

UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

# CARACTERIZACIÓN DE TURBINA HIDRÁULICA TIPO TURGO PARA MICROGENERACIÓN

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

KIM SANTIAGO MARÍA HAUSER VAVRA

PROFESOR GUÍA:  
JUAN CARLOS ELICER CORTÉS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
RODRIGO PALMA BEHNKE  
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

SANTIAGO DE CHILE  
DICIEMBRE 2011

RESUMEN DE LA MEMORIA  
PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: KIM HAUSER V.  
FECHA: DICIEMBRE 2011  
PROF. GUÍA: Sr. JUAN CARLOS ELICER

“CARACTERIZACIÓN DE TURBINA HIDRÁULICA TIPO TURGO PARA  
MICROGENERACIÓN”

Las microcentrales hidráulicas (centrales de menos de 100 [kW]) representan en Chile un campo de exploración obligatorio en el intento de avanzar hacia un modelo energético país eficiente y sustentable. Diversifican la matriz energética, aumentando la confiabilidad global del sistema, y son aptas para generación distribuida, es decir, inyección y venta de potencias excedentes en la red de distribución, lo que constituye un incentivo directo al consumo eficiente de energía por parte del usuario. En este contexto, el Centro de Energía de la Universidad de Chile desarrolla un proyecto de *Micro Central Hidráulica Plug & Play*.

El objetivo general de este Trabajo de Título consistió en la caracterización de una turbina hidráulica tipo *Turgo* con dos inyectores, dilucidando entre otras cosas la validez de regular el caudal que pasa a través de los inyectores con válvulas mariposa en vez de válvulas de aguja, que son diseñadas para tal propósito.

Se diseñó e instaló un laboratorio de pruebas para la turbina hidráulica tipo *Turgo* en el Taller Mecánico del DIMEC. Particularmente se midió un conjunto de valores de caudal, altura equivalente neta y potencia eléctrica generada, lo que permitió obtener el diagrama de explotación de la turbina hidráulica, del cual se desprende valiosa información en términos de selección de recursos hídricos, regulación de caudal y otros aspectos técnicos específicos y propios de esta turbina. Los resultados del diagrama de explotación muestran diferencias con los datos del fabricante. Particularmente, entre los puntos de operación nominal obtenidos y los que entrega el fabricante se observan diferencias de rendimiento cercanas a un 10 %.

El autor recomienda instalar la microcentral en recursos hídricos de las siguientes características, que entregan la potencia eléctrica nominal del generador, 10 [kW] (a 50 [Hz] y 220 [V]):  $Q = 59,4$  [l/s],  $H_{n1} = 34,9$  [m] y  $Q = 38,1$  [l/s],  $H_{n1} = 49,1$  [m]. Los rendimientos globales respectivos son  $\eta_g = 0,493$  y  $\eta_g = 0,546$ .

Se mostró que existe un conjunto de recursos hídricos  $\{Q, H_n\}$  en los que la microcentral no puede operar de buena forma. Se ha destacado que la utilización de válvulas mariposa es el factor principal para esta limitación y que el uso de válvulas de aguja debería reducir tal rango. Además, se encontró que existen importantes imperfecciones en el diseño de los elementos del conjunto turbina-inyectores, como el diámetro de los inyectores, que disminuyen la capacidad del conjunto. A pesar de que el conjunto turbina-inyectores es mejorable, se ha aportado elementos de juicio que permiten validar la utilización de válvulas mariposa para regular caudal de la microcentral. En este contexto, se recomienda regular caudal sólo con la válvula mariposa principal.

## AGRADECIMIENTOS

Es mi deseo expresar mi profundo agradecimiento a mis padres, Rainer y Susana, cuyo cariño e incondicionalidad han sido la base que nutre mi desarrollo como ser humano.

Agradezco a Dun, Nico y Marcelo, por haberme brindado en estos años la posibilidad de construir juntos un ambiente de armonía y sincero afecto.

Agradezco a mi profesor guía, Dr. Juan Carlos Elicer C. por su valioso apoyo y orientación, a mi profesor co-guía, Dr. Rodrigo Palma B. por generar la motivación de participar en el proyecto que da lugar a este trabajo de título, y a mi profesor integrante, Dr. Williams Calderón, por tener siempre una generosa disposición. A Juan, José Antonio, Lorenzo, que siempre me estuvieron apoyando desde diversas perspectivas en este trabajo.

A Gabriel y Fabián. Las conversaciones que me han concedido significaron un enorme aporte en este trabajo.

Agradezco a Don Pedro Oróstica. Su inmensa generosidad y disposición son difíciles de igualar. Este trabajo ha dependido fuertemente de su ayuda. A Don Oriel y al profesor J. C. Salgado, por toda la ayuda que me brindaron.

A mis compañeros de primer año Pau, Tania, Seba, Moncho, Dani, Gus, Coni, Omar, Pato, Humberto y tantos que desde el comienzo de este camino, siempre fueron y siguen siendo una fuente de alegría. A mis compañeros de carrera Feña, Sergio, Pablo, Jhonny, Daniel con quienes no conocí la discordia. Y a los funcionarios del departamento de Ingeniería Mecánica, a Sole, Mari-Carmen, María Eugenia, Don Ricardo: gracias por ser siempre amables.

A Miguel, Pancho, Vasco y Cape, cuya amistad distingo, valoro y agradezco profundamente.

Agradezco de manera especial al Ven. Lama Gendun Yarphal La, quien representa en mi corazón la reunión de todo lo positivo. Con profunda motivación dedico todos los logros que este trabajo pueda producir a sus objetivos incomparables.

# CONTENIDOS

- Índice de figuras** **5**
  
- Índice de Tablas** **8**
  
- 1. Introducción** **11**
  - 1.1. Motivación . . . . . 11
  - 1.2. Objetivos . . . . . 13
    - 1.2.1. Objetivo General . . . . . 13
    - 1.2.2. Objetivos Específicos . . . . . 13
  - 1.3. Alcances . . . . . 13
  
- 2. Antecedentes** **15**
  - 2.1. Turbinas hidráulicas . . . . . 15
    - 2.1.1. Turbomáquinas . . . . . 15
    - 2.1.2. Recurso hídrico . . . . . 16
    - 2.1.3. Ecuación de *Euler* y Grado de Reacción . . . . . 17
    - 2.1.4. Turbinas hidráulicas tipo *Turgo* . . . . . 19

2.2.	Ensayos y pruebas para caracterización de turbinas hidráulicas . . . . .	20
2.2.1.	Variables de interés . . . . .	21
2.2.2.	Diagramas de explotación de turbinas hidráulicas . . . . .	22
2.3.	Simulación de un recurso hídrico . . . . .	24
2.3.1.	Circuitos hidráulicos . . . . .	25
2.3.2.	Selección de bombas hidráulicas para simular un recurso hídrico . . . . .	27
2.4.	Válvulas para regulación de caudal en turbinas de acción . . . . .	32
2.4.1.	¿Por qué se regula caudal? . . . . .	32
2.4.2.	Válvulas para regulación de caudal en turbinas de acción . . . . .	33
2.4.3.	Válvulas de aguja . . . . .	33
2.4.4.	Válvulas mariposa . . . . .	34
2.4.5.	Pérdidas en válvulas mariposa . . . . .	35
2.5.	Principios de funcionamiento de instrumentos de medición caudal y altura neta equivalente . . . . .	36
2.5.1.	Placa orificio para medición de caudal . . . . .	36
2.5.2.	Medición de presión con tubos de <i>Pitot</i> para determinación de altura neta equivalente . . . . .	38
<b>3.</b>	<b>Metodología</b>	<b>40</b>
3.1.	Laboratorio de pruebas . . . . .	40
3.1.1.	Condiciones iniciales y de borde para el diseño del laboratorio de pruebas .	40
3.1.2.	Descripción del laboratorio de pruebas . . . . .	41
3.1.3.	Turbina <i>Turgo</i> ensayada, incluyendo generador eléctrico y válvulas mariposa principal y secundaria . . . . .	45

3.1.4.	El conjunto de simulación del recurso hídrico . . . . .	47
3.1.5.	Conjunto de simulación de carga eléctrica . . . . .	49
3.2.	Adquisición de datos y mediciones . . . . .	50
3.2.1.	Requerimientos y limitaciones . . . . .	50
3.2.2.	Mediciones e instrumentación . . . . .	51
3.2.3.	Sistemas de adquisición de datos . . . . .	53
3.3.	Ensayos . . . . .	54
3.3.1.	Medición de un punto de operación $\{Q, H_{n1}\}$ . . . . .	54
3.3.2.	Ensayos para obtener el Diagrama de Explotación $H_{n1} = f(Q)$ . . . . .	55
<b>4.</b>	<b>Resultados y Análisis de los Ensayos</b>	<b>60</b>
4.1.	Resultados generales . . . . .	60
4.1.1.	Zonas de operación . . . . .	60
4.1.2.	Panorama de potencias hidráulicas . . . . .	62
4.1.3.	Zonas de operación no aptas para utilizar la microcentral . . . . .	63
4.2.	Diagramas de explotación . . . . .	65
4.2.1.	Puntos de operación de rendimiento global y potencia eléctrica máximos . . . . .	68
4.2.2.	Punto de operación para la potencia nominal del generador, $P_E = 10 [kW]$ . . . . .	68
4.2.3.	Curvas de rendimiento global y potencia eléctrica en función del caudal $Q$ para altura neta equivalente $H_{n1}$ fija . . . . .	69
4.3.	Válvulas mariposa para regulación de caudal . . . . .	71
4.3.1.	Zona de operación con dos inyectores: regulación con válvula mariposa principal o secundaria y efectos en rendimiento global y potencia eléctrica. . . . .	71
4.3.2.	Caudal vs apertura de válvulas para una altura neta equivalente constante . . . . .	73

4.3.3.	Pérdidas de carga y potencia hidráulica en la válvula mariposa principal . . .	74
4.3.4.	Cerrado incompleto de válvula mariposa secundaria . . . . .	74
<b>5.</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>79</b>
<b>6.</b>	<b>Referencias</b>	<b>83</b>
<b>A.</b>	<b>Memoria de cálculo</b>	<b>A-I</b>
A.1.	Diseño circuito hidráulico . . . . .	A-I
A.1.1.	Cálculo de sobre-presión de golpe de ariete por cerrado de válvulas mariposa	A-III
A.2.	Selección de bomba centrífuga y motor eléctrico . . . . .	A-IV
A.2.1.	Cavitación de la bomba . . . . .	A-VII
<b>B.</b>	<b>Curvas características de bomba centrífuga KSB Etabloc GN 80-200/<math>\phi</math>219</b>	<b>B-I</b>
<b>C.</b>	<b>Propuesta para mejoramiento de utilización de espacios en laboratorio de pruebas</b>	<b>C-I</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

2.1. (a) Rodete de turbina <i>Turgo</i> . (b) Esquema funcionamiento turbina turgo. . . . .	19
2.2. Variables geométricas de turbinas de acción . . . . .	22
2.3. Diagramas de explotación de una turbina <i>Francis</i> . . . . .	23
2.4. Diagrama de explotación $H_n = f(Q)$ con líneas de isopotencia e isorendimiento. . .	24
2.5. Curvas características bomba centrífuga . . . . .	28
2.6. Esquema de instalación de una bomba. . . . .	29
2.7. Ejemplos de <i>curva característica de la red</i> . . . . .	30
2.8. Gráfico cavitación . . . . .	30
2.9. Altura de aspiración . . . . .	32
2.10. Esquema de válvula de aguja. . . . .	33
2.11. Válvula de aguja. . . . .	34
2.12. Foto frontal de válvula mariposa casi totalmente cerrada. . . . .	34
2.13. Gráfico de coeficiente de pérdidas secundarias de una válvula mariposa en función del grado de apertura. . . . .	35
2.14. Esquema de una placa orificio. . . . .	36
2.15. Dimensiones de placa orificio. . . . .	37



2.16. Posición de las tomas de presión. . . . .	38
3.1. Vista de conjunto del laboratorio de pruebas. . . . .	42
3.2. Esquema de flujos del laboratorio de pruebas. . . . .	43
3.3. Componentes principales del laboratorio de pruebas. . . . .	43
3.4. Vista de planta del laboratorio de pruebas. . . . .	44
3.5. Turbina <i>Turgo</i> ensayada. . . . .	45
3.6. Vista inferior del rodete ( <i>izquierda</i> ) y detalle de acabado superficial ( <i>derecha</i> ). . . . .	46
3.7. Válvulas mariposa principal y secundaria. . . . .	47
3.8. Bomba centrífuga, motor eléctrico y variador de frecuencias. . . . .	49
3.9. Carga eléctrica . . . . .	50
3.10. Placa orificio instalada con tomas de presión en los bordes. . . . .	51
3.11. Tubo de pitot utilizado para la medición de altura neta equivalente. . . . .	52
3.12. Osciloscopio portátil Hioki modelo 3196. . . . .	53
4.1. Zonas de operación . . . . .	61
4.2. Panorama de la potencia hidráulica en las zonas $a_2 = 0$ y $a_2 = 1$ . . . . .	62
4.3. Zonas no aptas . . . . .	63
4.4. Diagrama de explotación. Zonas $a_2 = 0$ y $a_2 = 1$ . . . . .	66
4.5. Diagrama de explotación. Zonas $a_2 = 0$ y $a_1 = 1$ . . . . .	67
4.6. $Q$ vs $\eta_g$ y $Q$ vs $P_E$ para una altura neta equivalente $H_{n1} = 35$ [m]. . . . .	70
4.7. Zona de operación con dos inyectores . . . . .	72
4.8. Regulación de caudal . . . . .	73
4.9. Pérdidas en válvula mariposa principal . . . . .	75

4.10. Mecanismo de regulación original para apertura de válvula mariposa secundaria. . . . .	76
4.11. Cerrado incompleto de válvula mariposa secundaria . . . . .	77
A.1. Tuberías y accesorios que componen el circuito hidráulico del laboratorio. . . . .	A-III
B.1. Curvas características de la bomba centrífuga KSB Etabloc GN 80-200/ $\phi$ 219 . . . . .	B-II
C.1. Propuesta de utilización de espacios en laboratorio de pruebas. . . . .	C-II

## ÍNDICE DE TABLAS

2.1. Resumen de ecuaciones para pérdidas primarias en tuberías . . . . .	26
2.2. Límites de dimensiones permitidas para una placa orificio . . . . .	37
2.3. Distancias para las tomas de presión en una placa orificio . . . . .	38
3.1. Puntos de operación de la microcentral entregados por el fabricante. . . . .	45
3.2. Dimensiones de la placa orificio instalada en el laboratorio de pruebas. . . . .	51
3.3. Variables independientes en la toma de datos. . . . .	55
3.4. Variables dependientes en la toma de datos. . . . .	56
4.1. Puntos de operación de rendimiento global máximo y potencia eléctrica máxima según la zona de operación. . . . .	68
4.2. Comparación entre punto nominal del fabricante y el medido . . . . .	68
A.1. Largos y diámetros internos de cada tramo de tubería en el circuito hidráulico del laboratorio. . . . .	A-v
A.2. Coeficientes de pérdidas secundarias (singulares) y número de singularidades por tramo de circuito hidráulico. . . . .	A-vi

## NOMENCLATURA

$H_n$	: altura neta equivalente.
$H_b$	: altura bruta disponible.
$Q$	: caudal.
$H_{loss}$	: pérdidas de carga antes de la entrada al rodete.
$n$	: número de revoluciones por minuto de la turbina <i>Turgo</i> y el generador eléctrico.
$\rho$	: densidad del agua.
$g$	: aceleración de gravedad.
$P_h$	: potencia hidráulica propia de un recurso hídrico.
$\tau$	: torque en el eje que produce el fluido en su paso por la turbina.
$\dot{m}$	: flujo másico de fluido que llega a la turbina.
$r_1$	: distancia desde el eje de giro hasta el punto donde el fluido entra al rotor de la turbina.
$r_2$	: caudal.distancia desde el eje de giro hasta el punto donde el fluido sale del rotor de la turbina.
$V_{t1}$	: componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido en el punto donde entra al rotor de la turbina.
$V_{t2}$	: componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido en el punto donde sale del rotor de la turbina.
$P_a$	: potencia en el eje que transfiere el fluido a la turbina.
$\omega$	: velocidad angular de la turbina.
$U_1$	: velocidad periférica o tangencial del rotor en el punto de entrada del fluido a la turbina.
$U_2$	: velocidad periférica o tangencial del rotor en el punto de salida del fluido de la turbina.
$V_1$	: velocidad absoluta del fluido en el punto donde entra al rotor de la turbina.
$V_2$	: velocidad absoluta del fluido en el punto donde sale del rotor de la turbina.
$V_{R1}$	: velocidad del fluido relativa al rotor en el punto de entrada a la turbina.
$V_{R2}$	: velocidad del fluido relativa al rotor en el punto de salida de la turbina.
$GR$	: grado de reacción.
$a_1$	: fracción de apertura de la válvula mariposa principal ( $a_1 = 1 \rightarrow$ válvula abierta).
$a_2$	: fracción de apertura de la válvula mariposa secundaria ( $a_2 = 1 \rightarrow$ válvula abierta).
$D_R$	: diámetro característico de rodete.
$d$	: diámetro de inyector.
$H_{n1}$	: altura neta equivalente aguas arriba de la válvula mariposa principal.
$H_{n2}$	: altura neta equivalente aguas abajo de la válvula mariposa principal.
$P_{h1}$	: potencia hidráulica aguas arriba de la válvula mariposa principal.
$P_{h2}$	: potencia hidráulica aguas abajo de la válvula mariposa principal.
$\eta_T$	: rendimiento de turbina.
$\Delta H_{VM1}$	: pérdida de carga en la válvula mariposa principal.
$\Delta P_{VM1}$	: pérdida de potencia hidráulica en la válvula mariposa principal.
$P_u$	: potencia útil.
$\eta_m$	: rendimiento mecánico.
$P_e$	: potencia eléctrica entregada por el generador.

- $\eta_T$  : rendimiento de turbina.
- $\Delta H_{VM1}$  : pérdida de carga en la válvula mariposa principal.
- $\Delta P_{VM1}$  : pérdida de potencia hidráulica en la válvula mariposa principal.
- $P_u$  : potencia útil.
- $\eta_m$  : rendimiento mecánico.
- $P_E$  : potencia eléctrica entregada por el generador.
- $P_E^{fase}$  : potencia eléctrica en cada fase del generador.
- $\eta_E$  : rendimiento eléctrico del generador.
- $\eta_g$  : rendimiento global de la microcentral hidráulica.
- $P$  : potencia en general.
- $\eta$  : rendimiento en general.
- $H_{rp}$  : pérdida de carga primaria.
- $\lambda$  : coeficiente de pérdida de carga primaria.
- $L$  : longitud de tubería.
- $D$  : diámetro de tubería.
- $v$  : velocidad media del fluido en tuberías.
- $A$  : área transversal de tubería.
- $Re$  : número de *Reynolds*.
- $k$  : rugosidad superficial interna de tubería.
- $\mu$  : viscosidad cinemática.
- $H_{rs}$  : pérdida de carga secundaria.
- $\zeta$  : coeficiente adimensional de pérdida de carga secundaria.
- $c$  : celeridad de una onda de presión en una tubería.
- $E_0$  : módulo de elasticidad de volumen del fluido.
- $E_T$  : módulo de elasticidad del material de una tubería.
- $\delta$  : espesor de tubería.
- $c_0$  : celeridad de una onda elástica en el agua.
- $t_c$  : tiempo de cierre de válvula.
- $\Delta p_{ga}$  : Variación de presión por golpe de ariete.
- $H_{red}$  : curva característica de red.
- $H_s$  : altura de succión.
- $NPSH$  : altura de aspiración disponible (*Net Positive Suction Head*).
- $z$  : número de pares de polos de un generador.
- $\Delta H_{VM}$  : pérdida de carga en una válvula mariposa.
- $\zeta_{VM}$  : coeficiente de pérdida de carga secundaria en una válvula mariposa.
- $d_{po}$  : diámetro del orificio de una placa orificio.
- $h_{Hg}$  : diferencia de presión antes y después de placa orificio, en milímetros de columna de mercurio en tubo en 'U'.
- $C$  : coeficiente de descarga de placa orificio.
- $K$  : factor geométrico de placa orificio.
- $h$  : diferencia de presión antes y después de placa orificio.
- $\beta$  : cociente de diámetros en placa orificio.
- $h_L$  : pérdida de carga permanente producida por la placa orificio.

INTRODUCCIÓN

**L**a gran importancia de las energías renovables no convencionales (ERNC) y la generación energética eficiente se acentúa cada vez más. El impacto del cambio climático y el sostenido incremento de los precios del petróleo en los últimos años han vinculado críticamente las formas de generación energética con un conjunto de aspectos sociales, económicos y políticos de gran relevancia. En este contexto, la diversificación de la matriz energética es un requerimiento tanto a escala global, en lo respectivo a riesgos y desarrollo tecnológico, como local, en términos de autosustentabilidad. Esto nos impone el deber de abrir caminos, particularmente a través de la investigación y desarrollo tecnológico, que den impulso a paradigmas *sanos* y sustentables de generación y consumo energético.

## 1.1 Motivación

---

En lo que concierne a generación eléctrica, la energía hidráulica es un recurso muy importante en Chile. En el año 2011, las centrales hidroeléctricas constituyeron, en los sistemas SIC y SING,

el 35 % de un total de 16.832 [MW] de *Capacidad Instalada*, mientras que un 32,7 % de un total de 56.355 [GWh] de *Generación Bruta* en estos sistemas fue producida por el mismo tipo de centrales (Fuente: CNE).

Hasta ahora, la mayoría de los proyectos hidroeléctricos se ha llevado a cabo en recursos hídricos que entregan potencias que van desde unos pocos a cientos de *Mega Watts*. Históricamente el paradigma del ‘Megaproyecto’ hidroeléctrico ha representado beneficios solamente para los dueños de los proyectos, pero no para la sociedad chilena. Este paradigma, que devela individualismo y un ciego cortoplacismo propios de la filosofía que ensalza al mercado por sobre el bienestar de la humanidad, no parece responder a una búsqueda y desarrollo de un ‘proyecto energético país’, ni parece atender al impacto de los cambios climáticos que están ocurriendo.

La creciente importancia de los efectos del cambio climático y las consecuentes transformaciones en la manera de enfocar el problema energético han promovido la promulgación de normativas en el sector eléctrico que apuntan a potenciar la generación eléctrica desde fuentes energéticas renovables. Particularmente, normativas que posibilitan la instalación de pequeñas centrales (*mini* y *micro*) para abastecer consumos locales y que además pueden ser conectadas a las redes de distribución así inyectar en el sistema los excedentes de potencia.

Se entiende por *microcentrales hidroeléctricas* a centrales de generación hidroeléctrica con potencias instaladas de hasta 100 [kW] (ciertas fuentes señalan 50 [kW]). Cuando los proyectos que las involucran contemplan los cuidados requeridos, las microcentrales pueden tener muy bajo impacto ambiental. Permiten entregar energía eléctrica de buena confiabilidad en lugares aislados y ayudan directa e indirectamente a generar conciencia sobre la utilización eficiente de la energía.

Este trabajo de título tiene por motivación general avanzar hacia la diversificación de la matriz energética. Se ha orientado al estudio técnico de experiencias que apunten a la autosustentabilidad. El enfoque particular es caracterizar una microcentral con turbina hidráulica tipo *Turgo*, que es la piedra base del proyecto *Micro Central Hidroeléctrica Plug & Play* del Centro de Energía de la Universidad de Chile, para así aportar al desarrollo de una microcentral tecnológica que represente una solución inteligente y compatible con el sistema eléctrico del país.

Parte de los objetivos específicos de esta memoria se orientan a responder inquietudes que resultan de contar con válvulas mariposa para la regulación de caudal de la microcentral, en vez de las válvulas de aguja, diseñadas para tal función. Aún cuando es bien sabido que una válvula mariposa no está diseñada para regulación, se buscará aportar los elementos de juicio necesarios para validar o descartar las válvulas mariposa como una alternativa.

## 1.2 Objetivos

---

Se presentan a continuación los objetivos, generales y específicos, del trabajo de título que se desarrollará:

### 1.2.1 Objetivo General

Caracterizar el funcionamiento de la microcentral hidroeléctrica con turbina tipo *Turgo*, lo que incluye las válvulas mariposa como reguladoras de caudal, con el fin de servir de base para el diseño y desarrollo de una solución de microcentral hidráulica.

### 1.2.2 Objetivos Específicos

1. Diseñar e instalar el circuito hidráulico y la bomba hidráulica para simulación del recurso hídrico del laboratorio.
2. Obtener los diagramas de explotación de la turbina tipo *Turgo* para un número de revoluciones  $n = 1500$  [rpm], a saber, gráficos  $H_n = H_n(Q)$  con curvas de isorendimiento e isopotencia.
3. Caracterizar la válvula mariposa principal que regula el caudal de la turbina en términos de pérdida de carga y regulación de caudal.
4. Describir y cuantificar el desempeño de la turbina con 1 y 2 inyectores.

## 1.3 Alcances

---

- Este trabajo de título no contempla un estudio en profundidad sobre válvulas mariposa. La caracterización de las válvulas mariposa está orientada a cuantificar su capacidad de regulación de caudal y su impacto en el rendimiento global y la potencia eléctrica que entrega la microcentral.



- ▶ Las pruebas a realizar en este trabajo de título no son una mera repetición y/o comprobación de ciertas curvas características que el fabricante de la turbina y generador entrega. Por el contrario, el presente trabajo busca caracterizar la turbina *Turgo* dado que el fabricante no provee dichas curvas.
- ▶ La consecución del 4º de los objetivos específicos se ha limitado a todos los casos en que sólo una de las dos válvulas mariposa regula caudal, es decir, sólo una opera con aperturas parciales.

ANTECEDENTES

**E**n lo que sigue se presenta una revisión de las materias generales y específicas que son propias del área abordada y necesarias para el desarrollo de este trabajo de título.

