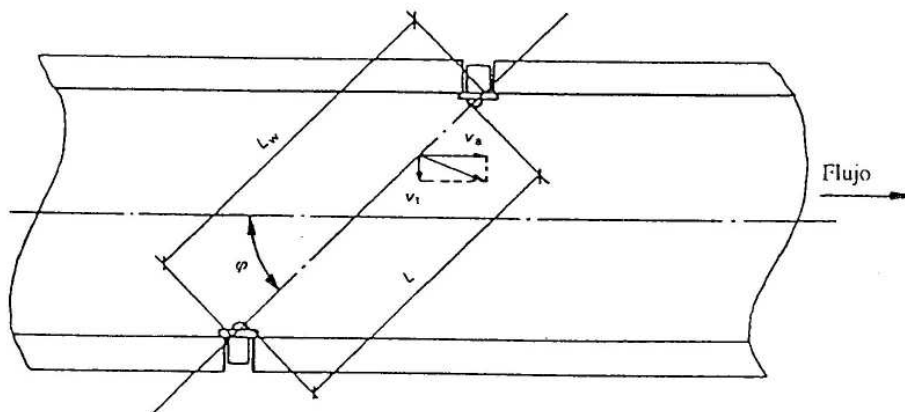


Fig. J1 – Método acústico. Representación esquemática para ilustrar el principio de medida

Existen diversos métodos acústicos para medida del caudal, pero no todos ellos han demostrado que son capaces de conseguir la precisión requerida para los ensayos en campo. Los dispositivos basados en la medida de la refracción de un haz acústico por la velocidad del fluido, así como aquellos otros que miden el desplazamiento Doppler de la frecuencia de una onda reflejada por el flujo de fluidos o por partículas en movimiento, no se incluyen actualmente en esta norma. Los únicos métodos aceptados están basados en la medida del tiempo de tránsito de un pulso acústico a lo largo de los caminos.

A fin de reducir la incertidumbre sistemática debido a efectos de las componentes transversales del flujo se requiere la utilización de dos planos acústicos A y B como se muestra en la figura J2

En las secciones circulares, si la distribución de velocidades es totalmente axisimétrica, la velocidad media medida a lo largo de un único camino localizado en un plano axial puede suponerse proporcional a la velocidad media del flujo en el conducto. En la práctica, es necesario tener en cuenta la distribución real de velocidades mediante la instalación de varios pares de transductores en los extremos opuestos de cierto número de caminos localizados en los planos de medida, formando un ángulo φ con el eje longitudinal del conducto y distribuidos simétricamente a su alrededor (véase la figura J2).

En una sección rectangular, la medida de la velocidad media \bar{v} , efectuada simultáneamente o consecutivamente para un número de caminos paralelos adecuadamente elegidos, permitirá una integración lineal del caudal sobre la totalidad de la sección. En secciones circulares, la integración se realiza utilizando métodos numéricos de análisis; en secciones rectangulares también pueden utilizarse métodos similares.

Una incertidumbre sistemática, dependiente del número de Reynolds, tamaño del conducto y forma y tamaño del transductor (que sobresalga o no del conducto), se introduce debido a la distorsión local del perfil de velocidades a lo largo del recorrido acústico comparado con el que existiría si no estuviesen presentes los transductores. La incertidumbre sistemática debe ser introducida en el análisis de errores, tal como se expone en J7.

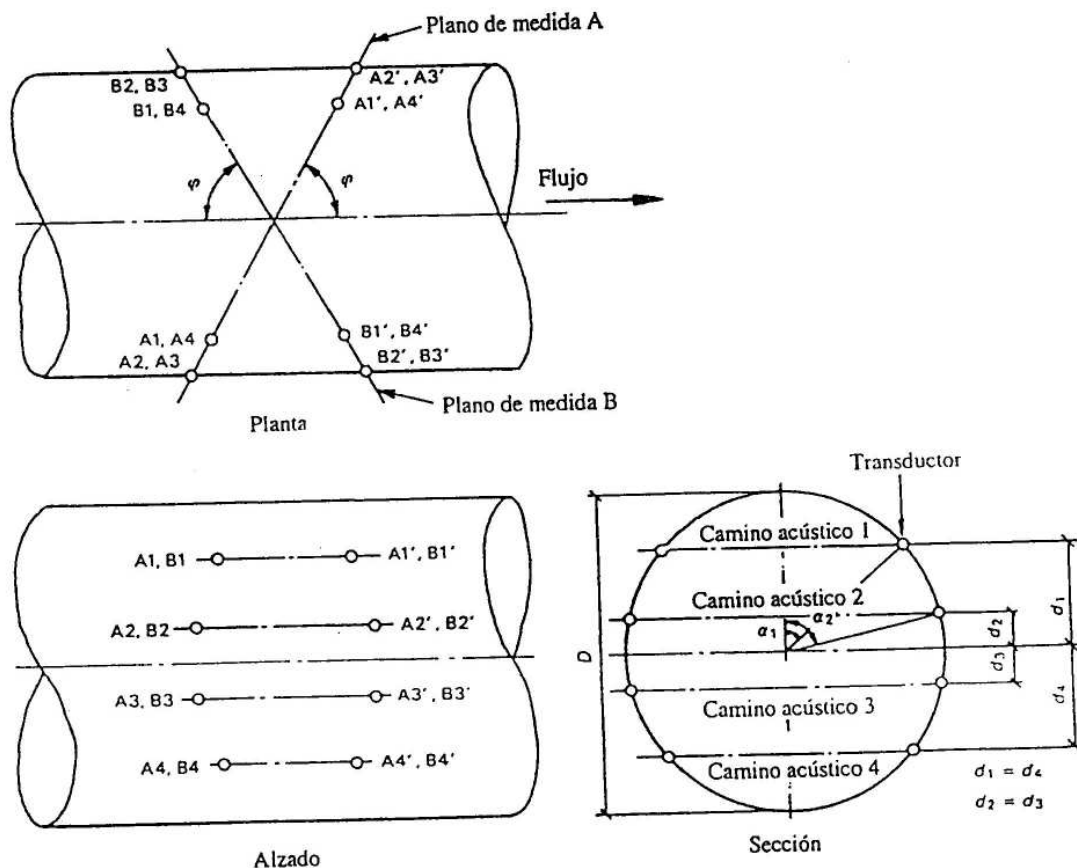


Fig. J2 – Método acústico. Disposición típica de transductores en un conducto circular

J3 Métodos de determinación del tiempo de tránsito

Principalmente existen dos métodos de medida del tiempo de tránsito, con algunas variantes. El primero de ellos consiste en medir directamente el tiempo de tránsito en cada dirección entre los dos transductores. Una variante de este método mide adicionalmente la diferencia temporal en la recepción de señales transmitidas simultáneamente aguas arriba y aguas abajo.

