



UNIVERSIDAD  
DE LA REPÚBLICA  
URUGUAY



**Universidad de la República**

**Facultad de Ingeniería**

**Tesis para optar al Título de Magíster en Ingeniería de la Energía**

**CONSTRUCCIÓN DE BANCO DE ENSAYOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS Y ENSAYO DE MODELO  
A ESCALA DE TURBINA AXIAL**

**Autor:**

**ING. IGNACIO MARTÍN ROVIRA SISTO**

**Tutores:**

**DR. ING. JOSÉ CATALDO, GRADO 5 IMFIA**

**DR. ING. RODOLFO PIENIKIA, GRADO 2 IMFIA**

**Montevideo, Uruguay**

**2023**

## Página de Aprobación

El tribunal docente integrado por los abajo firmantes aprueba la Tesis de Investigación:

Título:

.....  
.....

Autor:

.....  
.....

Tutores:

.....  
.....

Carrera:

.....  
.....

Puntaje:

.....  
.....

Profesor: .....

(Nombre y firma)

Profesor: .....

(Nombre y firma)

Profesor: .....

(Nombre y firma)

## Tabla de contenido

Página de Aprobación .....	2
Resumen .....	5
1. Introducción.....	6
2. Energía Hidroeléctrica.....	8
2.1. Incidencia de la generación hidroeléctrica .....	8
2.2. Clasificaciones de generación hidroeléctrica.....	14
2.2.1. Por potencia instalada .....	14
2.2.2. Por tipo de pasaje .....	15
2.3. Explotación hidroeléctrica a pequeña escala.....	15
2.3.1. Generación hidroeléctrica a pequeña escala en Uruguay .....	22
3. Generalidades del proceso de generación .....	29
3.1. Tipos de turbinas hidroeléctricas.....	29
3.1.1. Turbinas de acción .....	30
3.1.2. Turbinas de reacción.....	30
3.2. Selección del tipo de turbina para emprendimientos .....	36
4. Antecedente: Proyecto ANII FSE 131297 .....	38
5. Banco de ensayos de turbinas axiales.....	46
5.1. Instalación preexistente.....	46
5.2. Instalación hidráulica del banco de ensayos.....	47
5.2.1. Pozo de toma .....	48
5.2.2. Bomba .....	50
5.2.3. Conducciones y accesorios .....	52
5.2.4. Secciones de ensayo .....	53
5.3. Instalación eléctrica del banco de ensayos.....	67
5.3.1. Generador eléctrico .....	67
5.3.2. Modos de conexión del generador .....	70
6. Sistemas de medición de magnitudes .....	75
6.1.1. Caudal .....	75
6.1.2. Presión .....	78
6.1.3. Determinación de la energía hidráulica específica de la turbina.....	84
6.1.4. Par .....	86
7. Estimación de incertidumbre.....	88

7.1.1.	Error sistemático .....	88
7.1.2.	Error aleatorio.....	88
7.1.3.	Error total en la medición .....	90
7.1.4.	Incertidumbre en cálculo de variables.....	90
8.	Ensayo de modelo a escala .....	92
8.1.	Carga de turbina.....	92
8.1.1.	Serie temporal.....	92
8.1.2.	Análisis estadístico .....	93
8.1.3.	Análisis espectral.....	94
8.2.	Caudal por turbina .....	96
8.2.1.	Serie temporal.....	97
8.2.2.	Análisis adicionales .....	99
8.3.	Velocidad de giro de turbina.....	99
8.3.1.	Serie temporal.....	99
8.3.2.	Análisis estadístico .....	100
8.3.3.	Análisis espectral.....	101
8.4.	Par mecánico.....	102
8.4.1.	Serie temporal.....	102
8.4.2.	Análisis estadístico .....	102
8.4.3.	Análisis espectral.....	103
8.5.	Energía específica.....	104
8.6.	Rendimiento hidráulico.....	106
9.	Conclusiones .....	110
10.	Bibliografía .....	113

## Resumen

El trabajo presentado consistió en realizar la construcción de un banco de ensayos de turbinas hidráulicas axiales, a modo de continuación de proyectos de investigación en materia de aprovechamientos hidroeléctricos a pequeña escala.

El banco de ensayos fue construido en las instalaciones de Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental de la Facultad de la República (UdelaR), haciendo uso de los recursos materiales pre-existentes y las pautas de diseño de bancos de ensayo e instalaciones hidráulicas referidas en diversas normas internacionales, fundamentalmente la norma IEC 60193. Asimismo, se consultaron fuentes bibliográficas, de modo de relevar el estado del arte y tecnologías existentes en materia de bancos de ensayos en el mundo, de forma de analizar las posibilidades de desarrollo de este tipo de instalaciones.

Luego de construido el banco de ensayos, se procedió a ensayar un modelo a escala de turbina axial, sirviendo dicho ensayo como prueba final de la funcionalidad de la instalación construida.

Para el ensayo, se consultaron y procuraron seguir las recomendaciones de las normas internacionales para el tratamiento de datos y obtención de resultados experimentales. Asimismo, se realizó un relevamiento bibliográfico extenso, de modo de obtener resultados comparables cualitativamente con las curvas experimentales halladas.

Como objetivos principales cumplidos del trabajo, se logró construir un banco de ensayos que servirá, no solo para experimentación, investigación y desarrollo, sino también con fines de formación universitaria, convirtiéndose el mismo en patrimonio de alto valor para la Universidad.

Asimismo, se logró realizar exitosamente un ensayo a un modelo a escala de una turbina axial, sirviendo dicha experiencia como iniciativa para futuros desarrollos locales de turbinas, que podrán servir para impulsar el aprovechamiento hidroeléctrico a pequeña escala, ayudando a derribar una de las barreras principales, como lo es el costo de construcción y desarrollo de prototipos.

## Palabras clave

Energía, generación hidroeléctrica, banco de ensayos, modelo a escala, experimentación, pequeñas centrales hidroeléctricas

# 1. Introducción

La energía hidroeléctrica es una de las fuentes más significativas de generación en el mundo, con particular relevancia en Uruguay y la región. En línea con el crecimiento demográfico y de desarrollo de los países, se da un aumento en consumo de energía, por lo que explorar nuevas fuentes o modalidades de explotación cobra especial interés. En el caso de Uruguay, la generación hidroeléctrica ha sido históricamente relevante, complementándose de manera excepcional con la energía eólica en los últimos tiempos. Adicionalmente, los roles de regulación y almacenamiento hacen que la energía hidroeléctrica cobre vital importancia, por lo que se torna especialmente valioso analizar la viabilidad de nuevos emprendimientos.

En el caso de Uruguay, todas las posibilidades de emprendimientos hidroeléctricos a gran escala parecen haber sido explotadas, que comprenden las centrales hidroeléctricas del Río Negro y la central binacional Salto Grande. Es por ello que, en la última década fundamentalmente, se ha analizado la posibilidad de instalar pequeñas centrales hidroeléctricas en presas ya construidas o a construirse en sitios preseleccionados. Sin embargo, los intentos de desarrollo de este tipo de aprovechamientos se han visto detenidos por falta de viabilidad económica, impulsada fundamentalmente por los altos costos asociados en adquisición de equipos electromecánicos. Esta barrera también fue observada desde la década de los '80 por organismos internacionales como la OLADE.

En el período 2010-2015, se realizaron varios estudios, fundamentalmente por el de Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental de la Facultad de la República (UdelaR), donde se analizaba la posibilidad de explotación hidroeléctrica a pequeña escala en sitios estratégicos. Como consecuencia de dichos estudios, en 2016 se seleccionó un sitio en particular para analizar la posibilidad de desarrollo y construcción de una turbina localmente, que pudiera de esa forma mitigar los altos costos asociados, dando origen al proyecto ANII FSE 131297 "Diseño, fabricación e instalación de una microturbina hidráulica en un embalse de riego".

Como parte fundamental de dicho proyecto, se realizó la construcción del banco de ensayos de turbinas axiales, de modo que se pudiera ensayar los modelos a escala de las mismas y optimizar su diseño de forma local.

El banco fue construido en el IMFIA, haciendo uso del espacio e instalaciones pre-existentes, adicionando una sección en paralelo para el ensayo de turbinas. La metodología de diseño del banco de ensayos se realizó mediante una revisión bibliográfica extensa, que incluyó tanto normas técnicas internacionales como publicaciones acerca de construcción y operación de bancos de ensayos en todo el mundo. En particular, la norma IEC 60193 resultó ser extremadamente relevante, procurando seguir sus recomendaciones de la manera más rigurosa posible.

Como hito de finalización de la construcción del banco de ensayos y del presente trabajo de Tesis, se realizó un ensayo en el banco construido al modelo a escala de la turbina diseñada para el proyecto ANII FSE 131297, siguiendo las pautas de la norma IEC 60193 y contrastando los resultados con los publicados en diversas referencias bibliográficas.

A continuación, se presentará el trabajo realizado, primero realizando una introducción a la relevancia y estado de situación de la generación hidroeléctrica a gran y pequeña escala, seguido por las generalidades y el proceso de obtención de dicha energía. Posteriormente, se realizará una descripción breve del

antecedente principal del presente trabajo, el proyecto ANII FSE 131297, para luego describir el banco de ensayos construido en toda su extensión. Siendo parte fundamental del banco de ensayos, se describirán los requerimientos de la norma IEC 60193 con respecto a la medición de las magnitudes relevantes, así como las metodologías de obtención seleccionadas en particular para la instalación construida.

Una vez descrito el banco de ensayos, se procederá a describir la metodología de ensayo del modelo a escala, así como los resultados obtenidos.

Por último, se realizará una evaluación de los resultados obtenidos, comparando cualitativamente con referencias bibliográficas disponibles.

## 2. Energía Hidroeléctrica

### 2.1. Incidencia de la generación hidroeléctrica

En el presente capítulo se procederá a presentar los fundamentos básicos de la generación hidroeléctrica, así como los tipos generales de turbinas más extendidos.

Desde el punto de vista de su importancia en la producción energética mundial, la energía hidroeléctrica ha sido la mayor fuente de energía renovable hasta la fecha, según se observa en la Figura 1, obtenida de [1], que muestra datos desde el año 1985. Adicionalmente, se puede observar un dato similar en la Figura 2, cuya fuente es [2].

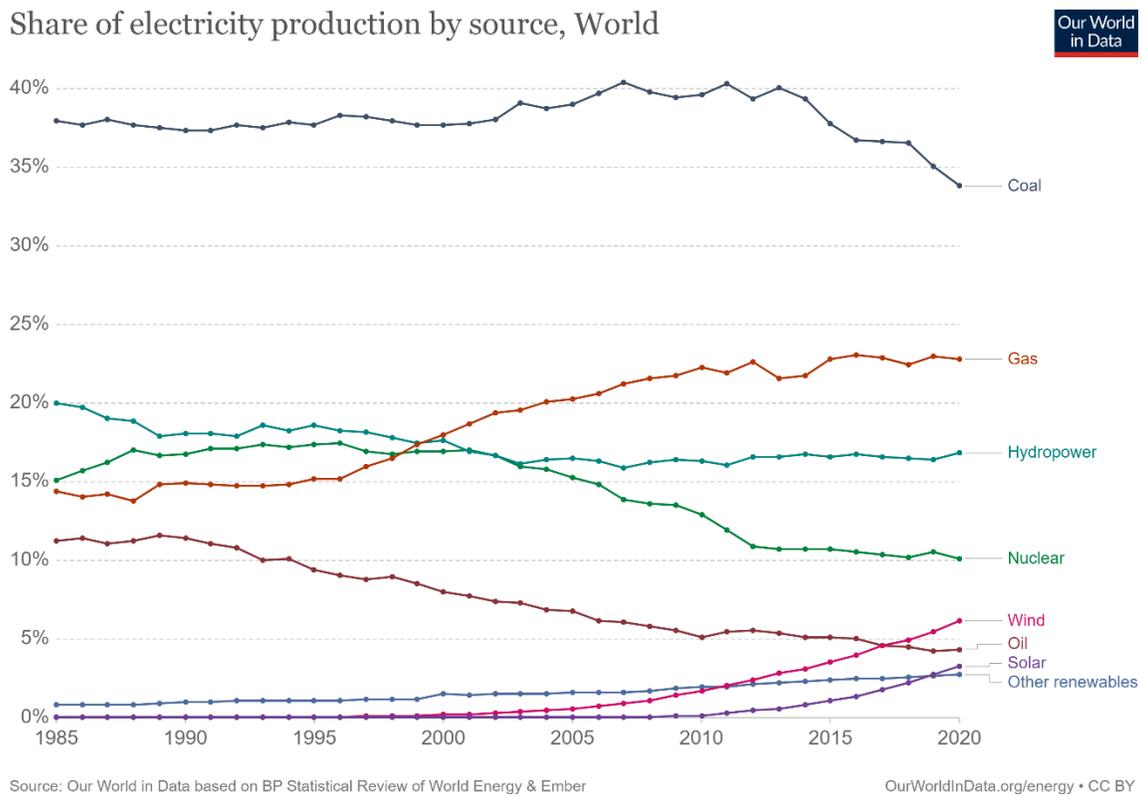


Figura 1 - Generación hidroeléctrica en mercado de energía mundial – Fuente: ourworldindata.org

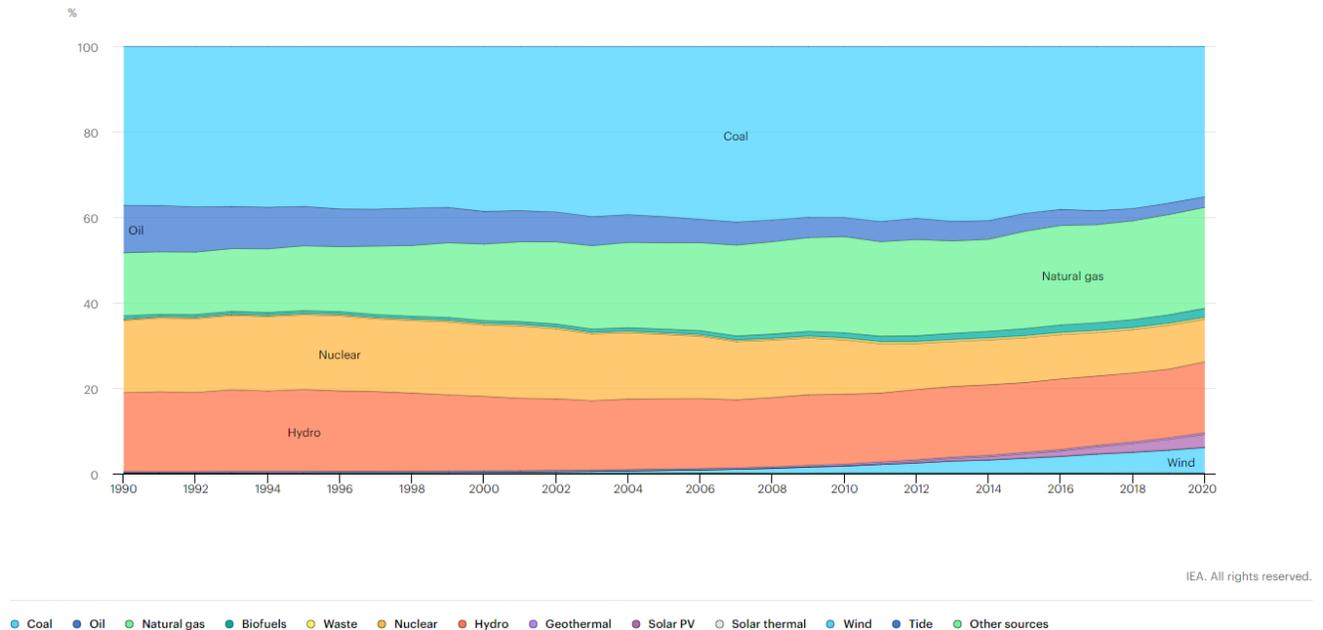
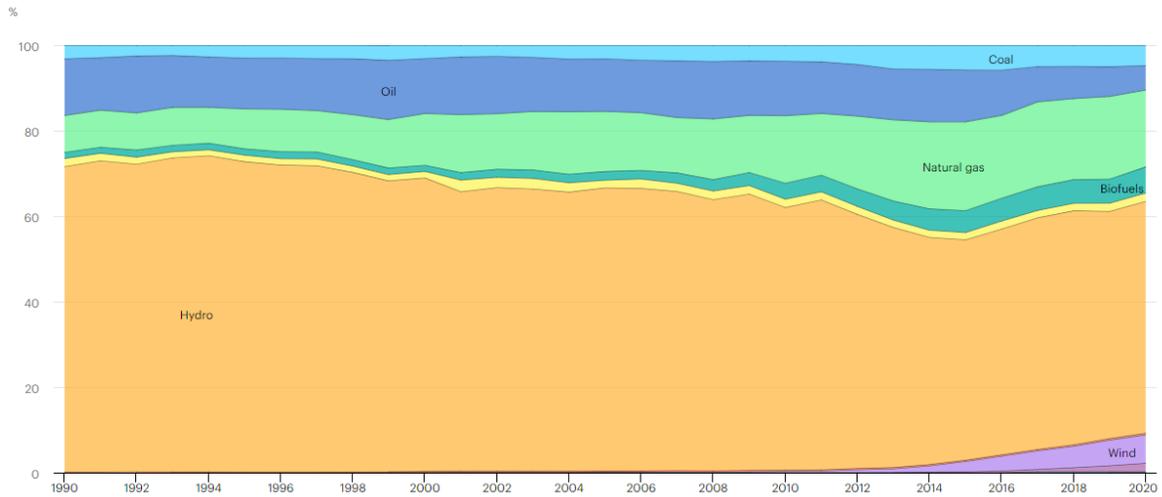
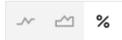


Figura 2 - Generación hidroeléctrica en mercado de energía mundial – Fuente: IEA

De la Figura 2 se puede observar, que la energía hidroeléctrica ha representado en los últimos 35 años, entre un 15% y un 20% de la producción de energía eléctrica total mundial. De [2] también se obtienen valores del mismo orden e incluso algo mayores, superando para el 2020 el 20%. Dicho comportamiento refuerza su importancia no solo para la producción de energía eléctrica, sino también para la estabilidad de algunos sistemas eléctricos, como por ejemplo el uruguayo, como se comentará más adelante. La hidroelectricidad, siendo un método clásico de obtención de energía eléctrica y explotado en forma exhaustiva en casi todo el mundo, resulta de vital importancia para la generación de energía global.

Asimismo, si se observa la incidencia de este tipo de generación para la región de Sudamérica y Centroamérica mediante los datos de la Agencia Internacional de Energía [2] (Figura 3), los valores de participación de la energía hidroeléctrica son mucho mayores, del orden del 60% de la energía total producida.



IEA. All rights reserved.

● Coal ● Oil ● Natural gas ● Biofuels ● Nuclear ● Hydro ● Geothermal ● Wind ● Solar PV ● Other sources ● Waste

Figura 3 - Generación eléctrica por fuente en Sur y Centro América - 1990-2018 – Fuente: IEA

Por último, si se observa el rol de la generación hidroeléctrica para el mercado eléctrico uruguayo mediante los datos de la Administración del Mercado Eléctrico (ADME) [3] a [9] para los últimos 6 años (2015-2021), la misma tiene una participación mayoritaria en todos los períodos, incluso en años de baja hidraulicidad. La información ilustrada en las Figura 4 a Figura 10 fue obtenida del informe anual de ADME para los años referidos. En los años 2015 y 2016, la generación mediante renovables no tradicionales incluye las fuentes de energía solar fotovoltaica, biomasa y eólica, siendo esta última la predominante.

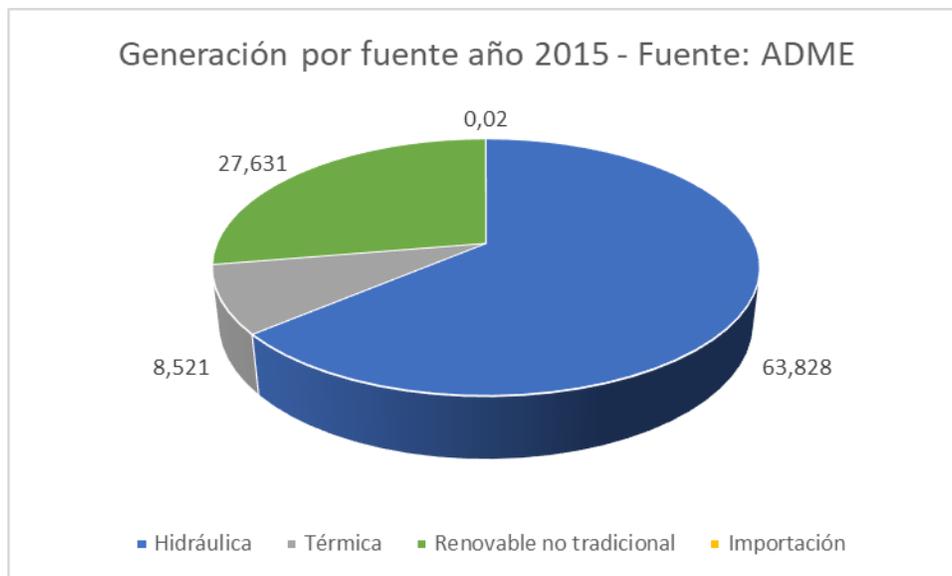
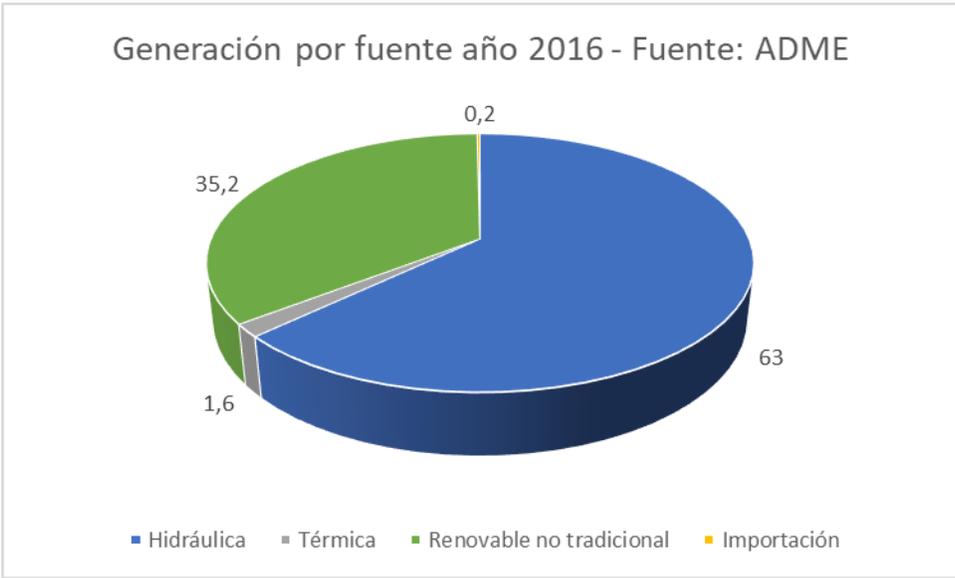
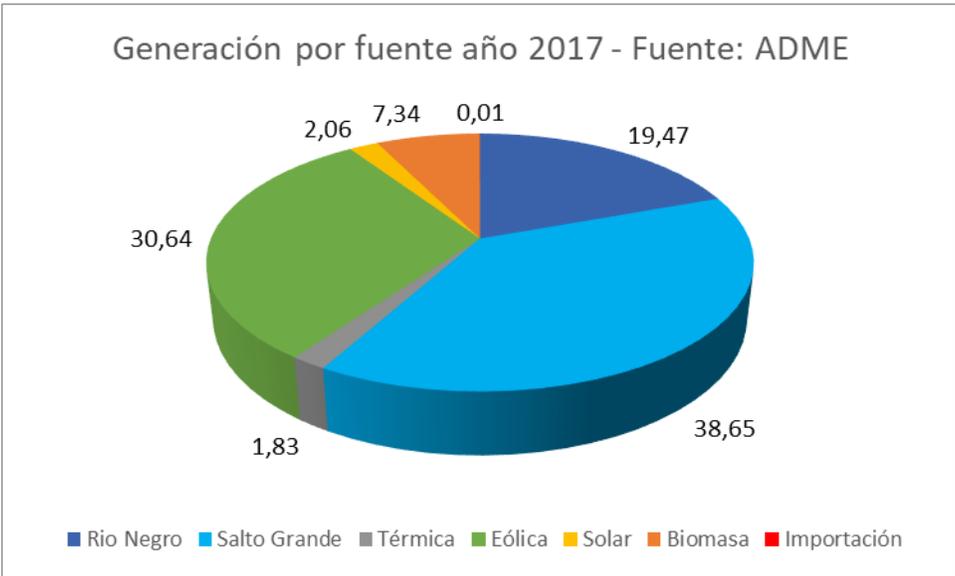


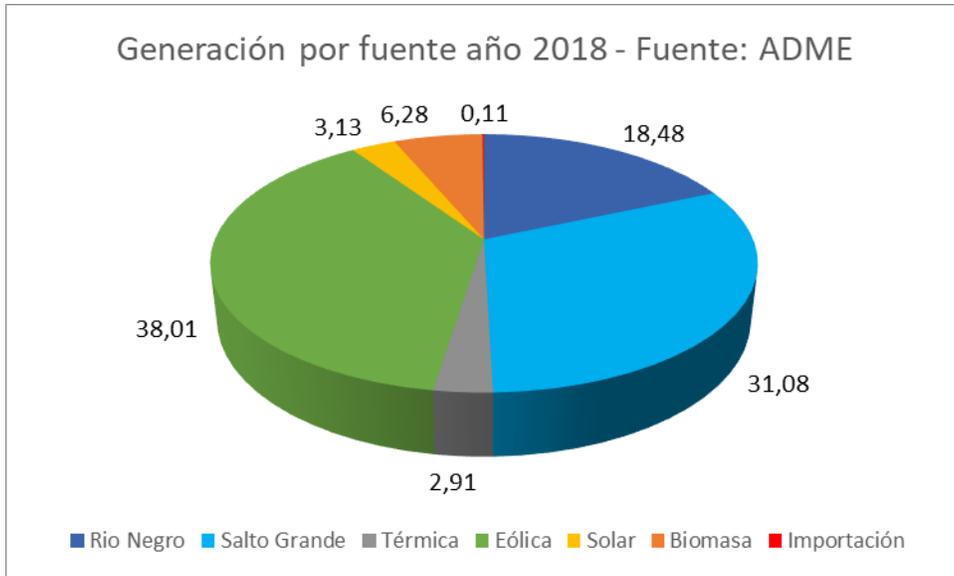
Figura 4 - Generación por fuente en Uruguay año 2015



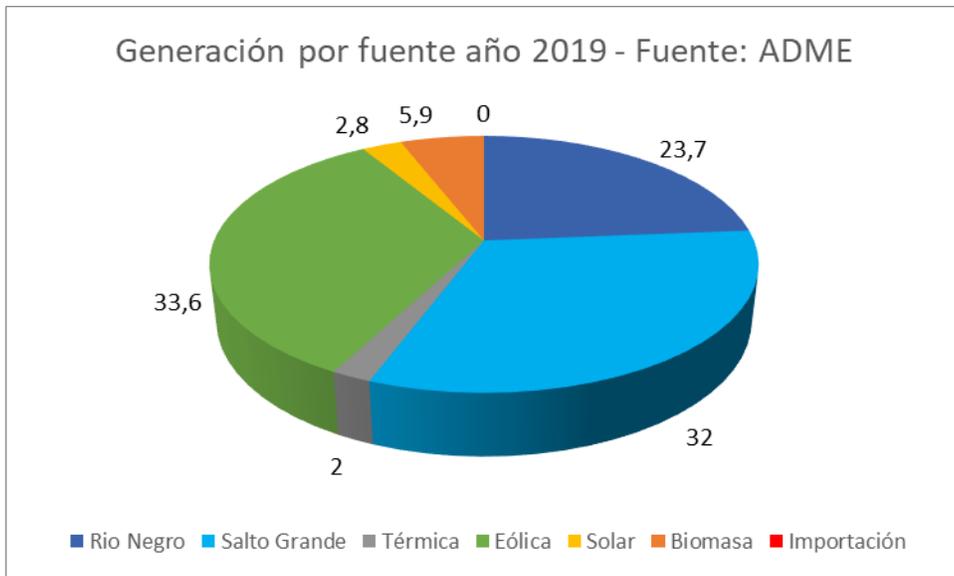
*Figura 5 - Generación por fuente en Uruguay año 2016*



*Figura 6 - Generación por fuente en Uruguay año 2017*



*Figura 7 - Generación por fuente en Uruguay año 2018*



*Figura 8 - Generación por fuente en Uruguay año 2019*

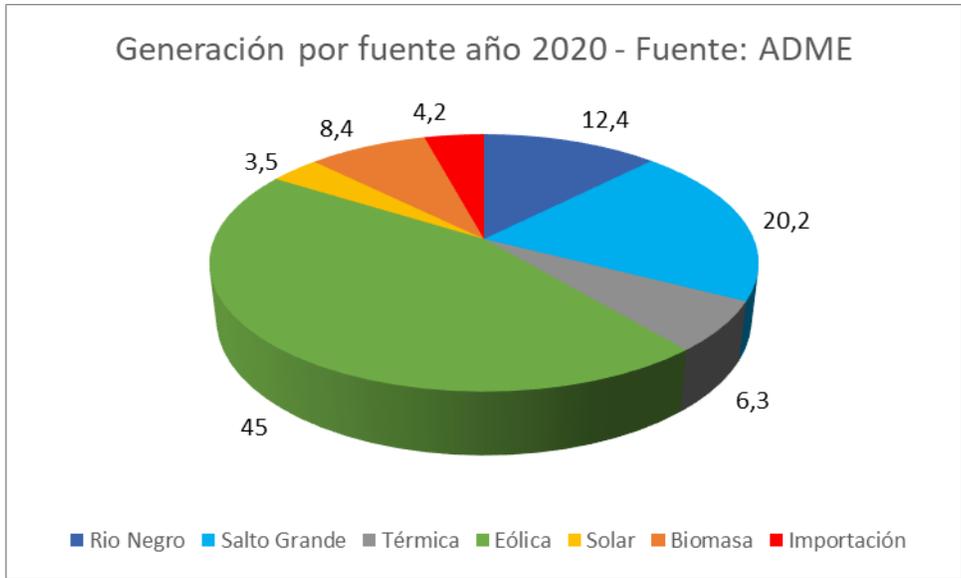


Figura 9 - Generación por fuente en Uruguay año 2020

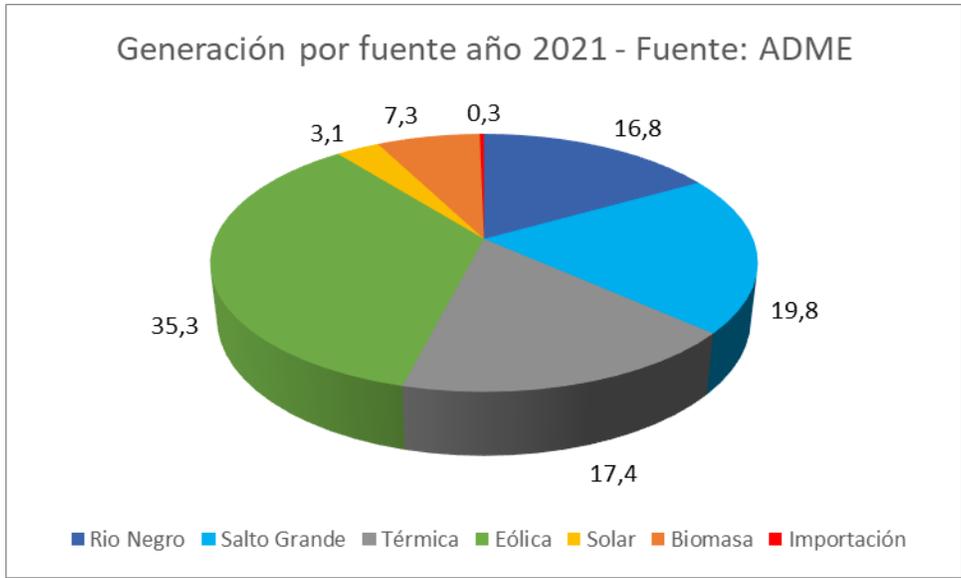


Figura 10 - Generación por fuente en Uruguay año 2021

En cuanto a la potencia instalada de energía hidroeléctrica en el sistema eléctrico uruguayo, se tienen los datos que se observan en la Tabla 1 - Potencia instalada en Uruguay año 2020 para el año 2020, obtenidos de [8]

Fuente de Generación	Porcentaje respecto del total de potencia instalada
<b>Hidroeléctrica</b>	32
<b>Térmica</b>	24
<b>Biomasa</b>	8
<b>Eólica</b>	31
<b>Solar Fotovoltaica</b>	5

*Tabla 1 - Potencia instalada en Uruguay año 2020*

La importancia de la generación hidroeléctrica para el sistema uruguayo, a pesar de ser la principal fuente de generación junto con la eólica, no radica solamente en la energía generada, sino además en la contribución con la estabilidad del mismo. Esto cobra especial importancia si se admite que la segunda fuente principal de generación es la eólica, que, a pesar de tener costo de referencia nulo de generación, no permite soportar una demanda firme de potencia, ya que la misma depende únicamente de las condiciones de viento al momento de la generación. En cambio, la energía hidroeléctrica a gran escala instalada en el Uruguay dota al sistema de una robustez fundamental para su correcto funcionamiento. Esto se puede observar claramente con la gestión de los embalses de las represas de Salto Grande y Rincón del Bonete, que permiten almacenar energía en forma de energía potencial para su utilización cuando sea requerido, que en general es cuando hay una demanda que no puede ser cubierta con fuentes como la eólica y la solar fotovoltaica. La valorización de la energía hidroeléctrica generada y la planificación energética del sistema se realiza mediante el valor del agua, calculado mediante parámetros que incluyen el análisis de lluvias y la planificación de la demanda en el período considerado.

Asimismo, un tercer aspecto que resalta la importancia de la generación hidroeléctrica a gran escala en el Uruguay es la posibilidad de contar con potencia rotante para los casos en los que sea necesario regulaciones de frecuencia de la red. Esto, al igual que la energía firme que provee la generación de este tipo, se complementa con la energía eólica, cuyos generadores no presentan inercia suficiente para contener cambios bruscos en la demanda que puedan provocar variaciones importantes de frecuencia. En cambio, los generadores hidroeléctricos sí pueden contener dichos cambios, producto de su inercia considerable.

## 2.2. Clasificaciones de generación hidroeléctrica

### 2.2.1. Por potencia instalada

La energía hidroeléctrica se puede producir en varias escalas de generación, que se diferencian según la potencia instalada de cada emprendimiento.

Según el Departamento de Energía de los Estados Unidos [10], se denomina Generación a Gran Escala a los emprendimientos mayores a 30 MW, Minigeneración a emprendimientos menores a 10 MW y mayores a 100 kW y Micro generación hidráulica a emprendimientos con potencia generada menor a 100 kW.

Otra clasificación es la que realiza OLADE (Organización Latinoamericana de Energía) en el documento titulado “El desarrollo de pequeñas centrales hidroeléctricas en Latinoamérica y el Caribe” en 1980 [11], que establece una división más estrecha, considerando emprendimientos de Micro generación aquellos con potencia menor a 50 kW, emprendimientos de Minigeneración con potencia instalada entre 50 kW y 500 kW y Pequeñas Centrales Hidroeléctricas aquellas con potencia entre 500 kW y 5 MW instalados.

Por su parte, en el informe realizado por el MIEM-DNETN en 2010 [17], se realiza una clasificación donde se denominan pico centrales aquellas con potencia inferior a 10 kW, micro centrales con potencia entre 10 kW y 100 kW, mini centrales con potencia entre 100 kW y 1 MW y pequeñas centrales con potencia entre 1 MW y 10 MW.

### 2.2.2. Por tipo de pasaje

Otra clasificación de las centrales hidroeléctricas es la que se realiza basada en su interacción con el curso de agua, entre las que están los emprendimientos con acumulación por presa, los emprendimientos de paso y los de bombeo entre otros.

#### 2.2.2.1. *Emprendimientos represados*

En este tipo de centrales es requerida la construcción de una presa, que puede ser de tierra, hormigón u otro material que sirva de contención para el agua almacenada. Mediante la construcción de la misma, se logra contener un volumen de agua y generar un desnivel que servirá para una generación de energía potencial a extraer posteriormente en las turbinas.

La generación del embalse, si bien permite un almacenamiento de energía en forma de agua, tiene un impacto que deberá ser cuantificado, y puede implicar la imposibilidad del emprendimiento.

Asimismo, la generación de un volumen de agua almacenado permite la gestión del recurso de una manera más eficaz, ya que no se depende de las condiciones de flujo del curso de agua.

#### 2.2.2.2. *Emprendimiento de paso*

Este tipo de centrales no contemplan la creación de un embalse para almacenamiento, sino que el agua del curso pasa directamente por la sala de turbinas y posteriormente es devuelta al mismo aguas abajo.

Este tipo de emprendimientos no permite una regulación ni almacenamiento de energía.

#### 2.2.2.3. *Emprendimientos de bombeo*

Las centrales de bombeo son aquellas en las que se bombea agua a un nivel superior para ser turbinada posteriormente. Este tipo de emprendimientos es utilizado frecuentemente en zonas donde se busca una complementariedad con otras fuentes de generación renovables estacionales, como lo son la eólica y la solar fotovoltaica. En dichos casos, se usa la energía excedente en los momentos del día que se genere para bombear agua a una cota superior para ser turbinada posteriormente, cuando el sistema así lo requiera.

Para este tipo de centrales puede observarse la utilización de bombas-turbinas, cuya aplicación y diseño constituye un tema de estudio actual de gran interés, por la versatilidad que estos emprendimientos pueden otorgarle al sistema eléctrico, dotándolo en la práctica de mecanismos de acumulación de energía para generadores con alta variabilidad a corto plazo.

## 2.3. Explotación hidroeléctrica a pequeña escala

Si bien en la sección anterior se mencionó la importancia de la generación hidroeléctrica en su conjunto, el objetivo de este capítulo es detallar el estado actual de la explotación a pequeña escala, en particular para emprendimientos de potencia instalada menor a 10 MW.

Existen algunos estudios, como el realizado por la Unión Europea mediante el programa EurObserv'ER, que en la edición 17ª de su reporte [14] incluye una revisión de los emprendimientos de este tipo

desarrollados en dicha región para los años 2015 y 2016. El artículo menciona algunas de las particularidades cualitativas de los emprendimientos, los cuales son en general centrales de paso, que no contienen represas o sí las contienen, pero no implican un volumen embalsado significativo, sino que se construyen simplemente para crear un desnivel que produzca un salto que se traduzca en energía generada. Según el documento, la creación de sitios de hidrogenación a pequeña escala contribuye con la descentralización del sistema y la estabilidad de la red, mediante el consumo de energía generada localmente.

La Figura 11 describe el estado de avance de la generación hidroeléctrica a pequeña escala en la Unión Europea.

En [14] se destaca como amenazas para el desarrollo de este tipo de emprendimientos los altos costos asociados, que implican períodos de repago elevados, algunos casos de oposición de las comunidades locales y ausencia de apoyo político para su desarrollo.

*Small hydraulic capacity (<10 MW) in running in the European Union countries in 2015 and in 2016\* (in MW)*

	2015	2016
Italy	3 208	3 299
France	2 065	2 096
Spain	1 953	1 947
Austria	1 280	1 332
Germany	1 327	1 326
Sweden	961	961
Romania	518	535
United Kingdom	368	426
Portugal	394	404
Czech Republic	335	337
Bulgaria	301	321
Finland	306	307
Poland	279	279
Greece	223	223
Slovenia	157	155
Slovakia	75	77
Belgium	66	69
Ireland	41	41
Croatia	36	37
Luxembourg	34	34
Latvia	29	29
Lithuania	27	27
Hungary	16	16
Denmark	7	10
Estonia	6	6
<b>Total EU 28</b>	<b>14 012</b>	<b>14 294</b>

Source: EurObserver 2017, amended with SHARES data

*Figura 11 - Potencia instalada en pequeñas centrales hidroeléctricas en la Unión Europea 2015-2016 – Fuente: EurObserver 2017*

En el año 1980, la OLADE redactó un informe acerca del desarrollo actual y futuro de las pequeñas centrales hidroeléctricas [11], donde se destacaba en ese entonces la presencia abundante de sitios potenciales para la instalación de pequeñas centrales hidroeléctricas en Latinoamérica. En el informe realizado, se definían como pequeñas centrales hidroeléctricas aquellas con una potencia instalada menor a 5 MW.

Según el documento, una de las principales barreras para el desarrollo de las mismas era la existencia de esfuerzos esporádicos y poco coordinados, con carencias de apoyo institucional. Para el éxito de dichos emprendimientos, la OLADE sostenía que debería haber un conjunto de medidas que impacten en temas como la transferencia tecnológica y la fabricación y suministro de equipamientos y materiales para la construcción de estas centrales.

El diagrama de la Figura 12 fue obtenido del documento publicado por OLADE “Minicentrales hidroeléctricas (Manual para toma de decisiones)”, en 1981 [15] e ilustra los problemas, sus causas y las medidas que apuntan hacia su solución.

Una de las soluciones más enfatizadas en el estudio de la OLADE para disminuir el costo de la inversión por unidad de potencia instalada es la necesidad de incentivar las actividades regionales de investigación para reducir los costos en ingeniería y equipos necesarios para la implementación de los emprendimientos. En estas actividades están comprendidas la capacitación de profesionales en cada país de la región para cumplir con las actividades de cada etapa de desarrollo.

La instalación de pequeñas centrales hidroeléctricas, sostenía OLADE en [11], que contribuiría con eliminar la desigualdad existente en el desarrollo energético entre las grandes ciudades y las comunidades rurales. Es este uno de los motivos que implica que el desarrollo de la hidroeléctrica a pequeña escala tenga impactos socio-económicos en algunos sectores geo-demográficos.



Figura 12 - Digrama de causas, problemas y soluciones para la implementación de PCH según OLADE

Desde el punto de vista tecnológico, la OLADE reconocía ya en la década de los 80 la necesidad de unidades de investigación y desarrollo de diseños de prototipos y optimización de los mismos. Esto es coherente con el impulso necesario a las industrias nacionales para hacer factible la construcción de pequeñas centrales. Entre los elementos que la institución recomendaba crear se encontraban Laboratorios y centros de prototipos, como se observa en el diagrama de la Figura 13, obtenido del documento analizado.

En los casos de micro-centrales, se recomendaba la utilización casi exclusiva de mano de obra y materiales locales para la construcción del emprendimiento.

Con respecto a las capacitaciones necesarias a nivel de posgrado sugeridas por OLADE, surgían como absolutamente necesarias la creación de Laboratorios de Máquinas Hidráulicas y Laboratorios de Máquinas Eléctricas, así como la capacitación en áreas como la Mecánica de los Fluidos, Hidrología, Metalurgia, entre otras. Estas se recogen en la Figura 13, extraída de [15].

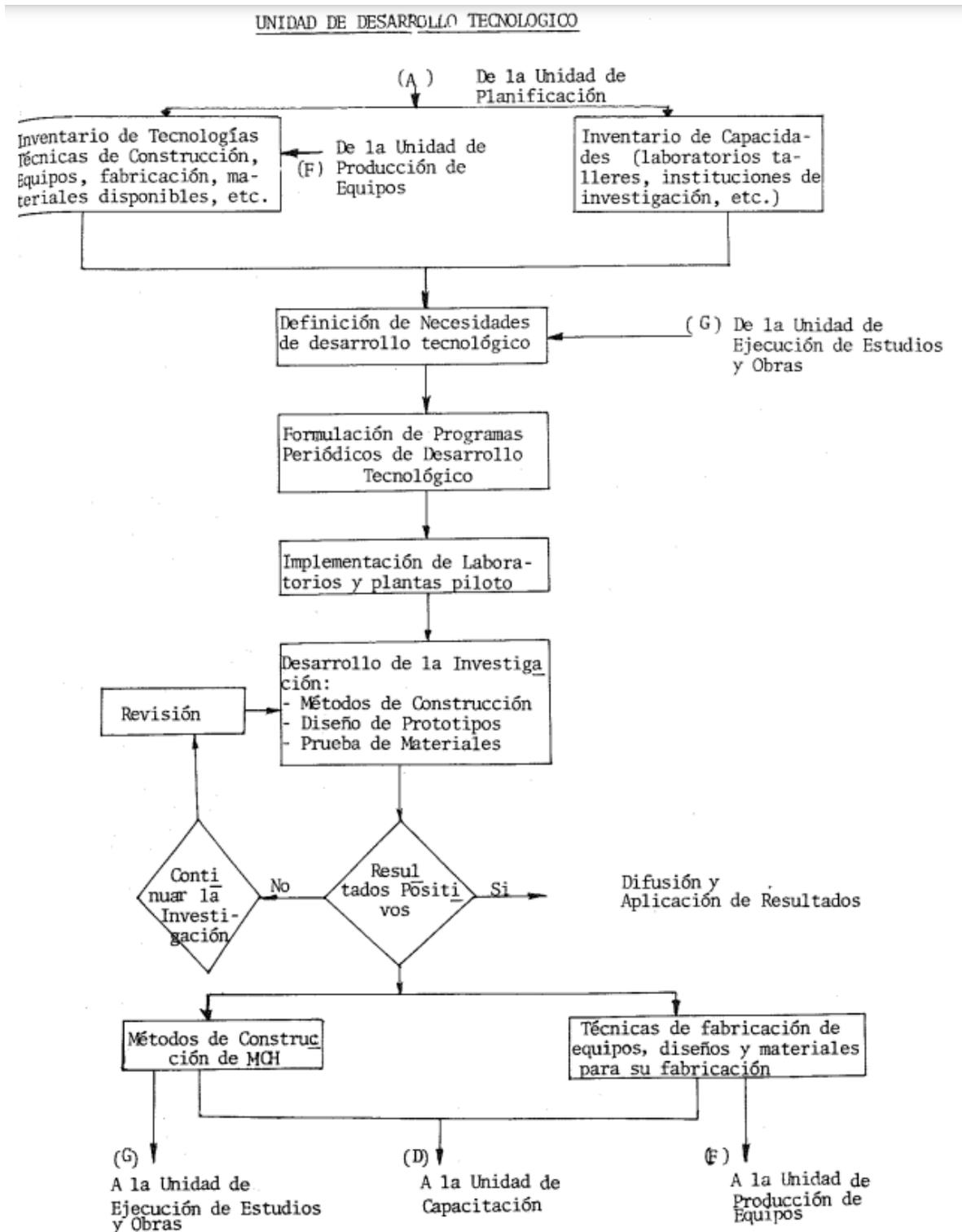


Figura 13 - Capacidades fundamentales para el Desarrollo de PCH según OLADE

Un estudio más reciente acerca de la temática de aprovechamientos hidroeléctricos a pequeña escala es el realizado en por Liu et. Al en 2019 [16] que fue patrocinado por la Organización de Desarrollo Industrial de las Naciones Unidas (UNIDO) en el cual se realizaron una serie de informes donde se reseñaba el estado

de los desarrollos de pequeñas centrales hidroeléctricas alrededor del mundo, así como algunos casos de estudio y un análisis pormenorizado por región. El criterio de análisis para determinar los aprovechamientos fue seleccionar aquellos con una potencia nominal menor a 10 MW.

Uno de los mayores objetivos de la generación hidroeléctrica a pequeña escala en la actualidad sigue siendo contribuir con la electrificación de comunidades rurales alejadas, análogamente a lo que planteaba la OLADE para el caso de Latinoamérica en [11]. Esto es especialmente relevante para países extremadamente subdesarrollados en materia energética, como por ejemplo los países de África Subsahariana.

En la Figura 14, extraída de [16], se puede observar la evolución tanto de la potencia instalada en pequeños aprovechamientos (derecha) como el potencial relevado de instalación de los mismos para todo el mundo (izquierda).

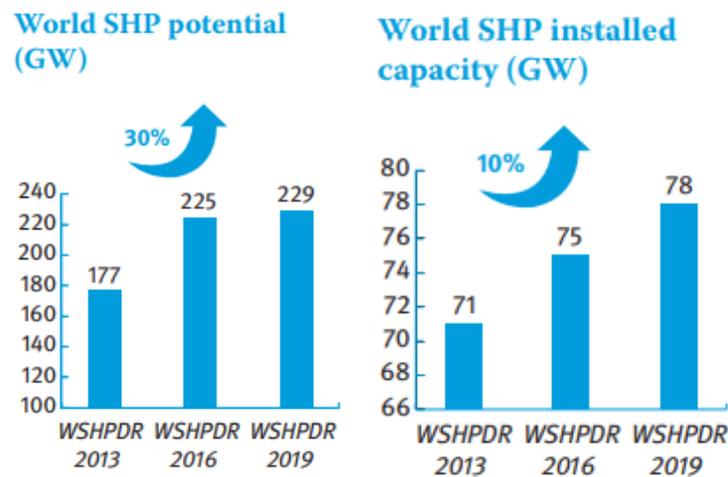


Figura 14 - Potencial vs potencia instalada mundial en PCH – Fuente: World Small Hydropower Development Report 2019

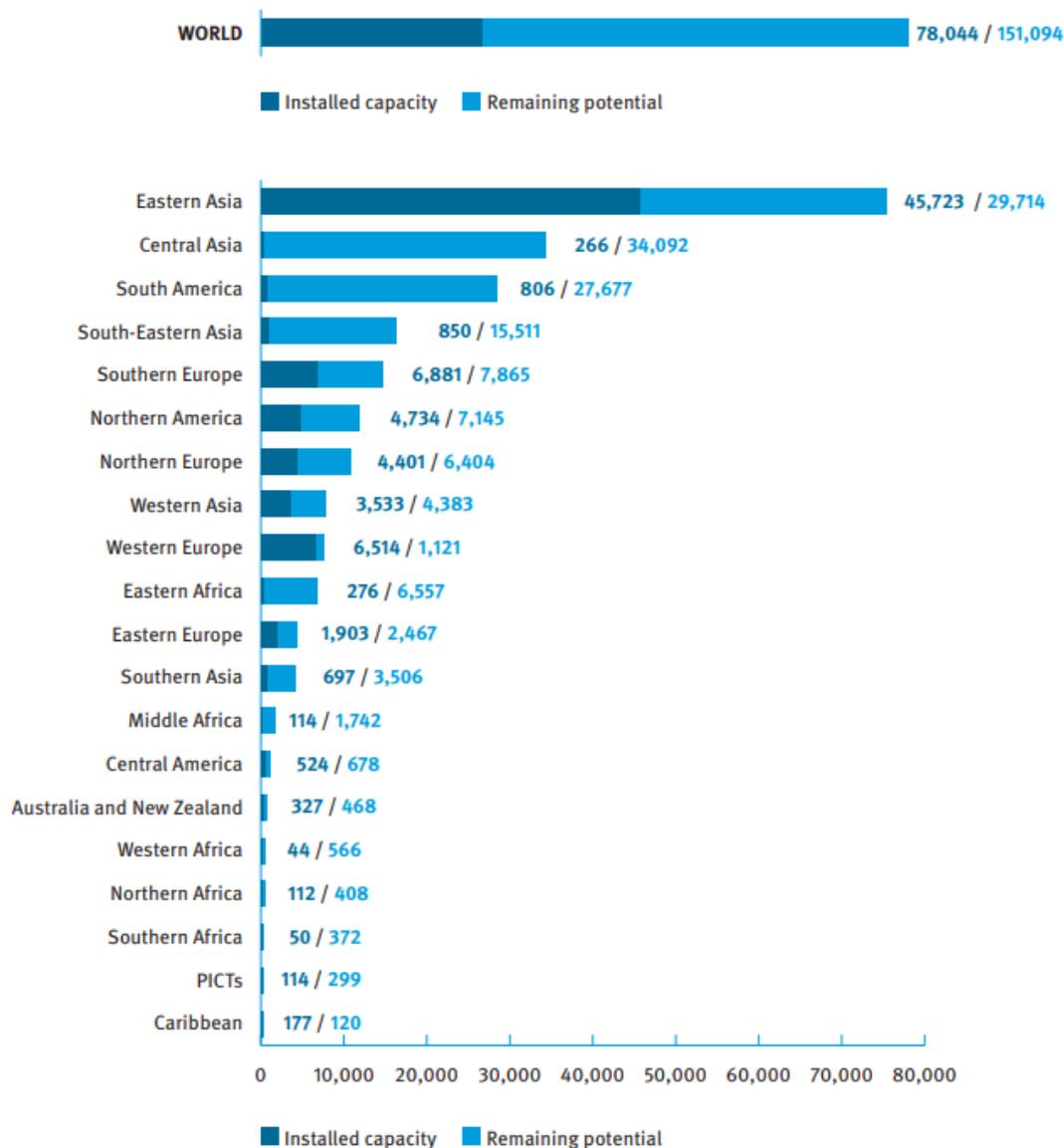
También se puede observar de la Figura 14 que la capacidad instalada tiene un crecimiento relativo menor a la cantidad de sitios potenciales para su aplicación.

Asimismo, en la Figura 15 se ilustra la capacidad ociosa por región en cuanto a pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Este análisis fue realizado en el año 2019 y solamente consideró países donde se tienen datos de dichos emprendimientos. Resulta evidente la enorme capacidad ociosa que tienen las regiones de Asia y Sudamérica, por lo que resulta fundamental el desarrollo de la disciplina en dichos lugares.

Lo mencionado anteriormente tiene un punto de coincidencia con el informe de OLADE [11], el que mencionaba la gran cantidad de sitios potenciales para la instalación de pequeñas centrales, así como la explotación casi inexistente de dichos lugares.

Resulta de interés analizar los resultados del informe [16], específicos para Sudamérica, los que se observan en la Figura 16.

### Remaining SHP potential by region (MW)



Source: WSHPR 2019

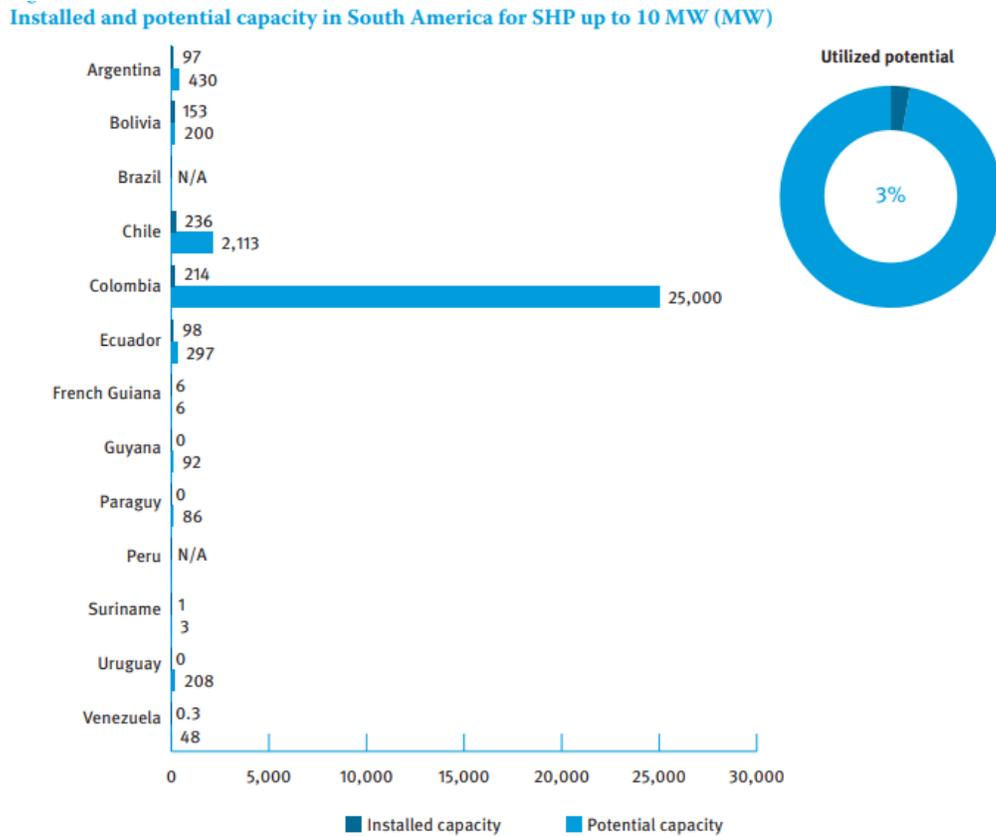
Figura 15 - Potencia instalada vs potencial en PCH por región

En concordancia con lo observado en la Figura 16, se advierte una capacidad ociosa de un 97% en cuanto a pequeños aprovechamientos hidroeléctricos en la región.

Uruguay en particular, no presenta registros de emprendimientos de este tipo. El reporte específico para Uruguay indica que solamente hay emprendimientos de gran escala con plantas con potencia superior a los 50 MW. Se identificaron 70 posibles sitios para emprendimientos de hasta 50 MW, con una potencia acumulada de 232 MW, de los cuales 68 de ellos tendrían una potencia instalada menor a 10 MW, con una potencia acumulada de 207,8 MW. Además, el informe observa que muchos de los sitios relevados

ya presentan la existencia de represas para riego, lo que influiría en la reducción de costos en la construcción del emprendimiento.