## 2.1 Turbinas hidráulicas

---

### 2.1.1 Turbomáquinas

Las turbomáquinas son equipos diseñados para producir transferencia de energía entre un fluido y un eje de rotación, por medio del efecto dinámico que ejerce el fluido al pasar por una o varias coronas de álabes (fijos y/o móviles). Los nombres que reciben las coronas fijas y móviles son, respectivamente, rotor (llamado rodete, impulsor o hélice, según el tipo de máquina) y estator (voluta o carcasa, según el caso). Se diferencian de las máquinas de desplazamiento positivo en que el paso del fluido por la turbomáquina se realiza continuamente y, por tanto, el intercambio

energético es también continuo.

Las turbinas hidráulicas son turbomáquinas capaces de convertir energía hidráulica en energía mecánica (potencia mecánica en el eje), absorbiendo parte de la energía del fluido de trabajo (agua en la mayoría de los casos). La energía hidráulica proviene de un recurso hídrico.

### 2.1.2 Recurso hídrico

En lo que respecta a generación hidroeléctrica, un recurso hídrico es el movimiento de agua que fluye debido a la acción de la gravedad y en dependencia con la geografía. El recurso hídrico típico utilizado en generación hidroeléctrica es el río. Un recurso hídrico tiene varios aspectos relevantes que lo definen:

- ▶ **Caudal ( $Q$ )**. Volumen de agua que fluye por unidad de tiempo. Usualmente se mide en *litros por segundo* o bien en *metros cúbicos por hora*.
- ▶ **Variaciones del caudal**. Diferencia del caudal promedio con respecto al caudal instantáneo. La medida promedio puede ser a lo largo de un mes, un año o una década.
- ▶ **Concentración de material particulado**. Por ejemplo, arena.

Además, en relación con la instalación que utiliza la energía del agua para generar energía eléctrica, mecánica, etc., es determinante conocer:

- ▶ **Altura bruta disponible ( $H_b$ )**. La distancia vertical o diferencia de cota entre la superficie o espejo de agua del recurso y el rodete de la turbina. También es denominada *altura geodésica*.
- ▶ **Altura neta equivalente ( $H_n = H_b - H_{loss}$ )**. La altura equivalente real percibida por la turbina luego de restar a la altura bruta las pérdidas de carga  $H_{loss}$  que ocurren antes de la entrada al rodete.

Al nivel que interesa para este trabajo, los aspectos más importantes de un recurso son el caudal y la altura neta equivalente, pues éstos son los que determinan la potencia hidráulica que es capaz de brindar.

## Potencia de un recurso hídrico

La energía que transporta un recurso hídrico se cuantifica en relación a la energía mecánica (energía cinética y potencial) que posee. Generalmente la energía cinética disponible tiene un valor prácticamente despreciable con respecto a la energía potencial disponible. La cantidad máxima de energía por unidad de tiempo que se puede obtener de un recurso hídrico, llamada *potencia hidráulica*, está dada por:

$$P_h = \rho g Q H_n \quad [\text{energía/tiempo}] \quad (2.1.1)$$

### 2.1.3 Ecuación de Euler y Grado de Reacción

#### Ecuación de Euler para turbinas hidráulicas

Para calcular la transferencia de energía que se produce en la turbina bajo condiciones de régimen permanente se hace un balance de energía en base a las leyes de movimiento de Newton relacionadas con torque y momentum angular [3]. Éstas dictan que:

$$\tau = \dot{m}(r_1 V_{t1} - r_2 V_{t2}) \quad [\text{fuerza} \cdot \text{distancia}] \quad (2.1.2)$$

La potencia en el eje que transfiere el fluido a la turbina entonces está dada por:

$$P_a = \dot{m}\omega(r_1 V_{t1} - r_2 V_{t2}) \quad [\text{energía/tiempo}] \quad (2.1.3)$$

Notando que  $r_i \omega \equiv U_i$  = velocidad periférica o tangencial del rotor a la entrada ( $i = 1$ ) o salida ( $i = 2$ ) del mismo, se obtiene que la potencia en el eje transferida está dada por la expresión:

$$P_a = \dot{m}(U_1 V_{t1} - U_2 V_{t2}) \quad [\text{energía/tiempo}] \quad (2.1.4)$$

Esta ecuación es también escrita con frecuencia en su variante de energía transferida por unidad de masa de fluido, la *energía hidráulica específica*  $E$ :

$$E = (U_1 V_{t1} - U_2 V_{t2}) \quad [\text{energía/masa}] \quad (2.1.5)$$

### Ecuación equivalente a la ecuación de Euler

La ecuación (2.1.5) puede ser reescrita, a partir de relaciones puramente geométricas en función de las componentes del triángulo de velocidades a la entrada y a la salida del rotor como sigue:

$$E = \frac{1}{2} [(V_1^2 - V_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) + (V_{R2}^2 - V_{R1}^2)] \quad [energía/masa] \quad (2.1.6)$$

En esta ecuación queda representado el significado de cada uno de los términos que la componen [3]. El primer término representa la transferencia de energía debido al cambio de energía cinética absoluta del fluido en su paso por la entrada y salida del rotor. En turbinas hidráulicas, el valor de  $\frac{1}{2}V_2^2$  se busca minimizar pues representa energía cinética residual (que se pierde). El segundo término representa la transferencia de energía debido a la acción centrífuga o reacción inercial del fluido [7]. El tercer término representa la transferencia de energía debido al cambio de energía cinética del fluido relativa a las cucharas del rotor entre la entrada y salida del mismo.

### Grado de reacción

La ecuación de Euler puede separarse en dos cantidades [7]: el primer término de la ecuación 2.1.6 corresponde a la energía transferida por cambio de energía cinética del fluido en su paso por el rodete. Los dos términos siguientes de la misma ecuación representan el cambio de carga estática o de presión (energía potencial) que tiene el fluido en su paso por el rodete. Así:

$$E(\text{dinámica}) = \frac{1}{2} [V_1^2 - V_2^2] \quad [energía/masa] \quad (2.1.7)$$

$$E(\text{estática}) = \frac{1}{2} [(U_1^2 - U_2^2) + (V_{R2}^2 - V_{R1}^2)] \quad [energía/masa] \quad (2.1.8)$$

El *grado de reacción* se define como:

$$GR = \frac{E(\text{estática})}{E} \quad (2.1.9)$$

El concepto de grado de reacción da origen a la diferenciación entre turbinas de acción y turbinas de reacción.

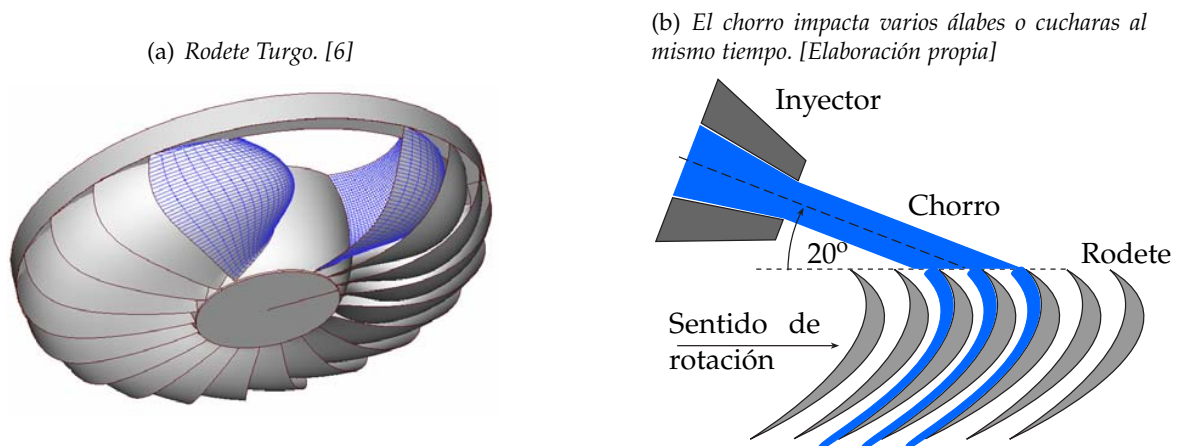
- **Turbina de acción o impulso.** Se llama turbina de acción a una turbina cuyo grado de reacción es nulo. En una turbina de acción la totalidad de la energía potencial será

convertida en energía cinética antes de entrar al rodete. Por lo mismo, el cambio de carga estática al interior del rodete es nulo.

- **Turbina de reacción.** Es toda turbina cuyo grado de reacción es no nulo. En una turbina de reacción la energía potencial se irá transformando en energía cinética dentro del rodete, al mismo tiempo que se transfiere energía rotacional al eje de la turbina.

### 2.1.4 Turbinas hidráulicas tipo *Turgo*

La turbina *Turgo* es una turbina de acción (grado de reacción igual a cero). Es similar a la conocida turbina *Pelton* pero sus álabes tienen una forma y disposición distinta. El chorro incide con un ángulo de  $20^\circ$  respecto al plano diametral del rodete, como se muestra en la figura 2.1, entrando por un lado del disco diametral y saliendo por el otro. Puede trabajar en recursos hídricos que presentan alturas netas equivalentes comprendidas entre 15 y 300 [m].



**Figura 2.1:** (a) Rodete de turbina *Turgo*. (b) Esquema funcionamiento turbina *turgo*.

A diferencia de las turbinas *Pelton*, el diseño de una turbina *Turgo* permite que el chorro de agua impacte varias cucharas o cazoletas simultáneamente, de forma semejante a como lo hace el fluido en una turbina de vapor de *Laval* (ver fig. 2.1 (b)). Puesto que la interferencia entre el chorro de salida y el de entrada es menor que en turbinas *Pelton*, si se comparan turbinas igual diámetro de rodete, la turbina *Turgo* admite un caudal de diseño cercano al doble del de una turbina *Pelton*. Por lo tanto, la potencia en el eje es también cercana al doble. Ésta es una de las razones por las cuales las turbinas *Turgo* son ampliamente utilizadas en microcentrales.

Su menor diámetro conduce, para igual velocidad periférica, a una mayor velocidad angular, lo

que facilita su acoplamiento directo al generador. Con esto se puede prescindir del multiplicador de velocidad. Ello reduce el precio del grupo y aumenta su confiabilidad.

Si bien lo normal es que el rendimiento en turbinas *Turgo* sea un poco más bajo que en turbinas *Pelton*, la literatura señala que el rendimiento de la turbina *Turgo* es menos sensible a variaciones de caudal.

## 2.2 Ensayos y pruebas para caracterización de turbinas hidráulicas

---

Una turbina hidráulica debe ser entendida como un instrumento. Todo instrumento cumple una función, además de tener un conjunto de aspectos o características que determinan la calidad con que el instrumento es capaz de llevar a cabo esa función. En turbinas hidráulicas la función es transformar la energía cinética y la energía potencial de un recurso hídrico en energía mecánica (cinética) del rotor de la turbina. En la gran mayoría de los casos, particularmente el que mueve este trabajo de título, el rotor de la turbina es acoplado a un generador eléctrico que transforma la energía mecánica del rotor de la turbina en energía eléctrica.

Dado el alto costo de la construcción e instalación de una turbina hidráulica y el resto de las componentes de una central hidroeléctrica, es imprescindible predecir el funcionamiento de una turbina hidráulica en ciertas condiciones de operación,  $\{Q, H_n\}$ , **antes** de instalarla en el lugar definitivo donde se encuentra el recurso hídrico que le aportará tales condiciones.

Los ensayos en turbinas hidráulicas buscan conocer sus cualidades en tanto instrumento de transformación energética, teniendo en cuenta que éstas no siempre operan en las condiciones óptimas de diseño y que es imprescindible conocer la forma en que cambiarán unas variables cuando cambien otras.

Acá se distinguen dos casos:

- ▶ La turbina a ensayar es un modelo (pequeño) de la turbina diseñada que será, en efecto, mucho más grande.
- ▶ La turbina a ensayar es un prototipo del proyecto de turbina, o bien la turbina misma. Este es el caso de este trabajo de título.

### 2.2.1 Variables de interés

Las variables que permiten caracterizar el funcionamiento de una turbina de acción [4] en distintos puntos de operación se pueden separar en:

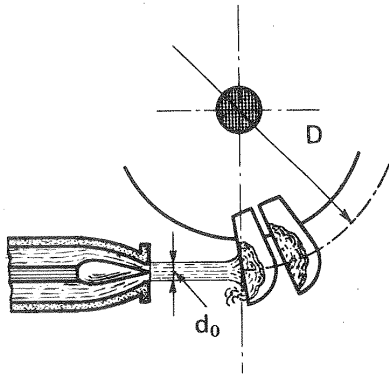
- ▶ Variables geométricas:
  - ▷ *Parámetro de apertura del distribuidor*: en el caso de turbinas de acción *Pelton* y *Turgo*, cuyo caudal es regulado por una válvula de aguja, corresponde al parámetro  $s$  indicado en la figura 2.2. En este trabajo de título, para la regulación de caudal se utiliza una válvula mariposa, de manera que el parámetro de apertura de las válvulas será la **fracción de apertura**,  $a_{1,2}$  (1=válvula mariposa principal, 2=válvula mariposa secundaria), que corresponde a la fracción entre el valor del ángulo de apertura  $\phi$  y ángulo de apertura máximo,  $\phi_{max} = 90^\circ$  (válvula completamente abierta).
  - ▷ Diámetro característico del rodete,  $D_R$ .
  - ▷ Diámetro del inyector,  $d$ .
- ▶ Variables mecánicas e hidráulicas:
  - ▷ Altura neta equivalente aguas arriba de la válvula mariposa principal,  $H_{n1}$ .
  - ▷ Altura neta equivalente aguas abajo de la válvula mariposa principal,  $H_{n2}$ .
  - ▷ Caudal  $Q$ .
  - ▷ Potencia hidráulica aguas arriba de la válvula mariposa principal  $P_{h1}$  (ec. 2.1.1).
  - ▷ Potencia hidráulica aguas abajo de la válvula mariposa principal  $P_{h2}$ .
  - ▷ Potencia en el eje  $P_a$ .
  - ▷ Velocidad de giro o las revoluciones por minuto, de la turbina y el generador,  $n$ .
  - ▷ Torque,  $\tau$ .
  - ▷ Rendimiento de la turbina  $\eta_T = P_a/P_{h2}$ .

Las siguientes dos categorías se agregan en este trabajo por ser pertinentes y necesarias para la caracterización de la microcentral hidroeléctrica.

- ▶ Variables que describen el desempeño hidráulico de la válvula mariposa principal:



(a) Diámetro característico,  $D_R$  de rodete en Pelton y Turgo.



(b) Parámetro de apertura  $s$  de una válvula de aguja y diámetro de inyector para una turbina de acción.

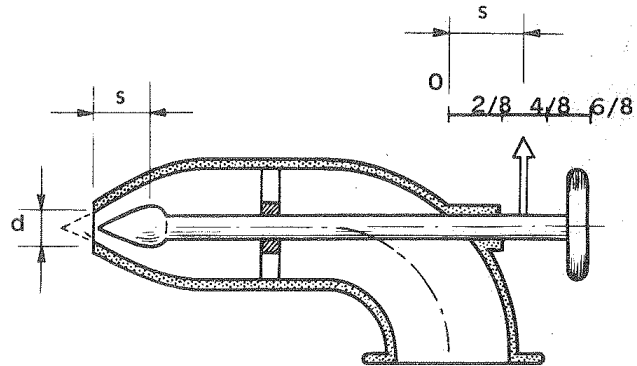


Figura 2.2: Variables geométricas de turbinas de acción. [4]

- ▷ Pérdida de carga de la válvula mariposa principal  $\Delta H_{VMI} = H_{n1} - H_{n2}$ , definida a partir de las alturas equivalentes aguas arriba ( $H_{n1}$ ) y aguas abajo ( $H_{n2}$ ) de la válvula.
- ▷ Pérdida potencia hidráulica de la válvula mariposa principal  $\Delta P_{VMI} = \rho g Q \Delta H_{VMI}$ .
- ▶ Variables que describen el desempeño energético del grupo Turbina-Generador (T-G):
  - ▷ Potencia útil  $P_u$ , que corresponde a la potencia que percibe el generador. Considera pérdidas por roces, por ejemplo en rodamientos, y en la transmisión mecánica.
  - ▷ Rendimiento mecánico  $\eta_m \equiv P_u / P_a$ .
  - ▷ Potencia eléctrica  $P_E$ , entregada por el generador.
  - ▷ Rendimiento eléctrico del generador  $\eta_E \equiv P_E / P_u$ .
  - ▷ Rendimiento global de la microcentral  $\eta_g \equiv P_E / P_{h1}$ .

## 2.2.2 Diagramas de explotación de turbinas hidráulicas

Supongamos que se tiene instalada una turbina hidráulica particular, de diámetro de rodete  $D_R$  bien determinado. Entonces el número de revoluciones por minuto de la turbina en operación será mantenido prácticamente constante, por medio de un sistema de regulación, con el fin de generar energía eléctrica de frecuencia constante. En muchos casos  $H_n$  no permanece necesariamente constante en el transcurso de, por ejemplo, un año. También  $Q$  puede y/o debe variar considerablemente durante la operación de la central hidroeléctrica y es menester conocer, como

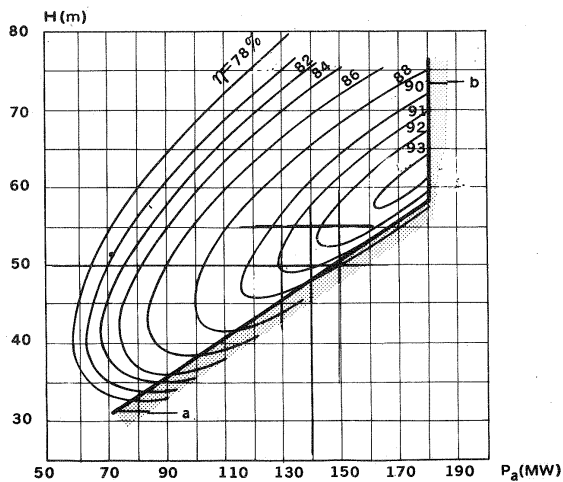
se ha dicho más arriba, la potencia y el rendimiento que tendrá en tales condiciones de operación  $H_n$  y  $Q$  distintas de las nominales de diseño.

**Diagramas de explotación  $H_n = f(P)$  y  $H_n = f(Q)$ .**

De acuerdo a las razones expuestas anteriormente, que hacen referencia a la operación de un prototipo de turbina hidráulica particular, los *diagramas de explotación* más interesantes son dos [4]:

1. *Diagrama altura neta - potencia*: este diagrama contiene las curvas de isorendimiento  $\eta = \eta(P, H_n)$  para un valor fijo de  $n$  y  $D_R$  (ver ejemplo en figura 2.3 a).
2. *Diagrama altura neta - caudal*: este diagrama contiene las curvas de isorendimiento  $\eta = \eta(Q, H_n)$  para un valor fijo de  $n$  y  $D_R$  (ver ejemplo en figura 2.3 b).

(a) Diagrama de explotación  $H_n = f(P_a)$  de una turbina Francis de 6,3 [m] de diámetro, que gira a 88,3 [rpm].



(b) Diagrama de explotación  $H_n = f(Q)$  de la misma turbina Francis de (a).

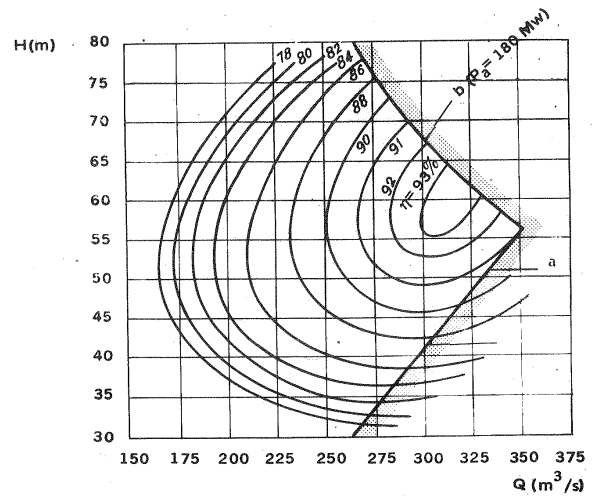


Figura 2.3: Diagramas de explotación de una turbina Francis. [4]

Las líneas **a** en los diagramas de la figura 2.3 representan la máxima potencia que puede desarrollar la turbina para una altura neta equivalente  $H_n$  dada<sup>a</sup>, en tanto que las líneas **b** representan la máxima potencia que puede entregar el generador eléctrico sin ser sobrecargado.

Los dos diagramas de la figura 2.3 pueden ser fundidos en un sólo diagrama (figura 2.4) que contenga la información de ambos.

Obtener curvas como la de la figura (2.4) y tener, por lo tanto, los datos de las mediciones que permiten generarlas, es muy ventajoso. La razón es que a partir de un diagrama de explotación como el de (2.4) se pueden obtener, para un valor particular de  $H_n$ , las curvas  $\eta$  vs  $Q$  y  $P_a$  vs  $Q$ .

<sup>a</sup>Tal como se verá en 2.3.2, la instalación de una turbina hidráulica implica la existencia de una red hidráulica que tiene pérdidas que le son características y que dependen del caudal. Estas curvas características definen una dependencia entre  $H_n$  y  $Q$ .

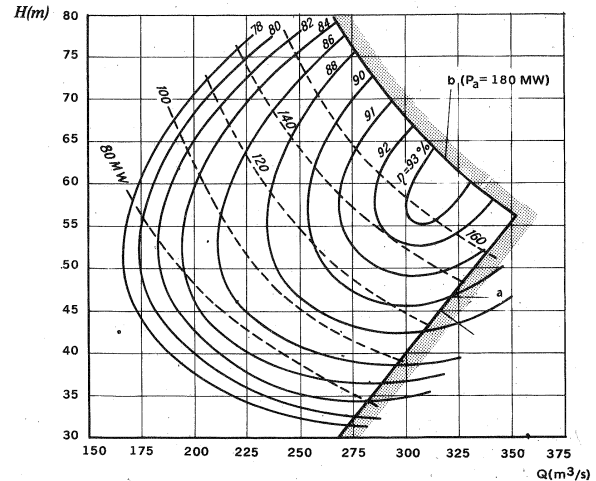


Figura 2.4: Diagrama de explotación  $H_n = f(Q)$  con líneas de isopotencia e isorendimiento. [4]

## 2.3 Simulación de un recurso hídrico

Para realizar los ensayos en turbinas hidráulicas en un laboratorio de pruebas es necesario contar con un recurso hídrico simulado. Como se ha dicho en la sección 2.1.2, de los aspectos que definen un recurso hídrico, los más importantes para este trabajo son el caudal y la altura neta equivalente.

Se entiende por simulación de un recurso hídrico al proceso de transferirle energía potencial a un caudal de agua, ya sea elevándolo y aumentando con ello su energía potencial gravitacional (por ejemplo, un estanque de agua en altura), o bien aumentando su presión. En cualquiera de los casos, la energía potencial entregada al fluido será transformada en energía cinética que moverá la turbina.

En el caso típico de un laboratorio de pruebas para turbinas hidráulicas, el agua circula en ciclo

cerrado, siendo necesarios para tal circulación, como mínimo, los siguientes elementos:

- ▶ Un depósito grande de agua, como un pozo o estanque.
- ▶ Un sistema de bombeo que impulsa al agua, transfiriéndole energía potencial.
- ▶ Un circuito hidráulico que conduce el agua en presión impulsada por el sistema de bombeo desde el depósito hacia la turbina.

Al salir de la turbina, el agua es conducida hacia el depósito nuevamente, lo que cierra el ciclo.

A continuación se dan las bases que permiten la realización del diseño y construcción del laboratorio de pruebas de este trabajo.

### 2.3.1 Circuitos hidráulicos

#### Pérdidas de carga en tuberías

El agua en movimiento *transporta energía* y a medida que el agua transita por una tubería, ocurren pérdidas de carga o altura neta equivalente. Básicamente podemos encontrar dos tipos de pérdidas de carga asociadas al movimiento de un fluido dentro de una tubería [5]:

- ▶ *Pérdidas de carga primarias o pérdidas de superficie.* Se deben a la resistencia por fricción de la superficie con el fluido. A continuación se dan las ecuaciones necesarias a tener en consideración para este trabajo (considérese que siempre hablamos de agua).

▷ Ecuación general de las pérdidas de carga primarias: ecuación de *Darcy-Weibach*

$$H_{rp} = 0,0828 \lambda L \frac{Q^2}{D^5} \quad [distancia] \quad (2.3.1)$$

La ecuación de *Darcy-Weibach* se puede escribir en función de la velocidad media '*v*' en vez del caudal '*Q*' gracias a la relación  $Q = Av$ , con '*A*' el área transversal de la tubería. La forma que se menciona es más común pero en este trabajo la ecuación (2.3.1) es de mayor utilidad.

▷ Primera ecuación de *Kármán-Prandtl* para cálculo de  $\lambda$  en régimen turbulento<sup>1</sup> y

---

<sup>1</sup>Esta ecuación es válida cuando el número de *Reynolds* toma valores  $Re > 100.000$ .

Tuberías	Régimen	Fórmula	Autor
lisas y rugosas	laminar	$\lambda = 64/Re$	Poiseuille
lisas	turbulento $Re < 100.000$	$\lambda = 0,316/Re^{\frac{1}{4}}$	Blausius
lisas	turbulento $Re > 100.000$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10}(Re\sqrt{\lambda}) - 0,8$	Kármán-Prandtl (primera ecuación)
rugosas	turbulento (zona de transición)	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10}\left(\frac{k/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}}\right)$	Colebrook
rugosas	turbulento (zona final)	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{D}{2k} + 1,74$	Kármán-Prandtl (segunda ecuación)

**Tabla 2.1:** Resumen de ecuaciones para pérdidas primarias en tuberías [5].

tuberías lisas.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10}(Re\sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (2.3.2)$$

- *Pérdidas de carga secundarias o pérdidas de forma.* Se deben a la resistencia de la superficie al paso del fluido. La siguiente ecuación se denomina *ecuación fundamental de las pérdidas de carga secundarias* [5] y su uso es muy común:

$$H_{rs} = \zeta \frac{v^2}{2g} = \zeta \frac{8Q^2}{g\pi^2 D^4} \quad [distancia] \quad (2.3.3)$$

## Golpe de ariete

El *golpe de ariete* es un aumento brusco en la presión al interior de conductos hidráulicos causado por variaciones transitorias de la velocidad del flujo a través del conducto. Al analizar la hidrodinámica de eventos como el cierre o apertura rápida de válvulas se hace necesario abandonar la frecuente hipótesis de *fluido incompresible* [5].

