

Noviembre 2022

Prediseño de Hydraulic Power Take Off sobre Energía Undimotriz

Autor/es:

Hernández, Juan Laureano

DNI: 39787285 N° de Legajo: 11294

Mail de contacto: juanlaureanohernandez@gmail.com

Carrera de ingeniería: Electromecánica

Zarini, Agustín José

DNI: 39962649 N° de Legajo: 11423

Mail de contacto: agustinzarini1@gmail.com

Carrera de ingeniería: Electromecánica

Director:

Ricardo Zucal

Mar del Plata, 11 de noviembre de 2022.



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).

Noviembre 2022

Prediseño de Hydraulic Power Take Off sobre Energía Undimotriz

Autor/es:

Hernández, Juan Laureano

DNI: 39787285 N° de Legajo: 11294

Mail de contacto: juanlaureanohernandez@gmail.com

Carrera de ingeniería: Electromecánica

Zarini, Agustín José

DNI: 39962649 N° de Legajo: 11423

Mail de contacto: agustinzarini1@gmail.com

Carrera de ingeniería: Electromecánica

Director:

Ricardo Zucal

Mar del Plata, 11 de noviembre de 2022.

ÍNDICE

| | |
|--|----|
| 1. RESUMEN | 1 |
| 2. INTRODUCCIÓN | 3 |
| 2.1. INTRODUCCIÓN | 3 |
| 2.2. OBJETIVOS | 4 |
| 3. MARCO TEÓRICO | 5 |
| 3.1. LA ENERGÍA DE LAS OLAS | 5 |
| 3.2. INTRODUCCIÓN: ENERGÍA DE LAS OLAS | 5 |
| 3.3. LAS OLAS | 5 |
| 3.4. ENERGÍA UNDIMOTRIZ | 8 |
| 3.4.1. ¿DE DÓNDE EXTRAEMOS LA ENERGÍA? | 9 |
| 3.5. ESTADO DEL ARTE DE LOS PTOs HIDRÁULICOS EXISTENTES | 10 |
| 3.5.1. GENERALIDADES PTOs HIDRÁULICOS | 12 |
| 3.5.2. SWASH PLATE | 13 |
| 3.5.3. DDPM TRANSMISSION | 16 |
| 3.5.4. DDPM TRANSMISSION WEDDING CAKE | 19 |
| 3.5.5. DISCRETE CYLINDER CONTROL (MULTICHAMBER PISTON) | 20 |
| 3.6. RESUMEN PTOs | 21 |
| 3.6.1. RESUMEN SWASH PLATE | 21 |
| 3.6.2. RESUMEN DDPM TRANSMISSION | 22 |
| 3.6.3. RESUMEN DDPM TRANSMISSION WEDDING CAKE | 23 |
| 3.6.4. RESUMEN DISCRETE CYLINDER CONTROL (MULTICHAMBER PISTON) | 24 |
| 4. ANÁLISIS DINÁMICO SISTEMA BRAZO-PISTÓN | 27 |
| 4.1. INFORMACIÓN BASE DEL ESTUDIO DEL ING. GELOS | 29 |
| 4.2. JUSTIFICACIÓN OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA | 31 |
| 4.2.1. FUERZAS DE REACCIÓN | 32 |
| 4.2.2. MOMENTO “M” | 39 |
| 4.2.3. RELACIÓN ENTRE TITA θ Y EL TIEMPO t | 43 |
| 4.2.4. LARGO DEL CILINDRO | 45 |
| 4.3. ANÁLISIS POSICIÓN BRAZO DEL PISTÓN Y ALTURA ENTRE LOS DOS AGARRES BRAZO PISTÓN/BRAZO BOYA | 46 |
| 4.3.1. ANÁLISIS POSICIÓN X | 49 |
| 4.3.2. ANÁLISIS POSICIÓN A | 50 |
| 4.4. MEDIDAS FINALES | 52 |
| 4.5. CARRERA MÁXIMA DEL CILINDRO | 53 |

| | |
|---|----|
| 4.6. FUERZA EN POSICIÓN FINAL | 57 |
| 4.7. CONCLUSIONES DEL APARTADO | 57 |
| 5. ANÁLISIS HIDRÁULICO | 59 |
| 5.1. RENDIMIENTO DEL SISTEMA MECÁNICO | 59 |
| 5.1.1. RENDIMIENTO DE LA CARRERA | 60 |
| 5.1.2. RENDIMIENTO DE LAS FUERZAS | 61 |
| 5.1.3. RENDIMIENTO FINAL | 62 |
| 5.2. GENERADOR ELEGIDO | 62 |
| 5.3. POTENCIA DE ENTRADA AL SISTEMA HIDRÁULICO | 63 |
| 5.3.1. PRESIÓN DE ENTRADA | 64 |
| 5.3.2. CAUDAL DE ENTRADA | 65 |
| 5.4. LÍNEA DE PRESIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO | 66 |
| 5.4.1. REGULADORA DE CAUDAL Y CÁLCULO PARA SELECCIÓN ACUMULADOR | 68 |
| 5.4.2. REGULADORA DE PRESIÓN | 72 |
| 5.5. POTENCIA DE SALIDA DEL SISTEMA HIDRÁULICO | 73 |
| 5.5.1. CÁLCULO DE VELOCIDAD EJE DEL MOTOR | 75 |
| 5.5.2. CÁLCULO DE TORQUE EJE DEL MOTOR | 77 |
| 5.6. EFICIENCIA DEL GENERADOR | 78 |
| 5.7. RESULTADOS FINALES | 79 |
| 6. ELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO | 81 |
| 6.1. SISTEMA HIDRÁULICO | 81 |
| 6.2. SELECCIÓN CILINDRO | 83 |
| 6.3. SELECCIÓN VÁLVULAS | 84 |
| 6.3.1. VÁLVULA SOLENOIDE 2/2 | 84 |
| 6.3.2. VÁLVULAS ANTIRRETORNO EN DISPOSICIÓN PUENTE H | 85 |
| 6.3.3. VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN | 87 |
| 6.3.4. VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN | 88 |
| 6.3.5. VÁLVULA CONTROLADORA DE CAUDAL | 89 |
| 6.4. SELECCIÓN DEL LIQUIDO HIDRÁULICO | 90 |
| 6.5. SELECCIÓN MOTOR HIDRÁULICO | 92 |
| 6.6. SELECCIÓN FILTROS | 93 |
| 6.6.1. FILTRO DE RETORNO Y SUCCIÓN | 95 |
| 6.7. SELECCIÓN ACUMULADOR / DEPOSITO HIRÁULICO | 96 |
| 6.7.1. DEPOSITO HIDRÁULICO | 96 |

| | |
|--|-----|
| 6.7.2. ACUMULADOR | 100 |
| 6.8. SELECCIÓN DEL GENERADOR | 101 |
| 6.9. SELECCIÓN MANGUERAS | 103 |
| 6.9.1. CÁLCULO DE TUBERÍAS | 103 |
| 6.9.2. PERDIDAS DE CARGA EN TUBERÍAS | 108 |
| 7. CONCLUSIONES | 113 |
| 8. EFECTOS AMBIENTALES DE LA ENERGÍA DE LAS OLAS Y OTRAS CONSIDERACIONES A FUTURO | 117 |
| 9. ANEXO | 121 |
| 9.1. ANEXO 1: GRÁFICOS DE PRESIÓN Y CAUDAL | 121 |
| 9.2. ANEXO 2: ITERACIÓN | 141 |
| 10. BIBLIOGRAFÍA | 143 |

1. RESUMEN

El proyecto final de grado se enmarca dentro de un Proyecto General liderado por el Grupo de Energía Undimotriz perteneciente al Laboratorio de instrumentación y Control (LIC), que forma parte a su vez del Instituto de investigaciones Científicas y Tecnológicas (ICyTE-CONICET), de doble dependencia con la Facultad de Ingeniería UNMDP.

A grandes rasgos, es objetivo de este trabajo el prediseño de un sistema hidráulico conversor de energía undimotriz a energía eléctrica en escala 1:10, a modo de comparar las características de salida con un sistema mecánico del mismo tipo de energía, realizado por el Ingeniero Eugenio Gelos.

El sistema partirá de la base o premisa de mantener la misma escala, potencia, velocidad y torque que el proyecto anteriormente mencionado, para lo cual mantendremos las medidas del brazo y flotador, con el fin de poder plantear una relación fidedigna.

Dentro del trabajo se desarrollará la tecnología del Power Take Off (PTO) hidráulico y se relevará el estado del arte de otros PTOs. Además, se realizará un prediseño del sistema hidráulico conjunto con la selección técnica de pistón, cilindro, acumulador, motor hidráulico, filtros, depósito hidráulico, válvulas, mangueras y generador eléctrico.

El prediseño se dividirá en una parte mecánica (desarrollo del sostén de sujeción) y una parte hidráulica (desarrollo del sistema hidráulico). Esto conlleva un arduo trabajo de desarrollos matemáticos para entender el comportamiento de las olas sobre el sistema de sujeción, y así poder trasladarlo al estudio hidráulico, con los parámetros de caudal y presión necesarios para la selección del conjunto y su posterior análisis de características de salida.

Finalmente queremos destacar la importancia de este trabajo como un estudio del que no había precedentes en habla hispana, dejando una base para los futuros interesados en el tema y apuntando hacia el crecimiento de las energías renovables, para poder tener así un futuro más verde y sustentable.

2. INTRODUCCIÓN

2.1. INTRODUCCIÓN

En la época actual la demanda de energía es muy elevada y en vez de mermar este crecimiento se evidencia cada vez más una mayor cantidad de consumo. Esto se debe principalmente al crecimiento poblacional que lleva a un alto consumo de combustibles fósiles, e introduce a los desafíos que impone revertir el cambio climático, siendo el consumo de estas energías convencionales, en cualquiera de sus variantes (calor industrial, generación eléctrica, transporte, etc.), la principal causa de las emisiones de gases de efecto invernadero.

Esta es una de las muchas razones por las cuales se debe adjudicar una mayor atención al desarrollo e invención de nuevas energías de las denominadas renovables. Estas energías son recursos limpios e inagotables que nos proporciona la naturaleza. Su empleo nos brinda un sinfín de ventajas, la más importante, reducir el efecto invernadero y proteger nuestro planeta. Viéndolo de otra manera, las energías no renovables son un camino sin salida que no debemos continuar recorriendo como sociedad, es por este motivo que decidimos por medio de este trabajo dar un primer paso hacia el camino de poder vivir en armonía con nuestro planeta y reduciendo cada vez más nuestra huella ecológica.

El contexto que vivimos fue entonces la razón principal por la que se decidió volcar el trabajo final de grado en ingeniería electromecánica hacia las energías renovables, más específicamente a la energía undimotriz, para aprovechar un recurso tan extenso y al alcance de nuestras manos en Mar del Plata, como lo es el mar. Este trabajo que se detallará a continuación simplemente será parte del extenso trayecto que se puede recorrer para el desarrollo de un sistema totalmente funcional de energía undimotriz.

La energía undimotriz aparece como una importante alternativa dentro de la categoría de las energías renovables de origen marino; se basa en el aprovechamiento de la energía contenida en las ondas marinas que se generan por la acción del viento sobre su superficie; cabe aclarar que la densidad de energía de las ondas es varias veces superior a la densidad energética de la energía eólica.

Varios países han asumido el desafío del desarrollo de tecnologías capaces de aprovechar este recurso, tal el caso de Gran Bretaña, Escocia, España, Portugal e Israel y en el ámbito latinoamericano hay muy pocos estudios en México y Brasil. Dadas las características del litoral marítimo argentino estamos en presencia de un extraordinario recurso que lamentablemente aún no hemos reconocido pero que estamos dispuestos a estudiar y hacer uso de él.[1]

Una de las principales ventajas de la energía undimotriz es que es un recurso renovable, abundante y no genera contaminación durante su aprovechamiento.

Debido al interés por esta energía renovable, es que surge el contacto con el proyecto de diseño de un sistema de energía undimotriz mecánico dirigido por el Ing.

Gelos. Esta interacción da lugar a plantear la idea para este trabajo aquí presente, el de comparar el sistema mecánico a escala con uno hidráulico.

Para lograr la comparación se parte de que la energía absorbida por ambos sistemas debe ser la misma, es por eso que el receptor de potencia es el mismo. Los elementos que logran recepcionar la energía son el brazo y el flotador, por lo tanto, el punto de partida del proyecto es conservar las dimensiones de dichos elementos iguales al del sistema mecánico mencionado.

A continuación, se muestra una figura del sistema mecánico en cuestión.



Figura 2.1.1. Sistema mecánico de energía undimotriz. Fuente: [3].

Luego, en este proyecto se plantearán modificaciones acordes para poder poner un pistón hidráulico que bombee líquido a todo el sistema, pero siempre siguiendo la premisa de mantener las dimensiones del absorbedor. Estas modificaciones responden a tener otro brazo más en donde ira colocado el pistón hidráulico y a poner el brazo-boya en un punto reticulado sobre la pared que le permita el giro, lo cual se verá con detalle más adelante.

2.2. OBJETIVOS

El objetivo general de este trabajo es realizar un prediseño de un sistema hidráulico conversor de energía undimotriz a energía eléctrica a modo de poder ser utilizado el día de mañana como comparación con un sistema mecánico del mismo tipo de energía.

Como objetivos concretos podríamos marcar los siguientes cuatro objetivos:

- Relevar el estado del arte de las distintas tecnologías hidráulicas de Power Take Off (PTO) existentes que puedan ser utilizadas para este sistema.
- Prediseño del sistema hidráulico
- Prediseño del sistema de sujeción del sistema hidráulico
- Selección de pistón hidráulico, sistema de almacenamiento, motor hidráulico, y demás elementos que componen el sistema hidráulico.

3. MARCO TEÓRICO

En el transcurso de este capítulo se incursionará en las bases teóricas y los modelos existentes de la energía undimotriz para poder otorgarle al lector los fundamentos necesarios a la hora de leer el proyecto.

En la primera parte se hablará del mar como una fuente de energía y las distintas posibilidades para extraer su potencia. En una segunda sección se hablara acerca de los distintos modelos hidráulicos existentes o teóricos que se encontraron a lo largo de la investigación y que brindaron ideas o fundamentos para el desarrollo de este trabajo.

3.1. LA ENERGÍA DE LAS OLAS

En esta sección se analizará la fuente de energía que se quiere explotar en el proyecto, las olas. Se repasará el término energía undimotriz, la formación, transmisión y potencial energético de dicho fenómeno. El propósito de esta sección es al final de ella tener un mejor concepto de la energía que almacenan las olas, que luego servirá para el prediseño del sistema.

3.2. INTRODUCCIÓN: ENERGÍA DE LAS OLAS

Más de dos tercios de la superficie del planeta está cubierta por agua. A diferencia de la energía del viento, estas fuentes de energías renovables son continuas o al menos predeciblemente variables. El ciclo del agua es natural y la lluvia transfiere millones de toneladas de agua anualmente desde altas elevación con altos contenidos de energía potencial. El flujo de los ríos sobre el planeta lleva grandes cantidades de energía potencial y cinética que son usados por empresas hidroeléctricas que abastecen hoy en día por lo menos un 25% de la demanda del planeta. Es muy importante entender que este tipo de energía renovable puede ser aprovechada por los humanos para generar una energía con poco impacto ambiental y ecológico. [2]

3.3. LAS OLAS

El fenómeno de las olas es puramente superficial y tiene al viento como motor, pero también se puede resaltar que el sol tiene una participación indirecta ya que este es el que produce las variaciones de temperatura en el aire que originan a dichos vientos; la marea y corrientes marinas presentan una influencia menor en el fenómeno.

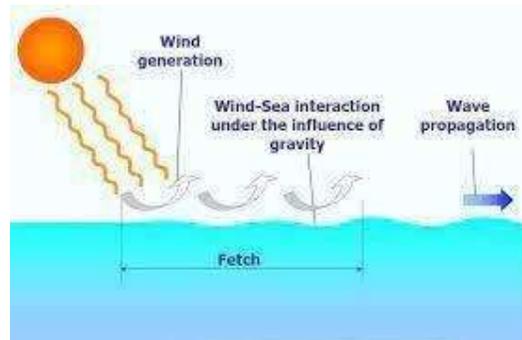


Figura 3.3.2. Generación de olas en la naturaleza. Fuente: [13].

En principio, el proceso puede resumirse de la siguiente forma: cuando el viento sopla a través de la superficie del mar las moléculas de aire interactúan con las moléculas de agua que están en contacto. La fuerza que se genera entre el aire y el agua modifica la superficie del océano, dando lugar a pequeños rizos, conocidos como olas de capilaridad. Dichas olas dan lugar a una mayor superficie de contacto, la cual incrementa la fricción entre agua y viento. Ello da lugar al crecimiento de la ola que, cuando ha alcanzado un cierto tamaño, facilita que el viento pueda ejercer una mayor presión sobre ella con el consiguiente incremento de la misma.

Existen 3 factores claves que caracterizan a las olas ellos son: Longitud de onda "L", altura de onda "H" y el periodo "T" (Figura 3.3.2).

La longitud de onda es la distancia entre dos picos consecutivos; la altura de onda es la diferencia entre un pico y un valle; y el periodo es el tiempo en segundos que tarda un valle o un pico de la ola en recorrer su longitud de onda.

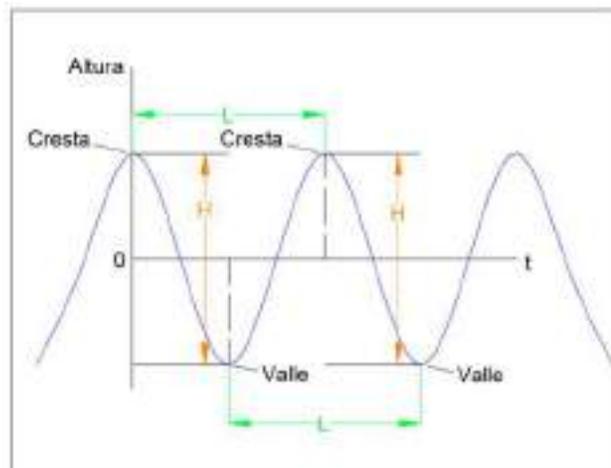


Figura 3.3.3. Factores que caracterizan a la ola. Fuente: [Elaboración propia].

También se debería definir a la frecuencia ($f = 1/T$) de la ola que es el inverso del periodo y a la velocidad de la ola "c" que es el cociente entre la longitud L y el periodo T, $c = L/T$.

El tamaño de las olas generadas por un campo de viento depende de tres factores: La velocidad del viento; el tiempo durante el cual este está soplando, y la distancia o alcance sobre la cual la energía del viento se transfiere al océano para formar las olas.

Lógicamente una ola no es una senoidal perfecta, sino que se podría llegar a definir como la superposición de varias senoidales. Por lo tanto, un estado típico del mar se compone de una superposición de ondas, cada onda con características propias, es decir, su propia velocidad, periodo, altura de onda, y dirección (Figura 3.2.3).

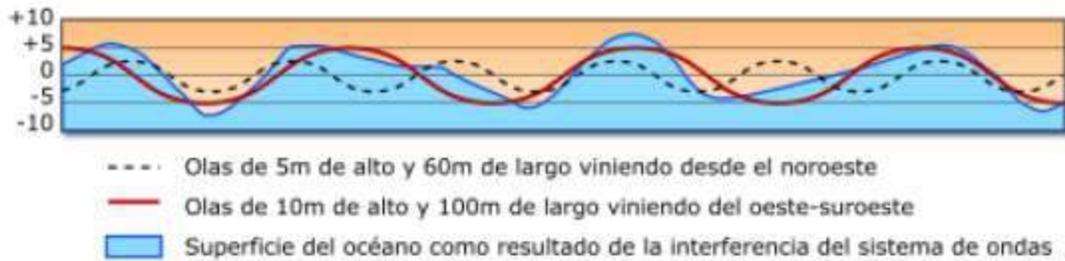


Figura 3.3.4. Olas reales compuestas por senoidales. Fuente: [13].

La velocidad de este conjunto de olas es denominada como velocidad de grupo.

En definitiva, las olas oceánicas son, esencialmente, movimientos de energía. Esta energía es de dos tipos:

1. Las moléculas individuales de agua se están moviendo constantemente en una forma circular, y esta energía -energía cinética- puede ser utilizada en diferentes clases de aparatos de conversión de energía del oleaje, bien directamente vía alguna clase de hélice o indirectamente mediante dispositivos compuestos por columnas oscilantes de agua.
2. En su movimiento circular las moléculas individuales de agua son elevadas encima de la línea inmóvil de la superficie del agua y entonces representa una energía potencial.

La energía de las olas oceánicas es enorme. Incluso la fracción de la energía que es potencialmente explotable es muy grande comparada con el consumo actual de electricidad en el mundo.

Se han realizado diversos estudios con el propósito de estimar el potencial mundial. Se estima la energía mundial explotable es de 2TWh/año y que las aguas europeas son capaces de cubrir más del 50% del consumo total de potencia en el continente. [2]

La energía que una ola adquiere depende, básicamente, de: la intensidad del viento que sopla sobre la superficie del océano, del tiempo en que el viento está soplando y del alcance o superficie sobre la cual sopla el mismo.

La potencia P , en kW por metro de ancho de ola, contenida en una ola oceánica idealizada (onda senoidal de amplitud constante y periodo y longitud de onda bien definidos) puede expresarse según la siguiente ecuación:

$$P = g^2 * \rho * H^2 * \frac{T}{32 * \pi} \left[\frac{kW}{m} \right] \quad (3.3.1)$$

A continuación, se muestra un gráfico mundial lanzado por el Instituto de Ingenieros Mecánicos de Gran Bretaña (1991) donde expresa los valores de la energía undimotriz en forma de potencia por unidad lineal, allí podemos evidenciar el extraordinario potencial de nuestro litoral marítimo, donde vemos 30 a 100 kW por metro de ola. [1]



Figura 3.3.5. Gráfico mundial de valores de la energía undimotriz en forma de potencia por unidad lineal.
Fuente: [1].

3.4. ENERGÍA UNDIMOTRIZ

En primer lugar, se debería definir que es la energía undimotriz. Este término se origina en la palabra onda, y se aplica tanto a las ondas marinas en las zonas medianamente cercanas y alejadas de la costa (middle y off shore) como también a la franja costera (on shore). Entonces, la energía undimotriz es la energía que captura el movimiento de las olas que produce el viento para realizar un trabajo útil. Aunque ambas provengan del mar, debemos saber que no es lo mismo la energía mareomotriz que la undimotriz. La energía mareomotriz es la que resulta de aprovechar las mareas, es decir, la diferencia de altura de los mares según la posición relativa de la Tierra y la Luna. Esta diferencia se aprovecha normalmente interponiendo partes móviles al movimiento natural de ascenso y descenso de las aguas, para obtener movimiento en un eje. La instalación es solo posible en lugares con una diferencia de al menos 5 metros entre la marea alta y la baja, por lo que son pocos puntos donde ocurre este fenómeno, normalmente en bahías. En Argentina existe un lugar de estos, en Rio Gallegos, donde la diferencia de altura puede llegar hasta los 14m.

Este proyecto va a ir apuntado hacia la energía undimotriz ya que es una forma de energía más aprovechable en la costa argentina que la mareomotriz.

3.4.1. ¿DE DÓNDE EXTRAEMOS LA ENERGÍA?

Las olas están presentes en todo el largo y ancho del océano, pero se podría destacar tres zonas en referencia a la costa (shore en inglés) estas son:

- Off-Shore
- Near-Shore
- On-Shore

Off-Shore es la zona marítima de mucha profundidad del lecho oceánico, On-Shore es la zona costera y finalmente Near-Shore es el intermedio entre ambas. Normalmente se agrupan las zonas de Near-Shore y On-Shore por ser casi iguales en cuanto a cantidad, altura y energía de olas.

Como se marca en varios estudios, las zonas más próximas a la costa (Near-Shore y On-Shore) son las más rentables y útiles a la hora de construir sistemas de obtención de energía eléctrica a partir de sistemas undimotrices.