En el segundo, también denominado "método de frecuencia de repetición (sing-around)", la frecuencia a la cual se transmiten las señales está determinada por el tiempo de tránsito, dado que cada señal que llega al receptor produce la emisión de un nuevo pulso hacia el transmisor opuesto en la misma dirección siendo medida la diferencia en frecuencia de ambas series de pulsos.

Ambos métodos presentan sus ventajas e inconvenientes, dependiendo su elección del tamaño del conducto, el valor de la velocidad a medir y la precisión y el coste de los instrumentos de cronometraje disponibles en el mercado.

Deben de considerarse y tenerse en cuenta los retardos temporales en la circuitería electrónica y en los cables, así como los tiempos requeridos por el pulso acústico para atravesar partes, que no son de agua, del camino acústico, tales como materiales acústicamente transparentes que constituyen la carcasa del transductor.

Si las condiciones anteriores se cumplen, se realiza la medida del tiempo de tránsito de un pulso acústico a lo largo de un trayecto determinado en ambas direcciones, aguas arriba y aguas abajo, el resultado final será prácticamente independiente de la composición del fluido, de la presión y de la temperatura.

J4 Cálculo y medida del caudal

Para realizar una medida de velocidad a lo largo de un recorrido determinado, el emisor y el receptor se disponen de tal forma que las señales son transmitidas aguas arriba y aguas abajo formando un ángulo φ con el eje del conducto (véase la figura J1). Los ángulos comprendidos entre 45° y 75° se han mostrado satisfactorios para los métodos acústicos de medida del caudal.

J4.1 Si el flujo existente en el conducto no presenta componentes transversales y si los retardos temporales referidos en J3 son tenidos en cuenta, el tiempo de tránsito de un pulso acústico viene dado por:

$$t = \frac{L}{c + \varepsilon \bar{v}_a \cdot \cos \varphi}$$

donde

- L distancia en el fluido entre las caras de los transductores;
- c velocidad del sonido en el fluido en las condiciones de operación;
- φ ángulo entre el eje del conducto y el camino acústico;
- \bar{v}_a velocidad axial media del flujo sobre la distancia L ;
- $\varepsilon = +1$ para señales desplazándose aguas arriba;
- $\varepsilon = -1$ para señales desplazándose aguas abajo

Como los transductores se utilizan generalmente tanto como transmisores y receptores, la diferencia en el tiempo de recorrido puede determinarse con el mismo par de transductores. Por tanto, la velocidad axial media para el recorrido viene dada por:

* La distancia L depende del diseño de los transductores aplicados.

EN 60041:1994

- 200 -

$$\bar{v}_a = \frac{L}{2 \cos \varphi} \left(\frac{1}{t_d} - \frac{1}{t_u} \right) = \frac{L}{2 \cos \varphi} (f_d - f_u)$$

donde

t_d y t_u , o f_d y f_u son tiempos de tránsito o frecuencias de un pulso acústico viajando aguas abajo y aguas arriba respectivamente.

J4.2 Si existen componentes transversales del flujo, entonces:

$$t = \frac{L}{c + \varepsilon(\bar{v}_a \cos \varphi + Y \cdot \bar{v}_t \cdot \sin \varphi)}$$

donde

\bar{v}_t componente transversal de la velocidad del flujo (teniendo una componente $\bar{v}_t \cdot \sin \varphi$ paralela al recorrido acústico), promediada sobre la distancia L.

Y factor igual a +1 ó -1 dependiente de la dirección de la componente transversal del flujo paralelo al recorrido acústico (esto es, recorridos en el plano A o B en la figura J2). Para una componente dada del flujo transversal: $Y = \pm 1$ para un recorrido acústico en el plano A y $Y = \mp 1$ para un recorrido acústico en el plano B.

La velocidad axial media a lo largo de un recorrido puede tomarse como:

$$\bar{v}_a = -Y \bar{v}_t \cdot \tan \varphi + \frac{L}{2 \cos \varphi} \left(\frac{1}{t_d} - \frac{1}{t_u} \right)$$

Cuando se utilizan dos planos acústicos, tal como se muestra en la figura J2, dispuestos simétricamente en relación al eje del conducto, siendo promediados sus velocidades, entonces el error debido a la medida de los tiempos de tránsito provocados por la componente transversal del flujo ($-Y \cdot \bar{v}_t \cdot \tan \varphi$) es eliminado.

Si la distribución de velocidades cumple ciertas condiciones matemáticas, tales como continuidad y diferenciabilidad, el caudal Q puede obtenerse a partir de la ecuación general:

$$Q = k \frac{D}{2} \sum_{i=1}^n W_i \bar{v}_{ai} L_{wi} \cdot \sin \varphi$$

con $L_{wi} \cdot \sin \varphi = D \sin \alpha_i$ para secciones circulares y $L_{wi} \cdot \sin \varphi = B$ para secciones rectangulares.

donde

- L_{wi} distancia entre paredes del conducto a lo largo del recorrido acústico i ;
- D dimensión del conducto paralela a la intersección de los dos planos acústicos, como se muestra en la figura J2;
- B dimensión del conducto perpendicular a D en el caso de secciones rectangulares;
- W_i coeficientes de ponderación dependientes del número de caminos y de la técnica de integración utilizada;
- \bar{v}_{ai} velocidad axial del flujo promediada a lo largo del recorrido i , calculada a partir de los tiempos de tránsito medidos;
- n número de recorridos acústicos en un plano;
- k coeficiente de corrección que tiene en cuenta el error introducido por la técnica de integración elegida y la forma de la conducción;
- α_i define la posición angular del extremo del recorrido i relativa a D (véase la figura J2);

La dificultad inherente de algunas técnicas de integración para integrar sobre secciones de configuraciones diferentes, requiere la utilización de un factor de forma k . Puede demostrarse que, cuando por ejemplo se aplica el método de Gauss-Legendre a una sección circular, el valor del coeficiente de correlación k es 0,994 y cuando es aplicado a una sección rectangular, el valor de k es 1,000. Por contra, cuando se aplica el método de Gauss-Jacobi a una sección circular, no se requiere coeficiente de corrección, esto es $k = 1,000$, y cuando es aplicado a una sección rectangular, el valor de k es 1,034.