La fórmula de *Joukowski* para la *celeridad de una onda de presión en una tubería, c*, es:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 D}{E_T \delta}}} \quad [distancia/tiempo] \quad (2.3.4)$$

La celeridad de una onda elástica en el agua está dada por:

$$c_0 = \sqrt{\frac{E_0}{\rho}} = 1425 \quad [\text{distancia/tiempo}] \quad (2.3.5)$$

En [5] se dá el valor máximo de sobrepresión para 3 casos:

1. **Cierre instantáneo o rápido de válvula.** El tiempo de cierre  $t_c$  es menor que lo que toma la onda elástica en recorrer ida y vuelta el largo  $L$  de la tubería:  $0 < t_c < 2\frac{L}{c}$ .

$$\Delta p_{ga} = \rho cv \quad [\text{presión}] \quad (2.3.6)$$

con  $v$  [ $m/s$ ]: velocidad media del agua antes del cierre.

2. **Cierre lento uniforme de válvula.** El tiempo de cierre  $t_c$  es mayor que lo que toma la onda elástica en recorrer ida y vuelta el largo  $L$  de la tubería:  $t_c > 2\frac{L}{c}$ .

$$\Delta p_{ga} = \frac{\rho Lv}{t_c} \quad [\text{presión}] \quad (2.3.7)$$

### 2.3.2 Selección de bombas hidráulicas para simular un recurso hídrico

Así como las turbinas hidráulicas, las bombas pueden funcionar en puntos de operación muy distintos a los de diseño (u óptimo rendimiento). Los distintos puntos de operación de altura  $H_n$  y caudal  $Q$  que puede proporcionar una bomba particular (es decir, de cierto diámetro de impulsor) están bien descritos por las curvas características de las bombas.

#### Curvas características de bombas hidráulicas

Las curvas características que se presentan a continuación (figura 2.5) son las de una bomba centrífuga (por ser las pertinentes a este trabajo). Son las que proporcionan los fabricantes y contienen la información esencial necesaria para la utilización de la bomba en un circuito hidráulico. Tal como se muestra, existe una curva  $H_n = f(Q)$  para cada número de revoluciones a los que se hace girar la bomba.

Las curvas de isorendimiento de las curvas características permiten obtener la potencia en el eje que es necesario suministrarle a la bomba (ya sea a través de un motor eléctrico, de una

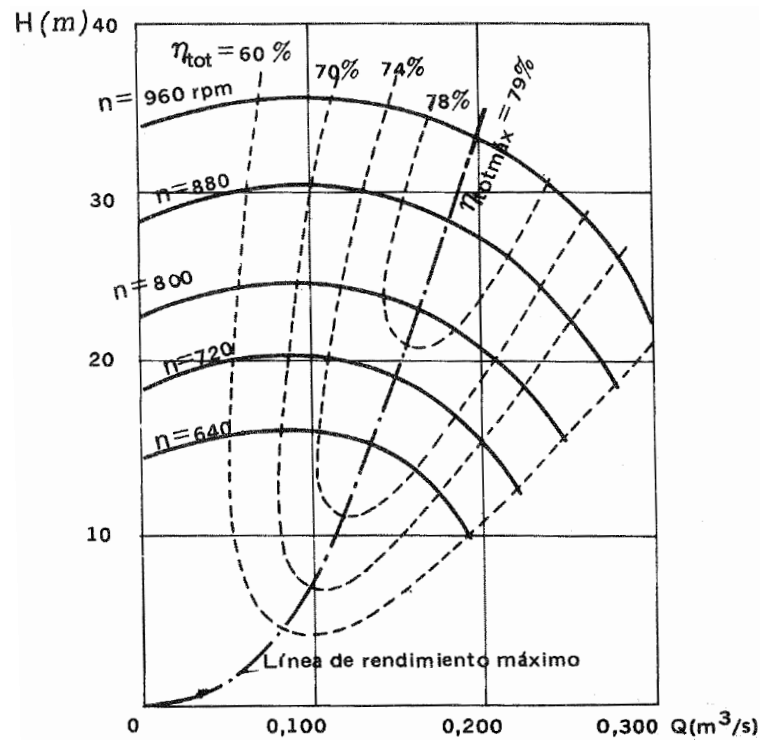


Figura 2.5: Curvas características de una bomba centrífuga para distintas  $rpm$ . [4]

turbina a gas o vapor, etc) para operar en esa condición. Para esto basta con identificar el punto de operación  $\{Q, H_n\}$ , calcular la potencia hidráulica según la ecuación (2.1.1) y dividirla por el rendimiento asociado a ese punto.

Pese a conocer el diagrama completo de las características de una bomba, con el ánimo de realizar un ensayo sobre una turbina hidráulica será necesario preguntarse: ¿cuál es el punto de operación de la bomba y cómo puede ser modificado? Esta pregunta es ineludible si se desea encontrar el diagrama de explotación de una turbina (figura 2.3).

## Curva característica de la red

Se llama *característica de la red* [4] a la representación gráfica  $H_{red} = f(Q)$  de la ecuación:

$$H_{red} = \left( \frac{p_z - p_A}{\rho g} + z_z - z_A \right) + H_{r_{A-E}} + H_{r_{S-Z}} \quad (2.3.8)$$

donde

$p_{z/A}$  [Pa] : presión estática en el punto z/A.

$z_z - z_A$  [m] : diferencia de alturas geodésicas de la superficie del agua en la succión y la descarga.

$H_{r_{A-E}}$  [m] : pérdidas en el circuito aguas arriba de la bomba.

$H_{r_{S-Z}}$  [m] : pérdidas en el circuito aguas abajo de la bomba.

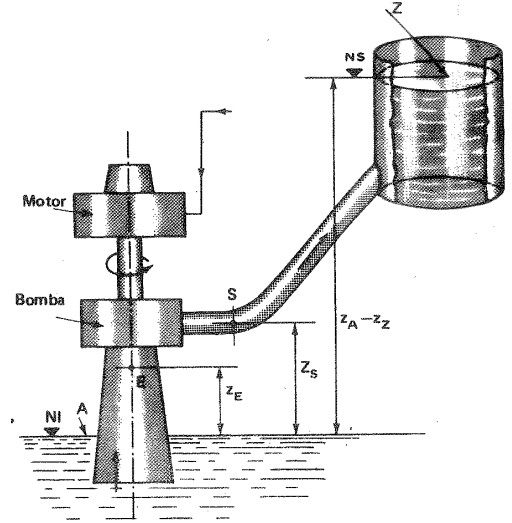


Figura 2.6: Esquema de instalación de una bomba. [4]

El término entre paréntesis es independiente del caudal. Los otros términos representan las pérdidas primarias y secundarias en la conducción del fluido (ver 2.3.1) y son, de tal manera, proporcionales a ' $Q^2$ '.

Si consideramos que generalmente  $p_z = p_A$ , la ecuación (2.3.8) se reescribe de la siguiente manera:

$$H_{red} = H_{est} + k_{loss} Q^2 \quad (2.3.9)$$

$$k_{loss} = \frac{16}{2g\pi^2} \left( \sum \lambda_i \frac{L_i}{D_i^5} + \sum \zeta_i \frac{1}{D_i^4} \right) \quad (2.3.10)$$

donde

$H_{est}$  [m] : diferencia de alturas geodésicas,  $z_z - z_A$ .

$Q$  [ $m^3/s$ ] : caudal de fluido.

$\lambda_i, \zeta_i$  : coeficientes de pérdidas primarias y secundarias respectivamente.

$L_i, D_i$  [m] : longitudes y diámetros respectivamente de los tramos del circuito hidráulico.



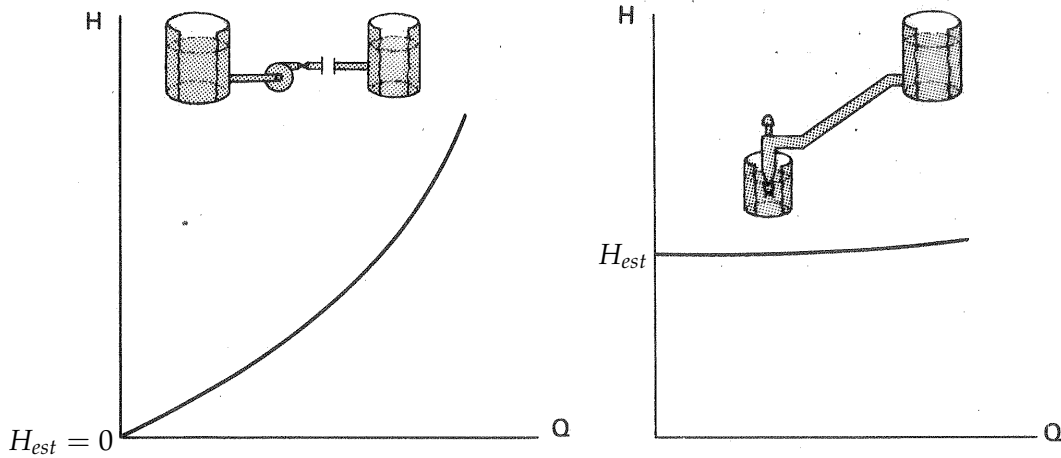


Figura 2.7: Ejemplos de curva característica de la red. [4]

### Punto de operación de una bomba hidráulica

Si sabemos que, a cierto número de revoluciones, la bomba debe operar sobre su curva característica, y que el caudal proporcionado a la red debe satisfacer su propia curva característica la red, entonces el *punto de operación*  $\{Q, H_n\}$  es aquel que resulta de la intersección de las curvas características de la bomba y de la red.

### Cavitación

El fenómeno de cavitación es realmente importante en toda ingeniería que involucre líquidos sometidos a variaciones de presión importantes. Si la presión a la cual es sometido un líquido en movimiento desciende por debajo cierto valor, éste se evapora. Esta presión es la presión de vaporización y depende de la temperatura.

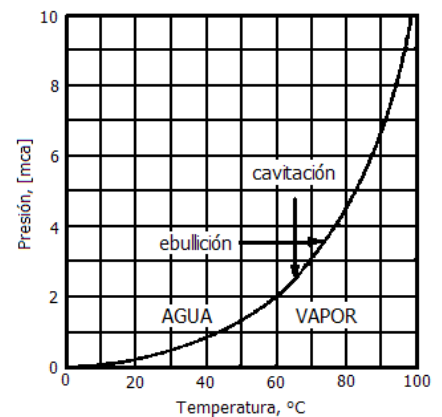


Figura 2.8: Diferencia entre cavitación y ebullición. [Marchegiani, Ariel R. Pequeñas Centrales Hidráulicas.]

Particularmente en las turbomáquinas hidráulicas que se estudian en este trabajo de título, bombas y turbinas, este fenómeno se manifiesta produciendo un gran número de pequeñas burbujas que, al ser arrastradas a zonas de mayor presión, terminan por estallar. La formación de estas burbujas y su subsiguiente estallido, es lo que constituye la cavitación.

Son dos los efectos negativos que produce la cavitación: disminución de rendimiento y erosión. La experiencia demuestra que el estallido de esas burbujas genera impulsos de presión muy elevados, que van acompañados de fuertes ruidos (una turbina en cavitación suena como si a través de ella pasaran montones de grava), y que la acción repetitiva de esos impulsos produce una especie de corrosión difusa, formando picaduras en el metal (*pitting*). Con el tiempo esas picaduras, degeneran en verdaderas grietas. Un álabe sometido a cavitación aparece al cabo de cierto tiempo lleno de cavidades, lo que obliga a sustituirlo o, si aún se está a tiempo, a repararlo.

En bombas hidráulicas, la aparición de la cavitación depende fuertemente de:

1. **El tipo de bomba.** El peligro de cavitación es mayor para velocidades específicas  $n_s$  grandes.
2. **La instalación de la bomba.** La cota del eje de la bomba sobre el nivel del espejo de agua en la succión,  $H_s$  (ver fig. 2.9), debe escogerse con mucho cuidado para evitar cavitación.
3. **Las condiciones de operación de la bomba.** El aumento del caudal de operación tiene un límite después del cual se produce cavitación.

### **Altura de aspiración disponible, $NPSH$**

Como se ha dicho, para evitar cavitación al interior de la bomba, la presión debe ser superior a la presión de saturación o vaporización,  $p_s$ . Se define la *altura total en la aspiración disponible* (*Net Positive Suction Head*) como:

$$NPSH = \frac{p_A - p_s}{\rho g} - H_s - H_{rA-E} \quad (2.3.11)$$

donde

- $p_A$  [Pa] : presión absoluta en la cota del espejo de agua en la succión.  
 $p_s$  [Pa] : presión de saturación (o vaporización) del agua.  
 $H_s$  [m] : diferencia de cotas entre el espejo de agua en la succión y el eje de la bomba,  $z_E - z_A$  (ver fig. 2.9).  
 $H_{rA-E}$  [m] : pérdidas primarias y secundarias entre la succión y la entrada de la bomba.  
 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] : densidad del agua.

En su paso por el interior de la bomba, antes de que llegue al rodete, el agua sufrirá una caída de presión  $\Delta h$ . Para evitar cavitación, debe cumplirse que:

$$NPSH \geq (NPSH)_{necesario} = \Delta h \quad (2.3.12)$$

Esta caída de presión  $\Delta h$ , denominada *caída de altura de presión en el interior de la bomba*, es primordial en el estudio de cavitación en turbomáquinas hidráulicas y su valor, que depende del caudal y se obtiene de forma experimental, es entregado por el fabricante de la bomba (ver anexo B).

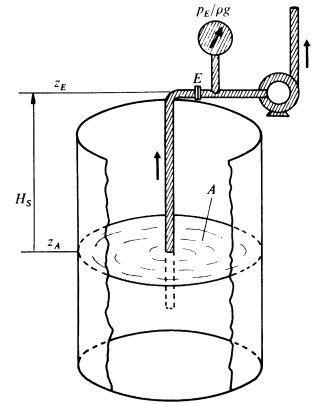


Figura 2.9: Altura de aspiración de una bomba. [5]

## 2.4 Válvulas para regulación de caudal en turbinas de acción

### 2.4.1 ¿Por qué se regula caudal?

La regulación de caudal es un aspecto de importancia fundamental en la operación de centrales hidroeléctricas, tanto en las megacentrales como en micro y minicentrales.

Para entregar una buena calidad de servicio, es necesaria una generación eléctrica con variaciones acotadas de frecuencia y voltaje. La frecuencia de generación que entrega un generador eléctrico sincrónico está dada por la ecuación:

$$f_{gen} = z \frac{n}{60} \quad [Hz] \quad (2.4.1)$$

donde

$n$  [rpm] : número de revoluciones por minuto del generador eléctrico.

$z$  : número de pares de polos del generador.

Así, para poder entregar una buena calidad de servicio, es necesario que la turbina hidráulica y el generador eléctrico, que en general están directamente acoplados y giran a la misma velocidad, mantengan un número fijo de revoluciones por minuto.

Esto no es fácil de lograr cuando el generador se ve sometido a variaciones importantes de carga eléctrica o consumo, pues éstas producen fluctuaciones en el torque que percibe el generador y, por lo tanto, tienden a modificar la velocidad de giro del generador y la turbina. Para que la velocidad de giro no cambie (o cambie lo menos posible), desde de la turbina debe contraponerse una variación de la potencia hidráulica de tal manera que el torque que genera la turbina compense el cambio de torque en el generador y así la velocidad de giro del conjunto se mantenga.

La regulación de caudal es la forma de producir una variación en la potencia hidráulica que percibe la turbina, puesto que cambiar la altura equivalente disponible es impracticable.

## 2.4.2 Válvulas para regulación de caudal en turbinas de acción

### 2.4.3 Válvulas de aguja

Tanto en turbinas *Turgo* como en turbinas *Pelton* (las dos turbinas hidráulicas de acción más utilizadas) la válvula estándar para regulación de caudal es la válvula de aguja (fig. 2.10). Éstas válvulas tienen un diseño que regula caudal disminuyendo el área transversal de paso que tiene el chorro. Su geometría está optimizada para evitar a toda costa pérdidas y perturbaciones al chorro, pues éstas producirán una merma en el rendimiento de la turbina. Este efecto es más importante en turbinas de mucha potencia.

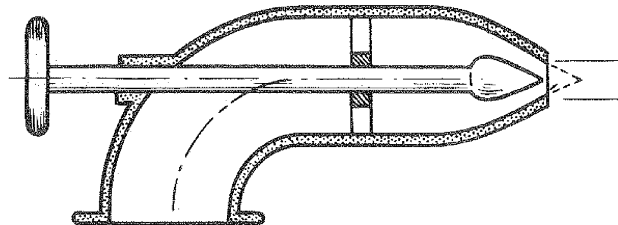
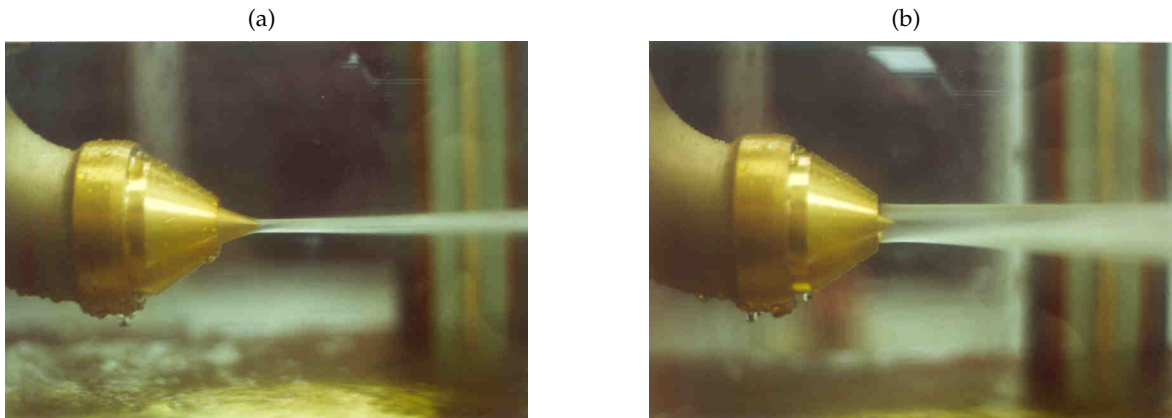


Figura 2.10: Esquema de válvula de aguja. [4]



**Figura 2.11:** Las fotos muestran una válvula de aguja funcionando con menor (a) y mayor (b) área de paso. [[www.eurekaengineering.com/en/jetprop.html](http://www.eurekaengineering.com/en/jetprop.html)]

#### 2.4.4 Válvulas mariposa

Una válvula tipo mariposa es un dispositivo para interrumpir o regular el flujo de un fluido en un conducto. Generalmente es un disco biconvexo montado en un eje que coincide con el diámetro de la tubería, la cual atraviesa transversalmente. Para operar este tipo de válvulas se requiere de poco torque, ya que la presión de contra corriente en cada mitad del disco está bastante balanceada. Sin embargo, es importante que sea cerrada lentamente, para evitar un golpe de ariete en la tubería.



**Figura 2.12:** Foto frontal de válvula mariposa casi totalmente cerrada. [<http://www.ball-valve.cc/butterflyvalve/wafer-butterfly-valve.html>]

Las válvulas mariposa no están diseñadas para regulación de caudal sino como válvulas de seguridad y, en tal caso, operan ya sea con apertura total o nula. En efecto, para aperturas cercanas a la total, la válvula mariposa produce pérdidas de carga relativamente bajas y también es poco lo que regula el caudal. Sin embargo, para aperturas cercanas a  $30^\circ$  las pérdidas comienzan a crecer exponencialmente (figura 2.13) y las perturbaciones que produce en el flujo son considerables.

Pese a lo anterior, la utilización de las válvulas mariposa para regular caudal es bastante frecuente en microcentrales hidráulicas. Hay tres factores que favorecen este hecho:

- ▶ Tienen un precio relativamente bajo, comparadas, por ejemplo, con las válvulas de aguja.
- ▶ Requieren menor mantención que las válvulas de aguja.
- ▶ Las microcentrales hidráulicas suelen estar diseñadas para operar a carga completa, utilizando resistencias de desahogo donde ‘queman’ la potencia eléctrica que sobra cuando la carga eléctrica o consumo disminuye de manera abrupta. Con esto se reduce la necesidad de regular caudal o por lo menos se hace una labor menos exigente en términos de control automático.

### 2.4.5 Pérdidas en válvulas mariposa

Una válvula representa una singularidad en el flujo dentro de una tubería. De tal manera, las pérdidas en válvulas corresponden a las pérdidas secundarias, las cuales están descritas por la ecuación (ver ec. 2.3.3):

$$\Delta H_{VM} = \zeta_{VM} \frac{v^2}{2g} \quad [distancia] \quad (2.4.2)$$

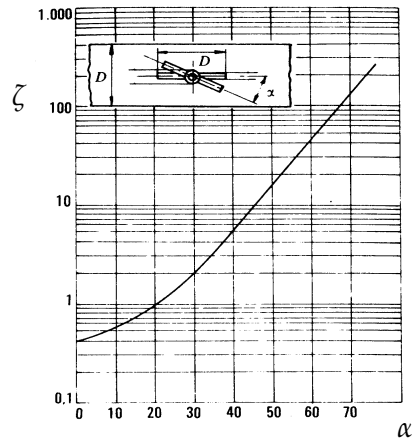
donde

$\Delta H_{VM}$  [m] : caída de presión o pérdida de carga.

$\zeta_{VM}$  : coeficiente de pérdidas secundarias de la válvula. Depende del grado de apertura de la válvula.

$g$  [m/s<sup>2</sup>] : aceleración de gravedad.

$v$  [m/s] : velocidad media del agua dentro de la tubería, igual al cociente entre el caudal y el área de paso.



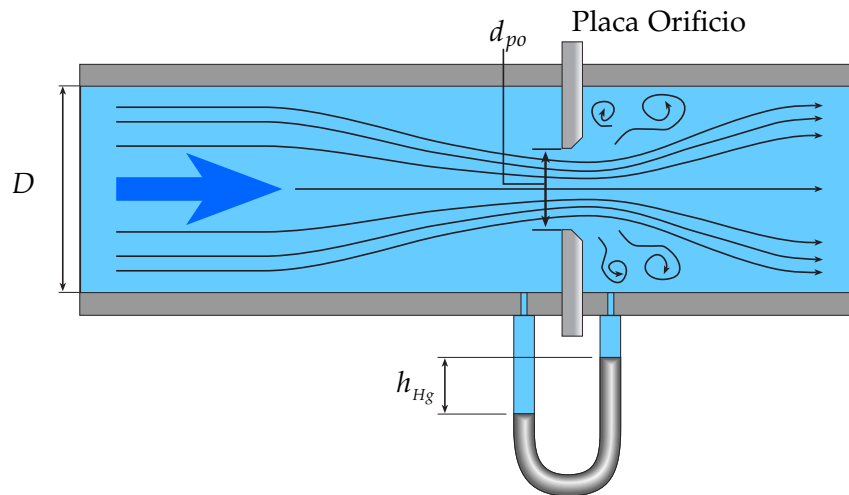
**Figura 2.13:** Gráfico de coeficiente de pérdidas secundarias de una válvula mariposa en función del grado de apertura. [5]

## 2.5 Principios de funcionamiento de instrumentos de medición caudal y altura neta equivalente

---

### 2.5.1 Placa orificio para medición de caudal

La placa orificio consiste en una placa perforada que se instala interrumpiendo o ‘cortando’ transversalmente la tubería. El orificio que posee es una abertura cilíndrica, de menor diámetro que la tubería, a través de la cual fluye el fluido, tal como se muestra en la figura 2.14.



**Figura 2.14:** Esquema de una placa orificio con  $D$  : diámetro interno de la tubería,  $d_{po}$  : diámetro del orificio de la placa,  $h_{Hg}$  : diferencia de presión en milímetros de mercurio (si es el caso). [Elaboración propia]

El caudal se puede determinar por medio de la lectura de la presión diferencial antes y después de la placa orificio. Dos tomas conectadas en la parte anterior y posterior de la placa captan esta presión diferencial.

La ecuación para el caudal que atraviesa la placa orificio está dada por [1]:

$$Q = C \cdot K \sqrt{2h} \quad (2.5.1)$$

$$K = \frac{1}{\sqrt{\rho(1 - \beta^2)}} \frac{\pi}{4} d_{po}^2 \quad (2.5.2)$$

donde

$C$  : coeficiente de descarga de placa orificio.

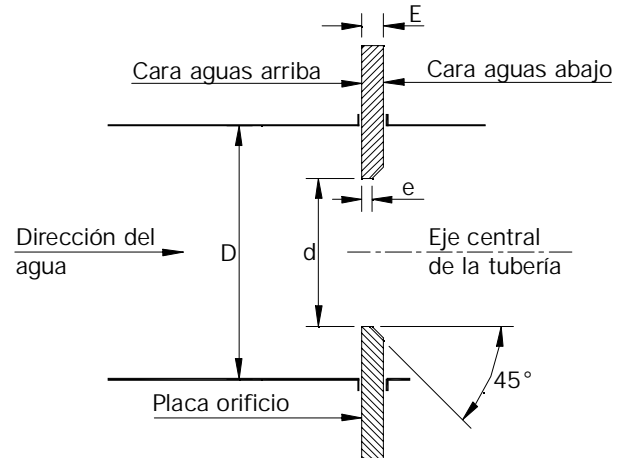
$\beta$  : cociente de diámetros =  $d_{po}/D$ .

$h$  [Pa] : diferencia de presión estática antes y después de la placa.