A continuación, se presenta un gráfico realizado por la Universidad de Texas, Estados Unidos en el cual se comparan las tres zonas anteriormente mencionadas por su energía de ola promedio, máxima y explotable.

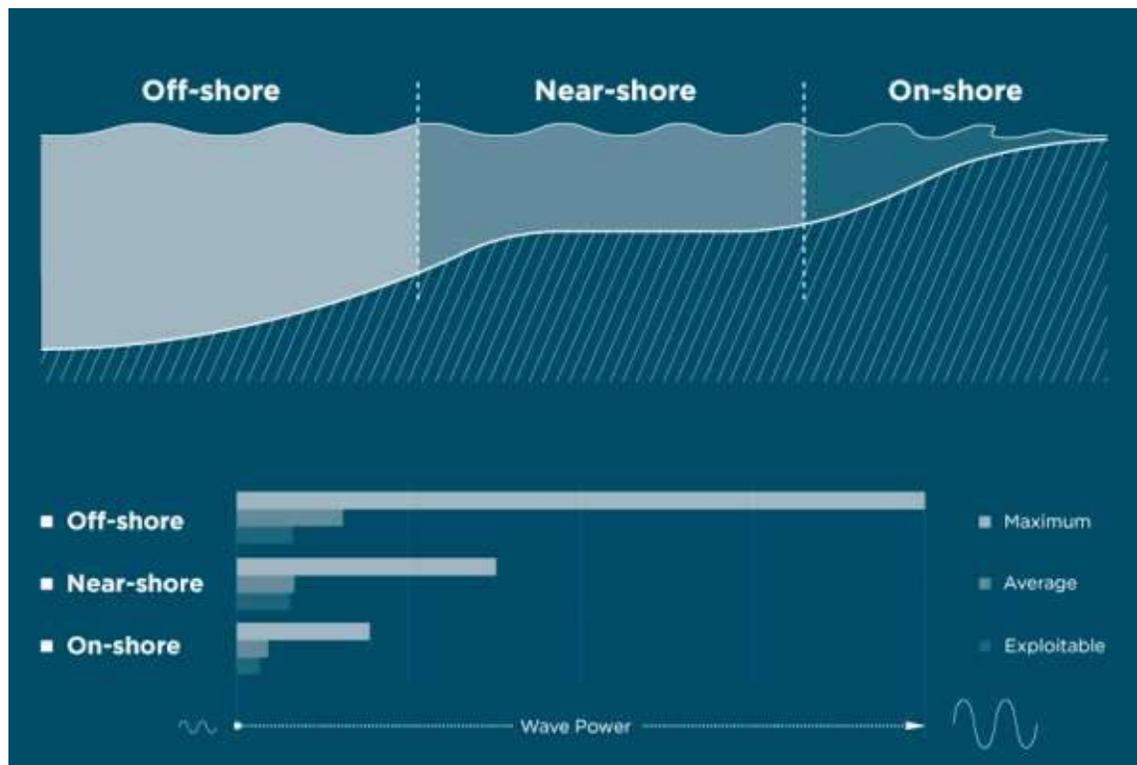


Figura 3.4.1.1. Energía explotable en las distintas zonas del océano. Fuente: [4].

Como se puede apreciar, aunque la ola promedio y la máxima son superiores en las zonas alejadas de la costa, las cercanas poseen prácticamente la misma posibilidad de explotación del recurso. Además, los sistemas se encuentran con olas similares y no de tanta variación de alturas como lo harían en Off-Shore. Sumado a esto se detallan otras tres razones que llevan a inclinarse por un sistema cerca de la costa.

Durante una tormenta se forman olas de un tamaño muy superior al promedio, aunque dichas olas tienen mucha energía, son virtualmente imposible de utilizar como recurso y producen daños a los equipos. Dichas olas de tormenta no llegan a las áreas de Near-Shore y On-Shore, esto proporciona una seguridad mayor para los equipos.

Las olas en Off-Shore se mueven en diversas direcciones, entonces los sistemas undimotrices no siempre reciben de la misma manera a las olas. En cambio, a medida que uno se acerca a la costa, todas van tomando una misma dirección, por lo tanto, podemos decir que casi siempre los sistemas en Near-Shore y On-Shore reciben de una única dirección a las olas. [4]

Naturalmente, en las zonas cercanas a la costa también está al consumo eléctrico lo cual reduce el riesgo y costo de transportar por el mar la energía hasta la red.

Si se observa las olas sobre el mar o un lago, se puede notar que las olas sobre la superficie del agua son formadas por la superposición de varios tipos de olas, con diferentes largos (wavelengths), frecuencia y velocidad. Como resultado de esto, la apariencia de la superficie del mar es un poco más irregular que una ola sinusoidal. También se puede pensar que las olas con más energía, son las olas que son más largas y con mayor amplitud. Es así que los aparatos diseñados para la utilización de las olas deben estar apuntados a absorber eficientemente la energía en los casos donde más energía se tenga, que resultan ser las olas muy largas y/o de mucha amplitud. [2]

3.5. ESTADO DEL ARTE DE LOS PTOs HIDRÁULICOS EXISTENTES

En la siguiente sección se encontrará la información relevada de distintos sistemas hidráulicos para la generación de energía undimotriz y se explicarán brevemente los PTOs hidráulicos existentes de mejor performance.

Se buscará encontrar diversas ideas o elementos que permitan contribuir al prediseño del sistema hidráulico, o que contribuyan como base para el planeamiento futuro de esta energía.

En general los sistemas hidráulicos pueden “rectificar” de manera simple el movimiento de las olas con válvulas. También, se los caracteriza por una baja eficiencia al operar fuera de la carga nominal, lo cual es un gran problema a la hora de trabajar con las olas, una fuente de energía muy fluctuante.

A continuación, se muestran varios esquemas o fotografías de sistemas hidráulicos provenientes de distintas partes del mundo.

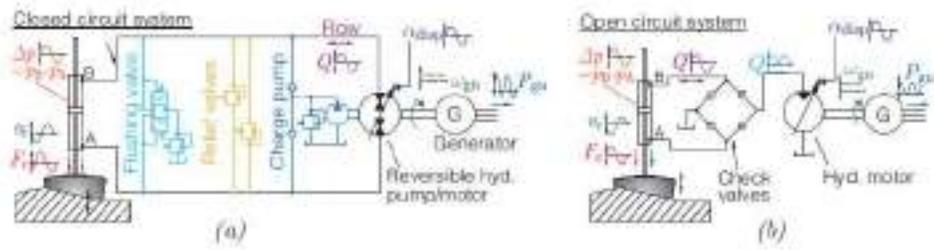


Figura 3.5.1. Sistema de circuito cerrado y abierto swash plate. Fuente: [5].

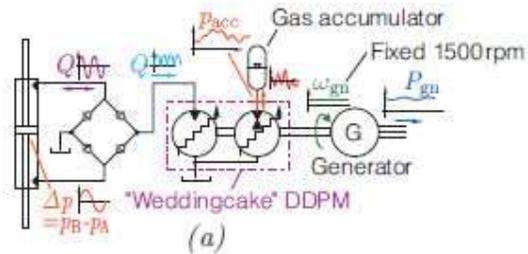


Figura 3.5.2. Wedding cake PTO. Fuente: [5].

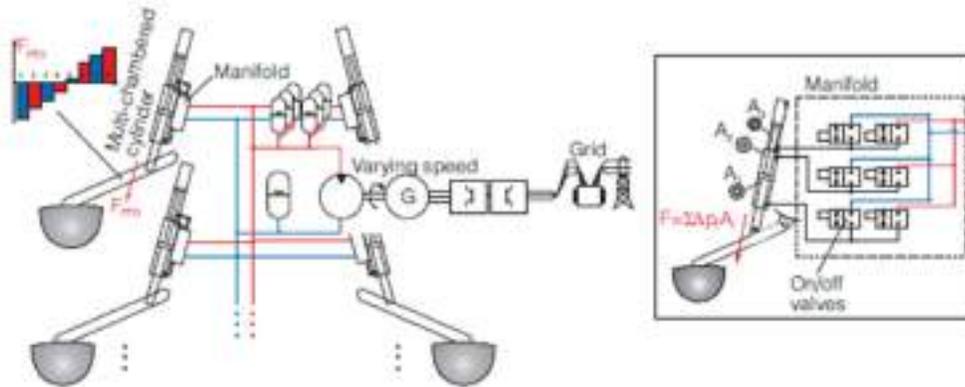


Figura 3.5.3. Dos posibles PTOs con la utilización de cilindro multicámara. Fuente: [5].



Figura 3.5.4. Sistema de la empresa Wave Star. Fuente: [5].



Figura 3.5.5. Sistema de la empresa sueca Eco Wave Power. Fuente: [5].

3.5.1. GENERALIDADES PTOs HIDRÁULICOS

En cualquier sistema de conversión de energía por medio de sistemas hidráulicos, existe un cilindro de doble o simple efecto que con su movimiento aplica presión al líquido dentro de la recámara. Al aplicar 350 bar de presión a un área, un cilindro hidráulico produce 35000 kN/m² por área activa, lo cual es un factor de unas 1000 veces comparado con máquinas eléctricas. A continuación, se muestran el diseño de cilindros de simple y doble efecto así también una comparación de tamaño entre un actuador hidráulico y uno eléctrico.



Figura 3.5.1.1. Cilindro simple y doble efecto. Fuente: [5].

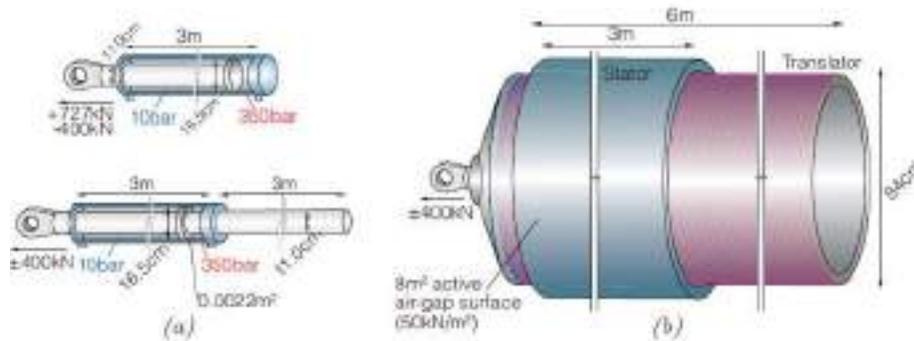


Figura 3.5.1.2. Comparación actuador eléctrico e hidráulico. Fuente: [5].

Lo que se necesita hacer ahora es transformar esa energía hidráulica en movimiento rotativo, y para lograrlo, existen varios motores hidráulicos que se detallarán en los siguientes apartados. [5]

3.5.2. SWASH PLATE

Es un motor de pistones axiales con varios pistones colocados en forma circunferencial en un barril rotativo, el cual está conectado a un eje de accionamiento (Drive Shaft). Al suministrar presión a los pistones de un lado del barril, una componente de la fuerza normal actuante en los pistones generará un torque neto al barril. La componente útil de la fuerza normal es generada porque los extremos del pistón, denominados shoes, que están apoyados sobre un plato inclinado.

A medida que los pistones rotan con el barril, una unidad comunicante asegura que solo los pistones de un lado estén conectados a la alta presión. Mientras los pistones se mueven en el plato inclinado producen un movimiento reciproco en el barril, produciendo de este modo un flujo de líquido.

Un pequeño actuador puede ajustar el ángulo del plato inclinado, el swash plate, el cual controla el torque y flujo del motor (displacement control). Al girar el plato hacia el ángulo opuesto, el sentido del flujo puede ser invertido manteniendo el sentido de rotación del motor.

Cuando el ángulo del plato es máximo, la carrera de los pistones y el torque del motor también lo son, pero su velocidad será mínima. En el ángulo de inclinación

mínimo se da esto de manera inversa. También, se puede destacar que si el plato está completamente vertical el motor quedara inmóvil.

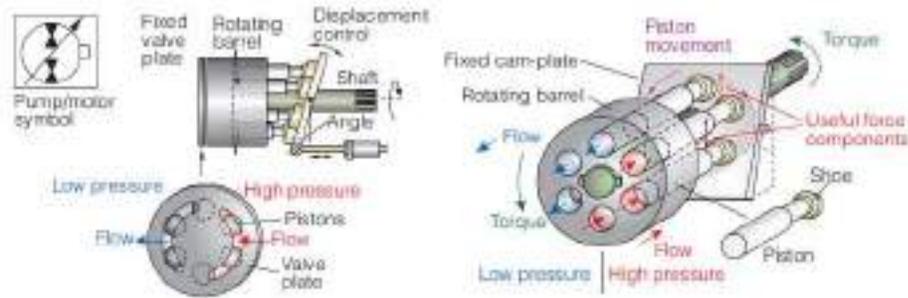


Figura 3.5.2.1. Motor Swash Plate. Fuente: [5].

Un cilindro simétrico (doble efecto) es colocado como bomba, como se aprecia en la figura 3.5.2.2, produciendo un flujo bidireccional, que está en un circuito cerrado con el motor hidráulico. El motor se adapta al flujo de entrada, moviendo el generador eléctrico a una velocidad fija. Cuando el flujo cambia de dirección, el motor hidráulico mueve el swash plate a una dirección opuesta, para conservar el sentido de giro. Por eso, se dice que la hidráulica implementa una transmisión reversible variando la relación entre la boya y el generador. Controlando el desplazamiento del motor hidráulico, la diferencia de presión en los cilindros debería estar controlada teniendo un control sobre la fuerza de ellos.

Existe una bomba de carga (charge pump) que sirve para mantener la carga de presión y asegurar que el flujo sea adecuado en el circuito cerrado. La válvula de alivio (relief valve) limita la presión en el circuito en caso de que el flujo producido por el cilindro exceda la capacidad del motor. En la siguiente figura se representa el esquema de dicho circuito cerrado y también se muestra la opción de un sistema de circuito abierto.

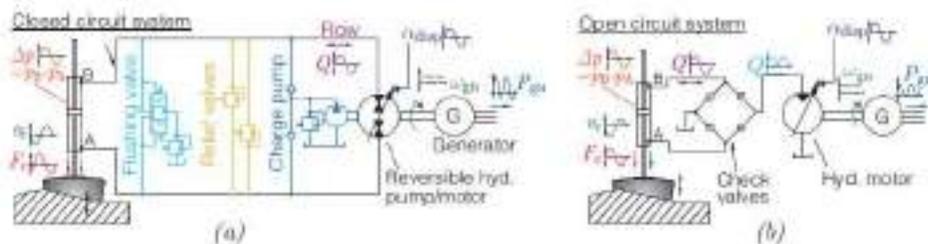


Figura 3.5.2.2. Sistema de circuito cerrado y abierto. Fuente: [5].

Uno de los mayores inconvenientes de este sistema es que todos los componentes, cilindros, motores, generador, etc. deben ser seleccionados en función de la potencia pico ya que no poseen sistema de almacenamiento temporal. Por medio de un acumulador cargado con gas, mostrado en la figura 3.5.2.3, se puede almacenar energía. Cuando la presión hidráulica excede a la del gas pre cargado en el acumulador pacc0, el acumulador se llena de fluido, comprimiendo el gas a la presión

hidráulica. Para tener una buena utilización del acumulador, la presión hidráulica debería variar entre p_{acc} y $2p_{acc}$.

De todas maneras, sumar acumuladores a las líneas de este sistema de transmisión hidráulica no será posible, debido a que la energía acumulada y el control de la fuerza no están relacionados.

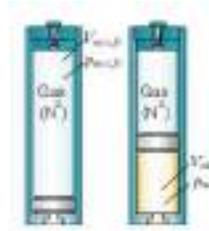


Figura 3.5.2.3. Diagrama de un acumulador a gas. Fuente: [5].

El componente que más sufre siendo diseñado para cargas pico es la parte de desplazamiento variable del motor hidráulico, porque va a estar cargado la mayor parte del tiempo a medias.

Eficiencias típicas para un motor Swash Plate operando a carga parcial son mostrados en la siguiente figura:

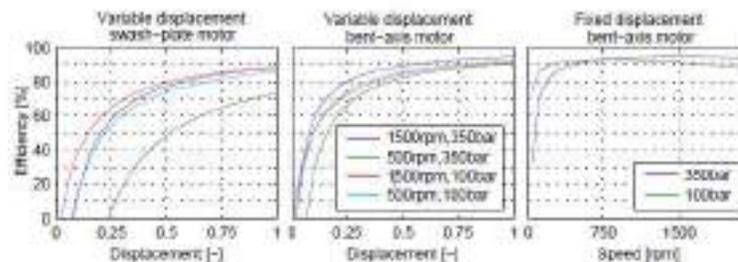


Figura 3.5.2.4. Eficiencias de un motor Swash Plate. Fuente: [5].

Dependiendo de la presión y la velocidad, el motor con carga completa puede trabajar hasta con 88% de eficiencia, sin embargo, si la carga se reduce, la eficiencia cae de manera mucho más rápida. Por ejemplo, a 25% de carga la eficiencia cae a un 60%.

Por todo esto es que el principal problema de los motores hidráulicos no es ser capaz de tener altas eficiencias (porque las tienen) sino que es tener altas eficiencias cuando la carga es parcial y no completa.

Existen motores comerciales más eficientes, como lo son los Bent Axis. La razón por la que no se usan dichos motores en vez de los Swash Plate es porque tienen bajos tiempo de respuesta (1 seg vs 50ms del swash plate), porque no se puede tener

un control de presión sobre ellos y porque no están diseñados para que el flujo pueda ir para los dos lados.

La compañía Wavestar hizo una pequeña modificación en cuanto a este sistema, y es que cuando el flujo sobrepasa de la capacidad de los cilindros, en vez de liberar el flujo extra con una válvula de alivio, son redireccionados a unos acumuladores que hacen girar otro generador en paralelo, ganando un poco más de eficiencia, estimada en un 60-70% desde la entrada hasta la red. Se ve el diseño a continuación en a):

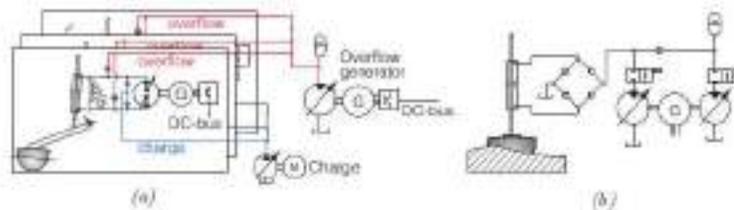


Figura 3.5.2.5. Sistemas modificados: a) Overflow Generator b) Same Generator. Fuente: [5].

En la figura anterior (3.5.2.5) se ve un sistema similar en la parte b) para un absorbedor puntual, donde el flujo extra se va a manejar con el mismo generador, no con uno distinto como se describió anteriormente. Cuando tenemos regímenes de flujo bajos, el motor 1 es el activado, y si el flujo excede el nivel que fue marcado como límite, la presión satura, y el flujo en exceso entra al acumulador conectado al segundo motor, que va a funcionar solo en este caso, denominado overflow en inglés. De esta manera, la carga promedio aumenta aún más.

De esta forma fue que surgió la idea que se utilizara más adelante de tener un acumulador para poder almacenar energía que de otra forma sería inaprovechada, aparte de todas las ventajas que tiene para el sistema hidráulico que serán explicadas en 6.7.2.

Vemos como se introduce la idea de un puente rectificador hidráulico con válvulas antirretorno a modo de poder utilizar el cilindro de doble efecto y que el caudal sea siempre en la misma dirección. El mismo será profundizado más adelante en otros sistemas de esta unidad, y será explicado su funcionamiento en 6.3.2.

También se obtuvo la idea de una mejora a futuro de tener una válvula de alivio que mande el líquido a un acumulador conectado a otro generador cuando la presión es alta, para que trabajen en paralelo y se aumente la eficiencia al no perder ese líquido que hubiera sido drenado al tanque de almacenamiento. Esto se puede observar con más detalle en la unidad 8. [5]

3.5.3. DDPM TRANSMISSION

Para solucionar el problema de la mala performance de los motores a carga parcial, surge una nueva rama de control que se llama Digital Displacement Pump/Motor (DDPM) desarrollada por Artemis Intelligent Power. La idea del DDPM es obtener un

desplazamiento variable controlando electrónicamente válvulas on/off en vez de hacerlo mecánicamente variando la carrera de los pistones.

Se muestra en la figura 3.5.3.1 una ilustración del DDPM para un solo pistón de la figura 3.5.3.2.

Los pistones hacen una carrera completa por cada rotación del eje excéntrico. Para controlar el desplazamiento, la carrera del pistón se usa completamente o se deja en vacío controlando las dos válvulas de asiento posicionadas a la salida de cada pistón. Al dejar la válvula de baja presión abierta, el pistón es dejado en reposo al permitir succionar el fluido de baja presión, es decir, se turnan la succión y el bombeo de fluido de baja presión con muy poco consumo de energía.

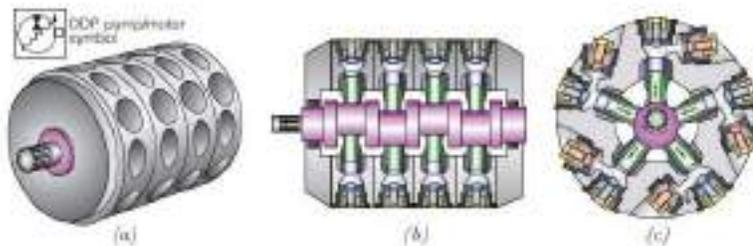


Figura 3.5.3.1. DDPM motor en diseño radial. Fuente: [5].

Si se necesita una carrera de bombeo activo, la válvula de baja presión es cerrada y la de alta presión es abierta. Al controlar el número de carreras activas en un cierto periodo de todos los pistones, el flujo promedio y por ende el desplazamiento pueden ser controlados de manera discreta. Al revertir el ciclo de activación de las válvulas y abriendo la válvula de alta presión, la unidad opera como un motor, debido a que la alta presión actuante en el pistón entrega torque al cigüeñal.



Figura 3.5.3.2. Diferentes modos de operación del pistón en DDPM. Fuente: [5].

Como es mostrado en la figura 3.5.3.1 los DDPMs son normalmente basados en un motor/bomba radial diseñado con el objetivo de mejorar el espacio para las válvulas en la salida del pistón, permitiendo una gran conexión de flujo con pequeñas pérdidas en admisiones. El diseño también reduce las velocidades lineales en los zapatos (shoes) de los pistones comparado con el diseño de pistón axial. Finalmente, el diseño permite realizar un banco de "porciones" (slices en inglés) de DDPMs en un cigüeñal común, permitiendo una mayor resolución de desplazamiento y una mejor distribución

de la carga. La construcción del DDPM en porciones le otorga también el nombre de "Wedding-Cake" (torta de casamiento).

La propiedad principal del DDPM es proporcionar una alta eficiencia de carga parcial mediante el uso de carreras completas o inactivas, mientras que el convencional Swash Plate o Bent-Axis distribuye el desplazamiento parcial en todas las carreras, lo que significa que todos los pistones son presurizados y cargados reduciendo su vida útil.

A continuación, en la figura 3.5.3.3 se muestra la eficiencia lograda con un DDPM para una máquina de 196 cm³/rev. Se puede observar que el pico de eficiencia es por encima del 95% para desplazamiento completo. Para un 20% de desplazamiento la máquina mantiene una eficiencia por encima del 90% para un gran rango de velocidades y presiones.

Se ve entonces en las curvas de eficiencia que el sistema DDPM es ampliamente mejor a cargas parciales comparado con los sistemas de desplazamiento variable convencionales. También después de varios estudios [5] se puede afirmar que el tiempo de respuesta de este sistema es más rápido que el diseño de Swash Plate.