De los demás países de la región, resulta evidente el enorme potencial que presenta Colombia, con una capacidad ociosa cercana al 100%.



Source: WSHPR 2019

Figura 16 - Potencia instalada vs potencial en PCH por país en Sudamérica

Entre las barreras detectadas por el estudio [16], se repiten varias de las observadas en los documentos de la OLADE [11][15]. Es de particular interés el énfasis puesto en ambos documentos en el desarrollo profesional y tecnológico local para evitar, en gran medida, depender de la importación de productos y materiales, que constituyen, a entender de los autores, una parte importante de la inversión requerida, principal barrera para la implementación de proyectos de generación a pequeña escala.

### 2.3.1. Generación hidroeléctrica a pequeña escala en Uruguay

Para el trabajo de investigación y desarrollo propuesto, es de gran importancia conocer la situación de la generación hidroeléctrica a pequeña escala en Uruguay.

Existen estudios internacionales, como [16], que toma como referencia el informe recogido en Schenzer et. al, 2013 [18] y el informe del MIEM-DNETN – ONUDI, 2010 [17], que denotan la ausencia de desarrollo de proyectos de generación de pequeña escala en el país. En contraste con el nulo desarrollo, los estudios también observan un potencial por demás interesante de emprendimientos a explotar, muchos de ellos

con represas ya existentes, que podrían totalizar una potencia adicional al sistema eléctrico nacional de 208 MW.

La explotación de la energía hidroeléctrica en Uruguay, como se comentó en la sección anterior, se compone únicamente de emprendimientos de gran escala, como lo son la Central Hidroeléctrica Salto Grande, central binacional ubicada en el litoral oeste del país, sobre el Río Uruguay y con una potencia instalada de 1890 MW (de la cual la mitad corresponde a Uruguay) y tres centrales ubicadas sobre el Río Negro, como lo son la Central Hidroeléctrica de Baygorria, con una potencia instalada de 108 MW, la Central Hidroeléctrica Gabriel Terra (Rincón del Bonete), con una potencia instalada de 152 MW y la Central Hidroeléctrica Constitución (Palmar), con una potencia instalada de 333 MW.

La potencia total instalada disponible para el sistema uruguayo como consecuencia de la operación de las mencionadas cuatro centrales es de 1538 MW, siendo, como se detalló en secciones anteriores, la fuente de energía más relevante del país, junto con la eólica.

Además de la capacidad de generar energía eléctrica, las centrales actúan como un regulador del sistema eléctrico, aportando energía firme y estabilidad a la red.

Con respecto a estudios nacionales de penetración y viabilidad de la generación hidroeléctrica a pequeña escala, se puede considerar el realizado en conjunto por el MIEM-DNETN y ONUDI, en 2010 [17] donde se efectuó un relevamiento de la situación actual de dichos aprovechamientos, con la posterior identificación de posibles lugares factibles de instalación de proyectos de generación a pequeña escala. En el informe, se consideraron como pequeñas centrales hidroeléctricas aquellas con potencia instalada menor a 10 MW, con las siguientes subdivisiones: pico-generación (hasta 10 kW), micro-generación (entre 10 kW y 100kW), mini-generación (entre 100 kW y 1 MW) y pequeñas centrales (entre 1 MW y 10 MW). En dicho artículo se destaca la ausencia de cualquier PCH conectada a la red de la que se tenga registro.

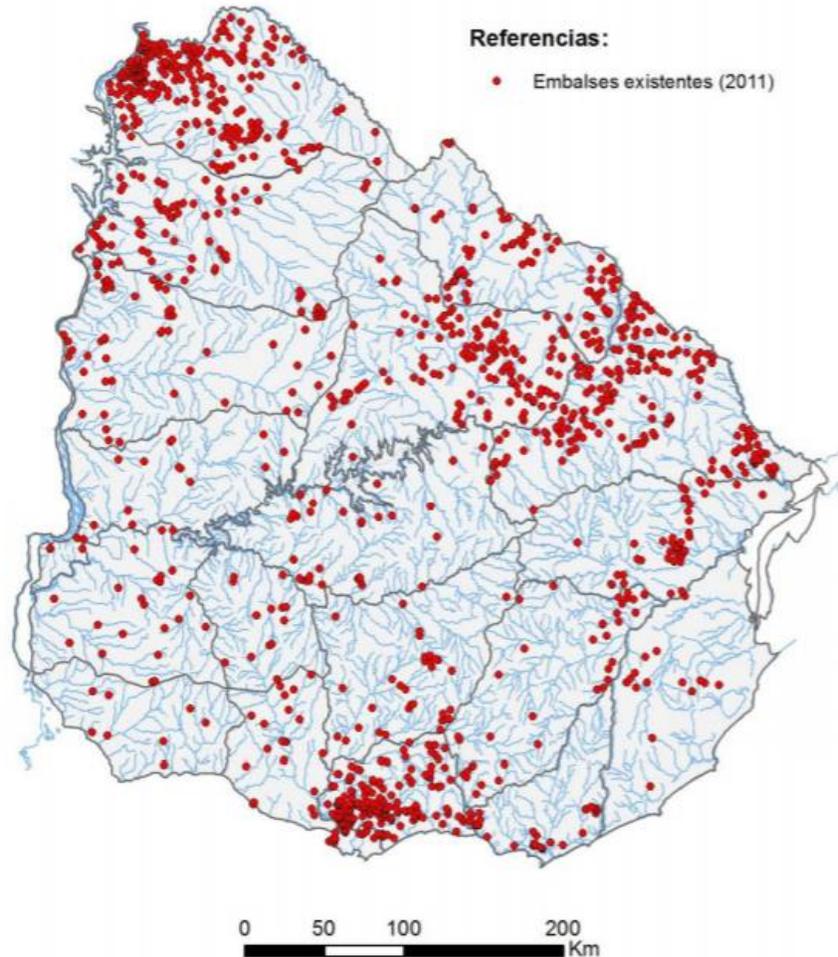
El mayor atractivo para la implementación de pequeñas centrales, en cualquiera de su subdivisión, lo representan los embalses ya existentes, por el ahorro que genera la posibilidad de utilizar las presas existentes. En [17] se destaca la presencia de 1100 embalses registrados, siendo más del 90% de los mismos embalses para riego de cultivo de arroz. El período de riego del arroz se extiende aproximadamente por cien días, de diciembre a marzo, según el artículo, introduciendo dicha estacionalidad a la generación asociada a dichos embalses.

Como parámetros de viabilidad de los embalses existentes para su utilización para generar energía hidroeléctrica se encuentran el salto mayor a cinco metros y la presencia de la red eléctrica cercana.

En [17], con la información obtenida del año 1993 por el IMFIA y el IIE de la Facultad de Ingeniería - UdelaR, solo se pudo detectar el embalse de India Muerta para emprendimientos de potencia menor a 1 MW. Sin embargo, se pudieron relevar 101 sitios de posibles emprendimientos para proyectos con potencias mayores a 1 MW.

En 2013, se realizó un estudio por parte del Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental de la Facultad de Ingeniería (Schenzer et. al., 2013, denominado "Factibilidad de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas Multipropósito en Presas ya Construidas") [19] que continuaba la profundización de los datos obtenidos en [17].

Entre el 2013 y 2014 se realizaron informes [19] [20] [27] acerca de Generación en Embalses Multipropósito por el Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental de la Facultad de Ingeniería – UdelaR, donde se consideraron para una primera aproximación los embalses existentes para riego registrados en la Dirección Nacional de Aguas (DINAGUA), que en 2011 ascendían a 1331, cuya distribución en el territorio nacional se observa en la Figura 17 [19].



**Figura 3-1: Embalses registrados en DINAGUA a noviembre de 2011**

*Figura 17 - Embalses registrados en DINAGUA – Fuente: Informe IMFIA – UdelaR (2013)*

Para cada uno de los embalses identificados se calculó la potencia media, la energía media generable en la temporada de riego, la relación cuenca/embalse y la energía media anual generable, a partir de la altura media, el caudal medio estimado en la temporada de riego, el volumen del embalse, el área y la escorrentía media en la cuenca de aporte. Esto permitió identificar los sitios más promisorios para la implementación de PCH.

Posteriormente, se procedió a construir histogramas de potencia y energía media anual generable con los datos calculados, que se observan en la Figura 18 y Figura 19.

Para la construcción de los histogramas solamente se consideraron embalses con salto mayor a cinco metros y sin datos faltantes en el registro de DINAGUA, sumando un total de 913 embalses.

Además, para el caso de la potencia se consideran únicamente los que presentan potencias mayores a 10 kW y para el caso de la energía media anual se consideran únicamente aquellos con energía generada mayor a los 20 MWh/año.

De la Figura 18 puede observarse que la gran mayoría de los embalses (86%) presentan una potencia media inferior a los 50 kW, mientras que una minoría (3%) presentan potencias mayores a 100 kW.

En el caso de Figura 19, el 97% de los casos se encuentra por debajo de los 500 MWh por año.

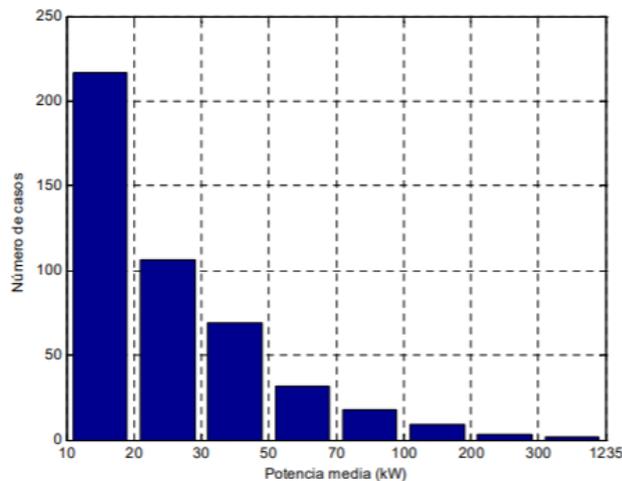


Figura 18 - Histograma de potencia media para los embalses considerados - Fuente: Informe IMFIA – UdelaR (2013)

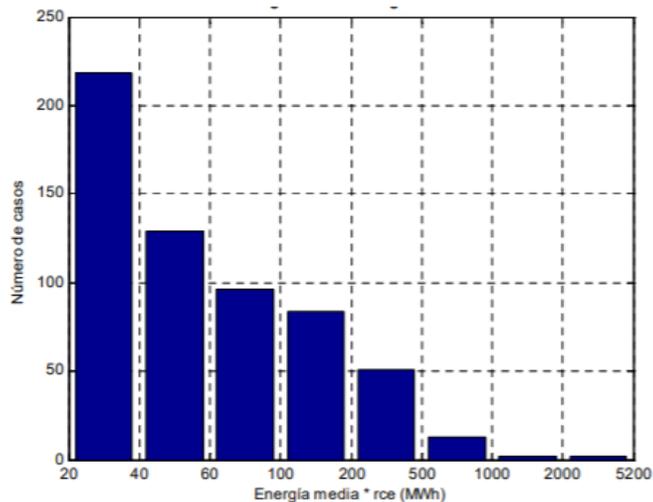


Figura 19 - Histograma de energía media para los embalses considerados Informe IMFIA – UdelaR (2013)

Finalmente, se seleccionaron para el estudio veinte embalses de riego y se procedió a analizar su factibilidad. Se realizaron dos hipótesis que alteran sensiblemente el costo del equipamiento electromecánico y por ende la rentabilidad de la inversión, que son las hipótesis de caudal de riego continuo, que implica dividir el volumen embalsado entre los días de riego (120 días en este caso) y la

hipótesis de riego intermitente, que implica que el riego se realiza de forma más intensa durante un lapso de tiempo y luego se interrumpe, por lo que el caudal durante el riego aumenta por un factor de tres en este caso.

La Figura 20 y Figura 21 ilustran los resultados obtenidos de [19] para la factibilidad de emprendimientos de PCH en embalses de riego ya construidos.

Como era de esperar, las tasas de retorno se reducen sensiblemente al tratarse de riego intermitente, por encarecerse la inversión en el equipamiento requerido para turbinar caudales mayores, lo cual es claramente evidenciado por la Figura 22 y Figura 23.

**Tabla 5-5: Resumen - Escenario de riego continuo y 90 U\$S/MWh durante 20 años**

Nº	Curso a utilizar	Departamento	Pot (kW)	Energía media anual (MWh)	TIR (%)
1	Ao. Corrales	Treinta y Tres	569	1659	6,9%
2	Arroyo de los Porongos	Treinta y Tres	242	844	7,7%
3	Ao. del Estado	Durazno	93	441	8,8%
4	Cañada del Sauzal	Artigas	20	108	6,8%
5	Cda. de la Canelera	Artigas	32	170	< 0,0%
6	Ao. de los Ceibos	Treinta y Tres	94	400	5,2%
7	Ao. Sarandí Grande	Treinta y Tres	256	541	0,3%
8	Ao. Sauce del Peñón	Rocha	126	419	6,4%
9	Cda. Isla Larga	Rocha	198	401	0,6%
10	Arroyo del Tala	Salto	82	290	7,5%
11	Ao. Laureles	Salto	150	318	< 0,0%
12	Zanja Aguapey	Artigas	11	60	0,4%
13	Cda. Zanja del Duraznal	Artigas	69	223	< 0,0%
14	Ao. Molles	Lavalleja	122	332	1,3%
15	Cda. Botacué	Artigas	84	268	6,4%
16	Cda. de las Pajas	Cerro Largo	103	279	0,4%
17	Ao. Chingolo	Paysandú	66	222	6,4%
18	Cda. de los Burros	Cerro Largo	101	241	< 0,0%
19	Ao. de la Canelera	Paysandú	67	207	< 0,0%
20	Ao San Gregorio	Tacuarembó	80	224	< 0,0%

*Figura 20 - Resumen de escenario de los casos considerados asumiendo riego continuo - Informe IMFIA – UdelaR (2013)*

Tabla 5-6: Resumen - Escenario de riego intermitente y 90 U\$S/MWh durante 20 años

Nº	Curso a utilizar	Departamento	Pot (kW)	Energía media anual (MWh)	TIR (%)
1	Ao. Corrales	Treinta y Tres	1706	2638	< 0,0%
2	Arroyo de los Porongos	Treinta y Tres	726	1425	0,7%
3	Ao. del Estado	Durazno	279	817	5,7%
4	Cañada del Sauzal	Artigas	60	210	6,7%
5	Cda. de la Canelera	Artigas	96	326	< 0,0%
6	Ao. de los Ceibos	Treinta y Tres	281	720	2,7%
7	Ao. Sarandí Grande	Treinta y Tres	769	770	< 0,0%
8	Ao. Sauce del Peñón	Rocha	378	695	< 0,0%
9	Cda. Isla Larga	Rocha	594	563	< 0,0%
10	Arroyo del Tala	Salto	245	493	0,9%
11	Ao. Laureles	Salto	451	454	< 0,0%
12	Zanja Aguapey	Artigas	34	116	2,3%
13	Cda. Zanja del Duraznal	Artigas	207	366	< 0,0%
14	Ao. Molles	Lavalleja	366	516	< 0,0%
15	Cda. Botacué	Artigas	253	439	< 0,0%
16	Cda. de las Pajas	Cerro Largo	308	433	< 0,0%
17	Ao. Chingolo	Paysandú	198	369	< 0,0%
18	Cda. de los Burros	Cerro Largo	303	357	< 0,0%
19	Ao. de la Canelera	Paysandú	202	335	< 0,0%
20	Ao San Gregorio	Tacuarembó	240	352	< 0,0%

Figura 21 - Resumen de escenario de los casos considerados asumiendo riego intermitente Informe IMFIA – UdelaR (2013)

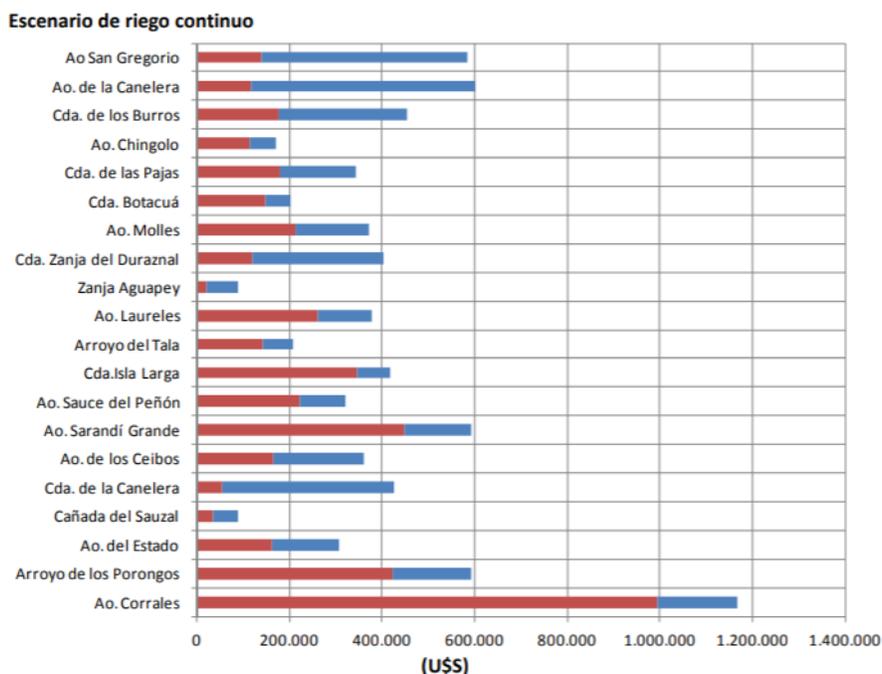


Figura 22 - Desglose de inversión para caso de riego continuo - Informe IMFIA – UdelaR (2013)

### Escenario de riego intermitente

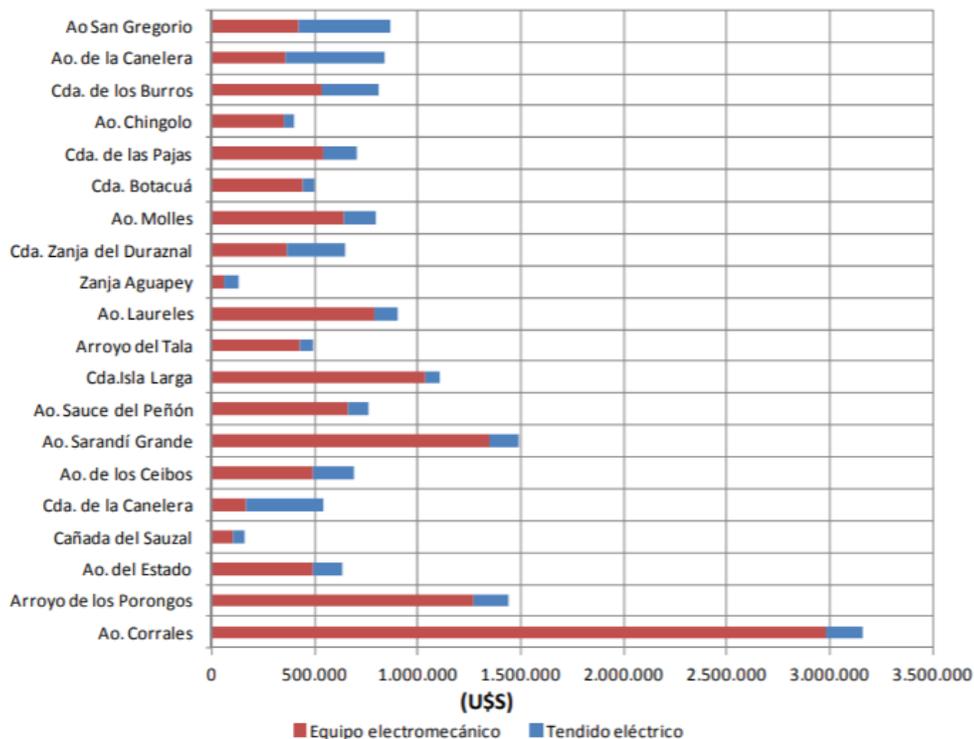


Figura 23 - Desglose de inversión para caso de riego intermitente - Informe IMFIA – UdelaR (2013)

En 2014 se realizó un estudio por Schenzer et. al., denominado “Barreras para la implementación de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas” [21], en el que se identificaban las principales barreras para el desarrollo de los proyectos de generación hidroeléctrica a pequeña escala. Es evidente que, fuera de los elementos que afectan el precio de la energía, la mayor incidencia en la rentabilidad de los emprendimientos es la del costo de instalación de los equipos electromecánicos, en los casos de represas ya construidas, ya que para sitios sin represas existentes la rentabilidad se torna muy pequeña o nula.

Se identifica una oportunidad de la creación de una industria nacional de fabricación de turbinas de bajo costo, mediante la utilización de los recursos humanos altamente especializados ya existentes. Se detalla también la ausencia de un laboratorio de ensayos especializados de turbinas y la capacidad industrial nacional para realizar modelos y prototipos para ensayar en campo.

La barrera identificada en [21], junto con el interés nacional de cara a la planificación energética para el período 2005-2030 en fomentar la introducción de energías renovables no convencionales, entre la que se encuentra la micro-generación hidroeléctrica, hacen que se apunte hacia un proyecto de fomento a dicha escala de generación hidroeléctrica, que se materializa en el año 2016 con el proyecto financiado por la Agencia Nacional de Investigación e Innovación (ANII), denominado “Diseño, fabricación e instalación de una microturbina hidráulica en un embalse de riego”, codificado como ANII FSE 131297, cuyo informe final se encuentra en [22].

### 3. Generalidades del proceso de generación

La generación hidroeléctrica es un proceso de conversión de energía que permite la obtención de energía eléctrica a partir de energía potencial y cinética proveniente de un flujo de agua. El intercambio de potencia se realiza en un rotor o rodete, que convierte la energía del flujo en energía mecánica. Posteriormente, la energía mecánica es transmitida mediante un eje a un generador eléctrico, que la convierte en energía eléctrica que puede ser inyectada a la red o consumida localmente.

La energía específica por unidad de peso obtenida por una turbina hidroeléctrica se puede obtener mediante la diferencia de carga entre la entrada y la salida de la misma, descontando las pérdidas correspondientes, según se observa de la ecuación ( 1 ).

$$H_{turb} = H_1 - H_2 - \zeta_{1-2} \quad (1)$$

Donde la carga es la correspondiente al trinomio de Bernoulli, mostrado en la ecuación ( 2 ).

$$H = \frac{P}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

#### 3.1. Tipos de turbinas hidroeléctricas

Existen dos grandes clasificaciones de turbinas hidroeléctricas, dependiendo del tipo de energía que utilizan para su funcionamiento. Las turbinas de acción, como lo son las turbinas Pelton por ejemplo, son aquellas que utilizan la energía cinética del flujo para convertirla en energía mecánica. Esto se logra mediante toberas que impulsan el flujo en forma de chorros y provocan el movimiento del rotor. En las turbinas de acción, la presión aguas arriba y aguas abajo del rodete es la misma. En cambio, las turbinas de reacción, como lo son por ejemplo las turbinas Francis y Kaplan, se basan en el aprovechamiento de la energía potencial. En las turbinas de reacción, la variación de la presión del flujo en su paso por el rodete es considerable, ya que es el principio fundamental de la generación de energía en dichas máquinas.

El grado de reacción puede definirse como el porcentaje de energía que representa la pérdida de piezométrica en el rotor sobre la diferencia de carga total en el mismo, como se observa en la ecuación ( 3 ).

$$\varepsilon = \frac{\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2}{\frac{p_1 - p_2}{\gamma} + z_1 - z_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}} \quad (3)$$

Donde los subíndices 2 y 1 indican las secciones de salida y entrada al rotor.

De la ecuación ( 3 ) puede observarse, que para valores de  $\varepsilon$  que tiendan a cero, se tratará de turbinas de acción, donde la incidencia de la reducción de piezométrica en la reducción de carga total es casi nula. Por el contrario, para valores de  $\varepsilon$  tendientes a la unidad, se tratará de turbinas de reacción, donde el intercambio predominante de potencia estará dado por la reducción de piezométrica.

### 3.1.1. Turbinas de acción

Las turbinas de acción son utilizadas más frecuentemente en sitios con saltos elevados y caudales reducidos. El flujo se conduce mediante una cañería a presión y luego impulsado mediante una boquilla o tobera, que convierte la energía potencial en energía cinética.

Las turbinas de acción más utilizadas son las turbinas Pelton, Michel Banki o las ruedas de agua (Waterwheels). Si bien el mecanismo de conversión de energía potencial a cinética es similar en todas ellas, el fenómeno de conversión de energía cinética a mecánica varía con la geometría de los rotores.

### 3.1.2. Turbinas de reacción

Las turbinas de reacción son utilizadas en sitios con saltos bajos y medios y caudales altos y medios. En particular las turbinas de este tipo más utilizadas son las Kaplan y las Francis.

Este tipo de turbinas constan, de forma general, con un conducto de presión que conduce el flujo desde el reservorio o fuente de agua hasta la entrada a la turbina, con un grupo de álabes distribuidores, que cumplen la función de guiar al flujo hacia el rodete y generando un flujo de momento de cantidad de movimiento con los álabes del rodete, que es donde se realiza el intercambio de potencia entre el flujo y el eje, y el tubo difusor o tubo de aspiración, que tiene como función la recuperación de presión a la salida mediante el decrecimiento de la velocidad.

#### 3.1.2.1. Turbinas de flujo mixto

##### 3.1.2.1.1. Turbinas Francis

Las turbinas Francis son turbinas de flujo mixto, en las que el mismo ingresa al rotor desde la voluta o cámara espiral, guiado por los álabes del distribuidor, como se observa en la Figura 24. El fluido luego impulsa a los álabes del rotor, introduciendo un par sobre el eje y produciendo energía mecánica.

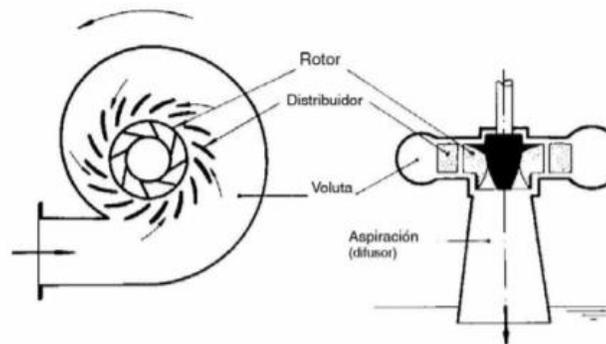


Figura 24 - Esquema de turbina Francis

Para comprender el flujo en una turbina Francis, resulta útil observar los triángulos de velocidades a la entrada y la salida de la misma, como se observan en la Figura 25. Las letras  $u$ ,  $v$  y  $v_R$  hacen referencia a las velocidades de transporte, absoluta y relativa, respectivamente. Asimismo, los subíndices 1 y 2 refieren a la entrada y salida del rotor, respectivamente.

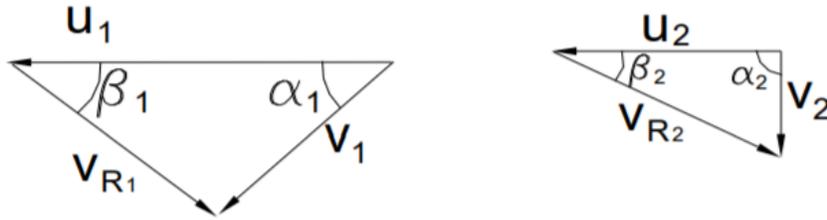


Figura 25 - Triángulo de velocidades para turbina Francis

Como se observa en los triángulos de velocidades, en la entrada el flujo ingresa guiado por los álabes del distribuidor, mientras que en la salida se tiene la hipótesis de flujo axial, en el caso que se le ha extraído toda la potencia al mismo en forma de momento de cantidad de movimiento. Esto implica que, en el caso que el ángulo  $\alpha_2$  sea menor a 90 grados, el flujo tiene potencia remanente.

Si se aplica el Teorema de Euler entonces la energía obtenida del flujo se deduce de la ecuación ( 4 ):

$$H_{t\infty} = \frac{\vec{u}_1 \cdot \vec{v}_1 - \vec{u}_2 \cdot \vec{v}_2}{g} = \frac{u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (4)$$

La ecuación de Euler es válida para todas las turbomáquinas, y se utilizará más adelante para calcular la carga obtenida por un rotor de una turbina axial.

De la ecuación ( 4 ) se observa que el flujo en la entrada no puede ser radial, por lo que este tipo de turbinas se construyen con pre-distribuidor y distribuidor para guiar el flujo hacia el rotor. Asimismo, el punto de mayor carga extraída corresponde, para una máquina dada, al punto de funcionamiento con flujo que presente componente tangencial nula en la salida, donde la carga ideal extraída en el rotor es la de la ecuación ( 5 ).

$$H_{t\infty} = \frac{u_1 v_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{u_1 v_{1u}}{g} \quad (5)$$

Donde  $v_{1u}$  es la componente tangencial de la velocidad absoluta en la entrada.

### 3.1.2.2. Turbinas axiales

Las turbinas axiales son aquellas en las que el flujo ingresa y egresa en la dirección del eje de giro. Este tipo de turbinas presentan la particularidad que utilizan perfiles aerodinámicos para la construcción de las palas que intercambian potencia con el flujo, por lo que se hará una introducción al tema de las fuerzas aerodinámicas que se establecen sobre perfiles en punta para continuar posteriormente el análisis de las turbinas axiales.

#### Fuerzas aerodinámicas

En los escurrimientos que involucran perfiles aerodinámicos existen dos componentes en las que se descompone la fuerza aerodinámica total: la fuerza de sustentación (Lift por su significado en inglés) y la fuerza de arrastre (Drag por su significado en inglés). La fuerza de sustentación se encuentra en la dirección perpendicular a la velocidad relativa del viento incidente y apunta hacia el extradós del perfil, mientras que la fuerza de arrastre tiene una dirección paralela a la velocidad relativa y un sentido igual al

de la misma. Ambas fuerzas se colocan con su origen en el centro de presiones del perfil. Se observa el esquema de dichas fuerzas en la Figura 26.

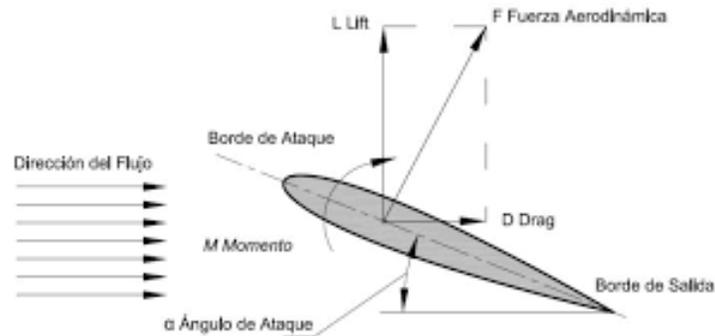


Figura 26 - Diagrama de fuerzas sobre perfil aerodinámico

Las fuerzas aerodinámicas se definen a partir de los coeficientes aerodinámicos, cuya expresión se observa en las ecuaciones ( 6 ) y ( 7 ). Los mismos son obtenidos experimentalmente en ensayos en túnel de viento o mediante simulaciones numéricas con modelos validados para dichos efectos.

Los coeficientes aerodinámicos son dependientes de la densidad del fluido, el largo de cuerda, la velocidad lejos del álabe, la viscosidad dinámica, la geometría del perfil, donde se incluye la rugosidad relativa a la cuerda y el ángulo de ataque. Sin embargo, para condiciones de número de Reynolds elevados, que constituyen la mayoría de las aplicaciones de interés, el valor de dichos coeficientes no depende de la rugosidad relativa, por lo que se describen los valores de los mismos en función del número de Reynolds y el ángulo de ataque. Las hipótesis de independencia de la rugosidad relativa no se cumplen en condiciones de separación de capa límite, donde los efectos viscosos tienen una incidencia importante.

El ángulo de ataque, como se observa en la Figura 26, es el ángulo formado entre la cuerda del perfil y la velocidad relativa del flujo incidente.

$$\frac{L}{\frac{1}{2}\rho v^2 l} = C_L \left( \frac{\varepsilon}{l}, Re, \alpha \right) \quad (6)$$

$$\frac{D}{\frac{1}{2}\rho v^2 l} = C_D \left( \frac{\varepsilon}{l}, Re, \alpha \right) \quad (7)$$

#### Obtención de coeficientes aerodinámicos

Los coeficientes aerodinámicos, como se menciona anteriormente, son obtenidos experimentalmente mediante ensayos en túnel de viento bajo condiciones específicas. Los diagramas indican el valor de cada coeficiente en función del ángulo de ataque y para determinados valores del número de Reynolds. En [24], que constituye una de las mayores bases de datos de perfiles aerodinámicos, se presenta la información de los perfiles según se observa en la Figura 27.

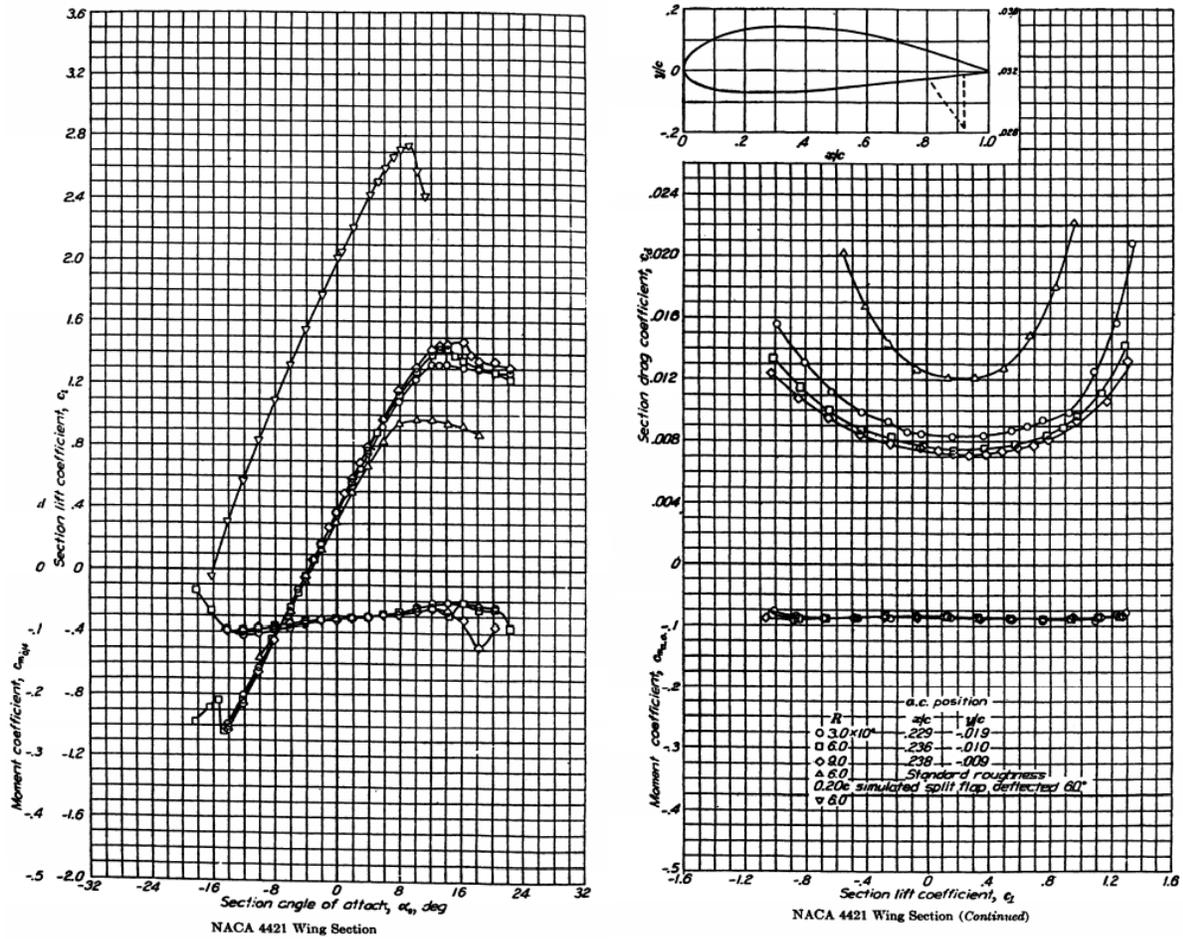


Figura 27 - Tabla de obtención de coeficientes aerodinámicos para un perfil NACA 4421 de Abbott et al, 1959

Otra fuente extendida de obtención de perfiles aerodinámicos es el software XFOIL, desarrollado por Drela et. al, 2000 [26], que permite obtener en forma digital los valores de coeficientes de sustentación, arrastre y presión, para el rango de ángulos de ataque y número de Reynolds especificado, como se observa en la Figura 28 para el caso del perfil NACA 4421. Esta herramienta permite, además, conocer las condiciones de desprendimiento de capa límite y comparar los resultados obtenidos considerando o no los efectos viscosos. Asimismo, el software permite cargar datos de puntos de coordenadas de un perfil

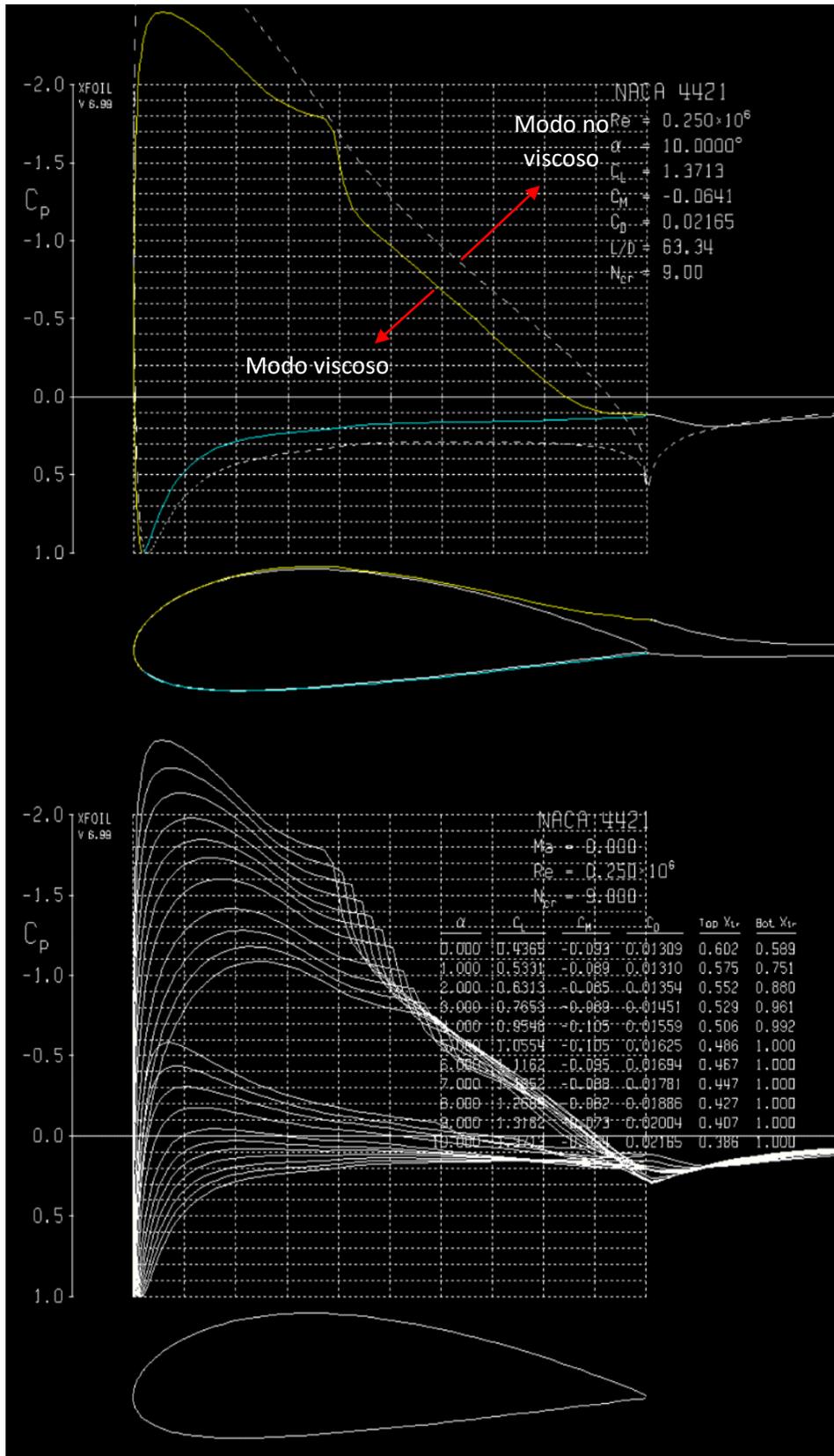


Figura 28 - Obtención de coeficientes aerodinámicos desde programa Xfoil – Fuente: captura de pantalla de software XFOIL

aerodinámico específico y modificarlo para obtener, mediante la simulación, valores de coeficientes

aerodinámicos para el perfil creado. Esto puede ser particularmente útil para su empleo con perfiles no convencionales o con alteraciones de su forma.

### 3.1.2.2.1. Flujo en turbinas axiales

En las turbinas axiales el flujo ingresa a las mismas de forma axial, y el intercambio de potencia con el rotor se da como consecuencia de la interacción de los álabes con el flujo. Los álabes se diseñan frecuentemente con perfiles aerodinámicos para optimizar dicho intercambio y por ende minimizar las pérdidas por arrastre.

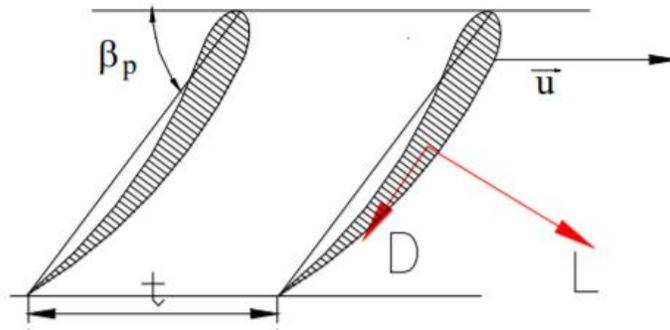


Figura 29 - Fuerzas de sustentación y arrastre en grilla de álabes

En la Figura 29 se observan las fuerzas de sustentación y arrastre intervinientes en el intercambio de potencia con el flujo, que son el resultado de la interacción de los perfiles aerodinámicos con el flujo incidente. A diferencia de las turbinas de flujo radial, las turbinas axiales no presentan dos diámetros diferentes de entrada y salida del flujo, por lo que la potencia extraída es la consecuencia de la variación en la componente tangencial de la velocidad del flujo, como se deduce del triángulo de velocidades de la Figura 31 y de la ecuación ( 8 ). Las secciones 1 y 2 a las que se hace referencia en la ecuación de Euler ( 8 ) son las que se observan en la Figura 30.

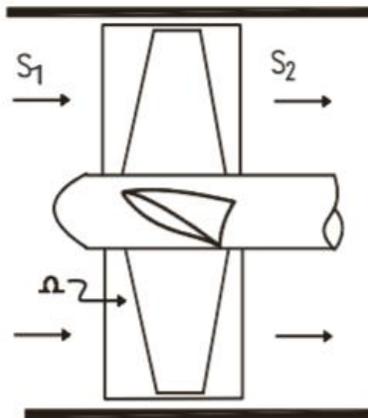


Figura 30 - Flujo sobre una turbina axial

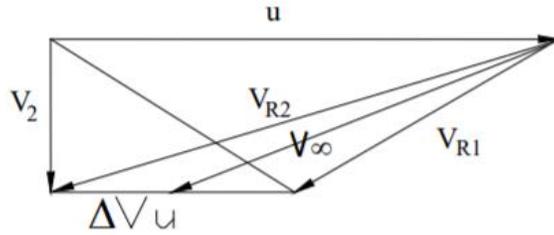


Figura 31 - Triángulo de velocidades sobre una turbina axial

$$H_t = \frac{\vec{u} \cdot \vec{v}_1 - \vec{u} \cdot \vec{v}_2}{g} = \frac{u(v_{1u} - v_{2u})}{g} = \frac{u\Delta v_u}{g} \quad (8)$$

De la ecuación ( 8 ) se puede observar que la carga teórica de la turbina es directamente proporcional a la variación de la velocidad relativa tangencial, siendo el caso óptimo el que presenta velocidad de salida axial, que determina que se le ha extraído la totalidad del momento de cantidad de movimiento al flujo.

### 3.2. Selección del tipo de turbina para emprendimientos

Como consecuencia de las diferencias entre los distintos tipos de turbinas y los principios que rigen su funcionamiento, existen criterios de selección que determinan el tipo de turbina más apropiado para los diferentes emprendimientos.

Un número relevante para la selección de los tipos de turbina a emplear en cada sitio es la velocidad específica, cuya expresión se muestra en la ecuación ( 9 ).

$$\Omega = \frac{N\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}} \quad (9)$$

La velocidad específica también puede referirse a la potencia entregada al eje, como muestra la ecuación ( 10 ).

$$\Omega_P = \frac{N\sqrt{P}}{\sqrt{\rho}(gH)^{5/4}} = \eta\Omega \quad (10)$$

Criterios similares de selección pueden observarse en la Figura 32 en función de la velocidad específica o también en la Figura 33 en función del salto y el caudal.

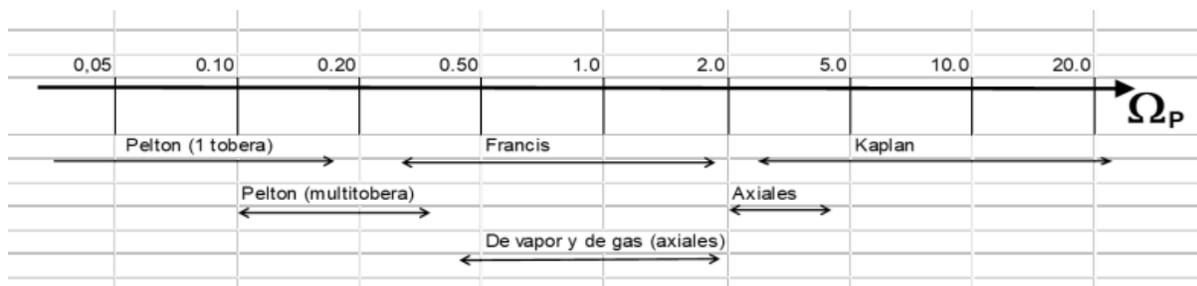


Figura 32 - Selección de tipo de turbina según velocidad específica – Fuente: Teórico curso Máquinas para Fluidos 2 (IMFIA)

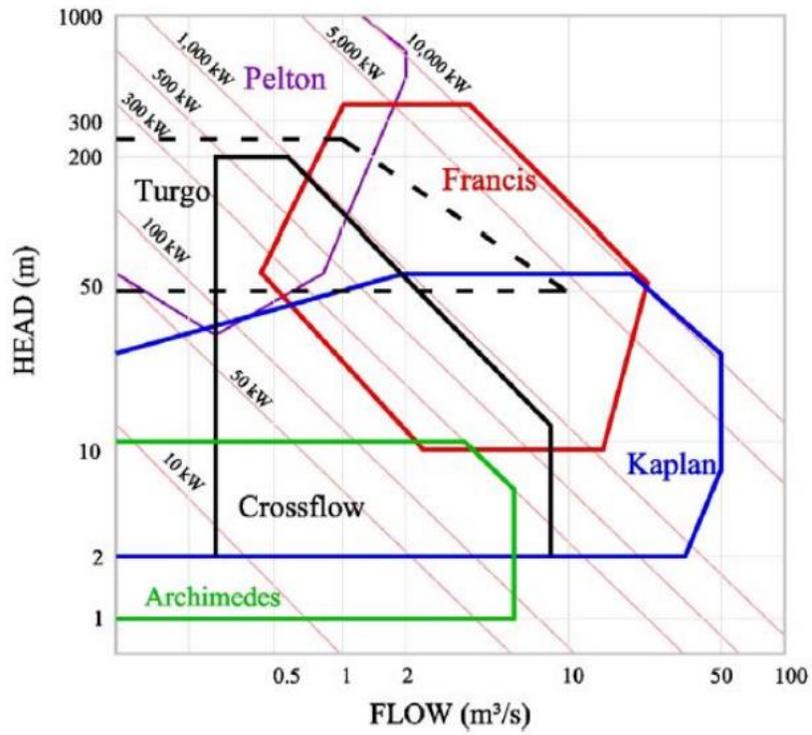


Figura 33 - Selección del tipo de turbina en función del salto y el caudal – Fuente: Teórico curso Máquinas para Fluidos 2 (IMFIA)

## 4. Antecedente: Proyecto ANII FSE 131297

El proyecto mencionado buscó ser un aporte a la activación de la micro-generación hidroeléctrica en el Uruguay mediante un proyecto ejecutivo. El mismo buscó generar un caso exitoso de implementación de dicha tecnología y dotar al país de una instalación de ensayos de turbinas que permita seguir desarrollando sucesivos casos de proyectos de este tipo.

El proyecto tuvo como consecuencia el diseño y construcción de un banco de ensayo de turbinas hidráulicas, que fue instalado en el Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental y puesto en marcha. Asimismo, se avanzó en el diseño de una micro turbina apta para el sitio propuesto, así como la construcción y ensayo del modelo a escala de la misma.

Como eje del proyecto, se consideró un sitio en particular para el desarrollo de una micro turbina hidráulica. El mismo es un embalse de riego para cultivo de arroz, situado en el Arroyo Sauce del Peñón, en el Departamento de Rocha. En [27] se realizó un anteproyecto que sirvió de punto de partida para algunas hipótesis del proyecto impulsado por la ANII.

Otro objetivo colateral del proyecto fue derribar la percepción de la incompatibilidad de la generación hidráulica y el riego, que constituye otra barrera social para el desarrollo de este tipo de emprendimientos.

Como metas generales del proyecto se plantearon generar el diseño y construcción de una turbina axial para generación hidroeléctrica en el sitio, el cual contempló un pre-diseño y construcción de un modelo a escala, el ensayo y evaluación del modelo construido y la posterior construcción de la turbina prototipo. Un hito planteado para llevar a cabo el proyecto consistió en la creación de un laboratorio de ensayos de turbinas que permitió llevar a cabo la evaluación y optimización del modelo a escala diseñado.

El objetivo subyacente de la creación de un laboratorio de ensayos de turbinas en el país fue el de fomentar la creación de una capacidad nacional de diseño, optimización y fabricación de turbinas hidráulicas, de modo que se pueda derribar la barrera identificada en la bibliografía [11][16][21], que identifican como una de las principales limitaciones para el desarrollo de la generación hidroeléctrica a pequeña escala, la ausencia de fabricación nacional de equipamiento electromecánico y el evidente costo asociado con la importación de equipamiento extranjero.

El proyecto ANII FSE 131297 fue el impulsor de varios artículos de investigación y desarrollo, como lo son [22] y [23], así como ser la base para el desarrollo de la presente Tesis.

### 4.1.1.1.1. Ubicación del sitio

Como se mencionó anteriormente, el sitio de instalación de la turbina prototipo se encuentra ubicado en un embalse de riego para cultivo de arroz, en el Departamento de Rocha, en el este uruguayo. En el mismo se encuentra una presa de tierra ya existente, con una canalización de hormigón prefabricado de 1 m de diámetro por donde se conduce el agua hacia una cámara derivadora que se conecta con varios canales de riego, como se observa en las figuras 34 a 36. La longitud de la conducción es de 45 metros.

La operación del embalse se realiza de forma manual, por medio de una compuerta, como se observa en la Figura 36.

El embalse seleccionado formó parte de los sitios analizados en [19] y luego en el anteproyecto [27].



*Figura 34 - Descarga de canalización para riego – Fuente: Informe IMFIA “Anteproyecto Represa Sauce del Peñon” (2014)*



*Figura 35 - Vista posterior de descarga y canales de riego – Fuente: Informe IMFIA “Anteproyecto Represa Sauce del Peñon” (2014)*

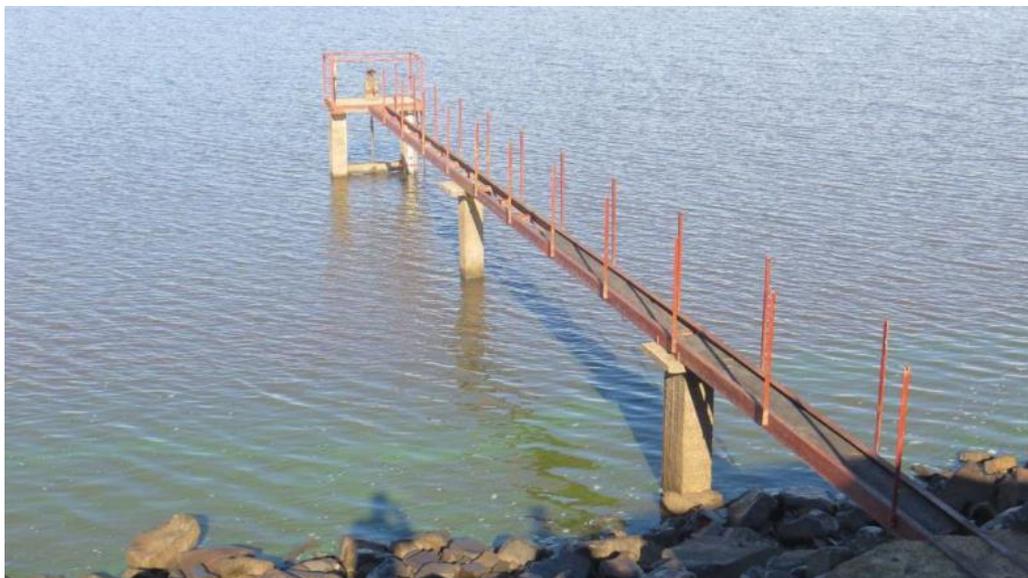


Figura 36 - Válvula de regulación y sector de toma de agua de lago – Fuente: Informe IMFIA “Anteproyecto Represa Sauce del Peñon” (2014)

#### 4.1.1.1.2. Caracterización del sitio y parámetros del aprovechamiento

En [27], se presenta la evolución de caudal y cota del embalse que se observan en las figuras 37 y 38.

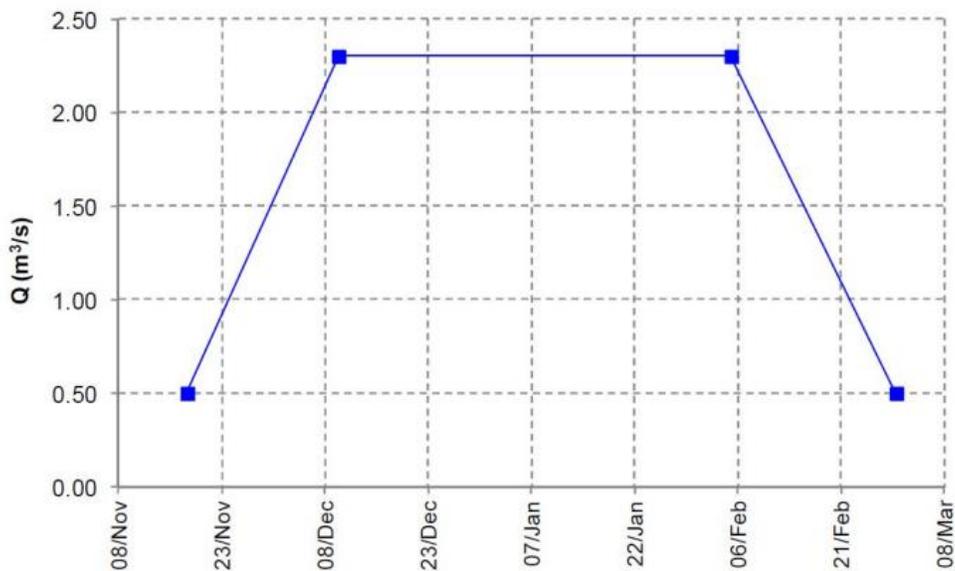


Figura 37 - Evolución temporal de caudal de riego – Fuente: Informe IMFIA “Anteproyecto Represa Sauce del Peñon” (2014)

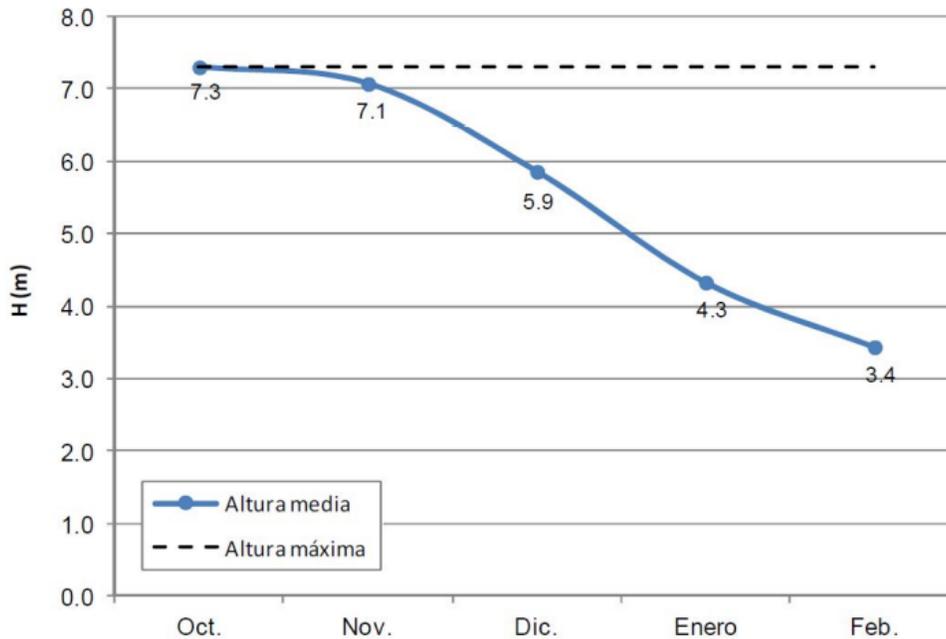


Figura 38 - Evolución temporal de cota del lago – Fuente: Informe IMFIA “Anteproyecto Represa Sauce del Peñon” (2014)

El análisis de datos como los antes mencionados fue de fundamental importancia para establecer los parámetros más significativos para el diseño de una turbina, que son el caudal ( $Q$ ) y salto bruto ( $H_b$ ) de diseño.