Los métodos de integración de Gauss-Legendre y de Gauss-Jacobi satisfacen los requerimientos de esta norma. Deben de utilizarse, al menos, cuatro caminos para una determinación correcta del caudal. Para una disposición de cuatro caminos, la localización de los mismos, los coeficientes de ponderación y los coeficientes de corrección para los métodos de integración de Gauss-Legendre y de Gauss-Jacobi son los expresados en el cuadro siguiente.

Tabla J 1

		Método de Gauss-Legendre		Método de Gauss-Jacobi	
		Caminos 1 y 4	Caminos 2 y 3	Caminos 1 y 4	Caminos 2 y 3
$\frac{d}{D\sqrt{2}}$		$\pm 0,861136$	$\pm 0,339981$	$\pm 0,809017$	$\pm 0,309017$
W		0,347855	0,652145	0,369317	0,597667
k	Sección circular	0,994		1,000	
	Sección rectangular	1,000		1,034	

donde

d distancia desde el eje de la conducción al trayecto acústico (véase la figura J2).

Cuando se aplica uno de estos métodos a una sección perfectamente circular, con los caminos localizados exactamente a la distancia especificada, la fórmula general es utilizada en la forma simplificada:

$$Q = \frac{D^2}{2} \sum_{i=1}^n W_i \bar{v}_{ai}$$

Además en este caso $L_{wi} \cdot \sin \varphi$, para cualquier camino, es independiente de φ

$$W'_i = W_i \frac{L_{wi} \cdot \sin \varphi}{D} = W_i \cdot \sin \alpha_i$$

y

Tabla J 2

	Método de Gauss-Legendre	Método de Gauss-Jacobi
$W'_1 = W'_4$	0.176841	0.217079
$W'_2 = W'_3$	0.613298	0.568320

J5 Selección de la sección de medida y de las condiciones de instalación

La disposición de los transductores y la medida de dimensiones reales debe de realizarse utilizando métodos precisos. En grandes conductos pueden utilizarse técnicas topográficas, y para productos pequeños pueden utilizar medidas de taller realizadas cuidadosamente. En cualquiera de ambos casos, hay que tener en cuenta las incertidumbres en las medidas dimensionales para el análisis de errores (véase el capítulo J7).

Hay que prestar especial atención en el caso de conducciones grandes cuya forma no sea perfectamente simétrica. Se determinará un valor D , representativo de la dimensión, en la sección de medida y perpendicular a la dirección de los recorridos acústicos. Deben de efectuarse, al menos, cinco medidas, igualmente espaciadas, de D (véase la figura J3), incluyendo una en el centro de la sección de medida, y una en cada extremo. Estas medidas deberán promediarse para ser representativas de la dimensión del conducto en la sección de medida.

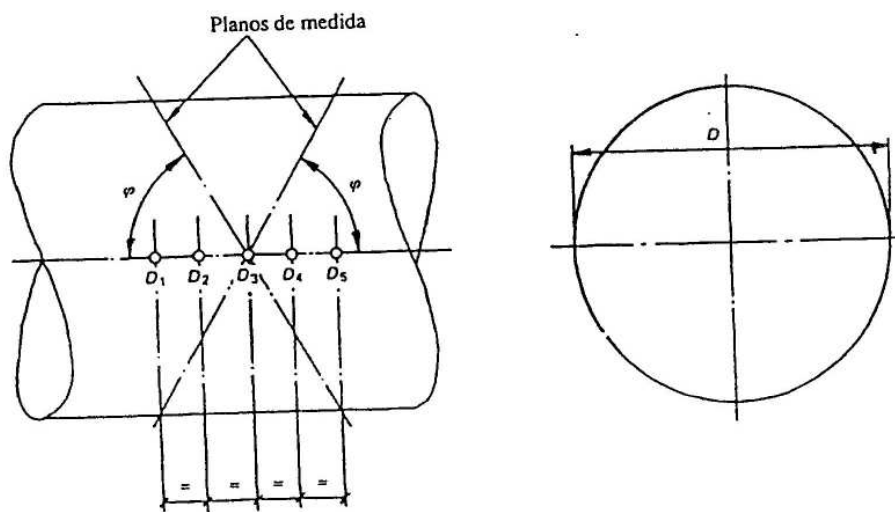


Fig. J3 – Localizaciones para la medida de D

Con objeto de determinar el efecto que la forma de la conducción tiene sobre el coeficiente k de corrección empleado en el método de integración numérica, se deberán emplear un número suficiente de medidas adicionales.

En el caso del cálculo del caudal se deberán tomar medidas precisas de las dimensiones reales D (y eventualmente B) de la conducción, longitudes del camino acústico entre las superficies de los transductores, distancias entre las paredes de la conducción a lo largo de los caminos acústicos y de sus ángulos relativos al centro de la conducción.

Se deberán tener en cuenta las desviaciones en la localización de los transductores para el análisis de errores o en la corrección del caudal calculado.

Si la distorsión del perfil de velocidades está provocada por un codo, la intersección de los dos planos acústicos deberá de estar en el plano del codo para minimizar los efectos de los componentes transversales del flujo en la precisión de la medida. Se realizarán medidas individuales de la velocidad \bar{v} para cada camino con objeto de obtener una estimación de la distorsión en el perfil de velocidades y la importancia de las componentes transversales del flujo.

Aunque la utilización de dos planos con cuatro caminos compensa la mayoría de las componentes transversales de la velocidad, la sección de medida debe elegirse lo más lejos posible de cualquier perturbación de aguas arriba, tal como un codo, que puede provocar asimetrías en la distribución de velocidades, torbellinos o grandes turbulencias. Otros factores que pueden producir componentes transversales o distorsión del perfil de velocidades, son las condiciones del flujo en la toma, la forma de la misma, el número de codos aguas arriba de la sección de medida, las variaciones en el diámetro de la conducción aguas arriba y la proximidad de codos o cambios en el diámetro de la conducción aguas abajo.