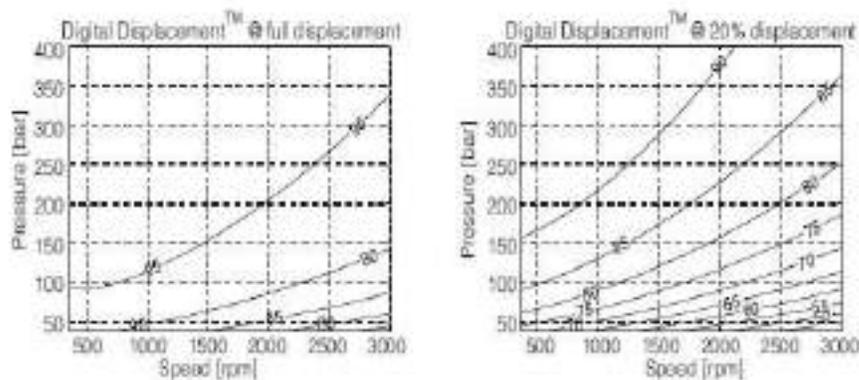


Figura 3.5.3.3. Curvas de eficiencia para una máquina DDPM de 196cm³/rev. Fuente: [5].

Se deja a continuación unas curvas de eficiencia donde para la misma potencia podemos ver cómo funcionan cada uno de los 3 sistemas que fueron explicados anteriormente, denotando como el sistema DDPM es mucho mejor en este aspecto:

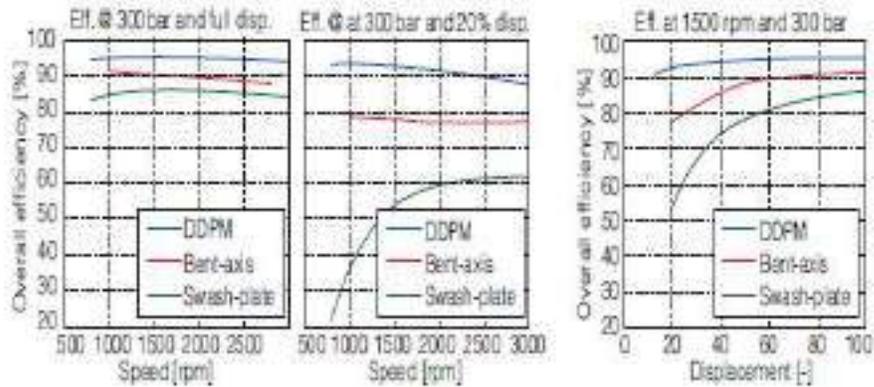


Figura 3.5.3.4. Curvas de eficiencia para unidades de 175KW ensayadas por Sauer-Danfoss. Fuente: [5].

DDPM Transmission

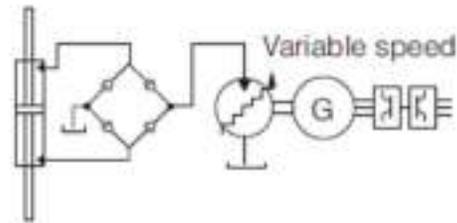


Figura 3.5.3.5. Esquema de DDPM transmisión. Fuente: [5].

3.5.4. DDPM TRANSMISSION WEDDING CAKE

Se analiza ahora un concepto parecido propuesto por Ehsan que usa las multipleslices o "Wedding Cake" donde una parte opera como motor conectada al cilindro y la otra parte es conectada a un acumulador hidráulico de gas cargado que nos servirá para almacenamiento temporal de energía.

Así, la segunda sección opera en modo motor y en modo bomba. Esto se ve en la figura 3.5.4.1 de abajo. Usando este sistema, el generador puede ser operado a velocidad y carga constante. Para un instante de energía muy alta por parte de las olas, las segundas slices se ponen en modo bomba, almacenando energía en el acumulador hidráulico. Cuando la energía pico de estas olas cae, las segundas slices cambian de modo y recuperan la energía que habían bombeado para usarlas en modo motor y ayudar al giro del eje que va al generador. [5]

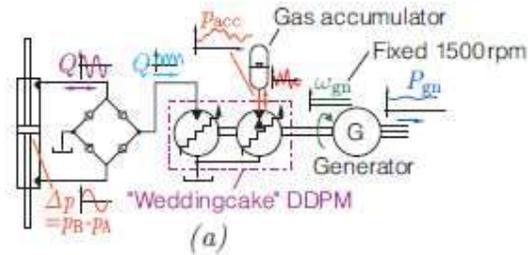


Figura 3.5.4.1. Wedding cake PTO. Fuente: [5].

3.5.5. DISCRETE CYLINDER CONTROL (MULTICHAMBER PISTON)

Tener muchos cilindros sobre un mismo flotador es mecánicamente indeseado para el sistema que se intenta plantear, ya que trae aparejados problemas de control y mantenimiento. Para solucionar esto, la idea es hacer un cilindro único, pero multicámara.

Pueden hacerse diferentes diseños de cilindros multicámara. Un cilindro de 4 cámaras se muestra en la siguiente figura:

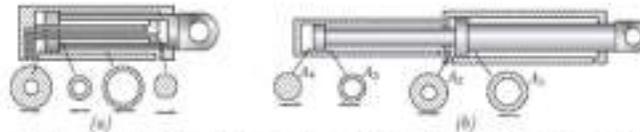


Figure 6.5: In (a) multi-chambered cylinder from [24], and in (b) suggested cylinder design.

Figura 3.5.5.1. Diseño de cilindro multicámara. Fuente: [5].

Sin embargo, este complejo diseño tiene un balance de fuerzas asimétricos ya que la suma de áreas en la dirección positiva es mucho más grande que en la dirección negativa a menos que el diámetro de la varilla sea muy pequeño, lo cual no es posible porque si no entraría en pandeo.

Usando este diseño, todos los absorbedores pueden ser directamente conectados al mismo acumulador. Esto permite usar unos pocos generadores centrales en vez de uno por absorbedor. Un distribuidor de válvulas con válvulas on/off es montado sobre cada cilindro, el cual puede activar o desactivar las cámaras individualmente. El efecto puede ser interpretado como una variación discreta del desplazamiento del cilindro, llamado Discrete Displacement Cylinder (DDC).

La segunda parte del PTO, comprende un motor Bent-Axis, un generador y un convertidor, una combinación standard para obtener corriente alterna. [5]

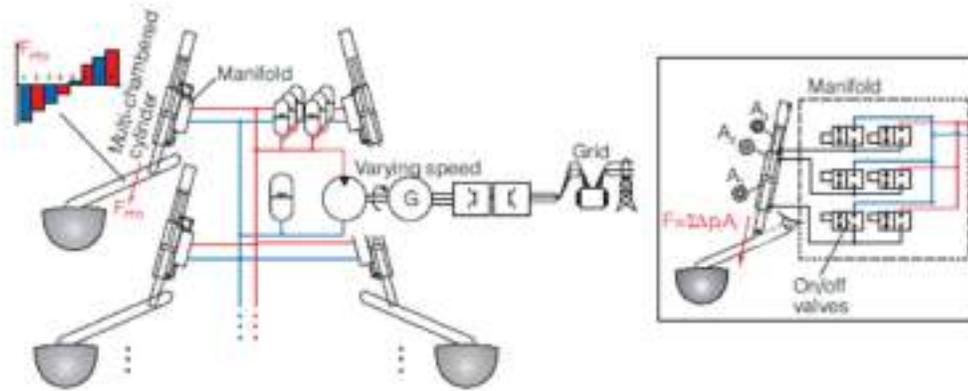


Figura 3.5.5.2. Dos posibles PTOs con la utilización de cilindro multicámara. Fuente: [5].

3.6. RESUMEN PTOs

A continuación, se hará un resumen con las características principales de cada PTO relevado en estado del arte de los PTOs existentes.

De todos los PTOs analizados en esta unidad se seleccionaron ideas que se utilizaran a lo largo del trabajo como base de nuestro diseño.

Cabe denotar que se han explicado conceptos de hidráulica que fundan la teoría que enmarca la tesis de grado final, necesarias para entender cualquier tipo de sistema con estas tecnologías que se rigen en su mayor parte bajo control electrónico.

El control del sistema hidráulico es una pieza clave para tener un sistema hidráulico eficiente.

3.6.1. RESUMEN SWASH PLATE

Su circuito hidráulico se podría ver como:

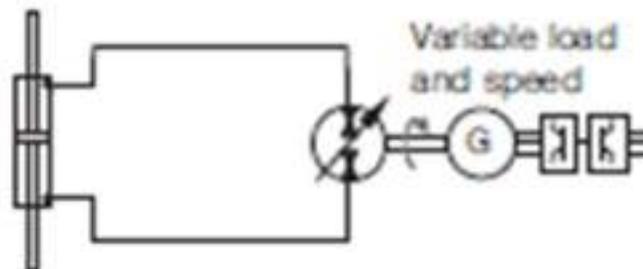


Figura 3.6.1.1. Circuito hidráulico Swash Plate. Fuente: [5].

Este sistema tiene una eficiencia desde lo mecánico hasta la red de alrededor del 65%. La eficiencia a carga parcial será dominada por el motor de desplazamiento variable. En la figura 3.6.1.1 se muestra la eficiencia vs la potencia nominal. Como se

ve, si la velocidad del motor hidráulico baja, la eficiencia se ve incrementada. También se agrega una figura de la utilización del desplazamiento vs la eficiencia, viendo como a bajas cargas la eficiencia es menor.

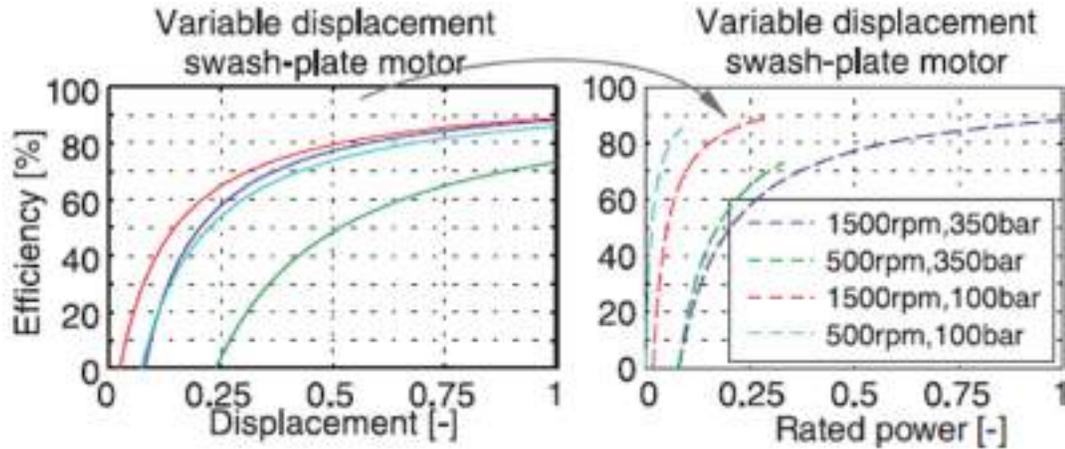


Figura 3.6.1.2. Gráficos Swash Plate. Fuente: [5].

En cuanto al almacenamiento, el convertidor de potencia debe estar todo el tiempo controlando el generador para adaptar la velocidad del motor hidráulico y del generador a la energía entrante. Esto resulta en que volantes de inercia no podrán ser usado como almacenamiento y solamente se podrán utilizar super capacitores. Cilindro, motor, generador e inversor tienen que aguantar los picos de energía y sus componentes deben ser diseñados para este caso extremo.

En cuanto a la durabilidad, los cilindros están altamente probados ya que son diseñados para picos de potencia. Sin embargo, el motor hidráulico al tener variación de cargas y cantidades altas de ciclos oscilantes podrían no dar una vida útil como la que se espera. [5]

3.6.2. RESUMEN DDPM TRANSMISSION

El sistema a rasgos generales es el siguiente:

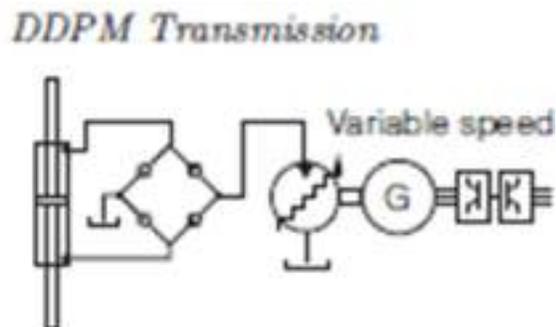


Figura 3.6.2.1. Circuito hidráulico DDPM transmission. Fuente: [5].

Con este sistema se puede lograr pasando por el cilindro, el DDPM, el convertidor de energía en general y el generador, una eficiencia de base de 83%. La eficiencia se puede ver en el siguiente grafico:

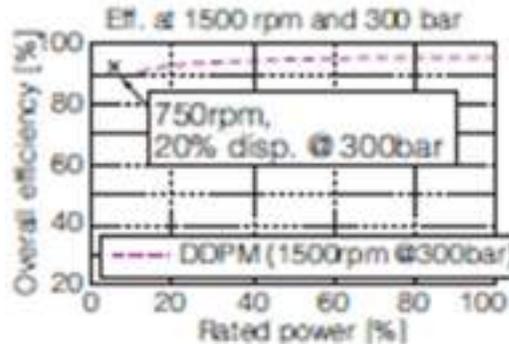


Figura 3.6.2.2. Eficiencia del DDPM transmission. Fuente: [5].

Si la velocidad del DDPM es controlable usando el inversor, el DDPM mantendrá una eficiencia por arriba del 90% hasta un 10% debajo de la potencia nominal si se está a presión nominal. Hay que agregar que el convertidor y el generador van a afectar al sistema, cambiando la forma de la curva que vimos anteriormente pero no a gran escala.

En cuanto a la durabilidad, los motores DDPM son desarrollados para turbinas de viento, con lo cual alcanzan la durabilidad requerida.

De este sistema se obtuvieron los conceptos para armar el puente H con válvulas antirretorno y para el uso de un acumulador hidráulico. [5]

3.6.3. RESUMEN DDPM TRANSMISSION WEDDING CAKE

Un esquema general podría ser el siguiente:

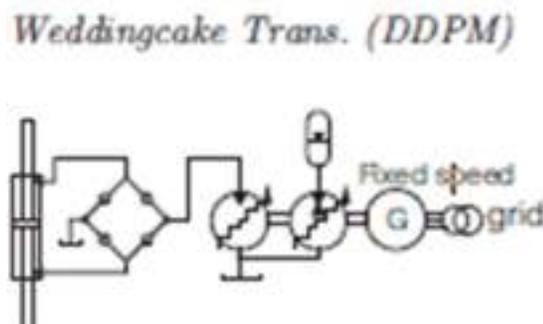


Figura 3.6.3.1. Circuito hidráulico Wedding cake. Fuente: [5].

Se puede fijar la velocidad a 1500 RPM dependiendo lo que la red requiera.

Como se necesita un acumulador para el sistema, puede que se pierda un poco de eficiencia, siendo la del mismo de 0.94. Si se analiza el sistema como un todo, suponiendo que 2/3 de la energía pasa por los acumuladores podremos obtener una eficiencia total de 79%.

El acumulador es una gran ventaja del sistema, ya que hace un sistema mucho más suave al poder controlar el caudal requerido.

En cuanto a durabilidad es muy parecido al DDPM Transmission.

Este sistema, al igual que al anterior, es un fuerte potencial para la elección del PTO ya que se adapta a todas las características que se necesitan en este proyecto, aunque va a ser muy difícil poder conseguir algo parecido para la producción en Argentina. Lo más probable es que se tome este sistema como el ideal, y se concluya que a futuro lo mejor sería poner una tecnología como esta por su gran flexibilidad y eficiencia. [5]

3.6.4. RESUMEN DISCRETE CYLINDER CONTROL (MULTICHAMBER PISTON)

Este sistema es muy complejo desde el control, pero en términos generales sería como la siguiente figura:

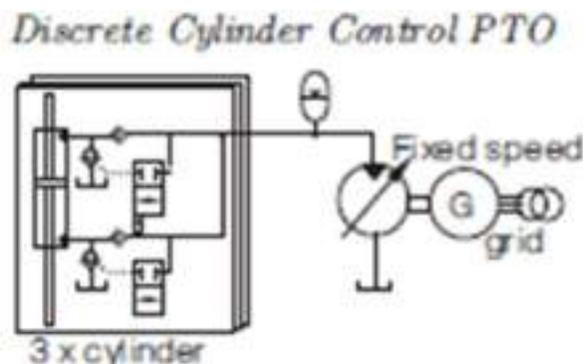


Figura 3.6.4.1. Circuito hidráulico cilindro multicámara. Fuente: [5].

Se pierde poca eficiencia en las válvulas on/off del sistema. Pueden existir algunas pérdidas debido a la presurización y despresurización de las cámaras. Teniendo en cuenta esto, Pelamis reporta un rendimiento general de cerca del 75%.

En cuanto al tamaño, tener tres cilindros es un poco engorroso considerando también la distribución de carga en la estructura. En cuanto a durabilidad, es probable que las válvulas al tener tantos ciclos traigan problemas.

De todas formas, en términos generales es una muy buena opción para PTO hidráulico, pero requiere de un sistema de control muy fino que escapa a los contenidos de la tesis que podemos alcanzar. También es una buena idea a futuro si

se tiene un equipo de ingeniería que pueda trabajar en conjunto y abarcar lo electrónico, especialmente enfocados en la idea de un pistón multicámara. [5]

4. ANÁLISIS DINÁMICO SISTEMA BRAZO-PISTÓN

En este capítulo se hará un análisis de fuerzas y momentos para el sistema brazo pistón, sumado a un estudio del sistema de sujeción del pistón sobre el brazo y del largo del agarre del sistema a tierra en busca de optimizar las medidas en escala 1:10 que se pudo encontrar del Wave Star.

Se va a tener en cuenta que la boya es un absorbedor puntual para plantear la hipótesis. De esta manera, se comienza con el análisis del sistema brazo-pistón fijo a la boya pero que le permite la rotación, teniendo un solo grado de libertad. El esquema básico se muestra a continuación:

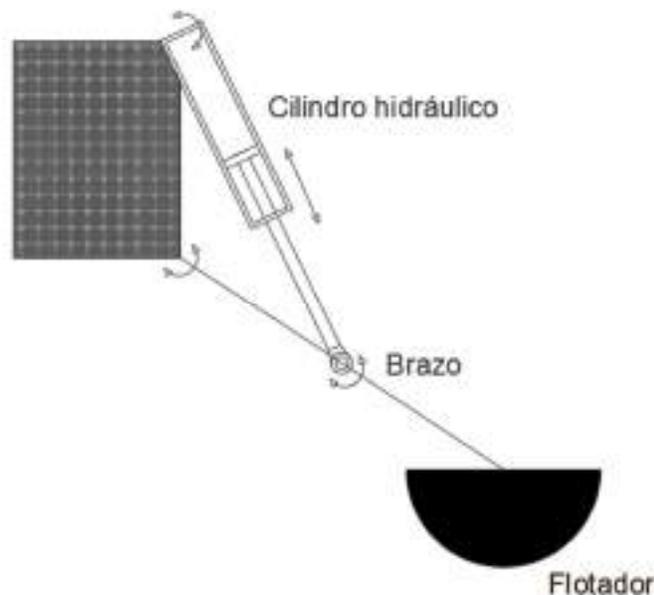


Figura 4.1. Esquema del conjunto brazo, flotador y cilindro. Fuente: [Elaboración propia].

Hay que entender que el análisis de la optimización geométrica en función de la potencia extraída a partir de las olas no es un análisis tan trivial y sería acorde a la extensión de un trabajo de grado final. Para ello hay que tener un modelo dinámico donde esté modelada la excitación particular del lugar, en este caso de las olas. Si se quisiera analizar las olas para hacer un modelo hidrodinámico se deberían seguir los siguientes pasos:

Primero se debe partir de una descripción matemática de las oscilaciones. Esto se explica en el libro [7], Capítulo 2. Mathematical Description of Oscillations: "En este capítulo se presenta el sistema de oscilación mecánica y se utiliza para introducir conceptos como oscilador libre y forzado, análisis de espacio-estado y representación de variaciones físicas sinusoidales debido a sus amplitudes complejas. Para ser algo más general, también se examinan los sistemas lineales causales y no causales, y la transformada de Fourier se utiliza para relacionar la función de transferencia del sistema con su función de respuesta al impulso. Con una suposición de oscilaciones sinusoidales (o "armónicas"), son descubiertas importantes relaciones que involucran

la energía y su almacenamiento por un lado, y los parámetros del sistema oscilante por el otro. Los conceptos de resonancia y anchos de banda también se introducen como importantes.”

Luego hay que hacer un análisis de la interacción entre las oscilaciones y las olas, que se puede encontrar en [7], Capítulo 3. Interaction Between Oscillation and waves: “Hay muchos tipos diferentes de olas en la naturaleza. Aparte de las olas visibles en la superficie de océanos y lagos, hay, por ejemplo, ondas de sonido, ondas de luz y otras ondas electromagnéticas. Este capítulo ofrece una breve descripción de las ondas en general y compara las ondas superficiales en el agua con otros tipos de ondas. También presenta una discusión genérica simple sobre la interacción entre ondas y oscilaciones. Un fenómeno son las ondas generadas irradiadas por un oscilador, y otro fenómeno son las oscilaciones excitadas por una onda incidente sobre la oscilación sistema. La resistencia a la radiación se define en términos de la potencia asociada con la onda generada por un oscilador. Para un sistema oscilante mecánico, el “agregado de masa” está relacionado con la energía agregada asociada con el proceso de generación de ondas, no sólo a la energía cinética, sino a la diferencia entre las energías cinética y potencial.

Como tercera parte hay que hacer un estudio de las ondas gravitacionales en el agua, [7] Capítulo 4. Gravity waves on water: “El tema de este capítulo es estudiar, matemáticamente, ondas en un fluido ideal, es decir, un fluido que es incompresible y en el cual el movimiento ondulatorio tiene lugar sin pérdida de energía mecánica. También se supone que el movimiento del fluido es irrotacional, y que la amplitud de onda es tan pequeña que la teoría lineal es aplicable. A partir de la hidrodinámica básica, el capítulo encuentra una relación de dispersión para ondas en aguas profunda o que tienen una profundidad constante. Ondas planas y circulares son analizadas, así como el transporte de energía y momento asociados con la propagación de ondas. Las partes finales del capítulo presentan algunos conceptos y derivan algunas relaciones matemáticas, que resultan muy útiles cuando, en capítulos posteriores, las interacciones entre ondas y sistemas oscilantes sean vistas”

Por cuarto tema de estudio se tiene la relación entre las olas y los cuerpos oscilantes, [7] Capítulo 5. Wave- body interaction: “este capítulo nos habla de una discusión sobre la interacción entre ondas y cuerpos oscilantes. Ahora, sin embargo, la discusión se limita al caso de la interacción con las ondas de agua, que discutimos con cierto detalle en Capítulo 4. Comenzaremos por estudiar las oscilaciones corporales y las fuerzas de las ondas en los cuerpos. A continuación, consideraremos el fenómeno de la generación de ondas por cuerpos oscilantes, y analizaremos relaciones más generales entre los dos tipos de ondas-cuerpo interactivos. Se da alguna consideración particular a los casos bidimensionales y a casos axisimétricos. Mientras que la mayor parte del análisis se lleva a cabo en el dominio de la frecuencia, también se realizan algunos estudios en el dominio del tiempo.

Por último, recién ahora se logra hacer un análisis certero de cómo funciona el sistema absorbedor de energía con respecto a las olas, analizado en [7] Capítulo 6. Wave – Energy Absorption by Oscillating bodies: “Este capítulo comienza con una consideración de la absorción como una interferencia destructiva entre una onda

incidente y una onda radiada. Entonces la absorción por un cuerpo oscilante de un solo modo se puede describir con cierto detalle. El movimiento óptimo para maximizar la potencia absorbida es un tema de particular interés. La última parte del capítulo trata sobre la absorción por un grupo de cuerpos que oscilan en varios grados de libertad, y se da una explicación de por qué las matrices de resistencia a la radiación pueden ser singular. La utilización a gran escala de la energía de las olas del océano se encuentra todavía en un período bastante prematuro de desarrollo tecnología”

Es así que como el objetivo de este trabajo final de grado es el prediseño de un PTO hidráulico, se decidió optar por copiar un modelo a escala 1:10 del sistema Wave Star Energy que es una especie de estándar mundial, y de este modo poder sacar conclusiones acerca del caso. También observamos que hay muchos trabajos alrededor del mundo que basan sus estudios y modelados en el sistema de Wave Star Energy, por lo que es otro punto a favor.