Como se mencionó al principio de esta sección, el objetivo principal del proyecto considerado fue el desarrollo de una micro-turbina de bajo costo para derribar las barreras de altas inversiones necesarias para este tipo de emprendimientos. Para ello, se determinó que la mejor opción para dicho fin es diseñar una turbina de hélice, de baja complejidad, que pueda funcionar con un rendimiento adecuado para los caudales que impone la operación del embalse. Dicho criterio se verificó mediante el cálculo de la velocidad específica para los parámetros de caudal, salto y velocidad seleccionados. En la sección anterior se pueden observar en detalle los fundamentos de los criterios de selección de turbinas para cada aplicación, como se ilustran en las figuras 32 y 33. En particular para este sitio, y para todos los presentes en [19][20] son adecuadas las turbinas de flujo axial, con alta velocidad específica, dadas las características de bajo salto y alto caudal. Dentro de las mismas se pueden identificar las Kaplan, Semi-Kaplan, Bulbo y Hélice, siendo estas últimas las que ofrecen menor complejidad y por ende servirán como punto de partida para el desarrollo local de este tipo de aprovechamientos.

#### Selección de parámetros generales de la turbina

A los efectos de iniciar el diseño de la turbina, se deben analizar algunas características generales de la misma como lo son el caudal, el salto bruto y la velocidad de rotación. Como se detallará en esta sección, los primeros dos parámetros mencionados fueron elegidos en base a las características inherentes y de operación del embalse, mientras el último se seleccionó de modo de mejorar la operación de la turbina para las opciones disponibles.

El caudal de diseño de la turbina prototipo fue seleccionado con la premisa de que se pueda maximizar el tiempo de uso con un rendimiento elevado. Esto implica que la misma pueda funcionar para caudales

bajos presentes al inicio y al final de la temporada de riego, a la vez que también pueda hacerlo para el caudal nominal de la temporada de riego, estableciendo el mismo, mediante el diálogo con los operadores del embalse y el estudio preexistente, en  $2 \text{ m}^3/\text{s}$ . Por ello, se seleccionó un caudal de diseño de  $1,8 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Con respecto a la selección del salto nominal de la turbina, se empleó el salto bruto como una primera aproximación al mismo, dado que se tienen tanto la evolución de la cota del embalse como la cota en la restitución de la turbina, establecida por los operadores del embalse en 0,8 metros a partir de mediciones en la descarga, con un comportamiento casi constante durante toda la zafra de riego. Para la selección del salto bruto de diseño se siguió la misma premisa que la considerada con el caudal, que es la de maximizar el tiempo de funcionamiento a buen rendimiento durante la totalidad de la temporada de riego. Luego de realizado el análisis de operación del embalse mencionado anteriormente, se determinó que el salto bruto de diseño será de 4 metros.

La justificación de los parámetros de diseño se puede comprender cualitativamente mediante la Figura 39 [22], donde se observan tres curvas de pérdida de carga del embalse: al inicio (curva negra), durante (curva azul) y al final (curva verde) de la temporada de riego, mientras que se superponen curvas de salto neto-caudal (curva roja) y rendimiento-caudal (curva amarilla) de la turbina. Dichas curvas, si bien no son obtenidas de datos reales, describen cualitativamente el comportamiento esperado de la turbina.

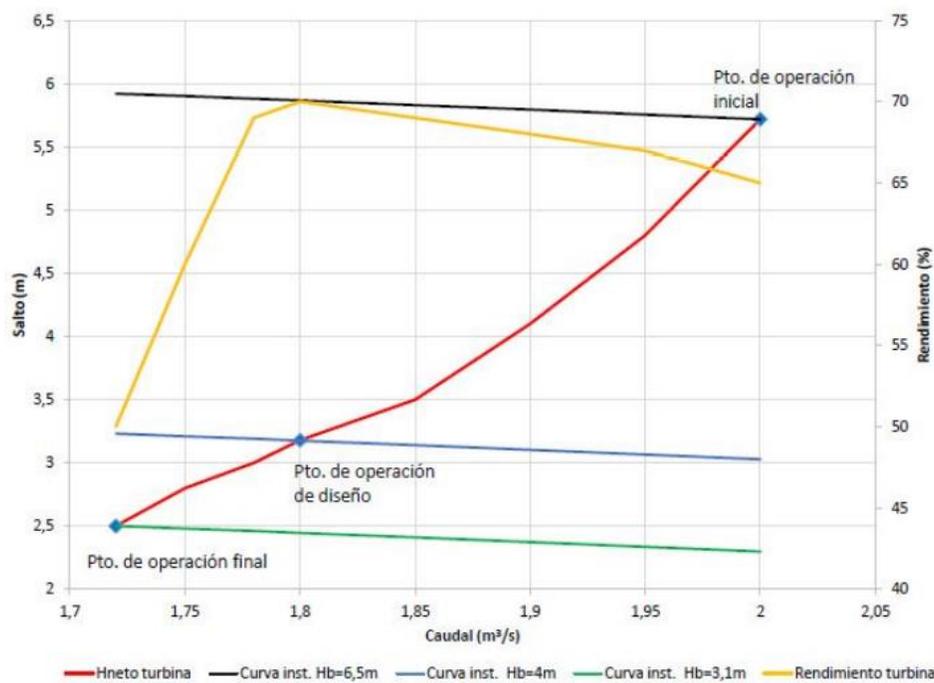


Figura 39 - Diagrama cualitativo de puntos de operación de turbina – Fuente: Informe final Proyecto ANII FSE 131297

Se puede observar, que para los puntos de operación inicial y de diseño, el rendimiento es razonablemente alto, mientras que para otras condiciones el mismo decrece, especialmente con el funcionamiento a caudales menores al de diseño.

Para la determinación de la velocidad de rotación de la turbina, se consideró como premisa principal la simplicidad y disponibilidad en plaza del generador, así como su bajo costo, siguiendo con las pautas generales del proyecto. Por ello, se decidió seleccionar como generador para este emprendimiento, un motor de inducción (asíncrono), que funcionará como generador. Para la selección de la velocidad de rotación de diseño de la turbina, se emplearon fórmulas empíricas para su estimación y posteriormente se seleccionó el valor de velocidad de sincronismo más próximo.

La velocidad de rotación en función de la turbina viene dada por la ecuación ( 11 ) (para el motor funcionando como generador), que relaciona la cantidad de pares de polos del generador, la frecuencia, en este caso considerada la de la red y el deslizamiento.

$$N = \frac{60f}{p}(1 + s) \tag{11}$$

Para un valor de frecuencia de la red de 50 Hz y un valor nominal de deslizamiento de 1,33% del generador considerado, según la ecuación ( 11 ) se obtuvo una velocidad nominal de la turbina de 760 rpm. Se debe destacar que también se optó por el acople directo del generador al rotor de la turbina, para evitar sistemas complejos de transmisión de potencia y las pérdidas que éstos implican.

Una vez determinados los parámetros principales de diseño de la turbina prototipo, que se observan en la Tabla 2, se procedió a calcular la velocidad específica de la turbina, según la ecuación ( 9 ), para verificar la elección del tipo de turbina adecuado, cuyo criterio de selección se ilustra en las figuras 32 y 33.

Caudal nominal prototipo ( $Q_p$ )	1,8 m <sup>3</sup> /s
Salto bruto nominal prototipo ( $H_{bp}$ )	4 m
Velocidad de rotación prototipo ( $N_p$ )	760 rpm
Velocidad específica ( $\Omega$ )	6,8

*Tabla 2 - Parámetros de diseño de turbina prototipo*

Para una velocidad específica de 6,8, se justificó claramente la utilización de una turbina de flujo axial.

Otro aspecto que debió tenerse en cuenta para el diseño de la turbina en su conjunto es la instalación hidráulica que debe realizarse para instalar el emprendimiento. Esto no puede hacerse sin contemplar las restricciones propias del sitio, así como el diseño de la misma garantizando en todo momento el suministro de agua para riego, incluso en los casos cuando no se pueda turbinar por algún motivo.

Por ello, surge la necesidad de construir una instalación que contenga una derivación del flujo para garantizar el riego y poder aislar a la turbina del flujo, en los casos que la instalación lo requiera.

Además, es importante tener en cuenta que debió preverse una solución para realizar la conexión del generador directamente con el eje de la turbina.

Las premisas mencionadas anteriormente se materializaron realizando el diseño de un conducto en forma de “Y”, el cual contiene en una de sus ramas la turbina (que incluye el generador, el eje y acople mecánico, el distribuidor, el rotor y el tubo difusor) y en la rama restante una derivación con una válvula de derivación para la garantía del caudal de riego. La misma se puede observar gráficamente en el layout de planta de la Figura 40 [22].

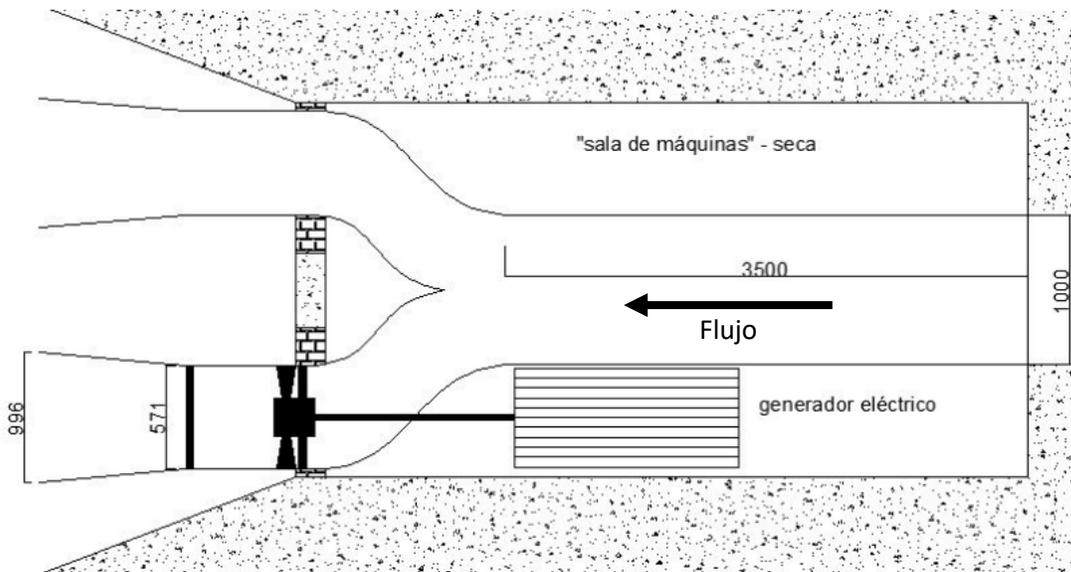


Figura 40 - Diagrama de diseño de instalación de turbina prototipo - Fuente: Informe final Proyecto ANII FSE 131297

La definición de la instalación detallada en la Figura 40 determina las características geométricas de la turbina, siendo la misma una turbina en "S".

#### Diseño específico de la turbina prototipo

Una vez que se caracterizaron los parámetros principales de diseño de la turbina prototipo, se procedió a realizar un diseño más detallado para obtener la descripción completa de la geometría del rotor, distribuidor y tubo difusor.

#### Diseño de rotor

Para diseñar el rotor se requiere definir completamente la geometría del mismo, la cual es descrita por los diámetros interior y exterior, así como la descripción geométrica de las secciones de diseño consideradas, que contienen grillas de perfiles aerodinámicos seleccionados mediante parámetros de diseño que serán detallados oportunamente.

En el marco del proyecto ANII FSE 131207 [22], fue creado un código Matlab de diseño para el rotor de una turbina de hélice. El código tuvo el fin de determinar completamente el rotor de la turbina objetivo, y servirá como insumo para el desarrollo de futuros emprendimientos. En el mismo se emplearon las ecuaciones expresadas en la sección de turbinas axiales, así como ecuaciones empíricas obtenidas de diferentes fuentes. La lógica del programa desarrollado es descrita mediante la Figura 41.

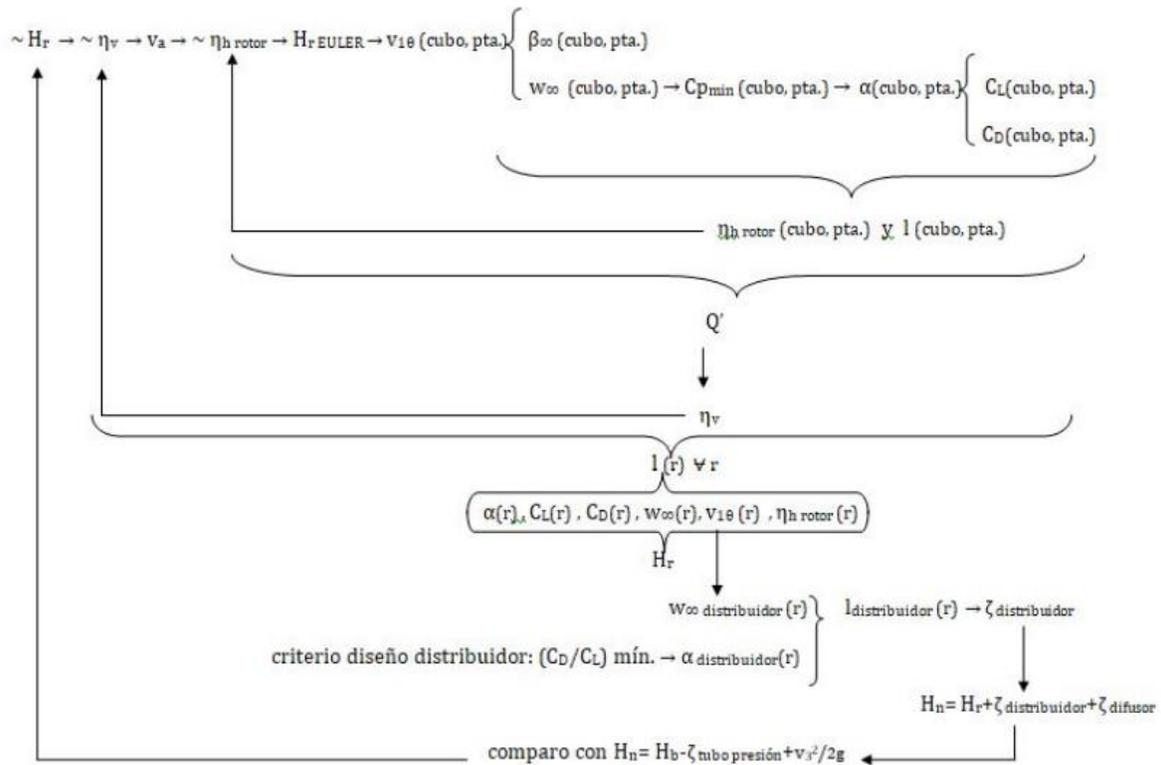


Figura 41 - Esquema del proceso iterativo de diseño hidráulico - Fuente: Informe final Proyecto ANII FSE 131297

Se buscó lograr la convergencia entre el salto neto obtenido mediante la ecuación de Euler, ilustrada en la ecuación ( 4 ), para los ángulos de pala y longitudes de cuerda calculados y el salto neto asumido inicialmente en la iteración

Para turbinas axiales, un parámetro de suma importancia es la cavitación, considerando que es un tipo de turbina de baja carga y alto flujo, propicio para la ocurrencia de dicho fenómeno por las bajas presiones presentes en el lado de baja presión de la turbina. Por ello, resulta fundamental para disminuir la probabilidad de ocurrencia de cavitación seleccionar perfiles aerodinámicos para la construcción del rotor que no presenten valores extremos de coeficiente de presión, lo que implicaría presiones en demasía bajas con respecto a la presión de vapor del agua, generándose por ende el fenómeno de cavitación. Los perfiles que presentan un comportamiento más moderado con respecto al coeficiente de presiones son aquellos con curvatura reducida, la cual puede ser cuantificada por la curvatura o camber del perfil.

Por lo mencionado en el párrafo anterior, se decidió utilizar para el emprendimiento propuesto, perfiles aerodinámicos de la serie NACA de 4 dígitos, en particular la serie 24xx, con longitudes de cuerda crecientes hacia el diámetro exterior y espesores crecientes hacia el cubo, esto último por razones de estabilidad estructural y esfuerzos a los que está sometida el área de la raíz de la pala.

El procedimiento de diseño de una turbina axial, y en particular la de la turbina a ensayar se encuentra detallado en [22].

## 5. Banco de ensayos de turbinas axiales

Como se comentó en la introducción, el objeto del presente trabajo de tesis es el diseño y construcción de un banco de ensayos de turbinas axiales. Ello hace que el trabajo presentado no sea únicamente un proyecto de investigación, sino que además logra cumplir un objetivo tecnológico, en el sentido de lograr un avance en las capacidades, en este caso del Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental y de la Facultad de Ingeniería, para profundizar en el estudio de metodologías de diseño y fabricación de turbinas axiales, especialmente aquellas aplicadas a la micro y pico generación.

El objetivo de construir el banco de ensayos surge, como se indica anteriormente, como consecuencia del proyecto ANII FSE 131297, que busca asimismo impulsar la micro generación hidráulica en el Uruguay, derribando algunas de las barreras detectadas para su desarrollo.

Para la instalación del laboratorio de ensayos, se decide utilizar el espacio existente en el IMFIA, de modo de optimizar el uso de espacios y recursos. En el sitio ya existía una instalación hidráulica, utilizada con otros fines, que, tras algunas modificaciones, servirá para acoplar el banco a construir.

### 5.1. Instalación preexistente

El sitio de construcción del banco de ensayos del IMFIA se encuentra ubicado en el tercer subsuelo de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República. En dicho espacio se encuentran laboratorios como el túnel de viento de capa límite atmosférica, el laboratorio de bombas, el canal de ensayos sedimentológicos, entre otros.

La instalación preexistente que servirá al banco de ensayos a construir consta de un equipo de bombeo sumergible, cuyas características se mencionarán posteriormente, una línea de cañerías de PVC de alta presión (con sus respectivos accesorios) que alimentan el canal sedimentológico, así como una serie de válvulas de derivación que permiten utilizar la instalación para varios fines.

Además, se cuenta con una platea elevada, de una longitud de 9 metros, un ancho de 2,5 metros y situada a una altura sobre el nivel del piso de aproximadamente 1,8, que servirá de apoyo para el banco de ensayos. La distancia entre el eje del banco de ensayos y el nivel del piso de la platea es de aproximadamente un metro, por lo que permite trabajar de forma cómoda en el banco.

El circuito hidráulico de la instalación se propuso en circuito abierto, a presión atmosférica, ya que la bomba sumergible succiona desde un reservorio que se encuentra bajo el nivel del piso, que es alimentado mediante colectores pluviales. Posteriormente, la descarga del canal sedimentológico y la descarga realizada en el banco de ensayos se realiza para devolver el agua al mismo reservorio. Por ello, si bien es un circuito abierto en el entendido que la descarga no se conecta con la succión de la bomba, puede considerarse un circuito cerrado en cuanto al flujo de agua en el sistema. Una configuración similar, en cuanto a la utilización de un reservorio, puede observarse en el banco de ensayos de turbinas ubicado en University of Applied Sciences Western Switzerland – Valais (HES-SO Valais-Wallis), según Hasmatuchi et. al, 2014 [28]. El esquema general del circuito hidráulico del banco mencionado anteriormente puede observarse en la Figura 42, obtenida del artículo antes referenciado.

Otro ejemplo de la misma configuración puede observarse en el banco de ensayos para bombas como turbinas descrito en Rossi et. al, 2016 [29] o en la Universidad de Katmandú, según Pokhrel et. al, 2005 [30].



### 5.2.1. Pozo de toma

El pozo de toma consiste en un canal de aproximación, al cual se le realizó una adaptación para inhibir la formación de vórtices, en particular los de superficie, que propicien la succión de aire en el flujo. También se busca inhibir, mediante el diseño de la estructura de toma, la formación de vórtices sumergidos, formación excesiva de cavidades de aire, flujo rotacional, efectos transitorios y distribución heterogénea del flujo.

Para el diseño el canal de aproximación a la succión de la bomba se siguieron las pautas de la norma ANSI HI 9.8-1998 [32], que se esquematiza en el diagrama de flujo de la Figura 43.

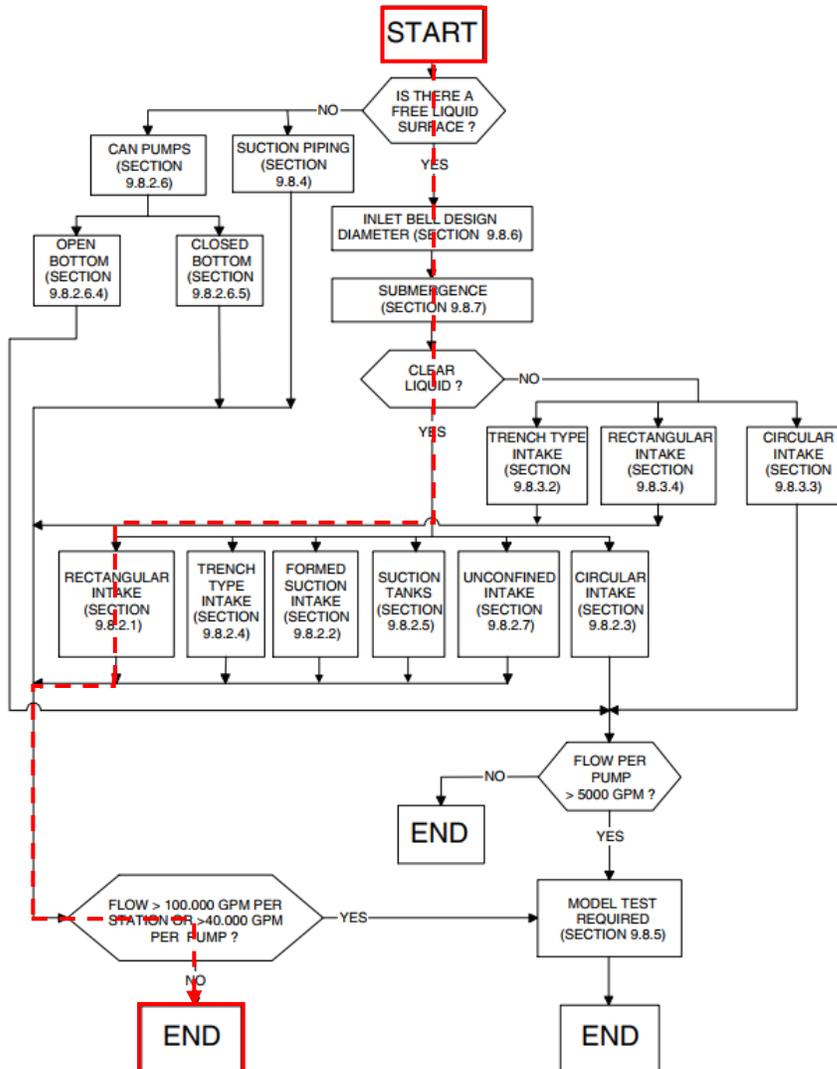


Figura 43 - Proceso de diseño de pozo de toma según ANSI HI 9.8-1998

Para lograr los objetivos de acondicionamiento del flujo en la succión mencionados anteriormente, resultan de fundamental importancia dos parámetros: la sumergencia y el patrón de aproximación del flujo hacia la succión.

En el caso de tomas con sección del canal de aproximación rectangular se debe contar con la sumergencia suficiente para limitar la formación de vórtices de superficie, que, además, combinada con el ancho suficiente debería limitar la velocidad de aproximación a valores menores a 0,5 m/s.

Asimismo, el canal de aproximación debe ser suficientemente angosto y largo como para guiar al flujo hacia la succión y evitar zonas de estancamiento y recirculaciones que den origen a flujos locales rotacionales (vórtices).

Para evitar la ocurrencia de vórtices de superficie se define una sumergencia mínima en Hecker, GE, 1987 [33], que se describe en la ecuación ( 12 ), y es función del número de Froude, descrito en la ecuación (13).

$$S = D(1 + 2,3F_D) \quad (12)$$

$$F_D = \frac{V}{(gD)^{0,5}} \quad (13)$$

Donde D es el diámetro exterior de la cañería de succión en metros, V es la velocidad en m/s, calculada como el cociente entre el caudal y el área de pasaje considerando el diámetro D y g es la aceleración gravitatoria.

Las dimensiones recomendadas por [32] se describen en función del diámetro de la succión de la bomba, y se ilustran de forma paramétrica en la Figura 44, donde S es la sumergencia requerida según la ecuación ( 12 ).

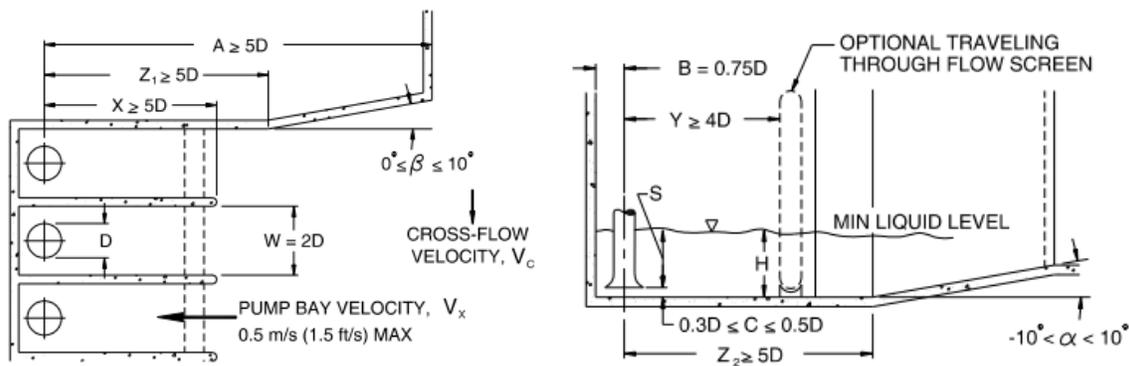


Figura 44 - Dimensiones para pozo de toma según ANSI HI 9.8-1998

En el caso de la succión de la bomba presente en el banco de ensayos, el diámetro es de 300 mm, por lo que las distancias resultantes se indican en la Tabla 3.

Dimensión	Descripción	Valor (mm)
D	Diámetro de succión	D = 300
A	Distancia entre el centro de la succión hasta la entrada a la estructura de toma	A ≥ 1500
X	Distancia del canal de toma	X ≥ 1500

<b>C</b>	Distancia entre la succión y el suelo	$90 \leq C \leq 150$
<b>Z1</b>	Distancia entre el centro de la succión y paredes divergentes	$Z1 \geq 1500$
<b>B</b>	Distancia entre el centro de la succión y la pared posterior del pozo de toma	$B = 225$
<b>S</b>	Sumergencia mínima (en función del caudal)	$S = D(1 + 2,3F_D)$
<b>H</b>	Mínimo nivel de cota de la superficie libre con respecto al suelo (depende de la sumergencia y por ende del caudal)	$H = S + C$

Tabla 3 - Dimensiones de pozo de toma sugeridas por ANSI HI 9.8-1998

Las dimensiones indicadas en la Tabla 3 son las que recomienda la norma ANSI HI 9.8-1998, motivo por el cual fueron consideradas como referencia para la construcción del pozo de toma del banco de ensayos. Sin perjuicio de ello, existen restricciones de espacio en el pozo de toma actual que no permiten replicar exactamente los requerimientos de la citada norma, especialmente la dimensión X, que se refiere a la distancia longitudinal entre el eje de la succión y el comienzo del canal de toma. En el caso del pozo de toma, dicha distancia es de aproximadamente 600 mm (2D).

### 5.2.2. Bomba

El equipo de bombeo empleado en el banco de ensayos es una bomba centrífuga marca Flygt modelo NP 3202 LT 3~ 610, que se emplea asociada a un variador de frecuencia Danfoss VLT Aqua Drive FC 200. Las curvas carga-caudal, rendimiento -caudal, potencia-caudal y NPSH-caudal para algunas de las frecuencias de uso posible de la bomba se indica en la Figura 45.

Asimismo, la Tabla 4 ilustra las características nominales de la bomba.

Parámetros de bomba	
<b>Frecuencia nominal</b>	50 Hz
<b>Tensión nominal</b>	380 Vac
<b>Potencia nominal</b>	37 kW
<b>Corriente nominal</b>	72 A
<b>Velocidad de giro nominal</b>	970 rpm
<b>Diámetro de impulsión</b>	300 mm
<b>Diámetro de succión</b>	300 mm
<b>Diámetro de rotor</b>	396 mm
<b>Número de palas del rotor</b>	2

Tabla 4 - Parámetros de bomba de alimentación de banco de ensayos

Mediante la utilización del variador de frecuencia en la bomba de alimentación, se logran los valores de caudal y salto bruto homólogos a los de la turbina prototipo en el modelo a escala, de modo que, relevando la curva de operación y aplicando las leyes de similitud al mismo, se pueda determinar la curva de funcionamiento del rotor de la turbina prototipo. Dicho procedimiento será descrito en una sección posterior.

La alimentación de la bomba se realiza mediante el pozo de toma descrito anteriormente, diseñado especialmente para acondicionar el flujo e inhibir la formación de vórtices y succión de aire en el circuito.

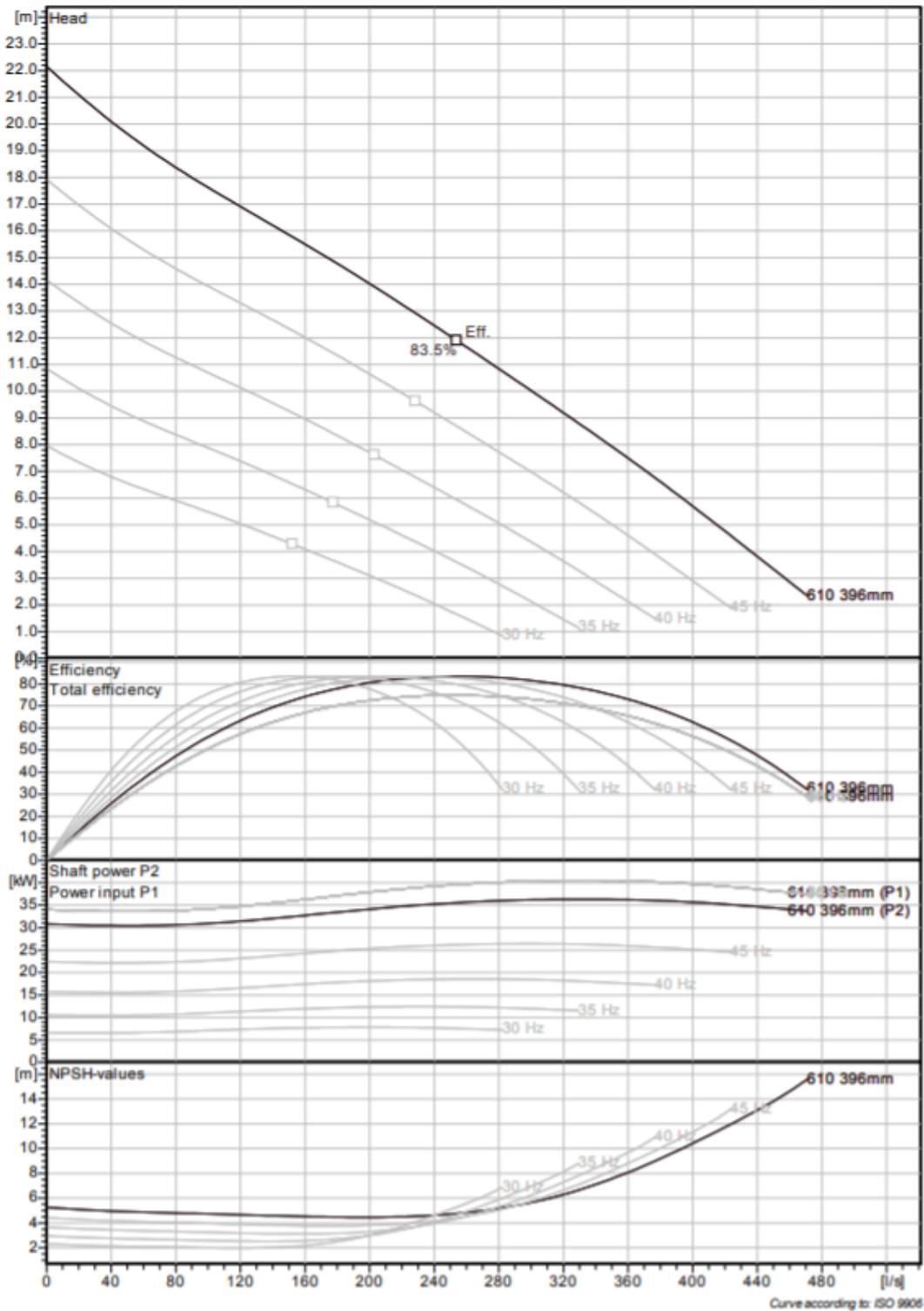


Figura 45 - Curvas de operación de bomba de alimentación de banco de ensayos – Fuente: manual bomba marca Flygt NP 3202 LT 3~ 610

### 5.2.3. Conducciones y accesorios

El flujo impulsado por el equipo de bombeo es conducido por cañerías de PVC de diversos diámetros, dependiendo del tramo considerado, que además son unidas mediante accesorios para su direccionamiento hacia el banco de ensayos.

La Figura 46 ilustra en perspectiva isométrica las conducciones y accesorios desde la bomba hasta la zona de ensayos. Se pueden observar las zonas con cañerías de PVC de alta presión con diámetro nominal correspondiente a 315 mm, desde la impulsión de la bomba hasta la conexión T con reducción que contiene la válvula de venteo automática. Aguas abajo de la misma, las cañerías empleadas hasta la zona de ensayos corresponden a tuberías de PVC de alta presión con diámetro nominal 250 mm.

En la Tabla 5 se indican las características de las cañerías utilizadas.

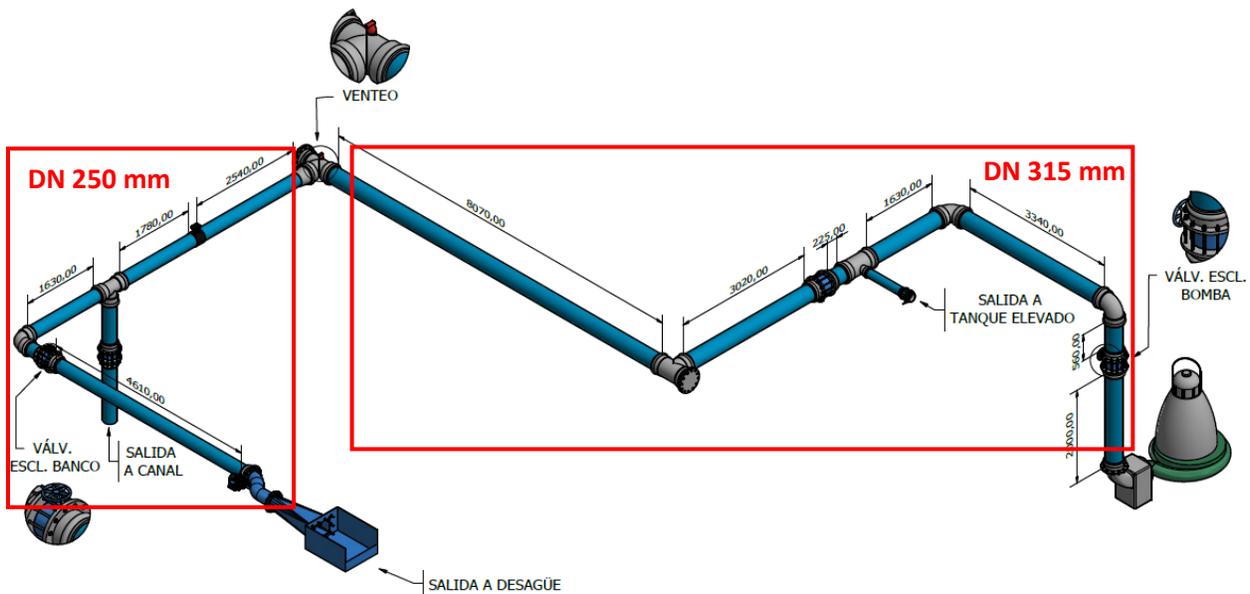


Figura 46 - Esquema 3D con componentes de banco de ensayos

Características de cañerías		
	DN 315	DN 250
<b>Presión nominal (MPa)</b>	0,6	0,6
<b>Diámetro exterior (mm)</b>	315	250
<b>Espesor de pared (mm)</b>	9,2	7,3
<b>Diámetro interior (mm)</b>	296,6	235,4

Tabla 5 - Características de cañerías empleadas en banco de ensayos

Los accesorios que se observan son codos, conexiones T y válvulas. Dichos accesorios son de unión con junta elástica, en el caso de las conexiones T y los codos, y de unión bridada para el caso de las válvulas. Las válvulas de esclusa presentes en la impulsión de la bomba y la entrada al banco de ensayos permiten una regulación adicional al variador de frecuencia que asiste en la búsqueda de los puntos de funcionamiento que se pretende ensayar. Asimismo, mientras la válvula de impulsión de la bomba permite el encendido a válvula cerrada de la bomba centrífuga para limitar las corrientes de arranque de la misma, la válvula de entrada al banco de ensayos permite presurizar la instalación previo a ensayar, de

modo de expulsar el aire presente en las cañerías mediante el uso de la válvula de venteo automática. En efecto, la utilización del variador de frecuencia en conjunto con la válvula de esclusa del banco de ensayos cerrada constituye el primer paso de operación del banco de ensayo para eliminar el aire presente.

#### 5.2.4. Secciones de ensayo

Las secciones que comprenden el tramo desde la pieza en "S" hasta el vertedero, son aquellas donde se realizan las medidas de las magnitudes relevantes para el relevamiento de la curva de operación de la turbina a ensayar, además de ser donde se producen los fenómenos hidráulicos de mayor relevancia, como pueden ser los desprendimientos de capa límite, provocados por cambios de dirección del flujo o la aparición de burbujas de aire debido a zonas de baja presión o cavitación en la zona de descarga de la turbina (lado de baja presión).

Esta configuración de banco de ensayo de turbina con eje horizontal y cambio de dirección previa puede observarse también en el banco de ensayos descrito en [31].

Por ello, se describirán con mayor detalle las zonas de este tramo del banco de ensayo.

##### 5.2.4.1. Sección "S" de cambio de dirección

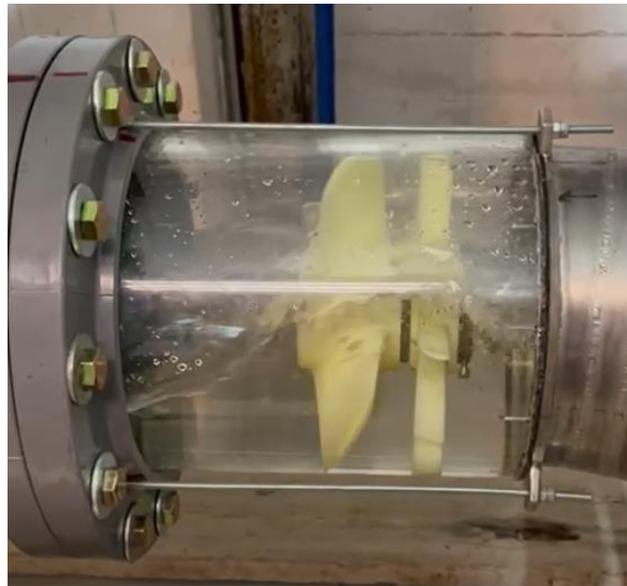
Esta sección se encuentra construida utilizando dos codos de acero inoxidable 304, unidos a dos secciones de caño de acrílico transparente mediante bridas y varillas roscadas que comprimen el acrílico para evitar fugas o ingreso de aire al sistema.



Figura 47 - Pieza "S" y sección de rotor y distribuidor

El diseño de la pieza en “S” se realiza de modo que pueda contener al eje, al distribuidor y al rotor, para luego realizar el acople mecánico con el torquímetro y generador fuera de la misma. La solución instalada en el banco de ensayos responde al diseño original pensado para la turbina prototipo, cuyas restricciones estaban dadas por las características geométricas del sitio de instalación.

Las secciones de acrílico fueron colocadas para lograr una visualización, en el caso de la primera, de los posibles desprendimientos provocados por el primer cambio de sección y en el caso de la segunda sección la interacción del fluido con el rotor y el distribuidor, pudiéndose observar la progresión del flujo, así como desprendimientos, vórtices y presencia de aire. Algunos ejemplos de visualización de fenómenos se muestran en las figuras 48 y 49.



*Figura 48 - Llenado parcial de cañería*



*Figura 49 - Ejemplo de desprendimientos en sección posterior del cubo*

#### 5.2.4.2. Sección del rotor y distribuidor

En la sección donde se encuentra el rotor y el distribuidor de flujo es donde se tiene el intercambio de potencia entre el flujo y el eje que acciona el generador. Por ello, resulta una zona crítica de análisis. El diseño del rotor y distribuidor se tratarán en una etapa posterior, describiéndose ahora únicamente la interacción de los mismos con el resto del sistema hidráulico y mecánico.

Para comprender la fijación de dichos elementos al generador, se muestra primero en la Figura 50 el diseño del eje de transmisión de potencia, el cual fue diseñado cuidadosamente, seleccionando los diámetros progresivos, de forma que se pudieran colocar dos rodamientos, uno exterior (en el extremo de salida del eje del sistema) y uno interior que sirvieran de soporte. Adicionalmente, se colocó un sello mecánico para evitar el ingreso de aire al sistema.

Asimismo, la transmisión de potencia entre el rotor y el eje se realiza mediante una chaveta que se inserta en este último.

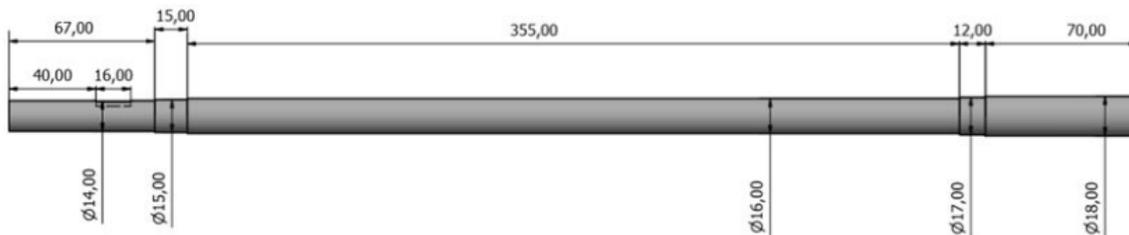


Figura 50 - Diseño del eje para banco de ensayos

Con respecto al intercambio de potencia con el eje, se diseñó una platina que permita dicha interacción sin dañar el cubo del rotor. Se debe tener en cuenta que se pretende ensayar rotores que sean construidos de materiales poliméricos (plásticos PLA y ABS fundamentalmente) mediante impresión 3D, lo que implica además que los modelos a escala no son siempre completamente sólidos, dependiendo del método de fabricación, por lo que la interacción directa entre la chaveta y el cubo del rotor puede tener como consecuencia el daño de este último.

La platina que se observa en la Figura 51 se fija al cubo del rotor mediante seis tornillos pasantes y contiene el alojamiento para la chaveta. De esta forma, la interacción directa con el eje la realiza la platina, mientras que la misma recibe el par del rotor mediante los tornillos que fijan al mismo, evitando el daño.

Esta solución implica que el diseño del cubo del rotor debe ajustarse a la cantidad y diámetro de tornillos pasantes y los diámetros interiores y del eje de los orificios para los tornillos.

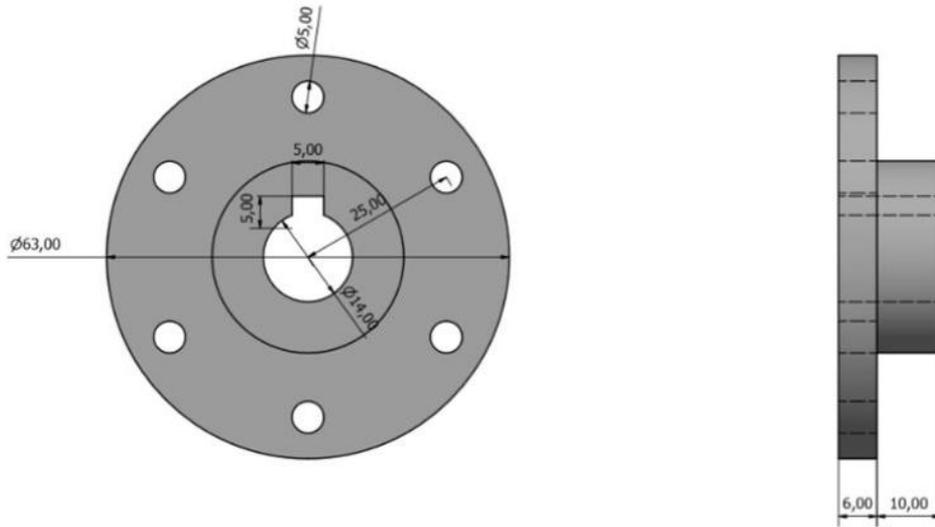


Figura 51 - Plano de platina para acople de rotor

En la Figura 52, se observa el corte longitudinal del cubo del rotor que cumple con las restricciones impuestas por la solución de transferencia diseñada. Sin embargo, debe considerarse que el diámetro exterior del cubo del rotor puede variar, siempre y cuando se mantengan las medidas interiores del mismo. Asimismo, los diámetros del eje imponen restricciones análogas a los orificios centrales de paso del eje del cubo del rotor. Las restricciones son las siguientes:

- Orificios para tornillos pasantes (resaltado en rojo): 6 orificios o menos de 6,5 mm de diámetro
- Alojamiento para la platina (resaltado en verde): 10 mm de largo y 30 mm de diámetro
- Alojamiento para el eje (resaltado en azul): 40 mm de largo y 14 mm de diámetro
- Alojamiento para tornillo de fijación axial (resaltado en amarillo): 8,5 mm de diámetro

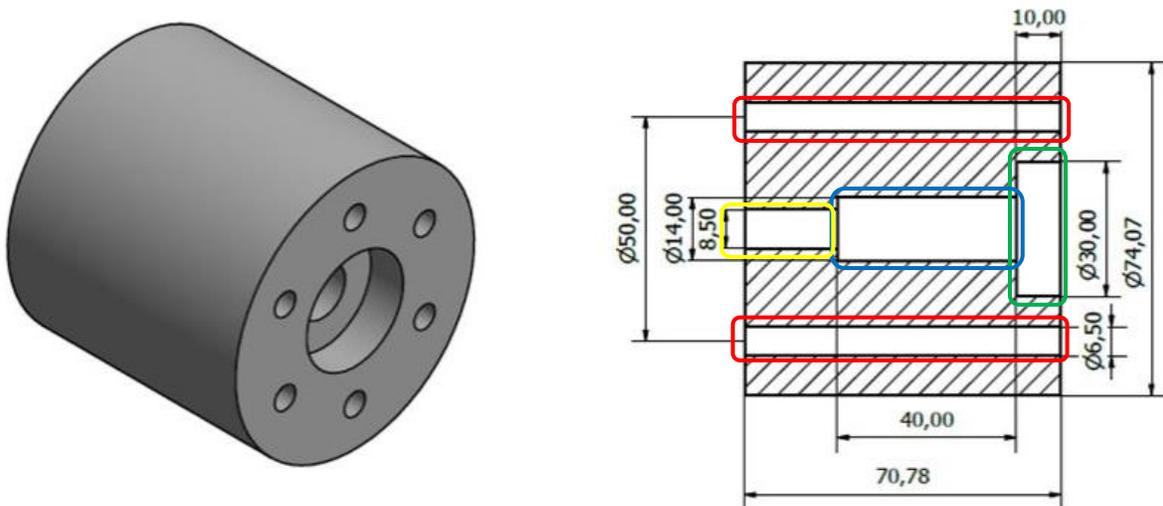


Figura 52 - Plano de cubo del rotor

Con respecto a la fijación axial del rotor al eje, se procedió a realizar en el eje un orificio roscado en su extremo, de modo que se pueda fijar el rotor al mismo mediante un tornillo axial.

Para la fijación del distribuidor de flujo se utiliza una solución similar, habiéndose diseñado una platina que se fija al caño por el cual ingresa el eje mediante tres tornillos prisioneros. Dicha platina además se encuentra unida al cubo del distribuidor mediante seis tornillos que van roscados en la misma, como se observa en la Figura 53.

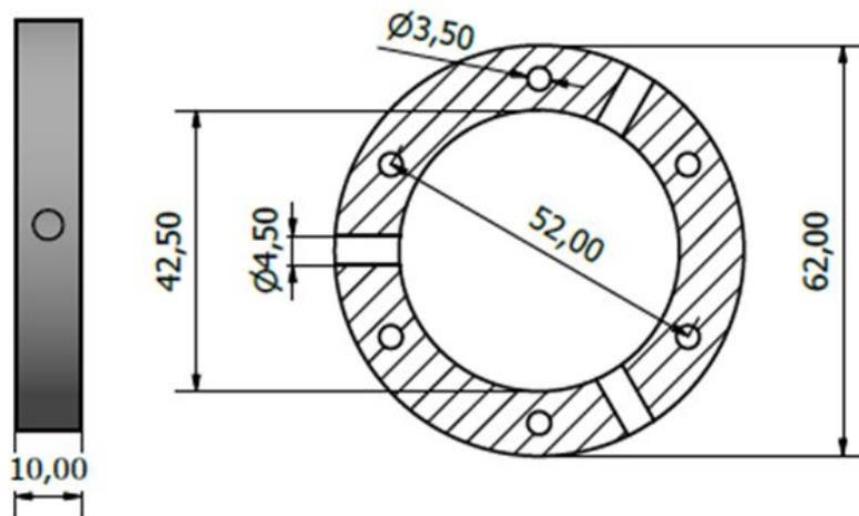


Figura 53 - Plano de platina de acople del distribuidor

De forma análoga a lo que ocurre con el rotor, el diseño del cubo del distribuidor deberá cumplir las restricciones impuestas por la solución de fijación empleada, siendo el diseño del mismo expuesto en la Figura 54. En este caso, las restricciones de los orificios interiores las impone no solamente el eje, sino

también el caño mediante el cual ingresa el mismo. El diámetro exterior del distribuidor podrá ser mayor, de igual forma que lo que acontece en el caso del rotor. En este caso, las restricciones son las siguientes:

- Alojamiento para fijación a platina (resaltado en rojo): 6 orificios o menos de 4,5 mm y alojamiento para el extremo de los tornillos
- Alojamiento para caño que contiene a eje (resaltado en azul): 42,5 mm de diámetro
- Alojamiento para pasaje de eje (resaltado en verde): diámetro entre 21 y 29 mm y largo de 9 mm (si se quiere mantener la luz entre el cubo del rotor y distribuidor)

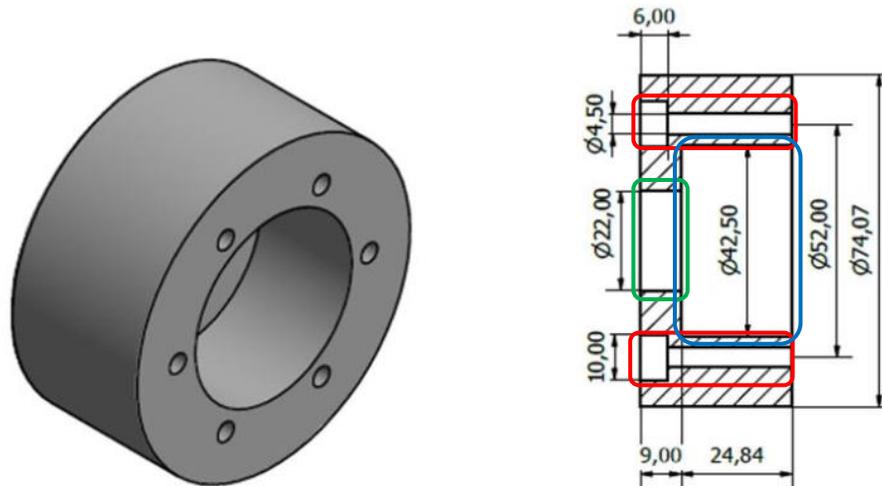


Figura 54 - Plano de cubo de distribuidor

En la Figura 55 se puede observar el esquema completo de fijación del rotor y distribuidor mediante las platinas correspondientes.

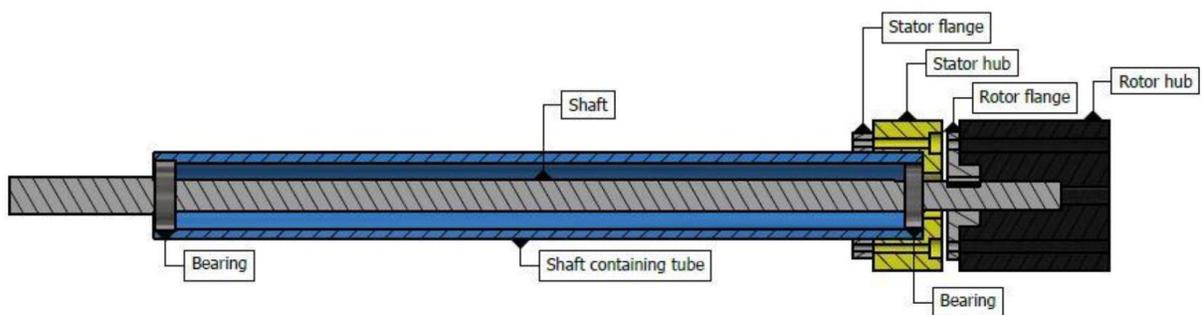


Figura 55 - Esquema de sistema de acople entre elementos mecánicos

Un aspecto que resulta de vital importancia en el montaje del rotor y el distribuidor es la luz resultante entre los cubos de ambos elementos, que, como se observa en la Figura 56, es de 2 mm en este caso.

El valor de dicha luz se encuentra estrechamente relacionado a la perturbación del flujo en las inmediaciones del ingreso del mismo al rotor, lo que puede impactar negativamente en la orientación

deseada del mismo. Se recuerda que la función principal del distribuidor de flujo es el guiado del mismo para que se cumplan las condiciones de diseño, por lo que, si las mismas son alteradas mediante la perturbación del flujo, se puede producir un descenso en la carga esperada de la turbina.

Por otro lado, por la naturaleza estática del distribuidor y dinámica del rotor, existen restricciones mecánicas en los valores mínimos de luz que pueden lograrse. Por ello, la selección del valor óptimo de la distancia entre cubos será un compromiso entre la disminución de las perturbaciones del flujo y las tolerancias en la construcción y el montaje de los elementos que componen el sistema.

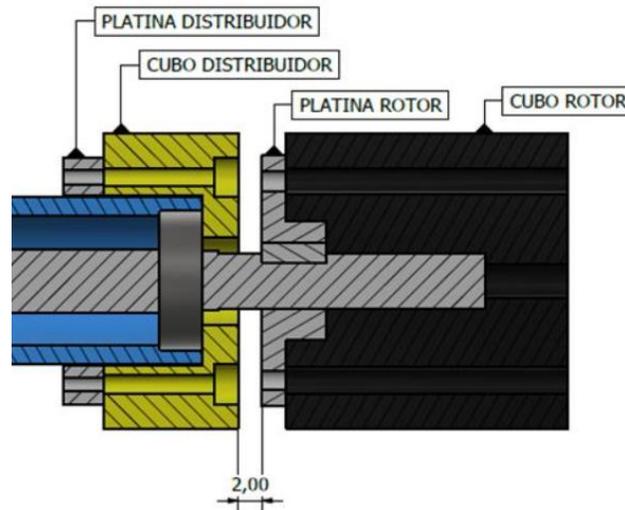


Figura 56 - Acople de rotor y distribuidor a platinas y eje y luz resultante

Asimismo, se puede observar de las figuras precedentes, que el diámetro exterior de la platina es menor al diámetro interior del cubo del distribuidor, presentándose mediante dicha diferencia un escalón, que puede dar como consecuencia perturbaciones como desprendimientos de capa límite que impidan el correcto guiado del flujo. Para evitar la presencia de dichos fenómenos, se podrá construir mediante impresión 3D, un suplemento que anule dicho escalón y realice un cambio progresivo de los diámetros o agregar un alojamiento.