Las dimensiones de la placa orificio se determinan a partir de la tabla 2.2 (ver fig. 2.15):

Dimensión	mínimo	máximo
$e$	$0,005D$	$0,02D$
$E$	$0,005D$	$0,02D$
$d_{po}$	$1/2$ [in]	$38$ [in]
$\beta = d_{po}/D$	$0,2$	$0,75$

**Tabla 2.2:** Límites de dimensiones permitidas para una placa orificio. [2]



**Figura 2.15:** Dimensiones de placa orificio. [2]

El valor coeficiente de descarga ha sido estudiado y medido, con lo que se ha encontrado una relación empírica para calcularlo a través de la fórmula [2]:

$$C = 0,5959 + 0,0312 \cdot \beta^{2,1} - 0,184 \cdot \beta^8 + 0,0029 \cdot \beta^{2,5} \left( \frac{10^6}{R_e} \right)^{0,75} + \frac{0,09 \cdot L_1 \cdot \beta^4}{1 - \beta^4} - 0,0337 \cdot L_2 \cdot \beta^3 \quad (2.5.3)$$

donde

$L_1 = \ell_1/D$  : donde  $\ell_1$  es la distancia de la toma de presión de aguas arriba hasta la cara aguas arriba de la placa.

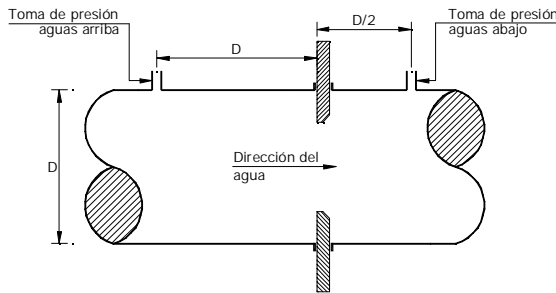
$L_2 = \ell_2/D$  : donde  $\ell_2$  es la distancia de la toma de presión de aguas abajo hasta la cara aguas abajo de la placa.



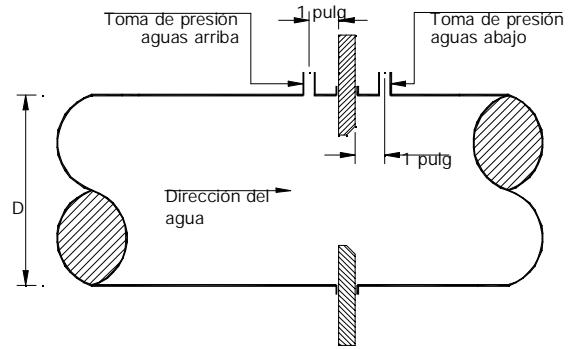
Las tomas de presión se pueden colocar en tres configuraciones distintas (ver fig. 2.16). Las distancias requeridas aguas arriba y aguas abajo ( $l_1$  y  $l_2$ ) se muestran en la tabla 2.3.

Dimensión	$l_1$	$l_2$
D-D/2	D	D/2
A una pulgada	1 [in]	1 [in]
En los bordes	0 (cero)	0 (cero)

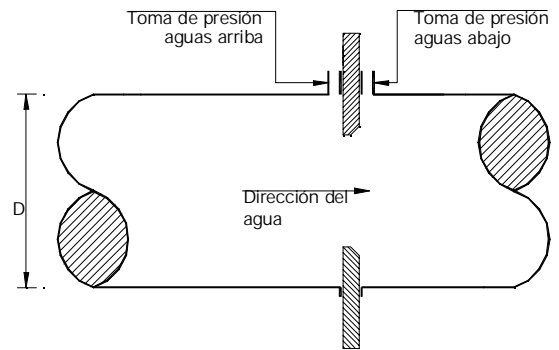
**Tabla 2.3:** Distancias para las tomas de presión en una placa orificio [2]



(a) Tomas de presión D-D/2.



(b) Tomas de presión a una pulgada.



(c) Tomas de presión en los bordes.

**Figura 2.16:** Posición de las tomas de presión. [2]

Por último, la placa orificio genera una pérdida de carga permanente,  $h_L$ , la cual está dada por la ecuación [1]:

$$h_L = \frac{\sqrt{1 - \beta^4} - C\beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4} + C\beta^2} h \quad (2.5.4)$$

## 2.5.2 Medición de presión con tubos de *Pitot* para determinación de altura neta equivalente

Un tubo de *Pitot* es un cilindro hueco en forma de 'L' que se sumerge en un fluido de manera que la boquilla apunta en el sentido contrario al flujo.

En la boquilla del tubo de *Pitot* se produce un *punto de estancamiento* en el cual la velocidad del fluido se anula. La ecuación de *Bernoulli* permite determinar que la presión total en el fluido  $P_{total}$  es igual a la presión de estancamiento  $P_0$ . En efecto,  $P_{total} = \frac{\rho v^2}{2} + P_{estática} = 0 + P_0$ .

### Deducción de $H_n$ a partir de la presión total medida en el tubo de Pitot

Si se desprecian las pérdidas en el inyector, la altura neta equivalente  $H_n$  cumple con  $V_1 = \sqrt{2gH_n}$ , donde  $V_1$  es la velocidad del *jet* a la salida del inyector.

Luego, si se desprecian las pérdidas tanto en el inyector como en el tramo de tubería que existe entre el tubo de Pitot (2) y la salida del inyector (1), se tendrá que:

$$P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho g z_2 = P_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho g z_1 \quad (2.5.5)$$

donde  $P_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 = P_{total}$  es la presión indicada por el manómetro del tubo de Pitot, y  $P_1 = 0$  (presión atmosférica). Además, en la instalación de nuestro trabajo,  $z_1 \approx z_2$ , luego:

$$P_{total} = \frac{1}{2}\rho V_1^2 \Rightarrow V_1 = \sqrt{2g \frac{P_{total}}{\rho g}} \quad (2.5.6)$$

De lo anterior, identificamos la altura neta equivalente percibida por la turbina como:

$$H_n = \frac{P_{total}}{\rho g}, \quad (2.5.7)$$

donde  $\rho$  es la densidad del agua.

### **3.1 Laboratorio de pruebas**

---

En esta sección se abordan los temas relativos a la metodología de trabajo que se utilizó para diseñar el laboratorio de pruebas, en el marco del cumplimiento del primer objetivo específico de este trabajo de título, y para realizar los ensayos que permitieron caracterizar la microcentral hidráulica con turbina tipo *Turgo*, en lo relacionado con los objetivos específicos 2, 3 y 4.

En este sentido, se describen a continuación las condiciones y los requisitos que se han definido para la realización de este trabajo de título.

#### **3.1.1 Condiciones iniciales y de borde para el diseño del laboratorio de pruebas**

El desarrollo del trabajo que lleva al cumplimiento del primer objetivo específico comienza con constatar las condiciones en las que se inició este trabajo de título.

- ▶ El grupo turbina-generator fue facilitado desde un comienzo por el Centro de Energía, además de las válvulas mariposa principal y secundaria, cuya función es la regulación de caudal.
- ▶ El Taller Mecánico del DIMEC posee un pozo de agua que permite a la bomba sustraer y luego entregar el agua a la turbina *Turgo*, que a su vez la devuelve al pozo (circuito cerrado).
- ▶ Las conexiones a la red de electricidad disponibles para este trabajo de título tienen una limitante en corriente que equivale a un máximo de potencia eléctrica de 50 [kW], lo cual fue estimado como suficiente.
- ▶ El Centro de Energía facilitó, previa selección realizada por el alumno, una bomba centrífuga Etabloc modelo GN 80-200  $\phi$ 219, velocidad nominal 2900 [rpm], que permitió obtener condiciones de operación  $\{Q, H_n\}$  de suficiente potencia hidráulica para realizar las pruebas.
- ▶ Para accionar la bomba se instaló un motor de inducción trifásico Marathon modelo 225MTFC4506AA, de 60 [HP] y 2960 [rpm], el cual también fue facilitado por el Centro de Energía.
- ▶ Para poder controlar la velocidad de giro de la bomba hidráulica se debe controlar la del motor eléctrico que la acciona. El Centro de Energía facilitó un **variador de frecuencias** Siemens, que permitió controlar la velocidad de giro del motor. Este aparato es capaz de entregar una potencia máxima de 50 [kVA].
- ▶ Aún cuando es ideal tener distancias largas aguas arriba y aguas abajo de la placa orificio y los tubos de *Pitot* para procurar que las perturbaciones del flujo en codos y contracciones afecten lo mínimo posible las mediciones, hay limitaciones de espacio que restringen las distancias del circuito hidráulico. Aún así, se han respetado las distancias mínimas necesarias recomendadas en la literatura.

### 3.1.2 Descripción del laboratorio de pruebas

El diseño y construcción del laboratorio de pruebas para la turbina *Turgo*, además de ser uno de los objetivos específicos de este trabajo, constituyó la base sobre la cual se trabajó para lograr los otros objetivos específicos. Se observa en la foto 3.1 una vista del laboratorio de pruebas

diseñado e instalado en el Taller Mecánico del DIMEC. Se aprecian las tuberías y accesorios de PVC y, desde la salida de la bomba centrífuga (abajo-izquierda) hacia la turbina *Turgo* con generador, se encuentran consecutivamente la placa orificio y la válvula mariposa principal con servomotor. Se observan también las cargas eléctricas (arriba-izquierda) y el pozo de agua bajo la turbina.



**Figura 3.1:** Vista de conjunto del laboratorio de pruebas. [Elaboración propia]

Se agrega en esta sección un esquema (fig. 3.2) que indica los flujos de agua y energía eléctrica que hay durante la operación de la microcentral. La red eléctrica (1) entrega energía al variador de frecuencias (2). Éste regula la energía que llega al motor eléctrico que acciona la bomba (3). La bomba entrega energía al agua impulsándola desde el pozo (4) hacia la turbina (5). En la turbina ocurre la transferencia energética que mueve a este trabajo de título: una parte de la energía del agua es convertida en energía rotacional de la turbina y el generador (5). El agua cae y vuelve otra vez al pozo. La energía rotacional es transformada por el generador en energía eléctrica que es consumida por las cargas eléctricas (6).

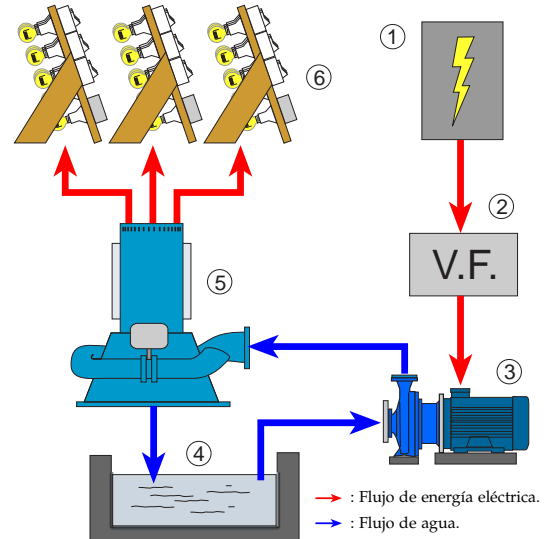


Figura 3.2: Esquema de flujos del laboratorio de pruebas. [Elaboración propia]

En la figura 3.3 se muestra un esquema general donde destacan los siguientes componentes principales del laboratorio de pruebas diseñado para este trabajo de título<sup>1</sup>:

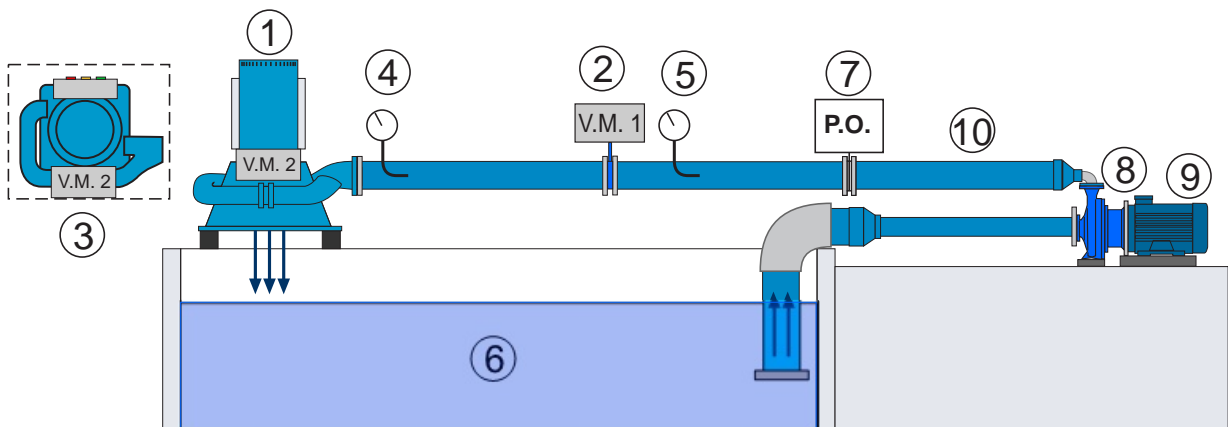


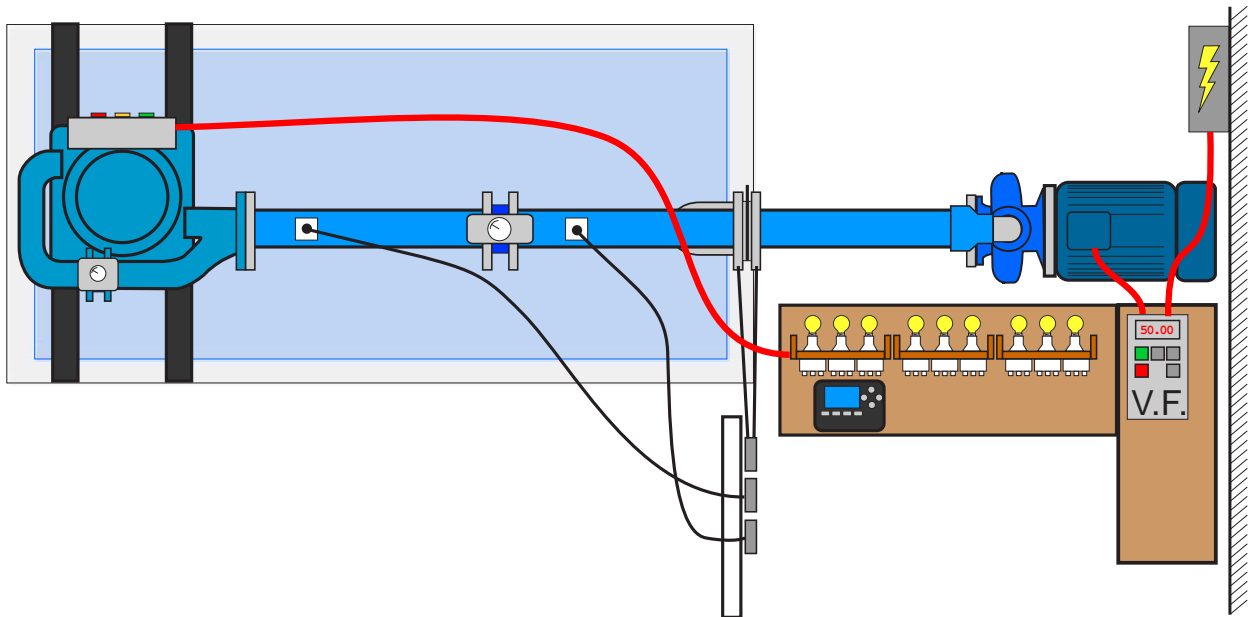
Figura 3.3: Componentes principales del laboratorio de pruebas. [Elaboración propia]

1. Turbina hidráulica tipo *Turgo* con generador eléctrico.
2. Válvula mariposa principal (V.M. 1).

<sup>1</sup>En la figura 3.3 no están representados los instrumentos de medición, las cargas eléctricas ni el variador de frecuencias. Esto es porque ocupan una posición espacial que complicaría la representación del conjunto.

3. Válvula mariposa secundaria (V.M. 2).
4. Tubo de *Pitot* para medir la altura neta equivalente aguas abajo de la V.M. 1.
5. Tubo de *Pitot* para medir la altura neta equivalente aguas arriba de la V.M. 1.
6. Pozo de agua (dulce y no tratada).
7. Placa orificio para medición de caudal.
8. Bomba centrífuga KSB modelo Etabloc GN 80-200  $\phi 219$  mm, 2.900 [rpm].
9. Motor de inducción trifásico Marathon modelo 225MTFC4506AA, de 60 [HP] y 2960 [rpm].
10. Las tuberías de PVC, codos y acoples que constituyen el circuito hidráulico.

La figura 3.4 muestra una vista de planta del laboratorio de pruebas. Se aprecia la ubicación del tablero eléctrico (arriba-derecha) y la ubicación de las cargas eléctricas, el variador de frecuencias, y los instrumentos de medición de presión.



**Figura 3.4:** Vista de planta del laboratorio de pruebas. Se observa la disposición de los instrumentos de medición, las cargas eléctricas y el variador de frecuencias. [Elaboración propia]

La descripción detallada del laboratorio de pruebas se puede hacer separando sus componentes en cuatro grupos principales de elementos:

1. Turbina *Turgo* ensayada, incluyendo generador eléctrico y válvulas mariposa principal y secundaria
2. Conjunto de simulación del recurso hídrico
3. Conjunto de simulación de carga eléctrica
4. Instrumentos de medición

### 3.1.3 Turbina *Turgo* ensayada, incluyendo generador eléctrico y válvulas mariposa principal y secundaria

#### Turbina *Turgo*

La figura 3.5 muestra una foto de la turbina ensayada en este trabajo de título. Ésta fue adquirida en China, y fue facilitada por el Centro de Energía para el desarrollo de este trabajo.



**Figura 3.5:** Turbina *Turgo* ensayada. La foto no muestra la válvula mariposa principal. [Elaboración propia, tomada de folleto MCH China]

El fabricante no proporciona información clara sobre el funcionamiento de la turbina. A excepción de señalar que los siguientes puntos de operación<sup>a</sup>:

$P_E$ [kW]	$Q$ [l/s]	$H_n$ [m]	$\eta_{g,resultante}$
10	50	34	~ 0,6
3	22	25	~ 0,56

**Tabla 3.1:** Puntos de operación de la microcentral entregados por el fabricante.

<sup>a</sup>En la información entregada por el fabricante no se especifica en qué punto se debe considerar la altura neta equivalente de la tabla 3.1: si antes de la válvula mariposa, o después.

A continuación se describen las principales componentes de la microcentral:

- **Estructura.** Tanto la estructura que soporta al rodete y generador como las tuberías que



llevan el fluido al primer y segundo inyector son de fierro fundido. Pésimo acabado superficial en el interior de la tubería que conduce el fluido hacia el 2º inyector.

- **Rodete.** Con 14 cucharas y un diámetro de rodete  $D_R \approx 30 [cm]$ . El diseño del rodete probablemente no ha sido optimizado en función del rendimiento de la turbina sino que buscando reducir los costos de construcción. El acabado superficial de las cucharas es definitivamente rugoso (ver fig. 3.6), aunque no ha sido medido. La geometría de las cucharas es ‘pobre’ en términos de diseño, puesto que las cucharas o cazoletas son de geometría esférica, mientras que en turbinas *Turgo* de alto rendimiento (generalmente turbinas de potencia mucho mayor) el diseño es complejo (ver figura 2.1).

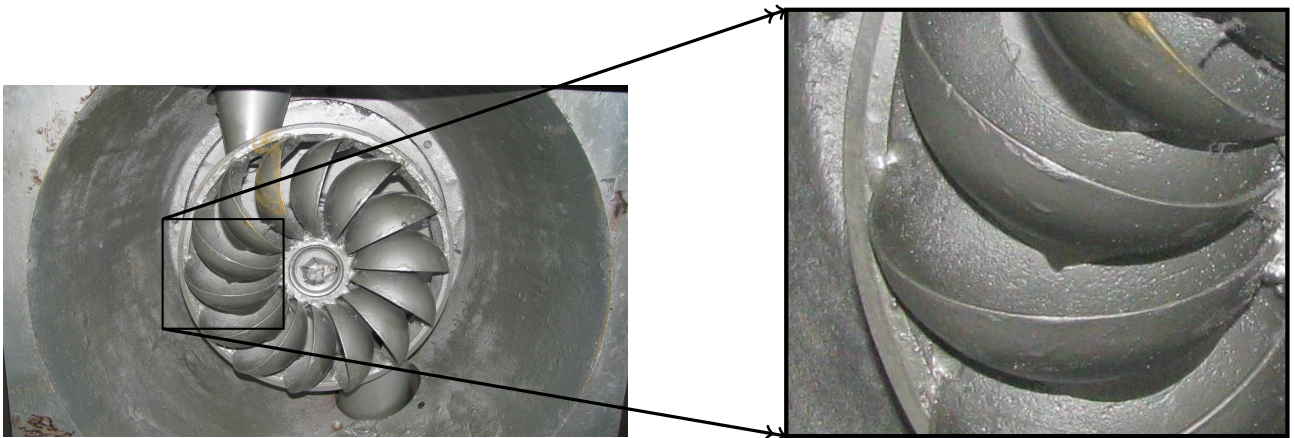


Figura 3.6: Vista inferior del rodete (*izquierda*) y detalle de acabado superficial (*derecha*). [Elaboración propia]

- **Inyectores.** La turbina posee dos inyectores que funcionan meramente como toberas (en oposición a los inyectores con válvula de aguja, mejores en control y rendimiento pero más caros). En este caso, el control de flujo es realizado por las válvulas mariposa. El diámetro del jet (que debemos suponer idéntico al diámetro de cada inyector) es  $d \approx 4,2 [cm]$ . La terminación superficial interna es rugosa.

### Generador eléctrico

El generador trifásico de inducción que utiliza la turbina tiene una capacidad de generación nominal de  $10 [kW]$ . Tiene dos pares de polos y su velocidad nominal es  $1500 [rpm]$  y está acoplado directamente al eje de la turbina (ver fig. 3.5 y 3.7).

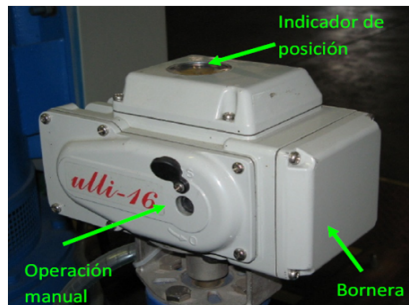
## Válvulas mariposa principal y secundaria

La turbina de este trabajo posee dos válvulas mariposa que cumplen la función de regular caudal. La primera de ellas (llamada *principal*), controla la totalidad del flujo entrante a la turbina, mientras que la segunda (llamada *secundaria*) está instalada en el brazo que conduce el flujo hacia el segundo inyector. En resumen, si se cierra la V.M. 1, no entra flujo a la turbina, mientras que dejarla abierta y cerrar sólo la V.M. 2 hará que la totalidad del flujo pase sólo por el primer inyector (ver fig. 3.4). La válvula mariposa principal es accionada por un servomotor, mientras que la válvula mariposa secundaria tiene accionamiento manual (fig. 3.7).

(a) Válvulas mariposa principal accionada por servomotor.



(b) Servomotor.



(c) Válvula mariposa secundaria



Figura 3.7: Válvulas mariposa principal y secundaria para regulación de caudal. [Elaboración propia]

### 3.1.4 El conjunto de simulación del recurso hídrico

Este conjunto se diseñó a partir de los requerimientos de la turbina *Turgo*. A partir de los datos de altura neta equivalente y caudal nominales **entregados por el fabricante**,  $H_{nom} = 34 [m]$  y  $Q_{nom} = 50 [l/s]$ , se determinó *a priori* que se ensayaría a la turbina en un recurso hídrico dentro del siguiente rango:

- Altura neta equivalente  $H_{n1}$  entre 20 y 60 [m].

- Caudal entre 20 y 60  $[l/s]$ .

Estos valores de caudal y altura neta equivalente implican potencias hidráulicas que van desde 10 a 38  $[kW]$ .

Se listan a continuación los elementos que constituyen este conjunto.

### **Circuito hidráulico**

Este subconjunto incluye las tuberías de PVC, incluyendo accesorios como codos, bridas y una válvula de retención instalada en la succión de la bomba, para impedir el escurrimiento del agua y así mantener cebada la bomba. Las tuberías de PVC escogidas son tuberías de presión DN160 clase 6, con diámetro interno  $D = 150,7 [mm]$ . Ver anexo A.1 para mayor detalle.

### **Bomba hidráulica, motor eléctrico y variador de frecuencias**

La bomba hidráulica seleccionada para el laboratorio es una bomba centrífuga KSB modelo Eta-bloc GN 80-200/ $\phi = 219 [mm]$ .

Para el accionamiento de la bomba se seleccionó un motor de inducción trifásico Marathon modelo 225MTFC4506AA, de 60  $[HP]$  y velocidad nominal 2960  $[rpm]$ . El accionamiento del motor se regula por medio de un variador de frecuencias Siemens de 50  $[kVA]$ . Ver cálculos en anexo A.2.

### **Pozo de agua**

El pozo de agua tiene las siguientes dimensiones: 2  $[m]$  ancho  $\times$  4,2  $[m]$  largo  $\times$  1,2  $[m]$  prof., lo que equivale a una capacidad de aproximadamente 10.000  $[l]$ . Fue llenado hasta una altura de 0,8  $[m]$  y la superficie del agua en reposo quedó aproximadamente a 0,5  $[m]$  por debajo de la altura de entrada de la bomba centrífuga y 0,65  $[m]$  por debajo de la altura del rodete de la turbina.

(a) Bomba centrífuga y motor eléctrico.



(b) Variador de frecuencias.



**Figura 3.8:** (a) Bomba centrífuga, motor eléctrico y (b) variador de frecuencias para simulación de recurso hídrico. [Elaboración propia]

### 3.1.5 Conjunto de simulación de carga eléctrica

El diseño y construcción de este conjunto corrió por parte del Centro de Energía. Dado que el generador eléctrico es trifásico, se fabricaron 3 cargas eléctricas iguales (figura 3.9) y se conectaron a cada una de las fases del generador. Cada carga está constituida por ampolletas de distinto consumo: 1 de 60 [W], 1 de 100 [W] y 9 de 150 [W].

Además, cada carga está construida con enchufes hembra que permiten conectarle una estufa eléctrica de 2000 [W]. Con todo, cada carga puede alcanzar un máximo de  $1510+2000=3510$  [W] a 230 [V]. Así, el total de carga eléctrica disponible es de 10530 [W] a 230 [V].