Es deseable que, aguas arriba de la sección de medida, exista un tramo recto de conducción de al menos diez diámetros. De igual forma, aguas abajo, deberá existir un tramo recto de la conducción de al menos tres diámetros. La experiencia ha demostrado que pueden obtenerse resultados satisfactorios con un sólo plano acústico con cuatro caminos, localizados aguas abajo de un tramo recto de longitud veinte o más diámetros de longitud o más, que aseguran una distribución uniforme del flujo en la sección de medida.

La medida del caudal utilizando un único camino, en uno o dos planos de medida, no está permitida por esta norma.

El diseño y la realización del equipo de medida de flujo debe ser capaz de demostrar su correcto funcionamiento. Esto implica que permita efectuar controles tales como:

- detectar y visualizar pulsos acústicos en un osciloscopio;
- control electrónico interno del programa de tratamiento y de las constantes introducidas;
- comparación de los valores calculados de la velocidad del sonido utilizando los tiempos de tránsito acústico medidos y las longitudes del recorrido con valores publicados, corregidos en función de la temperatura del agua;
- medida individual de velocidades promediadas a lo largo de cada recorrido.

Puede ser deseable medir independientemente los tiempos de tránsito del pulso y compararlos con los resultados proporcionados por el sistema de medida.

J6 Condiciones y limitaciones de utilización

La velocidad del flujo y el diámetro del conducto deben de ser suficientemente grandes a fin de permitir una determinación precisa de la diferencia de tiempos en los tiempos de tránsito del pulso acústico teniendo en cuenta la precisión del cronómetro. Es conveniente evitar medidas en velocidades del flujo menores de 1,5 m/s y diámetros de conducto menores de 0,8 m.

Se deben evitar las burbujas de aire, los materiales en suspensión y el ruido, ya que pueden perturbar el correcto funcionamiento del sistema de medida acústico del flujo. Si las perturbaciones se producen en un corto número de muestras, se obtendrán suficiente número de muestras válidas que sean compatibles con las suposiciones efectuadas en el análisis de errores. El diseño del sistema de adquisición y tratamiento de datos deberá permitir controlar la proporción del pulsos perdidos.

J7 Incertidumbre de la medida

Deberán tenerse en cuenta tanto la incertidumbre sistemática como la aleatoria. Para un análisis detallado, véase la Norma ISO 5168. Específicamente, se han identificado las siguientes fuentes de incertidumbre:

- medida de las longitudes del recorrido L y L_{∞} ;
- medida de los ángulos del recorrido acústico φ ;
- medida del espaciado d de los recorridos y conformidad con las posiciones prescritas;

- medida de D ;
- medida del tiempo y resolución temporal;
- estimación de la duración del recorrido fuera del agua;
- precisión interna del cálculo;
- incertidumbre debida a la distorsión del flujo alrededor de los transductores;
- existencia de componentes transversales del flujo;
- distorsiones del reparto de velocidades;
- variaciones espaciales de la velocidad del sonido;
- variaciones espaciales de la velocidad del flujo a lo largo del conducto;
- variaciones en el tiempo de la velocidad del flujo, de la velocidad del sonido y del caudal.

Los ocho términos primeros se combinan generalmente en una incertidumbre total del instrumento. En la mayoría de los casos esta incertidumbre es estimada menor del $\pm 0,5\%$. Los cuatro términos siguientes están asociados con el campo de velocidades y su tratamiento puede resultar en un factor de corrección y la posibilidad de una incertidumbre sistemática adicional. Esta incertidumbre sistemática puede combinarse cuadráticamente con la incertidumbre del instrumento a fin de obtener una incertidumbre sistemática total. El último término asociado a las variaciones temporales de velocidad del flujo y velocidad del sonido, entraña una incertidumbre aleatoria.

La experiencia limitada con la utilización de este método, no permite efectuar una estimación fiable de una incertidumbre sistemática que sea aplicable generalmente. Habitualmente, la utilización de dos planos de medida deberá permitir reducir la incertidumbre sistemática total, la cual puede suponerse que es del mismo orden de magnitud que los molinetes utilizados en las mismas condiciones, esto es, por ejemplo entre $\pm 1,0\%$ y $\pm 2,0\%$.

ANEXO ZA (Normativo)

OTRAS NORMAS INTERNACIONALES CITADAS EN ESTA NORMA
CON LAS REFERENCIAS DE LAS NORMAS EUROPEAS CORRESPONDIENTES

Esta norma europea incorpora disposiciones de otras normas por su referencia, con o sin fecha. Estas referencias normativas se citan en los lugares apropiados del texto de la norma y se relacionan a continuación. Las revisiones o modificaciones posteriores de cualquiera de las normas citadas con fecha, sólo se aplican a esta norma europea cuando se incorporan mediante revisión o modificación. Para las referencias sin fecha se aplica la última edición de una norma (incluidas las modificaciones).

NOTA - Cuando una norma internacional haya sido modificada por modificaciones comunes CENELEC, indicado por (mod), se aplica la EN/HD correspondiente.

Normas CEI	Fecha	Título	EN/HD	Fecha	Norma UNE correspondiente ¹⁾
60034-2	1972	Máquinas eléctricas rotativas. Parte 2: Métodos para la determinación de las pérdidas y del rendimiento de las máquinas eléctricas rotativas a partir de ensayos (excluidas las máquinas de vehículos de tracción)	HD 53.2 S1	1982	UNE 20116:1974
60034-2A	1974	Primer complemento: Medida de pérdidas por el método calorimétrico			UNE 20122:1975
60185 (mod)	1987	Transformadores de intensidad	HD 553 S2 ²⁾	1993	UNE 21088-1:1995
60186 (mod)	1987	Transformadores de tensión	HD 554 S1 ³⁾	1992	UNE 21088-2:1995
60193 A1	1965 1997	Código internacional para los ensayos de modelo de turbinas hidráulicas			
60193 A	1972	Primer complemento a la CEI 60193			
60308	1970	Código internacional de ensayo de reguladores de velocidad para turbinas hidráulicas			
60497	1976	Código internacional de ensayo en modelo de bombas de acumulación			
60545	1976	Guía para la recepción, operación y mantenimiento de turbinas hidráulicas			UNE 20168:1985
60609	1978	Evaluación de la erosión por cavitación en turbinas hidráulicas, bombas de acumulación y bombas turbinas			
60805	1985	Guía para la recepción, operación y mantenimiento de bombas de acumulación y bombas turbinas operando como bombas			

1) Esta columna se ha introducido en anexo original de la norma europea únicamente con carácter informativo a nivel nacional.