#### 5.2.4.3. *Tubo difusor*

Posterior al rotor, se debe contar con un tubo difusor, considerando que el banco fue construido para ensayar turbinas de reacción, que cuentan con el mismo para la recuperación de presión en su salida mediante la reducción del término de energía cinética. La recuperación de presión se realiza mediante el descenso de la velocidad entre la entrada y la salida del difusor, como consecuencia del aumento del área de pasaje.

El diseño del tubo difusor se realiza para la turbina prototipo y luego se escala geoméricamente al modelo a escala. De ahí que sea necesaria la transición de una sección circular en su entrada a una sección rectangular en su salida.

Para un diseño óptimo del tubo difusor, se debe lograr un compromiso entre la pérdida de carga, la recuperación de la presión y las restricciones espaciales del sitio de instalación. Para un valor de diseño de la velocidad de salida (quedan fijados el valor de la sección de entrada y salida), las pérdidas de carga

disminuirán con el aumento de la longitud del tubo difusor, ya que se logra una variación de la sección más progresiva, y por ende menor probabilidad de desprendimiento de capa límite, fundamentalmente por la presencia de gradientes adversos de presión más moderados.

Finalmente, para el diseño del difusor y la evaluación de las pérdidas de carga del mismo, se utilizó la norma IHS ESDU 73024 – “Performance of conical diffusers in incompressible Flow” y el manual Idelchik – “Hydraulic Resistance Handbook” [34]. El tubo difusor diseñado posee, según [34], un coeficiente de recuperación de presión, definido según la ecuación ( 14 ) de 0,65. Esto es un análogo al rendimiento del tubo difusor, es decir, una medida del compromiso entre las pérdidas estimadas y la recuperación de presión. Dicho valor se encuentra relacionado directamente con la relación del área de las secciones, por la ecuación de continuidad del flujo, según se observa en la ecuación ( 15 ).

$$Cp_r = \frac{p_{salida} - p_{entrada}}{1/2\rho v_{entrada}^2} \quad (14)$$

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} v_1 \quad (15)$$

Donde el subíndice 2 refiere a las condiciones en la salida del difusor y el subíndice 1 a las condiciones a la entrada del mismo.

En la Tabla 6, se ilustran los parámetros principales de diseño del tubo difusor modelo, que resulta análogo al prototipo.

Parámetro	Valor
Área de sección de entrada (m <sup>2</sup> )	0,043
Área de sección de salida (m <sup>2</sup> )	0,1205
Relación de áreas	2,8
Coficiente de recuperación de presión (según IHS ESDU 73024)	0,65

Tabla 6 - Datos de diseño de tubo difusor instalado en banco de ensayos

#### 5.2.4.3.1. Vertedero de descarga

El último elemento de la zona de ensayos es el tanque y vertedero de descarga. El mismo cumple la función de regular la presión en la zona de descarga de la turbina. Además, mediante la medición de la cota de la superficie libre del mismo, se puede calcular la carga a la salida de la turbina.

La función principal del vertedero y la regulación de la presión en la zona de baja presión de la turbina está relacionada con los ensayos de cavitación, ya que, mediante la restricción de la descarga por el mismo, se altera la cota de la superficie libre y por ende la presión de descarga a la que está sujeto el rotor. Sin embargo, es probable que la diferencia de cotas permitidas por la instalación sea insuficiente para llevar a cabo un ensayo de cavitación completo. En ese caso, se plantea como mejora a futuro, cerrar herméticamente el tanque e instalar una bomba de vacío, de modo de reducir la presión interior y por ende la presión de descarga de la turbina.

El diseño del tanque y del vertedero fue realizado mediante un proceso iterativo de prueba y mejora, analizando varias alternativas a la regulación del nivel. Finalmente, se adoptó una solución que emplea una compuerta accionada por dos tornillos en los extremos, que además contiene un contrapeso para su

maniobra. La descarga se realiza por la parte inferior del vertedero, disminuyendo de esta forma las perturbaciones presentes en la superficie libre y por lo tanto facilitando la lectura del nivel del tanque, en caso que sea necesario.

Vale destacar que si bien a priori no se utilizará la medida de la superficie libre del tanque como medida de presión para los ensayos de la curva carga-caudal de la turbina, sí se utilizará para la carga en la descarga de la turbina en los ensayos de cavitación.

Para la medida de la cota de la superficie libre, que resulta una medida de la presión estática a la salida de la turbina (por turbina se comprende hasta la salida del tubo difusor), se instaló un tubo piezométrico especialmente diseñado para atenuar las fluctuaciones de nivel, que se conecta mediante una válvula globo al tanque de descarga. Para el diseño del tubo piezométrico, se analizó el comportamiento de atenuación, así como la inercia del sistema para detectar los cambios en el régimen de flujo.

#### 5.2.4.3.2. Determinación de amortiguamiento de ondas en tanque de descarga mediante tubo piezométrico

Se plantea colocar anexo al tanque de descarga un tubo piezométrico con el fin de lograr una medición de nivel estable, que no resulte perturbada por la turbulencia en el tanque de descarga.

Buscando un compromiso óptimo entre amortiguamiento y respuesta del sistema, se realizan las dos verificaciones correspondientes.

Verificación de amortiguamiento

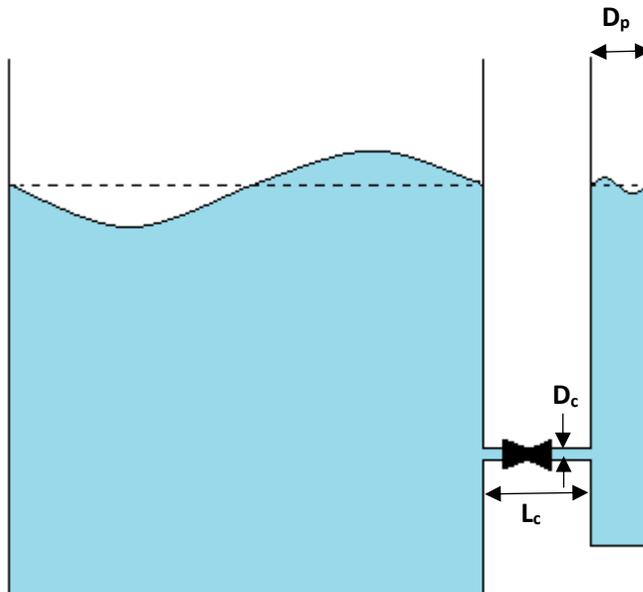


Figura 57 - Esquema de dimensiones para cálculo de amortiguamiento de piezómetro

El amortiguamiento de las ondas generadas por la turbulencia en el tanque se produce por la disipación de la energía que las mismas contienen mediante la pérdida de carga en el tubo conector entre el tanque y el piezómetro, así como mediante la válvula colocada en el mismo.

Mediante un análisis matemático de las ecuaciones que rigen el movimiento del fluido se pretende estudiar cómo varía el amortiguamiento mediante la variación de los parámetros de diseño del piezómetro, como lo son el diámetro de tubo de conexión, el largo del mismo, la pérdida de carga en la válvula y el diámetro del tubo piezométrico.

Se realiza la hipótesis que el nivel medio de agua en el tanque y el piezómetro coinciden, y por ende la única diferencia de cotas que existe entre los elementos es aquella generada por la diferencia de amplitud de las ondas.

En este caso se selecciona un diámetro del piezómetro de 127 mm por razones de disponibilidad de materiales, y se consideran todas las pérdidas de carga localizadas y las pérdidas de carga distribuidas en el caño de conexión, por ser el parámetro de ajuste y presentar la velocidad más elevada.

Se recurre a la ecuación de Bernoulli transitoria para analizar el comportamiento dinámico del sistema, ilustrada en la ecuación ( 16 ).

$$z_1 = z_2 + \left( k_v + \frac{fL}{D} \right) \frac{v_0 |v_0|}{2g} + \frac{L}{g} \frac{dv_0}{dt} \quad (16)$$

Donde  $z_1$  y  $z_2$  son la cota de la onda en el tanque y el piezómetro, respectivamente, L y D son el largo y el diámetro del caño de conexión (se consideran las pérdidas localizadas en la conexión),  $k_v$  es el coeficiente de pérdidas localizadas referidas a la velocidad en la conexión (que incluye la válvula y la expansión y contracción brusca) y  $v_0$  la velocidad en el tubo de conexión. En este caso la referencia de cotas se establece en la línea del nivel medio, que resulta el mismo para el tanque y el piezómetro y será el valor entre el cual oscilarán las ondas producidas en el tanque y en el piezómetro.

Se reescribe la ecuación ( 16 ) de forma de expresarla en función de la velocidad en el tubo piezométrico mediante el cociente de áreas de la sección de conexión ( $A_0$ ) y la sección del piezómetro ( $A_2$ ).

$$z_1 = z_2 + k_1 v_2 |v_2| + k_2 \frac{dv_2}{dt} \quad (17)$$

Con

$$k_1 = \left( k_v + \frac{fL}{D} \right) \frac{1}{2g} \left( \frac{A_2}{A_0} \right)^2 \quad (18)$$

$$k_2 = \frac{L}{g} \left( \frac{A_2}{A_0} \right) \quad (19)$$

Se puede observar que la ecuación ( 20 ) es una ecuación diferencial de segundo orden no lineal, que se puede expresar de la siguiente forma:

$$z_1 = z_2 + k_1 \dot{z}_2 |\dot{z}_2| + k_2 \ddot{z}_2 \quad (20)$$

Se impone una entrada (variación de cota del tanque producida por las ondas) de la forma:

$$z_1 = A \sin(\omega t) \quad (21)$$

Para resolver la ecuación ( 20 ) se recurre a un cambio de variable, del cual resulta el siguiente sistema de ecuaciones:

$$u = v_2 = u(v_2) \quad (22)$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{(A \sin(wt) - z_2 - k_1 u |u|)}{k_2} = a(t, z_2, u) \quad (23)$$

Para la resolución del sistema resultante se acude a la solución numérica mediante el método de Runge-Kutta de 4° orden, cuyo procedimiento se detalla a continuación:

Se definen los coeficientes de las ecuaciones ( 24 ) a ( 31 ) para cada paso de tiempo, que se encuentra asignado por el superíndice n. El salto de tiempo entre cada paso se establece mediante el valor de h de la forma  $t^{n+1} - t^n = \Delta t = h$

$$k_{1u} = h * u(v^n) \quad (24)$$

$$k_{1a} = h * a(t^n, z_2^n, v_2^n) \quad (25)$$

$$k_{2u} = h * u(v^n + \frac{k_{1u}}{2}) \quad (26)$$

$$k_{2a} = h * a(t^n + \frac{h}{2}, z_2^n + \frac{k_{1u}}{2}, v_2^n + \frac{k_{1a}}{2}) \quad (27)$$

$$k_{3u} = h * u(v^n + \frac{k_{2u}}{2}) \quad (28)$$

$$k_{3a} = h * a(t^n + \frac{h}{2}, z_2^n + \frac{k_{2u}}{2}, v_2^n + \frac{k_{2a}}{2}) \quad (29)$$

$$k_{4u} = h * u(v^n + k_{2u}) \quad (30)$$

$$k_{4a} = h * a(t^n + h, z_2^n + k_{2u}, v_2^n + k_{2a}) \quad (31)$$

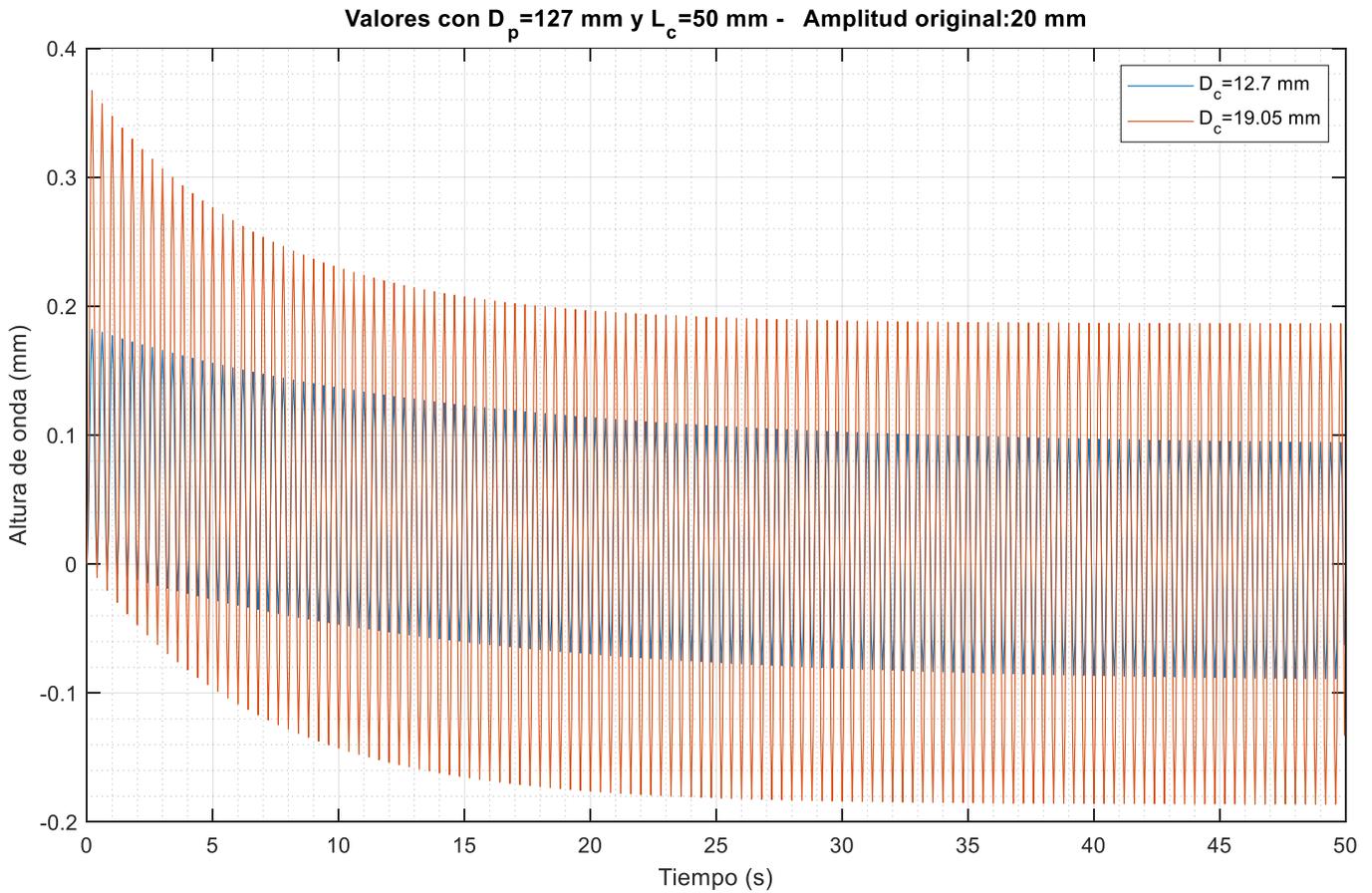
Por último, se computan los valores para el tiempo n+1 utilizando una combinación de los coeficientes determinados, como se observa en las ecuaciones ( 32 ) y ( 33 ).

$$v_2^{n+1} = v_2^n + \frac{1}{6}(k_{1u} + 2k_{2u} + 2k_{3u} + k_{4u}) \quad (32)$$

$$z_2^{n+1} = z_2^n + \frac{1}{6}(k_{1a} + 2k_{2a} + 2k_{3a} + k_{4a}) \quad (33)$$

Parametrizando el diámetro del tubo de conexión, fijando el diámetro del piezómetro, el largo de la conexión y una frecuencia de la fluctuación de 2,5 Hz, se obtiene la respuesta del sistema en el tubo piezométrico que se observa en la Figura 58.

Se observa de la Figura 58 que para el tubo de conexión con menor diámetro la filtración de las fluctuaciones es mayor. De cualquier forma, en ambos casos se pasa de una fluctuación en el tanque de 20 mm a fluctuaciones en el piezómetro menores a 0,2 mm en régimen.



*Figura 58 - Resultados de amplitud de amortiguamiento para 2 diámetros de conexión entre piezómetro y tanque*

Como verificación adicional, se procede a realizar una parametrización de la frecuencia de la fluctuación para observar la respuesta de la atenuación.

De las figuras 59 y 60 se puede observar que, a mayores frecuencias, la atenuación es superior. En la Figura 59, se observa en el eje de las ordenadas la relación entre la amplitud de la fluctuación en el piezómetro y la fluctuación en el tanque.

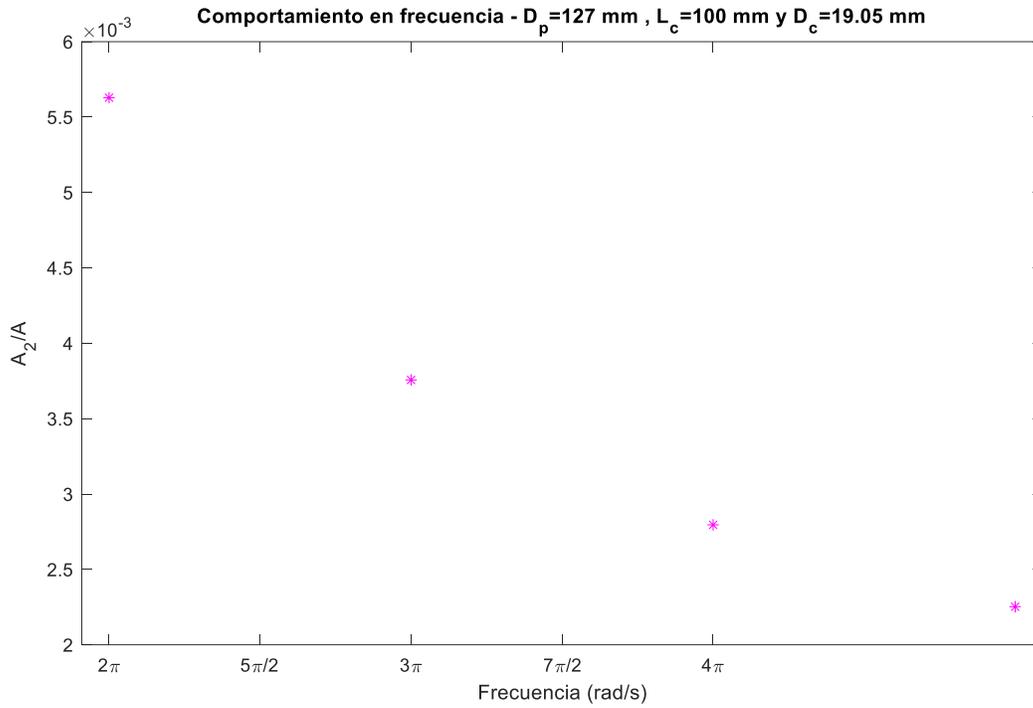


Figura 59 - Efectividad de amortiguamiento en amplitud de onda para distintas frecuencias

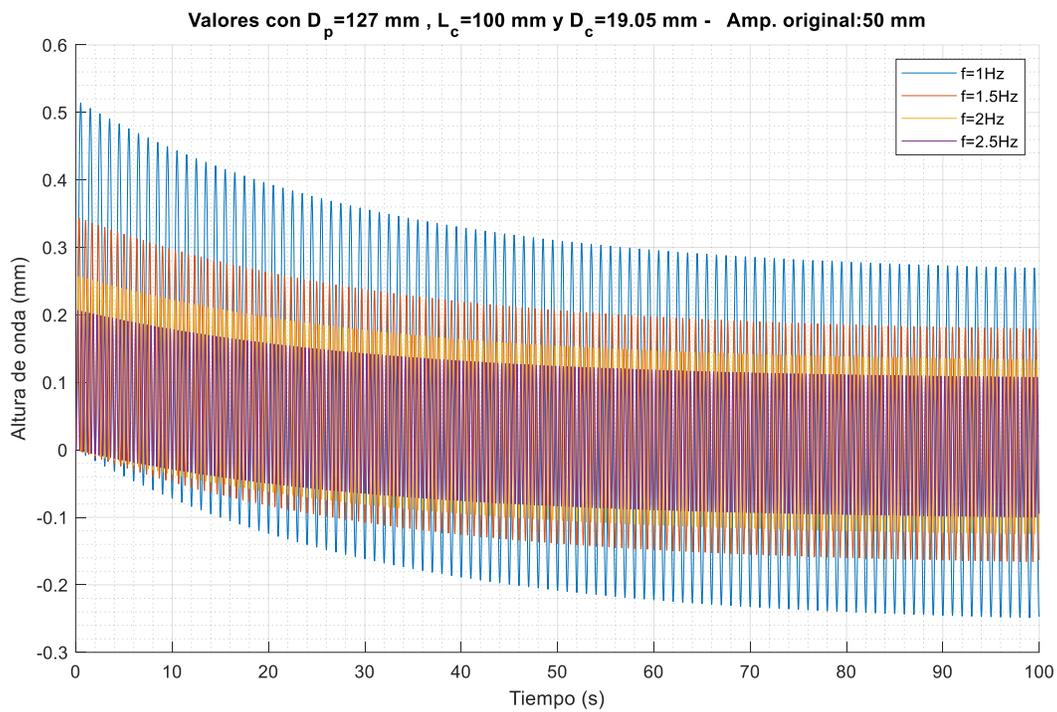


Figura 60 - Resultados de amortiguamiento de amplitud para oscilaciones de frecuencia variable

Si bien se puede determinar por el desarrollo anterior que a menores diámetros de conexión se logran mejores filtraciones de las fluctuaciones, dicha reducción de los diámetros determinará un aumento de la

inercia del sistema, debiéndose aguardar más tiempo para el régimen. Por ello se busca realizar el análisis adicional de los tiempos de respuesta.

#### Verificación de respuesta inercial

Se busca analizar la respuesta del sistema ante una diferencia de nivel medio entre el tanque y el piezómetro. En particular es de interés verificar que los tiempos de respuesta del tubo piezométrico ante dichos cambios no sean excesivos.

Para el estudio del comportamiento se analiza la misma fórmula de Bernoulli que en el caso anterior, solo que en este caso las cotas a las que se hacen referencia son las del nivel medio en cada elemento. Para establecer como condición inicial que la cota del agua en el piezómetro sea nula, se debe establecer como referencia para la medida de cotas el nivel inicial del agua en el piezómetro. El resultado de la aplicación de dichas hipótesis determina la ecuación ( 34 ).

$$z_1 - z_2 = \left( k_v + \frac{fL}{D} \right) \frac{v_0 |v_0|}{2g} + \frac{L}{g} \frac{dv_0}{dt} \quad (34)$$

Expresada en función de la cota en el piezómetro, como ilustra la ecuación ( 35 ).

$$z_1 = z_2 + k_1 \dot{z}_2 |\dot{z}_2| + k_2 \ddot{z}_2 \quad (35)$$

Para el presente análisis se considera el nivel en el tanque de descarga como constante, por lo que resulta:

$$z_1 = C \quad (36)$$

Asimismo, recordando que se estableció la cota inicial en el piezómetro como la referencia, el valor C constituye la diferencia de nivel inicial entre los elementos.

Procediendo de manera análoga al análisis anterior y reduciendo el orden de la ecuación mediante un cambio de variable se obtiene el sistema formado por las ecuaciones ( 37 ) y ( 38 ).

$$u = v_2 = u(v_2) \quad (37)$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{(C - z_2 - k_1 u |u|)}{k_2} = a(t, z_2, u) \quad (38)$$

En la Figura 61 se observan los tiempos de establecimiento para una diferencia de nivel de 20 centímetros, que podría ser análogo al cambio de régimen entre puntos de ensayo. En el caso del mayor diámetro, logra igualar los niveles aproximadamente en 150 segundos, mientras que con un diámetro menor lo hace en el doble de tiempo.

Sin embargo, se entiende que son tiempos de establecimiento razonables para diferencias de nivel de ese orden, sobre todo si se tiene en cuenta la mejora en el registro del nivel de la superficie libre mediante la atenuación radical de las fluctuaciones.

Mediante las relaciones halladas, se puede, para cada cambio de punto de ensayo, evaluar el tiempo necesario que debe dejarse al sistema para lograr el equilibrio.

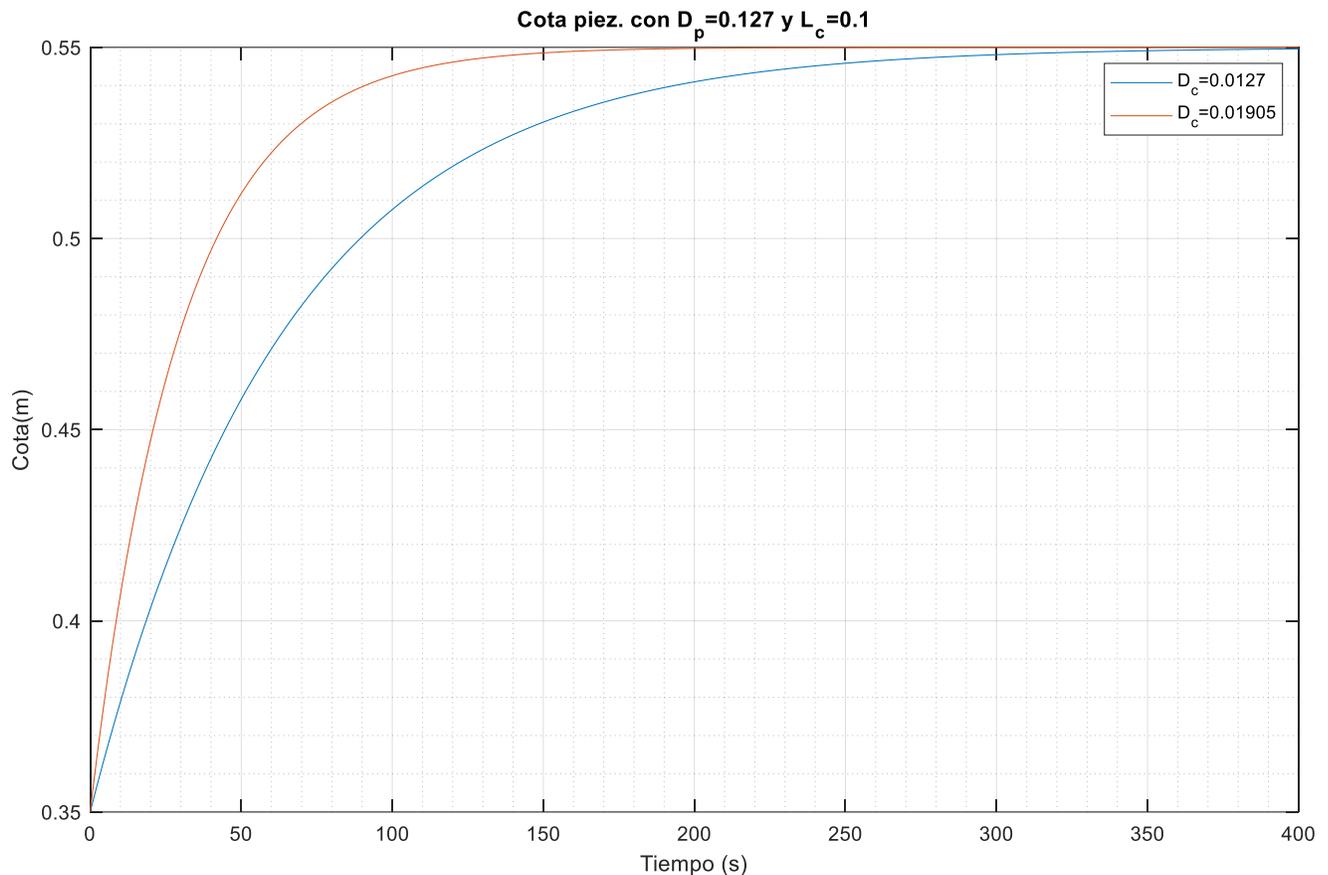


Figura 61 - Inercia del sistema ante cambios para 2 diámetros de conexión entre piezometro y tanque

### 5.3. Instalación eléctrica del banco de ensayos

#### 5.3.1. Generador eléctrico

Si bien el objetivo principal del banco de ensayos es la medición de las curvas de comportamiento hidráulico de la turbina, principalmente la curva carga y rendimiento vs caudal y el comportamiento con respecto a la cavitación, se necesita el generador eléctrico para que funcione como freno al eje para evitar el embalamiento de la turbina. Asimismo, puede ser de interés en alguna oportunidad medir potencia eléctrica, así como analizar el comportamiento del conjunto turbina-generador para los diferentes modos de operación (como puede ser on-grid y off-grid).

Para la selección del generador eléctrico se deben tomar en cuenta los parámetros principales, como lo son la velocidad de giro y la potencia. Dichos parámetros son los que se encuentran estrechamente relacionados a la turbina a ensayar. Además, se deberá elegir el tipo de generador, y por último se tendrá que verificar que se cuente con el suministro de la tensión nominal del generador seleccionado.

##### 5.3.1.1. Tipo de generador

Básicamente se tienen dos tipos de generadores trifásicos de corriente alterna disponibles, como lo son los generadores síncronos y asíncronos. Estos difieren en que el primero gira exactamente a la velocidad

de sincronismo, dada mediante la ecuación ( 39 ), mientras que el segundo presenta un deslizamiento con respecto a la misma.

$$n_s = \frac{60f}{P} \quad (39)$$

Donde f es la frecuencia en Hz y P es el número de pares de polos.

Para la turbina prototipo a ensayar se eligió utilizar un generador asíncrono, por lo que se decidió seleccionar el mismo tipo de generador para el banco de ensayos. La selección de este tipo de generador se fundamenta por la abundante oferta de este tipo de equipo, además del costo inferior al generador síncrono. Se debe recordar que el proyecto que da origen al banco de ensayos busca el desarrollo de la microgeneración hidroeléctrica mediante la construcción de turbinas de bajo costo, por lo que esta selección se encuentra bien justificada.

En J.M. Chapallaz et. al., 1992 [36], se establece una comparativa de las ventajas y desventajas de utilizar generadores síncronos y asíncronos. Algunos de los aspectos más relevantes se detallan en la Tabla 7.

Parámetro	Gen. Asíncrono	Gen. Síncrono
Costo inversión	Más rentable hasta 30 kVA	De 100 kVA en adelante más competitivo
Disponibilidad en mercado	Amplia	Baja en mayoría de mercados
Construcción	Robusta. Bajo mantenimiento	Compleja. Mayor mantenimiento en componentes auxiliares como excitadores, controladores, anillos, etc.
Sincronización para uso on-grid	Se realiza únicamente con interruptor con velocidad de giro cercana a sincronismo	Requiere equipamiento de sincronización
Control de velocidad para uso off-grid	Requiere control de tensión mediante desvío de carga. Menor variación de frecuencia por saturación	Requieren control de tensión y frecuencia mediante control automático de carga
Soportabilidad de embalamiento	Motores de 4 polos y más soportan velocidades del doble de la nominal	Se debe especificar en conjunto con las especificaciones de la turbina
Potencia de magnetización	Requiere energía reactiva. En funcionamiento on-grid la toman de la red. En off-grid se debe instalar banco de condensadores (poco fiables)	Puede entregar energía reactiva mediante ajuste de excitación
Rendimiento	Menores que síncronos, más aún para pequeñas potencias. Desciende a carga parcial.	Mayor. Mantiene alto rendimiento a carga parcial
Factor de potencia	Descienden para bajas potencias y bajas velocidades	Se puede ajustar con excitación
Inercia de masa rotante en rechazo de carga	Menores que en síncronos. Pueden requerir volantes de inercia en algunos casos.	Mayor

Calidad de energía en operación off-grid	Mayores variaciones de tensión y frecuencia	Con regulación apropiada pueden conseguir buena estabilidad de tensión y frecuencia
Arranque	Pueden desmagnetizarse	Tienen buena soportabilidad de corrientes de arranque. Puede permitir algunos arranques directos

Tabla 7 - Comparativa entre tipos de generadores

Por otra parte, algunos bancos de ensayos que utilizan generadores de corriente continua. Luego de un análisis de las ventajas y desventajas de cada tecnología, se decide utilizar un generador asíncrono para el prototipo y por lo tanto para el banco de ensayos del modelo a escala.

#### 5.3.1.2. Velocidad de giro

Para el caso de un generador de corriente alterna asíncrono, su velocidad de giro se encuentra determinada por la ecuación ( 11 ).

La velocidad de giro del generador se encuentra determinada por la velocidad de giro seleccionada para la turbina modelo a ensayar, que asimismo se encuentra relacionada con la turbina prototipo mediante las ecuaciones de similitud. En el presente caso de estudio, la velocidad de giro de las turbinas prototipo y modelo es de 760 rpm, por lo que, si se admite un deslizamiento nominal de 1,33%, se podría utilizar un generador asíncrono de cuatro pares de polos, es decir, con una velocidad de sincronismo de 750 rpm.

Otra alternativa sería emplear un mecanismo de reducción de velocidad mediante poleas o engranajes junto con un generador más pequeño (por ende, más compacto y económico), pero dado que la potencia de las turbinas a ensayar es pequeña, las pérdidas mecánicas inducidas por el mecanismo reductor introducirían un error de una magnitud no despreciable frente a la potencia misma de la turbina, por lo que se rechaza dicha alternativa.

Asimismo, si eventualmente se deseara ensayar a varias velocidades de giro con un generador de corriente alterna, se puede instalar un variador de frecuencia en serie con el generador. Al variar la frecuencia, también lo hace la velocidad de sincronismo del generador, dada por la ecuación ( 39 ).

#### 5.3.1.3. Potencia

La selección de la potencia del generador se encuentra estrechamente relacionada con la potencia de la turbina a ensayar. Se entiende que a mayor potencia, los generadores son más robustos y tienen un costo mayor, por lo que se procede a emplear un generador de potencia apropiada para la turbina a ensayar en el caso de estudio.

La potencia eléctrica se encuentra dada por la ecuación ( 40 ).

$$P_{gen} = \gamma Q_{turb} H_{turb} \eta_{turb} \eta_{gen} \quad (40)$$

Donde  $P_{gen}$  es la potencia del generador en W,  $\gamma$  el peso específico del agua,  $Q_{turb}$  el caudal en  $m^3/s$ ,  $H_{turb}$  la carga de la turbina en m,  $\eta_{turb}$  el rendimiento de la turbina y  $\eta_{gen}$  el rendimiento eléctrico del generador.

Dado que la potencia teórica, obtenida del código de diseño del modelo de turbina a ensayar, es de 0,49 kW, se selecciona un motor de 1 HP, correspondiente a una potencia de 0,746 kW.

### 5.3.2. Modos de conexión del generador

Para el ensayo de turbinas en el banco construido, se consideran dos tipos de funcionamiento; con el generador conectado a la red y con el generador aislado de la misma. Si bien en los ensayos que dan lugar al presente trabajo se utilizó la configuración del generador conectado a la red, se detallan a continuación las particularidades de cada una.

#### 5.3.2.1. *Generador conectado a la red*

El hecho que el generador eléctrico se encuentre conectado a la red implica que la frecuencia y tensión se encuentran fijadas por la misma en los parámetros nominales, que corresponden para la red de baja tensión de UTE a 50 Hz y 400 Vac o 230 Vac.

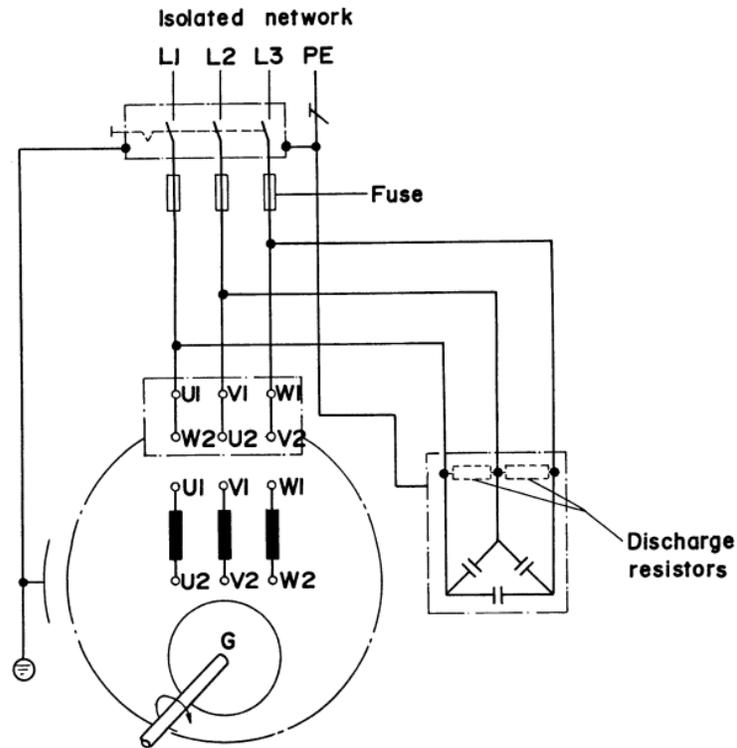
Asimismo, la potencia reactiva necesaria para la magnetización del generador es provista por la red. Se debe recordar que las máquinas de inducción (asíncronas), no pueden generar energía reactiva en modo motor o generador, ya que los mismos consumen en todo momento. La energía reactiva puede ser entregada a la red, por ejemplo, por generadores sincrónicos operando sobreexcitados.

#### 5.3.2.2. *Generador aislado de la red*

En el caso de un generador funcionando aislado de la red, la magnetización del núcleo debe ser provista por una fuente externa de potencia reactiva. Este es el caso de un generador autoexcitado, que se observa en la Figura 62, obtenida de [36]. En la misma se puede observar un banco de condensadores conectado en triángulo y en paralelo con el bobinado del estator del generador.

Se puede observar entonces, que para el caso de un generador asíncrono funcionando en régimen, la energía reactiva es generada mediante los condensadores conectados en paralelo, que están sujetos a la tensión del estator.

Una metodología de cálculo sencilla para la capacidad necesaria de los condensadores se encuentra descrita en [37].



**FIGURE 3.12 :**  
**Self-excited three-phase induction generator with delta-connected capacitors**

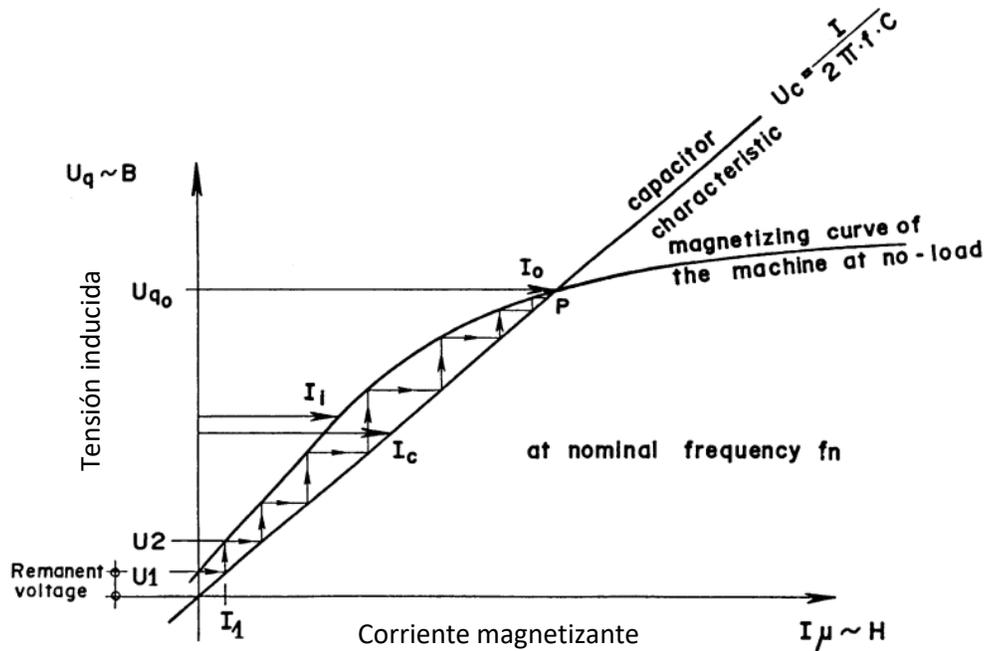
*Figura 62 - Conexión de banco de condensadores para un generador autoexcitado – Fuente: Manual on Induction Motors used as generators*

#### 5.3.2.2.1. Arranque de generador autoexcitado

Sin embargo, para el arranque de un generador de inducción autoexcitado es necesario el magnetismo remanente o residual, que perdura en los núcleos del estator y rotor luego de la última operación. Mediante el magnetismo residual, cuando el rotor comienza a girar, induce una tensión residual en el estator, que comienza a cargar el banco de capacitores, los cuales entregan mayor potencia reactiva, hasta que finalmente se logra la magnetización de la máquina. El proceso de magnetización finaliza cuando las corrientes de los condensadores y de excitación se equilibran, como se observa en el punto P de la Figura 63.

Mediante la selección de una capacidad apropiada del banco de condensadores, se puede lograr la tensión de arranque en vacío deseada.

En el caso que no exista magnetismo remanente, se puede aplicar tensión en corriente continua mediante una batería a una de las fases del estator, la cual inducirá una tensión residual que comience el proceso antes descrito.



**FIGURE 3.15 :**  
**Self-excitation of an induction machine by a capacitor in parallel at no load**

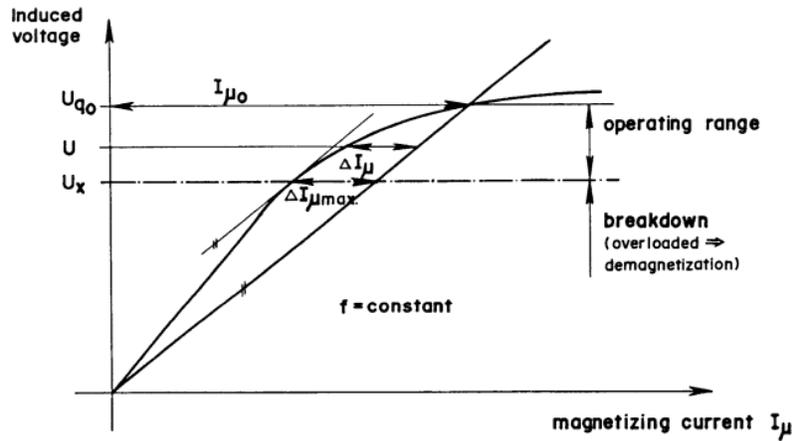
*Figura 63 - Curva de autoexcitación (en vacío) con condensadores en paralelo - Fuente: Manual on Induction Motors used as generators*

#### 5.3.2.2.2. Regulación de tensión y frecuencia

Una vez que se logra el arranque del generador en vacío (sin carga conectada), comienza el desafío de mantener los valores de tensión y frecuencia constantes en un valor o rango deseado al conectarse las cargas.

Para generar el par electromagnético (que da lugar a la potencia), es necesaria una corriente de magnetización adicional a la de vacío, que se denomina  $\Delta I_{\mu}$ . Dicha corriente adicional se puede observar en la Figura 64 como la diferencia en el eje de las abscisas entre la curva del condensador y la de magnetización de la máquina en vacío. Asimismo, se puede observar que para lograr dicha corriente adicional, se debe producir una caída de tensión con respecto a la de vacío.

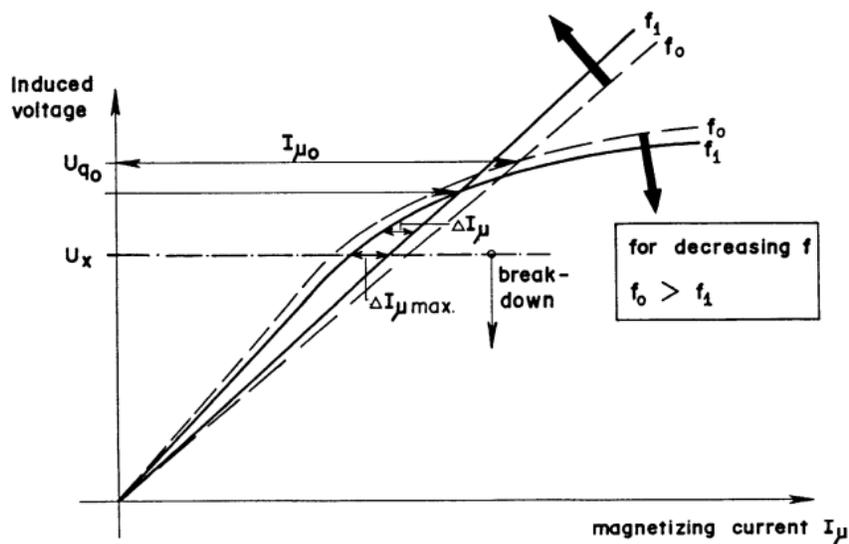
El rango de operación de la máquina entonces está definido entre las condiciones de vacío y la condición de desmagnetización, donde la corriente  $\Delta I_{\mu}$  es máxima. Si la tensión cae por debajo de ese punto, se produce la sobrecarga y desmagnetización. Dicho razonamiento se realiza considerando una frecuencia constante.



**a) loading at constant frequency**

Figura 64 - Carga de generador con frecuencia constante - Fuente: Manual on Induction Motors used as generators

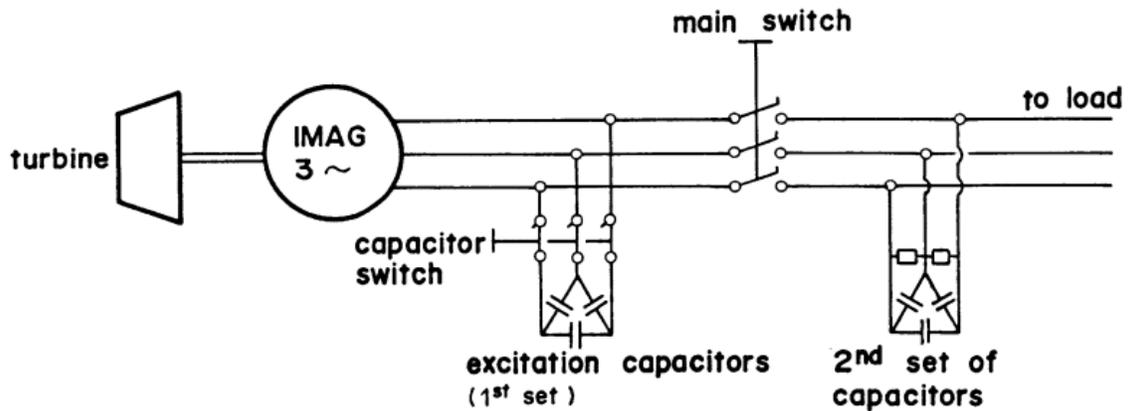
Sin embargo, puede producirse otro fenómeno que limita más aún el rango de operación. Al aumentar la carga del eje mecánico, y por ende de la turbina, se provoca un descenso de la velocidad de giro de la misma, y una correspondiente reducción de la frecuencia. Esto provoca un corrimiento de las curvas del capacitor y de la magnetización del generador, acercándolas y por ende limitando la corriente magnetizante adicional producida, como se observa en la Figura 65. De esta forma, el rango de operación se estrecha aún más.



**b) loading at decreasing frequency**

Figura 65 - Carga de generador con frecuencia decreciente - Fuente: Manual on Induction Motors used as generators

Para aumentar el rango de operación del generador, existen algunas alternativas. La primera es el uso de condensadores de mayor tensión, lo que trae consigo un aumento de la tensión de vacío, que puede no ser compatible con las cargas a conectar. La segunda alternativa es el uso de bancos de condensadores de varios pasos, que pueden contener un paso para el arranque en vacío y luego pasos sucesivos para conexión de carga o más de un banco con una conexión coordinada a la carga en el arranque, como muestra la Figura 66. Por último, puede emplearse un aumento de la frecuencia, que provoca un efecto inverso al observado en la Figura 65, aumentando la corriente magnetizante disponible. Esta última alternativa debe ser usada con criterio, ya que puede haber cargas sensibles a la frecuencia, especialmente motores y cargas inductivas.



**FIGURE 5.7 :**  
**Start-up of an IMAG in isolated operation using two separate sets of capacitors**

*Figura 66 - Instalación de un segundo banco de condensadores para carga del generador - Fuente: Manual on Induction Motors used as generators*

## 6. Sistemas de medición de magnitudes

Para el banco de ensayos construido, se realizó la instalación de los sistemas de medición requeridos para la obtención de las curvas de operación de la turbina a ensayar, como lo son las siguientes:

- Caudal
- Presión o carga de la turbina
- Presión aguas arriba de la turbina
- Presión aguas debajo de la turbina
- Nivel del tanque de descarga
- Velocidad de giro del conjunto turbina-generator
- Par generado sobre el eje

A continuación, se describe el sistema de medición de cada una de las magnitudes mencionadas anteriormente, resaltando los requerimientos de la norma IEC 60193 [39], considerada como la referencia para la construcción del banco de ensayos.

### 6.1.1. Caudal

La medición del caudal que circula por la instalación resulta fundamental para la determinación de la carga de la turbina, así como su rendimiento y su comportamiento ante la aparición de cavitación.

#### 6.1.1.1. *Requerimientos de norma IEC 60193*

Para la medición de caudal la norma introduce dos categorías de métodos: primarios y secundarios. Los primeros involucran únicamente mediciones de variables fundamentales (longitud, masa y tiempo), mientras que los segundos pueden estar basados en una variedad de principios, pero deben ser calibrados obligatoriamente in situ por métodos primarios.

Dentro de los métodos primarios de medición se encuentran el método de pesaje y el método volumétrico.

El método de pesaje se encuentra descrito por la norma ISO 4185, y consta fundamentalmente en desviar el flujo del banco hacia un tanque de pesaje, para posteriormente calcular el caudal promedio mediante la medida del tiempo de desviación del flujo, la masa obtenida en el tanque y la densidad del agua. En la norma ISO 4185 también se encuentran los requerimientos de calibración de los dispositivos de medición de masa, que, en el caso de celdas de carga, deben calibrarse cada dos años. La incertidumbre introducida con este método es provocada por la medición del tiempo de llenado, la determinación de la densidad del agua, la medición de la masa y el movimiento de la tobera directriz.

Para el caso del método volumétrico, el mismo se encuentra descrito por la norma IEC 8316, y es análogo al método de pesaje, con la diferencia que se mide el volumen desviado hacia el tanque de medida en vez de la masa. En este caso, según la norma antes mencionada, se debe calibrar el tanque por lo menos cada tres años para tanques metálicos y cada cinco años para tanques de hormigón. La incertidumbre introducida a este método es causada por la medición del tiempo de llenado, la lectura del nivel de agua, la calibración del tanque de medida y el movimiento de la tobera directriz.

Los métodos primarios son fundamentales, ya que, aunque no se utilicen directamente en el sistema de control del ensayo, deben usarse obligatoriamente para realizar las calibraciones de los instrumentos de

medición de caudal efectivamente utilizados. Asimismo, el requerimiento de la calibración in situ apunta a la replicación en la calibración de las condiciones de flujo del ensayo provocadas por el banco.

Para el caso de los métodos secundarios de medición de caudal, la norma IEC 60193 menciona los de tipo área-velocidad, como lo son los mediante tubos Pitot y correntímetros, que implican la integración de medidas puntuales de velocidad en un área de pasaje y son muy poco usados en bancos de ensayos, los realizados mediante vertederos de placa fina y los obtenidos mediante presión diferencial como placas orificio y tubos Venturi y los de tipo electromagnético, de turbina y acústicos, entre otros, que permiten una instalación fácil y una integración al sistema de control que facilita el registro de datos en tiempo real. Para todos los métodos se reitera la necesidad de una calibración in situ y chequear periódicamente la repetibilidad sobre todo el rango de medición de los instrumentos como los acústicos, de turbina o electromagnéticos.

#### 6.1.1.1.1. Vertederos

Sólo podrán utilizarse vertederos rectangulares o triangulares de placa fina a los efectos de los ensayos contemplados en la norma IEC 60193. Los mismos, aunque diseñados mediante la norma ISO 1438, no cumplirán los requerimientos de precisión buscados. Sin embargo, en caso de utilizarse, deberán ubicarse lejos de la descarga de la turbina para evitar perturbaciones del flujo que no permitan una distribución de velocidad uniforme en la sección transversal. Para ello pueden usarse tabiques tranquilizadores.

Asimismo, el uso de vertederos también implica tener una porción de la instalación con la presencia de una superficie libre.

#### 6.1.1.1.2. Dispositivos de presión diferencial

Los dispositivos de medición de caudal mediante presión diferencial pueden ser usados fundamentalmente en circuitos cerrados, sin superficies libres. Si bien son muy confiables, también son sensibles a las condiciones del flujo e introducen pérdidas de carga apreciables. Estos dispositivos tampoco lograrán la precisión admitida en esta norma usando coeficientes de descarga estandarizados. Por ende, deberán calibrarse regularmente in situ.

Su diseño se encuentra descrito por la norma ISO 5167.

#### 6.1.1.1.3. Dispositivos de turbina

Estos dispositivos usualmente incluyen un enderezador de flujo y por ende no requieren grandes tramos rectos aguas arriba y abajo. Además, si bien no introducen una perturbación grande al flujo, sí pueden introducir una pérdida de carga apreciable. Según la norma, la medición de estos equipos es de frecuencia, que por su simplicidad se puede realizar con precisión.

Se debe tener la precaución de mantener los rodamientos en buen estado y las palas de la turbina limpias. Luego de cada mantenimiento debe corroborarse la calibración.

La calibración también debe ser corroborada para la mínima presión del ensayo, para evitar efectos de la posible aparición de cavitación en las zonas de baja presión de las palas.

#### 6.1.1.1.4. Medidores electromagnéticos

Los dispositivos electromagnéticos permiten una medición precisa sin introducir pérdidas de carga apreciables ni perturbaciones al flujo. Debe tenerse cuidado con desvíos provocados por el circuito electrónico o el estado de la superficie de los electrodos.

Luego de cada mantenimiento debe chequearse la calibración. Las normas ISO 6817 e ISO 9104 abarcan este tipo de dispositivo de medida.

#### 6.1.1.1.5. Medidores acústicos

Los medidores acústicos alcanzados por la norma son los que miden el tiempo de tránsito de pulsos acústicos viajando aguas arriba o abajo.

El procedimiento de adquisición con este método debe demostrar su correcto funcionamiento mediante el chequeo de los tiempos de tránsito de cada camino acústico, la verificación de la velocidad del sonido y la verificación de pulsos perdidos.

Este tipo de medidores presentan la ventaja de no introducir pérdidas de carga ni perturbaciones al flujo, pero resultan sensibles a los perfiles de velocidad irregulares, a la presencia de burbujas de aire y a ruido acústico. Su sensibilidad a la turbulencia y la ausencia de medidas puntuales de velocidad no lo hacen apto para la medición de fluctuaciones de caudal.

Más detalles acerca de la medición por este método puede encontrarse en la norma IEC 60041.

#### 6.1.1.1.6. Medidores mediante desprendimiento de vórtices

La medición por el fenómeno de desprendimiento de vórtices se basa en la medición de la frecuencia de desprendimiento de estos por parte de un dispositivo inmerso en el flujo. Dicha frecuencia es proporcional a la velocidad del flujo, para un rango de números de Reynolds. Sin embargo, vibraciones de la instalación pueden interferir con la correcta medida.

Este tipo de dispositivos aún cuenta con poca experiencia, por lo que debe utilizarse con cautela.

#### 6.1.1.1.7. Calibración de los métodos secundarios de medición de caudal

Todos los métodos de medición secundarios deben ser calibrados en las condiciones que son utilizados en los ensayos a realizar, es decir, en la misma ubicación, con los mismos elementos auxiliares que los componen (tomas de presión, ductos, sistema de adquisición, fuentes de alimentación, etc.) y con las mismas condiciones del agua (presión, temperatura, calidad, etc.).

En los casos que en un circuito abierto no se pueda reproducir la presión mínima a utilizar en un ensayo, se deben utilizar dos elementos de medición en serie, los cuales debe demostrarse que no son afectados por fenómenos de cavitación. No se encuentra permitido por la norma considerar medidas con elementos afectados por la cavitación, ya que la repetibilidad de las mismas no se encuentra garantizada.

La curva de calibración usual que menciona la norma es la observada en la ecuación ( 41 ).

$$Q = CR^\alpha \quad (41)$$

Donde C es una constante de descarga, R es la señal emitida por el caudalímetro secundario y  $\alpha$  es un exponente derivado teóricamente, que depende del método a utilizar (en el caso de un tubo Venturi u otro dispositivo de presión diferencial usualmente  $\alpha$  es  $\frac{1}{2}$ , en el caso de un medidor de turbina  $\alpha$  es 1, etc.).

La guía para realizar la curva de calibración y la incertidumbre asociada se encuentra en la norma ISO 7066.

La calibración debería ser realizada al comienzo y al final de los ensayos, y la desviación relativa, expresada mediante la ecuación ( 42 ), debe ser convenida a priori. Un valor ejemplo que da la norma es de 0,1%. Los valores  $Q_1$  y  $Q_2$  son las medidas del medidor secundario, antes y después del ensayo, respectivamente, para un mismo valor de caudal medido con el método primario.

$$Desv.rel. = \frac{2(Q_1 - Q_2)}{Q_1 + Q_2} \quad (42)$$

Los registros de las calibraciones sucesivas deben guardarse y analizarse en búsqueda de sesgos. Si no se aprecian desviaciones, la utilización del promedio de todos los valores registrados puede ser mejor que la media de los valores tomados antes y después del ensayo.