En estudios más específicos acerca de cómo afecta el largo del brazo y la posición del brazo pistón a un absorbedor puntual, se afirma que no son determinantes ninguno de las dos para la extracción de potencia. El factor más importante es el volumen del flotador, que se puede cuantificar a través del radio del mismo. De todas formas, el diferencial de absorción de energía se da por el control, no por la geometría del flotador, largo o ángulo del brazo. La estrategia de control es lo que va a hacer la diferencia en absorción en este caso, teniendo siempre presente que el diferencial está en cómo se controla la fuerza de dicho pistón para absorber la ola.

4.1. INFORMACIÓN BASE DEL ESTUDIO DEL ING. GELOS

En esta subsección se buscará explicar de dónde se obtuvieron los datos de entrada que se utilizaron como base en este trabajo de grado.

El Ing. Gelos realizó un estudio [3] de cómo reacciona un sistema de un flotador conectado a un brazo de ciertas dimensiones. Esas dimensiones se mantendrán en la tesis para que en un futuro se pueda hacer una comparativa con su sistema mecánico, ya que depende de ellas la absorción de energía que se logra de las olas.

Los datos involucran diversos tipos de oleajes en el mar que se pueden simplificar en olas sinusoidales, con cierta altura y cierto periodo. Estos distintos tipos de olas se dividieron en siete grupos de los cuales se tomaron los más significativos, es decir, la ola de mínimo periodo, máximo periodo y máxima energía, dando un total de 27 olas a estudiar.

Cada ola brinda cierta información: su periodo, su altura máxima y mínima, su potencia, torque y velocidad angular. Los últimos dos valores vienen a representar toda la dinámica como un momento con una cierta velocidad angular en el punto de apoyo del brazo, y serán datos relevantes para comenzar el estudio. Ver figura 5.1.

Como adicional a estos valores también se sabe la cantidad de energía que aporta cada grupo de olas durante el periodo de un año, si estos siete grupos fueran los únicos que existen en el mar.

| Grupo | Periodo [s] | Altura min [m] | Altura max [m] | Energía de grupo [J] | Potencia promedio [W] | Torque máximo [Nm] | Velocidad angular promedio [rpm] | |
|-------|-------------|----------------|----------------|----------------------|-----------------------|--------------------|----------------------------------|------|
| 1 | 6 | 0 | 0,5 | 1,762 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | |
| | 8 | 0 | 0,5 | | 1,32 | 0,00 | 42,90 | 0,00 |
| | 10 | 0 | 0,5 | | 0,92 | 1,37 | 0,00 | 0,38 |
| 2 | 4 | 0,5 | 1 | 21,74 | 0,92 | 14,93 | 0,75 | |
| | 9 | 0,5 | 1 | | 1,35 | 5,41 | 44,03 | 0,37 |
| | 12 | 0,5 | 1 | | 1,40 | 5,62 | 44,03 | 0,39 |
| | 4 | 1 | 1,5 | | 3,67 | 8,27 | 44,73 | 1,49 |
| 3 | 9 | 1 | 1,5 | 29,29 | 5,41 | 88,67 | 0,74 | |
| | 13 | 1 | 1,5 | | 5,67 | 12,75 | 133,36 | 0,78 |
| | 5 | 1,5 | 2 | | 9,81 | 17,45 | 88,32 | 1,80 |
| 4 | 10 | 1,5 | 2 | 17,71 | 12,39 | 133,36 | 1,13 | |
| | 13 | 1,5 | 2 | | 12,75 | 22,02 | 178,04 | 1,16 |
| | 6 | 2 | 2,5 | | 19,24 | 30,06 | 145,77 | 2,00 |
| 5 | 10 | 2 | 2,5 | 12,72 | 22,02 | 178,04 | 1,50 | |
| | 14 | 2 | 2,5 | | 22,80 | 35,64 | 222,73 | 1,56 |
| | 8 | 2,5 | 3 | | 33,02 | 47,55 | 213,51 | 1,88 |
| | 11 | 2,5 | 3 | | 34,85 | 46,34 | 223,44 | 1,90 |
| 6 | 12 | 2,5 | 3 | 5,688 | 35,18 | 222,73 | 1,92 | |
| | 7 | 3 | 3,5 | | 45,85 | 78,80 | 223,44 | 2,58 |
| | 10 | 3 | 3,5 | | 49,56 | 55,16 | 223,44 | 2,70 |
| 7 | 12 | 3 | 3,5 | 11,08 | 42,48 | 223,44 | 2,35 | |
| | 10 | 3 | 3,5 | | 45,97 | 223,44 | 2,54 | |

Tabla 4.1.1. Información base del estudio del Ing. Gelos. Fuente: [Elaboración propia].

Aclaración: las tres olas de cada grupo corresponden a las de mínimo periodo, máxima energía y máximo periodo respectivamente (léase de arriba hacia abajo). Los valores están aproximados con dos decimales para una mejor lectura.

Todos estos valores y las restricciones de la investigación se pueden ampliar en el estudio del Ing. Gelos. [3]

4.2. JUSTIFICACIÓN OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA

Como se explicó anteriormente, se parte de la base del sistema de Wave Star en escala 1:10, y se toman como primeras aproximaciones dichas medidas. Durante esta sección se justificará de manera teórica cual es la mejor colocación del cilindro hidráulico respecto del sistema brazo-flotador (443,5 mm según Wave Star) y la medida del agarre a tierra (623 mm según Wave Star).

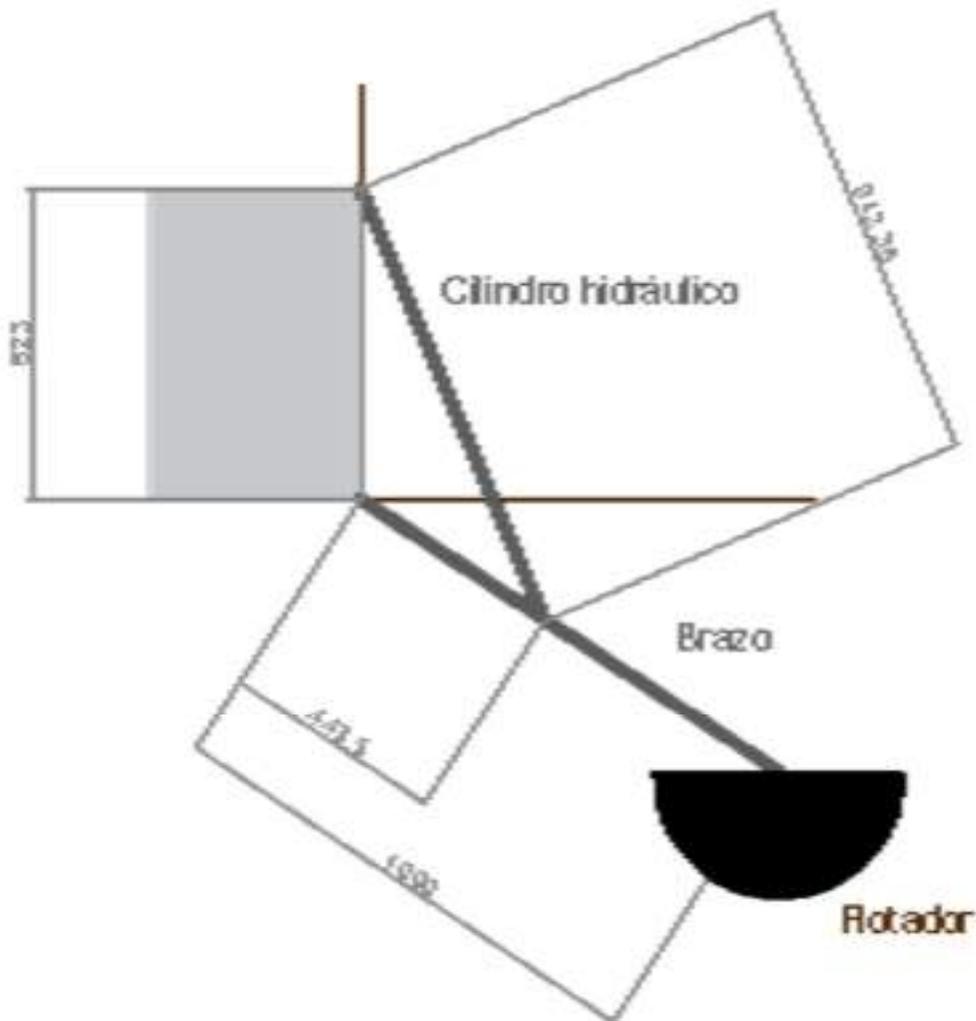


Figura 4.2.1. Dimensiones en mm del sistema Wavestar. Fuente: [Elaboración propia].

En este sistema hidráulico existen diversas variables a considerar como importantes, las principales son:

- La **fuerza máxima** que recibe el cilindro para determinar que el mismo pueda soportar dicha fuerza.
- La **fuerza mínima** que recibe el cilindro para determinar si con dicha fuerza se logra una presión y con ello un torque suficiente que accione el motor hidráulico al final del sistema hidráulico, con las prestaciones mínimas para hacer funcionar al generador. Esto se podrá observar con más detalle en la unidad 6.

En cuanto al generador, tendrá un torque de arranque de 0.05 Nm, el cual es muy pequeño y con un mínimo movimiento del flotador ya se podrá darle potencia, por lo que no será de real importancia.

- La **carrera** que va a recorrer el pistón punto a punto para poder obtener el caudal instantáneo en cada caso de cada grupo de olas.

Cabe aclarar que con el estudio de las fuerzas punto a punto se podrá obtener el gráfico de presión instantánea a lo largo del tiempo específicamente para cada caso de cada grupo de olas, y el mismo proceso se puede lograr con la carrera para el caudal. Ambos procesos serán explicados en el capítulo 6 de hidráulica.

4.2.1. FUERZAS DE REACCIÓN

En este apartado se buscará obtener las fuerzas que va a recibir el pistón debido al momento M que genera la ola. Dichas fuerzas se denominarán de actuación (F_{Act}) y perpendicular (F_{\perp}), la primera siendo la que permite el movimiento del sistema y la segunda es la energía desperdiciada por este. Ver figura 4.2.1.5.

En primer lugar, lo que se hizo fue obtener algebraicamente las fuerzas que va a recibir el cilindro, provenientes del sistema brazo-flotador. En el siguiente esquema realizado en AutoCAD se muestran las fuerzas en juego, recordando que las fuerzas hidrodinámicas sobre el flotador y los pesos del sistema brazo-flotador se pueden representar acumuladas como un momento en el centro de rotación del sistema (punto marcado con la letra A, y el momento es denominado con la letra M). Esta información fue estudiada y se extrajo del estudio del Ing. Gelos [3].

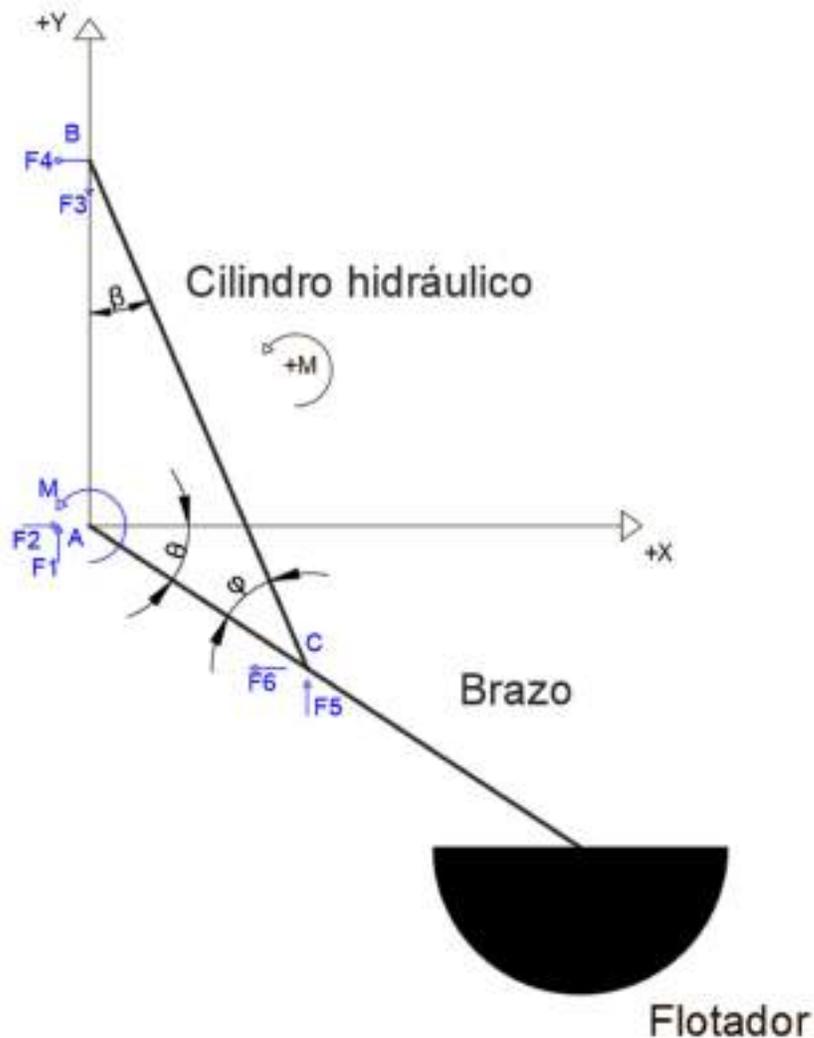


Figura 4.2.1.1. Fuerzas y momentos en juego. Fuente: [Elaboración propia].

Ahora, simplificando más el sistema, se puede apreciar que se compone de dos cuerpos independientes (el brazo y el cilindro hidráulico) los cuales están conectados y comparten como fuerzas de acción y reacción a las denominas F_5 y F_6 en el punto C.

Si se considera al brazo como un cuerpo aislado vemos que tiene el momento producido por las fuerzas hidrodinámicas y el peso del brazo-flotador (M), así también como las reacciones de su punto de rotación (F_1 y F_2) y las fuerzas producidas por la interacción con el cilindro hidráulico (F_5 y F_6).

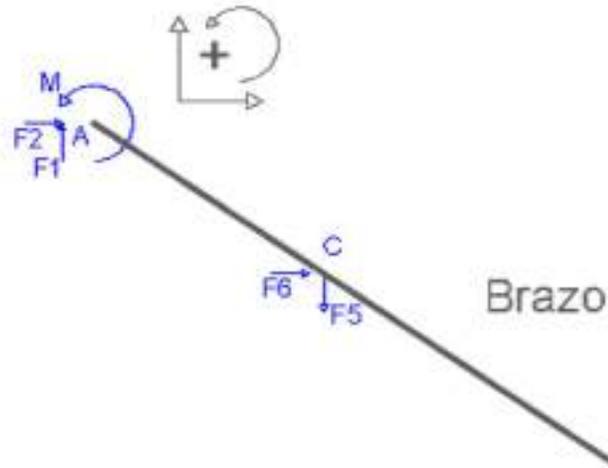


Figura 4.2.1.2. Fuerzas y momentos diagrama de cuerpos aislado "Brazo". Fuente: [Elaboración propia].

Tomando como referencia los ejes planteados en la figura 4.2.1.2, se realiza una sumatoria de fuerzas y de momentos con respecto al punto A, y se obtiene:

$$\sum F_x = F_6 + F_2 = 0 \rightarrow F_6 = -F_2 \quad (4.2.1.1)$$

$$\sum F_y = F_1 - F_5 = 0 \rightarrow F_1 = F_5 \quad (4.2.1.2)$$

$$\sum M_A = M - F_5 * X * \cos \theta + F_6 * X * \sin \theta = M + X * (-F_5 * \cos \theta + F_6 * \sin \theta) = 0 \quad (4.2.1.3)$$

Se realiza el mismo procedimiento, pero ahora teniendo en cuenta el pistón como cuerpo libre y observando la figura 4.2.1.3, se obtiene:

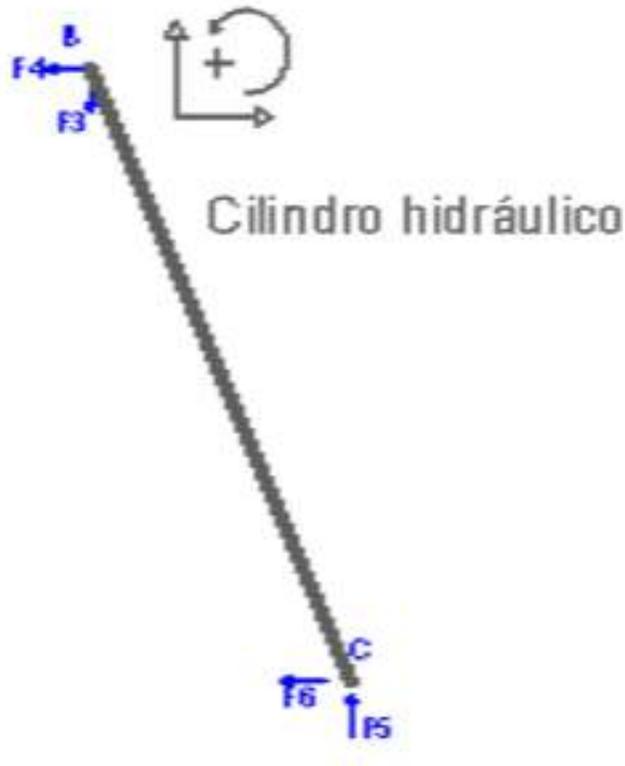


Figura 4.2.1.3. Fuerzas y momentos diagrama de cuerpos aislado "Cilindro". Fuente: [Elaboración propia].

$$\sum F_x = -F_6 - F_4 = 0 \rightarrow F_4 = -F_6 \quad (4.2.1.4)$$

$$\sum F_y = F_5 - F_3 = 0 \rightarrow F_5 = F_3 \quad (4.2.1.5)$$

$$\sum M_B = F_5 * L_P * \beta - F_6 * L_P * \cos \beta = 0 \rightarrow F_5 = F_6 / \tan \tan \beta \quad (4.2.1.6)$$

Unificando las dos ecuaciones obtenidas con las sumatorias de momento (4.2.1.3 y 4.2.1.6) se obtiene:

$$0 = M + X * (F_5 * \sen \theta * \tan \tan \beta - F_5 * \cos \cos \theta) \quad (4.2.1.7)$$

Lo que se debe hacer antes para terminar de relacionar las fuerzas con θ es relacionar justamente este último con β .

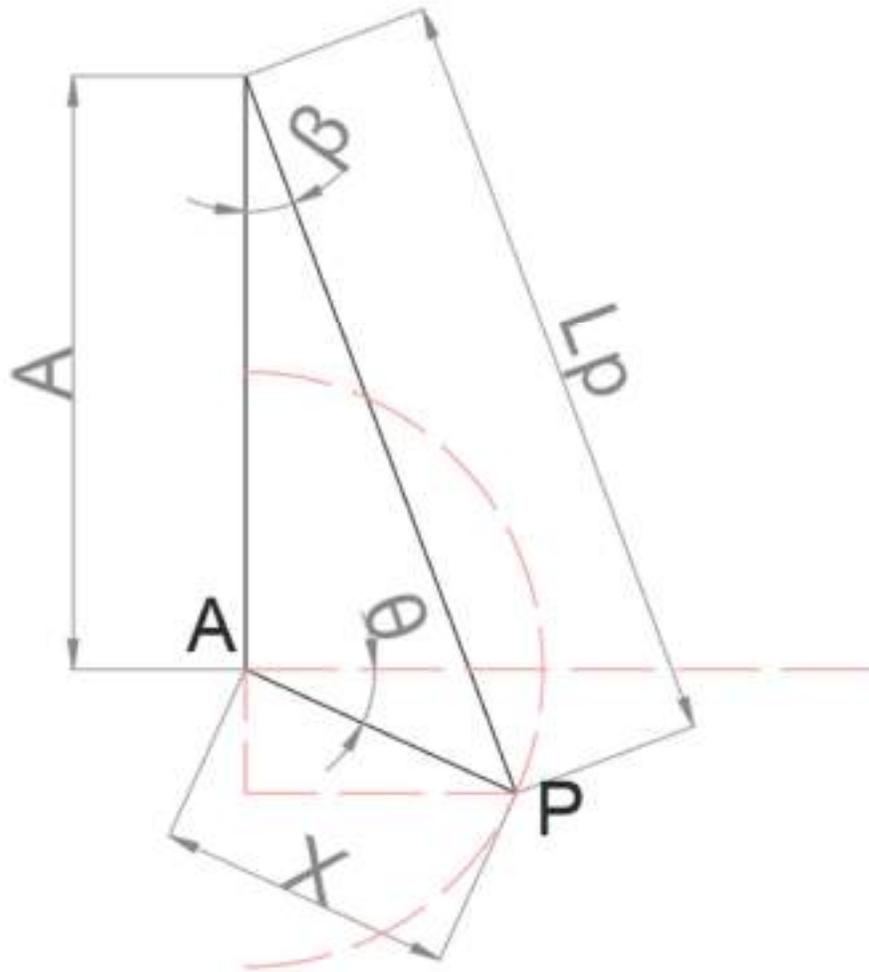


Figura 4.2.1.4. Diagrama geométrico entre pared, cilindro y brazo. Fuente: [Elaboración propia].

Si se observa el movimiento del sistema, el punto de conexión entre el brazo y el cilindro (denominado P) tiene un lugar geométrico descrito por la semi circunferencia de radio X y centro en el punto A.

También se observa un triángulo rectángulo con hipotenusa de valor L_p , del cual se puede extraer la siguiente relación:

$$L_p * \text{sen } \beta = X * \cos \theta \quad (4.2.1.8)$$

Luego se observa gracias a la semi circunferencia que:

$$L_p * \cos \beta = X * \theta + A \quad (4.2.1.9)$$

La relación $X * \theta + A$ se describe así ya que se considero θ positivo desde la horizontal hacia abajo y por la propiedad del seno de ser impar, cuando θ sea negativo la componente $X * \theta$ se restará al valor de A.

De las anteriores dos relaciones se obtiene que:

$$\tan \beta = \frac{X * \cos \theta}{X * \theta + A} \quad (4.2.1.10)$$

Finalmente, con todo lo anteriormente descrito se puede despejar las fuerzas F_5 y F_6 :

$$\rightarrow F_5 = \frac{M * (X * \theta + A)}{X * A * \cos \theta} \quad (4.2.1.11)$$

$$\rightarrow F_6 = \frac{M * (X * \theta + A)}{X * A * \cos \theta} * \frac{X * \cos \theta}{(X * \theta + A)} = \frac{M}{A} \quad (4.2.1.12)$$

Aunque estas son las fuerzas que recibe el cilindro lo que es de real interés es disponerlas de manera significativa, es decir, colocarlas en dos ejes específicos ($Y' X'$), uno que se encuentre colineal al eje del cilindro y otro a 90° . Esto se realiza a partir de relaciones trigonométricas:

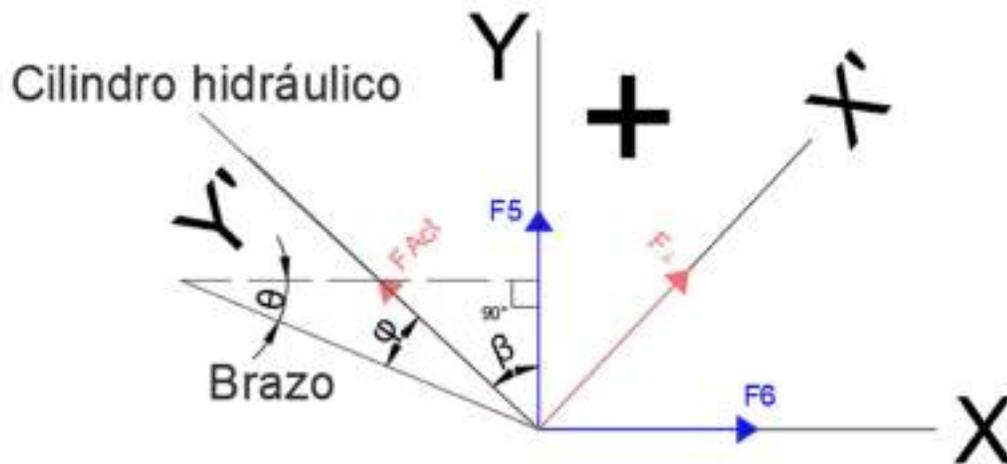


Figura 4.2.1.5. Cambio de ejes para fuerzas de actuación y perpendiculares. Fuente: [Elaboración propia].