(a) Vista anterior de carga eléctrica



(b) Vista posterior de carga eléctrica



**Figura 3.9:** Una de las 3 cargas eléctricas (iguales) fabricadas para representar el consumo eléctrico de la turbina. [Elaboración propia]

## 3.2 Adquisición de datos y mediciones

---

Las garantías que puede entregar un ensayo de turbinas hidráulicas están necesariamente relacionadas con la calidad de las mediciones que se realizan para determinar sus prestaciones mecánicas e hidráulicas. Sin embargo, no siempre es posible contar con mediciones de alto nivel. Existen para ello distintas razones, pero la más importante para el caso son las restricciones de presupuesto. Medir con exactitud requiere no sólo de instrumentos de alta tecnología sino también de una instalación con espacios adecuados, con una red eléctrica que entregue la potencia necesaria y con máquinas que permitan simular de buena forma un recurso hídrico.

### 3.2.1 Requerimientos y limitaciones

Las variables que caracterizan el funcionamiento de las turbinas hidráulicas han sido definidas en 2.2. Sin embargo, en este trabajo no es posible medir todas las variables descritas. Se destacan las siguientes limitaciones:

- ▶ No es posible medir directamente potencia útil  $P_u$ , ni potencia en el eje  $P_a$ , así como tampoco el torque  $\tau$  que realiza la turbina. La razón es que el objeto de pruebas en nuestro caso es un grupo turbina-generador que se presenta estructuralmente unido. No compete a este trabajo abrir y separar las partes del grupo, de manera que no se tiene acceso directo al eje **compartido** por turbina y generador.
- ▶ El punto anterior permite descartar la posibilidad de medir directamente los rendimientos mecánico y eléctrico,  $\eta_m$  y  $\eta_E$ .
- ▶ Tanto las medidas de presión como las de caudal requieren instrumentos que están disponibles en el mercado. Distintos tipos, calidades y funciones accesorias hacen que instrumentos de medición diseñados para medir la misma cantidad pueden tener diferencias de precio en razón 1:50.

### 3.2.2 Mediciones e instrumentación

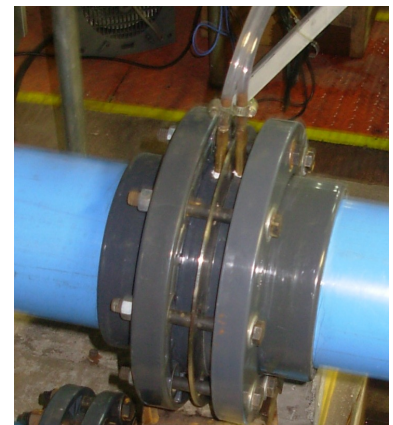
Los siguientes títulos resumen las mediciones requeridas para realizar las pruebas a la turbina hidráulica de este trabajo y los instrumentos utilizados para ello.

#### Medición de caudal

En este trabajo el caudal ha sido medido con una placa orificio instalada aproximadamente 10 diámetros aguas arriba de la válvula mariposa (ver figura 3.3). La tabla 3.2 resume las dimensiones de la placa orificio, que ha sido fabricada en acero inoxidable A316.

Dimensión	valor
$e$	1 [mm]
$E$	3 [mm]
$d$	98 [mm]
$\beta = d/D$	0,65

**Tabla 3.2:** Dimensiones de la placa orificio instalada en el laboratorio de pruebas.



**Figura 3.10:** Placa orificio instalada con tomas de presión en los bordes. [Elaboración propia]

## Medición de presión

En este trabajo es necesario medir presión por dos motivos: el primero es conocer presión total (la suma de las presiones dinámica y estática) y así inferir la altura neta equivalente que percibe la turbina, y el segundo es medir el caudal a través de la medición de la presión diferencial que genera la placa orificio al estrangular el flujo.

► **Medición de presión total para determinar la altura neta equivalente  $H_n$ .**

Para determinar la altura neta equivalente en este trabajo se utilizó tubos de *Pitot* conectados a manómetros, para medir la componente de presión total (ver sec. 2.5).

Las mediciones de presión total se hacen en dos puntos: aguas arriba y aguas abajo de la válvula mariposa principal. Con ello se obtiene la pérdida de presión que produce la válvula mariposa principal.

► **Medición de presión diferencial en placa orificio para cálculo de caudal.**

Para determinar la presión diferencial que produce la placa orificio, se instalaron 2 tomas de presión, una aguas arriba y otra aguas abajo de la placa orificio, conectadas a un tubo en 'U' de columnas de mercurio. Así, al medir una diferencia de altura  $h_{Hg}$  entre las dos columnas de mercurio, se determina una diferencia de presión entre las tomas instaladas en la placa orificio, y utilizando la ecuación 2.5.1 se determina el caudal.



Figura 3.11: Tubo de pitot utilizado para la medición de altura neta equivalente. [Elaboración propia]

## Potencia hidráulica

Tal como se ha dicho en la sección 2.1.2, la potencia hidráulica de un flujo está dado por la densidad del agua  $\rho$  y la aceleración de gravedad  $g$ , en lo relativo a las condiciones del lugar, y

por la presión (o altura neta equivalente) y el caudal del flujo, en lo relativo a las características particulares del recurso hídrico, de acuerdo con la ecuación 2.1.1.

De tal forma, las mediciones de potencia hidráulica realizadas en este trabajo están supeditadas, en lo relativo al recurso hídrico, a las mediciones de caudal y de altura neta equivalente. Se ha medido además, haciendo uso de un termopar, la temperatura del agua para determinar su densidad. Se ha usado el valor de la aceleración de gravedad  $g = 9,803 [m/s^2]$ .

### Mediciones eléctricas

En este trabajo, se requiere hacer mediciones eléctricas para determinar:

- ▶ La potencia eléctrica,  $P_E$  entregada por el generador.
- ▶ La frecuencia de la corriente eléctrica. Esta medición permite conocer directamente el número de revoluciones por minuto de la turbina,  $n$  (eq. 2.4.1).
- ▶ El voltaje fase-neutro en cada una de las tres fases del generador.



Las mediciones señaladas han sido realizadas con un osciloscopio portátil Hioki modelo 3196 (figura 3.12), que entrega el valor de las variables mencionadas arriba para cada una de las tres fases del generador.

**Figura 3.12:** Osciloscopio portátil Hioki modelo 3196.  
[www.testequipmentconnection.com/14778/Hioki\_3196.php]

### 3.2.3 Sistemas de adquisición de datos

En este trabajo no se contó con ningún tipo de automatización para la toma de datos. Todos los datos fueron registrados, punto a punto, a partir de la lectura directa de los instrumentos.



### 3.3 Ensayos

---

En esta sección se explica de qué manera se realizaron los ensayos que permitieron dar con los objetivos de este trabajo de título. Específicamente, se explica los ensayos y la metodología utilizada para cumplir con los objetivos específicos 2, 3 y 4. Para lograrlo, ha sido necesario:

- ▶ obtener el diagrama de explotación  $H_{n1} = H_{n1}(Q)^2$  con curvas de isorendimiento e isopotencia (a  $n = 1500$  [r.p.m.]),
- ▶ obtener las pérdidas de la válvula mariposa principal para distintos caudales y aperturas.

#### 3.3.1 Medición de un punto de operación $\{Q, H_{n1}\}$

Se desea conocer las prestaciones mecánicas e hidráulicas que tienen la turbina tipo *Turgo*, el generador eléctrico y las válvulas mariposa. Para lograrlo, la instalación debe simular distintos recursos hídricos caracterizados por sus respectivos puntos de operación  $\{Q, H_{n1}\}$ , al tiempo que se hacen diversas mediciones.

#### Variables medidas por cada punto de operación $\{Q, H_{n1}\}$

En las tablas 3.3 y 3.4 se listan todas las variables que se midieron, **por cada punto de operación**, para lograr los objetivos de este trabajo de título. Se distingue entre variables independientes y dependientes (desde la perspectiva del cálculo y la toma de datos). Se incluyen tanto la descripción de la variable como la ecuación que la vincula con otras variables.

---

<sup>2</sup>La altura neta equivalente  $H_{n1}$  es la medida aguas arriba de válvula mariposa principal

Variable independiente	Descripción	Variables relacionadas	Ecuación
$h_{Hg}$	diferencia de altura medida entre las dos columnas de mercurio del manómetro en 'U' conectado a la placa orificio	$h, Q$	2.5.1
$a_1$	fracción de apertura de la V.M. 1	—	—
$a_2$	fracción de apertura de la V.M. 2	—	—
$p_1$	presión total aguas arriba de la V.M. 1	$H_{n1}$	2.5.7
$p_2$	presión total aguas abajo de la V.M. 1	$H_{n2}$	2.5.7
$f_{VF}$	frecuencia entregada al motor eléctrico por el variador de frecuencias	—	—
$f_{gen}$	frecuencia de la corriente eléctrica entregada por el generador	$n$	2.4.1
$V_{f-n}$	diferencia de voltaje entre las fases y el neutro del generador	—	—
$P_E^{fase}$	potencia eléctrica por fase	$P_E$	$P_E = 3 * P_E^{fase}$
$n_B$	revoluciones por minuto de la bomba centrífuga	—	—

Tabla 3.3: Variables independientes en la toma de datos.

### 3.3.2 Ensayos para obtener el Diagrama de Explotación $H_{n1} = f(Q)$

A continuación, se explica la metodología utilizada para la obtención del diagrama de explotación.

Como base, es necesario destacar que en este trabajo la toma de datos se hace *por curvas de isoapertura*, las que se definen a continuación.

#### Curvas de isoapertura

Medir una curva de isoapertura significa tomar datos en una **serie de puntos de operación**, definidos éstos por distintos valores de *r.p.m.'s* de la bomba centrífuga que simula el recurso hídrico, mientras que las aperturas de las válvulas mariposa principal y secundaria,  $a_1$  y  $a_2$ , se mantienen constantes. Con esto, lo que se hace es tomar datos en puntos de operación que, graficados en el plano  $Q - H_{n1}$ , formarán parte de la *curva característica de la red* propia de una apertura de válvulas particular y fija (sec. 2.3.2), y por lo tanto, se verán como una parábola, de acuerdo con la ecuación (2.3.9).

Variable dependiente	Descripción	Variables relacionadas	Ecuación
$Q$	Caudal	$h_{Hg}$	2.5.1
$h$	diferencia de presión en placa orificio	$h_{Hg}$	2.5.1
$H_{n1}$	altura neta equivalente medida aguas arriba de la V.M. 1	$p_1$	2.5.7
$H_{n2}$	altura neta equivalente medida aguas abajo de la V.M. 1	$p_2$	2.5.7
$v$	velocidad media del flujo dentro de la tubería	$Q$	$Q = \pi \frac{D^2}{4} v$
$C$	Coefficiente de descarga de la placa orificio	$Q$ y $h_{Hg}$	2.5.1
$\Delta H_{VM1}$	pérdida de carga en la válvula mariposa principal	$H_{n1}$ y $H_{n2}$	$H_{n1} - H_{n2}$
$\Delta P_{VM1}$	pérdida de potencia hidráulica en la válvula mariposa principal	$H_{n1}$ , $H_{n2}$ y $Q$	2.1.1
$\zeta_{VM1}$	coeficiente de pérdidas secundarias en la válvula mariposa principal	$H_{n1}$ , $H_{n2}$ y $v$	2.4.2
$n$	número de revoluciones por minuto de la turbina y el generador	$f_{gen}$	2.4.1
$P_E$	potencia eléctrica total	$P_E^{fase}$	$P_E = 3 * P_E^{fase}$
$P_{h1}$	potencia hidráulica en la tubería aguas arriba de la V.M. 1	$Q$ y $H_{n1}$	2.1.1
$P_{h2}$	potencia hidráulica en la tubería aguas abajo de la V.M. 1	$Q$ y $H_{n2}$	2.1.1
$\eta_g$	rendimiento de la micro central hidroeléctrica	$P_E$ y $P_{h1}$	$P_E / P_{h1}$

Tabla 3.4: Variables dependientes en la toma de datos.

Antes de continuar, debe recordarse que:

- (a) Las pruebas se realizaron de modo que las *condiciones de operación del generador* fueron siempre  $f_{gen} = 50 [Hz]$  y  $V_{f-n} = 220 [V]$ <sup>3</sup>.
- (b) Las cargas eléctricas disponibles en la instalación son 3 cargas idénticas, cada una conectada a una fase del generador eléctrico.
- (c) Si se mantienen las condiciones de operación señaladas en (a), la mínima potencia que es posible conectar a cada fase es  $P_E^f = 60 [W]$ , por la construcción de las cargas (sec. 3.1.5).

### Pasos para la obtención de una curva de isoapertura

Para medir una curva de isoapertura, teniendo en cuenta los tres puntos señalados arriba, se siguieron los siguientes pasos:

1. Establecer una apertura de válvulas (que **define** la curva de isoaperturas), i.e., fijar los valores de  $a_1$  y  $a_2$ .
2. Buscar la frecuencia mínima del variador de frecuencias,  $f_{VF}^{min}$ , tal que, cumpliéndose (a),  $P_E^{fase} = 60 [W]$ , que es la mínima carga señalada en el punto (c)<sup>4</sup>.
3. Con esto, se define la serie valores que tomará  $f_{VF}$  para la obtención de la curva de isoapertura. Si, por ejemplo  $f_{VF}^{min} = 32 [Hz]$ , entonces se harán pruebas en puntos de operación dados por  $f_{VF}^{min} = \{32, 33, 34, \dots, 49, 50\}$ , aumentando siempre de a 1 [Hz].
4. Cada valor de  $f_{VF}$  implica un valor de  $n_B$  y esto significa que se entregó a la turbina un punto de operación  $\{Q, H_n\}$ . En cada uno de estos puntos de operación, se hizo la toma de datos correspondiente, de acuerdo a lo explicado en la sección 3.3.1.

El diagrama de explotación completo se genera a partir de dos procesos:

- La obtención de una **serie de curvas de isoapertura** que recorra todo el rango en el que las válvulas mariposa pueden operar.
- El cálculo de curvas de isorendimiento e isopotencia

<sup>3</sup>salvo que se quisiera medir potencias eléctricas que superaran levemente la potencia nominal de la carga eléctrica, en cuyo caso se mantuvo  $f_{gen} = 50 [Hz]$ , pero se permitió valores de  $V_{f-n} \lesssim 240 [V]$ .

<sup>4</sup>Para fijar correctamente los valores de  $f_{VF}$ ,  $f_{gen}$  y  $V_{f-n}$ , se debe recurrir a ajustar la *corriente de campo* del generador, lo que en este trabajo se hizo de manera 'manual' (variando el voltaje de campo con un dispositivo *ad-hoc*).

## Metodología de cálculo de curvas de isorendimiento e isopotencia

Haber obtenido todos los datos correspondientes al conjunto de curvas de isoapertura no es suficiente para poder generar las curvas de isorendimiento e isopotencia. La razón: al tomar datos utilizando la metodología explicada se obtiene un conjunto de diversos valores de potencia eléctrica e hidráulica que se traducen en diversos valores de  $\eta_g$ . Es rarísimo encontrar entre aquellos 'diversos valores' dos o más que sean iguales, de manera que trazar una curva de isorendimientos e isopotencias no será factible con los datos iniciales.

*Nota: la siguiente explicación es válida tanto para el cálculo de isorendimientos como de isopotencias o isoalturas<sup>5</sup>.*

La solución ideada para este trabajo de título consiste en hacer una interpolación para calcular cuál punto de operación  $\{Q, H_n\}$  **que pertenece a cierta curva de isoapertura** tiene un valor de rendimiento buscado (por ejemplo,  $\eta_g = 0,5$ ). Esta búsqueda se hizo para cada una de las curvas de isoapertura, de manera que se encuentran, a priori, uno o más *puntos interpolados* para cada curva de isoapertura. Todos los puntos interpolados con un valor dado de rendimiento conforman la respectiva curva de isorendimiento.

### Cálculo de un punto interpolado

Se explica a continuación un ejemplo cálculo de un punto de una curva de isorendimiento, a través del método de **interpolación lineal** utilizado en este trabajo.

Se desea calcular el punto de operación  $\{Q^*, H^*\}$  que pertenece a la curva de isoapertura definida por  $a_1 = 1$  y  $a_2 = 0$  (válvula principal abierta y válvula secundaria cerrada) y que tiene un rendimiento  $\eta_g = 0,3$ .

Se buscan los puntos de operación  $\{Q_-, H_-\}$  y  $\{Q_+, H_+\}$  pertenecientes ambos a esta curva de isoapertura tales que el rendimiento global en  $\{Q_-, H_-\}$  es  $\eta_g^- = 0,29$  y en  $\{Q_+, H_+\}$ ,  $\eta_g^+ = 0,33$ . Además, se verifica que estos dos puntos son consecutivos, es decir, no se midió ningún otro punto de operación perteneciente a la misma curva de isoapertura que tenga un rendimiento entre 0,29 y 0,33.

Para calcular el punto interpolado  $\{Q^*, H^*\}$  que tenga rendimiento  $\eta_g^* = 0,3$  se procede como sigue:

---

<sup>5</sup>Podría ser deseable graficar una curva de isoaltura en el plano  $Q - P_E$ , y esto se puede lograr con un método de cálculo análogo al explicado para calcular los isorendimientos.

1. Se calcula el valor  $\alpha_{\eta_g}$  que corresponde a la fracción siguiente:

$$\alpha_{\eta_g} = \frac{\eta_g^* - \eta_g^-}{\eta_g^+ - \eta_g^-} = \frac{0,3 - 0,29}{0,33 - 0,29} \quad (3.3.1)$$

2. Se calcula el punto interpolado de la siguiente forma:

$$Q^* = Q_- + \alpha_{\eta_g}(Q_+ - Q_-) \quad (3.3.2)$$

$$H^* = H_- + \alpha_{\eta_g}(H_+ - H_-) \quad (3.3.3)$$

### Procesamiento de datos

- ▶ En este trabajo, los cálculos de puntos interpolados se han realizado con el software *Microsoft Excel*.
- ▶ Para calcular los valores de caudal a partir de las diferencias de altura medida en la columna de mercurio en 'U' se debe utilizar la ecuación 2.5.1. Dado que el coeficiente de descarga,  $C$ , también depende de  $Q$ , la ecuación 2.5.1 resulta en una ecuación trascendental. Para resolver esta ecuación, se utilizó una rutina en el software *MATLAB*.

## RESULTADOS Y ANÁLISIS DE LOS ENSAYOS

**A**ntes de presentar los diagramas de explotación de la turbina *Turgo* es importante revisar algunos resultados generales. Esto con el objeto de establecer las nociones básicas de funcionamiento de esta turbina en particular, que permitan una comprensión acabada del conjunto de resultados. Entre otras cosas se muestra la totalidad de puntos de operación medidos y su disposición en el plano  $Q - H_{n1}$ .

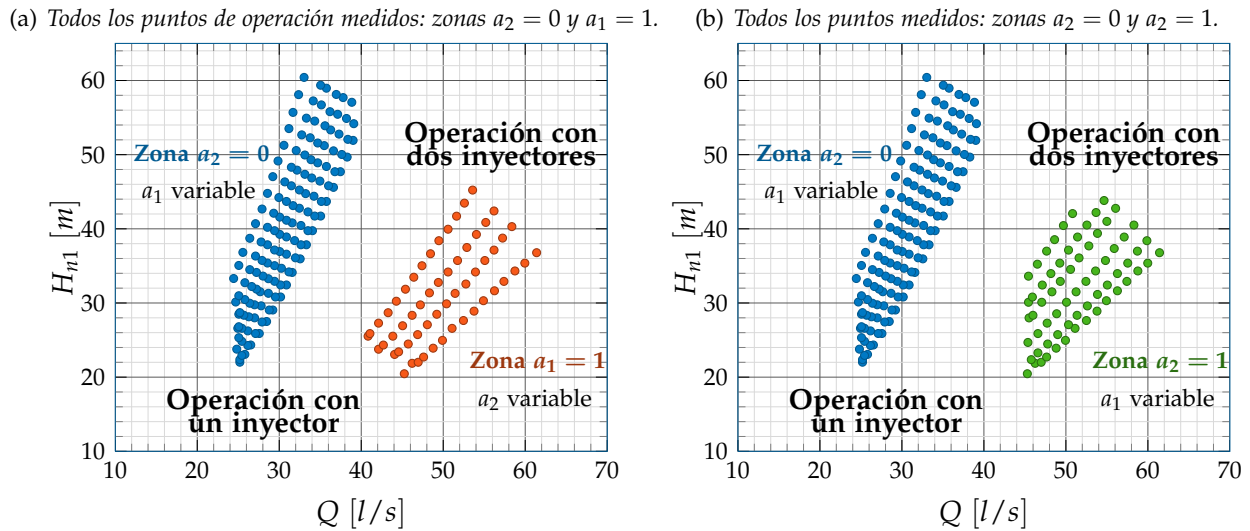
### 4.1 Resultados generales

---

#### 4.1.1 Zonas de operación

Los gráficos que se presentan en la figura 4.1, contienen todos los puntos de operación medidos a partir de los cuales se obtuvo la totalidad de los resultados.

Tal como se explicó en el capítulo de metodología de ensayos, los ensayos se organizaron a partir



**Figura 4.1:** Zonas de operación con uno y dos inyectores según configuración de apertura de válvulas. Se destaca que hay dos alternativas para la zona de operación con dos inyectores: fijar  $a_1 = 1$  o  $a_2 = 1$ .

del concepto de curvas de isoapertura. Los parámetros de apertura de las válvulas mariposa principal y secundaria, tal como han sido definidos en 2.2.1, son  $a_1$  y  $a_2$ .

La forma en que los puntos medidos están distribuidos en el plano  $Q - H_{n1}$  nos conduce, *a posteriori*, a definir dos zonas de operación, que se han destacado en la figura 4.1. La definición se hace en función de los parámetros de apertura de válvulas,  $a_1$  y  $a_2$ , como sigue:

► **Zona de operación con un inyector.**

Lograr que la turbina opere en esta zona requiere que la V.M. 2 esté totalmente cerrada. Es decir, todos los puntos que pertenecen a esta zona corresponden a curvas de isoapertura con  $a_2 = 0$  y  $a_1 \neq 0$ . Por ello, también es denominada ‘zona  $a_2 = 0$ ’.

► **Zona de operación con dos inyectores.**

Esta zona abarca los puntos de operación  $\{Q, H_{n1}\}$  que puede recibir la turbina cuando ambas válvulas están abiertas, ya sea parcial o totalmente. Esta zona queda definida entonces, con dos alternativas:

▷  $a_1 = 1$  y  $a_2 \in (0, 1]$ . De aquí que se denomina ‘zona  $a_1 = 1$ ’.

▷  $a_2 = 1$  y  $a_1 \in (0, 1]$ . De aquí que se denomina ‘zona  $a_2 = 1$ ’.

Se hace remarca en que las zonas  $a_1 = 1$  y  $a_2 = 1$  recién definidas corresponden a la misma *zona de operación con dos inyectores*, pero recorridas de distinta forma (variando las



aperturas de válvula de distinta manera) y, lo más importante de todo, con diferencias en cuanto a potencia eléctrica generada y, por lo tanto, con diferencias en rendimiento.

#### 4.1.2 Panorama de potencias hidráulicas

Esta sección se ha incluido con el único objeto de ubicar todos los puntos de operación medidos en relación con la potencia hidráulica que tienen asociada (calculadas en base a la ecuación 2.1.1 y considerando un valor de  $\gamma = \rho g = 9800 \left[\frac{kg}{m^2s^2}\right]$ ). En la figura 4.2 se observa que en los ensayos se simularon recursos hídricos que, medidos aguas arriba de la válvula mariposa, transportan potencias hidráulicas que van desde 5 a 25 [kW] aproximadamente. Sin pérdida de generalidad, para la zona de operación con dos inyectores sólo se han graficado sólo los puntos correspondientes a la zona  $a_2 = 1$ .

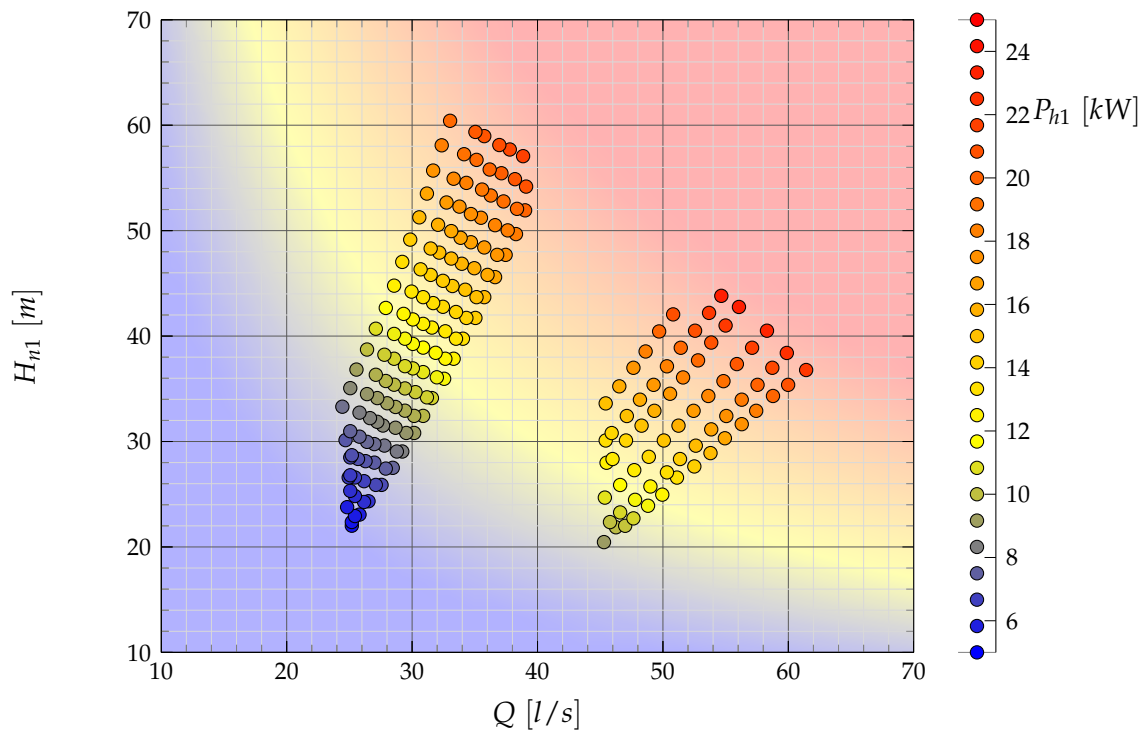


Figura 4.2: Panorama de la potencia hidráulica en las zonas  $a_2 = 0$  y  $a_2 = 1$ .