#### 6.1.1.2. Medición de caudal en banco de ensayos

Para el banco de ensayos construido, se emplea un caudalímetro ultrasónico de tiempo de tránsito marca GE TransPort y modelo PT878, de rango  $\pm 12 \text{ m/s}$  y precisión  $\pm 1\% - 2\%$  de la medida. El mismo se encuentra acoplado al tramo recto de caño de PVC precedente a la turbina. Asimismo, el medidor de caudal empleado es no invasivo, evitando perturbaciones del flujo. La ubicación del caudalímetro se elige de tal modo de estar en una zona con la menor presencia de vórtices por cambios de dirección del flujo.

Para obtener una medida correcta, se configura el equipo con el material y espesor utilizado en el banco de ensayos. Además, el caudalímetro se calibra en un banco de calibración primario por método volumétrico ubicado en el Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental. A futuro se deberá instalar un sistema de medición de caudal primario en una bifurcación del banco de ensayos, a efectos de realizar la calibración in-situ, como por ejemplo se encuentra en el banco de ensayos de la Universidad Nacional de La Plata, según se puede observar en [50][51].

Adicionalmente, se cuenta con una redundancia en la medición de caudal mediante un caudalímetro electromagnético intrusivo ubicado aguas arriba del banco de ensayos y previo a la derivación al canal sedimentológico. Dicho medidor puede utilizarse como alternativa a la medición de caudal realizada por el caudalímetro ultrasónico, debiéndose corroborar que no existe una pérdida de flujo por la derivación hacia el canal sedimentológico, de forma que sea el mismo caudal circulante por ambos instrumentos.

#### 6.1.2. Presión

La presión constituye otra de las magnitudes cuya medición es fundamental para la determinación de las curvas de funcionamiento requeridas. Existen varios puntos donde es necesario medir la presión, dependiendo de la curva que se desee obtener.

##### 6.1.2.1. Requerimientos de norma IEC 60193

En primer lugar, se determinan los requerimientos para la selección de las secciones de medición. Como criterios generales, la norma establece que las secciones de medición de presión deberán ser normales a la dirección de velocidad media del flujo.

Además, se recomienda que la sección se encuentre en un conducto de sección transversal constante. No obstante, podrán establecerse secciones de medición con áreas ligeramente convergentes o divergentes.

##### 6.1.2.1.1. Cantidad y disposición de tomas de presión

De forma general, la norma recomienda colocar por lo menos dos pares de tomas de presión ubicadas de forma diametralmente opuestas.

En el caso de una sección circular, se debe evitar colocar tomas de presión en la zona superior o inferior de la sección, ya que pueden dar lugar a medidas distorsionadas por presencia de aire o sedimentos, respectivamente. Asimismo, en casos de secciones rectangulares, se debe evitar la colocación de tomas de presión cerca de los vértices, además de prestar especial atención a la acumulación de aire o sedimentos en las zonas superior e inferior, respectivamente.

Adicionalmente, si se prevé que las condiciones del flujo sean asimétricas o existan perturbaciones, se deberán colocar más cantidad de tomas de presión. Esto puede deberse a secciones de medición en conducciones divergentes o convergentes.

La norma establece que las presiones medidas en las tomas no pueden presentar una variación entre las mismas mayor al 0,5% de la energía hidráulica específica de la máquina o al 20% de la energía cinética específica para el caso de turbinas de bajo salto.

#### 6.1.2.1.2. Diseño de tomas de presión

El diseño de las tomas de presión cobra especial importancia para evitar perturbaciones locales que provoquen irregularidades en la presión obtenida. Para ello, los elementos de medición de presión deben ser de material inoxidable y estar al ras de las paredes internas de los conductores.

Asimismo, deben tener un diámetro interior entre 2 y 4 mm, con un largo mínimo correspondiente al doble del diámetro y deben ser perpendiculares a la pared del conductor. También deben tener una terminación filosa o con un radio de curvatura menor a la cuarta parte del diámetro.

Todos los requerimientos se esquematizan en la Figura 67, obtenida de la norma IEC 60193.

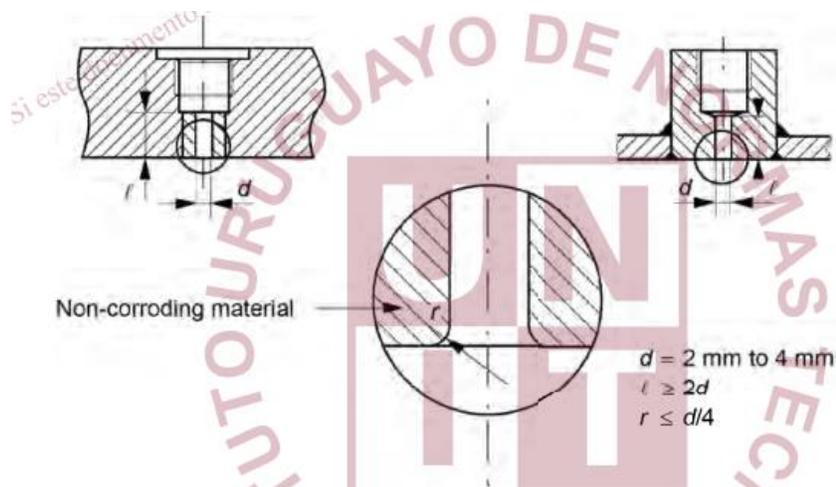


Figura 67 – Diseño de tomas de presión según IEC 60193

#### 6.1.2.1.3. Colectores de presión

Para promediar las presiones obtenidas en la sección mediante las tomas antes mencionadas, se puede utilizar un colector, cuyo diámetro debe ser como mínimo el triple del diámetro de las tomas de presión.

Las líneas que conectan las tomas al colector deben tener una válvula de corte, de forma de poder medir la presión de cada toma individualmente. Además, deben tener un diámetro mayor al doble del de la toma y superior a 6 mm. El largo de las conexiones al colector debe ser, dentro de lo posible, de igual largo y

con pendiente ascendente con respecto al instrumento de medición de presión, de modo de evitar la formación de cavidades de aire entre el mismo y las tomas.

Debe preverse una válvula en la parte superior del colector para evacuar el aire atrapado.

Asimismo, se recomienda la utilización de caños transparentes para observar la formación de cavidades de aire en el sistema. No se permite que el sistema presente fugas.

La Figura 68 (obtenida de [39]), ilustra los dos tipos de sistemas de colección sugeridos.

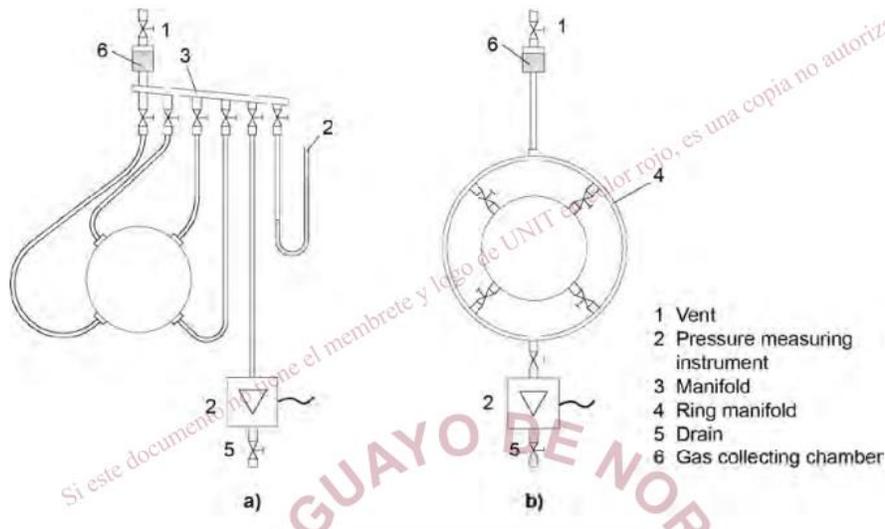


Figura 68 – Diseño de colectores de presión según IEC 60193

#### 6.1.2.1.4. Instrumentos de medición de presión

Al igual que sucede con la medición de caudal, existen métodos primarios y secundarios de medición de presión. Los primeros utilizan solo unidades básicas como masa y longitud y son por ejemplo manómetros de columna líquida o manómetros de peso muerto. Por otro lado, los instrumentos como transductores de presión son secundarios y por ende precisan calibración mediante un método primario.

##### Manómetro de columna líquida

Es uno de los instrumentos de medición de presión más conocidos, utilizando fundamentalmente para medir presiones bajas.

La presión del sistema se mide como la presión hidrostática de la columna de un líquido, que puede ser por ejemplo agua, según la ecuación ( 43 ).

$$p = \rho gh \quad (43)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del fluido utilizado en la columna a la temperatura de ensayo,  $g$  es la aceleración gravitatorio y  $h$  es la altura de la columna de líquido, medida desde una referencia.

Entre las clases más comunes, existen los de columna o tubos "U". Según la norma IEC 60193, el diámetro interior debe ser mayor a 12 mm para el caso de manómetros que utilizan agua como fluido y de 8 mm en el caso de mercurio, de forma de minimizar los efectos de la capilaridad.

### Manómetro de peso muerto

El manómetro de peso muerto es un instrumento ampliamente utilizado para la calibración de instrumentos secundarios. Consiste en un pistón cargado con una masa conocida y sometido a la presión que se quiere medir. Según la norma citada, para medir bajas presiones a partir de  $3 \times 10^4$  Pa, se utilizará un área efectiva de  $0,0005 \text{ m}^2$ , mientras que para presiones mayores a  $2 \times 10^5$  Pa se utilizará un área efectiva de  $0,0001 \text{ m}^2$ .

Un esquema del manómetro de peso muerto puede observarse en la Figura 69, obtenida de la norma IEC 60193.

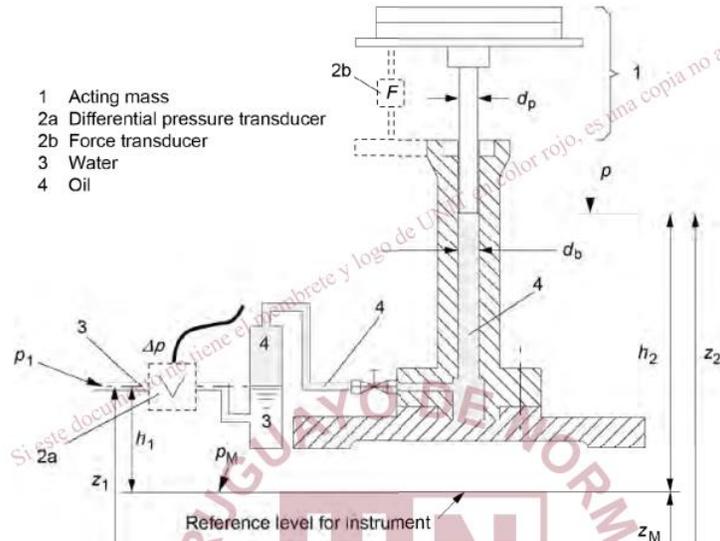


Figura 69 – Manómetro de peso muerto según IEC 60193

El diámetro efectivo puede ser determinado mediante la ecuación ( 44 ).

$$d_E = \frac{d_p + d_b}{2} \quad (44)$$

Donde  $d_p$  es el diámetro del pistón y  $d_b$  es el diámetro del orificio.

La norma referida establece que la presión puede ser determinada sin necesidad de calibración adicional por este sistema si se cumple la condición de la ecuación ( 45 )

$$\frac{d_b - d_p}{d_b + d_p} \leq 0,001 \quad (45)$$

De esa forma, la presión a la que está sometido el pistón puede ser obtenida mediante la ecuación ( 46 ).

$$p = \frac{mg}{A_e} = \frac{4mg}{\pi d_e^4} \quad (46)$$

Donde  $m$  es la masa colocada sobre el pistón.

Si bien el manómetro de peso muerto es un instrumento muy preciso, deben considerarse los siguientes puntos: el diámetro efectivo del pistón debe obtenerse con una incertidumbre relativa menor a  $5 \times 10^{-4}$ , la fricción del pistón debe ser eliminada girando el mismo a una velocidad entre 0,5 vueltas/s y 2 vueltas/s, el cilindro debe contener un fluido de viscosidad baja como el aceite, alrededor de  $10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ , todas las masas utilizadas deben ser calibradas y el eje del pistón debe ser vertical.

Si se consideran los aspectos antes mencionados, la sensibilidad de un manómetro en buen estado es menor a 0,002 kg, o, lo que es equivalente, a  $(0,002/A_e)$  Pascales.

#### 6.1.2.1.5. Transductores de presión

Los transductores de presión son dispositivos electromecánicos en los cuales un efecto mecánico producido por la presión es convertido en una señal eléctrica.

Algunas ventajas de la utilización de transductores de presión son la posibilidad de integración a un sistema de adquisición de datos, respuesta rápida incluso ante flujos muy pequeños y permiten obtener tanto valores promedio como datos de efectos transitorios, debido a su frecuencia de muestreo.

Según la norma, los transductores a utilizar deben tener buena estabilidad de calibración, alta repetibilidad, histéresis despreciable, baja sensibilidad térmica y ausencia de sesgo cuando se varía la presión.

Además, la norma sugiere medir la presión con dos transductores en paralelo para reducir el error sistemático.

La calibración de los métodos secundarios, como los transductores, debe ser realizada bajo las mismas condiciones de ensayo y mediante un método primario o un calibrador de alta precisión, que además deberá contar con los certificados de calibración con vigencia no mayor a doce meses.

#### 6.1.2.1.6. Medición de presión por nivel de superficie libre

La norma IEC 60193 admite la medición de presión mediante el nivel de superficies libres estables y sin variaciones.

Para medir la cota de la superficie libre se emplea usualmente un piezómetro, de forma de filtrar las fluctuaciones de nivel que ocurren directamente en la sección de medición.

Asimismo, se pueden utilizar varios métodos de medición de nivel dentro del tubo piezométrico, como lo son medidores de gancho, flotadores, medidores de presión hidrostática o sensores ultrasónicos o capacitivos.

#### 6.1.2.2. Medición de presión en banco de ensayos

En particular, en el banco de ensayos construido, se realiza la medición de la presión en la sección de prueba mediante transductores de presión diferencial, conectados a colectores de presión con un número de tomas acorde a las características del flujo en la sección considerada.

Se utilizan transductores de presión diferencial marca Omega modelo PX409, con rangos de 170 y 70 mbar y una incertidumbre de 0,08% BSL.

Para obtener la caída de presión en la sección del rotor, que corresponde a la requerida para calcular la carga de turbina, se mide la presión diferencial entre un punto aguas arriba, en el tramo recto precedente al cambio de dirección y la descarga del tubo difusor, previo al ingreso al tanque. Asimismo, se colocó un

colector de presión adicional a la salida del rotor, de modo de poder ensayar y verificar la pérdida de carga en el tubo difusor. Los dos colectores aguas abajo del rotor contienen un número mayor de tomas, ya que por las características hidráulicas de la zona donde se encuentran (descarga de la turbina), presentan un flujo más perturbado que el observado en el tramo recto aguas arriba. En el caso del colector en el tramo recto, el mismo contiene 4 tomas de presión, mientras los colectores en la sección posterior al rotor y en la descarga del tubo difusor (Figura 70) contienen 6 y 8 tomas, respectivamente. El aumento en el número de tomas permite realizar una mejor promediación de la presión en las secciones con flujos más perturbados, según indica la norma IEC 60193. El diseño de las tres secciones de medición de presión fue realizado considerando las recomendaciones de la sección 6.3.3 de la referida norma.



*Figura 70 – Colector de presión de banco de ensayos en descarga de tubo 83iffusor*

### 6.1.3. Determinación de la energía hidráulica específica de la turbina

La energía hidráulica específica, cuya expresión matemática según la norma IEC 60193 se detalla en la ecuación ( 47 ), se obtiene mediante la medición de la presión, velocidad y cota, en dos secciones aguas arriba y debajo de la turbina, que se determinaron en la sección anterior.

$$E = gH = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (47)$$

Donde  $p$  es la presión absoluta en cada sección,  $v$  es la velocidad media del flujo,  $z$  es la cota de la medición en cada sección y  $\bar{\rho}$  es la densidad del fluido en las condiciones de ensayo.

#### 6.1.3.1. Medida de presión mediante transductor de presión diferencial

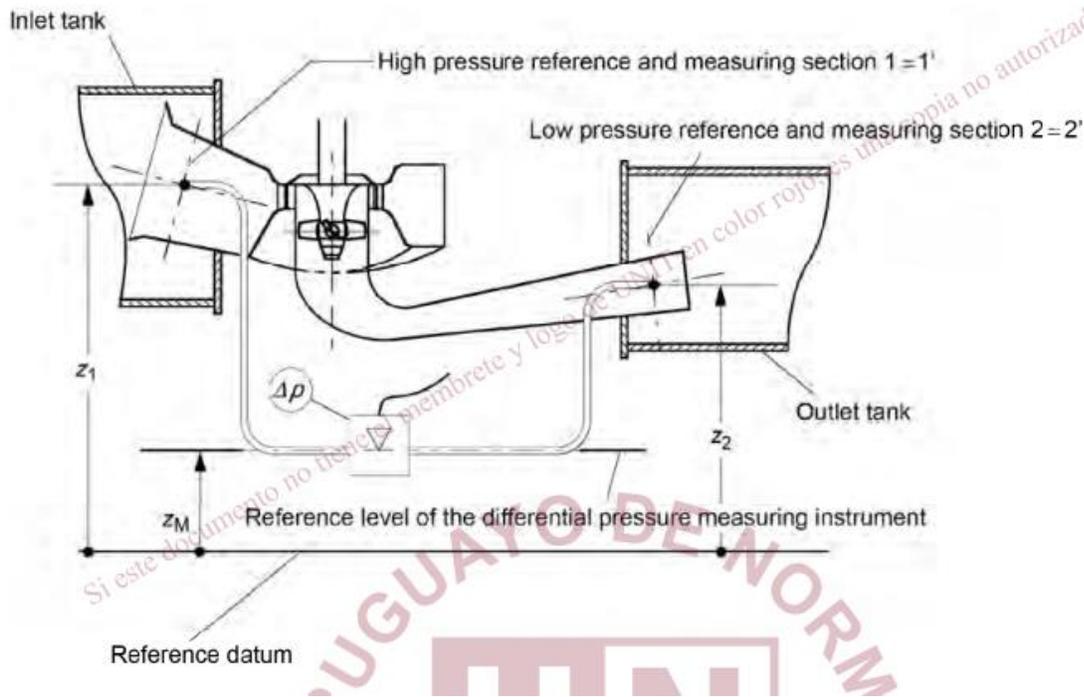


Figura 71 – Puntos de toma de presión con transductor diferencial, según IEC 60193

Para el caso del banco de ensayos construido, la medida de presión se realiza mediante un transductor de presión diferencial, según se ilustra en la Figura 71. Para dicho caso, la expresión de la diferencia de presiones de la ecuación ( 47 ) se resume en la ecuación ( 48 ).

$$\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} = \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} + g \left[ \frac{\rho_2(z_2 - z_M)}{\bar{\rho}} - \frac{\rho_1(z_1 - z_M)}{\bar{\rho}} \right] \quad (48)$$

Donde  $z_M$  es la cota donde se ubica el transductor de presión diferencial y  $\Delta p$  es la lectura de diferencial de presión del transductor.

Para el ensayo de modelos con energía hidráulica específica menor a 1000 kJ/kg, se puede despreciar la compresibilidad del agua, siendo la densidad en la sección 1 igual a la densidad en la sección 2, y por ende

igual a la densidad media. De esa forma, se reduce la expresión de la ecuación ( 47 ) a la ecuación ( 49 ), eliminándose la dependencia de la medida de cotas relativa entre la del instrumento y las secciones de medida.

$$E = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \quad (49)$$

#### 6.1.3.2. Medida de presión mediante transductores de presión independientes

Con la misma configuración de las secciones de medición de presión existentes en el banco de ensayos, se puede considerar la obtención de la energía hidráulica específica utilizando transductores de presión independientes. La Figura 72 ilustra gráficamente la configuración esquemática de dicho arreglo.

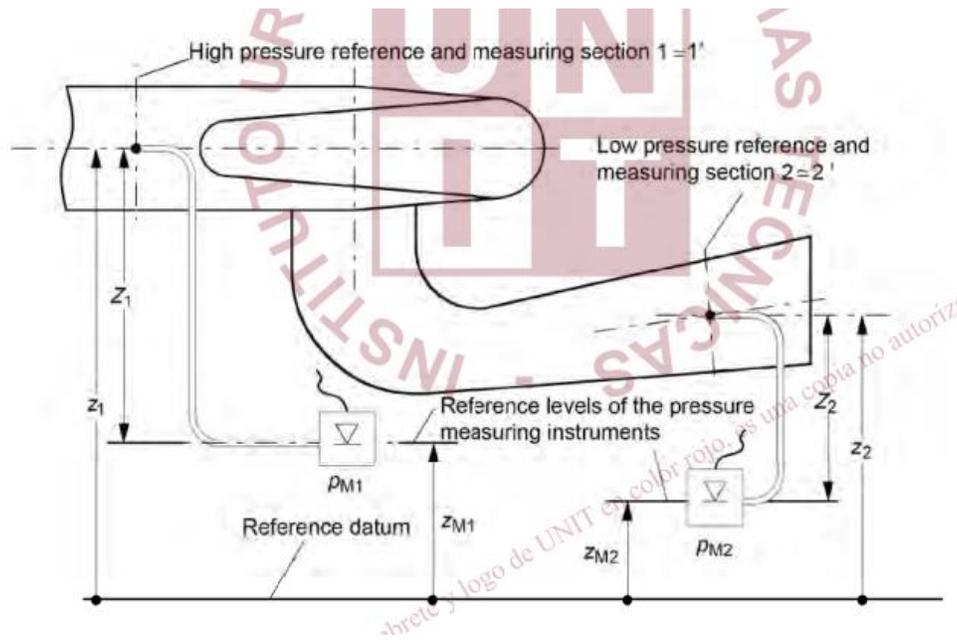


Figura 72 – Puntos de toma de presión con transductores independientes, según IEC 60193

Para este caso, la presión total en el punto de medición de cada sección se compone de la lectura del transductor, la diferencia de cotas entre la ubicación del sensor y de la toma de presión y de la presión ambiente. Si se admite que la presión ambiente es la misma para ambos transductores, entonces las expresiones de la presión quedan según las ecuaciones ( 50 ) y ( 51 ).

$$p_{abs1} = p_{M1} + \rho_1 g(z_{M1} - z_1) + p_{amb} \quad (50)$$

$$p_{abs} = p_{M2} + \rho_2 g(z_{M2} - z_2) + p_{amb} \quad (51)$$

De la misma forma que en el caso de un transductor diferencial, si se desprecia la compresibilidad del agua, la expresión reducida para la energía hidráulica específica midiendo con dos transductores es la expresada en la ecuación ( 52 ).

$$E = \frac{p_{M1} - p_{M2}}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_{M1} - z_{M2}) \quad (52)$$

Se puede observar de la ecuación ( 52 ) que el término que considera la diferencia de cotas entre los instrumentos puede eliminarse mediante la ubicación de los mismos a la misma altura con respecto a una referencia común.

El error introducido por este método es significativo en el caso de turbinas de bajo salto, por lo que se opta por utilizar sensores de presión diferencial.

#### 6.1.4. Par

El par resulta de especial interés para evaluar el rendimiento de una turbina, calculado como el cociente entre la potencia mecánica entregada en punta del eje y la potencia hidráulica obtenida del flujo. Para ello, la norma IEC 60193, establece algunas metodologías de obtención de dicha magnitud.

##### 6.1.4.1. *Requerimientos de la norma IEC 60193*

En la sección 6.6.2 de la norma, se encuentra como el método primario básico de medición de torque la balanzas de momentos, en las cuales se cuelga una masa calibrada en la punta de un brazo de longitud calibrada, obteniendo el par mediante el producto de dichas variables.

La norma también considera como método primario el uso otros métodos como transductores de fuerza, siempre y cuando sean calibrados in situ mediante el método primario básico.

Como método secundario aparece el torquímetro, siempre y cuando su precisión sea aceptable para todas las partes que intervienen en el ensayo.

Asimismo, la norma menciona algunas alternativas para realizar la función de par de freno del rotor como un motor/generador con velocidad variable o frenos mecánicos e hidráulicos.

Por último, la norma establece para cada configuración de medida de torque, las necesidades de balanceo y compensación de torque de fricción según dónde se encuentre el elemento de medición de par con respecto a elementos como cojinetes y sellos.

##### 6.1.4.2. *Medición de torque y velocidad de giro en banco de ensayos*

En el banco de ensayos construido, se obtiene el torque mediante un torquímetro marca Interface Force, modelo T25-20-F36, con rangos de 20 Nm y 2000 rpm para el torque y la velocidad, respectivamente, con una precisión correspondiente a 0,1% del fondo de escala. El mismo se encuentra ubicado en la salida del eje que se conecta al rotor y que pasa por dentro del caño adosado al codo de la pieza en S. Dicho caño contiene en su interior dos rodamientos de bolas y un sello mecánico, por lo que el sistema no se encuentra balanceado totalmente y se deberá cuantificar el torque de fricción, que se deberá adicionar al toque medido en los ensayos para conocer realmente el par ejercido por la turbina al eje.

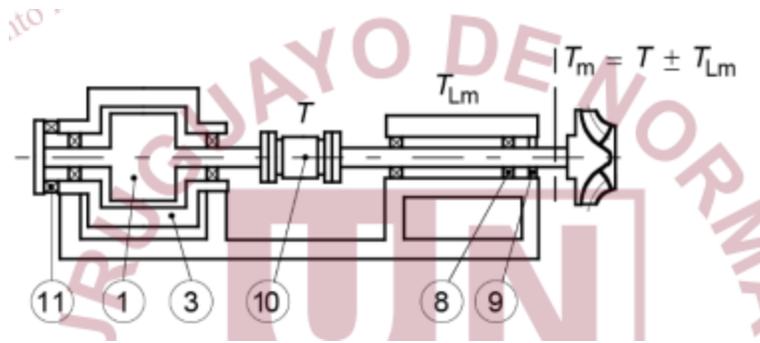


Figura 73 – Esquema de acople de generador en banco de ensayos – Fuente: IEC 60193

Para el caso en cuestión, los números 8 y 9 de la Figura 73 denotan rodamientos y sello mecánico, respectivamente.

La ecuación ( 53 ) describe la relación entre el torque medido con el torquímetro T, el torque real ejercido por la turbina,  $T_m$  y el torque de fricción que ejercen los rodamientos y sellos ubicados entre el rotor y el torquímetro  $T_{Lm}$ .

$$T_m = T + T_{Lm} \quad (53)$$

#### 6.1.4.2.1. Calibración del torque de fricción

Según la ecuación ( 53 ), se debe cuantificar el torque de fricción a cada velocidad de rotación de ensayo, para poder obtener el valor real de par en punta de eje que ejerce la turbina.

Para ello, se propone una solución sencilla, que, si bien no se encuentra en la norma, resulta de fácil aplicación.

La misma consiste en, previo a la realización de cada ensayo, accionar el generador como motor, desacoplado del rotor de la turbina y medir, mediante el torquímetro, el par entregado en el eje. De manera análoga a lo que sucede con el funcionamiento con el rotor acoplado, sin el mismo el valor de  $T_m$  es cero y por ende la ecuación ( 53 ) se reduce a la ecuación ( 54 ).

$$T = T_{Lm} \quad (54)$$

Por otro lado, al tratarse de un motor/generador asíncrono, la velocidad de giro como motor será menor que como generador, debido al cambio de signo del deslizamiento. Si se quisiera ajustar el par de fricción por la variación de velocidad, se puede admitir que el mismo varía con el cuadrado de la misma y el nuevo valor de par de fricción ajustado a la velocidad de la turbina queda determinado por la ecuación ( 55 ).

$$T_{Lm}@N_{gen} = \left( \frac{N_{gen}}{N_{mot}} \right)^2 T_{Lm}@N_{mot} \quad (55)$$

Como comentario adicional, si se contara con un variador de velocidad, se podría realizar un relevamiento del par de fricción para el rango de velocidades de giro de interés.

Por último, también se podrá considerar la presión sobre el sello para realizar el ensayo antes descrito, de forma de replicar de la forma más fiel posible las condiciones de operación de la turbina a ensayar.

## 7. Estimación de incertidumbre

La metodología para la determinación de la incertidumbre del ensayo se encuentra dada por la norma IEC 60193, en particular en los Anexos H y J de la misma.

La bibliografía cita dos tipos de fuente de error que se puede cuantificar: el error aleatorio y el error sistemático.

El primero responde a la imposibilidad del sistema de medición de repetir la misma lectura al aplicarle un estímulo de la misma magnitud. El comportamiento de este tipo de error se encuentra definido por leyes estadística, que, como tales, pueden describir el mismo. Cuando el tamaño de la muestra aumenta, la desviación del valor medio de la muestra se asemeja a una distribución gaussiana.

Por otro lado, el error sistemático no presenta un comportamiento aleatorio, sino que presenta la misma magnitud y signo al aplicarle el mismo estímulo, por lo que la repetición de la medición y el aumento del tamaño de la muestra no limita la magnitud del mismo.

### 7.1.1. Error sistemático

El error sistemático se encuentra compuesto por varias fuentes de error independientes, según detalla el Anexo H de la norma IEC 60193.

En particular, existen dos clases de error que son cuantificables en el caso de estudio, que son los correspondientes a la calibración de los instrumentos ( $e_{cal}$ ) y los intrínsecos a la medición por error propio del instrumento ( $e_h$ ). Este último se asumirá como el error declarado por el fabricante del instrumento a utilizar en cada caso.

Otro tipo de error sistemático presente en este caso es el incurrido en la determinación de la densidad del agua de ensayo. Para el presente ensayo, se toma el valor de  $1000 \text{ kg/m}^3$  y se desprecia el error de dicha suposición. Esta hipótesis, si bien induce un error, puede realizarse según los ejemplos provistos en la norma IEC 60193.

Por ende, el error sistemático asumido en el presente ensayo se calcula como la suma cuadrática de las componentes del error propio del instrumento y de su calibración, según la ecuación ( 56 ).

$$e_s = [e_{cal}^2 + e_h^2]^{0,5} \quad (56)$$

### 7.1.2. Error aleatorio

Este tipo de error tiene su origen en la falta de repetibilidad de las medidas, es decir, en la diferencia en los valores de la medida de una misma magnitud en una muestra.

El valor real de la variable medida, según la norma IEC 60193, se estima mediante el valor medio de la muestra. Asimismo, la exactitud del valor medio dependerá del número de puntos de la muestra y sus desviaciones individuales de este.

Según la norma referida, es posible calcular estadísticamente la incertidumbre de la variable medida cuando la misma es puramente originada por errores aleatorios. Para ello se debe calcular la desviación

estándar de la muestra y decidir el nivel de confianza a otorgar a la medida. Siguiendo lo descrito en la norma, se utilizará un nivel de confianza de 95%.

La desviación estándar de la muestra es calculada según la ecuación ( 57 ), siendo n el número de medidas,  $\bar{Y}$  la media calculada de las n mediciones y  $Y_r$  el valor de la medición r.

$$s_Y = \left[ \frac{\sum_{r=1}^n (Y_r - \bar{Y})^2}{n - 1} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (57)$$

Asimismo, al utilizar todos los valores de la muestra y calcular el valor medio, se puede utilizar la desviación estándar muestral de la media, que resulta  $\sqrt{n}$  veces menor a la de las medidas en sí. Por ende, el valor de la desviación estándar de la media se encuentra dado por la ecuación ( 58 )

$$s_{\bar{Y}} = \frac{s_Y}{\sqrt{n}} \quad (58)$$

Adicionalmente, si se considera como  $\sigma_Y$  la desviación estándar real de la medida y  $s_Y$  la desviación estándar calculada de la muestra, ambas convergen cuando el número de datos de la muestra, n, tiende a infinito.

La relación entre la incertidumbre determinada y el nivel de confianza asumido se encuentra detallado por la Tabla 8, obtenida de la norma IEC 60193.

Valor de incertidumbre	Nivel de confianza
$\pm 0,674\sigma_Y$	0,50
$\pm 0,954\sigma_Y$	0,66
$\pm 1,960\sigma_Y$	0,95
$\pm 2,576\sigma_Y$	0,99

Tabla 8 - Valores de incertidumbre para diferentes niveles de confianza

Si se considera un nivel de confianza de 95%, entonces un intervalo de  $Y_r \pm 1,960\sigma_Y$  se supone contiene un 95% de los datos, o lo que es lo mismo, si se toma un valor independiente del cálculo de la desviación estándar, existe una probabilidad del 5% que el mismo no esté incluido en el intervalo antes mencionado.

En la práctica, solo se puede obtener una estimación de la desviación estándar real dado que para obtener el valor de la misma se necesita un número tendiente a infinito, lo que no ocurre en los ensayos. Para determinar el valor del intervalo a partir de la desviación calculada de una muestra con un número finito (y frecuentemente pequeño) de datos, se utiliza la distribución estadística de t-student para pequeñas muestras, según la ecuación ( 59 ).

$$e_a = \frac{t s_Y}{\sqrt{n}} \quad (59)$$

Donde t es el valor de la distribución de t-student, calculado según la ecuación ( 60 ) para un valor de nivel de confianza de 95%, observándose que, para un número de medidas tendiente a infinito, el valor del parámetro t tiende a 1,96, correspondiente a la convergencia de  $s_Y$  con  $\sigma_Y$ .

$$t = 1,96 + \frac{2,36}{n-1} + \frac{3,2}{(n-1)^2} + \frac{5,2}{(n-1)^{3,84}} \quad (60)$$

### 7.1.3. Error total en la medición

El cálculo del error total en cada medición se realizará mediante la suma cuadrática del componente aleatorio y el sistemático, como se describe en el Anexo H de la norma IEC 60193 y según la ecuación (61).

$$e_{tot} = [e_s^2 + e_a^2]^{0,5} \quad (61)$$

### 7.1.4. Incertidumbre en cálculo de variables

Una vez detallada la metodología de cálculo del error sistemático y aleatorio, se procede a realizar el cálculo en la incertidumbre de las variables obtenidas como función de las magnitudes obtenidas experimentalmente, como lo son la carga (o energía específica según la norma IEC 60193) y el rendimiento hidráulico de la turbina.

El procedimiento de cálculo para las dos variables mencionadas en el párrafo anterior se encuentra detallado en el Anexo H de la norma IEC 60193. Como norma general, la incertidumbre absoluta correspondiente a una variable x se denomina  $e_x$ , mientras que la incertidumbre relativa se denomina  $f_x$ , siendo la relación entre ambas la que se observa en la ecuación (62), siendo X el valor obtenido de la variable X.

$$f_x = \frac{e_x}{X} \quad (62)$$

#### 7.1.4.1. Incertidumbre en el cálculo de la energía específica

Para el caso de la incertidumbre en el cálculo de la energía específica calculada con la medida de un transductor de presión diferencial y la medida de velocidades medias, la misma se encuentra determinada por la ecuación (63).

$$f_E = \frac{e_E}{E} = \left\{ \frac{\left[ \left( \frac{e_{\Delta p}}{\bar{\rho}} \right)^2 + (v_1 e_{v_1})^2 + (v_2 e_{v_2})^2 \right]^{0,5}}{\Delta p + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}} \right\} \quad (63)$$

Donde  $v_1$  y  $v_2$  son la velocidad media en la entrada y la salida, respectivamente, calculada a partir del caudal y las áreas de cada sección,  $\Delta p$  la presión medida por el transductor y  $\bar{\rho}$  la densidad del agua, asumida como constante de valor  $1000 \text{ kg/m}^3$ .

Se puede observar que se desprecia la incertidumbre en la determinación de la densidad del agua. Asimismo, la incertidumbre en la velocidad en la entrada y la salida puede establecerse igual a la de la determinación del caudal, despreciándose la incertidumbre en la medida del área de pasaje.

#### 7.1.4.2. Incertidumbre del rendimiento hidráulico

De forma análoga al cálculo de la incertidumbre de la energía específica, se muestra en la ecuación ( 64 ) la expresión para la determinación de la incertidumbre en el cálculo del rendimiento hidráulico.

$$f_{\eta_h} = \frac{e_{\eta_h}}{\eta_h} = [f_Q^2 + f_E^2 + f_P^2]^{0,5} \quad (64)$$

Donde  $f_Q$ ,  $f_E$  y  $f_P$  son las incertidumbres obtenidas para el caudal, la energía específica y la potencia, respectivamente.

Según lo observado en el ejemplo de cálculo del punto H.3.5 de la norma IEC 60193, la incertidumbre de la potencia se expresa como la suma cuadrática de las incertidumbres del par y la velocidad de giro.

## 8. Ensayo de modelo a escala

Se realizó el ensayo de la turbina propuesta en el banco de ensayos construido. La medición de los parámetros relevantes se detalló en secciones anteriores, por lo que se procede a mostrar los resultados obtenidos y el tratamiento de datos realizado.

Se relevaron nueve puntos de operación de la turbina, operando con la válvula de ingreso al banco totalmente abierta y operando la bomba sumergible mediante el variador de frecuencia instalado para dicho propósito. Los puntos fueron seleccionados de modo de cubrir el mayor rango posible de operación de la turbina, entre el punto con menor potencia registrada posible, que corresponde con una velocidad de giro de la bomba de alimentación de 720 rpm y el punto de mayor caudal posible, que coincide con la operación de la bomba de alimentación en su frecuencia nominal, correspondiente a una velocidad de giro de 960 rpm. De ese modo, los puntos de operación relevados se toman entre los puntos mencionados, en intervalos de 30 rpm.

Nº Punto	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Velocidad de giro de bomba	720	750	780	810	840	870	900	930	960

Tabla 9 - Velocidad de giro de bomba de alimentación para cada punto de ensayo

Para cada punto de operación, se registran durante treinta segundos los valores de caudal, presión diferencial entre entrada a la turbina y descarga del tubo difusor, presión diferencial entre entrada a la turbina y entrada al tubo difusor, velocidad de giro del eje de la turbina, torque y potencia mecánica otorgada por la turbina. La frecuencia de muestreo de cada magnitud depende del instrumento utilizado en cada caso, y es realizada simultáneamente mediante sus respectivos hardware y software de adquisición de datos conectados al ordenador.

### 8.1. Carga de turbina

Se relevaron los datos de presión diferencial para la turbina, entre el punto aguas arriba de la pieza "S" y la descarga del tubo difusor en el tanque.

En este caso, la frecuencia de adquisición de datos es de 100 Hz, por lo que, al registrarse 30 segundos, se obtiene una serie de 3000 datos de longitud, a la que se le realizará el tratamiento de datos correspondiente para evaluar su calidad.

#### 8.1.1. Serie temporal

Como primer paso de análisis de datos, se procede a analizar las series de datos crudos obtenidos, para visualizar datos anómalos o tendencias que haya que analizar con detenimiento.

Las gráficas temporales de las series para los nueve puntos de operación presentan comportamientos análogos que se ilustra mediante la Figura 74 para el primer punto de ensayo. La línea punteada roja superpuesta corresponde al valor medio de cada serie de datos, que, como se aprecia gráficamente, se ajusta razonablemente a la serie.

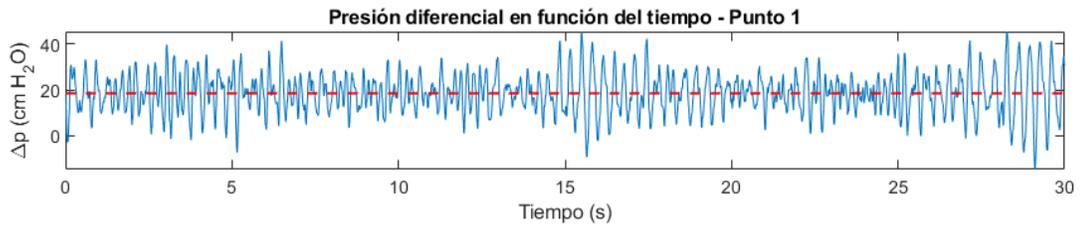


Figura 74 - Serie temporal de presión diferencial – punto 1

### 8.1.2. Análisis estadístico

Como segundo paso para verificar la calidad de los datos obtenidos, se procede a obtener el histograma de frecuencia para la componente fluctuante de la presión, obtenida como la diferencia entre el valor medido y el valor medio, según la ecuación ( 65 ).

$$\Delta'_p = \Delta_p - \overline{\Delta_p} \quad (65)$$

Es de esperar, como se confirma en los histogramas presentados en el Anexo 1, que los datos tengan una tendencia central hacia la media, con una desviación caracterizada por la varianza de la serie de datos, que se detallará a continuación. El comportamiento puede observarse en la Figura 75, que muestra el histograma de la serie de datos de presión del primer punto de ensayo.

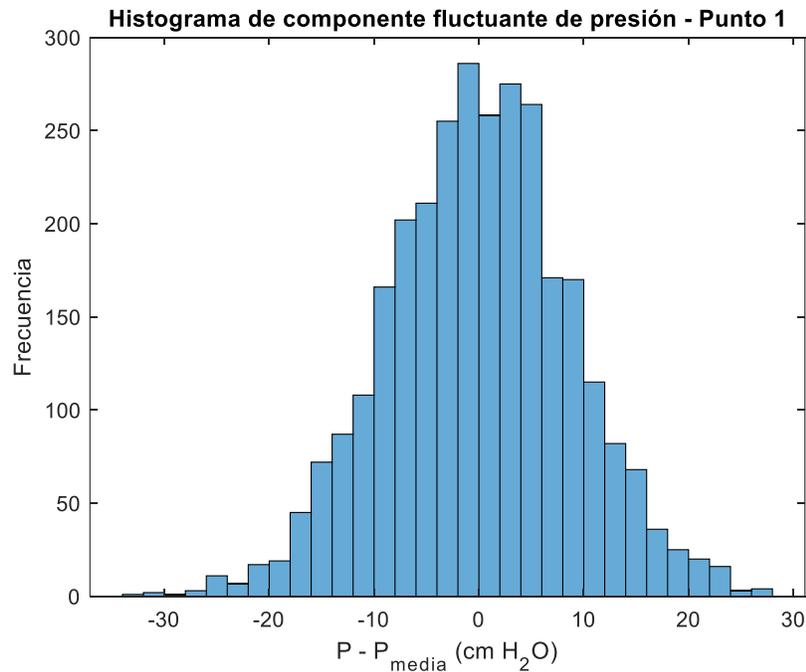


Figura 75 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 1

Los valores de valor medio, desviación estándar de la media y error de la presión diferencial obtenida para cada punto se detallan en la Tabla 10.

Nº Punto	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\overline{\Delta_p} (cmH_2O)$	18,5524	29,3661	39,8541	57,8423	72,5600	81,8257	95,9594	110,8147	123,2006
$\sigma_{\overline{\Delta_p}} (cmH_2O)$	0,1141	0,1149	0,0874	0,0935	0,0831	0,1005	0,0881	0,0983	0,1133
$e_{\overline{\Delta_p}} (cmH_2O)$	0,2769	0,3428	0,3903	0,5410	0,6590	0,7465	0,8619	0,9940	1,1067

Tabla 10 - Datos obtenidos para la medida de presión de la turbina

### 8.1.3. Análisis espectral

Posteriormente, se procede a realizar un análisis espectral de la serie de datos, para detectar posibles perturbaciones en la misma, provocadas por las características del flujo, vibraciones o anomalías en la adquisición de los datos.

Para el análisis se emplea el algoritmo de la transformada rápida de Fourier (FFT) aplicada a la serie de datos de la componente fluctuante utilizada para realizar los histogramas antes ilustrados. Luego se realizan las operaciones detalladas en las ecuaciones ( 66 ) y ( 67 ), que corresponden a dividir el cuadrado del módulo de la FFT entre el largo de la serie y luego dividir dicho resultado entre el cuadrado de la desviación estándar de la serie para normalizar el espectro de potencia de las señales.

$$Y = \frac{|FFT(serie\ datos)|^2}{Largo\ de\ serie\ datos} \quad (66)$$

$$Y_{norm} = Y/\sigma^2 \quad (67)$$

Asimismo, de acuerdo con el Teorema de muestro de Nyquist, la frecuencia de muestro debe ser mayor al doble de la frecuencia de interés del proceso que se quiera muestrear, por lo que solamente se analizarán frecuencias hasta la mitad de la frecuencia de muestreo, que corresponde a 50 Hz.

Los espectros normalizados se detallan en las figuras incluidas en el Anexo 1 e ilustradas mediante la Figura 77, que muestra el espectro del primer punto de ensayo.

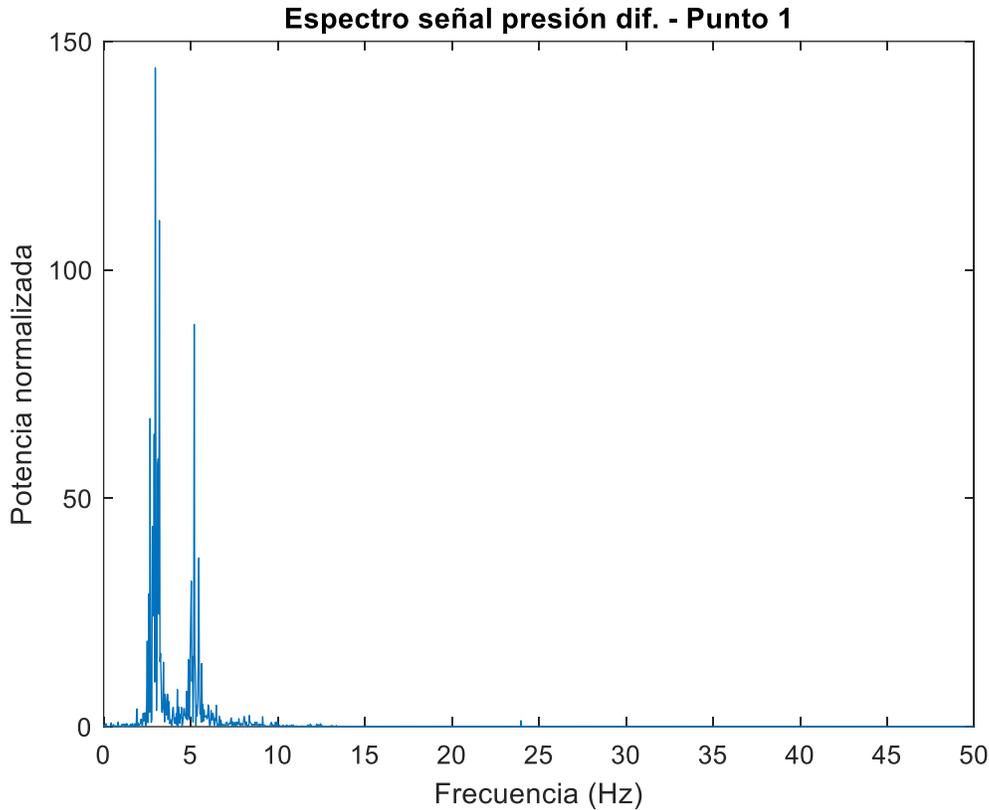


Figura 77 - Espectro de señal presión diferencial - punto 1

Normalmente, se pueden observar picos de potencia en armónicos de la frecuencia de pasaje de pala (Ec. ( 68 )), ya que es la principal interacción del sistema rotante con las partes fijas del banco. Sin embargo, en este caso se observa en todos los casos picos en frecuencia en el entorno a los 3 Hz, siendo la frecuencia fundamental de pasaje de pala del orden de los 38 Hz.

$$f_{p\text{ pala}}(\text{Hz}) = k \frac{N^{\circ} \text{ palas} \times N(\text{rpm})}{60} \quad (68)$$

Como primer análisis, se podría descartar que se trata de una perturbación por vórtice, ya que en ese caso el cociente frecuencia-caudal debería ser constante para los nueve puntos (cada uno con un caudal correspondiente). En este caso, se puede observar que la frecuencia pico se mantiene, siendo el cociente antes mencionado decreciente a medida que aumenta el caudal, por lo que todo indica a que la perturbación es de tipo resonante.

Los fenómenos que pueden presentarse son una oscilación por la onda de presión que recorre la cañería o bien un fenómeno de vibración de la misma estructura que presenta una frecuencia propia del orden de la observada. En cualquier caso, la oscilación tiene apariencia de tipo resonante.

En la Tabla 11 se muestran los valores de frecuencia y período de los picos de potencia del espectro. Se puede observar que los períodos son sensiblemente menores (del orden de  $10^2$  veces) que los tiempos de muestreo. Asimismo, se observa lo mencionado anteriormente de la estabilidad de la frecuencia pico a medida que aumenta el caudal.

Nº Punto	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$f_{pico}$ (Hz)	2,97	3,20	3,03	3,17	3,17	3,27	3,20	3,27	3,40
$T_{pico}$ (s)	0,34	0,31	0,33	0,32	0,32	0,31	0,31	0,31	0,29

Tabla 11 - Frecuencia y períodos de picos de potencia

## 8.2. Caudal por turbina

El caudal es medido utilizando un caudalímetro ultrasónico ubicado aproximadamente 11 diámetros aguas arriba de la turbina y 8,5 diámetros aguas abajo del codo previo, en una sección recta, buscando mitigar efectos de turbulencia provocada por el cambio de sección del codo y de la sección de la turbina. La ubicación se muestra en la Figura 78.

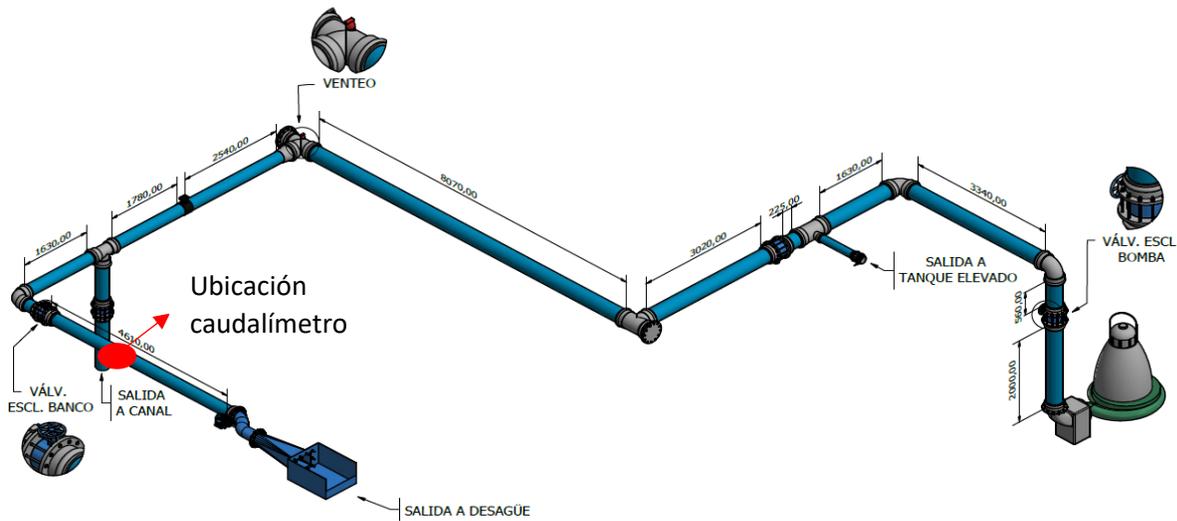


Figura 78 - Ubicación de caudalímetro en banco de ensayos

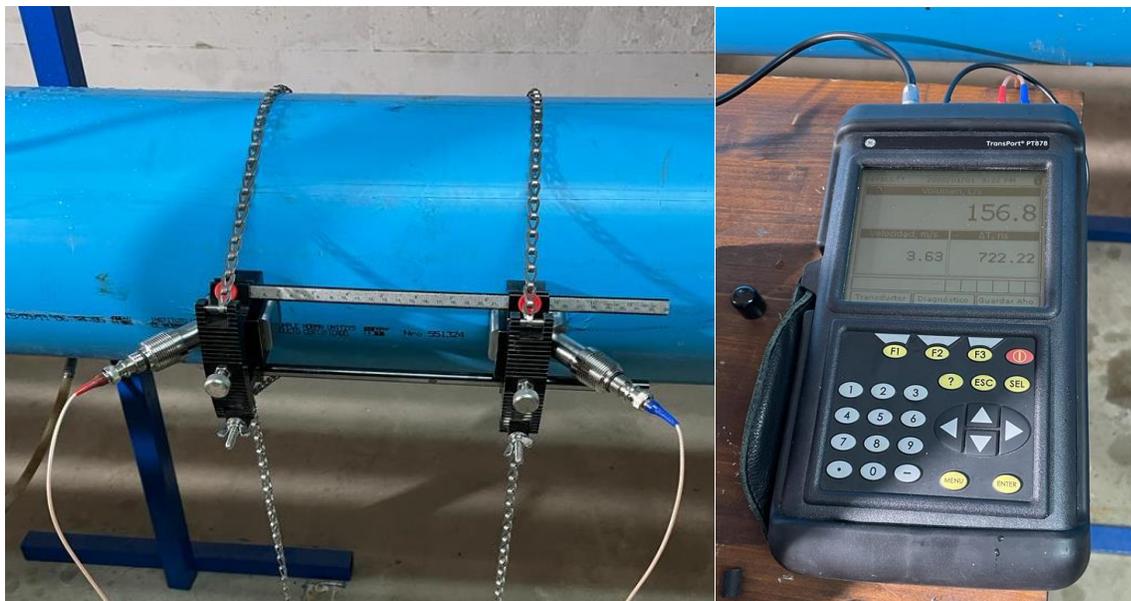


Figura 79 - Colocación de transductores (izq.) y controlador (der.) de caudalímetro

Se realiza el registro de los valores de caudal mediante el software instalado en la computadora utilizada, de modo que el período de registro coincide con el de las demás variables.

Asimismo, se cargan en el sistema del caudalímetro los valores del fluido (se asume agua limpia en este caso) y de la cañería (material y espesor de pared).

La frecuencia de muestreo de este instrumento es menor al caso de los transductores de presión (1 dato cada 5 segundos), por lo que la serie temporal contiene menor cantidad de datos.

### 8.2.1. Serie temporal

Se procede a analizar las series de datos crudos de caudal para los nueve puntos de ensayo en búsqueda de errores de medición o registro. En este caso, por la baja cantidad de puntos registrados, se realiza un estudio cualitativo a través de gráficos de dispersión de los datos, los cuales se ilustran en las figuras 80 y 81.

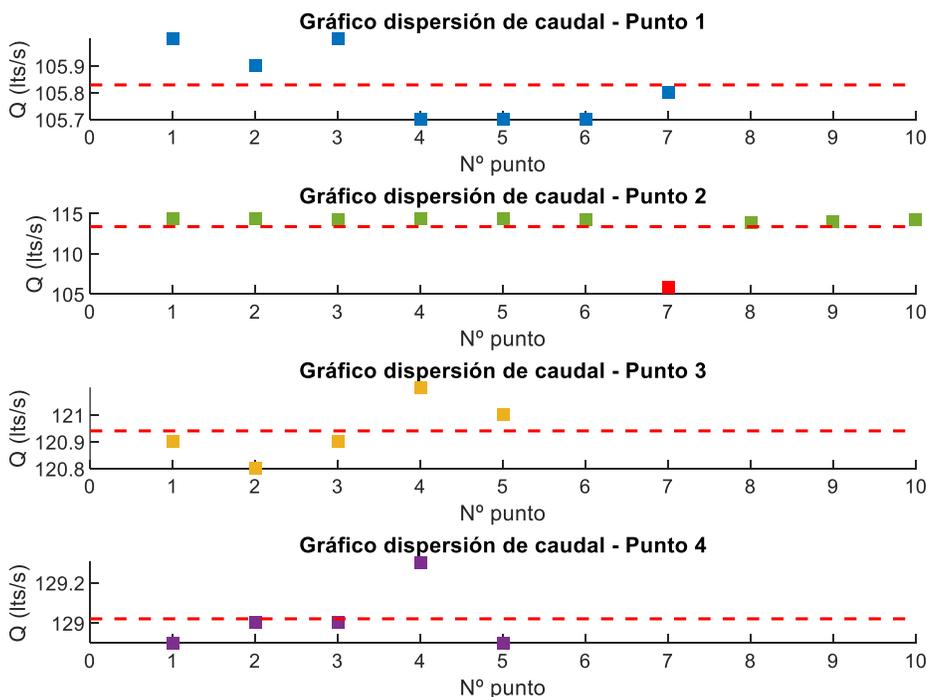


Figura 80 - Gráficos de dispersión de datos de caudal - puntos 1 a 4

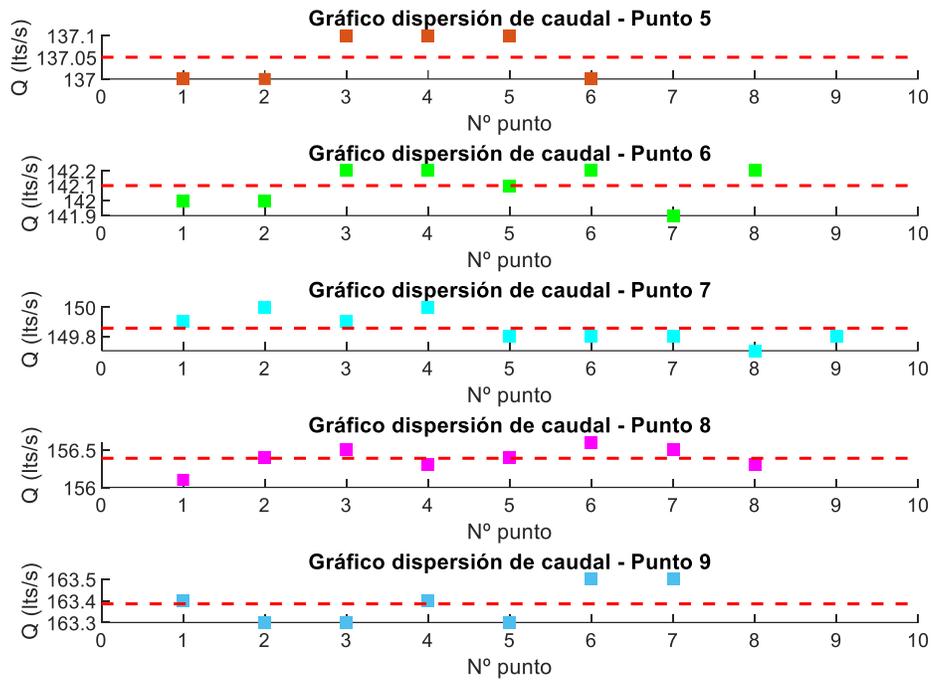


Figura 81 - Gráficos de dispersión de datos de caudal - puntos 5 a 9

De las figuras 80 y 81 puede observarse la poca dispersión de los valores de caudal en relación con la media de cada punto de ensayo. Sin embargo, en el caso del punto de ensayo número dos, se puede observar en la Figura 80 un valor de caudal fuera de rango, que se observa en rojo, en contraste con el resto de los puntos, de color verde. Se procede a eliminar manualmente dicho punto por tratarse de un error de medición que puede deberse a un fenómeno transitorio en el régimen de flujo o un error en la adquisición de los datos. La Figura 82 ilustra el comportamiento de dispersión de los valores antes y luego de la eliminación de dicho valor anómalo, donde se debe prestar especial atención a la escala en el eje de las ordenadas, observándose una dispersión mucho menor en el caso del valor eliminado.