2) El HD 553 S2, incluye A1:1988 a la Norma CEI 60185.

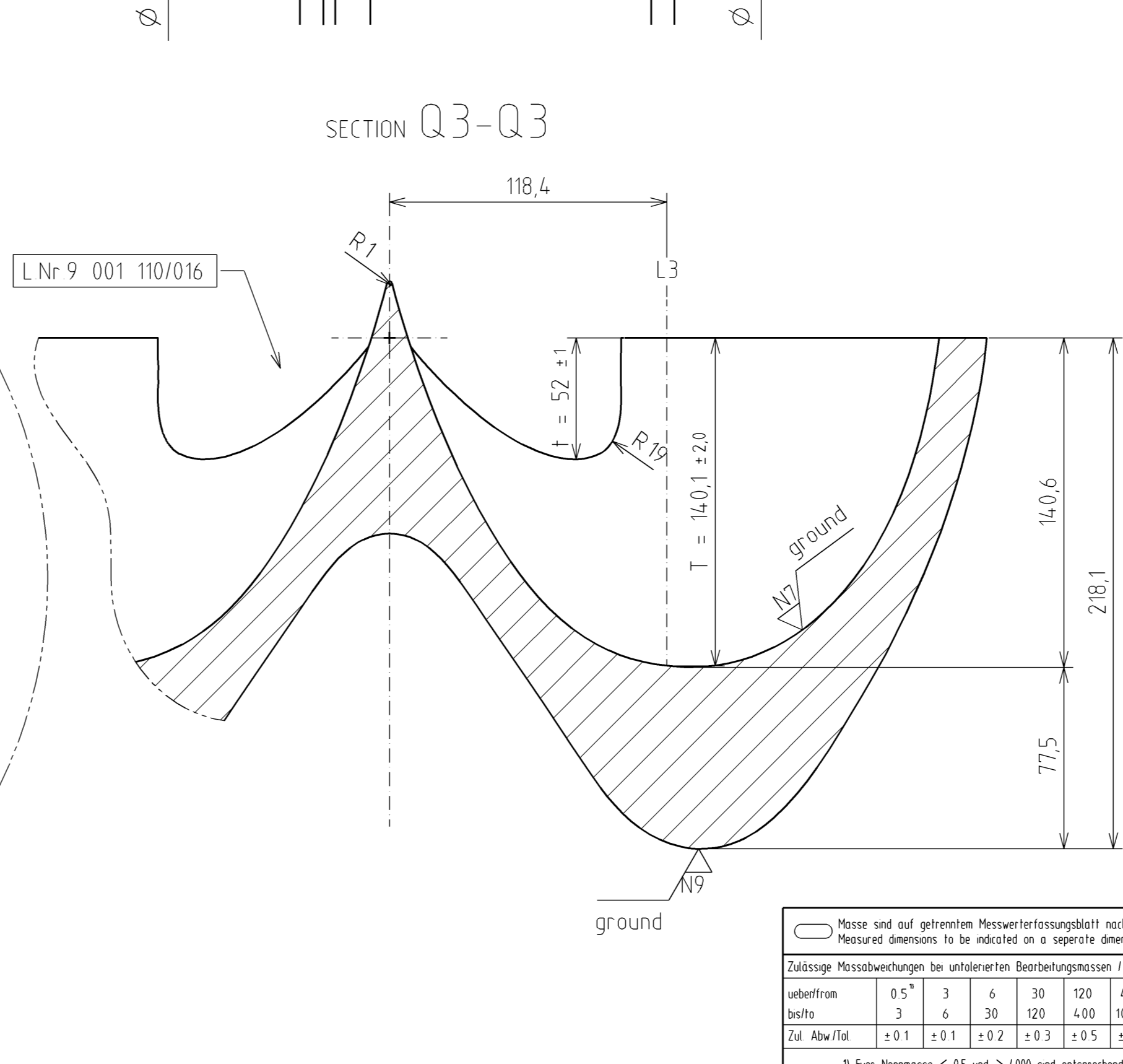
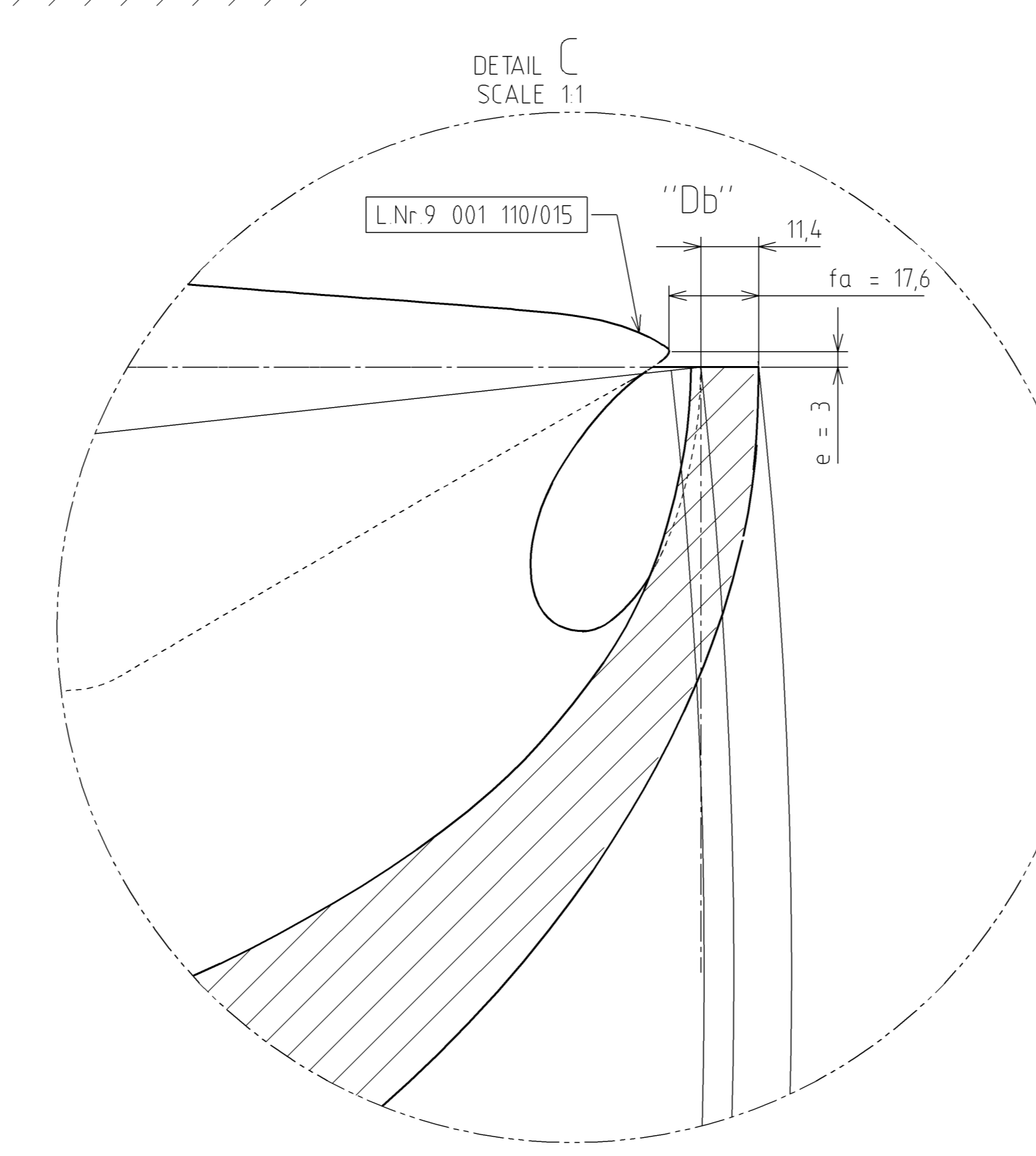