El ángulo que comprende a los dos sistemas de ejes resulta ser β y es el que permite desglosar las fuerzas F_5 y F_6 en las fuerzas F_{Act} y F_{\perp} .

Pero primero se explicará cómo se llega a la conclusión de que ese ángulo es β .

Para comenzar, al ángulo marcado como β en la figura 4.2.1.5 se denominará α el cual será un valor incógnito.

Ahora para encontrar el valor de α se utiliza la propiedad de los triángulos que dice que la suma de todos sus ángulos es 180° . Luego, la relación entre α y los ángulos dato θ y φ es:

$$\rightarrow 180^\circ = 90^\circ + \theta + \varphi + \alpha \quad (4.2.1.13)$$

$$\rightarrow \alpha = 90^\circ - \theta - \varphi \quad (4.2.1.14)$$

Pero también viendo el triángulo rectángulo que se muestra a continuación, y planteando la misma identidad de los triángulos obtenemos:

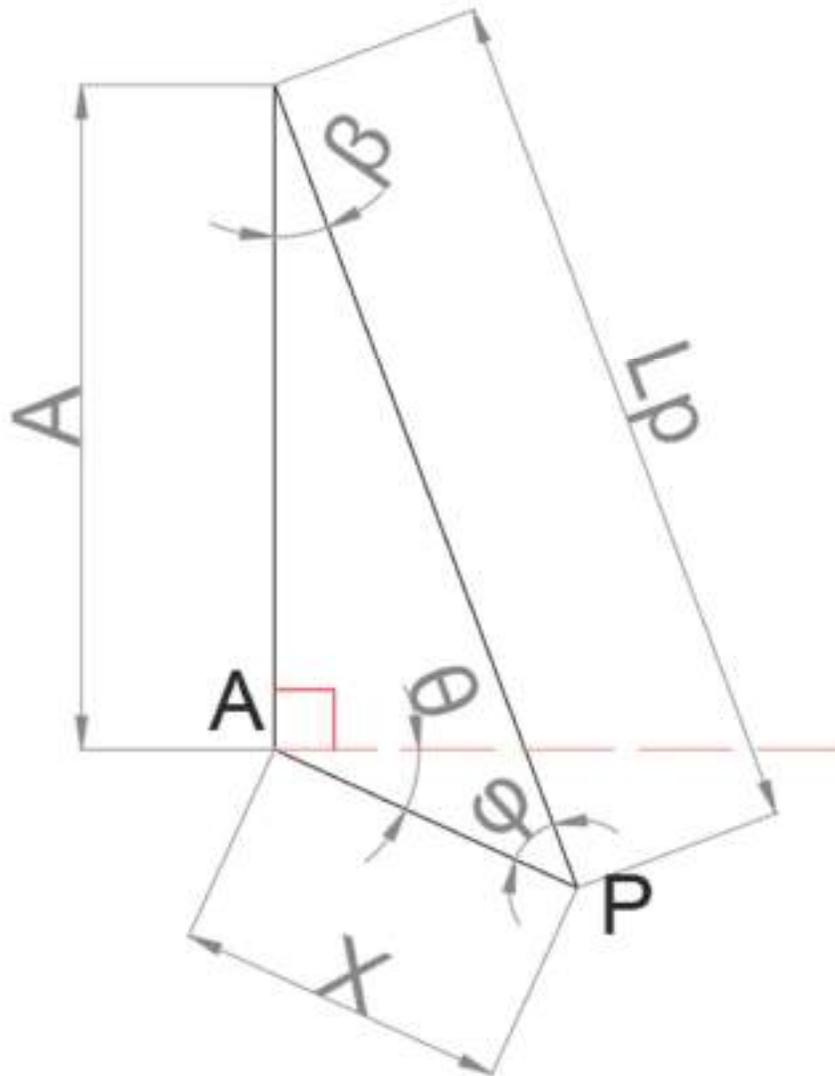


Figura 4.2.1.6. Diagrama geométrico entre pared, cilindro y brazo. Fuente: [Elaboración propia].

$$\rightarrow 180^\circ = 90^\circ + \theta + \varphi + \beta \quad (4.2.1.15)$$

$$\rightarrow \beta = 90^\circ - \theta - \varphi \quad (4.2.1.16)$$

$$\rightarrow \alpha = \beta \quad (4.2.1.17)$$

Concluyendo que $\alpha = \beta$. Con lo cual el ángulo que permite trasladar las fuerzas F_5 y F_6 hacia la dirección de F_{Act} y F_\perp es β .

Ahora, la fuerza F_{Act} se compone en parte por la fuerza F_5 y F_6 aunque esta última al estar en dirección opuesta restará:

$$F_{Act} = F_5 * \cos \beta - F_6 * \sin \beta \quad (4.2.1.18)$$

La fuerza F_\perp se compone en parte por la fuerza F_5 y F_6 con la diferencia de que esta vez ambas se sumarán:

$$F_\perp = F_5 * \sin \beta + F_6 * \cos \beta \quad (4.2.1.19)$$

Como se puede observar de la figura 4.2.1.6 se cuenta con el dato del momento M , y las posiciones X y A las cuales se variarán más adelante para ver cómo se modifican las fuerzas y las carreras del pistón. También, se dispone de la información entre que ángulos puede variar θ debido a datos recuperados por el estudio de las olas hecho por el ingeniero Gelos [3]. Pero el inconveniente en este momento es que para obtener ambas fuerzas que recibe el cilindro en función del tiempo restaría encontrar la relación entre el ángulo θ y el tiempo. También hasta este punto tomamos a M como un valor constante, pero en realidad se desconoce su función dependiente del tiempo, solo se sabe su valor máximo y promedio.

Estos dos inconvenientes se resolverán en las siguientes subsecciones 4.2.2 y 4.2.3.

4.2.2. MOMENTO "M"

Al principio de la sección se hablaba de un momento M , el cual englobaba la fuerza que absorbe el conjunto brazo-flotador. Dicho momento, de acuerdo a la investigación del ing. Gelos [3], es senoidal, pero se desconoce su frecuencia de actuación.

La información con la que se cuenta es su valor máximo, por lo tanto, lo que vamos a buscar es una relación entre el ángulo θ y el tiempo, ya que el movimiento de las olas depende del tiempo, y θ depende del movimiento de las olas.

En primer lugar, se plantea como sería en forma general la ecuación que describe al momento producido en el punto A.

$$M(t) = \hat{M} * \left(\frac{2\pi}{T} * t + \alpha \right) \quad (4.2.2.1)$$

Siendo:

- \hat{M} : El momento pico o máximo producido.
- T : Periodo de la función senoidal
- α : desfasaje de la función senoidal
- t : tiempo

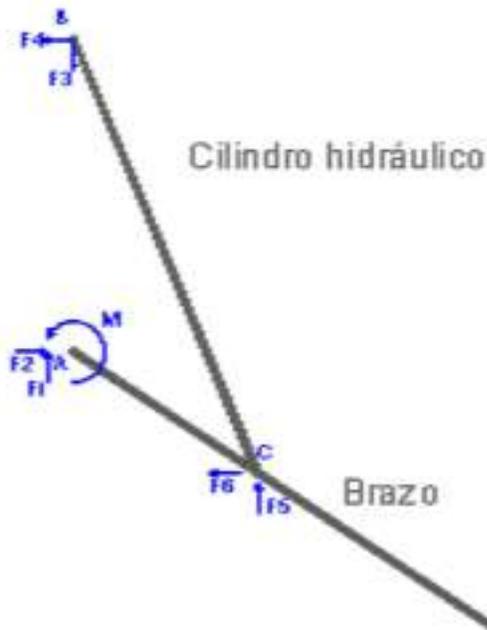


Figura 4.2.2.1. Diagrama aislado de brazo-cilindro. Fuente: [Elaboración propia].

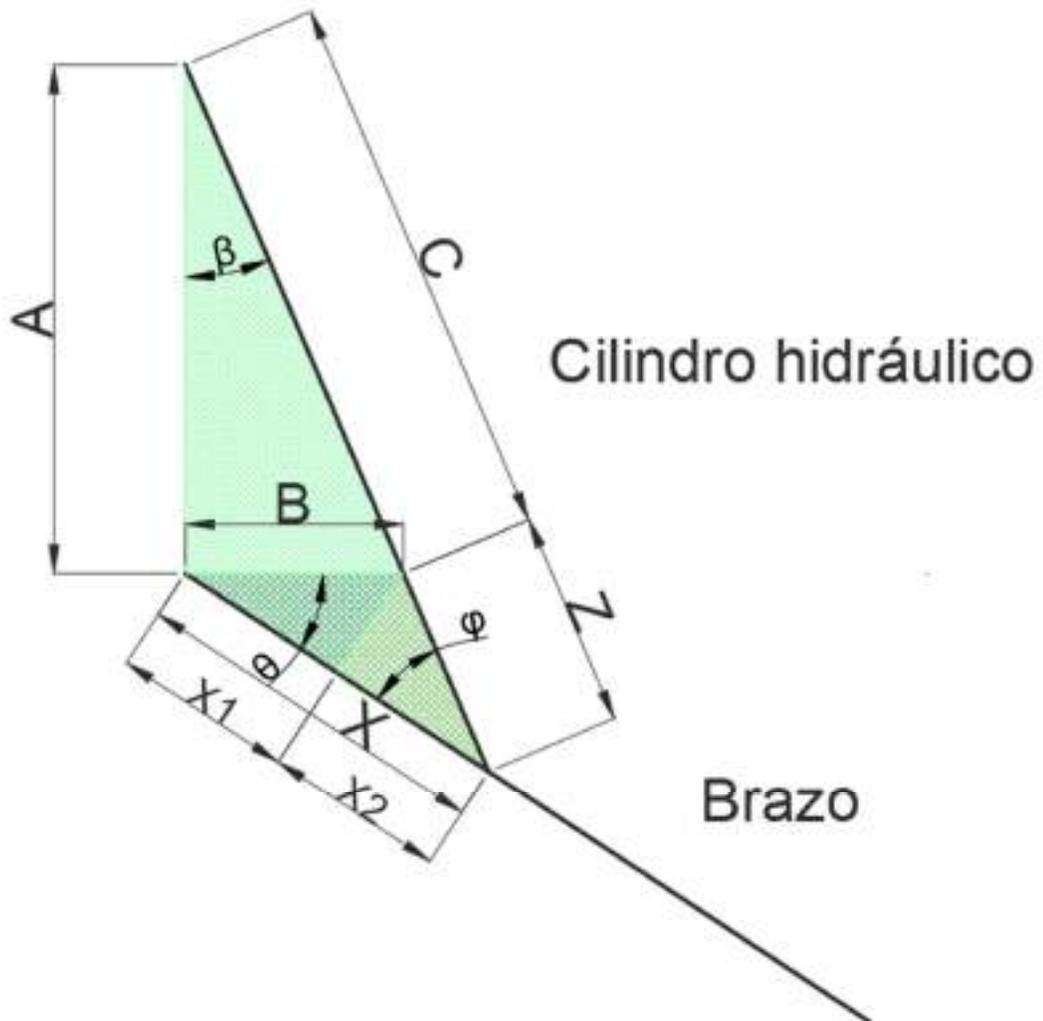


Figura 4.2.2.2. Medidas algebraicas del sistema Brazo-Cilindro. Fuente: [Elaboración propia].

Para una ola dada, dependiendo de su altura, se puede obtener un valor máximo y otro mínimo de θ . La ecuación para dicho cálculo se detalla en la siguiente sección (4.2.4).

Con dichos valores se puede plantear un $\Delta\theta$ el cual será como sigue:

$$\Delta\theta = \theta_{M\acute{a}x} - \theta_{M\acute{i}n} \quad (4.2.2.2)$$

En la siguiente figura se puede observar que durante el movimiento entre $\theta_{M\acute{a}x}$ y $\theta_{M\acute{i}n}$ transcurrieron $\frac{T}{2}$ segundos, evidenciando también que cuando pasaron T segundos la variación de θ fue de $2\Delta\theta$.

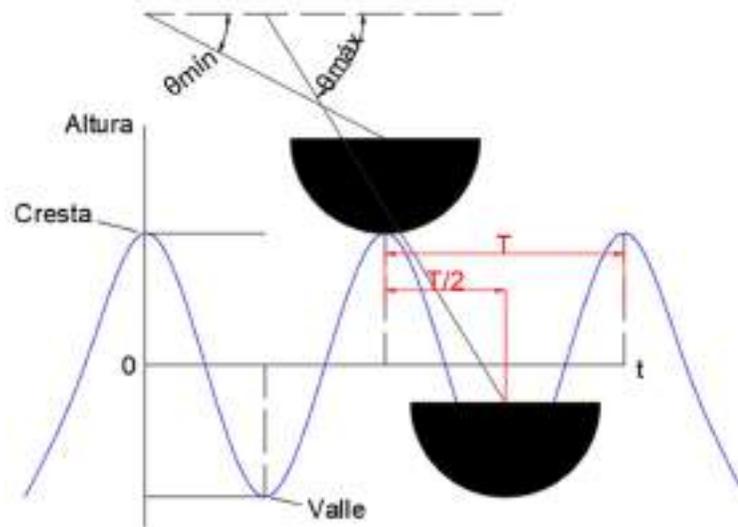


Figura 4.2.2.3. Brazo-Flotador valores máximos y mínimos de θ . Fuente: [Elaboración propia].

Así, surge una relación entre el periodo y los ángulos, pero también se puede plantear que a cada fracción de tiempo que transcurre una variación angular, es decir, por cada t de tiempo que sucede se corresponde con un movimiento de θ desde su mínima posición hasta su posición actual luego de transcurrido dicho t .

$$t = \Delta\theta = \theta - \theta_{Mín} \quad (4.2.2.3)$$

Por lo tanto, si se vuelve a plantear la ecuación del momento resulta:

$$M(t) = \hat{M} * \left(\frac{2\pi}{T} * t + \alpha \right) = \hat{M} * \left(\frac{2\pi}{2\Delta\theta} * (\theta - \theta_{Mín}) + \alpha \right) \quad (4.2.2.4)$$

$$M(\theta) = \hat{M} * \left(\frac{\pi}{(\theta_{Máx} - \theta_{Mín})} * (\theta - \theta_{Mín}) + \alpha \right) \quad (4.2.2.5)$$

Lo último que quedaría resolver es cual es el desfase de la ecuación. Esto se debe relacionar con la premisa de que en situación de equilibrio (sin la existencia de ninguna ola) el valor de θ es de $23,15^\circ$.

Básicamente lo que se busca entonces es que la ecuación arroje un valor de momento nulo al encontrarse en $\theta = 23,15^\circ$. Por lo tanto, cuando el primer termino dentro del seno valga:

$$\frac{\pi * (23,15^\circ - \theta_{Mín})}{(\theta_{Máx} - \theta_{Mín})} \quad (4.2.2.6)$$

Alpha (α) debe tomar dicho valor, pero de signo opuesto, resultando la ecuación final en:

$$M(\theta) = \hat{M} * \left(\frac{\pi * (\theta - \theta_{Mín})}{(\theta_{Máx} - \theta_{Mín})} - \frac{\pi * (23,15^\circ - \theta_{Mín})}{(\theta_{Máx} - \theta_{Mín})} \right) \quad (4.2.2.7)$$

Siendo:

- θ : Valor de tita en este instante
- $\theta_{Mín}$: Mínimo valor de tita dependiendo de la ola
- $\theta_{Máx}$: Máximo valor de tita dependiendo de la ola

Para finalizar se engloba todo lo mencionado y realizado en las anteriores secciones, plasmándolo en la ecuación final de las fuerzas que recibe el cilindro.

$$F_{Act}(\theta) = M(\theta) * \left(\frac{1}{X * \cos \theta} + \frac{\tan \theta}{A} \right) * \cos \cos \left(\arctan \arctan \left(\frac{X * \cos \theta}{A + X * \theta} \right) \right) - \frac{M(\theta)}{A} * \left(\arctan \arctan \left(\frac{X * \cos \theta}{A + X * \theta} \right) \right) \quad (4.2.2.8)$$

La fuerza de actuación mencionada anteriormente se ve que depende del ángulo θ , pero a su vez él depende del tiempo. Como la principal búsqueda es obtener la fuerza a lo largo del tiempo, lo que faltaría es encontrar una relación entre el ángulo y el tiempo.

4.2.3. RELACIÓN ENTRE TITA θ Y EL TIEMPO t

Como ya mencionamos que la posición inicial del sistema es con el ángulo θ en un valor de $23,15^\circ$. Si representamos gráficamente esa posición con sus medidas resulta:

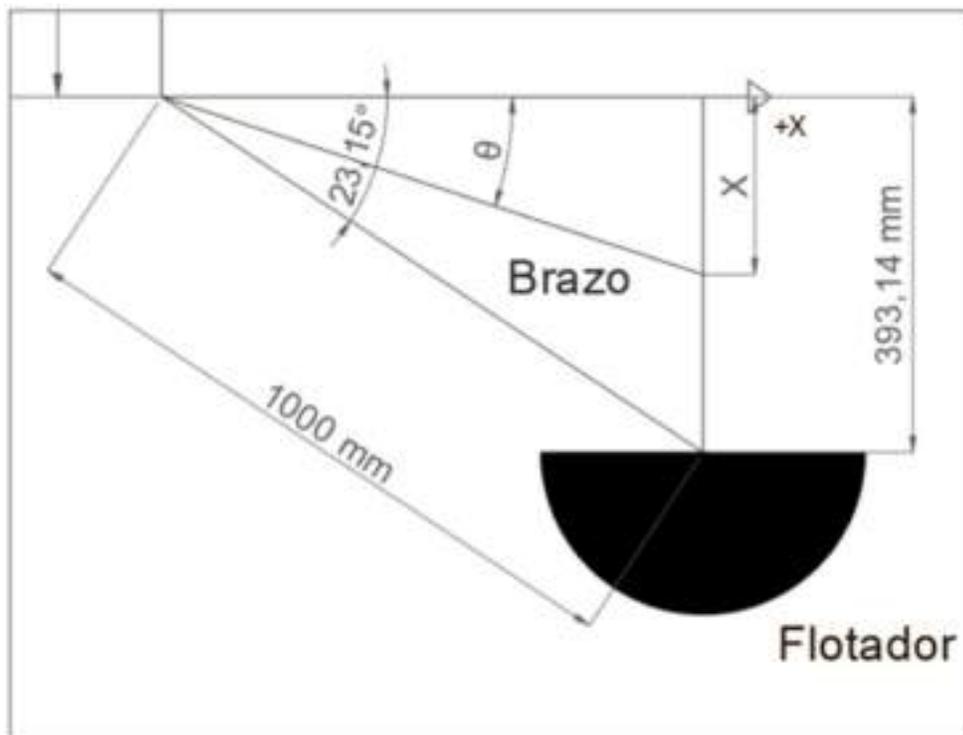


Figura 4.2.3.1. Representación gráfica del brazo-flotador. Fuente: [Elaboración propia].

Recordando que las olas son representadas con un movimiento sinusoidal y que el flotador se mueve siguiéndola, se puede plantear como varía la posición X del flotador.

$$X = 393,14 + A * \text{sen}(w * t + \alpha) \quad (4.2.3.1)$$

Siendo:

- A: la altura de la ola
- w: velocidad angular de la ola
- t: tiempo
- α : ángulo de desfasaje

Suponiendo que en el tiempo inicial (t=0) la ola está en su máxima altura el valor de X debe ser:

$$X = 393,14 + A * \text{sen}(w * 0 + \alpha) = 393,14 - A \quad (4.2.3.2)$$

$$A * \text{sen}(\alpha) = -A \quad (4.2.3.3)$$

$$\text{sen}(\alpha) = -1 \quad (4.2.3.4)$$

$$\alpha = \text{arcsen}(-1) \quad (4.2.3.5)$$

$$\alpha = -90^\circ \quad (4.2.3.6)$$

Para corroborar que la ecuación es correcta, sabemos que en un tiempo igual a un cuarto del periodo de la ola (T/4) el valor de X es:

$$X = 393,14 + A * \text{sen}\left(w * \frac{T}{4} + \alpha\right) = 393,14 \quad (4.2.3.7)$$

Recordando que:

$$w = 2\pi * f = \frac{2\pi}{T} \quad (4.2.3.8)$$

$$X = 393,14 + A * \text{sen}\left(\frac{2\pi}{T} * \frac{T}{4} + \alpha\right) = 393,14 \quad (4.2.3.9)$$

$$X = 393,14 + A * \text{sen}\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{2}\right) = 393,14 \quad (4.2.3.10)$$

$$X = 393,14 + A * \text{sen}(0) = 393,14 \quad (4.2.3.11)$$

$$X = 393,14 = 393,14 \quad (4.2.3.12)$$

Pero lo que buscamos es relacionar es el ángulo θ y el tiempo t, entonces debemos buscar otra relación. Recordando la figura 4.2.3.1 podemos relacionar X con el ángulo:

$$X = 1000 * \text{sen}(\theta) \quad (4.2.3.13)$$

Igualando ecuaciones:

$$X = 393,14 + A * \text{sen}\left(\frac{2\pi}{T} * t - \frac{\pi}{2}\right) = 1000 * \text{sen}(\theta) \quad (4.2.3.14)$$

Despejando el tiempo:

$$t = \frac{T}{2\pi} * \left[\text{arcsen}\left(\frac{1000 * \text{sen}(\theta) - 393,14}{A}\right) + \frac{\pi}{2} \right] \quad (4.2.3.15)$$

También podemos despejar el ángulo:

$$\theta = \text{arcsen}\left[\frac{393,14 + A * \text{sen}\left(\frac{2\pi}{T} * t - \frac{\pi}{2}\right)}{1000}\right] \quad (4.2.3.16)$$

Finalmente encontramos la relación entre el tiempo y el ángulo, con esto podemos concluir que la ecuación de la fuerza de actuación depende del tiempo y estamos en condiciones de escribir su función completa. Por cuestiones de prolijidad no se unifica todo en una ecuación para presentarla, pero se está en condición de poder colocar el ángulo correspondiente al instante de tiempo que deseemos en la última ecuación de la fuerza de actuación.

4.2.4. LARGO DEL CILINDRO

A continuación, se explicará cómo se obtuvo la ecuación que permite calcular cuál es el máximo movimiento del pistón, es decir, la máxima carrera del cilindro. Si se observa la Figura 4.2.1.4, se obtiene que el largo del cilindro es el denominado L_p .

Recordando la ecuación 4.2.1.8:

$$L_p * \text{sen} \beta = X * \cos \theta \quad (4.2.1.8)$$

Despejando L_p de la ecuación se obtiene:

$$L_p = \frac{X * \cos \theta}{\text{sen} \beta} \quad (4.2.4.1)$$

Recordando la ecuación 5.2.1.10 de donde obtenemos el valor de β :

$$\tan \beta = \frac{X * \cos \theta}{X * \theta + A} \quad (4.2.1.10)$$

Finalmente, unificando se obtiene el valor de L_p dependiendo de todos valores conocidos como lo son θ , X y A (los valores de A y X se definirán más adelante en la sección 5.3):

$$L_P = \frac{X \cdot \cos \theta}{\text{sen} \left(\arctg \left(\frac{X \cdot \cos \theta}{X + A} \right) \right)} \quad (4.2.4.2)$$

Esta ecuación lo único que provee es el largo total del cilindro, más adelante en la sección 4.3 se calculará para dos ángulos y su diferencia será la carrera que existe entre dichos ángulos.