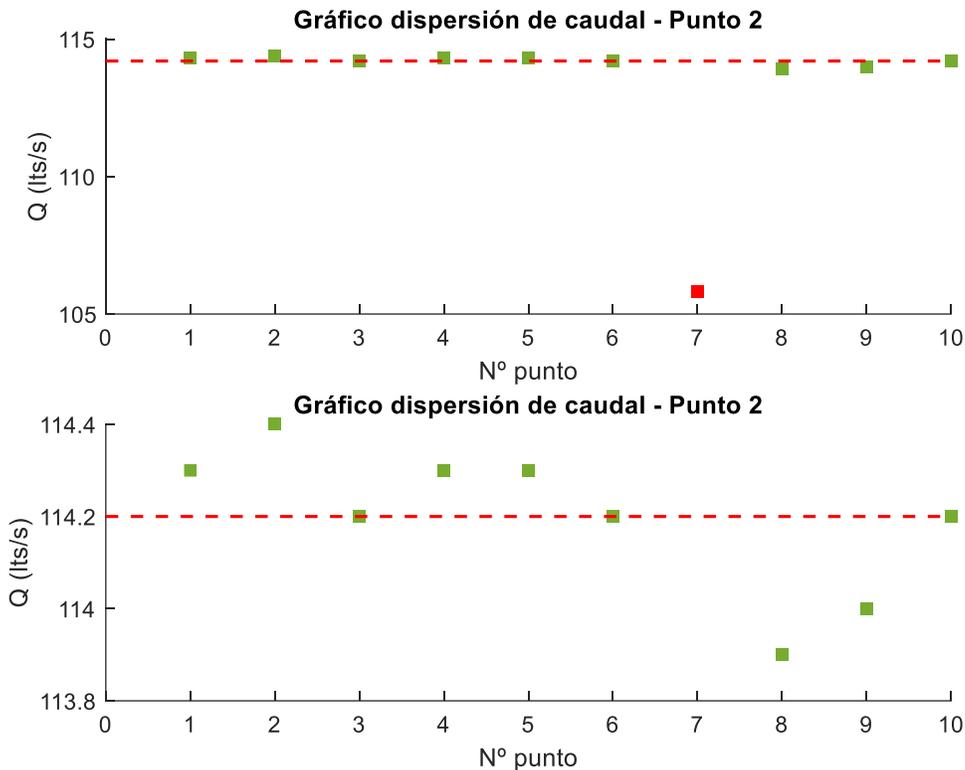


Figura 82 - Punto 2 - gráficos de dispersión antes y después de eliminación manual de punto anómalo

### 8.2.2. Análisis adicionales

Por tratarse de una serie con número de datos reducido, la realización de histogramas de frecuencia y análisis espectral no resulta de relevancia.

Sin embargo, se procede a calcular la media, desviación estándar de la media y error de los datos de caudal, que se detallan en la Tabla 12.

Nº Punto	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q$ (lts/s)	105,8	114,2	120,9	129,0	137,1	142,1	149,9	156,4	163,4
$\sigma_Q$ (lts/s)	0,05	0,05	0,05	0,07	0,02	0,04	0,03	0,05	0,03
$e_Q$ (lts/s)	2,1	2,3	2,4	2,6	2,7	2,8	3,0	3,1	3,3

Tabla 12 - Datos obtenidos para la medida de caudal de la turbina

### 8.3. Velocidad de giro de turbina

La velocidad de giro, al igual que el par, son medidos mediante un torquímetro acoplado al eje de la turbina y registrados mediante el software específico del mismo.

La frecuencia de muestreo en este caso corresponde a 200 Hz, por lo que se tiene una serie de 6000 datos, a la que se le realizará el análisis correspondiente para evaluar la calidad de la misma.

#### 8.3.1. Serie temporal

Se realiza un procesamiento análogo al análisis de la serie de presión en la turbina, graficando las series temporales, ilustradas mediante el ejemplo de la Figura 83, que corresponde a la serie temporal del primer

punto de ensayo. El resto de los puntos de ensayo presentan un comportamiento similar y se encuentran contenidos en el Anexo 1.

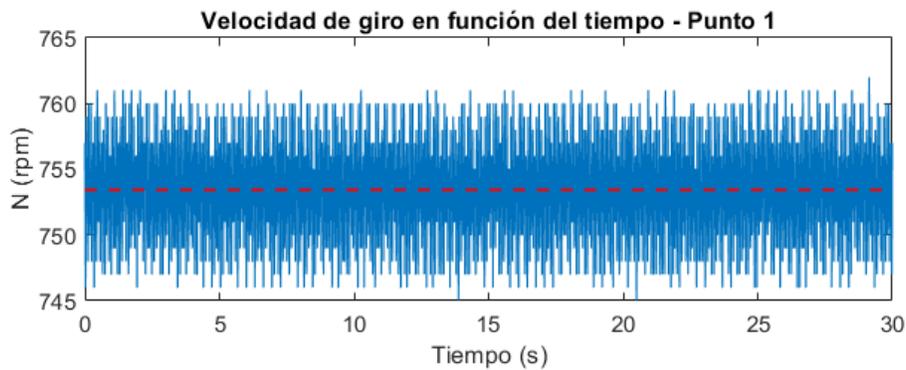


Figura 83 - Serie temporal de velocidad de giro - punto 1

### 8.3.2. Análisis estadístico

En esta sección se realizará un razonamiento análogo al caso de la presión, analizando mediante las figuras incluidas en el Anexo 1, los histogramas de frecuencia de la componente fluctuante de la serie. En la Figura 84 se muestra el histograma de frecuencia del primer punto de ensayo, presentando el resto de los puntos un comportamiento similar.

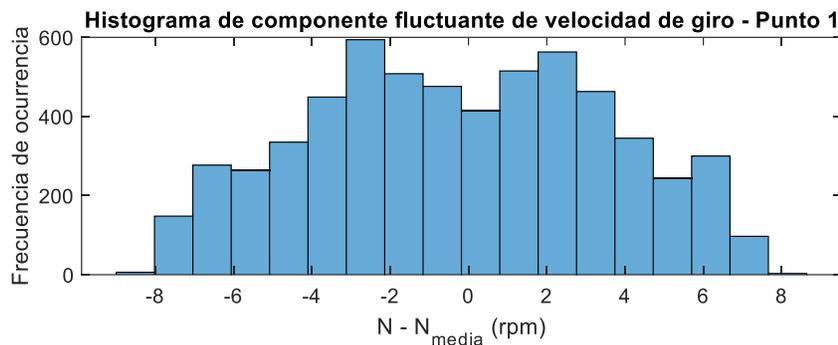


Figura 84 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - punto 1

Al igual que para el caso de la presión, se observa una tendencia central de los datos en torno al valor medio, correspondiente con una diferencia nula entre cada dato y la media, que se observa en el valor cero en el eje de las abscisas.

En la Tabla 13 se muestran los valores de velocidad de giro media, desviación estándar de la media y el error absoluto para los nueve puntos de funcionamiento.

Nº Punto	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$N$ (rpm)	753,4	758,6	764,5	771,6	779,9	784,7	793,3	802,1	813,0
$\sigma_N$ (rpm)	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
$e_N$ (rpm)	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0

Tabla 13 - Datos obtenidos para la medida de velocidad de giro de la turbina

### 8.3.3. Análisis espectral

El espectro de la serie se obtiene mediante la FFT, cuyo procedimiento se encuentra explicado en la sección de análisis espectral de la presión e ilustrada mediante las ecuaciones ( 66 ) y ( 67 ).

En este caso, de acuerdo con el Teorema de muestreo de Nyquist, se analizará la serie hasta una frecuencia de 100 Hz, correspondiente a la mitad de la frecuencia de muestreo.

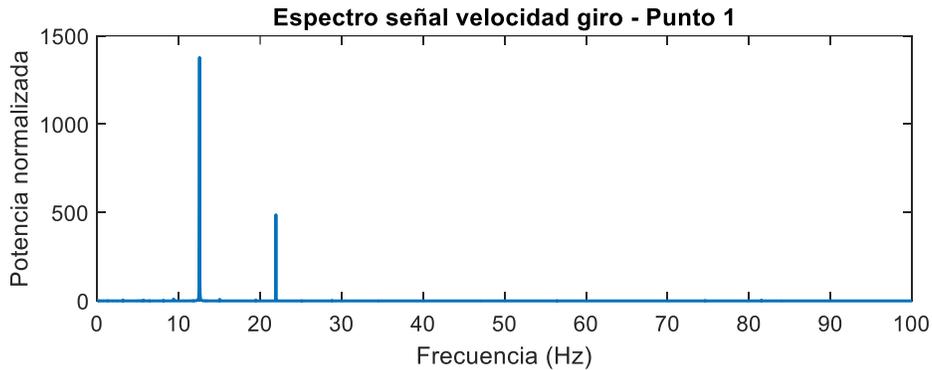


Figura 85 - Espectro señal velocidad de giro - punto 1

En este caso, se observa de los espectros obtenidos, un pico de potencia en el entorno de los 12 Hz y en el segundo armónico, en torno de los 24 Hz, con una atenuación. Dicha frecuencia es muy similar a la frecuencia de giro del eje, lo que lleva a considerar que es el fenómeno que origina dicha perturbación. En la Figura 85 se ilustra el espectro correspondiente al primer punto de ensayo, pudiéndose consultar el resto de los gráficos de espectro en el Anexo 1.

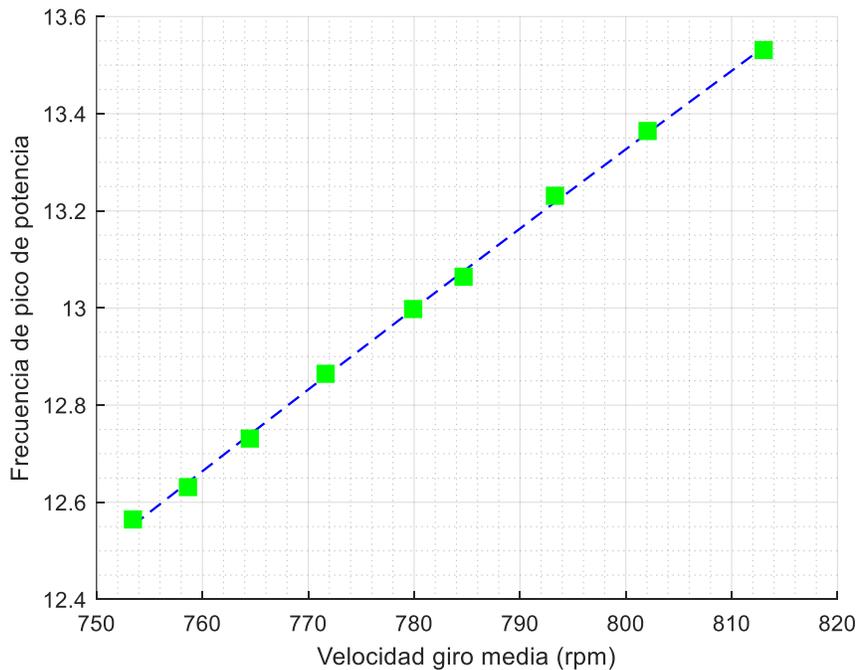


Figura 86 - Relación entre la velocidad de giro y pico de frecuencia de espectro

Asimismo, en la Figura 86, se puede observar una relación proporcional, ajustada mediante una recta con un coeficiente de correlación de 0,999 entre la velocidad de giro media de cada punto y la frecuencia en la que se encuentra el pico de potencia, reafirmando la noción de la relación entre el giro del eje y la frecuencia observada, ya que el valor de esta última aumenta con la velocidad de giro.

#### 8.4. Par mecánico

De forma análoga al registro de la velocidad de giro, el torque aplicado al eje es registrado por el torquímetro acoplado al mismo. En este caso, la frecuencia de muestreo también corresponde a los 200 Hz, obteniéndose muestras de 6000 datos, a la que se realizará el mismo análisis que el efectuado en la sección anterior.

##### 8.4.1. Serie temporal

Se grafica la serie temporal de datos de par mecánico, que se encuentra ilustrada a modo de ejemplo en la Figura 87, que corresponde a la serie temporal del primer punto de ensayo.

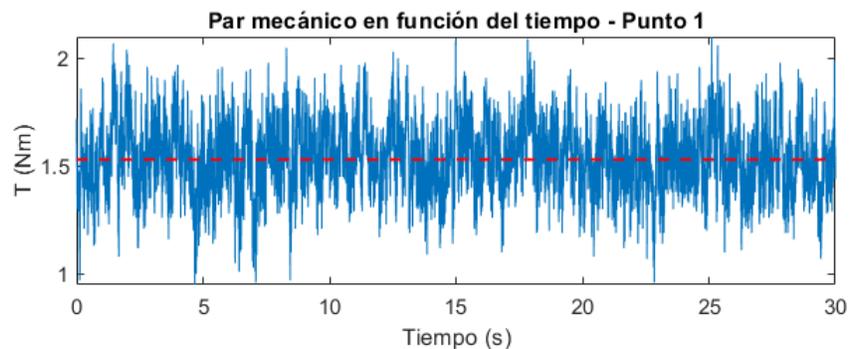


Figura 87 - Serie temporal torque - punto 1

##### 8.4.2. Análisis estadístico

Para observar el comportamiento en cuanto a la dispersión y tendencia, se realizan los histogramas de frecuencia, análogamente a la sección anterior de velocidad de giro.

En todos los casos se puede observar un comportamiento con una tendencia central muy marcada en torno a la media, sin un sesgo apreciable. Los datos presentan una distribución que aparenta ser gaussiana, según lo observado en los histogramas presentados en el Anexo 1. Se puede observar en la Figura 88 el histograma del primer punto de ensayo, a modo de referencia.

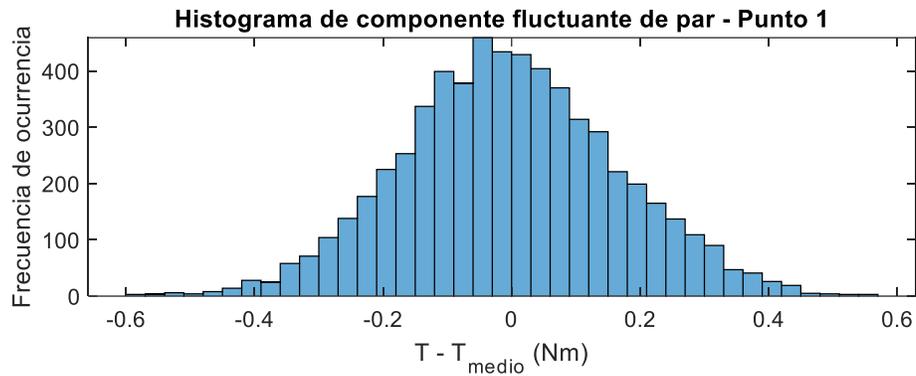


Figura 88 - Histograma de frecuencia de torque - punto 1

Como análisis adicional, se ilustran los valores medios, desviaciones estándar de la media y valores de error absoluto de la muestra para los nueve puntos de ensayo, que se observan en la Tabla 14.

Nº Punto	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$T$ (Nm)	1,53	3,33	5,13	7,74	10,46	12,02	14,91	17,55	20,38
$\sigma_T$ (Nm)	0,002	0,003	0,003	0,004	0,003	0,004	0,005	0,005	0,006
$e_T$ (Nm)	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02

Tabla 14 - Datos obtenidos para la medida de torque de la turbina

#### 8.4.3. Análisis espectral

Se realiza un análisis del espectro de la señal, análogo a las variables anteriores, de modo de detectar perturbaciones relacionadas con el flujo. Se ilustra en la Figura 89 el comportamiento para el primer punto de ensayo, presentando los demás un comportamiento análogo, cuyas gráficas pueden consultarse en el Anexo 1.

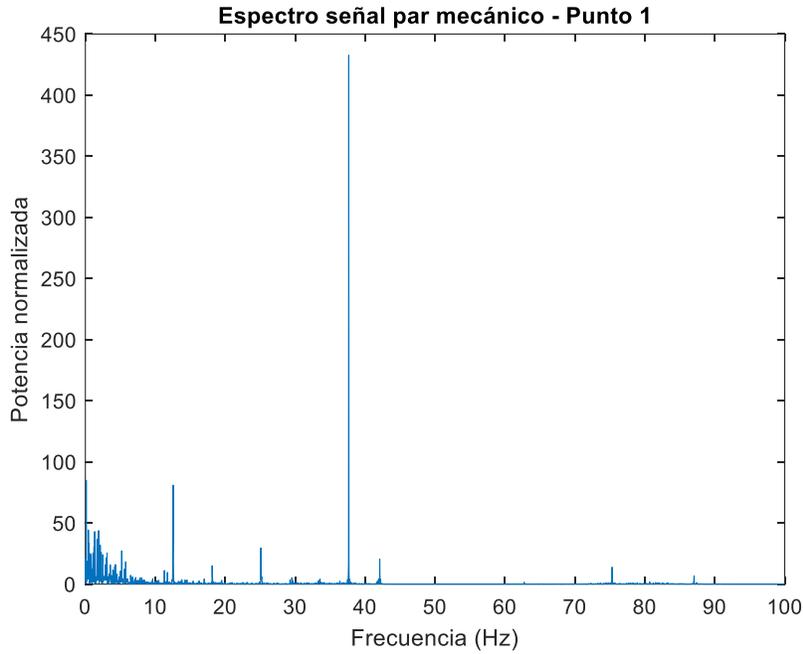


Figura 89 - Espectro de señal de torque - punto 1

En todos los puntos de ensayo, se observan picos de potencia en frecuencias muy bajas. Se puede observar una correlación de este fenómeno con lo observado en las gráficas de series temporales, donde se ven oscilaciones.

Asimismo, en todos los casos se observa un pico en el entorno de los 40 Hz y otro más atenuado en el segundo armónico, cerca de los 80 Hz. Dicha frecuencia coincide con la frecuencia de pasaje de pala. Esto último, sumado al hecho que la frecuencia del pico aumenta con la velocidad de giro correspondiente a cada punto, parece indicar que el fenómeno está relacionado con el pasaje de las palas por un punto fijo.

### 8.5. Energía específica

Para la construcción de la curva de la turbina, se necesita, según la norma IEC 60193, obtener la energía específica, que se calcula según la ecuación ( 47 ).

En este caso, se asume que la cota del punto de medición es igual aguas arriba y abajo de la turbina, dado que los ejes de la cañería, turbina y tubo difusor se encuentran alineados en el sentido horizontal. A los efectos del cálculo, esto equivale a determinar que  $z_1 = z_2$  en las ecuaciones ( 47 ) y ( 48 ). Asimismo, si se asume que la densidad del fluido es igual en la entrada y la salida e igual a  $1000 \text{ kg/m}^3$  y la medida se realiza con un transductor de presión diferencia, la ecuación ( 48 ) se reduce a la ecuación ( 69 ).

$$\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} = \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} \quad (69)$$

De esta forma, aplicando las hipótesis mencionadas, la expresión de la energía específica de la turbina para el ensayo analizado queda dada por la ecuación ( 70 ), que coincide con la ecuación ( 49 ).

$$E = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \quad (70)$$

El término  $\Delta p$  viene dado por la presión diferencial obtenida por el transductor, en Pascales, mientras que la velocidad se calcula, asumiendo la incompresibilidad del agua, mediante las ecuaciones ( 71 ) y ( 72 ), y corresponden a la velocidad media del flujo.

$$v_1 = \frac{Q}{A_1} \quad (71)$$

$$v_2 = \frac{Q}{A_2} \quad (72)$$

Donde  $A_1$  y  $A_2$  son las áreas de la sección de entrada y salida de la turbina, respectivamente.

En la Tabla 15 se ilustran los resultados obtenidos de energía específica para cada punto de ensayo.

Nº Punto	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q$ (lts/s)	105,8	114,2	120,9	129,0	137,1	142,1	149,9	156,4	163,4
$E$ (J/kg)	4,46	5,96	7,36	9,60	11,54	12,79	14,71	16,64	18,38
$e_E$ (J/kg)	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03

Tabla 15 - Energía específica calculada y caudal para todos los puntos de ensayo

A los datos obtenidos, se le realiza una curva de ajuste de segundo grado y se procede a graficar energía específica en función del caudal, que se observa en la Figura 90.

El polinomio resultante del ajuste se detalla en la ecuación ( 73 ) y presenta un valor de correlación  $R^2$  de 0,99.

Curvas carga-caudal que presentan comportamiento similar pueden apreciarse en [53], para el caso de un ensayo en banco de una turbina de hélice para instalación en línea.

$$E \left( \frac{J}{kg} \right) = 7x10^{-4}xQ \left( \frac{lts}{s} \right)^2 + 7,14x10^{-2}xQ \left( \frac{lts}{s} \right) - 10,5468 \quad (73)$$

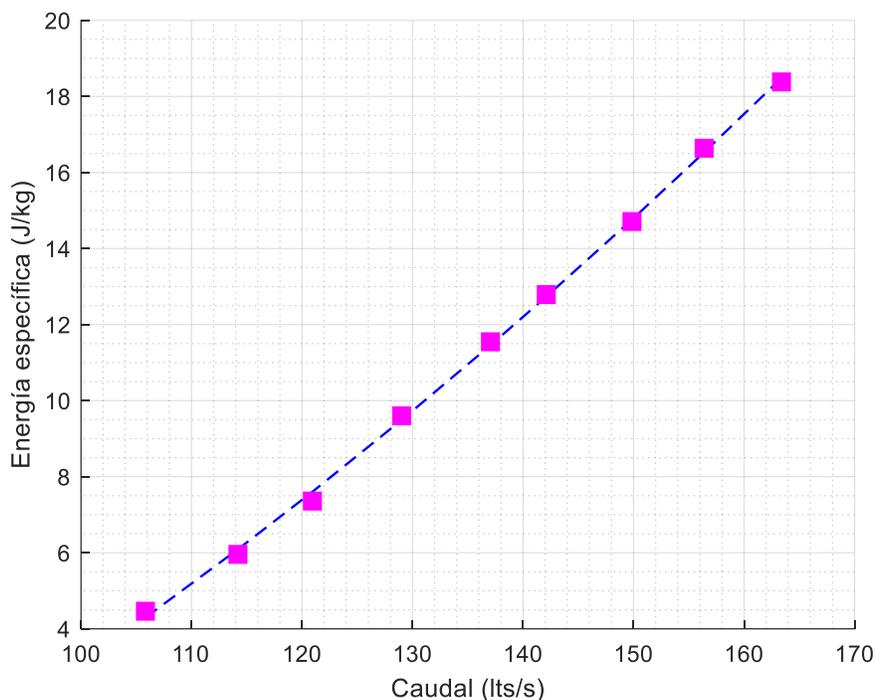


Figura 90 - Curva Energía Específica vs. Caudal de turbina ensayada

### 8.6. Rendimiento hidráulico

El segundo parámetro relevante que surge del ensayo es el rendimiento hidráulico de la turbina, que se obtiene a partir de las variables medidas, según la ecuación ( 74 ).

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} = \frac{M\omega}{\rho QE} \quad (74)$$

Siendo  $P_m$  la potencia mecánica aplicada en el eje,  $P_h$  la potencia hidráulica calculada,  $M$  el torque medido en Nm,  $\omega$  la velocidad de giro en rad/s,  $\rho$  la densidad del agua (considerada constante e igual a 1000 kg/m<sup>3</sup>),  $Q$  el caudal medido en m<sup>3</sup>/s y  $E$  la energía hidráulica específica en J/kg (calculada según la ecuación ( 70 )).

En la Tabla 16 se detallan los valores obtenidos de rendimiento y su correspondiente error absoluto para los nueve puntos de ensayo, mientras que en la Figura 91 se puede observar gráficamente.

Nº Punto	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q$ (lts/s)	105,8	114,2	120,9	129,0	137,1	142,1	149,9	156,4	163,4
$\eta$ (%)	25,6	39,0	46,1	50,5	54,0	54,4	56,2	56,7	57,8
$e_\eta$ (%)	0,7	0,9	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3

Tabla 16 - Rendimiento calculado y caudal para todos los puntos de ensayo

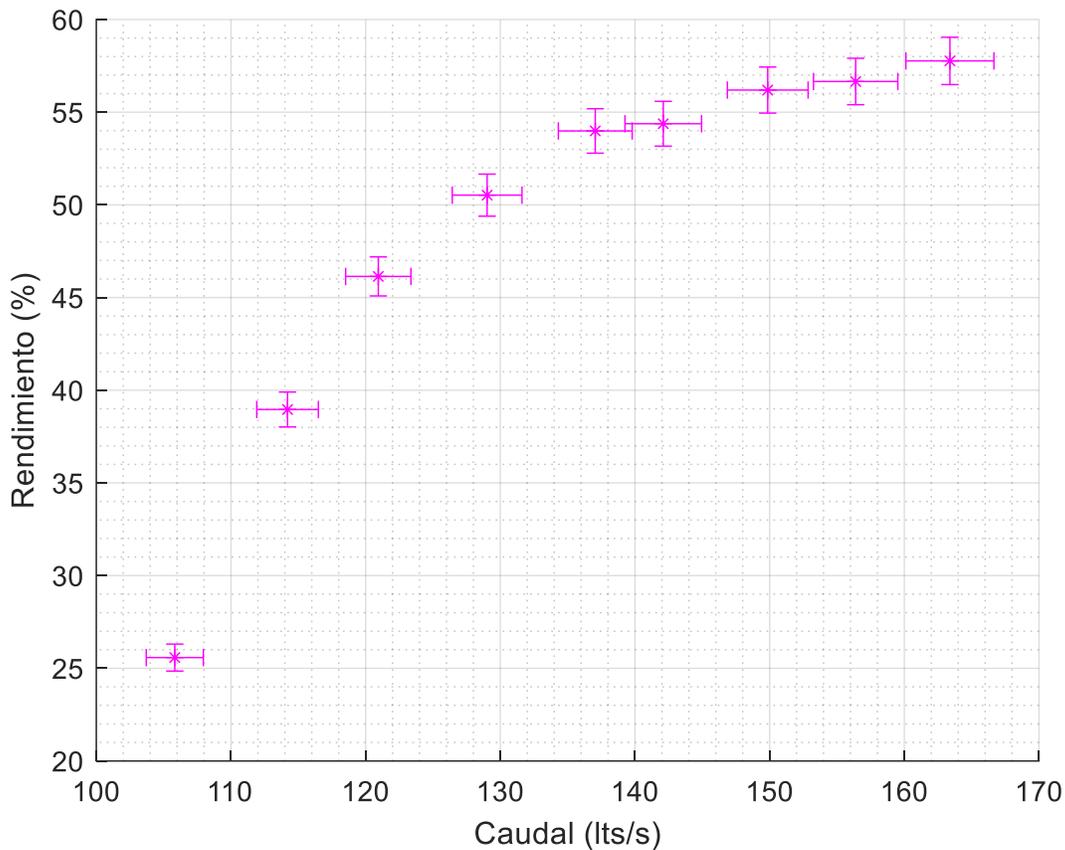


Figura 91 - Curva Rendimiento vs. Caudal para turbina ensayada

De la Figura 91 puede observarse claramente la tendencia del aumento del rendimiento conforme aumenta el caudal. El comportamiento esperable en este tipo de turbinas es el de un crecimiento del rendimiento hasta un máximo relativo (punto de máximo rendimiento) y una zona posterior de decrecimiento del rendimiento. En este caso, no es posible observar el decaimiento del caudal, ya que por las limitaciones de la instalación, no se logra ensayar a mayores caudales, donde es esperable que el rendimiento presente dicho comportamiento. Es por ello que se puede concluir que no se ha relevado al punto de funcionamiento correspondiente al máximo rendimiento de la turbina, ya que la detección de este punto implica la observación de la pendiente negativa en puntos de mayor caudal al del mismo.

En efecto, en [31] se muestra, según lo observado en la Figura 92, una comparación de curvas de carga-caudal y rendimiento-caudal obtenidas mediante CFD y experimentación, las cuales muestran un comportamiento cualitativo similar a las obtenidas en el banco de ensayos. En el caso mencionado, tampoco se logra observar la zona de pendiente negativa. Otros autores, como se observa en la Figura 93, obtenida de [54], donde se relevaron curvas de eficiencia-caudal para turbinas hélice mediante simulaciones, muestran un comportamiento como el esperado, según se comenta en el párrafo anterior.

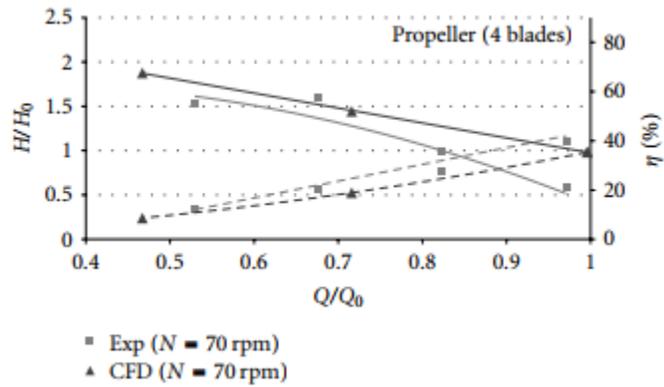


Figura 92 - Rendimiento en función de caudal (línea punteada) - Obtenida de Ramos et. al, 2012

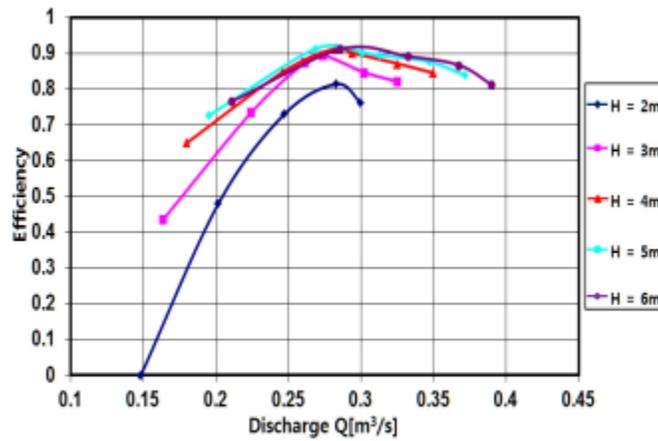
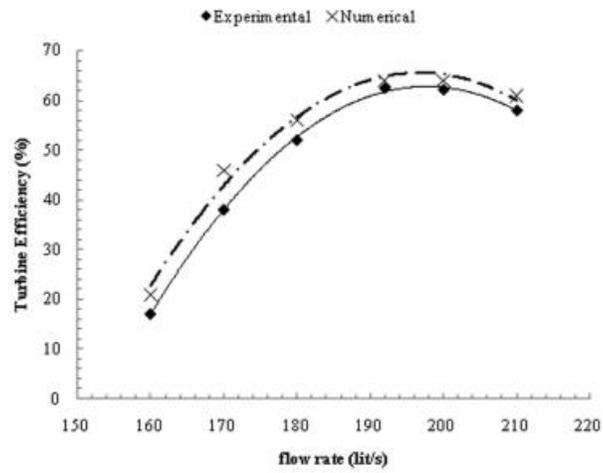


Fig. 20 Efficiency with respect to head variation

Figura 93 - - Rendimiento en función de caudal (parametrizado en salto) - Obtenida de Kim et. al, 2015

Asimismo, en [55] puede observarse la comparación experimental con un modelo numérico de una bomba como turbina de hélice. En el mismo, se presenta, según se observa en la Figura 94, una curva con pendiente creciente hasta lograr el punto de máximo rendimiento, para luego presentar una pendiente negativa, que no puede observarse en la Figura 91.

En las figuras 92 a 94, si bien no se trata de valores comparables cuantitativamente, se puede observar un comportamiento cualitativo similar al obtenido en el ensayo en banco.



**Fig. 14 Comparison between PAT efficiency experimental and numerical results**

*Figura 94 - Rendimiento en función de caudal (comparación experimental vs CFD) - Obtenida de Derakhshan et. al, 2014*

## 9. Conclusiones

La energía hidroeléctrica es una de las formas de obtención más antiguas y de mayor relevancia en todo el mundo, por lo que su desarrollo ha sido objeto de estudio hasta el presente. Asimismo, es la fuente de energía renovable con mayor incidencia en la matriz energética global, representando entre un 15% y un 20% según la Agencia Internacional de Energía.

Si se observa la incidencia de la generación hidroeléctrica en Sur y Centroamérica, la participación de la hidrogenación es aún mayor, del entorno del 60%, según datos de la Agencia Internacional de Energía.

Para la matriz energética uruguaya, la generación hidroeléctrica es fundamental, ya que no solo representa una potencia instalada del orden de la tercera parte del total, sino que juega un rol relevante en la regulación de frecuencia del sistema eléctrico. En Uruguay, la generación hidroeléctrica a gran escala se encuentra nucleada en las centrales del Río Negro, como lo son la Gabriel Terra (Rincón del Bonete), Rincón de Baygorria y Palmar y la central binacional Salto Grande, ubicada sobre el Río Uruguay, cuya generación es compartida con la República Argentina.

Otro aspecto importante que posee la generación hidroeléctrica es que permite el almacenamiento de energía mediante embalses, dotando al sistema eléctrico nacional, en combinación con la energía eólica fundamentalmente, de una posibilidad de generación en su mayoría con fuentes de energía renovable, ya que los efectos de la variabilidad del recurso eólico (y solar eventualmente) pueden mitigarse mediante la gestión de los embalses de Rincón de Bonete y Salto Grande, siendo el primero el de mayor relevancia.

Con respecto a la capacidad ociosa que existe para los pequeños aprovechamientos hidroeléctricos, existen estudios internacionales que demuestran el gran potencial que hay en ese aspecto, en particular para las regiones de Asia y Sudamérica. En el caso de esta última en particular, existe una capacidad ociosa de un 97%.

Para el caso de Uruguay, no se tienen registros de pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Sin embargo, existen estudios que destacan el potencial existente en el territorio nacional, fundamentalmente el asociado a embalses existentes.

Dentro de las barreras para el desarrollo de la generación a pequeña escala identificadas por los autores, se destaca el elevado costo del equipamiento electromecánico, que afecta la rentabilidad de los emprendimientos incluso en los casos con presas ya construidas. Además, se identifica una oportunidad de creación de una industria nacional de turbinas de bajo costo, mediante la utilización de los recursos humanos especializados existentes, así como las tecnologías de fabricación y diseño presentes en el país.

Este último aspecto, asociado al interés nacional del impulso a las energías renovables, y en particular a la microgeneración hidráulica, impulsa en 2016 a la creación del proyecto ANII FSE 131297 "Diseño, fabricación e instalación de una microturbina hidráulica en un embalse de riego", financiado por la Agencia Nacional de Investigación e innovación y desarrollado por el Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental.

Como consecuencia directa del proyecto, se construyó un laboratorio de ensayo de turbinas hidráulicas en el IMFIA, que culminó con el ensayo del modelo a escala de la turbina prototipo a instalar en el embalse de riego propuesto.

Para el diseño del banco de ensayos objeto de la presente Tesis se utilizaron las instalaciones preexistentes en el Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental de la Facultad de Ingeniería – UdelAR. En las mismas existía un reservorio de agua pluvial que alimenta una bomba de alimentación que sirve a un canal sedimentológico mediante un conjunto de canalizaciones de PVC.

Para el diseño del laboratorio de ensayos se emplea la norma de referencia IEC 60193, que determina las pautas de diseño de los bancos de ensayos, así como la metodología de adquisición de las variables fundamentales y las variables derivadas de las mismas.

Con respecto a la estimación del error en las mediciones, se consideran entre los errores sistemáticos el error de calibración y el error intrínseco de cada instrumento, mientras que, para el error aleatorio, se calculan los errores de la media mediante su desviación estándar y el ajuste por el parámetro de t-student para una confianza del 95%. De esta forma se considera el tamaño de la muestra, que varía dependiendo de la magnitud que se considere.

Para el análisis de las muestras de datos, se realizó un análisis de la serie cruda mediante la observación de puntos fuera de escala, un análisis estadístico utilizando los histogramas de frecuencia de la serie y un análisis espectral mediante el cálculo de la Transformada Rápida de Fourier para determinar si existe alguna perturbación que altere de forma significativa los resultados obtenidos.

En el caso del análisis espectral de la serie de datos de presión, se observan picos de potencia en frecuencias de los 3 Hz (y en algún caso con menor potencia en el segundo armónico) que no coinciden con pasajes de pala o giro del eje. En este caso, se concluye que puede tratarse de frecuencias propias de la instalación, y se propone realizar un ensayo de excitación a la instalación con agua y verificar los modos normales de vibración.

En el caso del análisis espectral de la serie de datos de velocidad de giro, se observan picos de potencia en frecuencias del entorno de los 12 Hz y 24 Hz (primer y segundo armónico), que coinciden con la frecuencia de giro del eje.

Por otro lado, en el caso del análisis espectral de la serie de datos de torque, se observan picos de potencia en frecuencias en el entorno de los 40 Hz y 80 Hz (primer y segundo armónico), lo que coincide con la frecuencia de pasaje de pala, lo que explicaría ese comportamiento.

En todos los casos, las muestras se comportaron según lo esperado y mostraron tendencias hacia una distribución gaussiana, con desviaciones estándar razonable. Solamente para el caso del caudal, por la baja cantidad de datos por punto de ensayo, no se observa ese comportamiento. Sin embargo, los datos de caudal también presentaron valores de acuerdo a lo esperado.

De la curva energía específica vs caudal se puede apreciar un crecimiento de la energía con aumento del caudal, que fue aproximado por una curva de segundo orden con un coeficiente de correlación de 0,99.

Por otro lado, el comportamiento del rendimiento se adecúa a lo esperado, con un crecimiento inicial pronunciado con el aumento del caudal, disminuyendo progresivamente la pendiente pero sin observarse el punto de máximo rendimiento. Lo esperable es que el rendimiento comience un decaimiento a partir del caudal correspondiente al máximo rendimiento, lo que parecería indicar que se debe aumentar el caudal para observar dicho punto. Ello no es posible por las limitaciones de desagüe del banco de ensayos, por lo que debe tomarse otra estrategia para relevar la totalidad de la curva de operación de la turbina.

Para ello se propone instalar un variador de velocidad en el generador de la turbina, de forma que por similitud se puedan obtener puntos homólogos a los de mayor caudal y por ende relevar la totalidad de la curva.

En resumen, se pudo completar exitosamente la construcción de un banco de ensayos que permitirá seguir avanzando en el desarrollo de turbinas para generación hidroeléctrica a pequeña escala, derribando las barreras existentes propuestas por algunos autores para el desarrollo de dicha disciplina.

Asimismo, el laboratorio de ensayos también podrá ser usado con fines académicos, impulsando el estudio del diseño de turbinas axiales, sobre todo haciendo énfasis en el desarrollo del prototipado, que permita avanzar en mejores diseños tanto hidráulicos como en lo que respecta a la ciencia de materiales para la construcción de turbinas.

Como tareas a futuro se plantean por ejemplo la instalación de un variador de frecuencia, que permita relevar, haciendo uso de la teoría de similitud, puntos de mayor caudal. Además, sería un avance para el laboratorio, la instalación de una derivación para realizar la calibración in situ de los caudalímetros a utilizar.

## 10. Bibliografía

- [1] Hannah Ritchie, Max Roser and Pablo Rosado (2022) - "Energy". Published online at OurWorldInData.org. Retrieved from: '<https://ourworldindata.org/energy>' [Online Resource]
- [2] IEA (2022), Energy Statistics Data Browser, IEA, Paris <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/energy-statistics-data-browser>
- [3] Administración del Mercado Eléctrico, "Informe Anual 2015", Publicado online en <https://adme.com.uy/mmee/infanual.php>
- [4] Administración del Mercado Eléctrico, "Informe Anual 2016", Publicado online en <https://adme.com.uy/mmee/infanual.php>
- [5] Administración del Mercado Eléctrico, "Informe Anual 2017", Publicado online en <https://adme.com.uy/mmee/infanual.php>
- [6] Administración del Mercado Eléctrico, "Informe Anual 2018", Publicado online en <https://adme.com.uy/mmee/infanual.php>
- [7] Administración del Mercado Eléctrico, "Informe Anual 2019", Publicado online en <https://adme.com.uy/mmee/infanual.php>
- [8] Administración del Mercado Eléctrico, "Informe Anual 2020", Publicado online en <https://adme.com.uy/mmee/infanual.php>
- [9] Administración del Mercado Eléctrico, "Informe Anual 2021", Publicado online en <https://adme.com.uy/mmee/infanual.php>
- [10] Department of Energy, USA, Types of Hydropower Plants. (n.d.). Energy.gov. <https://www.energy.gov/eere/water/types-hydropower-plants>
- [11] Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), "El desarrollo de pequeñas centrales hidroeléctricas en Latinoamérica y el Caribe", 2ª edición corregida, Setiembre 1980, publicado online en <https://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/old0225.pdf>.
- [12] Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), Boletín Energético 22, "Pequeñas Centrales Hidroeléctricas, Setiembre/Octubre 1981, publicado online en <https://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/hm000222.pdf>
- [13] Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), "Revista Energética - Año 10 - N°2", Agosto 1986, publicado online en <https://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/hm000318.pdf>
- [14] Seigneur, V. J. L., Bongrain, T., David, R., L'escalle, C. D., Bruder, O., Tennenhaus, S., & Guillier, A. The state of renewable energies in Europe-Edition 2017. 17 EurObserv'ER Report.
- [15] Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), "Minicentrales Hidroeléctricas (Manual para toma de decisiones), Julio 1981, publicado online en <https://biblioteca.olade.org/opac-tmpl/Documentos/old0230.pdf>

- [16] LIU, D., LIU, H., WANG, X., and Kremere, E., eds. (2019). World Small Hydropower Development Report 2019. United Nations Industrial Development Organization; International Center on Small Hydro Power. Available from [www. smallhydroworld.org](http://www.smallhydroworld.org).
- [17] MIEM-DNETN – ONUDI, “Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (PCH) en Uruguay”, Agosto 2010. Disponible online en [file:///C:/Users/Ignacio%20Rovira/Downloads/PCH%20en%20Uruguay%20\(1\).pdf](file:///C:/Users/Ignacio%20Rovira/Downloads/PCH%20en%20Uruguay%20(1).pdf)
- [18] Schenzer, D., Chreties C., Pienika R., Rovira L., Teixeira L. (2013). Generación Hidroeléctrica en Pequeña Escala. Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental. Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República.
- [19] Schenzer, D., Terra, R., (2013). Factibilidad de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas Multipropósito en presas ya construidas. Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental. Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República.
- [20] Schenzer, D., Terra, R., (2013). Factibilidad de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas en presas multipropósito. Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental. Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República.
- [21] Schenzer, D., Terra, R., (2014). Barreras para la implantación de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas. Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental. Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República.
- [22] Pienika R., Rodriguez N., Rovira I. (2020). Diseño, fabricación e instalación de una microturbina hidráulica en un embalse de riego – Informe Final. Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental – Facultad de Ingeniería – Udelar.
- [23] Pienika Archondo, R. (2022.). Desarrollo de tecnologías para micro-aprovechamientos hidroeléctricos con bajo salto. Tesis de doctorado. Universidad de la República (Uruguay). Facultad de Ingeniería.
- [24] Abbott, I.H. and Von Doenhoff, A.E. (1959) Theory of Wing Sections: Including a Summary of Airfoil Data. Dover Publications, Mineola.
- [25] Drela, Mark. (1989). XFOIL: An Analysis and Design System for Low Reynolds Number Airfoils. 54. 10.1007/978-3-642-84010-4\_1.
- [26] Drela, M. and Youngren, H. (2000) XFOIL-Subsonic Airfoil Development System. Available online at <http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/>
- [27] Schenzer, D., Terra, R., (2013). Factibilidad de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas Multipropósito en presas ya construidas – Anteproyecto Sauce del Peñon. Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental. Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República.
- [28] Hasmatuchi, Vlad & Botero, Francisco & S., Gabathuler & Münch, Cecile. (2014). Design and Control of a New Hydraulic Test Rig for Small-Power Turbomachines.
- [29] Rossi, M., Righetti, M., & Renzi, M. (2016). Pump-as-turbine for energy recovery applications: The case study of an aqueduct. Energy Procedia, 101, 1207–1214. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.163>

- [30] Cannell, J.K. & Pokhrel, Rabindra & Bhandari, Binayak. (2005). Testing and development of pico hydro turbines. *International Journal on Hydropower and Dams*. 12.
- [31] Ramos, H. M., Simão, M. & Kenov, K. N. (2012). Low-Head Energy Conversion: A Conceptual Design and Laboratory Investigation of a Microtubular Hydro Propeller. *ISRN Mechanical Engineering*, 2012, 1-10. <https://doi.org/10.5402/2012/846206>
- [32] American National Standard Institute (1998). American National Standard for Pump Intake Design (HI 9.8-1998)
- [33] Knauss, J., Knauss, J. and Hecker, G.E. (1987) "Fundamentals of vortex intake flow," in *Swirling flow problems at Intakes*. London England: Taylor & Francis.
- [34] Engineering Sciences Data Unit. Performance of conical diffusers in incompressible Flow. (ESDU 73024 - 1973)
- [35] Idelchik, I.E. (2008) *Handbook of Hydraulic Resistance*. Begell House, Danbury
- [36] Chapallaz, J.-M. (1992). *Manual on Induction Motors used as generators*. Vieweg
- [37] Smith, N. (2008). *Motors as generators for Micro Hydro Power*. Practical Action Pub.
- [38] American Society of Mechanical Engineers (2011). *Hydraulic Turbines and Pump-Turbines: Performance Test Codes (ASTM PTC 18-2011)*.
- [39] International Electrotechnical Commission (2019). *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests (IEC 60193:2019)*.
- [40] Aggidis, G. A., & Židonis, A. (2014). Hydro turbine prototype testing and generation of performance curves: Fully automated approach. *Renewable Energy*, 71, 433–441. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.05.043>
- [41] Thapa, Bhola & Dahlhaug, Ole. (2009). Turbine Testing Laboratory and its Role in Hydropower Development. *Hydro Nepal: Journal of Water, Energy and Environment*. 5. 10.3126/hn.v5i0.2496.
- [42] Kavurmaci B, Celebioglu K, Aradag S, Tascioglu Y. Model Testing of Francis-Type Hydraulic Turbines. *Measurement and Control*. 2017;50(3):70-73. doi:10.1177/0020294017702284
- [43] Thapa, Biraj & Thapa, Bhola & Dahlhaug, Ole. (2010). Center of Excellence at Kathmandu University for R&D and test certification of hydraulic turbines
- [44] Krouse, W. (2017). *Development of New, Low Head Hydropower turbine modelling and laboratory test – Final Technical Report*. Hydro Green Energy. Mechanical Solutions Inc, HDR Engineering, Alden Research Labs.
- [45] Li, H. M., He, Q. L., Xiao, Y. X., Luo, H. Y., Zhang, H., Xu, X. Q., & Wang, Z. W. (2021). Establishment of hydraulic turbine test bench on the Tibet Plateau. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 627(1), 012026. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/627/1/012026>
- [46] Sangal, Saurabh & Garg, Ashish & Kumar, Dinesh. (2012). Review of Optimal Selection of Turbines for Hydroelectric Projects. 3. 424-430.

- [47] Fabre, V., Duparchy, A., Andre, F., & Larroze, P.-Y. (2016). State of the Art Hydraulic Turbine Model Test. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 49, 062004. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/49/6/062004>
- [48] "Fish Friendly" Hydropower Turbine Development and Deployment: Alden Turbine Preliminary Engineering and Model Testing. EPRI, Palo Alto, CA and U.S. Department of Energy, Washington, DC: 2011. 1019890
- [49] Kavurmaci, B., Akin, H., Ayli, E., Celebioglu, K., & Aradag, S. (2013). Design of an experimental test stand for Francis Type hydraulic turbines. 4th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives. <https://doi.org/10.1109/powereng.2013.6635725>
- [50] Leonardo M.Diaz ,Sergio O.Liscia, Mauricio Angulo (2021). Metodología de trabajo en un Banco Universal de Ensayos de Turbomáquinas Hidráulicas. Primer Encuentro Latinoamericano de Jóvenes Investigadores y Profesionales en Hidroenergía y Sistemas.
- [51] Cecilia Lucino, Arturo Rivetti, Mauricio Angulo, Daniel Rodríguez, Sergio Liscia (2019). Funcionamiento de las turbinas Francis fuera de la condición de diseño. UIDET Hidromecánica - Facultad Ingeniería – UNLP
- [52] Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental – Facultad de Ingeniería – UdelaR. (2022) Teórico del curso “Máquinas Para Fluidos 2” – Turbinas Hidráulicas.
- [53] I Samora et al 2016 IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 49 102001
- [54] Kim, B.-K. (2015) “Development of a submerged propeller turbine for Micro Hydro Power,” The KSFM Journal of Fluid Machinery, 18(6), pp. 45–56. Available at: <https://doi.org/10.5293/kfma.2015.18.6.045>.
- [55] Derakhshan, S. and Kasaean, N. (2014) “Optimization, numerical, and experimental study of a propeller pump as turbine,” Journal of Energy Resources Technology, 136(1). Available at: <https://doi.org/10.1115/1.4026312>.