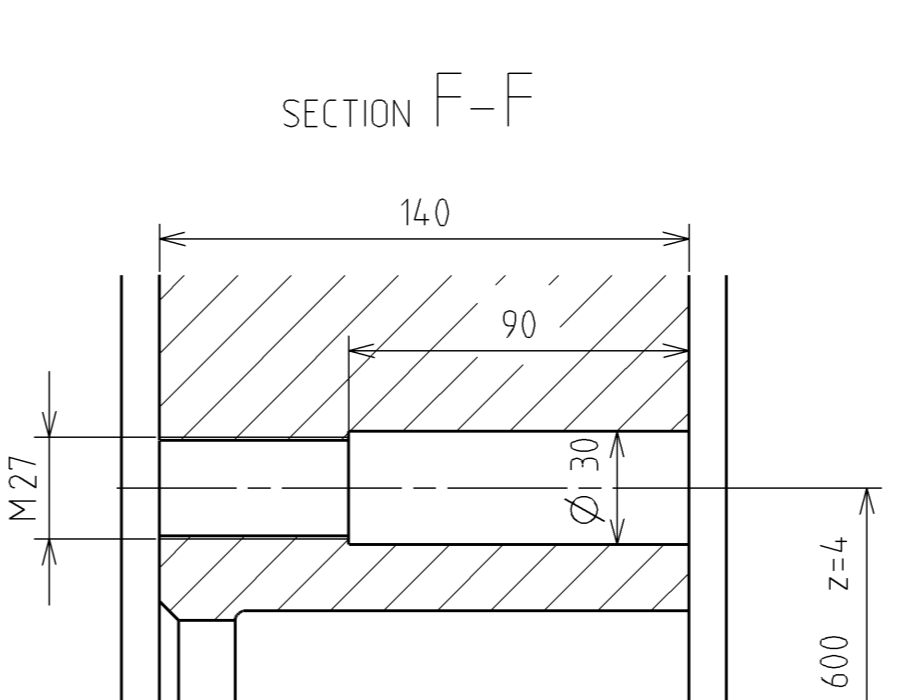
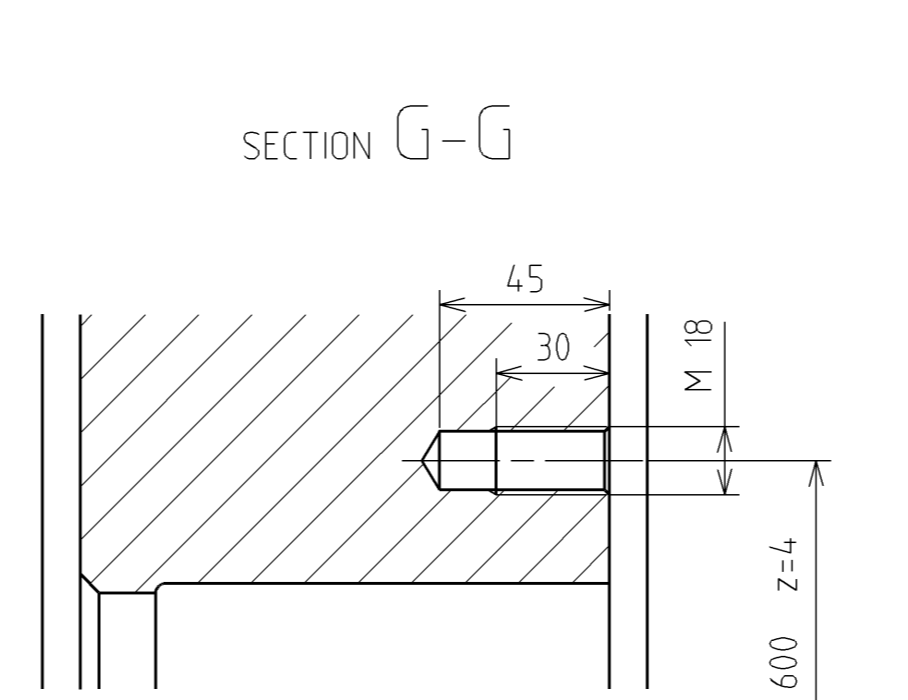
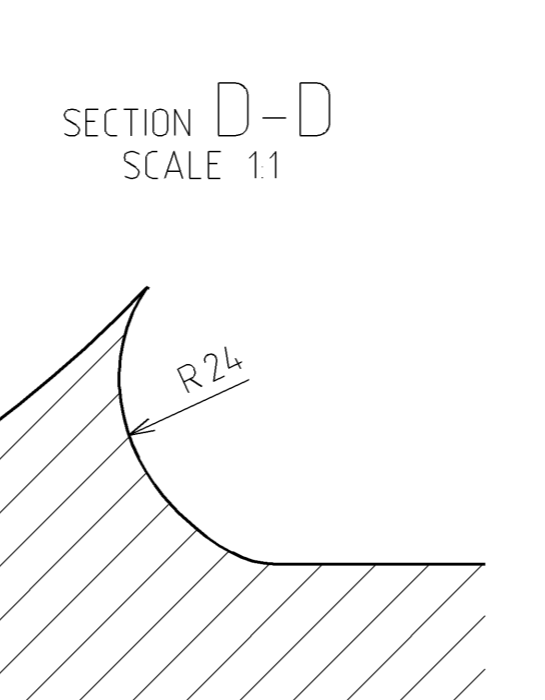
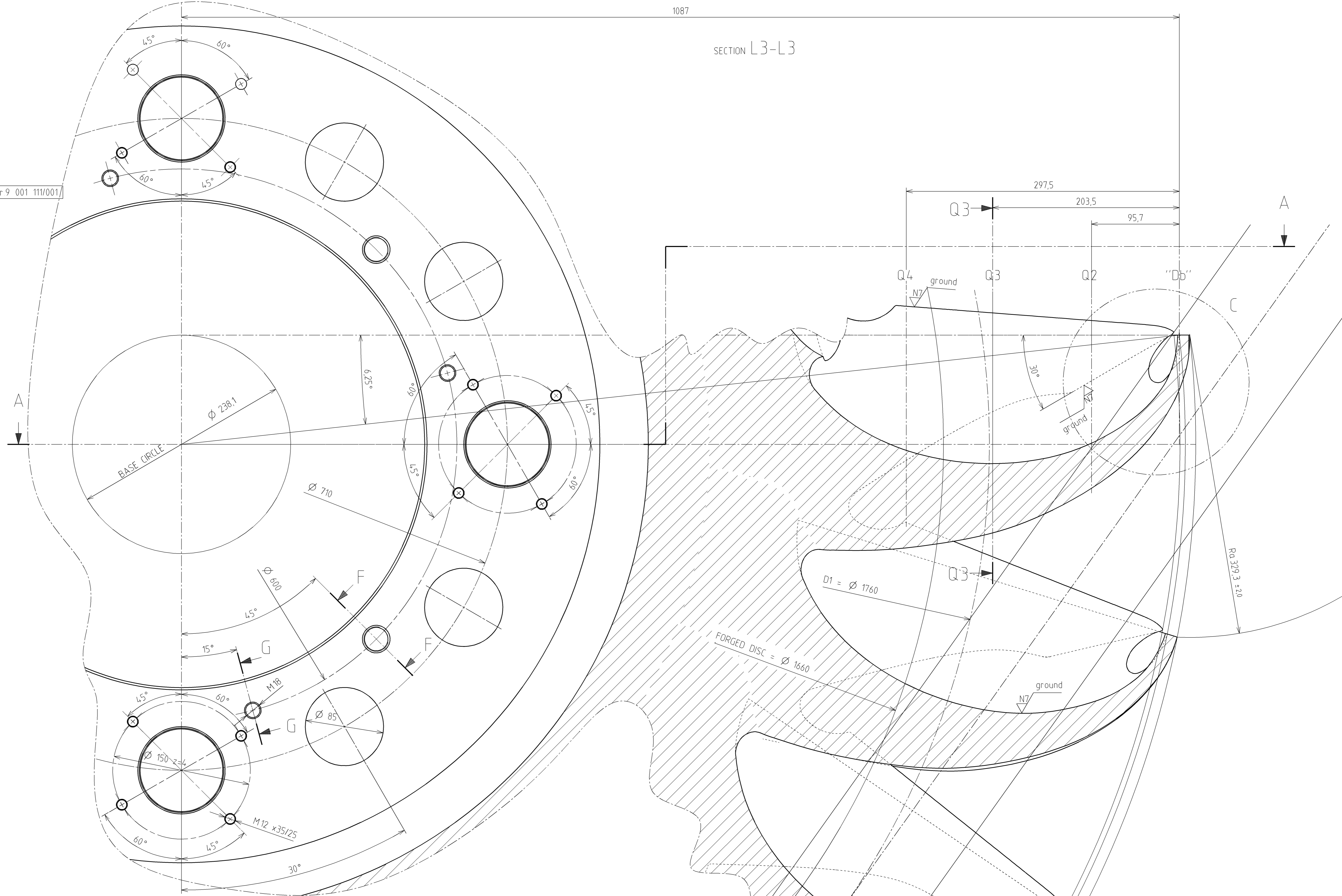