### 4.1.3 Zonas de operación no aptas para utilizar la microcentral

En esta sección se explica un resultado que es de enorme importancia a la hora de determinar en qué recursos hídricos, en la práctica, se podría instalar la turbina. Al ver los gráficos de la figura 4.1, surgen las siguientes preguntas:

*¿Por qué las zonas de operación no abarcan todo el plano  $Q - H_{n1}$ ? ¿Por qué las zonas de operación con uno y dos inyectores no son adyacentes sino que dejan una zona intermedia 'en blanco'? ¿Por qué no hay puntos medidos en zonas de menor potencia hidráulica, es decir, para  $Q$  y  $H_{n1}$  pequeños?.*

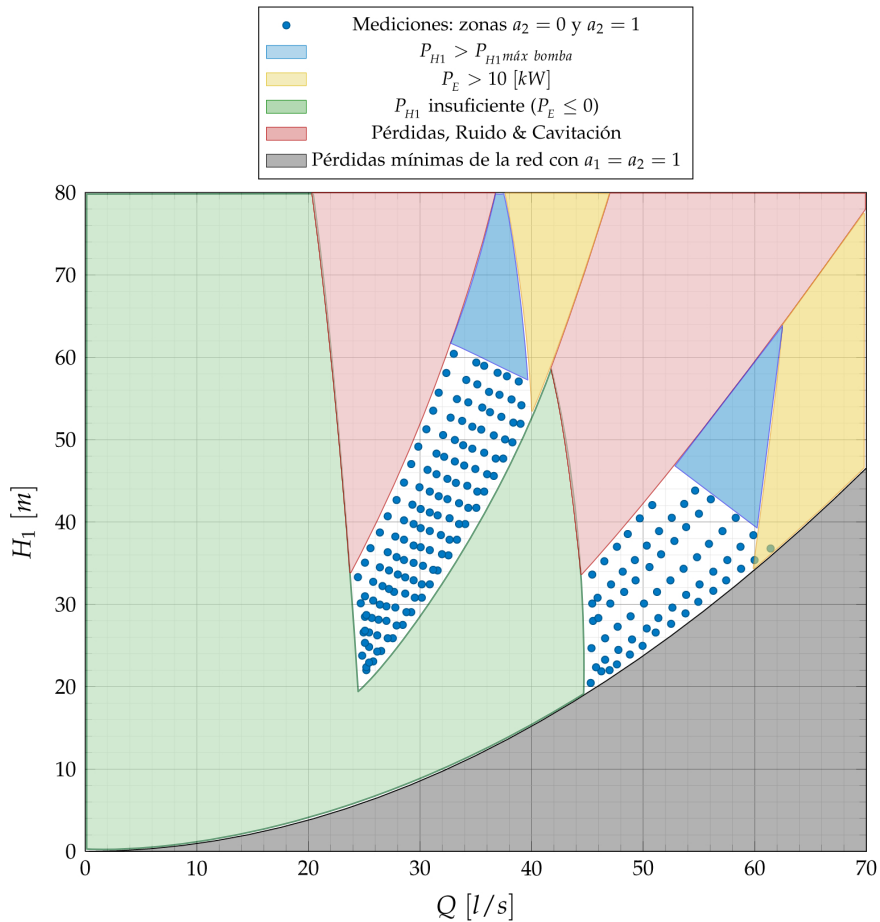


Figura 4.3: Zonas no aptas para utilizar la microcentral. Los límites de cada zona son tentativos.

Para dar respuesta a las preguntas anteriores, en la figura 4.3 se distinguen cinco zonas<sup>1</sup>. La primera corresponde a la zona efectivamente apta o utilizable (● + ) en la cual están todos los puntos de operación medidos (operación con uno y dos inyectores) además de aquella zona de puntos que podrían ser utilizados pero que tienen potencias hidráulicas que la bomba centrífuga del laboratorio no es capaz de administrar. Las otras cuatro (4) se explican a continuación:

1. **Zona no apta por potencia eléctrica excesiva** (). Debe cuidarse que el generador no esté tiempos prolongados por sobre su potencia nominal. Esto significa que la potencia hidráulica no debe ser tal que la generación exceda los 10 [kW] nominales del generador por tiempos prolongados. En esta instalación se midió potencias algo mayores ( $\sim 11$  [kW]), pero sólo por tiempos cortos.
2. **Zona no apta por potencia hidráulica insuficiente** (). La potencia hidráulica correspondiente a un recurso hídrico con un punto de operación  $\{Q, H_{n1}\}$  que pertenece a esta zona no permite que el generador, trabajando en las *condiciones de operación del generador* descritas en la sección 3.3.2 (a), genere una potencia eléctrica igual o mayor a la mínima potencia eléctrica de las cargas eléctricas del laboratorio,  $P_E^{fase} = 60$  [W]. Es decir, este límite inferior corresponde a una curva de isopotencia eléctrica de 180 [W].
3. **Zona no apta por pérdidas altas, ruido y posible cavitación** (). La operación en estas zonas sólo se puede lograr cuando las válvulas mariposa se encuentran casi cerradas. Por lo mismo, las pérdidas de carga que se generan son enormes. Además, se perciben fuertes ruidos y posiblemente hay presencia de cavitación<sup>2</sup>. Consecuentemente el rendimiento global y la potencia eléctrica son muy bajos. Por esto es que se han considerado como zonas no aptas para utilizar la microcentral, pues constituyen una zona en la que no sólo se desaprovecha el recurso hídrico sino que también se dañan, tarde o temprano, las válvulas mariposa y los circuitos hidráulicos.

**Este resultado permite sacar una conclusión de relevancia:** una de las desventajas de utilizar válvulas mariposa para regular caudal es que la zona apta o utilizable de la microcentral (en el plano  $Q - H_{n1}$ ) se ve disminuida. En contraste, si se utilizara válvulas de aguja para regular caudal, probablemente esta zona abarcaría una parte muy pequeña, si no despreciable, del plano  $Q - H_{n1}$ . La válvula de aguja, al cerrarse, también modifica

<sup>1</sup>Los límites de cada zona son tentativos, ya que no se han realizado mediciones en estas zonas.

<sup>2</sup>En este trabajo no se *midió* la cavitación producida por en las válvulas mariposa: las señales de cavitación sólo fueron deducidas a partir de los fuertes (y particulares) ruidos producidos en la tubería inmediatamente aguas abajo de las válvulas mariposa.

la curva característica de la red (acercándola hacia el eje de ordenadas,  $H_{n1}$ ) pero lo hace porque disminuye el diámetro de paso, no porque aumenten mucho las pérdidas.

4. **Zona no apta por pérdidas del circuito hidráulico** (■). Las pérdidas de carga del circuito hidráulico son mínimas para la curva de isoaperturas  $a_1 = 1$  y  $a_2 = 1$ , es decir, válvulas mariposa totalmente abiertas. Esta curva determina, para cada altura neta equivalente, el máximo caudal que podrá entregarse a la turbina y, por lo tanto, *inutiliza* toda la zona de caudales mayores a los definidos por esa curva de isoapertura, ya que no es posible disminuir aún más las pérdidas del circuito hidráulico.

## 4.2 Diagramas de explotación

---

El diagrama de explotación que se presenta en esta sección constituye, sin dudas, el resultado más importante de este trabajo de título. Por una parte, constituye por sí mismo la realización del segundo de los cuatro objetivos específicos de este trabajo al mismo tiempo que permite responder de manera sustantiva al tercer y cuarto objetivo.

Las figuras 4.4 y 4.5 presentan los diagramas de explotación obtenidos a través de los ensayos. Ambos muestran los resultados para la zona de operación con un inyector (ver subsec. 4.1.1). La zona  $a_2 = 1$  se presenta sólo en la figura 4.4 y la zona  $a_1 = 1$  se presenta sólo en la figura 4.5.

Ambos diagramas incluyen:

- ▶ Curvas de isopotencia eléctrica,  $P_E$ .
- ▶ Curvas de isorendimiento global,  $\eta_g$ .
- ▶ Curvas de isoapertura de válvulas.
- ▶ Los puntos de máxima potencia eléctrica.
- ▶ Los puntos de máximo rendimiento global.

Los límites de ocupación del plano hidráulico  $Q - H_{n1}$  por parte las curvas del diagrama son explicados en la sección 4.1.3. En las siguientes secciones, se destacan los resultados que se pueden obtener *a partir* del diagrama de explotación.

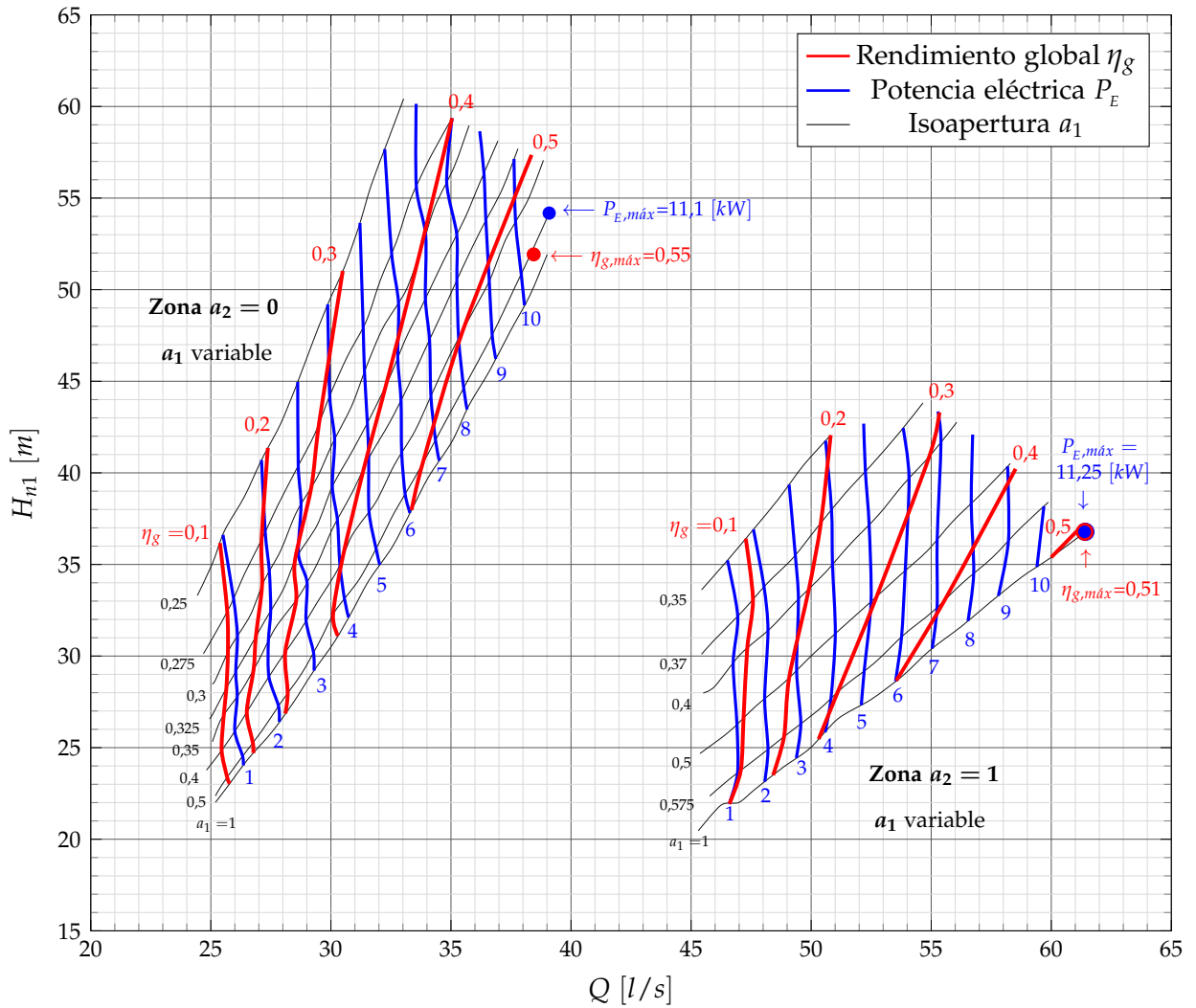


Figura 4.4: Diagrama de explotación con curvas de isorendimiento  $\eta_g$  e isopotencia eléctrica  $P_E$  con la zona de operación con un inyector y la zona  $a_2 = 1$  (definida en 4.1.1).

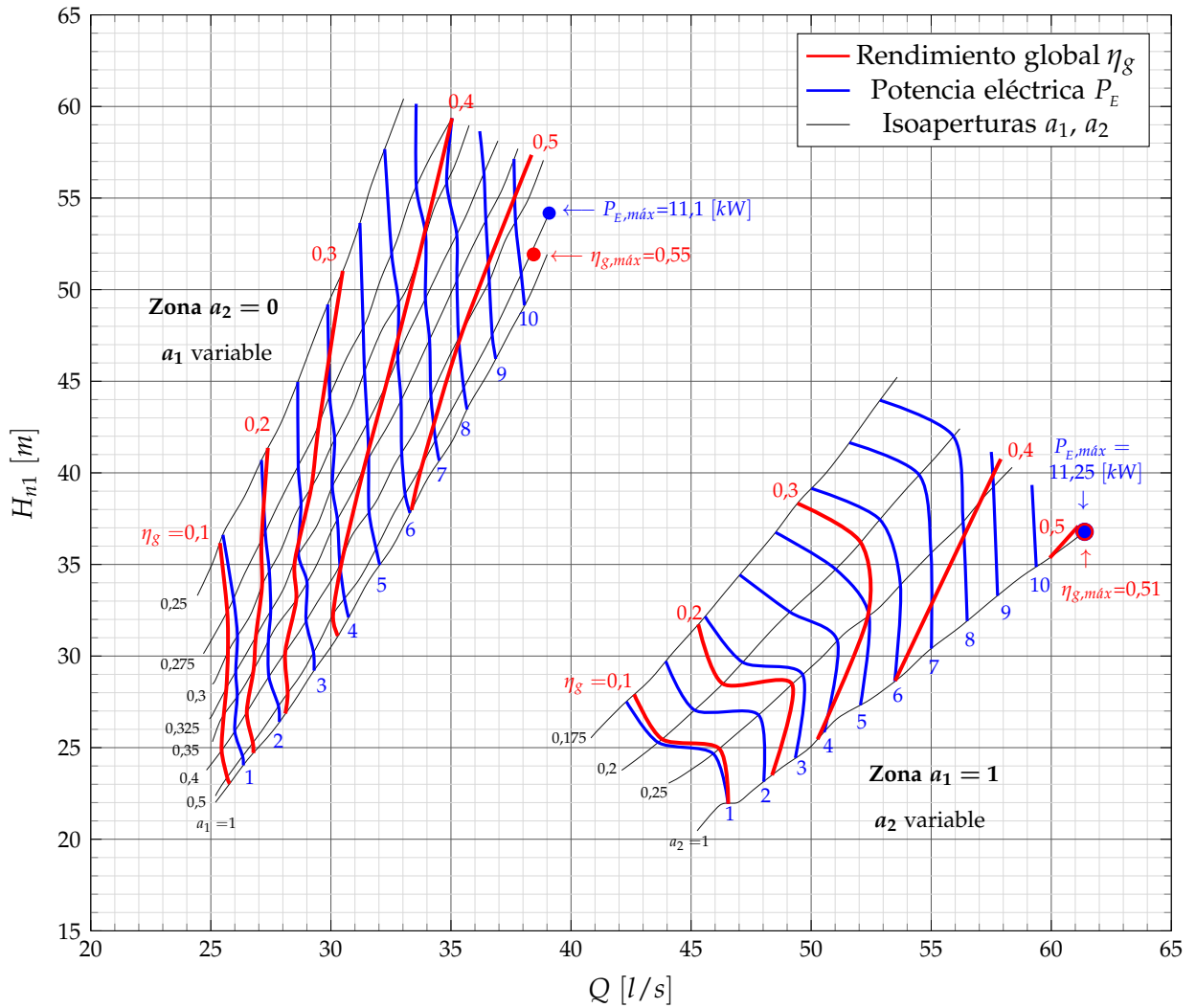


Figura 4.5: Diagrama de explotación con curvas de isorendimiento  $\eta_g$  e isotencia eléctrica  $P_E$  con la zona de operación con un inyector y la zona  $a_1 = 1$  (definida en sec. 4.1.1).

### 4.2.1 Puntos de operación de rendimiento global y potencia eléctrica máximos

El primer resultado significativo que se destaca en este trabajo es la determinación de los puntos de máximo rendimiento global,  $\eta_{g,máx}$ , y de máxima potencia eléctrica,  $P_E$ , que son señalados en los diagramas de explotación. Por ser pertinente, son separados en la zona de operación en la que se encuentran, tal como muestra la tabla 4.1.

	$\eta_{g,máx}$	$P_E$ [kW]	$Q$ [l/s]	$H_{n1}$ [m]
Zona caudales bajos	0,55	10,76	38,4	51,9
Zona caudales altos	0,508	11,25	61,4	36,8
	$P_{E,máx}$ [kW]	$\eta_g$	$Q$ [l/s]	$H_{n1}$ [m]
Zona caudales bajos	11,1	0,535	39,1	54,2
Zona caudales altos	11,25	0,508	61,4	36,8

**Tabla 4.1:** Puntos de operación de rendimiento global máximo y potencia eléctrica máxima según la zona de operación.

Se destaca que los puntos señalados en las tablas 4.1 son los *máximos medidos*, es decir, que sin las limitaciones del laboratorio (particularmente las referidas a la máxima potencia hidráulica que entrega la bomba) eventualmente podrían medirse potencias eléctricas y rendimientos mayores. De cualquier forma, la potencia nominal del generador es de 10 [kW], por lo que haber medido los máximos de potencia cerca de 11 [kW] es sin duda suficiente para tener una imagen completa de la operación de la turbina y generador en su conjunto.

### 4.2.2 Punto de operación para la potencia nominal del generador, $P_E = 10$ [kW]

Acá se presenta un resultado de considerable importancia: de la tabla 4.2 se observa que hay una diferencia sustancial entre lo que dice el fabricante comparado con lo que se midió en el laboratorio de pruebas con respecto al punto nominal de operación de la microcentral, para el cual la potencia de generación (eléctrica) es la nominal del generador,  $P_E = 10$  [kW] (operando a 220 [V] y 50 [Hz]).

	$Q$ [l/s]	$H_{n1}$ [m]	$\eta_{g,nominal}$
Punto de operación nominal según fabricante	50	34	0,6
Punto de operación nominal según mediciones	59,4	34,9	0,493

**Tabla 4.2:** Comparación entre punto nominal de operación ( $P_E = 10$  [kW]) entregado por el fabricante y el medido en el laboratorio de pruebas.

En lo que concierne a la altura neta equivalente requerida para obtener la potencia nominal  $P_E = 10 [kW]$ , los datos de la tabla 4.2 no muestran una diferencia grande entre la información entregada por el fabricante y las mediciones en el laboratorio. Pero, de toda evidencia, en cuanto al caudal hay una diferencia demasiado importante que no pasa desapercibida:

$$\Delta Q_{nominal} \approx 10 [l/s] \quad \text{y} \quad \Delta \eta_{g,nominal} \approx 10 \%$$

Por otra parte, el diagrama de explotación muestra que la potencia de generación eléctrica  $P_E = 10 [kW]$  también puede alcanzarse en la zona de operación con un inyector, información que el fabricante omite. Los puntos de operación que permiten esta potencia de generación son  $Q = 38,1 [l/s]$  y  $H_{n1} = 49,1 [m]$ . Es ciertamente destacable que el rendimiento global que logra la microcentral para éste punto de operación es  $\eta_g = 0,546$ , lo que supera el rendimiento global del punto de operación nominal en la zona de operación con dos inyectores.

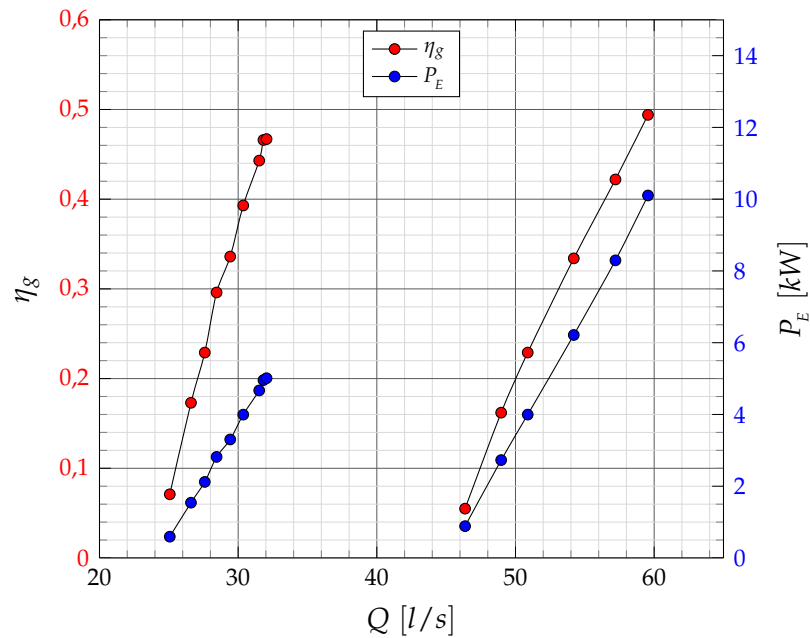
Además, los datos de las tablas 4.1 y 4.2 indican que el rendimiento global es mayor para  $P_E \approx 11 [kW]$  que para  $P_E = 10 [kW]$ . Esto ocurre en ambas zonas de operación. La conclusión es que, en términos de diseño, parece más razonable acoplar a esta turbina un generador de potencia nominal  $P_E \approx 11 [kW]$  que uno de  $P_E \approx 10 [kW]$ . De cualquier forma, es posible que este tipo de elecciones, tratándose de turbinas para microgeneración, sean más económicas que técnicas (por ejemplo, que exista una amplia oferta de generadores de  $10 [kW]$  en el mercado y no así de  $11 [kW]$ ).

### 4.2.3 Curvas de rendimiento global y potencia eléctrica en función del caudal $Q$ para altura neta equivalente $H_{n1}$ fija

En cuanto a la operación de la microcentral en un recurso hídrico particular, probablemente las curvas más importantes que se pueden **extraer** del diagrama de explotación son las curvas de rendimiento y potencia eléctrica para una altura neta equivalente,  $H_{n1}$ , fija. La figura 4.6 muestra estas curvas para un caso particular,  $H_{n1} = 35 [m]$ . Se han graficado las zonas  $a_2 = 0$  (un inyector) y, sin pérdida de generalidad, se ha graficado sólo la zona  $a_2 = 1$  en la zona de operación con dos inyectores. Este gráfico (fig. 4.6), es representativo de los gráficos  $\eta_g, P_E$  vs  $Q$  para todos los valores de  $H_{n1}$  abarcados por el diagrama de explotación en cuanto a la forma creciente de las curvas  $\eta_g$  y  $P_E$  con respecto a  $Q$ .

Este resultado tiene un impacto de gran importancia en cuanto al diagnóstico que se puede ha-





**Figura 4.6:**  $Q$  vs  $\eta_g$  y  $Q$  vs  $P_E$  para una altura neta equivalente  $H_{n1} = 35$  [m]. Se muestra sólo la zona  $a_2 = 1$  para la zona de operación con dos inyectores.

cer sobre el diseño de la microcentral, particularmente la turbina *Turgo*. En todo tipo de turbinas hidráulicas, **para una altura neta equivalente fija**, la curva  $\eta_g$  vs  $Q$  tiene un máximo para  $\eta_g$ , que es, lógicamente, llamado caudal de diseño. Los valores máximos de  $\eta_g$  en la figura 4.6 definitivamente no son los máximos de la turbina. La turbina debe tener un máximo rendimiento para que luego éste comience a decaer. Al revisar el diagrama de explotación (fig. 4.4), se puede confirmar que los puntos de máximo rendimiento global de la figura 4.6 pertenecen a las **curvas de isoapertura máxima** de cada zona de operación (uno y dos inyectores), esto es, las curvas de isoaperturas  $(a_1, a_2) = (1, 0)$  en el caso de la zona de operación con un inyector, y  $(a_1, a_2) = (1, 1)$  en el caso de operación con dos inyectores.

Las curvas de isoapertura mencionadas en el párrafo anterior corresponden a la curva de isoapertura de pérdidas **mínimas** y, tal como se ha dicho en la sección 4.1.3, para una altura neta equivalente fija, no es posible operar con caudales mayores. La conclusión es que los inyectores, por generar muchas pérdidas de carga o por tener un diámetro menor que el necesario, restringen el paso del agua y no permiten que la turbina opere, para una altura fija, en zonas de operación con caudales mayores **en las que el rendimiento global debería aumentar hasta llegar a un máximo**. Esto puede ocurrir, hasta donde el autor logra entender, por dos razones: 1.- que la terminación interna de los inyectores sea tan mala que genere las pérdidas mencionadas,

y 2.- que el diámetro de los inyectores no sea el adecuado para el rodete, sino menor, y por lo tanto, se trate de un diseño perfectible de los inyectores.

### 4.3 Válvulas mariposa para regulación de caudal

---

Los resultados que permiten describir el funcionamiento de la válvula mariposa principal se muestran en las siguientes subsecciones. En las primeras dos, se cuantifica y describe la regulación de caudal en términos de apertura de válvula, caudal y altura neta equivalente. En las dos siguientes, se analiza el efecto de la apertura de las pérdidas de carga y cavitación debido a la válvula mariposa principal.

#### 4.3.1 Zona de operación con dos inyectores: regulación con válvula mariposa principal o secundaria y efectos en rendimiento global y potencia eléctrica.

Este resultado se extrae del diagrama de explotación. Se expone acá en una sección aparte por su determinante impacto en las decisiones que refieren a la motorización de las válvulas mariposa.