UNIVERSIDAD  
DE LA REPÚBLICA  
URUGUAY



**Universidad de la República**

**Facultad de Ingeniería**

**Tesis para optar al Título de Magíster en Ingeniería de la Energía**

**CONSTRUCCIÓN DE BANCO DE ENSAYOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS Y ENSAYO DE  
MODELO A ESCALA DE TURBINA AXIAL**

**ANEXO 1: GRÁFICOS OBTENIDOS DEL ENSAYO DE TURBINA AXIAL**

**Autor:**

**ING. IGNACIO MARTÍN ROVIRA SISTO**

**Tutores:**

**DR. ING. JOSÉ CATALDO, GRADO 5 IMFIA**

**DR. ING. RODOLFO PIENIKIA, GRADO 2 IMFIA**

**Montevideo, Uruguay**

**2023**

## Tabla de contenido

1.	Presión diferencial.....	5
1.1.	Series temporales.....	5
1.2.	Histogramas de frecuencia.....	6
1.3.	Espectros .....	11
2.	Caudal.....	16
2.1.	Series temporales.....	16
3.	Velocidad de giro.....	17
3.1.	Series temporales.....	17
3.2.	Histogramas de frecuencia.....	20
3.3.	Espectros .....	22
4.	Par mecánico .....	25
4.1.	Series temporales.....	25
4.2.	Histogramas de frecuencia.....	27
4.3.	Espectros .....	30

## Tabla de figuras

Figura 1 - Serie temporal de presión diferencial - puntos 1 a 4.....	5
Figura 2- Serie temporal de presión diferencial - puntos 5 a 9.....	6
Figura 3 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 1.....	6
Figura 4 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 2.....	7
Figura 6 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 3.....	8
Figura 7 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 4.....	8
Figura 8 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 5.....	9
Figura 9 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 6.....	9
Figura 10 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 7.....	10
Figura 11 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 8.....	10
Figura 12 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 9.....	11
Figura 13 - Espectro de señal presión diferencial - punto 1.....	11
Figura 14 - Espectro de señal presión diferencial - punto 2.....	12
Figura 15 - Espectro de señal presión diferencial - punto 3.....	12
Figura 16 - Espectro de señal presión diferencial - punto 4.....	13
Figura 17 - Espectro de señal presión diferencial - punto 5.....	13
Figura 18 - Espectro de señal presión diferencial - punto 6.....	14
Figura 19 - Espectro de señal presión diferencial - punto 7.....	14
Figura 20 - Espectro de señal presión diferencial - punto 8.....	15
Figura 21 - Espectro de señal presión diferencial - punto 9.....	15
Figura 22 - Gráficos de dispersión de datos de caudal - puntos 1 a 4.....	16
Figura 23 - Gráficos de dispersión de datos de caudal - puntos 5 a 9.....	16
Figura 24 - Serie temporal de velocidad de giro - puntos 1 y 2 .....	17
Figura 25 - Serie temporal de velocidad de giro - puntos 3 y 4 .....	18
Figura 26 - Serie temporal de velocidad de giro - puntos 5 y 6 .....	18
Figura 27 - Serie temporal de velocidad de giro - puntos 7 y 8 .....	19
Figura 28 - Serie temporal de velocidad de giro - punto 9.....	19
Figura 29 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - puntos 1 y 2 .....	20
Figura 30 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - puntos 3 y 4 .....	20
Figura 31 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - puntos 5 y 6 .....	21
Figura 32 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - puntos 7 y 8 .....	21
Figura 33 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - punto 9 .....	22
Figura 34 - Espectro señal velocidad de giro - puntos 1 y 2.....	22
Figura 35 - Espectro señal velocidad de giro - puntos 3 y 4.....	23

Figura 36 - Espectro señal velocidad de giro - puntos 5 y 6.....	23
Figura 37 - Espectro señal velocidad de giro - puntos 7 y 8.....	24
Figura 38 - Espectro señal velocidad de giro - punto 9.....	24
Figura 39 - Serie temporal torque - puntos 1 y 2.....	25
Figura 40 - Serie temporal torque - puntos 3 y 4.....	25
Figura 41 - Serie temporal torque - puntos 5 y 6.....	26
Figura 42 - Serie temporal torque - puntos 7 y 8.....	26
Figura 43 - Serie temporal torque - punto 9.....	27
Figura 44 - Histograma de frecuencia de torque - puntos 1 y 2.....	27
Figura 45 - Histograma de frecuencia de torque - puntos 3 y 4.....	28
Figura 46 - Histograma de frecuencia de torque - puntos 5 y 6.....	28
Figura 47 - Histograma de frecuencia de torque - puntos 7 y 8.....	29
Figura 48 - Histograma de frecuencia de torque - punto 9.....	29
Figura 49 - Espectro de señal de torque - punto 1.....	30
Figura 50 - Espectro de señal de torque – punto 2.....	30
Figura 51 - Espectro de señal de torque - punto 3.....	31
Figura 52 - Espectro de señal de torque - punto 4.....	31
Figura 53 - Espectro de señal de torque - punto 5.....	32
Figura 54 - Espectro de señal de torque - punto 6.....	32
Figura 55 - Espectro de señal de torque - punto 7.....	33
Figura 56 - Espectro de señal de torque - punto 8.....	33
Figura 57 - Espectro de señal de torque - punto 9.....	34

# 1. Presión diferencial

## 1.1. Series temporales

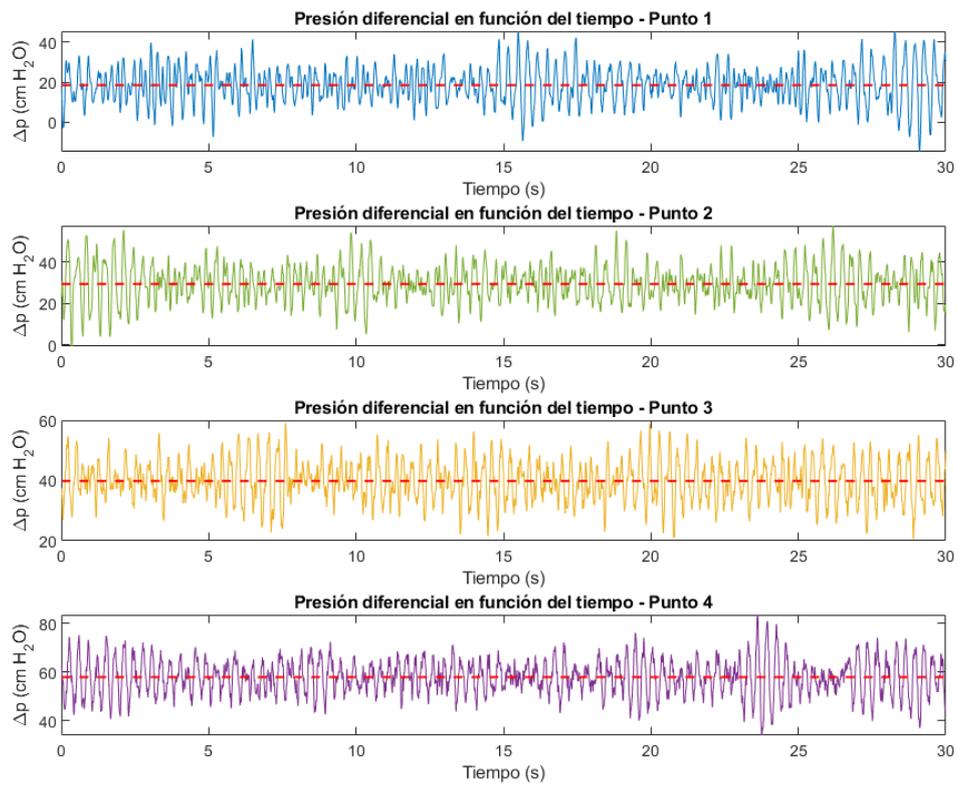


Figura 1 - Serie temporal de presión diferencial - puntos 1 a 4

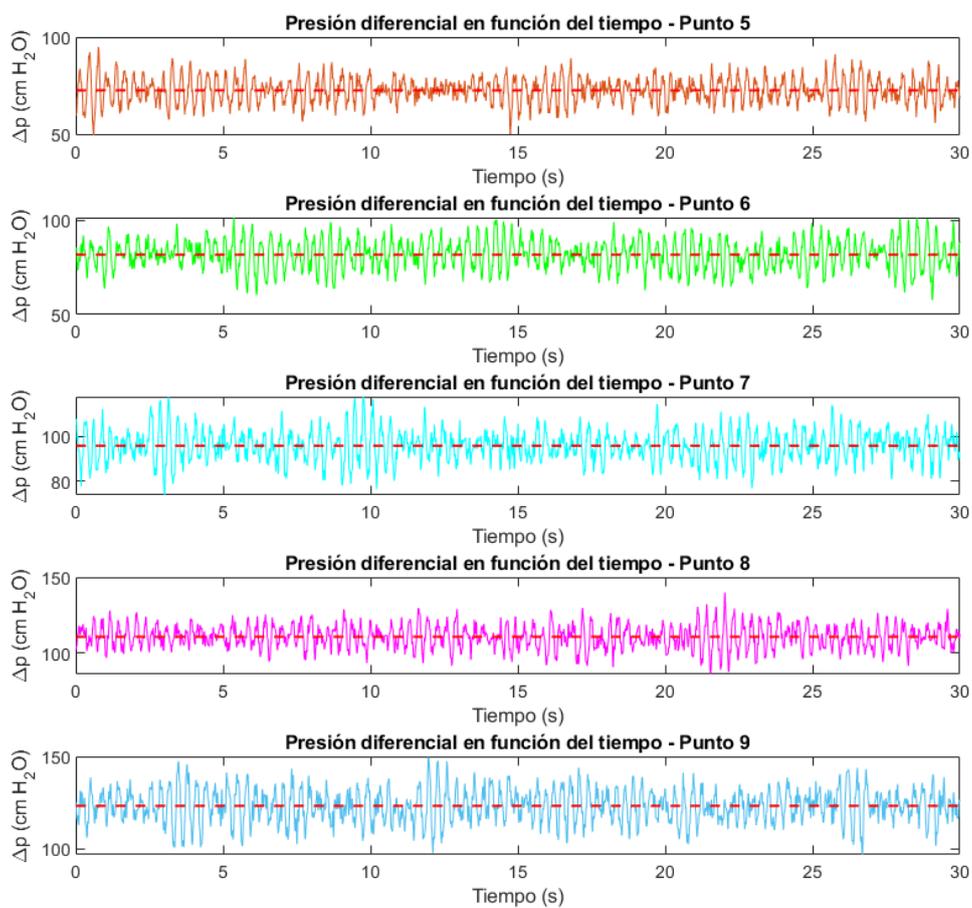


Figura 2- Serie temporal de presión diferencial - puntos 5 a 9

## 1.2. Histogramas de frecuencia

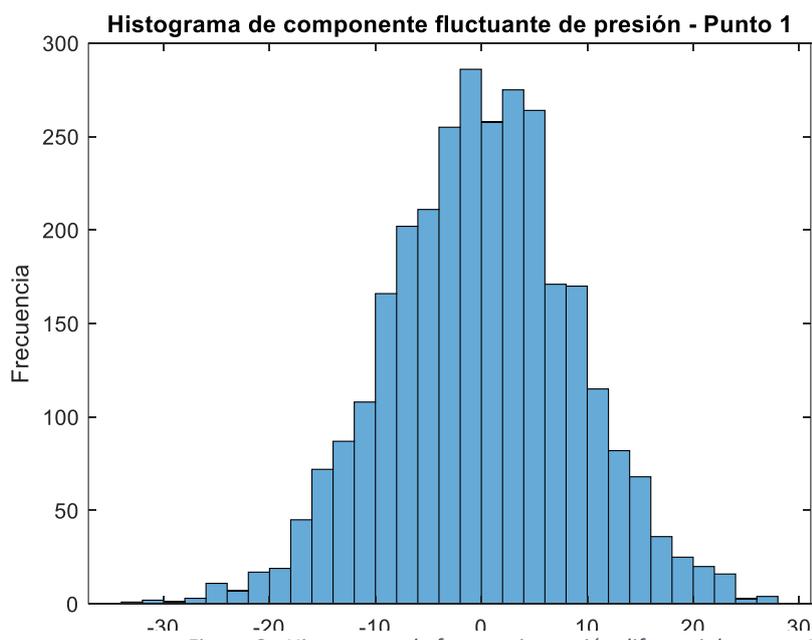
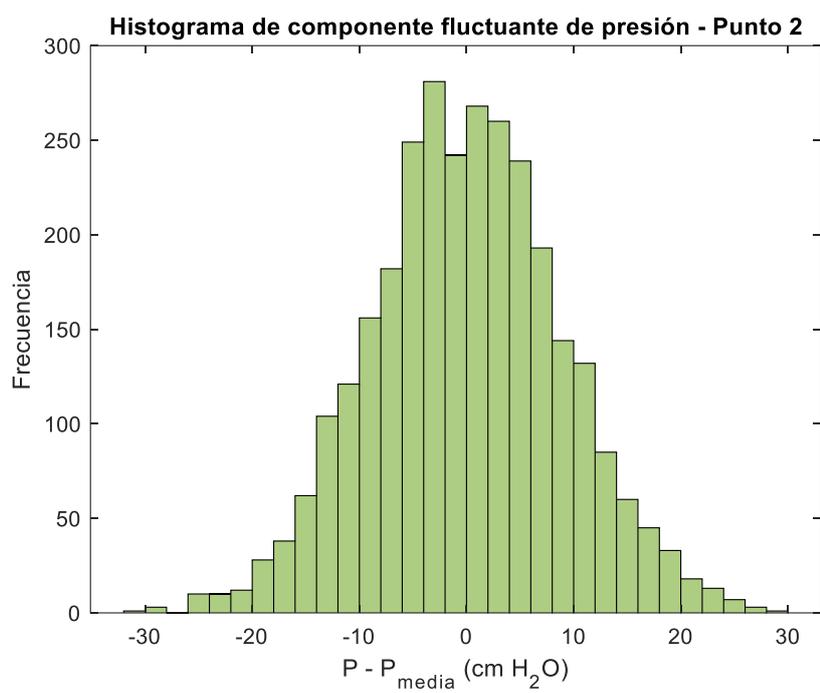
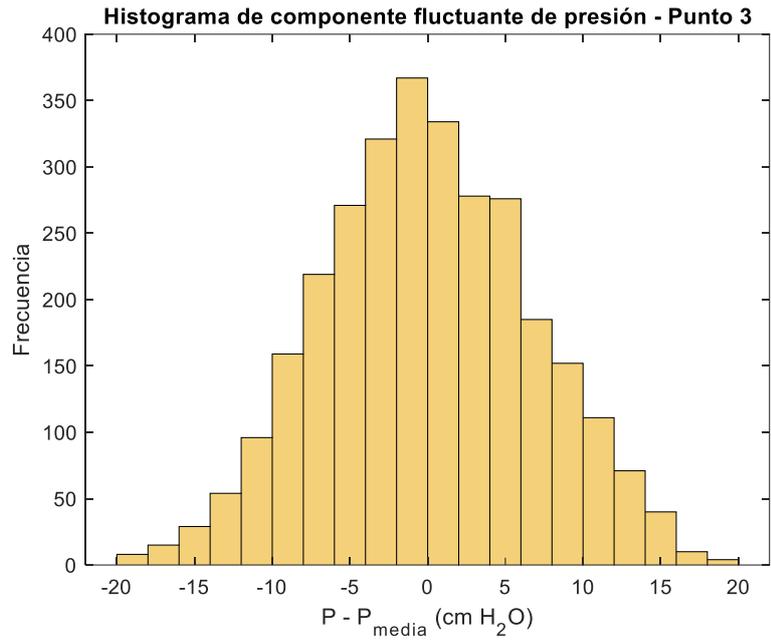


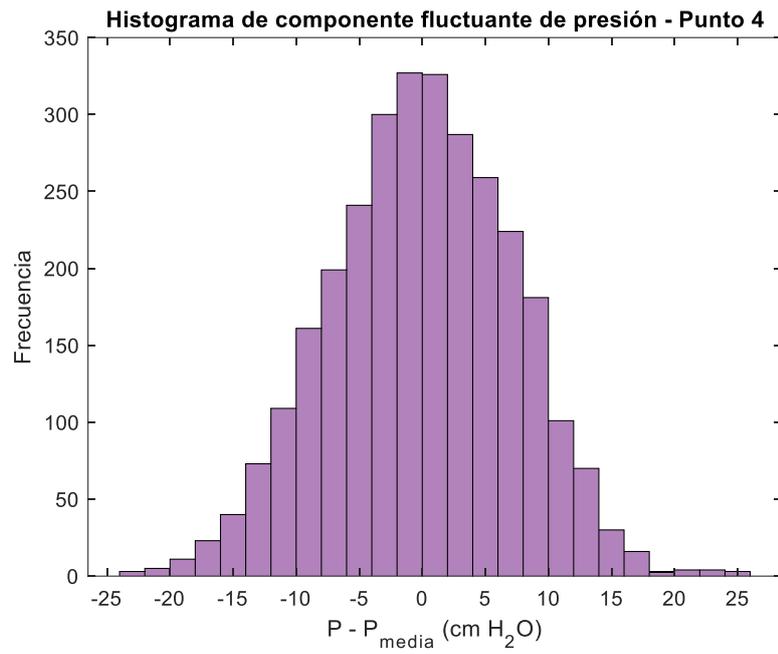
Figura 3 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 1



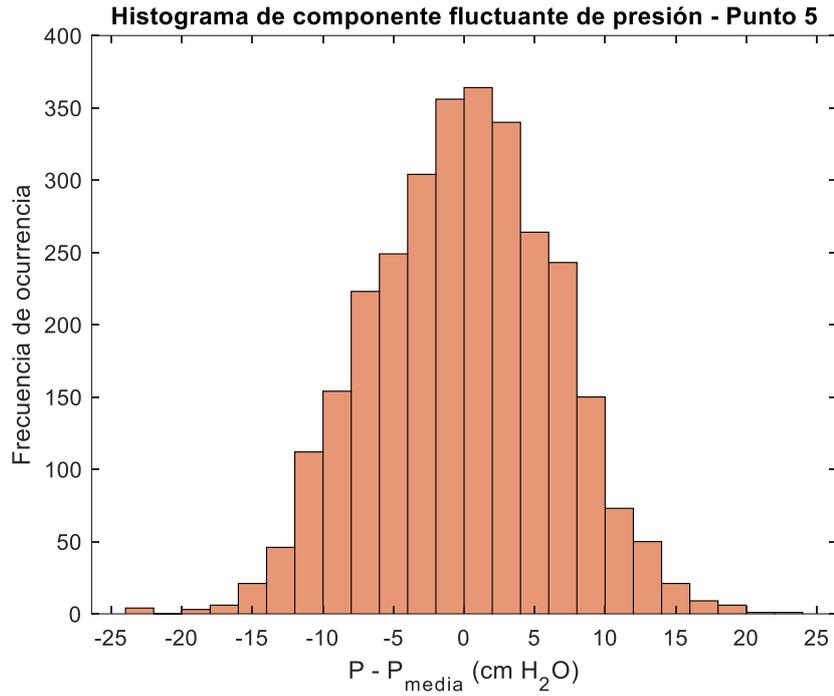
*Figura 4 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 2*



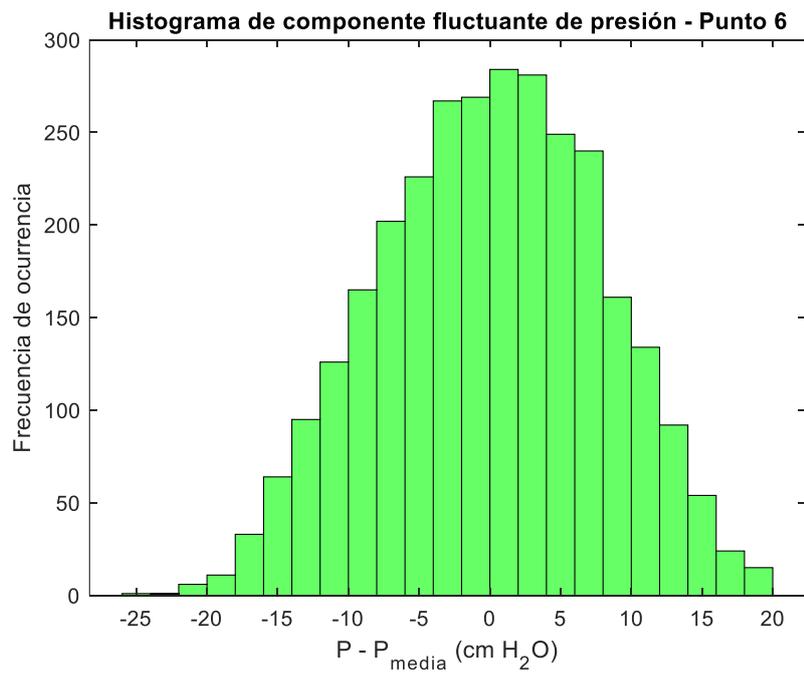
*Figura 5 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 3*



*Figura 6 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 4*



*Figura 7 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 5*



*Figura 8 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 6*

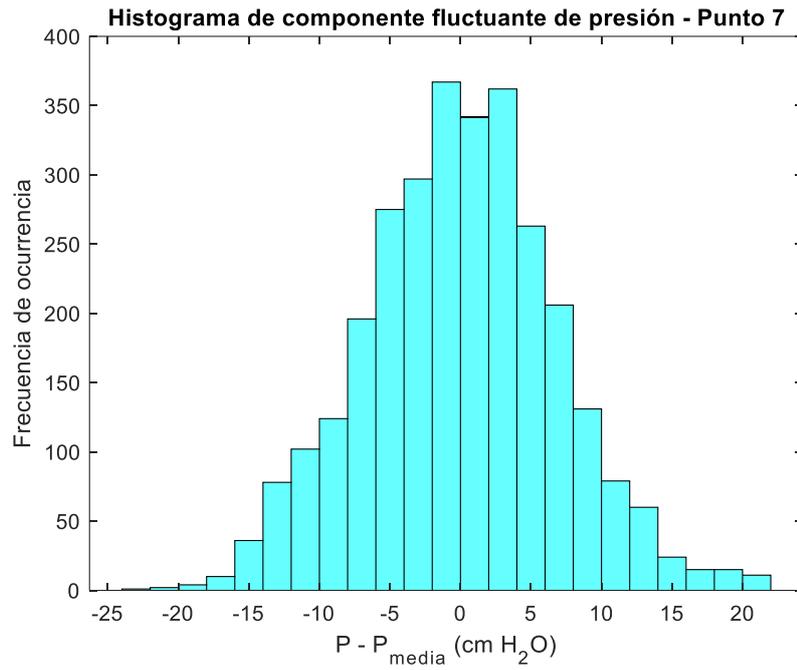


Figura 9 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 7

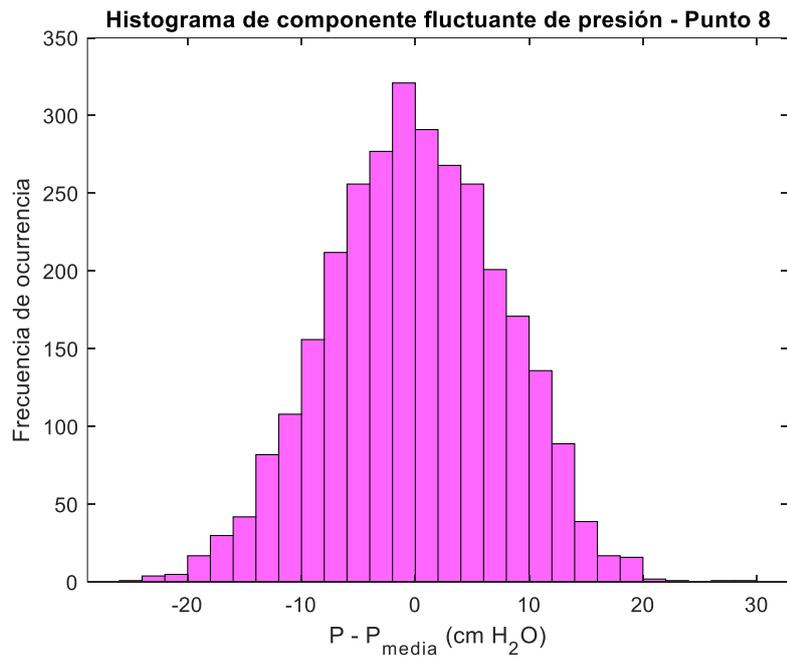


Figura 10 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 8

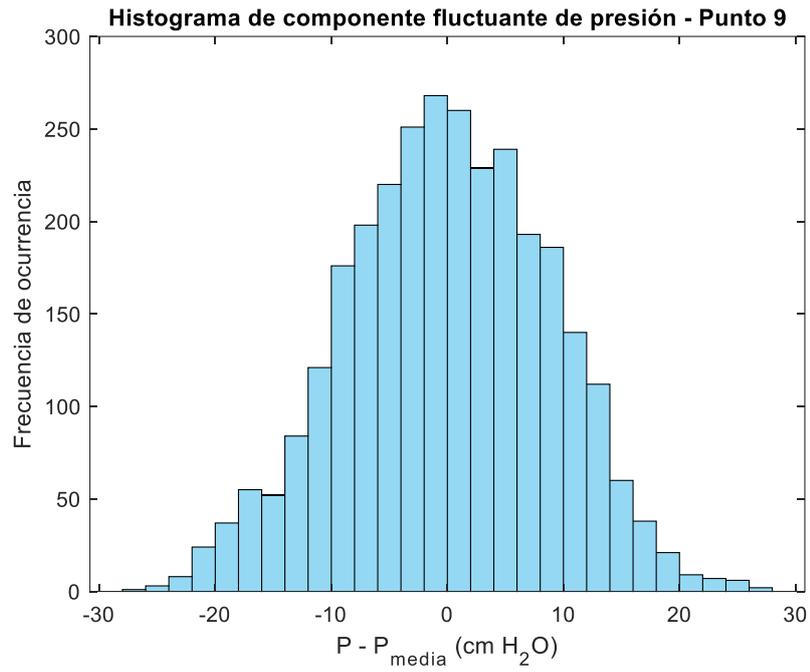


Figura 11 - Histograma de frecuencia presión diferencial - punto 9

### 1.3. Espectros

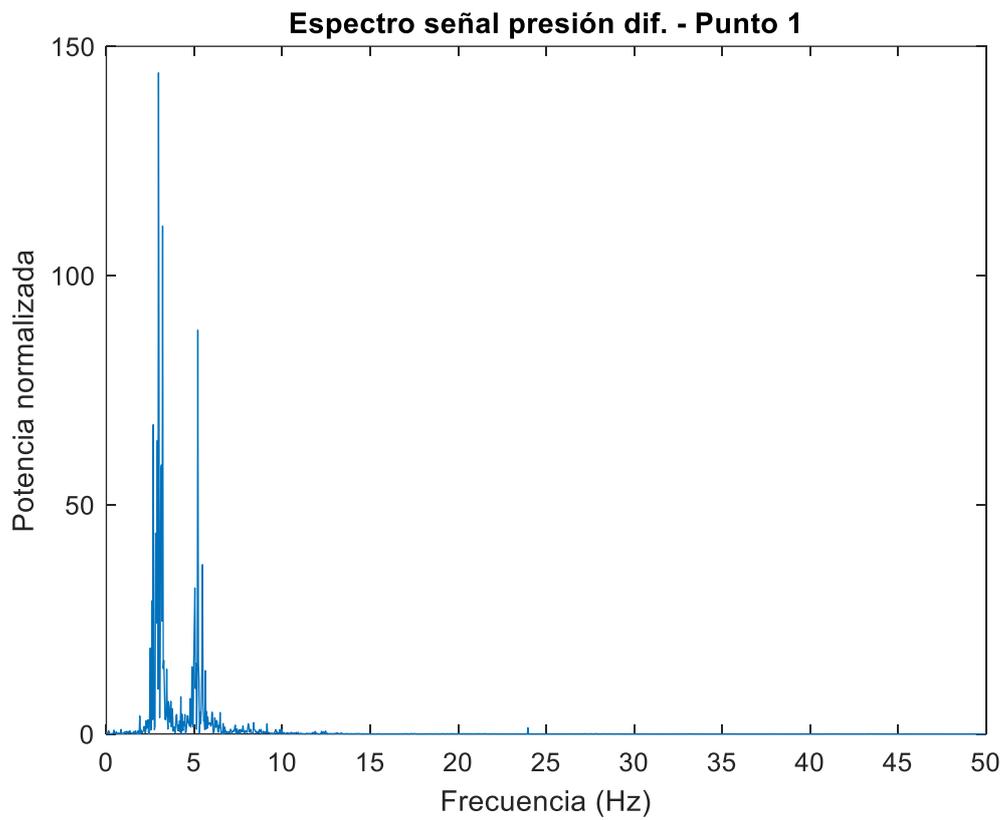


Figura 12 - Espectro de señal presión diferencial - punto 1

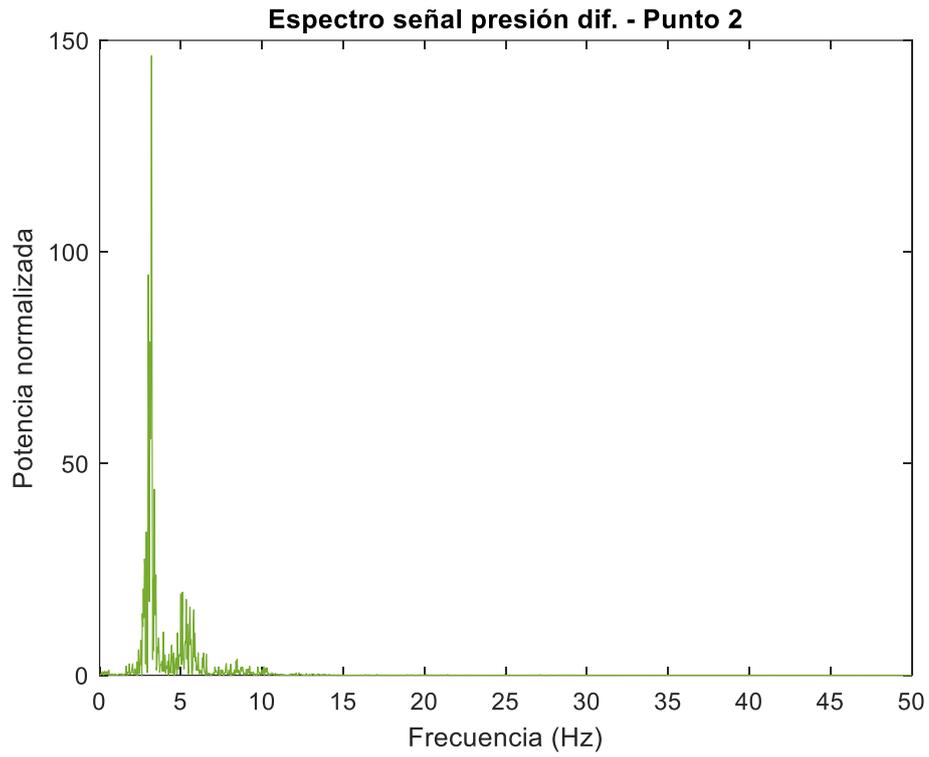


Figura 13 - Espectro de señal presión diferencial - punto 2

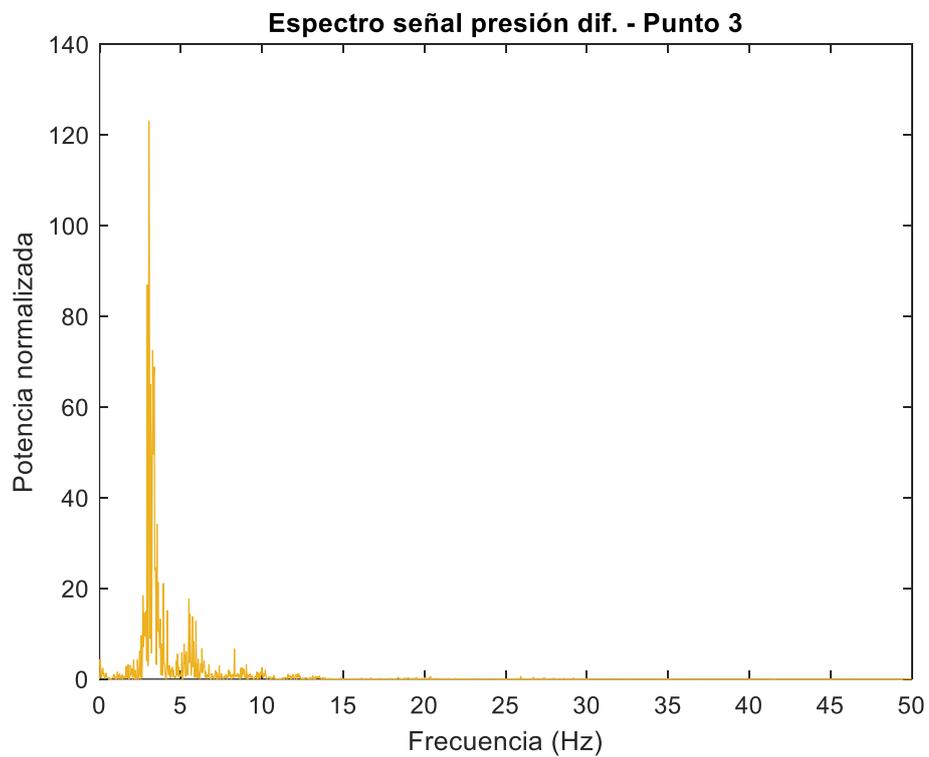


Figura 14 - Espectro de señal presión diferencial - punto 3

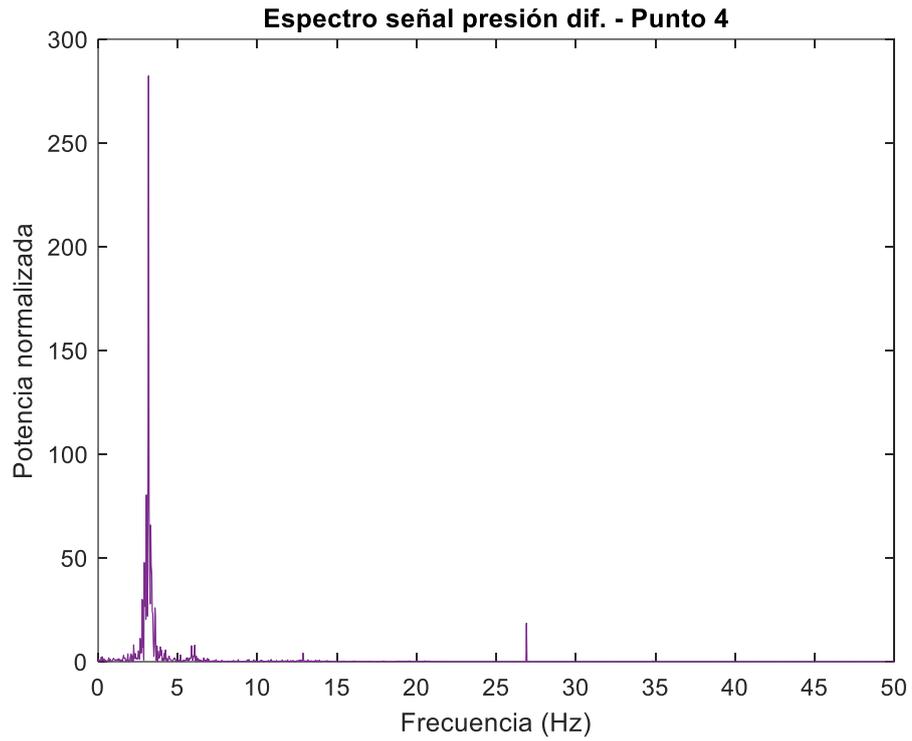


Figura 15 - Espectro de señal presión diferencial - punto 4

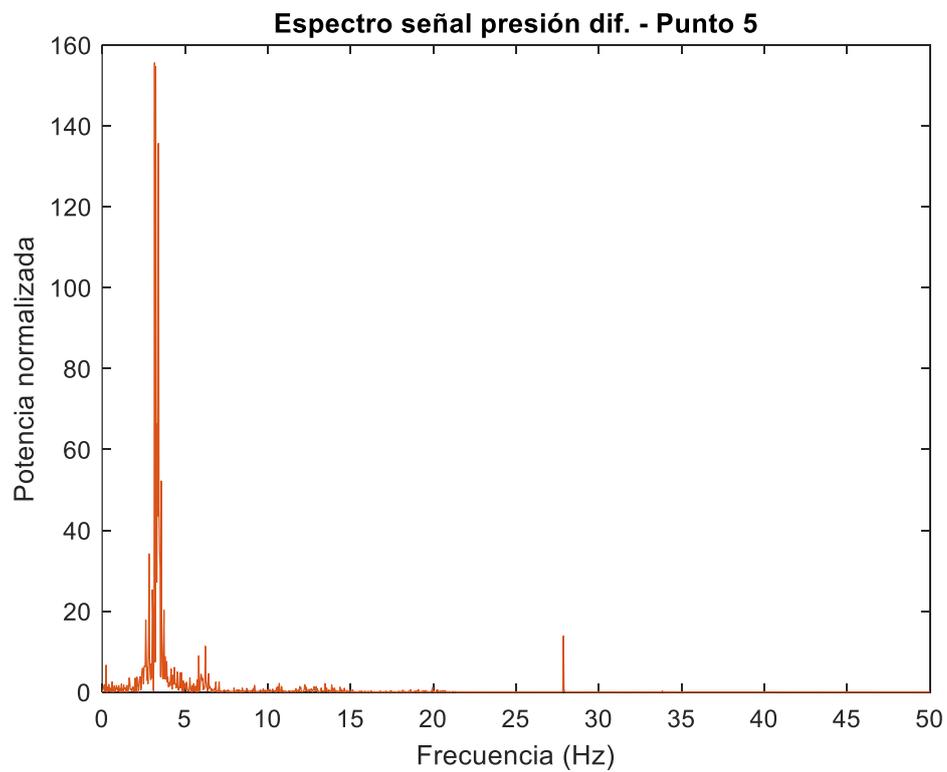


Figura 16 - Espectro de señal presión diferencial - punto 5

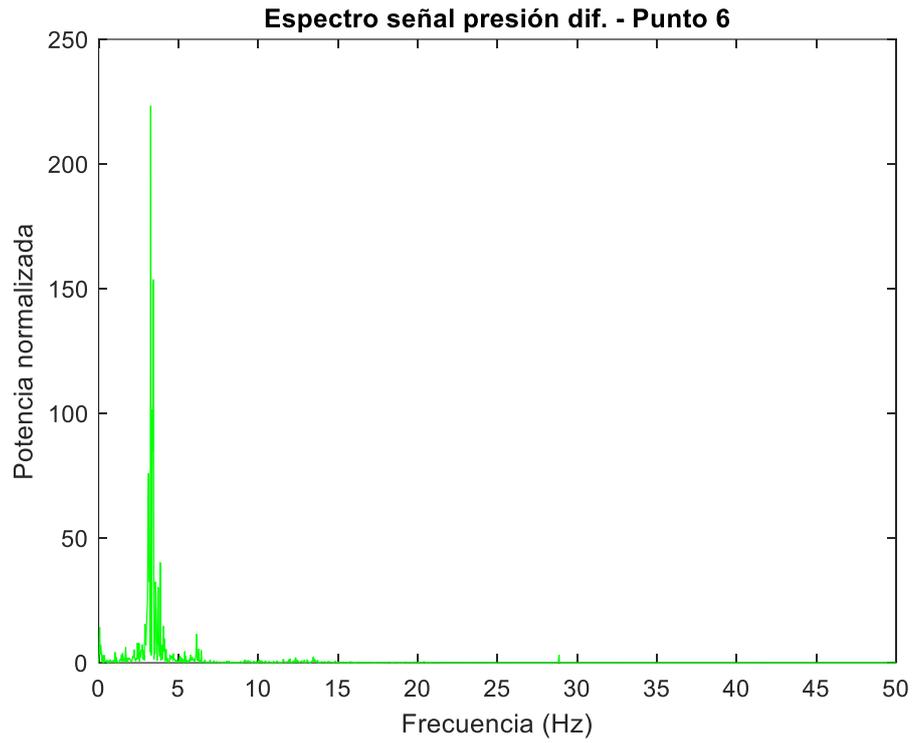


Figura 17 - Espectro de señal presión diferencial - punto 6

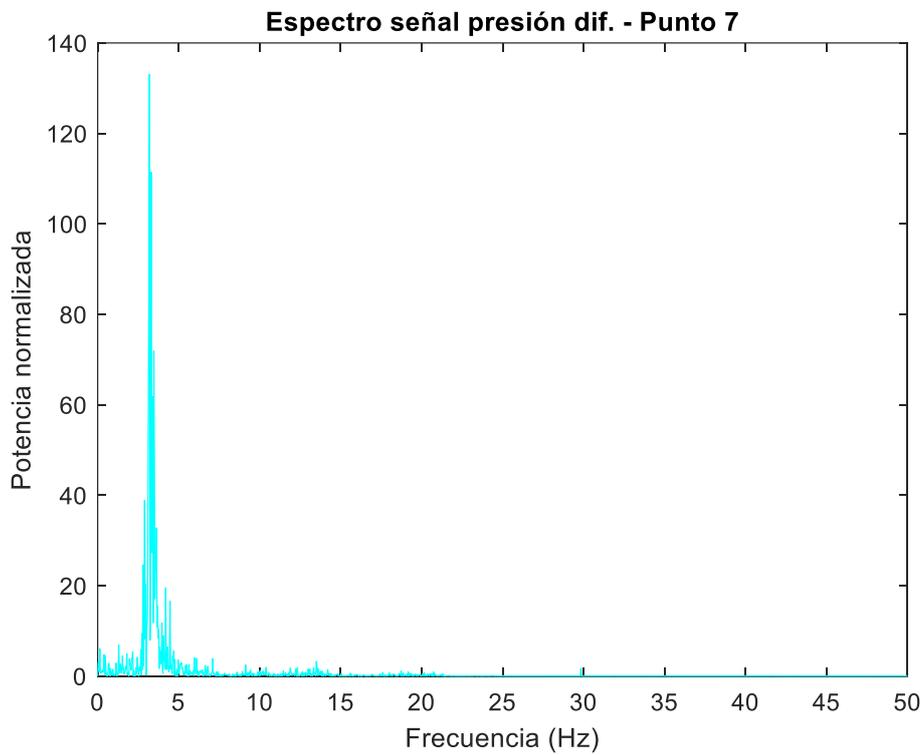


Figura 18 - Espectro de señal presión diferencial - punto 7

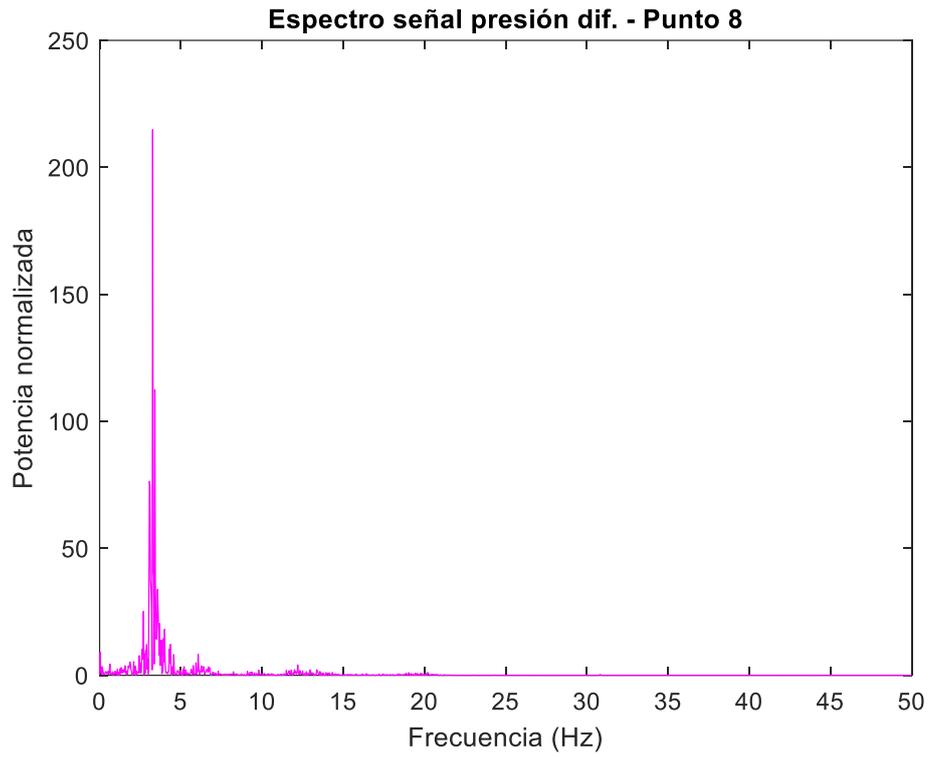


Figura 19 - Espectro de señal presión diferencial - punto 8

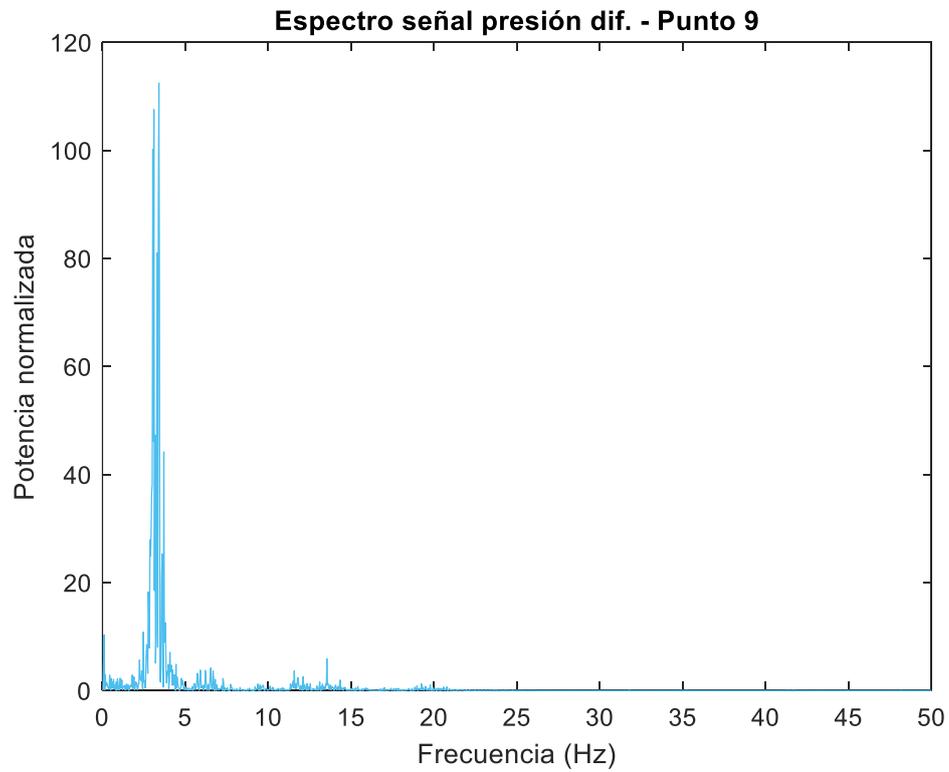


Figura 20 - Espectro de señal presión diferencial - punto 9

## 2. Caudal

### 2.1. Series temporales

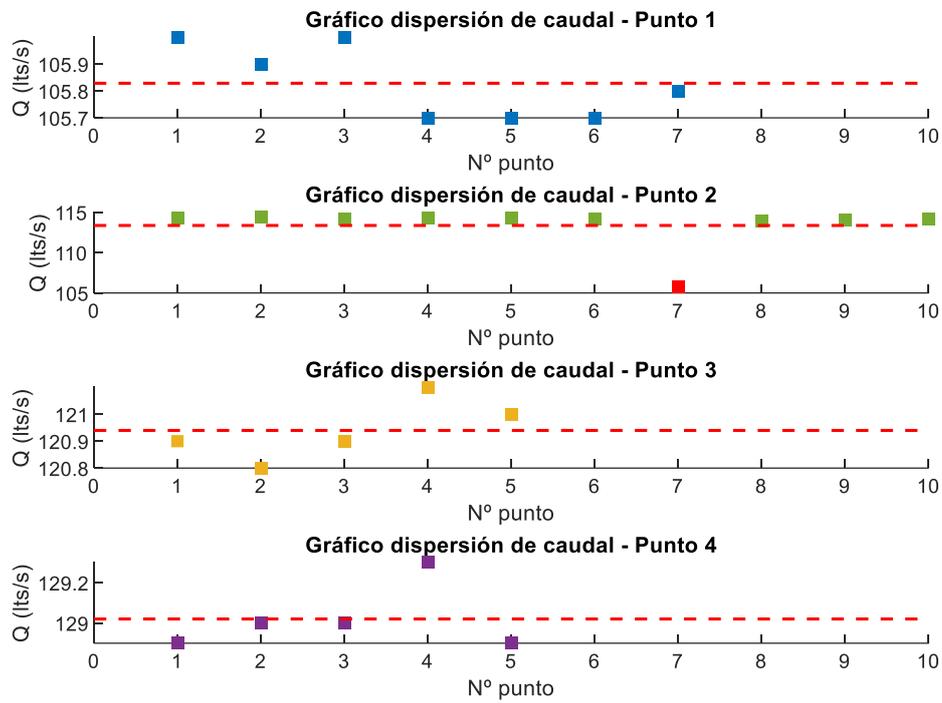


Figura 21 - Gráficos de dispersión de datos de caudal - puntos 1 a 4

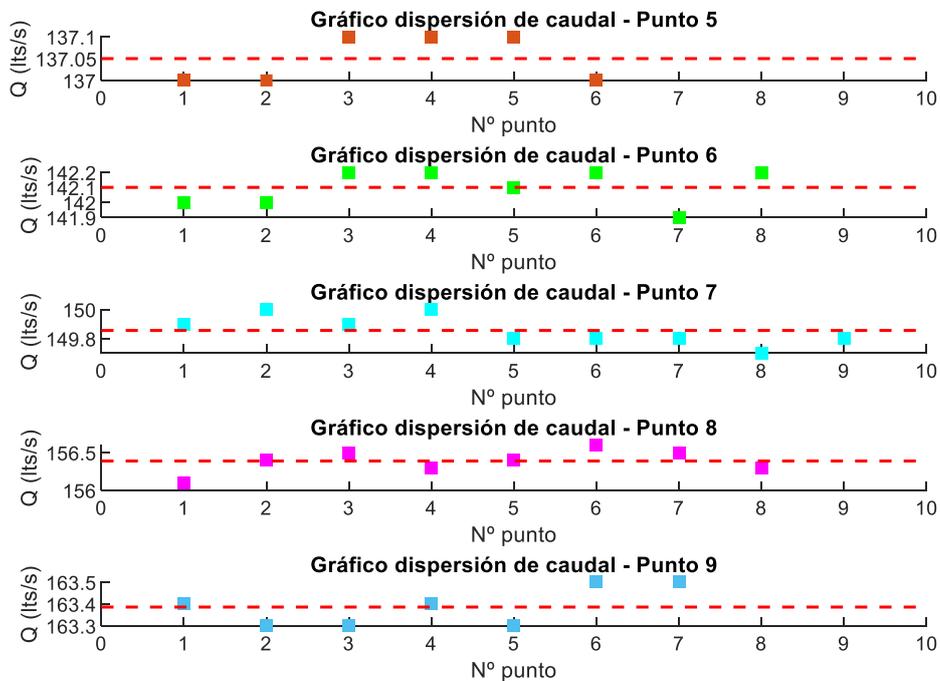


Figura 22 - Gráficos de dispersión de datos de caudal - puntos 5 a 9

### 3. Velocidad de giro

#### 3.1. Series temporales

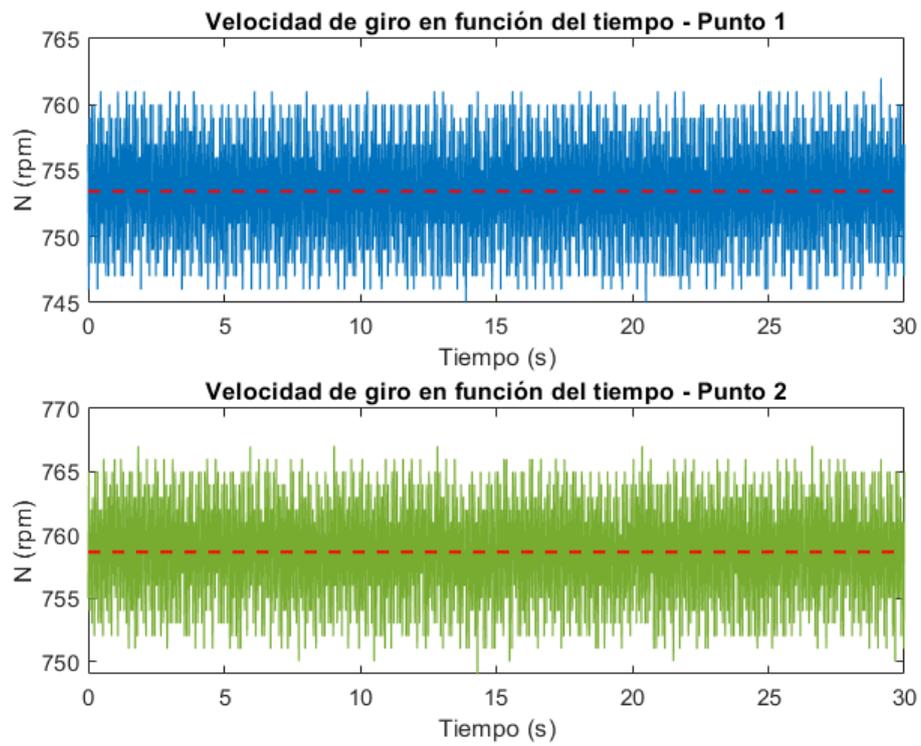


Figura 23 - Serie temporal de velocidad de giro - puntos 1 y 2

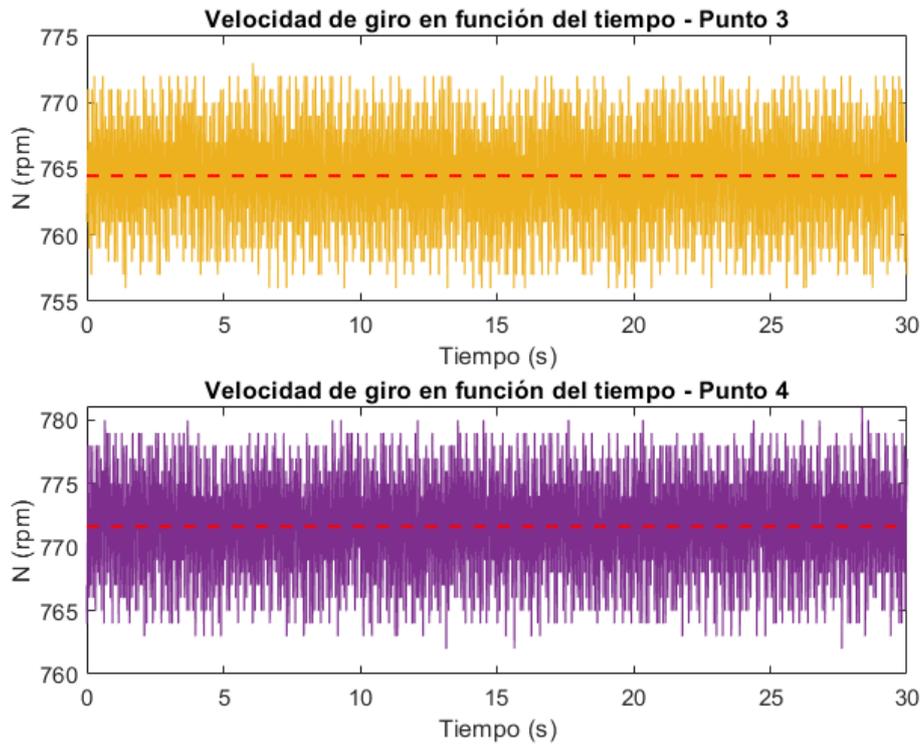


Figura 24 - Serie temporal de velocidad de giro - puntos 3 y 4

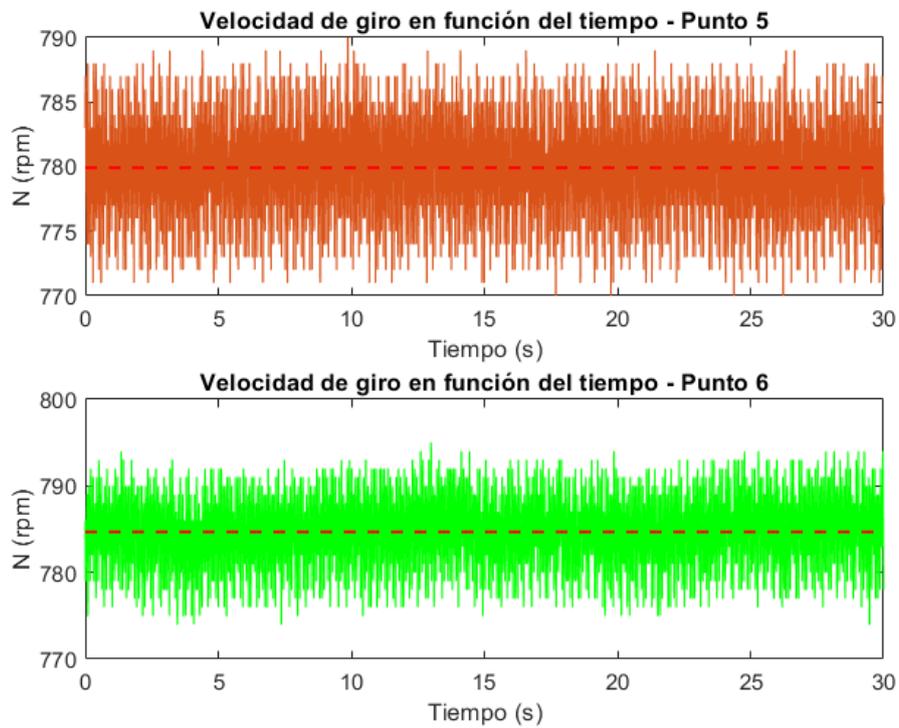


Figura 25 - Serie temporal de velocidad de giro - puntos 5 y 6

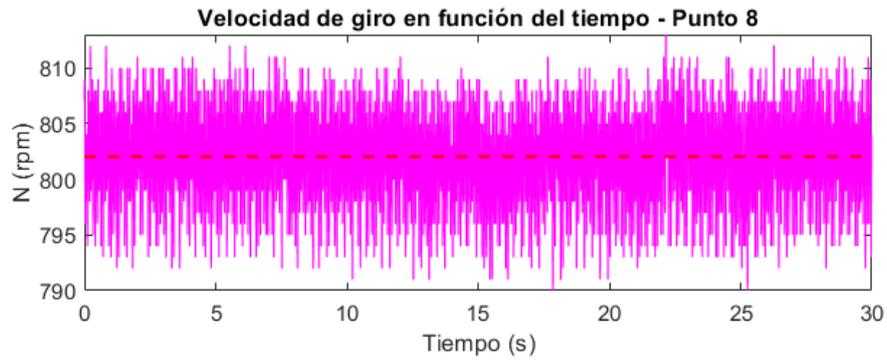
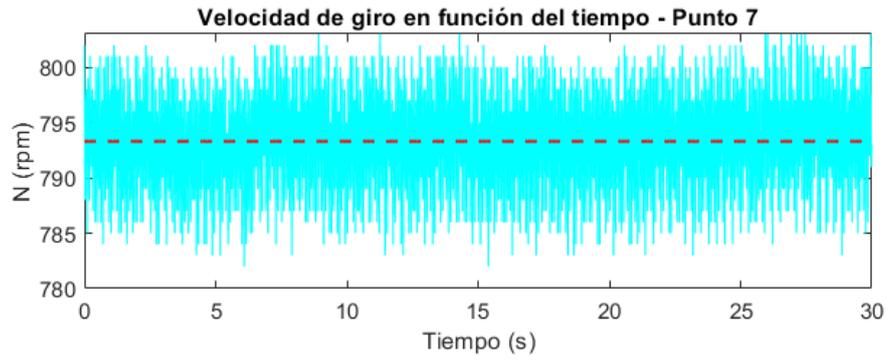