4.3. ANÁLISIS POSICIÓN BRAZO DEL PISTÓN Y ALTURA ENTRE LOS DOS AGARRES BRAZO PISTÓN/BRAZO BOYA

Como se ha mencionado, el modelo parte de un estándar mundial que es el logrado por Wave Star. Esto significa que, al ser un estándar, servirá a modo de comparativa de las distintas tecnologías que se pueden utilizar para generar energía eléctrica con energía undimotriz, dándole al proyecto un escalón más de utilidad.

La figura con las medidas del Wave Star escala 1:10 es la siguiente:

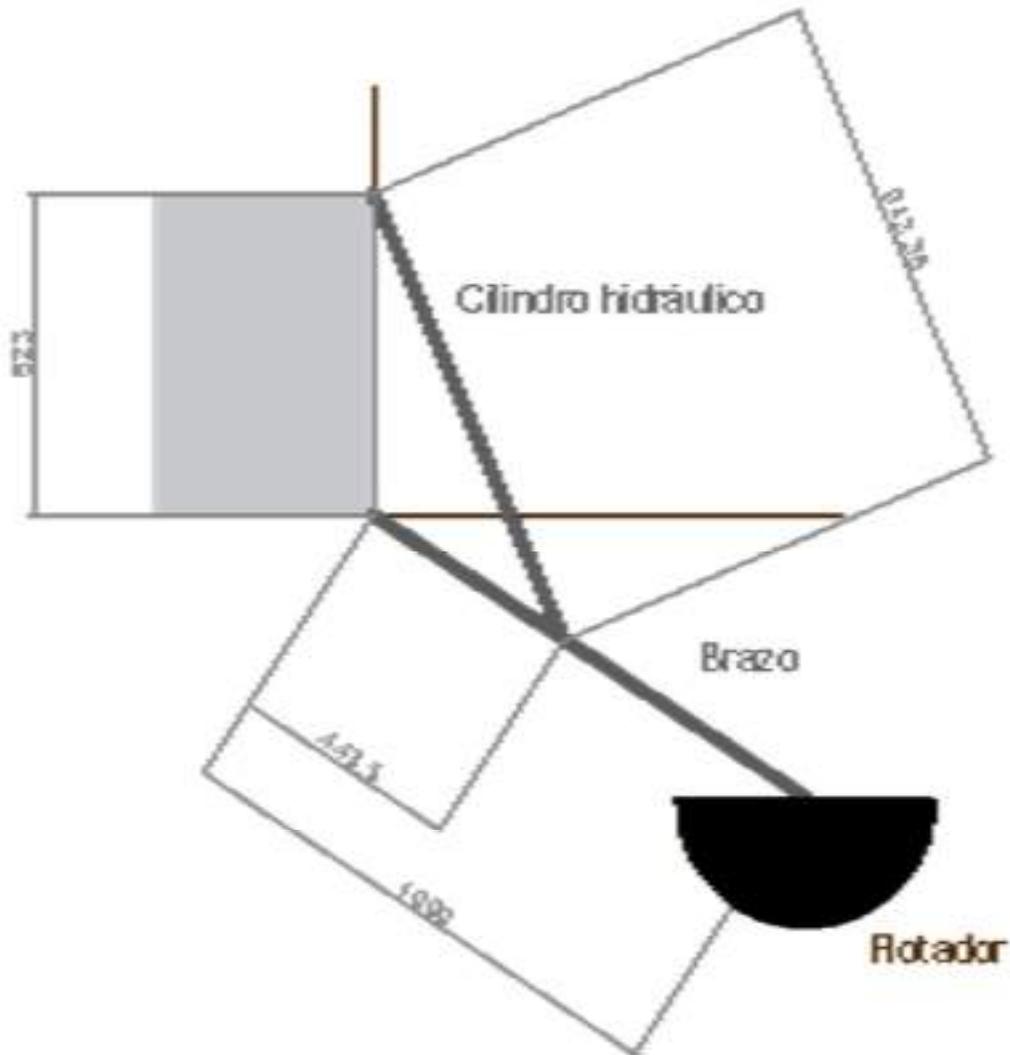


Figura 4.3.1. Medidas escaladas 1:10 del sistema Wave Star. Fuente: [Elaboración propia].

Pero será objetivo de esta sección entender porque se eligieron estas posiciones y si hay alguna que se pueda optimizar, ya que no existe información alguna acerca de esto.

Para el estudio de posición del brazo pistón y del brazo boya, se opta por mover dos posiciones que son las más interesantes en el sistema, la posición X donde va apoyado el brazo pistón y la distancia A entre los agarres del brazo pistón y del brazo boya. A continuación, se puede ver las distancias que se varían:

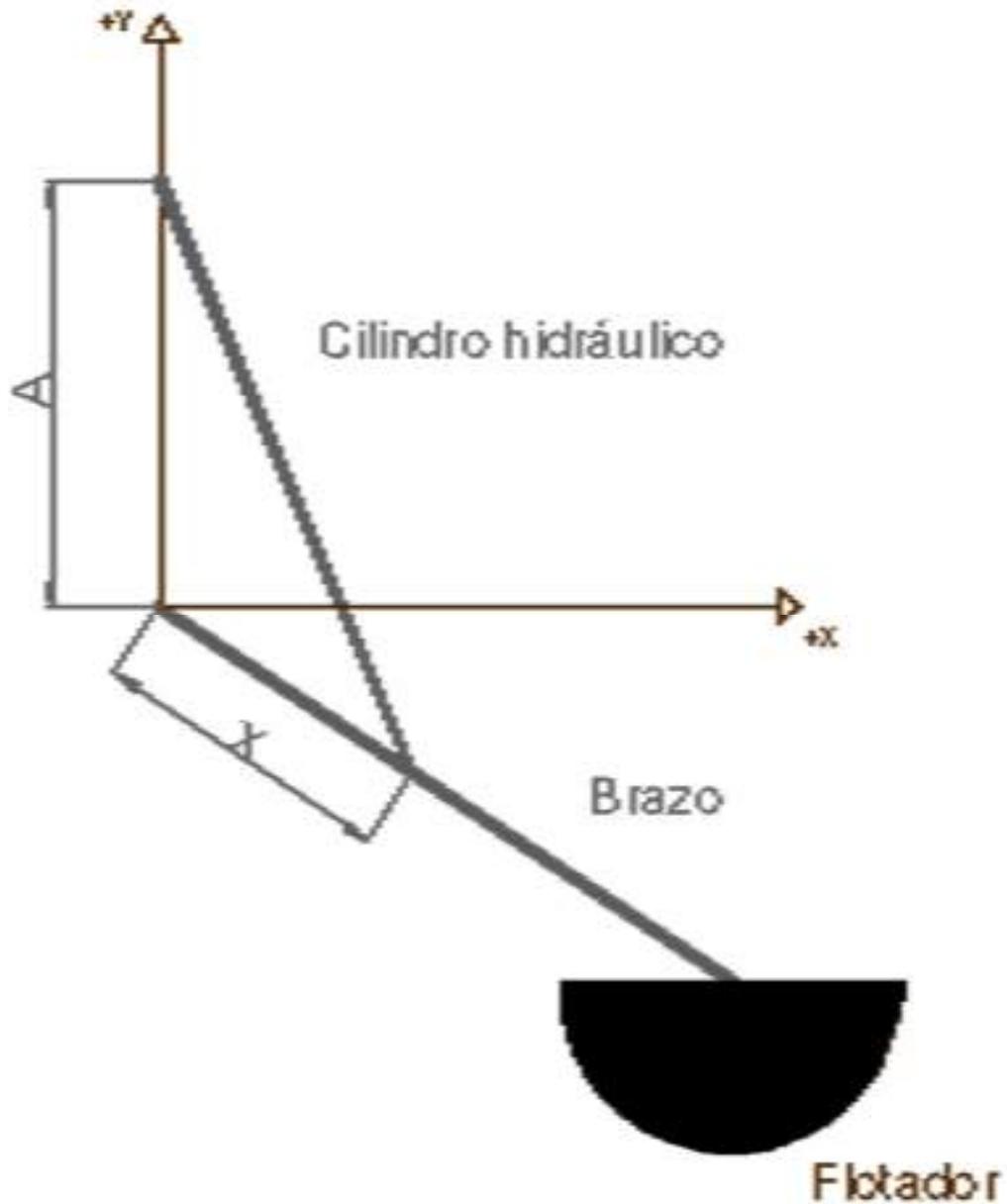


Figura 4.3.2. Distancias a modificar A y X . Fuente: [Elaboración propia].

De esta forma se analizarán 3 posiciones de A y 3 posiciones de X , formando una combinación de 9 posibilidades distintas.

Se tomará como referencia el grupo de olas que más energía nos da durante el año, el grupo de olas número 3, a modo de estudio del sistema.

La siguiente imagen nos muestra la fuerza máxima de actuación, fuerza máxima perpendicular y caudal medio para las medidas del caso original escala 1:10 del prototipo Wavestar:

| Altura [m] | Periodo [s] | F act más [N] | F perpendicular más [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|---------------|-------------------------|----------------------|--------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 74,995318 | 87,0667617 | 2,869992707 | 0,4435 | 0,623 |
| 1 | 2,84604989 | 222,7944359 | 258,6560144 | 1,275552314 | | |
| 1 | 4,11096096 | 222,7944359 | 258,6560144 | 0,883074679 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 124,3321858 | 131,7453096 | 4,30820179 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 370,7062235 | 392,8090372 | 1,914756351 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 370,7062235 | 392,8090372 | 1,325600551 | | |

Tabla 4.3.1. Fuerzas y Carrera mínima caso Wave Star. Fuente: [Elaboración propia].

En la variación de las posiciones se analizarán 2 de los 3 puntos importantes en el estudio de fuerzas, mencionados también en el comienzo de la sección 4.1.:

1) Fuerza Máxima: Da una idea de cuanto es el máximo aprovechamiento de la fuerza que ejerce la boya en el caso de fuerza de actuación y también las fuerzas que deberá soportar como máximo el brazo pistón con la fuerza perpendicular.

Con la fuerza de actuación se podrá calcular más adelante la presión que hay en el sistema para saber el torque que estará ofreciendo el motor hidráulico, que viene aparejado con la potencia que entrega, por lo que, a mayor fuerza máxima, se supone mayor torque a la salida.

2) Caudal: Se analizará que volumen de líquido se está empujando en un periodo de $T/2$, y se lo estudiará como un caudal medio. Así, se podrá estimar el caudal medio que le llegará al motor y analizar su funcionamiento para dejarlo acorde a las RPM que necesita el generador, buscando una eficiencia optima.

Para entender a partir de ahora tendremos dos conceptos importantes: se va relacionar la fuerza con la presión hidráulica, la cual nos dará un torque tal que hará funcionar al generador determinada potencia y, luego, con el caudal se intentará fijar las RPM necesarias para que el generador funcione la mayor parte del tiempo a altas eficiencias.

Por último, se hace hincapié nuevamente en que para que el generador funcione, solo se le debe dar un torque de 0.05 Nm con el motor, lo cual es un torque muy bajo y con un movimiento muy pequeño de olas ya le podremos dar la presión necesaria para hacerlo funcionar. Entonces, es una cuestión de diseño darle más o menos eficiencia y potencia, pero el sistema estará siempre funcionando.

4.3.1. ANÁLISIS POSICIÓN X

Haciendo más pequeño el valor de X, se pone el cilindro hidráulico más vertical, lo que conlleva a un ángulo β más pequeño, que hace las fuerzas máximas más grandes,

pero la carrera más corta. La variación de X y β se puede observar en la unidad 4.2.1. con mayor detalle, y a continuación una imagen para ver con detenimiento:



Figura 4.3.1.1. Medidas geométricas entre la pared, el cilindro y brazo. Fuente: [Elaboración propia].

Es un caso para aprovechar, ya que habrá más fuerza de actuación, pero con la consecuencia de que no se podrá ejercerle la fuerza que se quiera de forma perpendicular al cilindro hidráulico porque se va a romper, y también hay que tener en cuenta que se tendrá menor caudal por tener una menor carrera.

En las siguientes figuras se puede apreciar que las fuerzas de actuación y las perpendiculares, que se busca que no estén en exceso, aumentan respecto del caso original $X=0.4435$ m.

| Altura [m] | Periodo [s] | F act máx [N] | F perpendicular máx [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|---------------|-------------------------|----------------------|-------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 118,6026977 | 90,73595512 | 2,198778988 | 0,3 | 0,623 |
| 1 | 2,84604989 | 352,3422772 | 269,5563733 | 0,977235106 | | |
| 1 | 4,11096096 | 352,3422772 | 269,5563733 | 0,676547381 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 191,1035762 | 136,6650737 | 3,30001994 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 569,790393 | 407,477702 | 1,466675529 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 569,790393 | 407,477702 | 1,015390751 | | |

Tabla 4.3.1.1. Caso $X = 0,3$ m. Fuente: [Elaboración propia].

En cuanto a la carrera del pistón, al tener menos recorrido por estar más vertical, tendremos un valor menor de la carrera mínima respecto del original, con lo cual un menor caudal, y tampoco es deseado.

Ahora, una vez analizado el caso de una distancia X más pequeña que el caso original Wave Star, analizaremos el caso en que $X=0.6m$.

| Altura [m] | Periodo [s] | Fact máx [N] | F perpendicular máx [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|--------------|-------------------------|----------------------|-------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 49,63545797 | 83,2678752 | 3,406624775 | 0,6 | 0,623 |
| 1 | 2,84604989 | 147,4559233 | 247,3703663 | 1,514055456 | | |
| 1 | 4,11096096 | 147,4559233 | 247,3703663 | 1,048192239 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 85,63245202 | 126,6726959 | 5,114074459 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 255,3199133 | 377,684639 | 2,272921982 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 255,3199133 | 377,684639 | 1,573561372 | | |

Tabla 4.3.1.2. Caso $X = 0,6 m$. Fuente: [Elaboración propia].

Al estar el pistón más horizontal, la fuerza de actuación nos disminuye, lo cual es indeseable, pero a su vez el caudal aumenta notablemente lo cual si se busca.

Concluimos así, que el caso original tiene un compromiso entre fuerza y caudal, ya que si se achica la distancia X se pierde caudal, y si se aumenta se pierde fuerza, con lo cual parece ser un caso bastante favorable y es probable que por eso hayan elegido esta medida en el prototipo Wave Star.

4.3.2. ANÁLISIS POSICIÓN A

Para el caso de análisis posición A, se comparará de nuevo con el caso original, que es de $A=0.623m$.

| Altura [m] | Periodo [s] | Fact máx [N] | F perpendicular máx [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|--------------|-------------------------|----------------------|--------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 74,995318 | 87,0667617 | 2,869992707 | 0,4435 | 0,623 |
| 1 | 2,84604989 | 222,7944359 | 258,6560144 | 1,275552314 | | |
| 1 | 4,11096096 | 222,7944359 | 258,6560144 | 0,883074679 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 124,3321858 | 131,7453096 | 4,38820179 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 370,7062235 | 392,8090372 | 1,914756351 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 370,7062235 | 392,8090372 | 1,325600551 | | |

Tabla 4.3.2.1. Caso $A = 0,623 m$. Fuente: [Elaboración propia].

Se comienza con disminuir el valor de A a $A=0.4m$. A continuación, se observa que todos los casos son desfavorables. La fuerza de actuación disminuye, la fuerza perpendicular aumenta y el caudal disminuye también, con lo que la conclusión es que este caso no es para nada favorable y se lo descarta. A continuación, se ven los datos:

| Altura [m] | Periodo [s] | Fact máx [N] | F perpendicular máx [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|--------------|-------------------------|----------------------|--------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 62,00646608 | 126,5542507 | 2,342934596 | 0,4435 | 0,4 |
| 1 | 2,84604989 | 184,2074412 | 375,9645754 | 1,041304265 | | |
| 1 | 4,11096096 | 184,2074412 | 375,9645754 | 0,720902953 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 110,0431759 | 193,1116851 | 3,517228435 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 328,1024127 | 575,7777281 | 1,563212638 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 328,1024127 | 575,7777281 | 1,082224134 | | |

Tabla 4.3.2.2. Caso A = 0,4 m. Fuente: [Elaboración propia].

Una vez analizado el caso de una distancia A más pequeña que la original, se pasa al caso de una distancia A más grande; A=0.8m.

| Altura [m] | Periodo [s] | Fact máx [N] | F perpendicular máx [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|--------------|-------------------------|----------------------|--------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 78,85300717 | 69,7601596 | 3,124525692 | 0,4435 | 0,8 |
| 1 | 2,84604989 | 234,2547737 | 207,2419428 | 1,389678086 | | |
| 1 | 4,11096096 | 234,2547737 | 207,2419428 | 0,961392521 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 128,1088687 | 105,2182104 | 4,689766655 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 381,9667014 | 313,7163976 | 2,084340736 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 381,9667014 | 313,7163976 | 1,443005125 | | |

Tabla 4.3.2.3. Caso A = 0,8 m. Fuente: [Elaboración propia].

Para el caso en que se aumenta la distancia de A a A=0.8m, es el caso contrario de lo que se analizó anteriormente para A=0.4m, ya que todos los casos se ven favorecidos respecto del original; la fuerza de actuación aumenta, la fuerza perpendicular baja y el caudal aumenta. Esto son todos datos beneficiosos para nuestro sistema de sujeción, por lo que se intentara aumentar aún más la distancia A.

Se observa que, en cuanto a la carrera, al aumentar la distancia entre agarres, se aumenta el largo del pistón hidráulico, lo que va a dar una carrera mayor, favoreciendo el caudal.

De esta forma, llevaremos la distancia A a A=2m para ver los resultados finales:

| Altura [m] | Periodo [s] | Fact máx [N] | F perpendicular máx [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|--------------|-------------------------|----------------------|--------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 81,93595219 | 29,40320289 | 3,728248823 | 0,4435 | 2 |
| 1 | 2,84604989 | 243,4135188 | 87,35038634 | 1,656999477 | | |
| 1 | 4,11096096 | 243,4135188 | 87,35038634 | 1,147153484 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 128,8873448 | 44,11582587 | 5,593523279 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 384,2877895 | 131,5348162 | 2,486010346 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 384,2877895 | 131,5348162 | 1,721084086 | | |

Tabla 4.3.2.4. Caso A = 2 m. Fuente: [Elaboración propia].

| Altura [m] | Periodo [s] | Fact máx [N] | F perpendicular máx [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|--------------|-------------------------|----------------------|--------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 74,995318 | 87,0667617 | 2,869992707 | 0,4435 | 0,623 |
| 1 | 2,84604989 | 222,7944359 | 258,6560144 | 1,275552314 | | |
| 1 | 4,11096096 | 222,7944359 | 258,6560144 | 0,883074679 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 124,3321858 | 131,7453096 | 4,30820179 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 370,7062235 | 392,8090372 | 1,914756351 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 370,7062235 | 392,8090372 | 1,325600551 | | |

Tabla 4.3.2.5. Resultados para la disposición original. Fuente: [Elaboración propia].

Ahora, en este último caso de análisis para $A=2\text{m}$, la fuerza de actuación aumenta en aproximadamente un 9%, la fuerza perpendicular disminuye un 17% y el caudal aumenta en un 20,3%.

Se concluye entonces que esta es la disposición final y cabe aclarar que no se decide aumentar aún más la distancia A , ya que existe un limitante que es la estructura sobre el nivel del mar que se deberá armar en un futuro. Según el análisis, se supone como valor óptimo una distancia $A=2\text{m}$, aumentando el volumen de la estructura portante sin excederse mucho, y aumentando la fuerza de actuación máxima al igual que el caudal, disminuyendo la fuerza perpendicular, modificando el caso original y optimizando el prediseño del sistema de sujeción hidráulico tal como se planteó en los objetivos.

4.4. MEDIDAS FINALES

Como se explicó en 4.2. se llegó a la decisión de utilizar unas medidas finales de:

$$A=2 \text{ m} \quad (4.4.1)$$

$$X= 0.4435 \text{ m} \quad (4.4.2)$$

Con estas medidas se encontró un compromiso entre bajar las fuerzas perpendiculares respecto del caso original, una mayor fuerza de actuación, un mayor caudal y no tener una estructura final tan voluminosa.

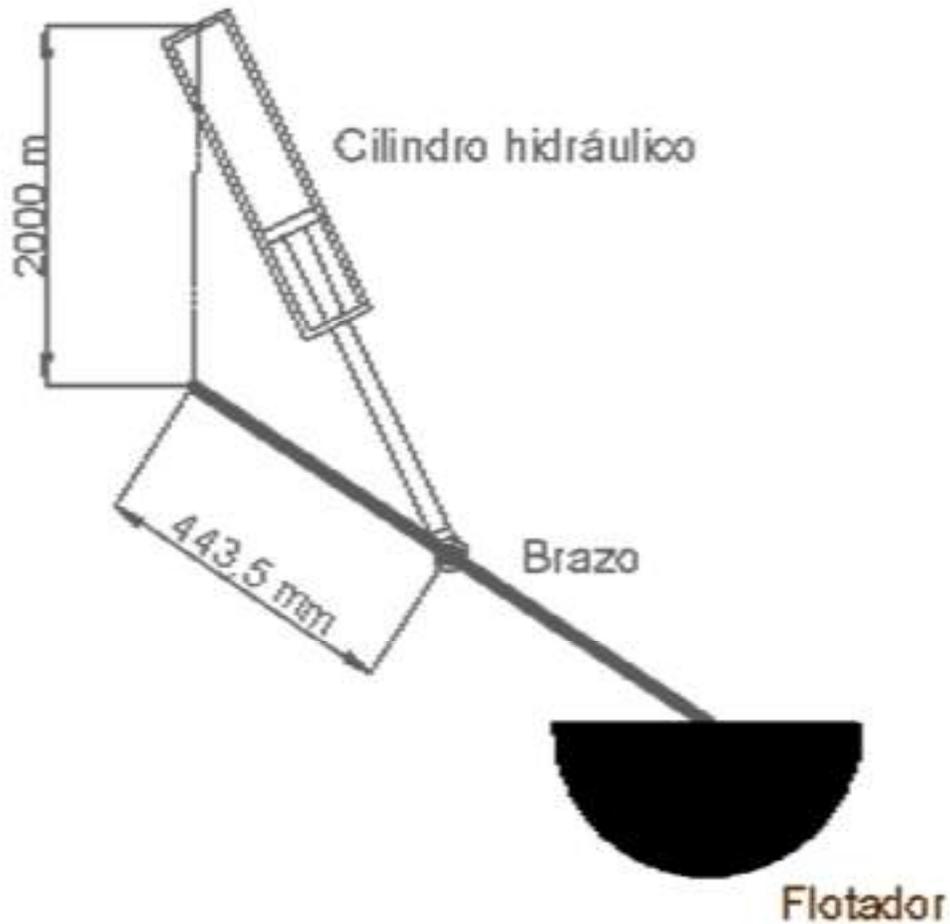


Figura 4.4.1. Medidas finales elegidas. Fuente: [Elaboración propia].

4.5. CARRERA MÁXIMA DEL CILINDRO

En esta sección se determinará el valor mínimo necesario que deberá tener el cilindro de carrera, dato esencial a la hora de seleccionar el actuador. Dicho valor es el máximo de carrera que se producirá por la ola de cresta más alta. La ola generará dos ángulos θ uno máximo y otro mínimo que determinarán el largo del pistón más comprimido o mínimo y el más extendido o máximo.

Lo que se busca determinar es cuáles serán los ángulos anteriormente mencionados.

Gracias al estudio de olas realizado por el Ing. Gelos [3] sabemos las siguientes cosas:

- 1) El sistema brazo-flotador tiene un ángulo de equilibrio ($\theta = 23,15^\circ$).
- 2) Las olas estudiadas se pueden tomar como sinusoidales en su movimiento, lo cual servirá como punto de partida para representar el movimiento del brazo.

3) Al contar con las distintas alturas pico de los diferentes grupos de olas se puede relacionar dichos datos para obtener su movimiento angular mínimo como se mostrará a continuación

4) Hay olas que son tan pequeñas que no nos aportaran energía al sistema hidráulico y lo mismo sucede con los grupos de olas que están en muy pocos momentos del año, por lo que no se tendrán en cuenta para el estudio.