Lo que sigue refiere a la operación de la microcentral en la zona de operación con dos inyectores (ver sec. 4.1.1). Tal como se ha indicado en la sección de los alcances de este trabajo de título, la operación con dos inyectores siempre se realizó con una válvula abierta y la otra regulando, es decir, con aperturas parciales. No se realizaron pruebas con ambas válvulas posicionadas en aperturas parciales.

El aspecto a dilucidar aquí a partir de los resultados es cuál válvula conviene dejar totalmente abierta, y cuál regulando.

La figura 4.7 responde de manera clara a esta pregunta.

Los resultados son claros, pero es razonable separar los análisis en dos niveles de profundidad:

- **Análisis general:** comparativamente, se produce una merma en el rendimiento global y en la potencia eléctrica si se hace la regulación de caudal variando la válvula mariposa principal (variando  $a_1$ ) y dejando la válvula mariposa secundaria completamente abierta. Esto ocurre prácticamente en toda la zona en que se hace la comparación.

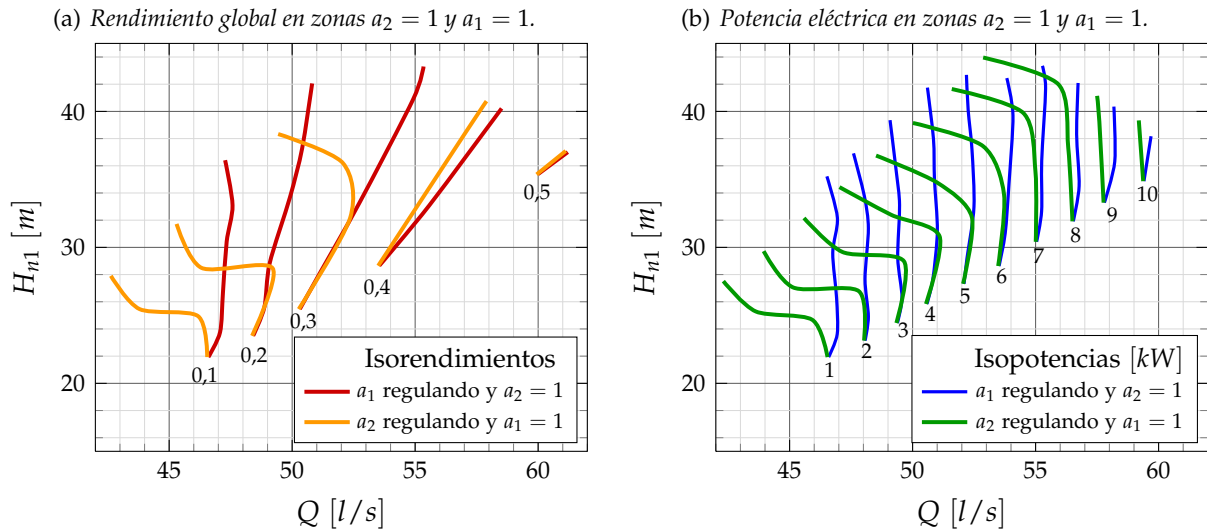


Figura 4.7: Zona de operación con dos inyectores: comparación entre variar válvula mariposa principal o la válvula mariposa secundaria y los efectos en el rendimiento global (a) y la potencia eléctrica (b).

- **Análisis especial:** si se trata de tomar una decisión (por ejemplo, cuál(es) válvula(s) motorizar) debe tenerse en cuenta que: 1.- la mejora en el rendimiento y potencia que se produce al regular con la válvula mariposa secundaria sólo es sustancial cuando la apertura de la válvula llega hasta  $a_2 \sim 0,25$ . Para aperturas mayores, la diferencia es notoriamente menor, y 2.- en adición a lo anterior, la diferencia de rendimiento global y potencia eléctrica no es importante para rendimientos mayores o iguales a 0,4. Así como tampoco es sustantivo este efecto si se trata de potencias eléctricas mayores o iguales a 7 [kW] aproximadamente.

Consideraciones económicas de diversa índole, que no son tratadas en este trabajo de título, podrían indicar que aún cuando, en términos generales, el rendimiento es mejor si se regula con la válvula mariposa secundaria, podría ser suficiente motorizar sólo la válvula mariposa principal, y regular caudal con ésta, manteniendo abierta la válvula secundaria. Esto tomando en cuenta el análisis especial anterior: dado que es deseable que la microcentral funcione **la mayor cantidad de tiempo posible** en los puntos de operación de mayor rendimiento global y potencia eléctrica, entonces durante la mayor cantidad de tiempo será poco importante la merma relativa estudiada en esta sección si se regula con la válvula principal.

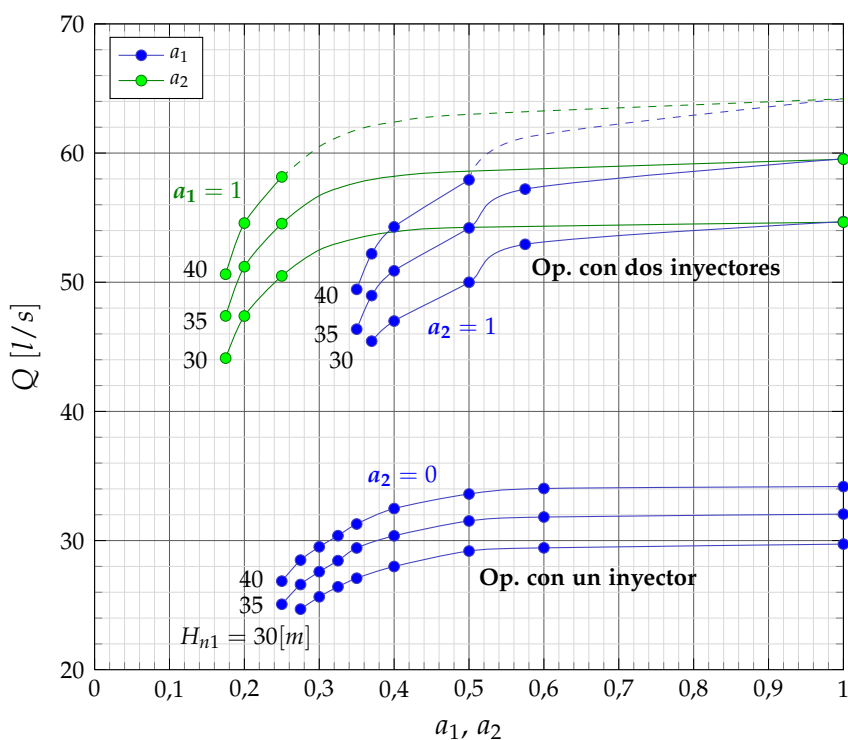
Los elementos aportados llevan al autor a recomendar la motorización y consecuente regulación de caudal con la válvula mariposa principal, manteniendo totalmente abierta o totalmente

cerrada la válvula mariposa secundaria.

La decisión eventual de regular con la válvula mariposa principal es reforzada por los resultados que se exponen a continuación.

### 4.3.2 Caudal vs apertura de válvulas para una altura neta equivalente constante

En esta sección se aborda un resultado que es de gran relevancia en la medida que permite determinar cuánto se regulará el caudal al cambiar la apertura de las válvulas, si se está operando a altura neta equivalente constante.



**Figura 4.8:** Regulación de caudal: dependencia entre la apertura de las válvulas,  $a_1$  y  $a_2$ , y el caudal *turbinado*, para distintos valores de altura neta equivalente  $H_{n1}$ .

La figura 4.8 muestra la dependencia entre la apertura de las válvulas y el caudal *turbinado* para distintos valores de altura neta equivalente  $H_{n1}$ . Las curvas indican que la capacidad de regulación de las válvulas mariposa es muy limitada. Muestra de ello es que en la zona de operación con un inyector ( $a_2 = 0$ ), una apertura de la válvula mariposa principal de  $a_1 = 0,6$  prácticamente no produce variación de caudal con respecto a la apertura total. Esto es más

notorio en la válvula mariposa secundaria (zona  $a_1 = 1$ ), puesto que para una apertura de  $a_2 = 0,25$  la disminución de caudal con respecto a la apertura total es aproximadamente 4 [l/s], lo que equivale un porcentaje del caudal con válvula abierta menor a un 14 %.

### 4.3.3 Pérdidas de carga y potencia hidráulica en la válvula mariposa principal

A continuación se presentan los resultados que caracterizan la pérdida de carga de la válvula mariposa principal. En la figura 4.9 (a) se muestran las pérdidas de carga o altura neta equivalente,  $\Delta H_{VM1}$ , y las pérdidas de potencia hidráulica,  $\Delta P_{VM1} = \rho g Q \Delta H_{VM1}$ , producidas por la válvula mariposa principal para las zonas de operación con uno y dos inyectores, con  $a_2 = 1$  en la zona de operación con dos inyectores. En el gráfico de pérdidas de potencia hidráulica se indica la apertura de válvula mariposa principal,  $a_1$ .

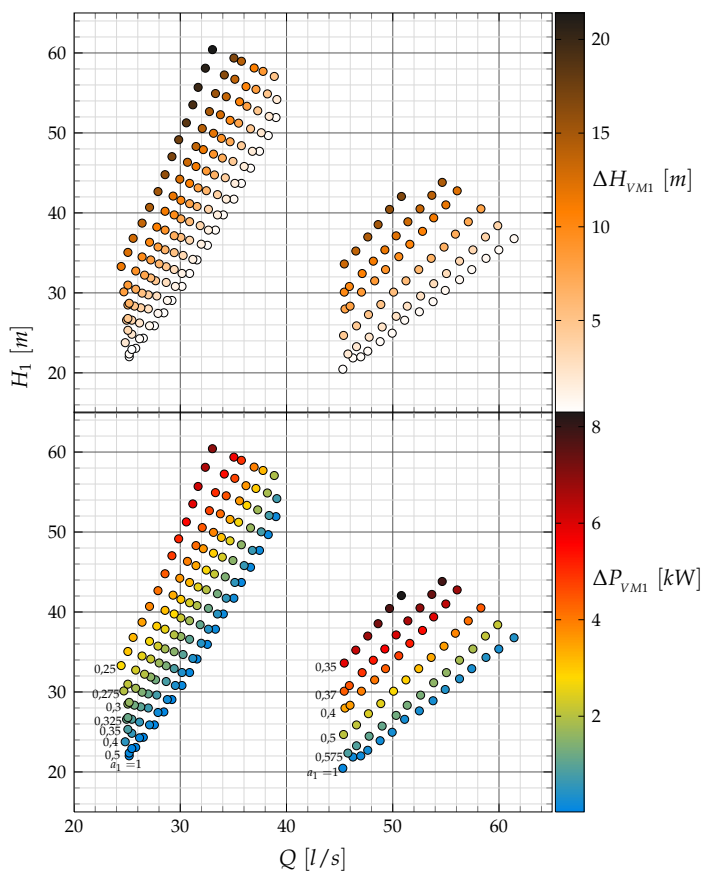
El gráfico de la figura 4.9 (b) muestra el valor del coeficiente de pérdidas secundarias, o debidas a singularidades, en función del parámetro de apertura de la válvula principal. El valor que toma la barra de error en ese gráfico corresponde a la desviación estándar de  $\zeta_{VM1}$  para una apertura en particular, puesto que para esa misma apertura se midió la pérdida de carga para distintos caudales, lo que genera en la práctica distintos valores de  $\zeta_{VM1} = \frac{2g}{\rho} \Delta H_{VM1}$ . El resultado es directamente comparable con la figura 2.13. A partir de un valor de apertura cercano a  $a_1 = 0,55$  se observa un comportamiento exponencial del coeficiente  $\zeta_{VM1}$  hacia los valores de menor apertura.

Como se aprecia en la figura 4.9 (a), en la zona de de operación con un inyector, para isoaperturas de  $a_1 = 0,325$  las pérdidas de carga y de potencia hidráulica alcanzan valores de  $\Delta H_{VM1} \sim 10$  [m] y  $\Delta P_{VM1} \sim 4$  [kW] respectivamente, mientras que las máximas pérdidas se producen, como es natural, en las menores aperturas, llegando a  $\Delta H_{VM1} \sim 20$  [m] y  $\Delta P_{VM1} \sim 7$  [kW] para  $a_1 = 0,25$ . Las pérdidas de carga en la zona de operación con dos inyectores es algo menor, llegando a un máximo cercano a  $\Delta H_{VM1} \sim 17$  [m] para  $a_1 = 0,35$ . Sin embargo en esta zona, dado que el caudal es mayor, las pérdidas de potencia hidráulica superan los 8 [kW].

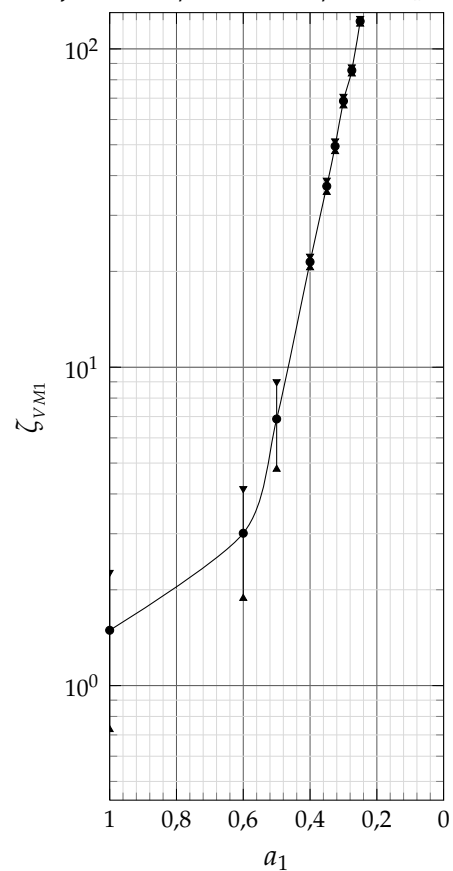
### 4.3.4 Cerrado incompleto de válvula mariposa secundaria

En el comienzo de este capítulo se explica que las mediciones realizadas pueden ser divididos en dos grupos o zonas, según su disposición en el plano  $Q - H_{n1}$ : las zonas de operación con uno y

(a) Pérdidas de carga ( $\Delta H_{VM1}$ ) y de potencia hidráulica ( $\Delta P_{VM1} = \rho g Q \Delta H_{VM1}$ ) en válvula mariposa principal. Se grafican las pérdidas en las zonas de operación con uno y dos inyectores.



(b) Coeficiente de pérdidas secundarias de la válvula mariposa principal,  $\zeta_{VM1}$ , en función del parámetro de apertura  $a_1$ .



**Figura 4.9:** (a) Pérdidas de carga ( $\Delta H_{VM1}$  [m]) y de potencia hidráulica ( $\Delta P_{VM1}$  [kW]) en válvula mariposa principal en zonas de operación con uno y dos inyectores. (b) Coeficiente de pérdidas secundarias de la válvula mariposa principal,  $\zeta_{VM1}$  (ec. 2.3.3), en función del parámetro de apertura  $a_1$ .

dos inyectores. El fenómeno que se explica en esta sección afecta sólo la zona de operación con un inyector, es decir, aquella en la que la válvula mariposa principal es la que regula caudal ( $a_1$  variable) mientras que la válvula mariposa secundaria permanece 'cerrada'.

### El problema

La rusticidad del mecanismo para variar la apertura de la V.M. 2 resultó ser un obstáculo para lograr una precisión suficiente en la apertura de la V.M 2: con el mecanismo que se puede observar en la figura 4.10 (que es el original que traía la turbina) la fracción de apertura  $a_2$  sólo puede tomar la limitada cantidad de 11 valores (0-0,1-0,2-...-0,9-1). El valor  $a_2 = 0$  es prácticamente inutilizable, puesto que es necesaria una fuerza grande y constante para mantener cerrada la válvula, ya que de lo contrario se abre sola hasta un valor de  $a_2 \approx 0,1$ . Por último, estando en una apertura fija, el mecanismo es poco fiel: permite fluctuaciones producto de fuerzas aleatorias generadas por el movimiento del agua. Con ello, el valor de  $a_2$  tiene un grado de incertidumbre importante.



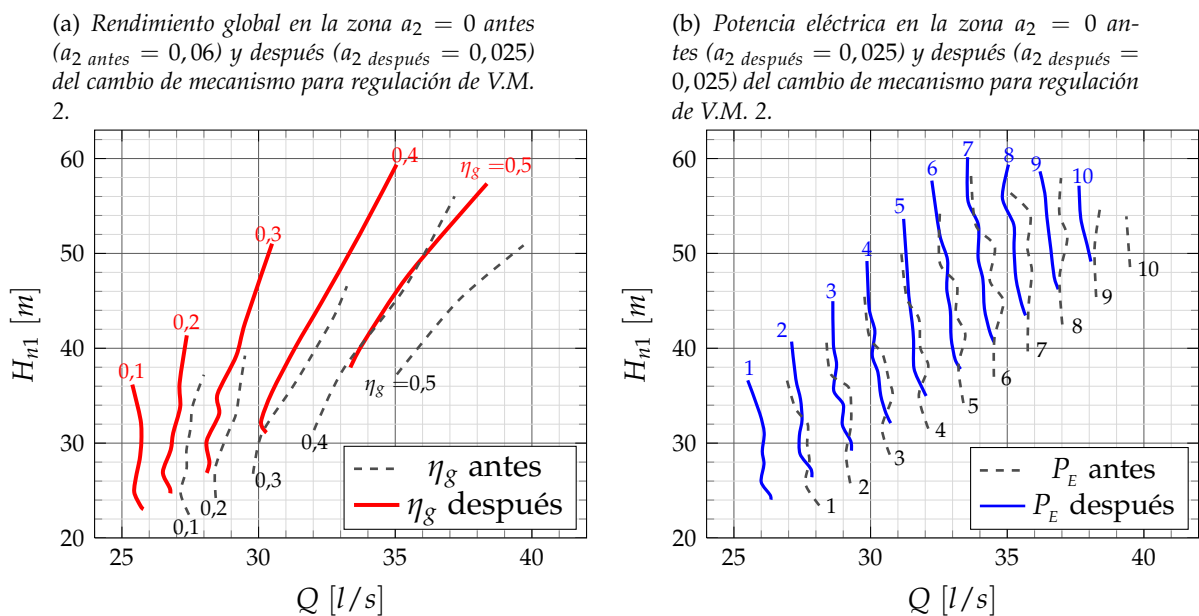
Figura 4.10: Mecanismo de regulación original para apertura de válvula mariposa secundaria.

### La solución: cambio de mecanismo para variación de $a_2$

Para lograr una mejor precisión se instaló una caja reductora tipo sinfín-corona con razón de transmisión 38:1, el eje del sinfín conectado a una manilla, y el eje de la corona conectado al eje de la válvula mariposa secundaria. Esto resultó no sólo en una excelente precisión ( $\pm 0,01$  en el rango 0-1) sino que también disminuyó la *aleatoriedad* antes mencionada del valor de  $a_2$ .

## El resultado

La figura 4.11 muestra las mediciones en la zona de operación con un inyector hechas antes y después del cambio de mecanismo de apertura de la V.M. 2. Se debe recordar que la zona de operación con un inyector se realiza manteniendo  $a_2 = 0'$ , y el problema es que la válvula nunca queda totalmente cerrada. El cambio de mecanismo permitió dejar la válvula más cerrada que lo que era posible antes del cambio. El mínimo valor que se podía lograr era  $a_{2 \text{ antes}} = 0,06$ , mientras que después del cambio se logró  $a_{2 \text{ después}} = 0,025$ .



**Figura 4.11:** Cerrado incompleto de válvula mariposa secundaria. Los gráficos muestran, para la zona de caudales bajos, el rendimiento global y la potencia eléctrica antes (a) y después (b) del cambio de mecanismo para la regulación de la apertura de la válvula mariposa secundaria.

Lo expuesto adquiere importancia mayor cuando se toma en cuenta las cantidades implicadas en la figura 4.11. La diferencia del mínimo valor de  $a_2$  antes y después del cambio de mecanismo es tan sólo  $\Delta a_2 = 0,035$  (recordar que  $a_2 \in [0, 1]$ ), mientras que las curvas de isrendimiento global y potencia eléctrica se desplazaron de tal manera que, una curva de 30% de rendimiento previo al cambio, por ejemplo, quedó donde después del cambio está una curva de rendimiento 40%. Las curvas de isopotencia se desplazan 1 [kW] aproximadamente.

Todo esto significa que cerrar bien la válvula mariposa secundaria puede significar un aumento



de potencia eléctrica de 1 [kW] y de un 10 % de rendimiento global.

A partir de la importancia cuantitativa de este resultado y tomando en cuenta los resultados expuestos en la subsección 4.3.1, se destaca lo siguiente. Una vez que, haciendo uso del diagrama de explotación (figs. 4.4<sup>3</sup>) se ha seleccionado el recurso hídrico en el cual instalar la microcentral, se tendrá definido si la zona corresponde a la de operación con uno o dos inyectores. Entonces, el autor recomienda lo siguiente, según sea el caso resultante:

- ▶ **Zona de operación con un inyector:** clausurar completamente el segundo inyector, quitando la válvula mariposa secundaria y colocando un elemento que obstruya totalmente el paso del agua.
- ▶ **Zona de operación con dos inyectores:** liberar completamente el segundo inyector, quitando la válvula mariposa secundaria y colocando un elemento que simule la continuación de la tubería y permita el paso del agua de la manera más libre posible.

---

<sup>3</sup>no se hace referencia al diagrama de explotación de la fig. 4.5 pues éste incluye la zona en que se regula caudal con la válvula mariposa secundaria, lo que contradice la presente recomendación.

CONCLUSIONES

**E**n el trabajo realizado se ha diseñado y construido un laboratorio de pruebas y se han llevado a cabo ensayos en la microcentral hidráulica con turbina tipo *Turgo*. Estos ensayos han permitido caracterizar tanto el funcionamiento de la turbina hidráulica tipo *Turgo* en términos energéticos como la operación de las válvulas mariposa principal y secundaria que regulan el caudal de la turbina.

La construcción del laboratorio de pruebas y la posterior verificación del cumplimiento de las especificaciones y requerimientos de diseño constituyen, en conjunto, el logro del primer objetivo específico de este trabajo de título. El Taller Mecánico del DIMEC tiene el potencial para brindar excelentes condiciones para construir un banco de pruebas que cumpla con todo tipo de exigencias. En el eventual -y *recomendable*- intento de avanzar hacia el desarrollo de un banco de pruebas estandarizado, se destaca la necesidad de realizar mejoras en el laboratorio de pruebas -al menos- enfocadas en los siguientes puntos:

- ▶ **Distancias de instalación y largo de tramos de tubería.** Uno de los obstáculos importantes en este trabajo de título fue la limitación en las distancias y largos de los tramos de tubería. Esto puede afectar la precisión de las distintas mediciones puesto que siempre es deseable tener flujos totalmente desarrollados para realizar las mediciones. Se ha in-

cluido un anexo (C) en que se propone una distribución posible de las tuberías y equipos factible de implementar en el Taller Mecánico del DIMEC.

- **Instrumentación y automatización en la adquisición de datos.** La ausencia de un sistema automatizado de adquisición de datos hace muy lenta cualquier experiencia que requiera hacer muchas mediciones. Esto es primordial e incluso obvio. Con respecto a la instrumentación, es importante contar con un dispositivo de medición de caudal que proporcione mayor precisión. Según la norma ISO 5617-2, el coeficiente de descarga de la placa orificio instalada en este trabajo tiene una incertidumbre cercana a un 1%, lo que equivale aproximadamente a 1 [l/s] cuando se mide un caudal de 60 [l/s]. Esto es, ciertamente, mejorable. Una de las alternativas ampliamente utilizadas para mediciones de flujo con alta precisión es un sistema de ultrasonido.

Se han realizado ensayos que permitieron medir el funcionamiento en puntos de operación del plano hidráulico  $Q - H_{n1}$  en casi toda la amplitud en que la turbina y el generador pueden operar, manteniendo fijo el número de revoluciones por minuto de la turbina y generador en  $n = 1500$  [r.p.m.], con generación eléctrica de 220 [V] y 50 [Hz]. En base a los resultados de los ensayos, se ha determinado que existen dos zonas de operación, llamadas *zonas de operación con uno y dos inyectores*.

Se ha explicado que los puntos  $\{Q, H_{n1}\}$  que quedan fuera de estas dos zonas de operación son puntos no aptos para utilizar la microcentral, es decir, representan recursos hídricos con los cuales la turbina y generador no pueden operar. Se ha caracterizado los tipos de condiciones que inhabilitan este grupo de puntos de operación, destacándose que la existencia de una zona no apta por fuerte presencia de pérdidas, ruido y -posiblemente- cavitación está íntimamente relacionada con el hecho de tener válvulas mariposa regulando caudal. Como conclusión relevante se ha señalado que cambiar las válvulas mariposa como reguladoras de caudal por válvulas de aguja permitiría reducir esta zona de manera importante, lo que ampliaría las zonas de operación de la turbina y generador.

Se ha obtenido el diagrama de explotación, destacándose su valiosa utilidad como guía de selección de recursos hídricos para utilización de la microcentral, aportando claridad en las expectativas de rendimiento y potencia eléctrica.

El diagrama de explotación obtenido muestra diferencias con los datos que aporta el fabricante de la turbina. Cuando el generador opera a potencia nominal,  $P_E = 10$  [kW], el máximo rendimiento global de la turbina y generador es  $\eta_{g,máx} = 0,493$  y se logra para valores de  $Q_{nom} = 59,4$  [l/s] y

$H_{n1,nom} = 34,9 [m]$ , en contraste con los valores  $Q_{fab} = 50 [l/s]$  y  $H_{n1,fab} = 34 [m]$  indicados por el fabricante.

El autor recomienda instalar la microcentral en recursos hídricos de los siguientes caudales y alturas netas equivalentes:

- ▶  $Q = 38,1 [l/s]$  y  $H_{n1} = 49,1 [m]$ , para la zona de operación con un inyector, con  $P_E = 10 [kW]$  y  $\eta_g = 0,546$ , y
- ▶  $Q = 59,4 [l/s]$  y  $H_{n1} = 34,9 [m]$ , para la zona de operación con dos inyectores, con  $P_E = 10 [kW]$  y  $\eta_g = 0,493$ .