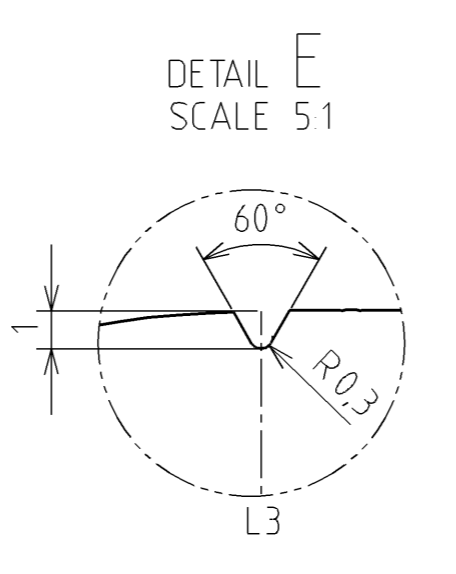
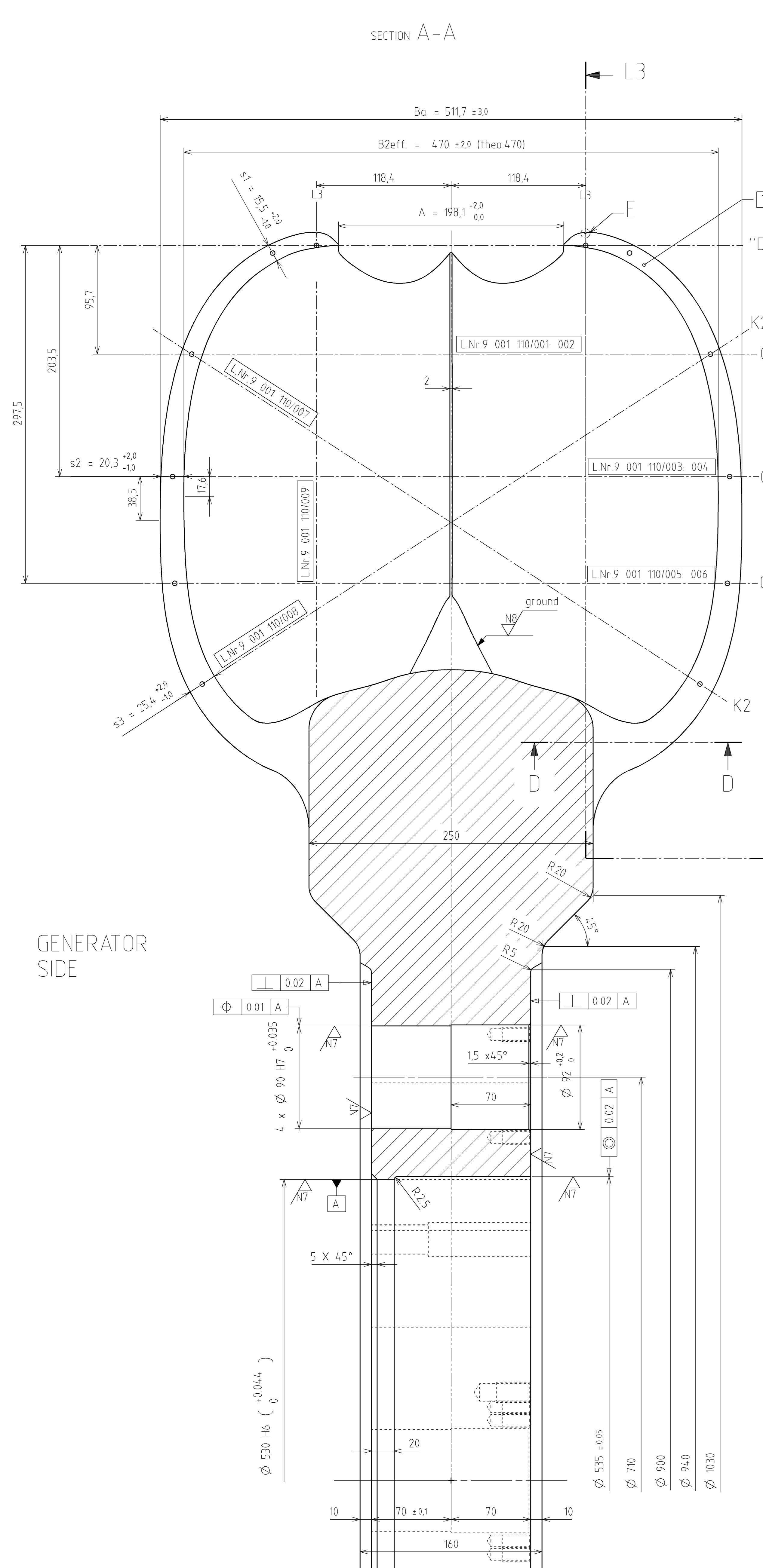
3) El HD 554 S1, incluye A1:1988 a la Norma CEI 60186