Figura 26 - Serie temporal de velocidad de giro - puntos 7 y 8

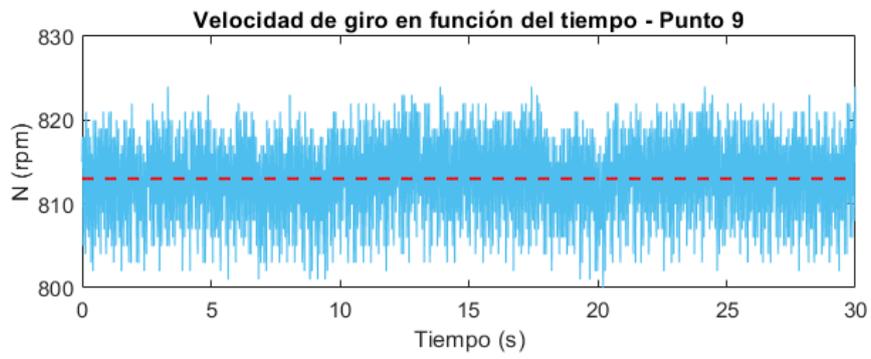


Figura 27 - Serie temporal de velocidad de giro - punto 9

### 3.2. Histogramas de frecuencia

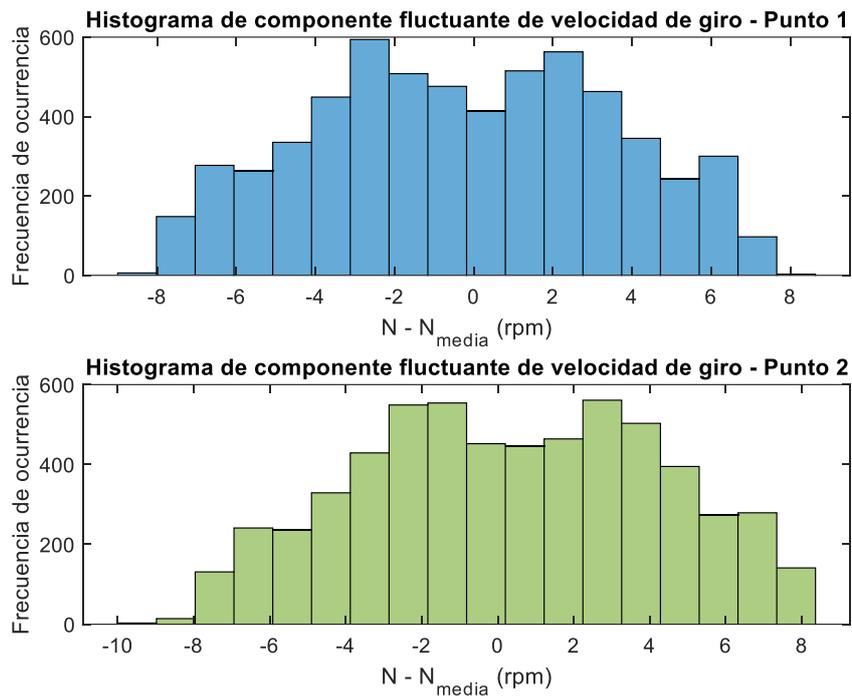


Figura 28 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - puntos 1 y 2

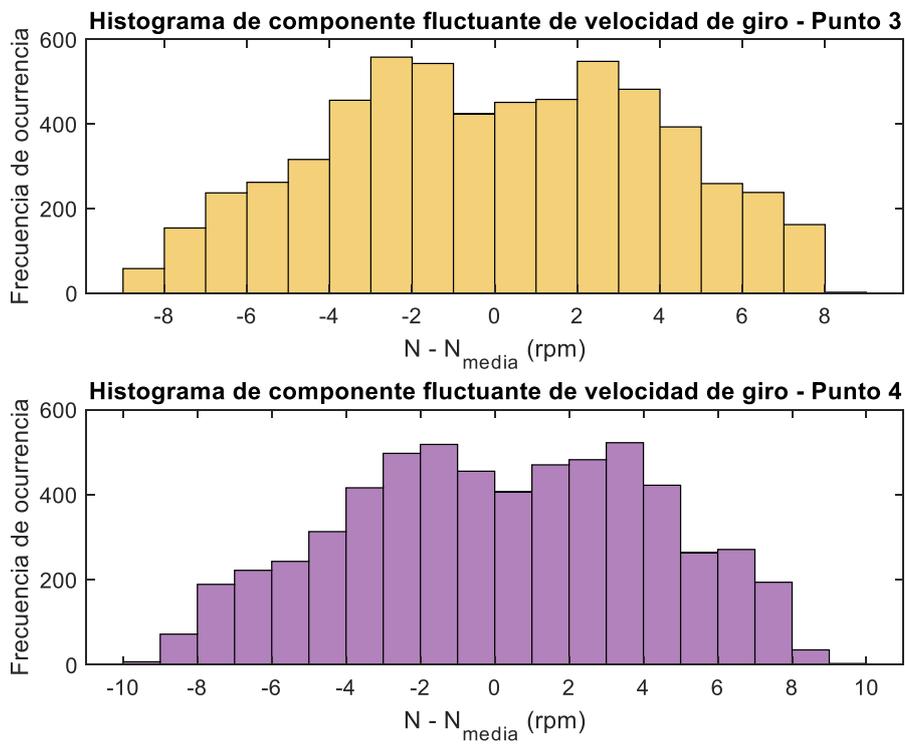
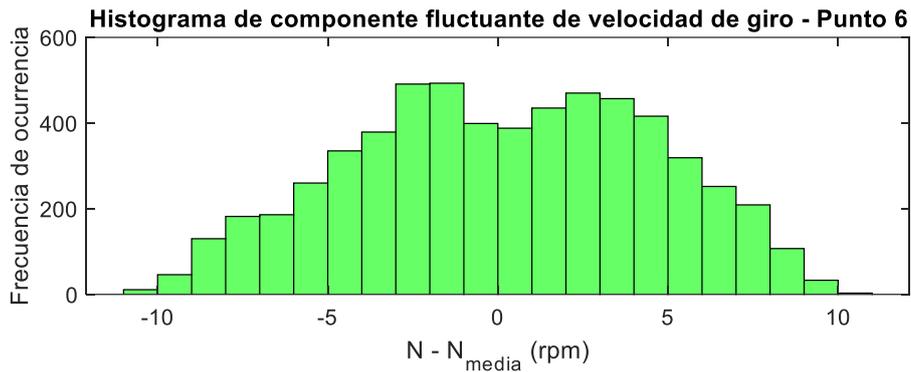
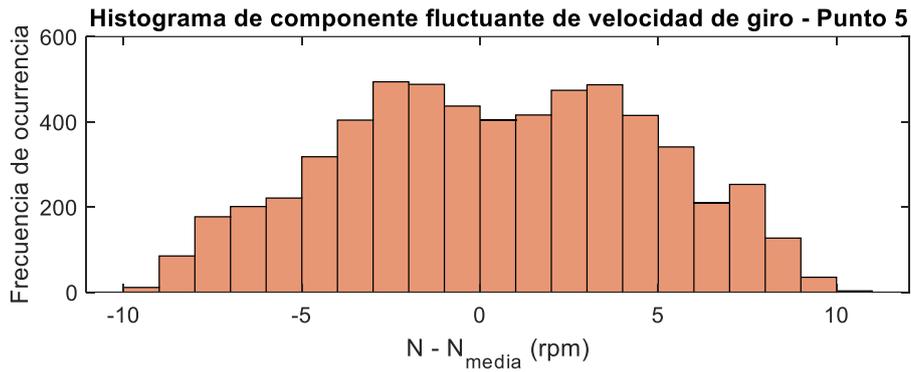
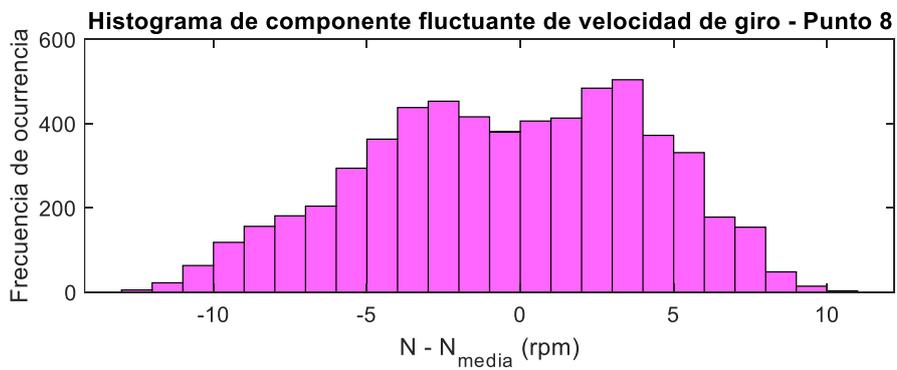
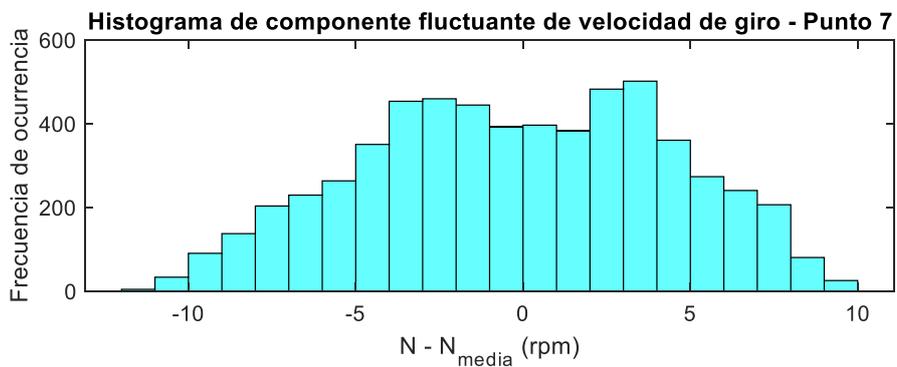


Figura 29 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - puntos 3 y 4



*Figura 30 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - puntos 5 y 6*



*Figura 31 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - puntos 7 y 8*

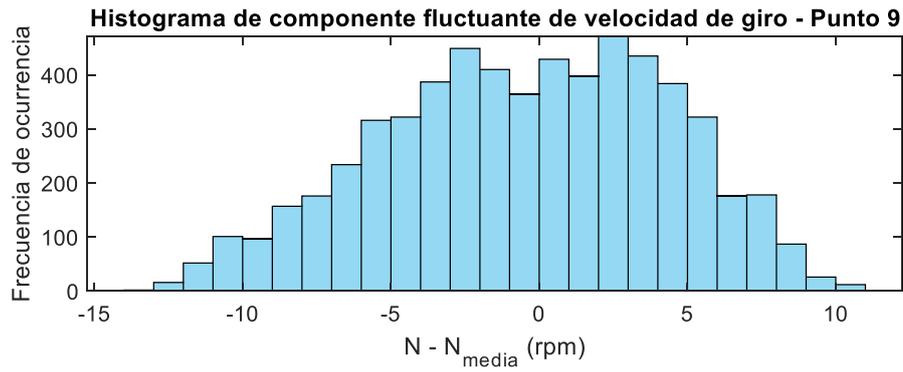


Figura 32 - Histograma de frecuencia serie velocidad de giro - punto 9

### 3.3. Espectros

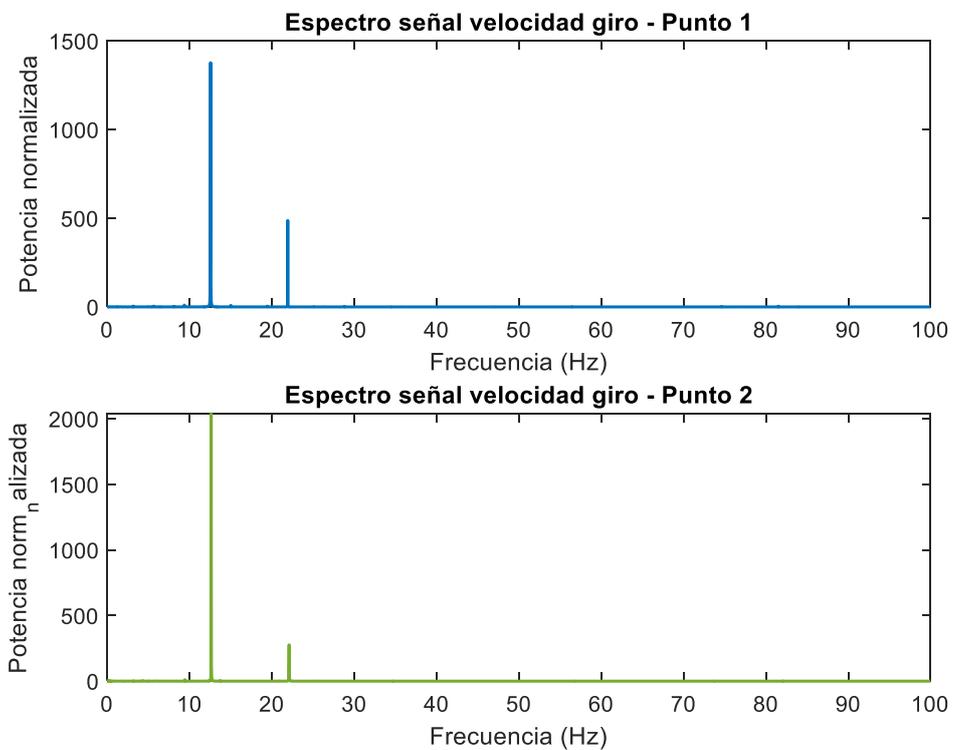


Figura 33 - Espectro señal velocidad de giro - puntos 1 y 2

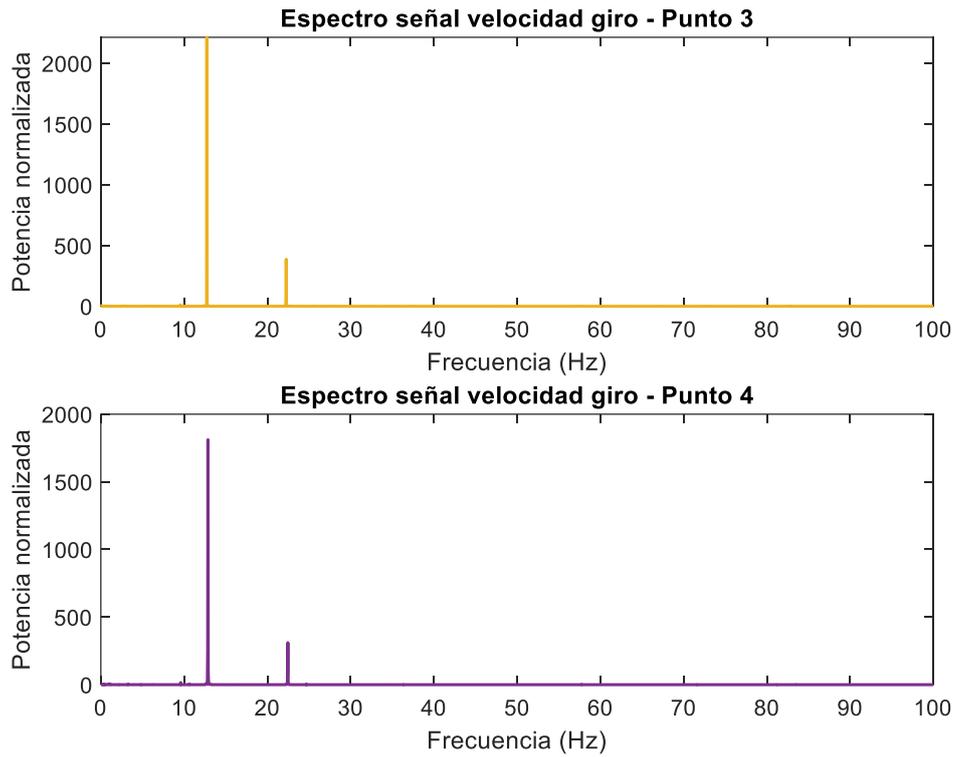


Figura 34 - Espectro señal velocidad de giro - puntos 3 y 4

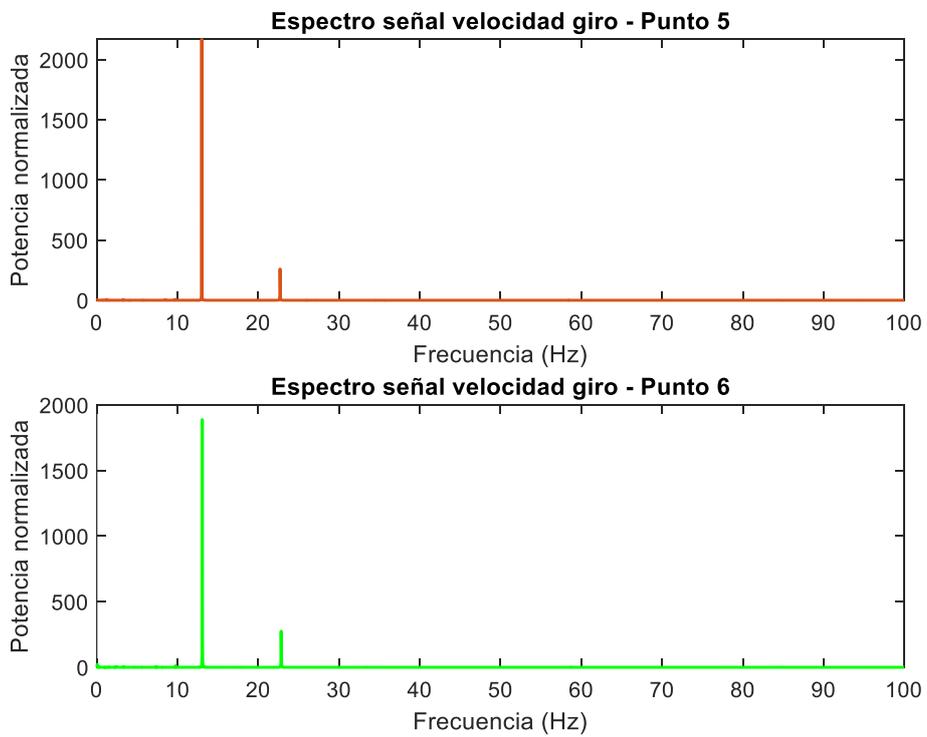


Figura 35 - Espectro señal velocidad de giro - puntos 5 y 6

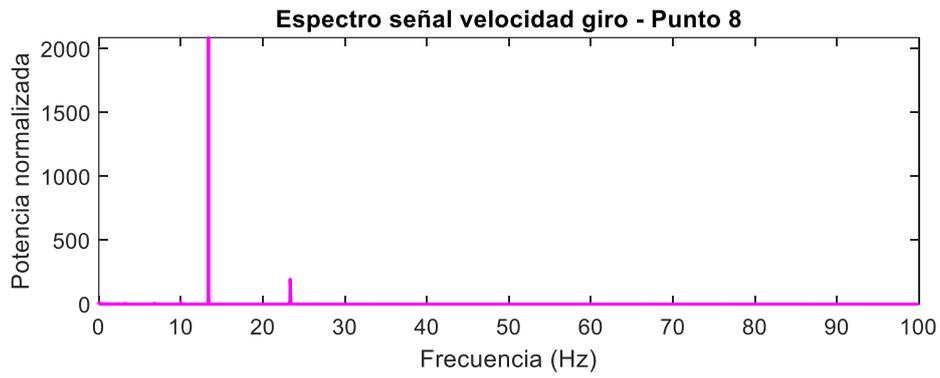
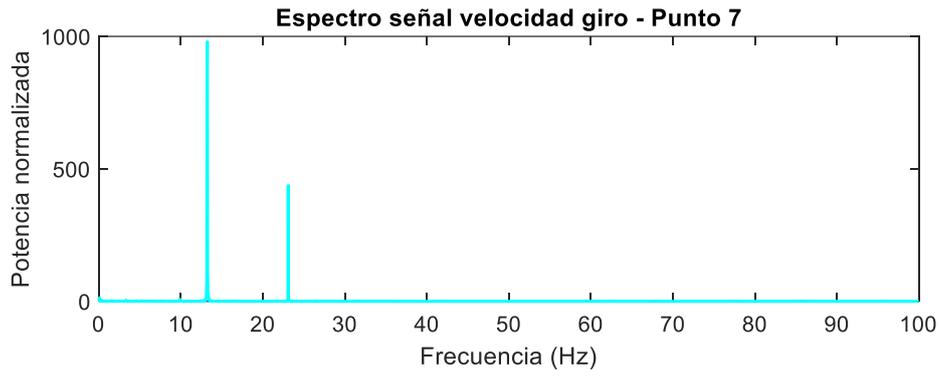


Figura 36 - Espectro señal velocidad de giro - puntos 7 y 8

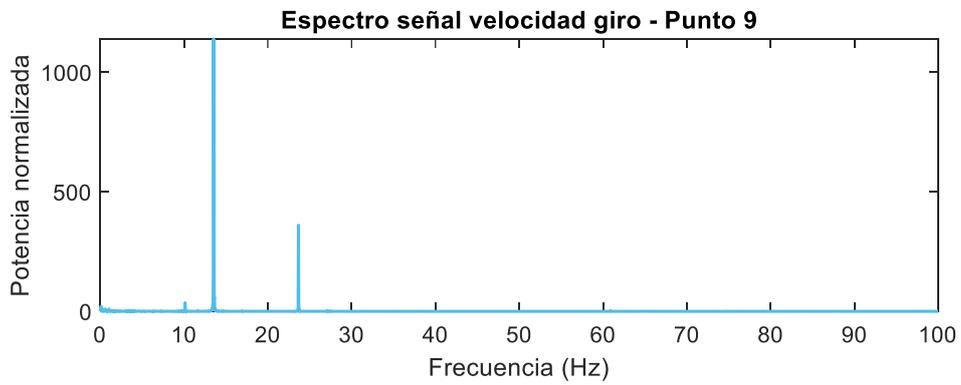


Figura 37 - Espectro señal velocidad de giro - punto 9

## 4. Par mecánico

### 4.1. Series temporales

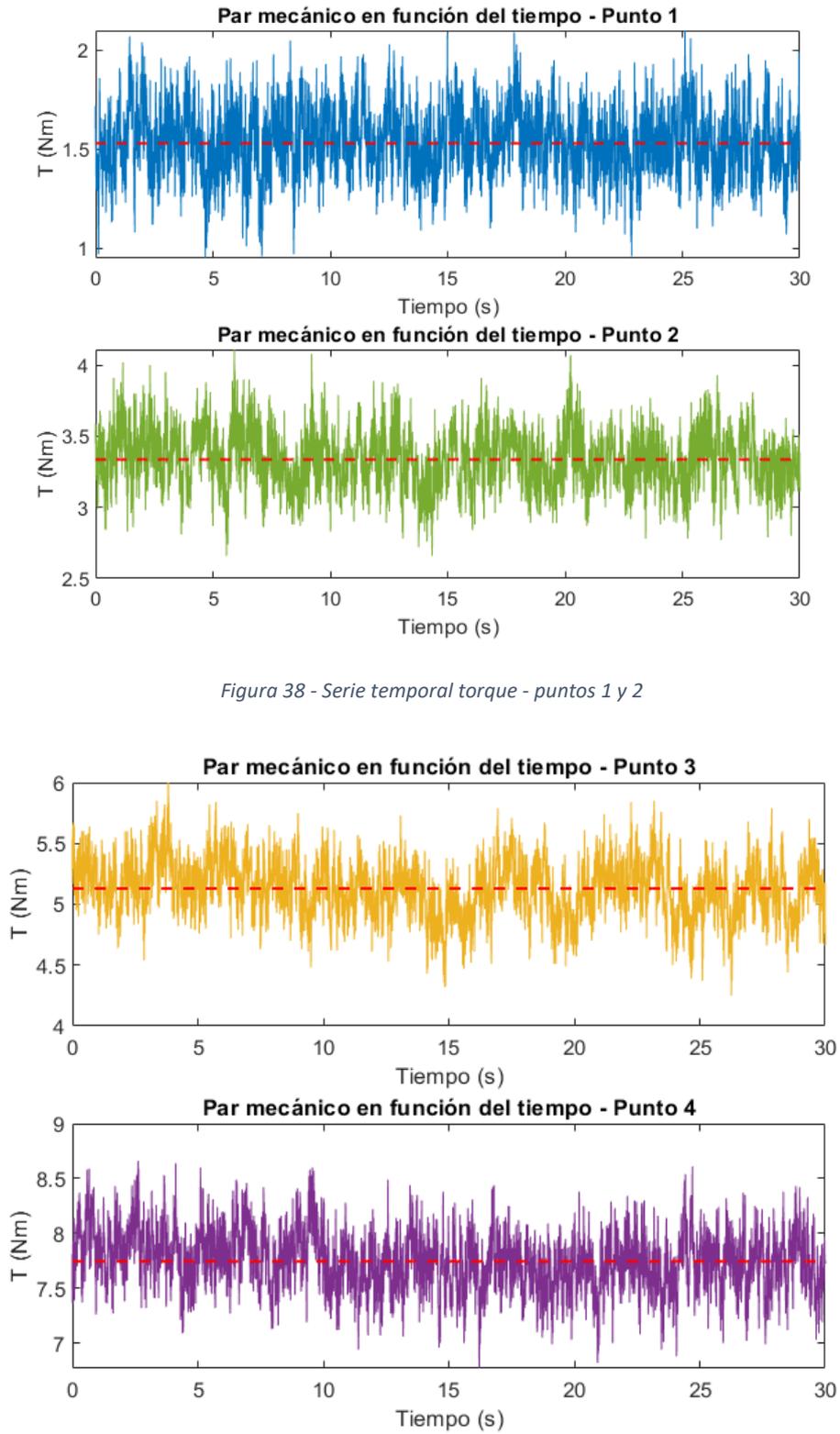
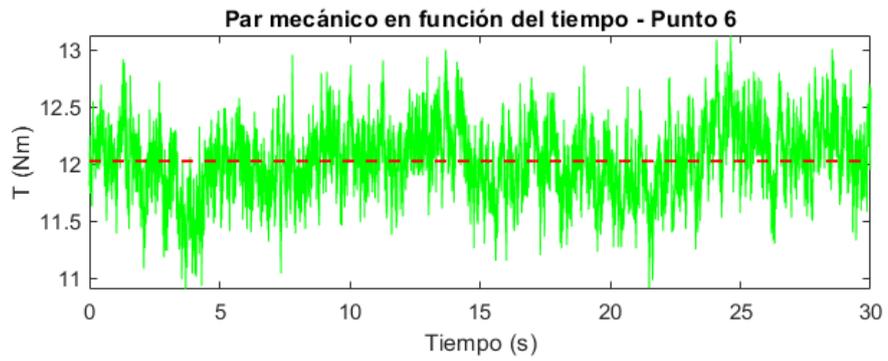
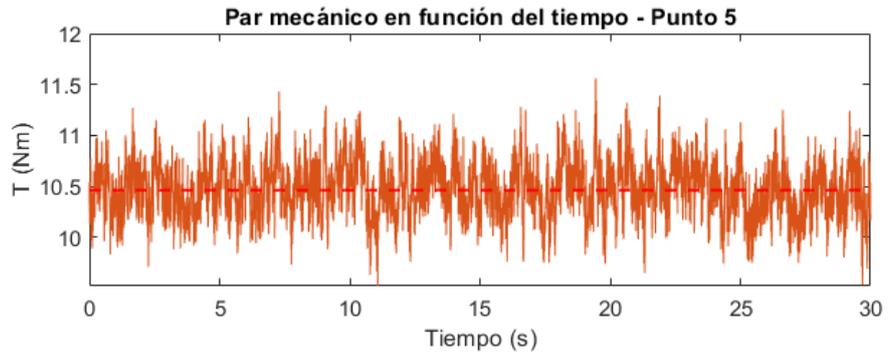
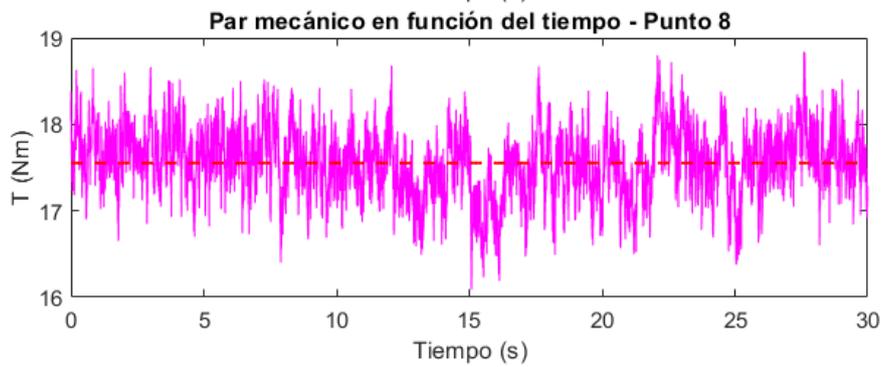
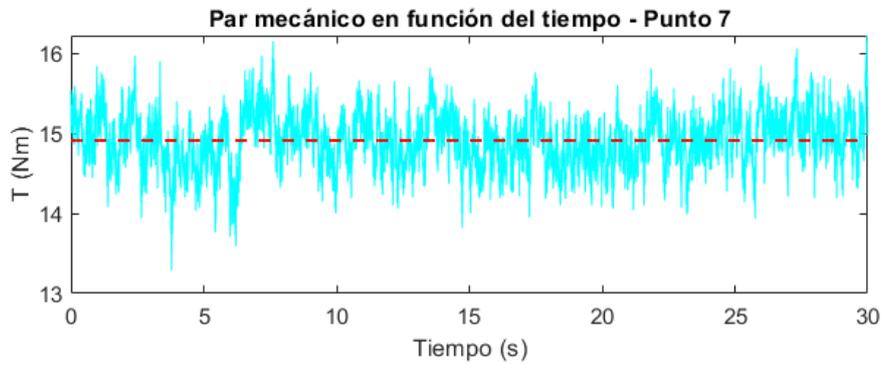


Figura 38 - Serie temporal torque - puntos 1 y 2

Figura 39 - Serie temporal torque - puntos 3 y 4



*Figura 40 - Serie temporal torque - puntos 5 y 6*



*Figura 41 - Serie temporal torque - puntos 7 y 8*

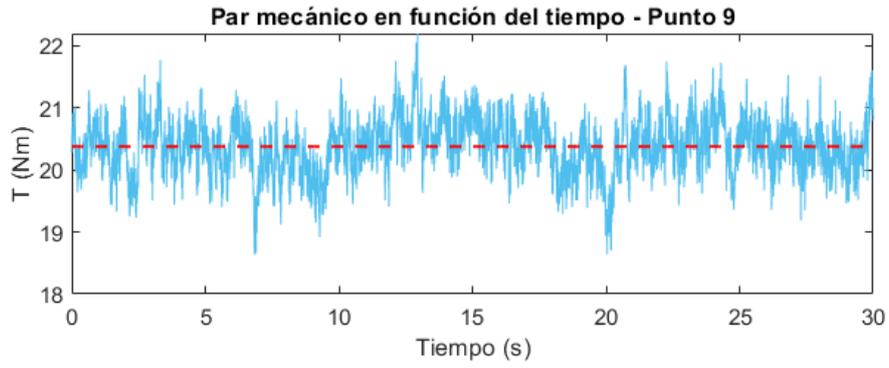


Figura 42 - Serie temporal torque - punto 9

#### 4.2. Histogramas de frecuencia

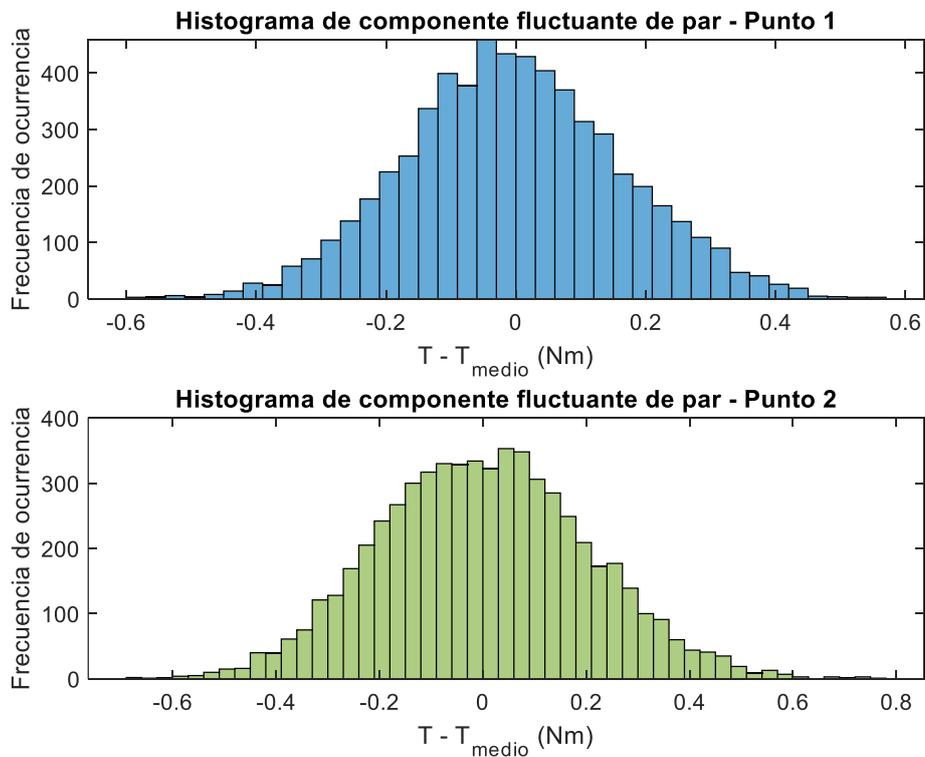
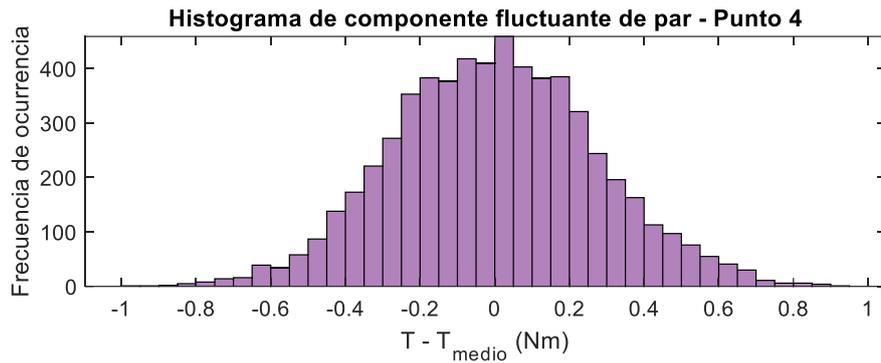
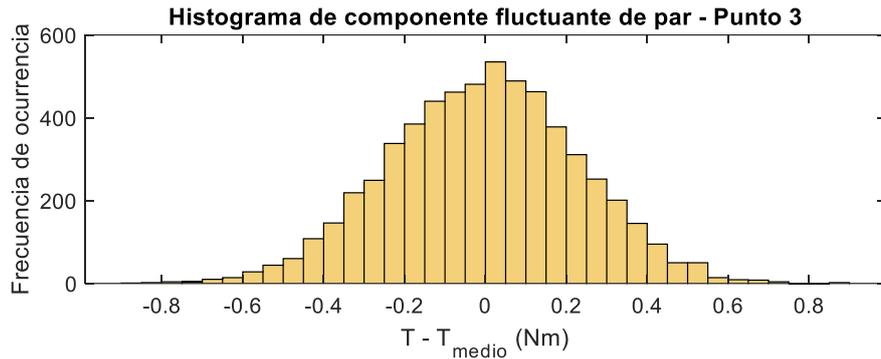
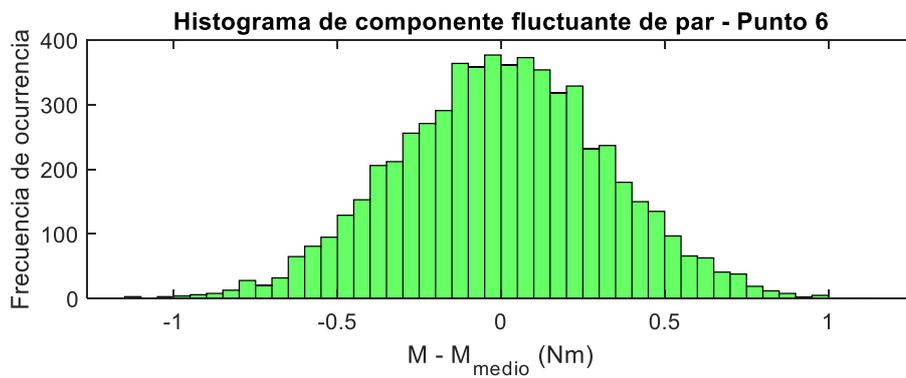
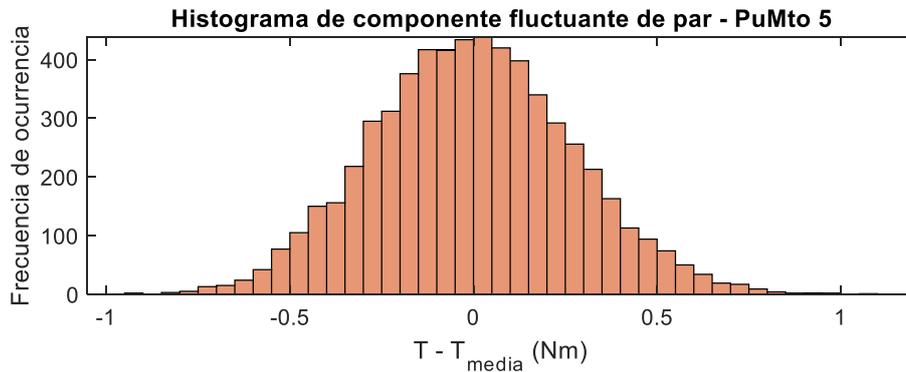


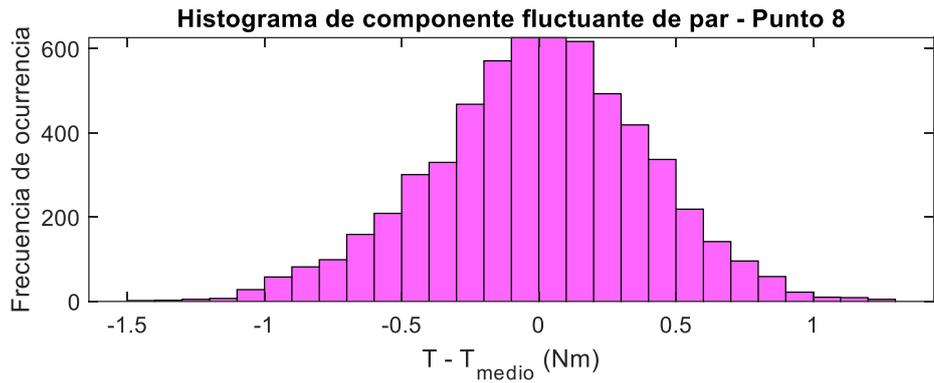
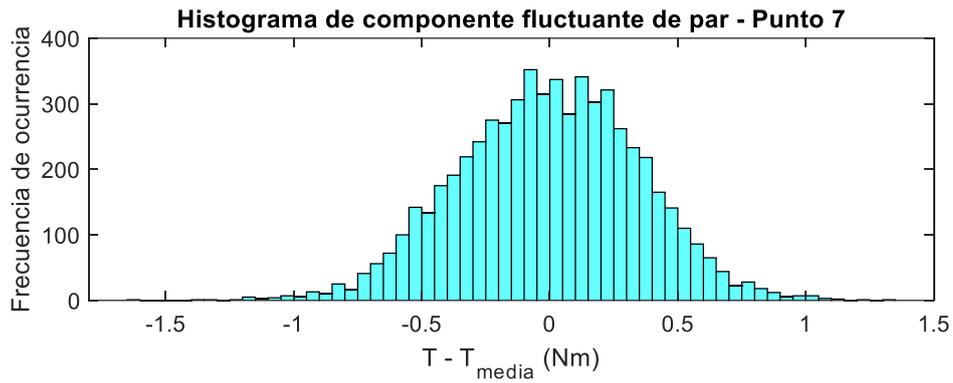
Figura 43 - Histograma de frecuencia de torque - puntos 1 y 2



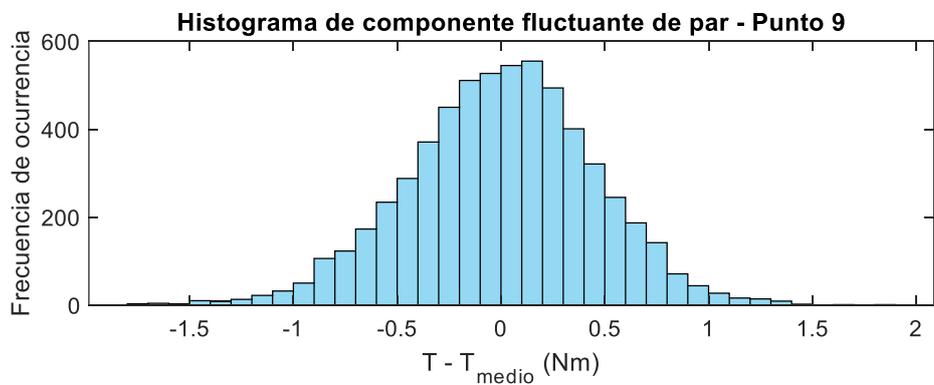
*Figura 44 - Histograma de frecuencia de torque - puntos 3 y 4*



*Figura 45 - Histograma de frecuencia de torque - puntos 5 y 6*



*Figura 46 - Histograma de frecuencia de torque - puntos 7 y 8*



*Figura 47 - Histograma de frecuencia de torque - punto 9*

### 4.3. Espectros

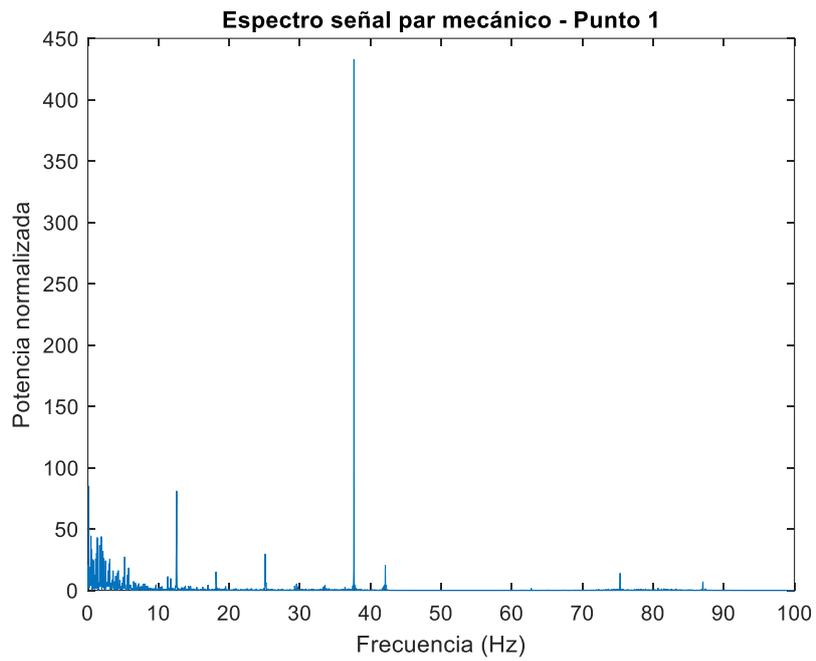


Figura 48 - Espectro de señal de torque - punto 1

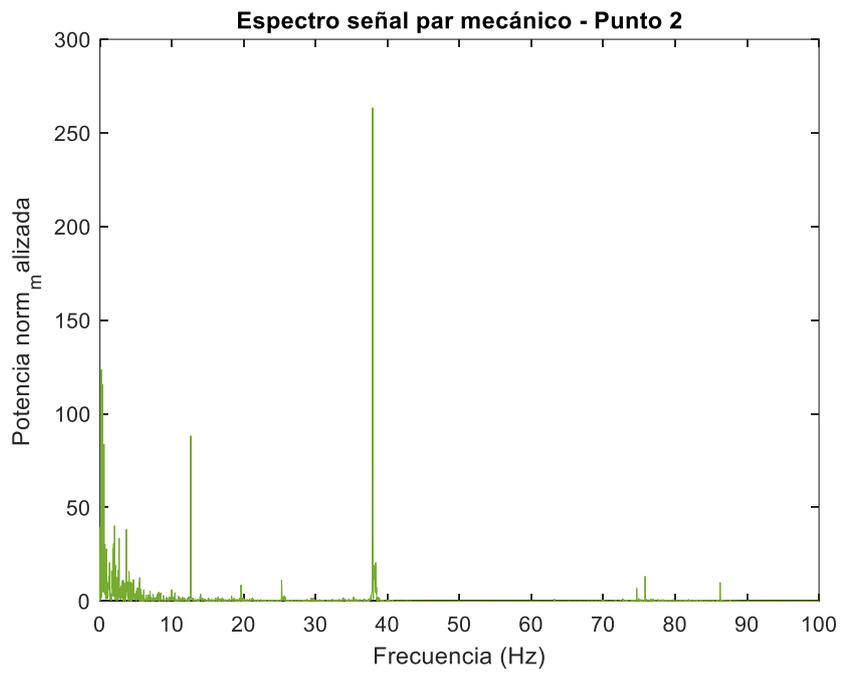


Figura 49 - Espectro de señal de torque - punto 2

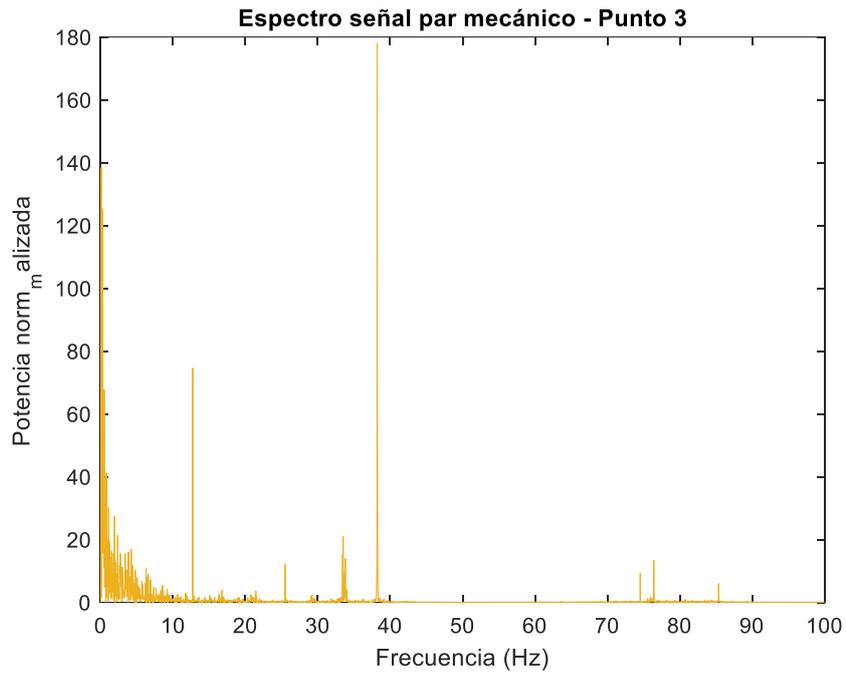


Figura 50 - Espectro de señal de torque - punto 3

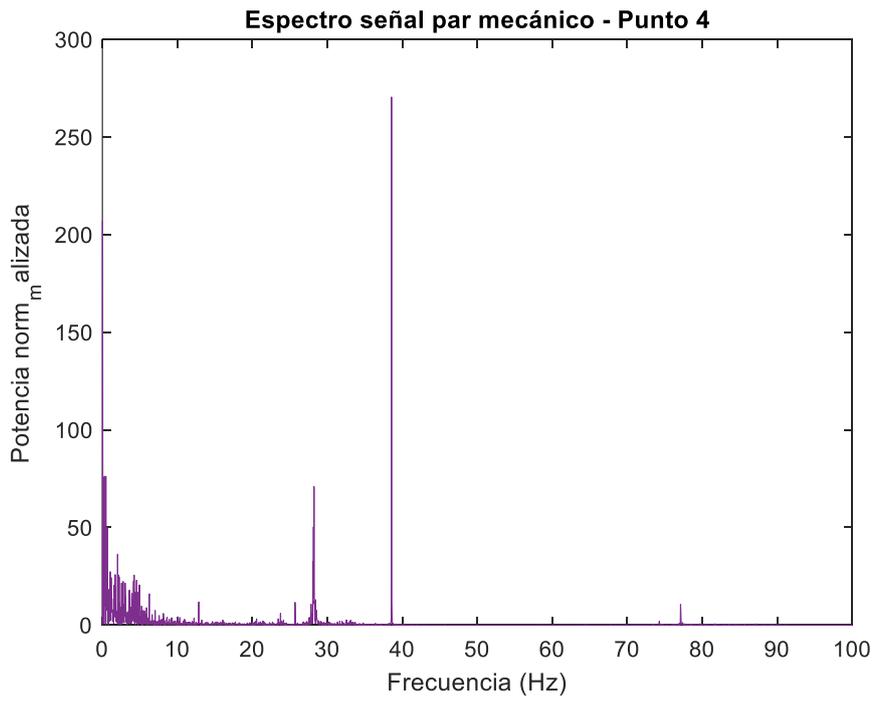


Figura 51 - Espectro de señal de torque - punto 4

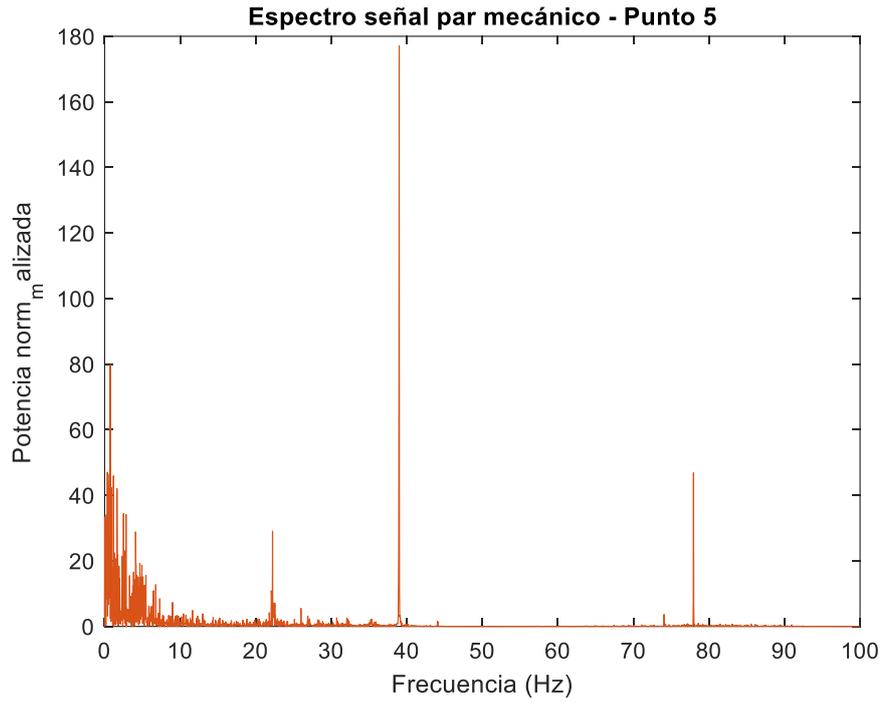


Figura 52 - Espectro de señal de torque - punto 5

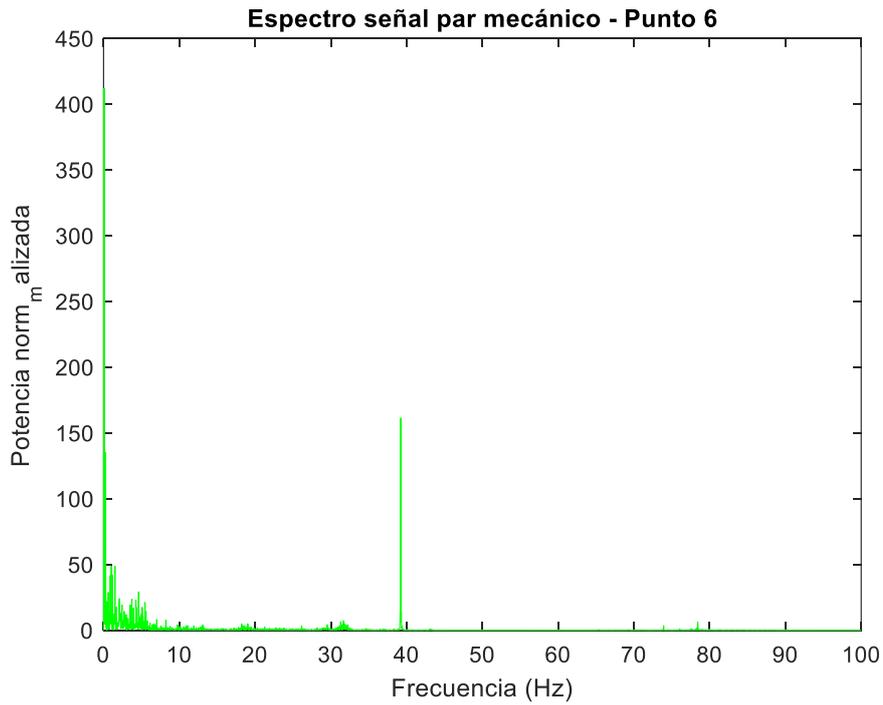


Figura 53 - Espectro de señal de torque - punto 6

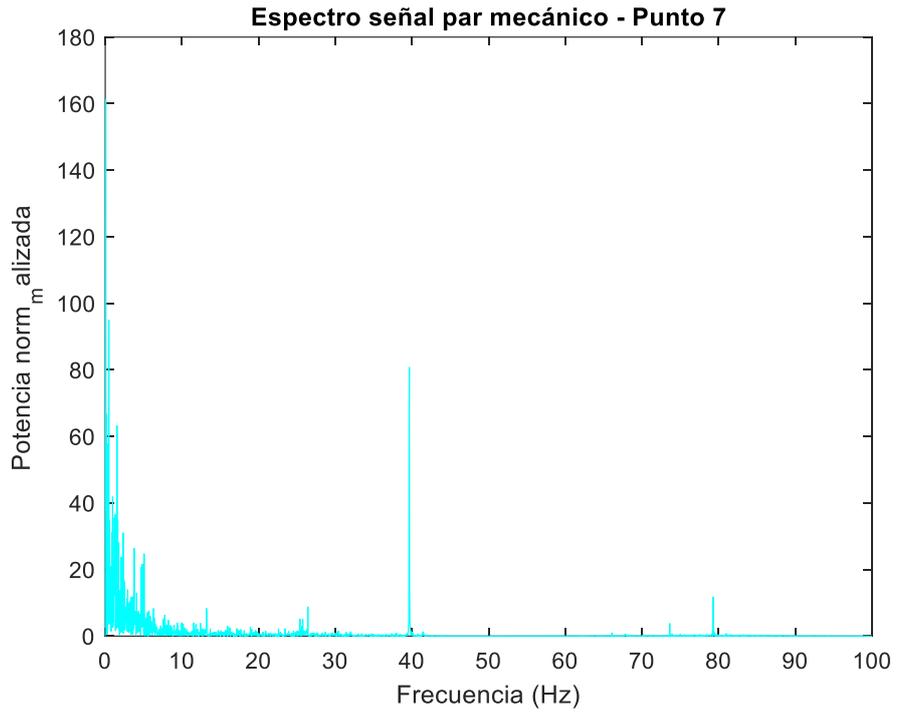


Figura 54 - Espectro de señal de torque - punto 7

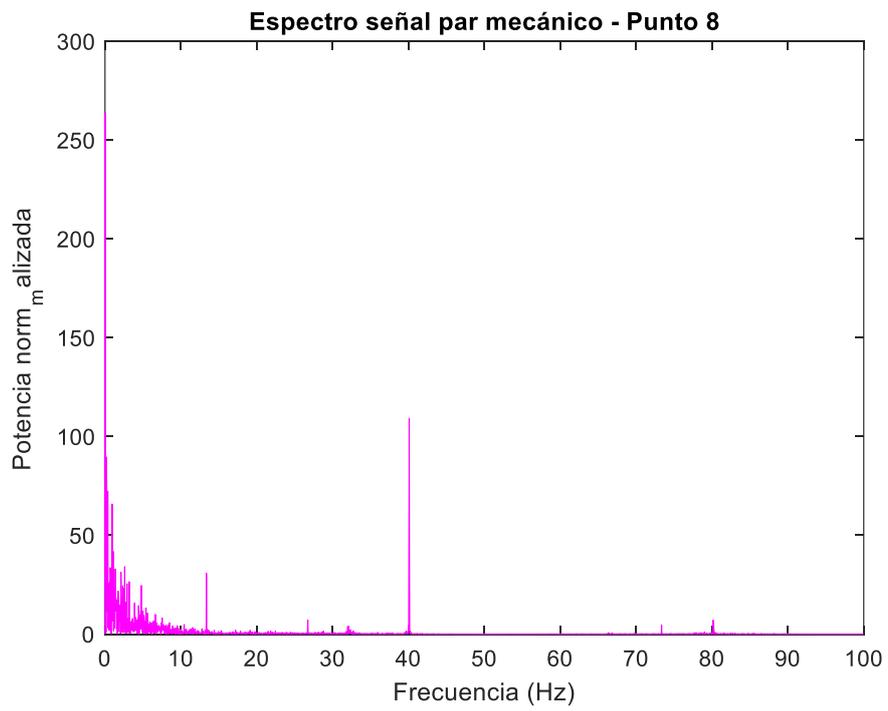


Figura 55 - Espectro de señal de torque - punto 8

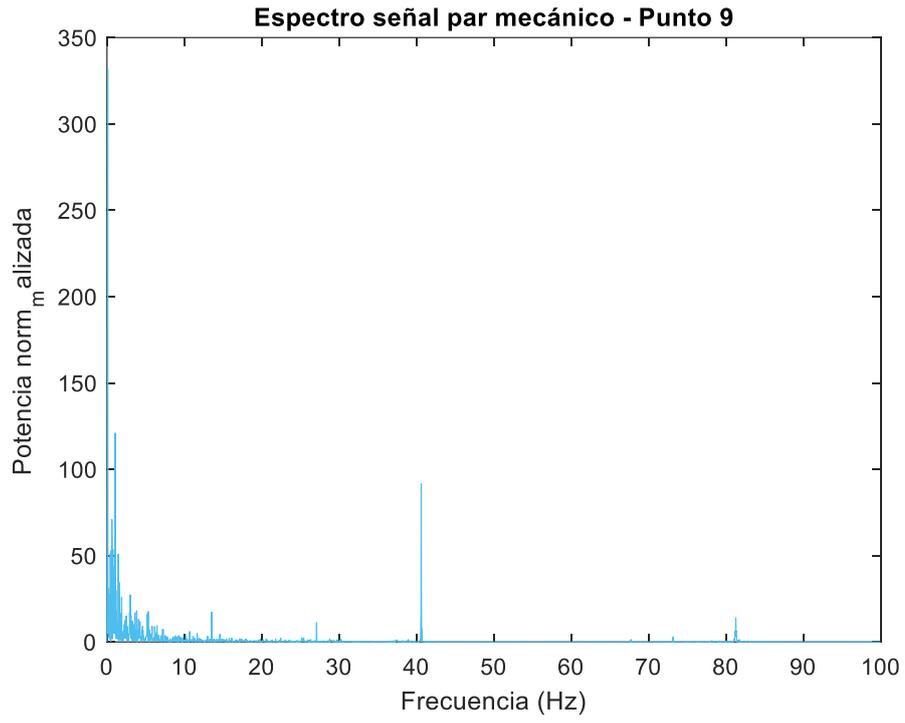


Figura 56 - Espectro de señal de torque - punto 9