Partimos del caso original donde tenemos para la posición de equilibrio el siguiente esquema:

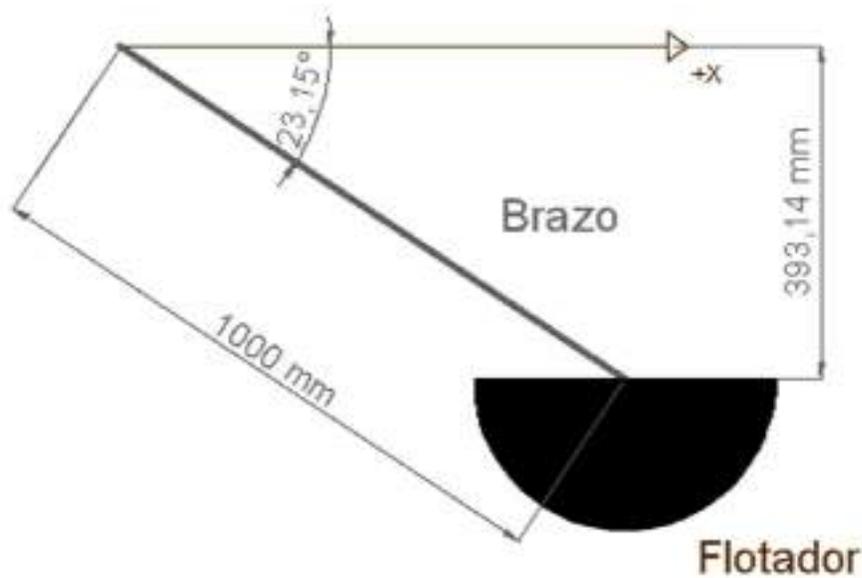


Figura 4.5.1. Medidas para la posición de equilibrio. Fuente: [Elaboración propia].

En este caso resulta que para un ángulo en equilibrio de $\theta=23,15^\circ$, un largo de brazo boya de 1000mm , la altura hasta el agarre (posición de referencia para saber el ángulo tita respecto de la horizontal) es de 393.14mm .

Ahora con el valor de altura respecto del agarre, se plantea un caso más general para así poder saber que rotación angular nos genera cada grupo de olas:

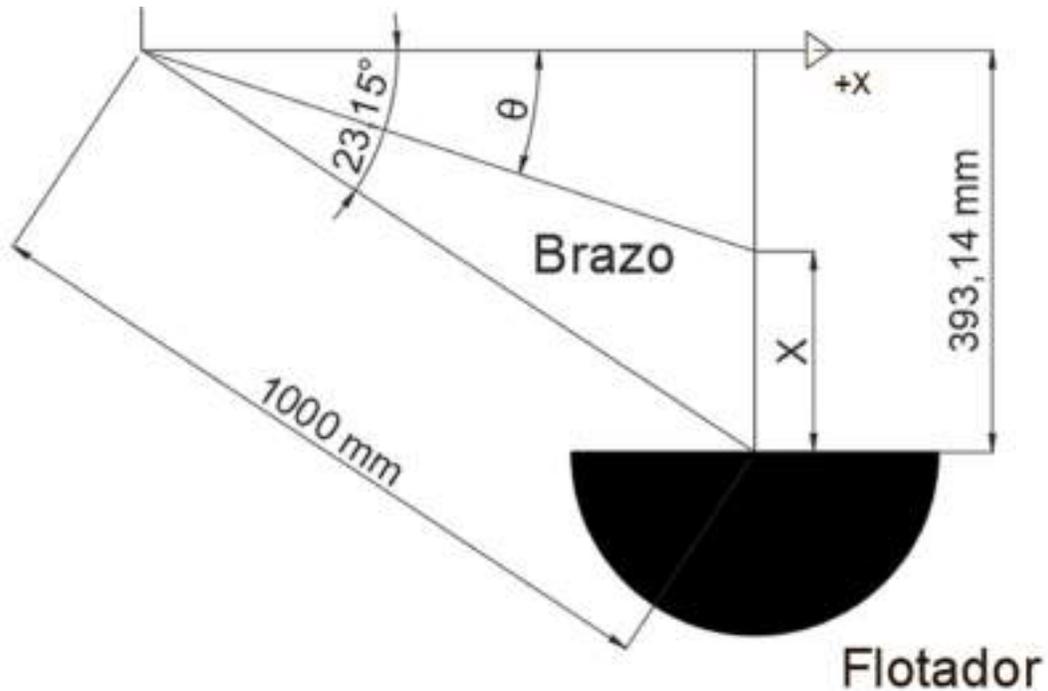


Figura 4.5.2. Diagrama para obtener la formula general. Fuente: [Elaboración propia].

Entonces, desarrollando se obtiene:

$$\sin \theta = \frac{393.14 - X}{1000} \quad (4.5.1)$$

$$\theta = \arcsin \frac{393.14 - X}{1000} \quad (4.5.2)$$

Siendo X la altura pico respecto de la horizontal de cada grupo de olas. Al analizar el modelo escala 1:10, no se puede utilizar la altura de las olas originales, ya que no sería correcto para el caso de estudio. Para una correcta interpretación se debe reducir en 10 la altura de las olas, como se muestra a continuación en la siguiente tabla:

| | Altura pico ola [m] | θ [°] |
|---------|---------------------|--------------|
| Grupo 0 | 0 | 23.15002101 |
| Grupo 1 | 0.05 | 20.06829573 |
| Grupo 2 | 0.1 | 17.04603709 |
| Grupo 3 | 0.15 | 14.07194011 |
| Grupo 4 | 0.2 | 11.13608801 |
| Grupo 5 | 0.25 | 8.229585508 |
| Grupo 6 | 0.3 | 5.344274965 |
| Grupo 7 | 0.45 | -3.259596046 |

Tabla 4.5.1. Angulo θ para cada grupo de olas. Fuente: [Elaboración propia].

Como se observa en la tabla anterior, para el grupo 7 de olas existe un ángulo negativo que refiere que para ese tipo de olas superaremos la altura horizontal de referencia, lo cual no es deseado. Para estas situaciones especiales de tormenta, donde las olas son nocivas para el sistema, Wave Star diseño un sistema de emergencia para el cual las boyas se retiran de servicio de forma manual evitando problemas estructurales y quedando fuera del alcance de las olas. Este sistema de seguridad está pactado para los grupos de olas que superan los 6 metros pico a pico. Es por eso que el grupo 7 de olas no será tomado en cuenta para el estudio.

Siguiendo con el análisis, sabiendo que el ángulo θ de equilibrio es 23.15° , podemos ver las variaciones de ángulo que nos produce cada grupo de olas respecto del original como:

$$\Delta\theta = 23.15^\circ - \theta_i \quad (4.5.3)$$

| | Altura pico ola [m] | θ [°] | $\Delta\theta$ respecto equilibrio [°] |
|---------|---------------------|--------------|--|
| Grupo 0 | 0 | 23.15002101 | 0 |
| Grupo 1 | 0.05 | 20.06829573 | 3.081725278 |
| Grupo 2 | 0.1 | 17.04603709 | 6.103983921 |
| Grupo 3 | 0.15 | 14.07194011 | 9.078080898 |
| Grupo 4 | 0.2 | 11.13608801 | 12.013933 |
| Grupo 5 | 0.25 | 8.229585508 | 14.9204355 |
| Grupo 6 | 0.3 | 5.344274965 | 17.80574605 |

Tabla 4.5.2. Variaciones angulares respecto al equilibrio para cada grupo de olas. Fuente: [Elaboración propia].

Esto sirve para saber la variación máxima que tendremos y poder averiguar el largo del pistón necesario.

Finalmente, lo que se hizo fue calcular el largo del cilindro (L_p) en la posición de equilibrio y luego en otras dos posiciones, una donde el ángulo sería el de equilibrio restándole la máxima variación ($23,15^\circ - 17,81^\circ = 5,34^\circ = \theta$) y la otra es al ángulo de equilibrio sumarle la máxima variación ($23,15^\circ + 17,81^\circ = 40,96^\circ = \theta$). Con ambos

datos lo que se obtiene es el valor máximo que puede tener el cilindro a la hora de estar comprimido y el valor necesario de su carrera para lograr ser útil en todas las olas deseadas.

Entonces se obtienen para los distintos ángulos de estudio:

Si $\theta = 5,34^\circ$ entonces:

$$\beta = \arctan \arctan \left(\frac{X \cdot \cos \theta}{X \cdot \theta + A} \right) = 12,2^\circ \quad (4.5.4)$$

$$L_p = \frac{X \cdot \cos \theta}{\sin \beta} = 2,08 \text{ m} \quad (4.5.5)$$

Si $\theta = 40,96^\circ$ entonces:

$$\beta = \arctan \arctan \left(\frac{X \cdot \cos \theta}{X \cdot \theta + A} \right) = 8,31^\circ \quad (4.5.6)$$

$$L_p = \frac{X \cdot \cos \theta}{\sin \beta} = 2,315 \text{ m} \quad (4.5.7)$$

De lo analizado anteriormente se obtiene un largo de pistón de $2,08 \text{ m}$ estando comprimido y un largo de $2,315 \text{ m}$ estando estirado, siendo la resta la carrera máxima que se puede lograr.

4.6. FUERZA EN POSICIÓN FINAL

Se observa a continuación las fuerzas de actuación, fuerzas perpendiculares y carrera mínima para la disposición final:

| Grupo | Altura [m] | Periodo [s] | F _{act} max [N] | F _{perp} max [N] | Carrera [l/mn] |
|-------|------------|-------------|--------------------------|---------------------------|----------------|
| 3 | 1 | 1,26491106 | 81,66099583 | 94,71400105 | 22,38552524 |
| | 1 | 2,84604989 | 242,6204501 | 281,374502 | 9,949122327 |
| | 1 | 4,11096096 | 242,6204501 | 281,374502 | 6,887853919 |
| | 1,5 | 1,26491106 | 130,107115 | 148,7253018 | 33,59281047 |
| | 1,5 | 2,84604989 | 387,9097226 | 443,4362237 | 14,92996021 |
| | 1,5 | 4,11096096 | 387,9097226 | 443,4362237 | 10,3361263 |

Tabla 4.5.3. Datos finales del sistema. Fuente: [Elaboración propia].

4.7. CONCLUSIONES DEL APARTADO

Finalmente se lograron los objetivos que se plantearon al principio de la sección. A modo de repaso se expresa nuevamente lo obtenido.

Con la información seleccionada como base del estudio del Ing. Gelos se obtuvieron las fuerzas de actuación y perpendicular en función del tiempo que recibe el cilindro, dependiendo de la ola que este absorbiendo el flotador. La primera de las

fuerzas será de utilidad en la siguiente sección, a la hora de calcular la presión que se generará dentro del cilindro e ira al sistema hidráulico.

Se logro conocer como varia el largo del pistón a lo largo del tiempo, el cual será fundamental para obtener en la próxima sección el caudal que genera el sistema de manera instantánea. Cabe destacar que también sirvió para saber las medidas máximas que se necesitan de carrera, dato importante al momento de seleccionar el cilindro hidráulico.

Por medio de las fuerzas instantáneas calculadas y caudales medios se pudo tomar un criterio de cuáles eran las mejores disposiciones del sistema brazo-cilindro para aprovechar la mayor cantidad de energía de cada ola.

5. ANÁLISIS HIDRÁULICO

La unidad se basará en realizar un análisis hidráulico para saber cómo se comporta el sistema escalado 1:10. La idea principal es prediseñarlo hidráulicamente con todos sus componentes para que sea funcional a partir del estudio de la potencia que nos entregan las olas [3].

En el capítulo 4: Análisis estructural del sistema brazo-pistón, se obtuvo la fuerza de actuación y carrera instantáneas sobre el cilindro hidráulico para los distintos grupos de olas a lo largo del año. Esos datos se transformarán en presión y caudal, necesarios para el estudio hidráulico.

La presión y caudal son los datos de entrada, y se llevarán a velocidad y torque mecánico a la salida del sistema para poder cumplir con los requerimientos del generador que eligieron en el estudio del Ing. Gelos acerca del PTO mecánico de conversión undimotriz, ya que se utilizara el mismo para tener una referencia de comparación fija a la salida. Por esto es que se subdividirá las secciones en potencia de entrada y potencia de salida, para tener el claro que sucede en cada tramo del recorrido hidráulico.

Parte de esta unidad buscara entender como es el rendimiento del sistema mecánico para comprenderlo en profundidad y mejorarlo en un futuro, uno de los puntos principales por lo que se hizo este proyecto.

Por último, se prestará atención a la eficiencia del generador para poder sacarle el máximo provecho. Se vera de qué forma se puede lograr este objetivo, que, adelantando el tema, será a través de las revoluciones por minuto que le entregue el motor hidráulico.

5.1. RENDIMIENTO DEL SISTEMA MECÁNICO

Esta sección se va a dedicar a explicar porque no se llega a extraer la misma potencia al comienzo del sistema hidráulico como caudal y presión, que en la boya como absorbedor puntual, donde se absorbe la máxima potencia que nos puede entregar la ola.

A partir del caudal y la presión tenemos la potencia que nos entrega el sistema a la entrada como:

$$Potencia\ entrada = Caudal * presion$$

Y esta potencia no será igual a la potencia que nos entregan las olas por dos causas principales:

La primera es que la carrera no es ideal, es decir, no es perfectamente vertical, entonces no se aprovecha al 100% el recorrido que nos ofrece la ola al subir y bajar.

La segunda es que, como vimos en la unidad 6, existe una componente de fuerza perpendicular que es inaprovechable. Esa componente es apreciable y en muchos casos incluso grande, lo cual va a hacer perder parte de la fuerza utilizable por el formato estructural que se le dio al sistema al requerir poner un pistón por encima del brazo-boya.

A continuación, se verán detalladas cada una:

5.1.1. RENDIMIENTO DE LA CARRERA

La carrera va a afectar al caudal del sistema hidráulico. El rendimiento de la carrera va a depender de la carrera ideal, la cual sería si el pistón estuviera totalmente vertical, y con lo cual se podría aprovechar el movimiento de la ola un 100%. En la siguiente figura, a la derecha, se muestra cómo sería un prototipo ideal para el aprovechamiento de la carrera:

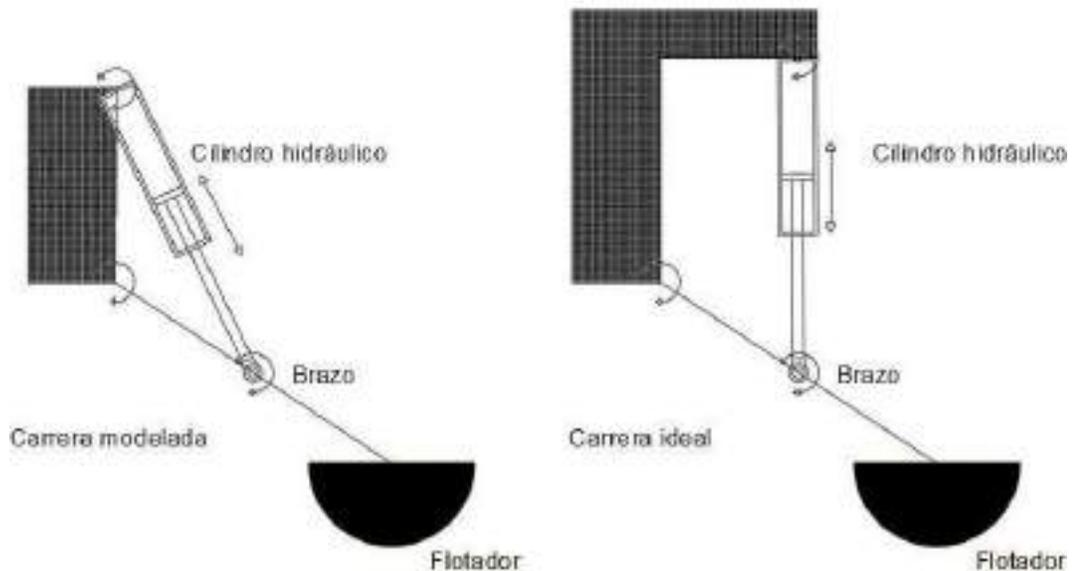


Figura 5.1.1.1. Prediseño real vs prediseño aprovechamiento ideal. Fuente: [Elaboración propia].

Poner el pistón en vertical es impracticable ya que se debe tener una estructura muy grande por encima del mar y de las olas.

La carrera ideal viene dada por la altura de la ola de cada grupo que este pasando en el momento, ya que esa altura es totalmente vertical por ser el movimiento senoidal.

Esta ola sube y baja la misma altura, por lo que la carrera ideal será dos veces la altura de la ola por cada periodo.

Por otro lado, la carrera practica la podemos calcular como la resta del largo del pistón expandido menos el largo del pistón comprimido, como vemos en 4.5.

De esta forma nos queda el rendimiento teórico de la carrera como:

$$\text{Rendimiento carrera} = \frac{\text{Carrera practica}}{\text{Carrera ideal}} = \frac{L_{pmax} - L_{pmin}}{2 * \text{Altura ola}} \quad (5.1.1.1)$$

El rendimiento de cada ola de cada grupo con su periodo especifico no se calcula ya que escapa a los contenidos de la tesis final. De todas formas, se explica cómo se lograría teóricamente, para lograr entender porque no coinciden los valores de potencia de las olas con los de la entrada del sistema hidráulico.

5.1.2. RENDIMIENTO DE LAS FUERZAS

Como se vio en la sección 4.2.1., se tiene en el sistema fuerzas perpendiculares (F_{per}) que son totalmente inaprovechables. La distribución de fuerzas sobre el cilindro se puede ver en la siguiente figura:

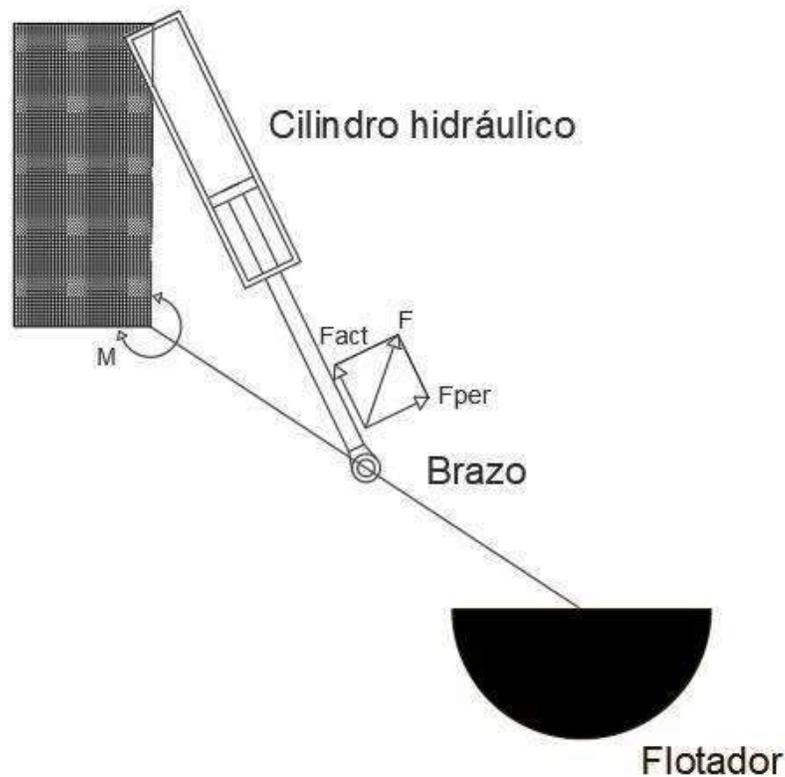


Figura 5.1.2.1. Distribución de fuerzas sobre el cilindro. Fuente: [Elaboración propia].

De esta forma, como la fuerza es un vector, se puede calcular su rendimiento como:

$$\text{Rendimiento fuerza} = \frac{\text{Fuerza actuacion}}{\sqrt{\text{Fuerza actuacion}^2 + \text{Fuerza perpendicular}^2}} \quad (5.1.2.1)$$

Donde $\sqrt{\text{Fuerza actuacion}^2 + \text{Fuerza perpendicular}^2}$ es el módulo de la fuerza total.

Es así entonces que calculando el módulo se puede ver que rendimiento tenemos de las fuerzas, es decir, que parte de la fuerza es aprovechable.

Este rendimiento no será calculado porque escapa de los contenidos de la tesis, pero se podría calcular teóricamente.

5.1.3. RENDIMIENTO FINAL

Por último, se debe calcular el rendimiento final y debería coincidir con el calculado en la ecuación:

$$\text{Potencia entrada} = \text{Caudal} * \text{presion} \quad (5.1.3.1)$$

Se puede obtener el rendimiento final como la multiplicación del rendimiento de la carrera, rendimiento de la fuerza y potencia de la ola:

$$\text{Potencia entrada al sistema hidraulico} = \text{Rendimiento carrera} * \text{Rendimiento fuerza} * \text{Potencia ola} \quad (5.1.3.2)$$

Como se observa, la potencia de la ola se verá gravemente afectada por los rendimientos de las carreras y fuerzas, afectando al sistema en general por utilizar un sistema mecánico de brazo pistón para trabajar con hidráulica. Es probable que al estar trabajando en escala 1:10 y al verse afectada la potencia de las olas gravemente, el sistema quede con una potencia muy baja para trabajar con hidráulica, lo que llevaría a una gran pérdida eficiencia, pero se verá más adelante.

5.2. GENERADOR ELEGIDO

A continuación, se muestra una imagen del generador elegido y sus características principales:

|  AXIAL FLUX CORELESS GENERATOR SPECIFICATIONS | | |
|---|------------------------------|-----------------------------|
| Picture | Model | GDC-260 INNER ROTOR |
|  | Rated Power | 0.1KW |
| | Rated Rotate Speed | 100 RPM |
| | Rated Voltage | 12 VAC |
| | Frequency | 16.7 Hz |
| | Poles | 20 |
| | Efficiency | >85% |
| | Winding Method | Y |
| | Insulating Resistance | 100Mohm Min(500V DC) |
| | Leakage Level | <5 ma |
| | Start Torque | <0.05 N/M |
| | Rated Torque | 11.6N.M |
| | Phase Type | 3 Phase |
| | Structure | Inner Rotor |
| | Stator | Coreless wire coil |
| | Rotor | Rare Earth Permanent Magnet |
| | Generator Shell Diameter | 264 mm |
| Generator Shell Length | 167 mm | |
| Weight | 14 kg | |
| Shaft diameter | 30 mm | |
| Generator shell material | Aluminum alloy | |
| Shaft material | Carbon steel | |
| Bearing | NSK Deep groove ball bearing | |

Figura 5.2.1. Hoja de datos generador elegido. Fuente: [3].

Como se observa, solo se requiere un torque inicial de 0.05 Nm para que el generador empiece a funcionar; este torque es muy pequeño y arrancara en prácticamente todos los casos de estudio de olas. Una vez que tenemos ese torque y el generador funcionando, se deberá prestar atención en la eficiencia, la cual se analizará en una sección posterior (6.6).

5.3. POTENCIA DE ENTRADA AL SISTEMA HIDRÁULICO

A lo largo de esta sección se explicará cómo se obtuvo la potencia de entrada al sistema hidráulico, conformada por la presión y el caudal.

Se tiene la velocidad, torque y potencia de las olas gracias al estudio del Ingeniero Gelos [3], parámetros específicos de las olas, como mostramos en 4.1.1.

Se transformo el momento en la fuerza vectorial que recibe el cilindro, analizando el sistema mecánico brazo-cilindro. La potencia que se puede aprovechar en el pistón no será la total entregada por cada ola, ya que se verá considerablemente disminuida por lo que se explicó en la sección 5.1

A continuación, se detalla cómo se obtuvieron los datos de presión y caudal a la entrada del sistema a partir de la fuerza y la carrera.

5.3.1. PRESIÓN DE ENTRADA

Recordando lo visto en la sección 4.2.1. existe una fuerza vectorial que recibe el cilindro, compuesta en parte por la fuerza de actuación (F_{Act}) y la fuerza perpendicular al cilindro (F_{\perp}).