A partir de los diagramas de explotación se han obtenido los gráficos  $\eta_g$  vs  $Q$  y  $P_E$  vs  $Q$  para alturas netas equivalentes constantes. En este contexto, se ha mostrado que tanto las curvas de rendimiento global como las de potencia eléctrica son siempre crecientes con el caudal (para altura constante). En función de lo anterior, y entendiendo que *debería* existir un punto de máximo rendimiento donde la curva comienza a decrecer, se ha concluido que existe un diseño incorrecto del diámetro del chorro de los inyectores. Por lo tanto, para *esta microcentral*, si se mantiene una altura neta equivalente fija, un aumento local del diámetro de los inyectores producirá un aumento local en el caudal y en la potencia eléctrica generada, junto con una mejora del rendimiento global.

Se ha comparado el efecto de hacer la regulación de caudal con la válvula mariposa principal o con la secundaria, para la zona de operación con dos inyectores, en términos del rendimiento global y la potencia eléctrica resultante. A partir de los resultados se ha observado que realizar la regulación con la válvula secundaria, manteniendo  $a_1 = 1$ , produce una leve mejora del rendimiento global y potencia eléctrica. Pese a ello, a partir de los elementos de juicio recabados en este trabajo, se recomienda regular sólo con la válvula mariposa principal, dado que la mejora en el rendimiento y potencia al regular con la válvula secundaria es poco importante en las zonas de operación de mayor potencia y mejor rendimiento, señalados en el diagrama de explotación.

Las válvulas mariposa han sido caracterizadas en términos de su capacidad de modificar el caudal que recibe la turbina, en función de los parámetros de apertura de válvulas,  $a_1$  y  $a_2$  cuando la altura neta equivalente permanece constante. Se ha constatado que las válvulas mariposa tienen una limitada capacidad para regular caudal. Ésto, ya que requieren cambios de apertura grandes para producir pequeñas variaciones en el caudal. Aún así, el autor considera que mantener las válvulas mariposa es una alternativa válida e incluso recomendable. Sin embargo, debe destacar-

se que si se hicieran esfuerzos en fabricar un rodete mejor diseñado y con mejores terminaciones, podría aumentar el valor de regular caudal con una válvula precisa como es la válvula de aguja. La fabricación en Technyl aparece como una alternativa económica explorable.

Han sido cuantificadas las pérdidas de carga y de potencia hidráulica en la válvula mariposa principal. Además, los resultados se exponen en relación con la apertura de válvula. Se ha mostrado que las pérdidas para aperturas pueden llegar a 8 [kW] de potencia hidráulica y 20 [m] de altura neta equivalente.

Por último, se ha mostrado que el cerrado de la válvula mariposa secundaria debe ser atendido con cautela. Dada la dificultad de dejar absolutamente cerrada la válvula mariposa secundaria, se cuantificó el efecto de cerrar la válvula con  $a_2 = 0,025$  en comparación con  $a_2 = 0,06$ . Los resultados muestran diferencias del orden de 10 puntos en el rendimiento y de 1 [kW] de potencia eléctrica generada.

En suma, se recomienda que una vez definida la zona de operación del recurso hídrico a utilizar, 1.- **en el caso de operación con un inyector**, se clausure el segundo inyector, quitando la válvula mariposa secundaria y reemplazándola por un elemento que bloquee el paso del agua, o bien, 2.- **en el caso de operación con dos inyectores**, se quite la válvula mariposa secundaria, reemplazándola por un elemento que simule la continuidad de la tubería.

REFERENCIAS

- [1] AFNOR. *NF EN ISO 5167-2: Orifice Plates*. AFNOR, 2003.
- [2] Subdirección General de Administración del Agua y Coordinación de Tecnología Hidráulica. *Serie Autodidáctica de Medición del Agua. Placa Orificio*. Comisión Nacional del Agua (CNA) e Instituto Mexicano de Tecnología del Agua (IMTA).
- [3] Rama Gorla. *Turbomachinery Design and Theory*. Marcel Dekker, 2003.
- [4] Claudio Mataix. *Turbomáquinas Hidráulicas*. ICAI, Madrid, 1975. ISBN: 0-387-98217-5.
- [5] Claudio Mataix. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Ediciones del Castillo, Madrid, 2° edition, 1982.
- [6] John S. Anagnostopoulos; Dimitrios E. Papantonis. *Flow Modeling and Runner Design Optimization in Turgo Water Turbines*. International Journal of Applied Science, Engineering and Technology, 2008.
- [7] Manuel Polo. *Turbomáquinas Hidráulicas*. Limusa, 3° edition, 1983.

## MEMORIA DE CÁLCULO

A continuación se presentan los cálculos que permitieron diseñar el laboratorio de pruebas.

### A.1 Diseño circuito hidráulico

---

El circuito hidráulico diseñado para este laboratorio tiene dos tramos de tuberías: el **tramo 1**, que va desde la succión de la bomba, dentro del pozo de agua, hasta la entrada de la bomba, y el **tramo 2**, que va desde la salida de la bomba a la tubería de entrada de la turbina.

El diseño del circuito hidráulico y, particularmente, la selección de las tuberías, se hizo en base a las siguientes restricciones:

- a. La tubería de entrada de la turbina tiene un diámetro interior de 150 [mm]. Para evitar pérdidas innecesarias y/o perturbaciones al flujo, es necesario encontrar una tubería de diámetro interior igual o cercano a este valor.

A partir de esta condición, para el tramo 2 se determinó utilizar tuberías de PVC DN 160 clase 6, cuyo diámetro interno es  $D_{int} = 150,6 [mm]$ , el más cercano al requerido que está disponible en el mercado de tuberías de PVC.

- b. **El fabricante de la turbina tipo *Turgo* señala que la condición nominal de operación de la microcentral es aquella de caudal  $Q_{nom} = 50 [l/s]$  y  $H_{nom} = 34 [m]$ . Con ello se determinó que este laboratorio de pruebas permitiera realizar pruebas con alturas netas equivalentes de  $H_{n1} = 60 [m]$  como máximo.**

Las tuberías de PVC clase 6, mientras trabajen con fluidos a temperatura menor que 25 [°C] (lo cual siempre se cumplió en este trabajo) soportan una presión nominal  $p_{nom} = 6 [kg/cm^2]$ . Sin embargo, la presión de ruptura es 28,7 [kg/cm<sup>2</sup>], lo que da un factor de seguridad igual a 4,5. Por esto, se optó por elegir de todas formas la tubería de PVC DN160 clase 6, evitando hacer pruebas prolongadas con presiones mayores a 6 [kg/cm<sup>2</sup>], lo que equivale a alturas netas equivalentes de 60 [m] .

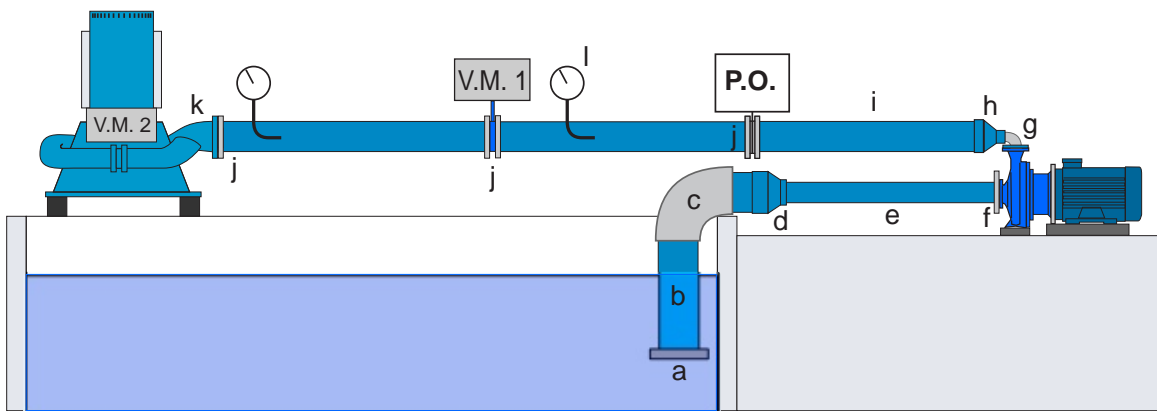
El tramo 1 se hizo utilizando tuberías que se encontraban disponibles en el Taller Mecánico del DIMEC, y consta de:

- ▶ Una válvula de retención en la succión (fig. A.1.a).
- ▶ Una tubería de PVC DN200 clase 6 y largo 1 [m], que sube verticalmente desde el punto de succión, abajo del espejo de agua en el pozo, hasta la altura de la entrada -horizontal- de la bomba centrífuga (fig. A.1.b).
- ▶ Un codo en 90°, DN200 (fig. A.1.c) que cambia la dirección del flujo que viene subiendo por la tubería DN200 y la redirige hacia la entrada de la bomba (fig. A.1.f).
- ▶ Una reducción DN200-DN110, de ángulo aproximado 30° (fig. A.1.d).
- ▶ Una tubería de PVC DN110 clase 10 y largo aproximado 1,5 [m] (fig. A.1.e), que llega hasta la entrada de la bomba.

El tramo 2 (tramo recto de tuberías entre la salida de la bomba y la entrada de la turbina) se dividió en 3 segmentos de largo 1,5 [m] cada uno, para permitir la instalación de la placa orificio y de la válvula mariposa principal. Incluyendo, además, el hecho de que la salida de la bomba tiene orientación vertical, los siguientes accesorios fueron incluidos:



- ▶ Un codo en 90°, DN90 (fig. A.1.g) que cambia el sentido del flujo vertical en la salida de la bomba para dirigirlo horizontalmente hacia la turbina.
- ▶ Una expansión DN90-DN160 de ángulo aproximado 30° (fig. A.1.h).
- ▶ Tres grupos de bridas (fig. A.1.j) para conectar las tuberías en la posición de la placa orificio, la válvula mariposa y toma de la tubería de entrada a la turbina (fig. A.1.k).
- ▶ Tres segmentos de tubería PVC DN160 clase 6, largo 1,5 [m] (fig. A.1.i).



**Figura A.1:** Tuberías y accesorios que componen el circuito hidráulico del laboratorio. [Elaboración propia]

### A.1.1 Cálculo de sobre-presión de golpe de ariete por cerrado de válvulas mariposa

Para calcular la sobre-presión en el interior de la tubería de PVC recurrimos a la sección 2.3.1. Los datos considerados son:

$c \sim 300$  [m/s] : celeridad de una onda de presión en tuberías de PVC clase 6.

$\rho = 999,1$  [kg/m<sup>3</sup>] : densidad del agua a 15 [°C].

$L = 4,5$  [m] : largo aproximado de la tubería.

$t_c \sim 10$  [s] : tiempo de cerrado de la válvula mariposa principal.

Con esto,

$$2\frac{L}{c} = 0,03 \lll t_c$$

, por lo tanto la sobre-presión se calcula a partir de la ecuación (2.3.7), que considera un cierre de

válvula lento. Así:

$$\Delta p = \frac{\rho L v}{t_c} = 1341,6 [Pa] = 0,014 [kg/cm^2] \quad (A.1.1)$$

Lo anterior demuestra que el efecto de ondas de presión debido al cerrado de las válvulas mariposa es prácticamente despreciable.

## A.2 Selección de bomba centrífuga y motor eléctrico

---

La selección de la bomba centrífuga y el motor eléctrico, que representan el corazón del conjunto de simulación del recurso hídrico del laboratorio de pruebas, se hace en considerando:

1. los requerimientos de ensayo señalados en la sección 3.1.4,
2. la máxima potencia eléctrica que es capaz de entregar la red eléctrica disponible en el laboratorio, es decir,  $P_{red} = 50 [kW]$ ,
3. la curva característica del circuito hidráulico diseñado en la sección anterior,
4. las condiciones de operación de manera que la bomba no cavite.

En términos de lo que recibe la microcentral hidráulica, el requerimiento definido es que, para  $Q = 60 [l/s]$ , la altura neta equivalente  $H_{n1}$  (medida poco antes de la válvula mariposa principal) sea de  $40 [m]$  o más.

En términos de la bomba hidráulica, el requerimiento anterior se traduce en que la altura efectiva  $H_{BOMBA}$  que entrega la bomba para un caudal  $Q^* = 60 [l/s]$  sea:

$$H_{BOMBA}(Q^*) = 40 + H_{red}(Q^*), \quad (A.2.1)$$

donde  $H_{red}(Q)$  corresponde a la curva característica del circuito hidráulico entre la succión de la bomba y el punto de medición de  $H_{n1}$ , que es donde está ubicado el primer tubo de pitot (el segundo está ubicado justo antes de la entrada de la turbina (ver fig. A.1).

Para calcular la curva característica  $H_{red}$ , se utiliza la ecuación (2.3.9):

$$H_{red}(Q) = H_{est} + kQ^2, \quad \text{donde: } H_{est} \approx 1 [m]$$

$$k = \frac{16}{2g\pi^2} \left( \sum \lambda_i \frac{L_i}{D_i^5} + \sum \zeta_i \frac{1}{D_i^4} \right)$$

$\lambda_i, \zeta_i$  : coeficientes de pérdidas primarias y secundarias respectivamente.

$L_i, D_i$  : longitudes y diámetros respectivamente de los tramos de tubería.

### Coeficientes de pérdidas primarias, $\lambda_i$

Para el cálculo de los coeficientes  $\lambda_i$  se utilizó la primera ecuación de Karman-Prandtl (2.3.2), que considera tuberías lisas:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10}(Re\sqrt{\lambda}) - 0,8$$

donde

$$Re = \frac{4Q\rho}{\nu\pi D} \quad : \text{ número de Reynolds.}$$

$$\rho = 999,1 \quad [kg/m^3] \quad : \text{ densidad del agua a } 15 [^{\circ}C].$$

$$\nu = 0,00114 \quad [N \cdot s/m^2] \quad : \text{ viscosidad dinámica a } 15 [^{\circ}C].$$

$$D \quad [m] \quad : \text{ diámetro interno de la tubería.}$$

$$Q \quad [m^3/s] \quad : \text{ caudal.}$$

Los valores de diámetros internos y largos de cada tramo, necesarios para el cálculo de las pérdidas primarias, se muestran en la tabla A.1

	Tramo 1 vertical	Tramo 1 horizontal	Tramo 2 (hasta $H_{n1}$ )
$L [m]$	1,5	1,5	4,5
$D [mm]$	188,2	99,4	150,6

**Tabla A.1:** Largos y diámetros internos de cada tramo de tubería en el circuito hidráulico del laboratorio.

### Coeficientes de pérdidas secundarias, $\zeta_i$

En la tabla A.2 se muestran los valores de los coeficientes de pérdidas secundarias necesarios para el cálculo de la curva característica  $H_{red}(Q)$  correspondiente al circuito entre la succión y el punto de medición de  $H_{n1}$ .

Singularidad	Coef. pérdidas secundarias $\zeta$	cantidad		
		Tramo 1 vertical	Tramo 1 horizontal	Tramo 2 (hasta $H_{n1}$ )
Válvula retención abierta	1,2	1	—	—
Codo 90	0,8	1	1	—
Expansión DN90-160, 30°	0,412	—	—	1
Reducción DN200-110, 30°	0,416	—	1	—
Placa orificio [1]	7,22	—	—	1

**Tabla A.2:** Coeficientes de pérdidas secundarias (singulares) y número de singularidades por tramo de circuito hidráulico.

A continuación se muestra el resultado de considerar el requerimiento definido en la ec. A.2.1, y los valores de las tablas A.1 y A.2:

$$H_{BOMBA}(60 [l/s]) = 40 + H_{red}(60 [l/s]) = 53,06 [m] \quad (A.2.2)$$

Se puede apreciar en el anexo B que la bomba centrífuga KSB Etabloc GN80-200/ $\phi$  216, para un caudal  $Q^* = 60 [l/s]$  entrega una altura disponible  $H_{Etabloc} = 55 [m]$ , lo que cumple con el requerimiento. Siguiendo en las curvas características de esta bomba, observamos que para obtener de la bomba un caudal de  $60 [l/s]$  se requiere una potencia de accionamiento en el eje de  $39 [kW]$ . Luego, considerando un motor eléctrico con un rendimiento  $\eta_{motor} = 0,90$  se concluye que es necesario un motor eléctrico de potencia  $P_{motor} = 39/\eta_{motor} = 43,3 [kW]$ .

El motor de inducción trifásico Marathon modelo 225MTFC4506AA, de velocidad nominal  $2960 [rpm]$ , tiene una potencia nominal  $P_{Marathon} = 60 [HP]$ , que equivalen a  $44,74 [kW]$ . Este motor tiene, a plena carga, una eficiencia  $\eta_{Marathon} = 0,928$ . Se concluye que este motor cumple con las necesidades de la instalación.

Se comprueba acá, además, que la instalación eléctrica en el Taller Mecánico del DIMEC entrega suficiente potencia. Si consideramos que la eficiencia del variador de frecuencias es aproximadamente  $\eta_{VF} \sim 0,9$  (que corresponde a un valor conservador), entonces la máxima potencia que puede entregar el variador de frecuencias al motor eléctrico es  $P_{VF} = 0,9 \cdot 50 = 45 [kW] > P_{Marathon}$ . Esto verifica que la instalación eléctrica es capaz de entregar la potencia requerida.

### A.2.1 Cavitación de la bomba

Las curvas características de la bomba centrífuga KSB Etabloc GN80-200/ $\phi$  216 muestran que para un caudal  $Q^* = 60$  [l/s], se tiene un  $(NPSH)_{necesario} = 6$  [m].

Luego, utilizando la ecuación 2.3.11, un valor  $H_s = 0,5$  [m] y las tablas A.1 y A.2 considerando sólo los tramos apropiados (hasta entrada de la bomba), se obtiene

$$NPSH = 7,25 \text{ [m]} > (NPSH)_{necesario} \quad (\text{A.2.3})$$

Por último, el resultado anterior muestra que, para  $Q^* = 60$  [l/s] el máximo valor que puede tomar  $H_s$  sin que la bomba cavite es  $H_s = 1,75$  [m].

---

ANEXO

**B**

---

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBA CENTRÍFUGA KSB  
ETABLOC GN 80-200/ $\phi$ 219

**A** continuación se presentan las curvas características de la bomba centrífuga utilizada en este trabajo de título para realizar la simulación de un recurao hídrico.

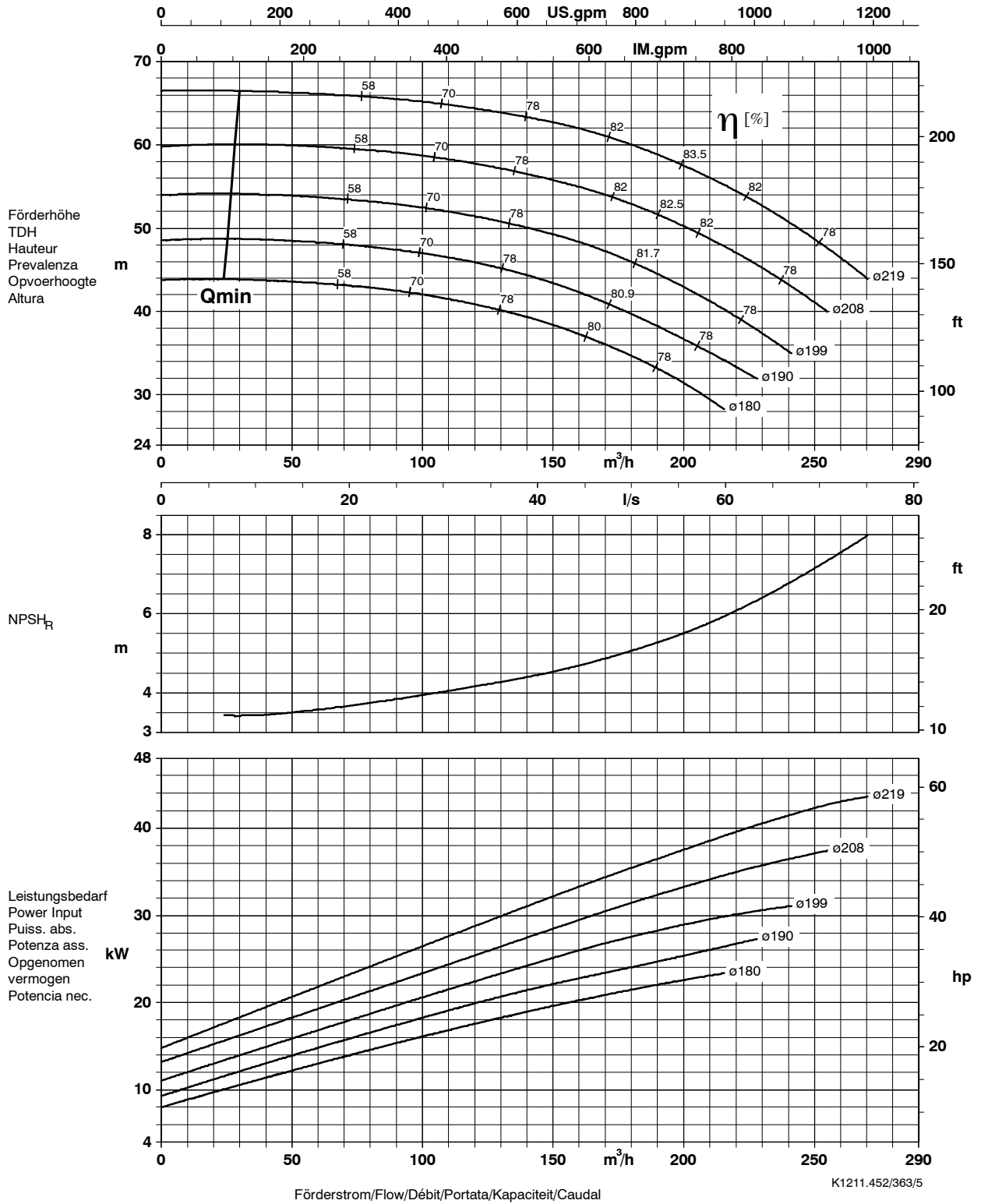


Figura B.1: Curvas características de la bomba centrífuga KSB Etabloc GN 80-200/ $\phi$ 219

---

ANEXO

C

---

PROPUESTA PARA MEJORAMIENTO DE UTILIZACIÓN DE  
ESPACIOS EN LABORATORIO DE PRUEBAS

**A** continuación se presenta un bosquejo de la disposición de los componentes generales de un futuro y eventual laboratorio de pruebas del Taller Mecánico del DIMEC.



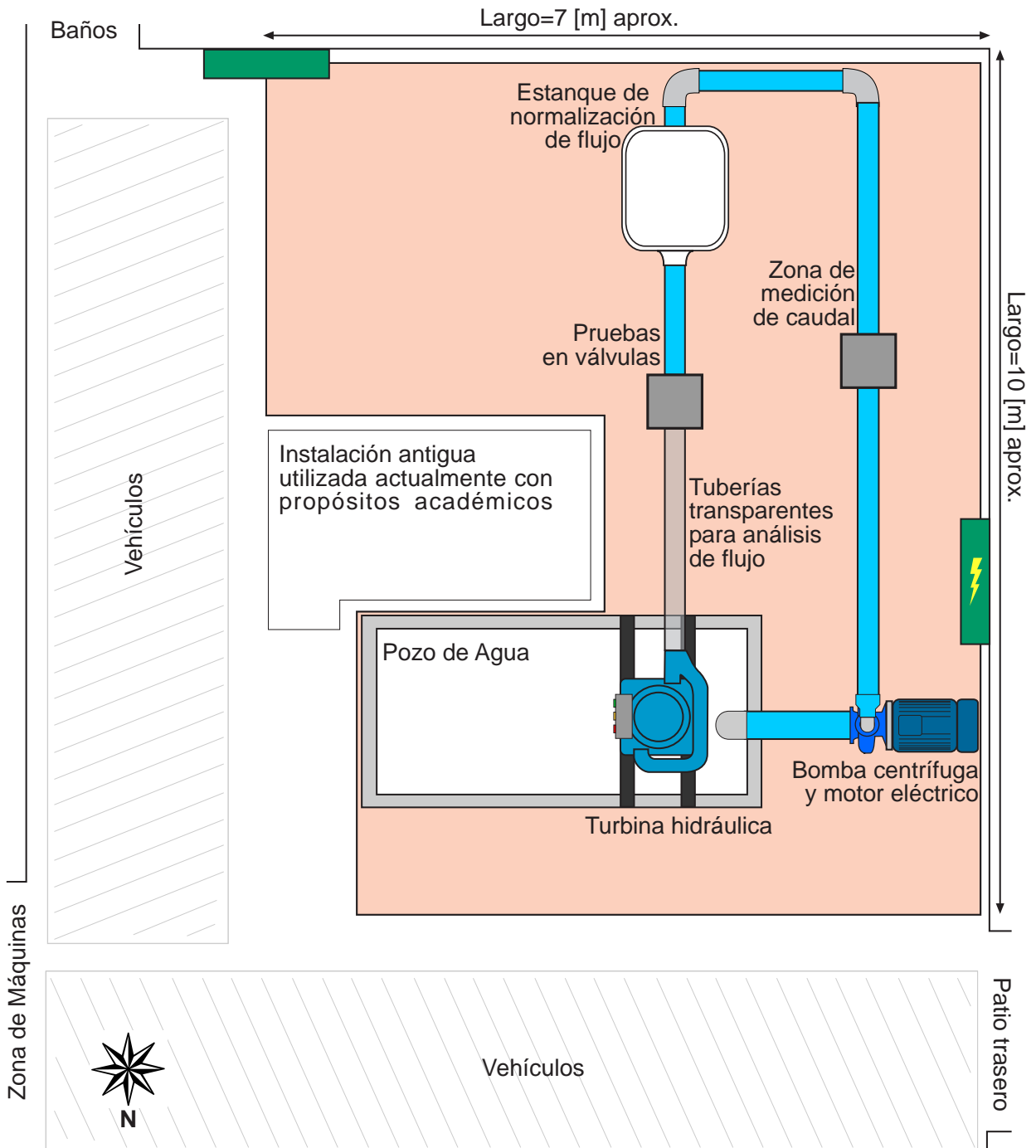


Figura C.1: Propuesta de utilización de espacios en laboratorio de pruebas.