EN 60041:1994

- 206 -

Normas ISO	Fecha	Título	EN/HD	Fecha	Norma UNE correspondiente ¹⁾
31-3	1978	VARIABLES Y UNIDADES. Parte 3: Mecánica. (Modificación 01-1985)			UNE 82100-3:1996
748	1979	Medidas de caudal de líquidos en canales abiertos. Métodos de velocidad área.			
1438-1	1980	Medidas de caudal de agua en canales abiertos por medio de vertederos y canales Venturi. Parte 1: Vertederos de pared delgada			
2186	1973	Caudal de fluidos en conductos cerrados. Conexiones para la transmisión de señal de presión entre los elementos primarios y secundarios			
2533	1975	Atmósfera normal (Modificación 01-1985)			UNE 28533:1985
2537	1988	Medida de caudal de líquidos en canales abiertos. Molinetes de elementos rotativos			
2975		Medida de caudal de agua en conductos cerrados. Método de trazadores			
2975-1	1974	Parte I: Generalidades			
2975-2	1975	Parte II: Método de inyección a caudal constante utilizando trazadores no rotativos			
2975-3	1976	Parte III: Método de inyección a caudal constante utilizando trazadores radiactivos			
2975-6	1977	Parte VI: Métodos del tiempo de tránsito utilizando trazadores no radiactivos			
2975-7	1977	Parte VII: Método del tiempo de tránsito utilizando trazadores radiactivos			
3354	1988	Medida de caudal de agua limpia en conductos cerrados. Método de la velocidad-área usando medidores de corriente en conductos llenos y bajo flujo laminar			
3455	1976	Medida de caudal de líquidos en canales abiertos. Calibración de molinetes de elemento rotativo en depósitos abiertos rectilíneos			
3966	1977	Medida de caudal de líquidos en conductos cerrados. Método de la velocidad-área por medio de tubos Pilot dobles o estáticos			
4373	1979	Medida de caudal de líquidos en canales descubiertos. Aparatos de medida de nivel de agua			
5167	1980	Medida de caudal de fluidos por medio de diafragmas, toberas y tubos Venturi instalados en conductos en carga de sección circular			UNE-EN ISO 5167-1:1996
5168	1978	Medida de caudal de fluidos: Cálculo de la incertidumbre de medida sobre una medida de caudal			
7066		Evaluación de la incertidumbre en la calibración y uso de dispositivos para la medida del caudal			
7066-1	1989	Parte 1: Relaciones lineales de calibración			UNE 82206-1:1996
7066-2	1988	Parte 2: Relaciones no lineales de calibración			

1) Esta columna se ha introducido en anexo original de la norma europea únicamente con carácter informativo a nivel nacional



Remarks
 The 4 x Ø 90 H7 coupling holes has to be drilled to final theoretical dimensions
 All coupling dimensions are according to ALSTOM-NEYRPIIC drawing N°508564 D

Fabrication documents
 Forged disc 2-839 000 876
 Profile templates 0-839 001 110
 Top edge template 0-839 001 111

Test plan 4-839 000 893
 Quality sheet 839 000 892
 Final measurement 839 001 109

z2 = 21 Buckets

Index	Author	Revision	Date	Checked	Approved
001					
002					
003					
004					
005					
006					
007					
008					
009					
010					
011					
012					
013					
014					
015					
016					
017					
018					
019					
020					
021					
022					
023					
024					