La componente perpendicular es inútil para el accionar del cilindro. Por otro lado, la de actuación es la que produce el movimiento. Si a la ecuación de la F_{Act} la dividimos por el área del cilindro, obtendremos la presión que se genera dentro del mismo. Cabe aclarar que al ser la fuerza dependiente del ángulo θ y este último del tiempo, tanto la fuerza como la presión también lo serán ya que el área del cilindro es una constante.

$$\frac{F_{Act}(t)}{Área_{cil.}} = Presión(t) \quad (5.3.1.1)$$

Como se aclaró en la sección 3.5 dependiendo de la altura de cada ola se obtiene un ángulo máximo y mínimo. Relacionándolos con el periodo de la ola se puede obtener la dependencia de θ con el tiempo.

Con la información obtenida hasta el momento se graficó a la presión generada en el cilindro, efecto de la fuerza de actuación, en función del tiempo. Fraccionando el tiempo de medio periodo $[T/2]$ de cada ola en 100 partes (cantidad de particiones mínimas para hacer una buena aproximación en el gráfico de la presión), se obtuvo así la presión instantánea para cada grupo y tipo de ola, en la siguiente imagen se muestra el ejemplo obtenido para una de las olas de más presencia a lo largo del año en nuestro país.

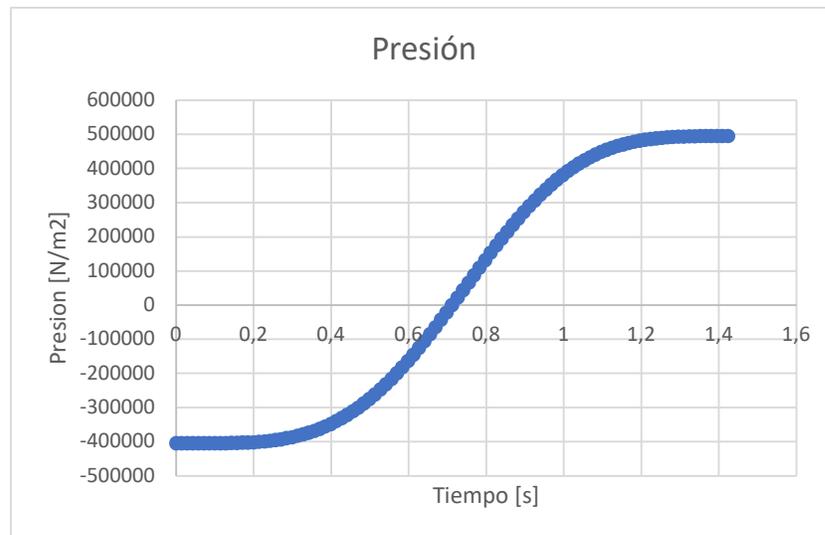


Figura 5.3.1.1. Presión generada en el cilindro por la ola de 1 m de altura y 2.84s de periodo, en medio periodo. Fuente: [Elaboración propia].

A partir de puntos se forma un gráfico senoidal, lo cual es un indicio positivo de que el estudio está encaminado. Recordemos que se partió de la hipótesis de que la ola se representaba con un movimiento senoidal, y acá se está obteniendo algo muy similar.

Al final de la tesis los gráficos correspondientes a todos los grupos y tipos de olas.

Observando la *Figura 5.3.1.1* se aprecia que el pico positivo de la onda es mayor al negativo. Esto se debe a que se consideró la horizontal (paralela al piso) como cero angular, pero el sistema tiene como posición inicial un ángulo de $23,15^\circ$ hacia el suelo marino, con lo cual, la carrera positiva cuenta con un mayor recorrido que la negativa, generando así un mayor valor de fuerza y por ende presión en su carrera positiva.

La *Figura 5.3.1.1* representa la presión instantánea dentro del cilindro, pero como se explicará más adelante en la sección 6.3.2 existe un sistema el cual "rectifica" el movimiento del fluido, entonces el sistema hidráulico recibe la onda de la *Figura 5.3.1.1* pero *rectificada*.

5.3.2. CAUDAL DE ENTRADA

En cuanto al caudal, es el volumen de fluido hidráulico que cada ola hace que se desplace en el sistema en un cierto periodo de tiempo.

$$Q \left[\frac{L}{min} \right] = \frac{\text{Volumen desplazado [L]}}{\text{Periodo de tiempo [min]}} \quad (5.3.2.1)$$

El volumen desplazado estará dado por la carrera de desplazamiento afectada por el área del cilindro.

$$\text{Volumen desplazado} = \text{carrera del cilindro} * \text{área del cilindro} \quad (5.3.2.2)$$

Idealmente se obtendría el máximo caudal con un cilindro que este vertical, ya que su carrera de desplazamiento sería igual a la altura pico a pico de la ola. Pero como se vio en el diseño de nuestro sistema, el cilindro no está dispuesto verticalmente, sino que existe un ángulo entre este y la vertical.

El inconveniente que se encontró en este punto del estudio es que, para relacionar la presión y el caudal y así obtener la potencia generada, es necesario que ambas magnitudes estén expresadas en forma instantánea, es decir, en función del tiempo.

En la sección 4.2.4 se obtuvo la relación entre el ángulo θ y el largo del pistón. Si a un $\theta_{inicial}$ le corresponde un $L_{P_{inicial}}$ y a un θ_{final} le corresponde un $L_{P_{final}}$, la diferencia entre los largos del pistón será la carrera del mismo.

Lo que se hizo entonces fue obtener los largos de pistón para cada ángulo θ haciéndolo variar en pequeños valores. La diferencia entre cada ángulo y el siguiente los denominamos diferenciales de tita " $d\theta$ ". Finalmente se obtiene para cada $d\theta$ un $L_{P_{inicial}}$ y un $L_{P_{final}}$ que al hacer su diferencia se obtiene una carrera diferencial.

$$dCarrera (d\theta)$$

Como ya sabemos los ángulos θ pueden relacionarse con el tiempo, por lo tanto, esos diferenciales pueden corresponderse con dt .

$$dCarrera (dt)$$

Luego al multiplicar los diferenciales de carrera por el área del cilindro se obtiene un diferencial de volumen desplazado, y si a este último se lo divide por el diferencial de tiempo, se obtiene un diferencial de caudal.

Finalmente, graficando estos diferenciales en función del tiempo se obtiene el gráfico del caudal en función del tiempo. Cabe aclarar que se toma como una buena aproximación en el gráfico el subdividir la mitad del periodo $[T/2]$ en 100 partes, y luego con dichas partes obtener los caudales diferenciales.

Al igual que en la sección 5.3.1., se muestra a continuación el ejemplo del caudal instantáneo para el mismo tipo de ola.

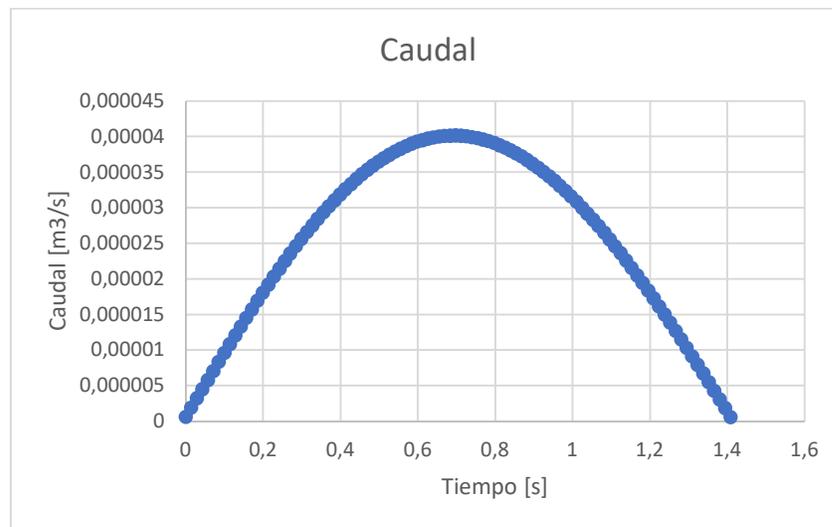


Figura 5.3.2.1. Presión generada en el cilindro por la ola de 1 m de altura y 2.84s de periodo, en medio periodo. Fuente: [Elaboración propia].

En el anexo se pondrán todos los caudales para todas las olas.

5.4. LÍNEA DE PRESIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

En esta sección se va a explicar la primera parte del sistema hidráulico.

Cuando se habla de la primera sección del sistema hidráulico o línea de presión se refiere al tramo que empieza en el puente formado por válvulas de paso explicado en 6.3.2. y termina en la válvula reguladora de caudal explicada en 6.3.5.

Se puede observar la sección mencionada del sistema hidráulico a continuación:

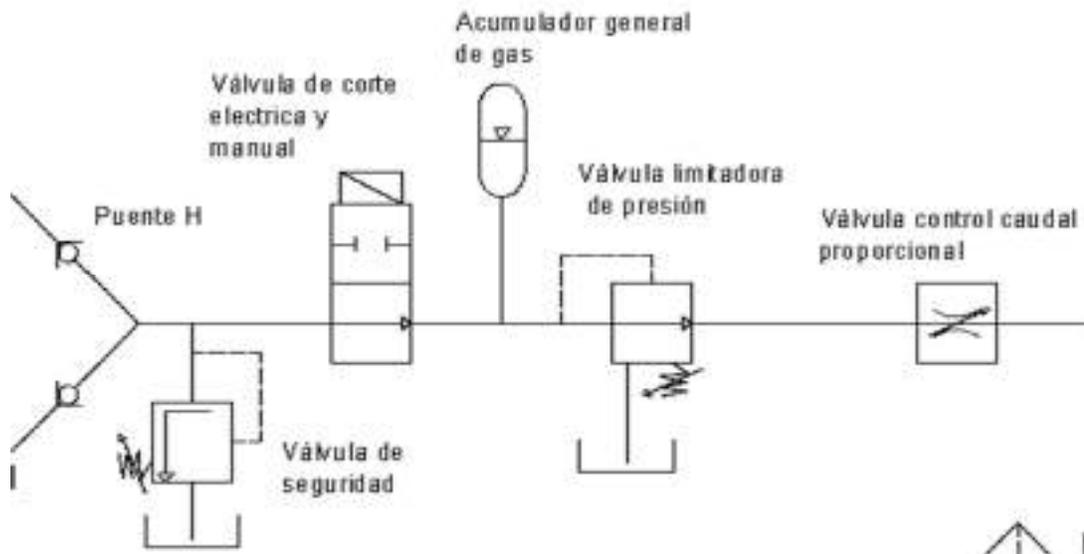


Figura 5.4.1. Línea de presión del sistema hidráulico. Fuente: [Elaboración propia].

Se buscará trabajar con las presiones y caudales senoidales rectificadas de onda completa que nos entrega el puente H, para obtener algo lo más constante posible, especialmente un caudal constante después de la reguladora de caudal. Esto permitirá una velocidad constante en el motor hidráulico subsiguiente, obteniendo su máxima eficiencia. En lo posible, también se buscará tener una presión moderada después de la reguladora de caudal para tener un accionar del motor hidráulico lo más suave que se pueda, evitando los picos de la senoidal rectificada.

En el momento que el fluido supera el puente H, todavía los caudales y presiones se mantienen con la forma que se comentó en la sección 5.3. La primera modificación que recibe el fluido será en su caudal al cruzar la válvula reguladora de caudal, lo que provoca que se mantenga una cantidad de litros por minuto preestablecida aguas abajo del sistema. Mas adelante en esta sección se comentará el valor de ese caudal.

Si la reguladora de caudal no permite todo el paso del fluido, existirá parte que no puede avanzar en el sistema, y esa acumulación resulta en una suba de presión aguas arriba. Si se setea en el acumulador una presión específica que se calculara más adelante, se lograra que en ese momento entre en acción, permitiendo acumular el excedente de fluido que no puede avanzar en el sistema y aprovechando para acumular energía que después pueda ser utilizada.

En síntesis, en esta sección se mostrará cómo funciona el primer tramo del sistema hidráulico que incluye acumulador, válvula reguladora de presión, válvula reguladora de caudal y válvula de seguridad.

5.4.1. REGULADORA DE CAUDAL Y CÁLCULO PARA SELECCIÓN ACUMULADOR

Para esta primera selección del prediseño hidráulico se tendrá en cuenta al grupo de olas que aporte la mayor cantidad de energía durante el año, que es el grupo 3. Este conjunto está compuesto por seis olas de las cuales se estudiarán las de mayor y menor caudal medio, para poder hacer un estudio puntual con una ola testigo y ver cómo funciona el sistema.

La de menor caudal servirá para setear el caudal de la reguladora de caudal. De esta forma, como el caudal es el mínimo del grupo, asegura que la válvula funcione correctamente para el resto de las olas. Caso contrario, si se seleccionara con otra ola, el sistema hidráulico no funcionaría adecuadamente para olas de menor caudal, perdiendo el objetivo de estudio de la unidad.

Ola de menor caudal: Grupo 3; Altura 1 m; Período 4,11 seg

$$Q_{medio} \left[\frac{L}{min} \right] = 1,14 \quad (5.4.1.1)$$

$$P_{medio} [bar] = 3,45 \quad (5.4.1.2)$$

Ola de mayor caudal: Grupo 3; Altura 1,5 m; Período 1,26 seg

$$Q_{medio} \left[\frac{L}{min} \right] = 5,6 \quad (5.4.1.3)$$

$$P_{medio} [bar] = 1,75 \quad (5.4.1.4)$$

Se tomará como caudal a setear en la válvula reguladora el valor medio de la primera ola que presentamos. El caudal seteado es de 1,14 L/min.

Como se mencionó, cuando el caudal supere el valor de 1,14 L/min la presión comenzara a aumentar en vez de seguir disminuyendo y ahí se debe permitir el accionar del acumulador. Para esto es necesario encontrar el tiempo en que se logran los 1,14 L/min y en ese instante ver que presión tiene el sistema para ponerlo como presión de seteo del acumulador.

Se aproximan los gráficos de caudal con una línea de tendencia cuadrática la cual su valor es el siguiente:

$$Q \left[\frac{m^3}{seg} \right] = -3 \times 10^{-5} * t^2 + 6 \times 10^{-5} * t - 6 \times 10^{-7} \quad (5.4.1.5)$$

De esta ecuación si reemplazamos el valor del caudal por el seteado y despejamos el tiempo obtenemos:

$$t_1 = 1,5854 \text{ seg} \quad (5.4.1.6)$$

$$t_2 = 0,4140 \text{ seg} \quad (5.4.1.7)$$

Ahora que se tiene el valor del tiempo, hay que buscar que presión le corresponde. Como el gráfico de la presión es una senoidal rectificada, resulta impracticable realizar el mismo proceso de aproximar la curva y obtener su ecuación, por lo que se hará gráficamente.

Se procedió colocando el gráfico de presión en el software AutoCAD y trazando líneas rectas se encontró la presión correspondiente al tiempo 0,4140 segundos.

Para encontrar ese punto de tiempo en el gráfico, se trazó una recta sobre la mínima división que nos brinda el eje temporal (0,1 segundos) y se calculó a cuantos mm equivalía, utilizando la herramienta cotas. De esta forma, realizando regla de tres, se obtiene que distancia deberíamos avanzar positivamente desde 0,4 segundos para encontrar los 0,0140 segundos faltantes del tiempo total a buscar. Una vez obtenido ese valor se armó una recta y se interceptó el gráfico de presión. Luego, utilizando un razonamiento similar, se encontró cuan por encima del valor de $400000 \left[\frac{N}{m^2} \right]$ se estaba, resultando en un total de $409615,3 \left[\frac{N}{m^2} \right]$.

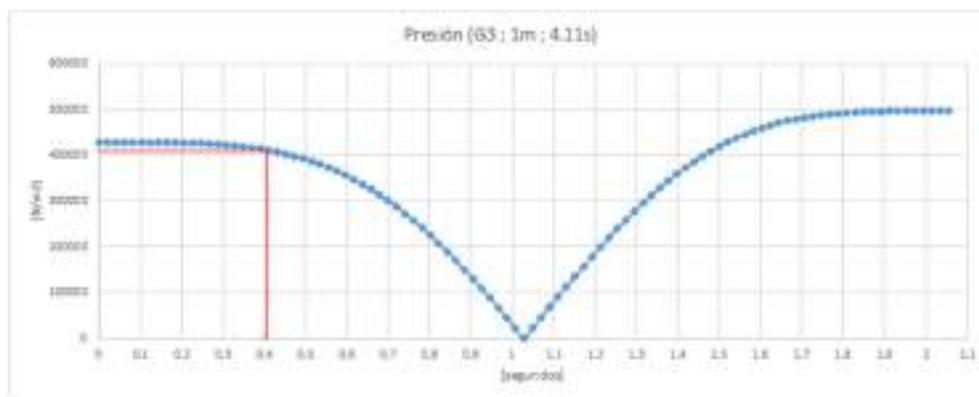


Figura 5.4.1.1. Gráfico de presión valor gráfico. Fuente: [Elaboración propia].

De esta forma la presión que se obtuvo fue de $409615,3 \left[\frac{N}{m^2} \right] = 4,096 [bar]$, la cual se redondea a 4 bares por razones prácticas.

Ya se obtuvo el valor de caudal que permitirá pasar la reguladora de caudal y el valor de presión al cual setearemos al acumulador.

Ahora, lo último que falta es encontrar el volumen para que el acumulador pueda almacenar todo el fluido necesario que se está acumulando detrás de la reguladora de caudal.

Ese volumen se lo puede hallar en el gráfico como el área entre las curvas de caudal constante (caudal que permite pasar la reguladora) y la sinusoidal (caudal que emite

el cilindro por el movimiento de las olas). Esto se puede observar de manera rápida viendo las unidades al ver que la integral del caudal [L/min] va a ser el volumen [L].

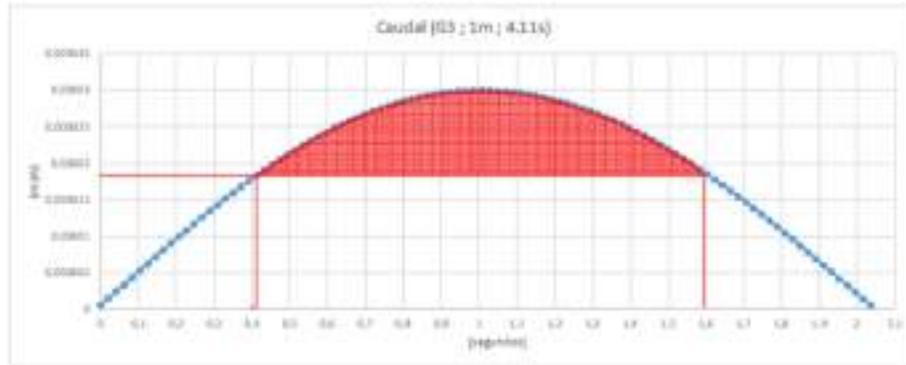


Figura 5.4.1.2. Gráfico de caudal áreas pintadas de volumen. Fuente: [Elaboración propia].

El cálculo se realiza integrando la función cuadrática mencionada anteriormente entre los tiempos t_1 y t_2 . Luego debe restarse la integral bajo la curva entre los mismos límites, pero de una constante, el caudal seteado 1,14 L/min.

La integral de:

$$Q\left[\frac{m^3}{seg}\right] = -3 \times 10^{-5} * t^2 + 6 \times 10^{-5} * t - 6 \times 10^{-7} \quad (5.4.1.8)$$

Entre t_1 y t_2 es:

$$Vol [m^3] = 3,043 \times 10^{-5} m^3 \quad (5.4.1.9)$$

La otra integral se puede calcular como:

$$Vol [m^3] = Q_{seteado} * (t_1 - t_2) = 2,2383 \times 10^{-5} m^3 \quad (5.4.1.10)$$

La diferencia entre ambos es el volumen mínimo necesario para el acumulador:

$$Vol_{Final} [m^3] = 8,047 \times 10^{-6} m^3 \quad (5.4.1.11)$$

En litros:

$$Vol_{Final} [Litros] = 0,4828 L \quad (5.4.1.12)$$

Finalmente, se tiene el caudal que permite pasar la reguladora, la presión de funcionamiento y el volumen del acumulador.

Al principio de la sección se mencionó otra ola, la que tenía el mayor caudal medio. Criteriosamente se la utilizara para ejemplificar y mencionar cómo funciona el resto de esta sección del sistema hidráulico. Con los valores seleccionados anteriormente, al entrar en juego esta ola, lo que sucederá es que durante mayor tiempo se acumulara

fluido en el sistema y cuando la presión al subir llegue a los 4 bares, el acumulador entrara en acción, pero el volumen total que juntara será mucho mayor y probablemente el que se hayo no permita contener todo ese fluido. De ser así el caso, la presión seguirá subiendo hasta que la válvula reguladora de presión entre en acción y limite su valor.

Se debe encontrar entonces que volumen extra nos genera la ola de mayor caudal. Realizando un estudio similar al anterior, encontramos los tiempos t_1 y t_2 que corresponden a la ola de mayor caudal cuando:

$$Q \left[\frac{L}{min} \right] = 1,14 \quad (5.4.1.13)$$

La cuadrática aproximada es:

$$Q \left[\frac{m^3}{seg} \right] = -0,0012 * t^2 + 0,0009 * t - 2x10^{-6} \quad (5.4.1.14)$$

$$t_1 = 0,5755 \text{ seg} \quad (5.4.1.15)$$

$$t_2 = 0,0244 \text{ seg} \quad (5.4.1.16)$$

Luego la integral de la cuadrática entre los valores de t_1 y t_2 es:

$$Vol [m^3] = 5,2375x10^{-5} m^3 \quad (5.4.1.17)$$

La otra integral se puede calcular como:

$$Vol [m^3] = Q_{seteado} * (t_1 - t_2) = 1,0526x10^{-5} m^3 \quad (5.4.1.18)$$

Finalmente:

$$Vol_{Final} [m^3] = 4,1849x10^{-5} m^3 \quad (5.4.1.19)$$

En litros:

$$Vol_{Final} [Litros] = 2,51 L \quad (5.4.1.20)$$

Se observa un valor mucho mayor de volumen que el anterior.

En la sección 6.7.2. se seleccionó un acumulador con un volumen capaz de soportar los 2,5 L requeridos por la ola de mayor caudal y que permita una presión de seteo de 4 bares.

En teoría, después de la reguladora de caudal deberíamos tener un caudal constante de 1.14 L/min, eliminando la senoidal rectificada que puede dañar al motor hidráulico por sus picos repetitivos.

5.4.2. REGULADORA DE PRESIÓN

Por detrás de la reguladora de caudal tendremos una presión que será muy dificultosa saber con exactitud cómo es. Esto se debe a que la reguladora de caudal hará que se acumule líquido aguas arriba del sistema al tener que generar un caudal constante, aumentando la presión; el acumulador también ira acumulando líquido, despresurizando el sistema en situaciones específicas, y presurizando cuando la presión este por debajo de la seteada; y por último se agrega que el cilindro está bombeando líquido constantemente.

Como se quiere tener una salida de presión hacia el motor lo más constante posible, un buen criterio es poner una reguladora de presión que nos ayude a estabilizar el sistema hidráulico, y de esta forma, ya tener la salida con un caudal y presión lo más constante posible.

Cuando la reguladora de caudal empiece a funcionar, la presión aguas arriba del sistema va a aumentar por estar imponiendo una barrera al líquido. Como se observa en 5.4.1. el acumulador se seteó a una presión de 4 bares para este caso específico de olas, por lo que cuando la reguladora de caudal empiece a funcionar la presión inmediatamente va a estar por encima de ese valor por todo lo explicado. Así se observa que no tiene sentido ponerle a la reguladora de presión una presión menor a 4 bares, ya que sino el acumulador estaría en vano y nunca entraría en funcionamiento. De esta forma, tiene que regularse en por lo menos 4 bares, pero ¿Cuál es la presión correcta a setearle? La ola testigo que se está analizando tiene un pico de presión de 5 bares, entonces un buen criterio para seguir es setear la reguladora de presión a un 10% menos de la presión pico, por lo que nos queda:

$$P_{set, reguladora\ de\ caudal} = 4.5\ bar \quad (5.4.2.1)$$

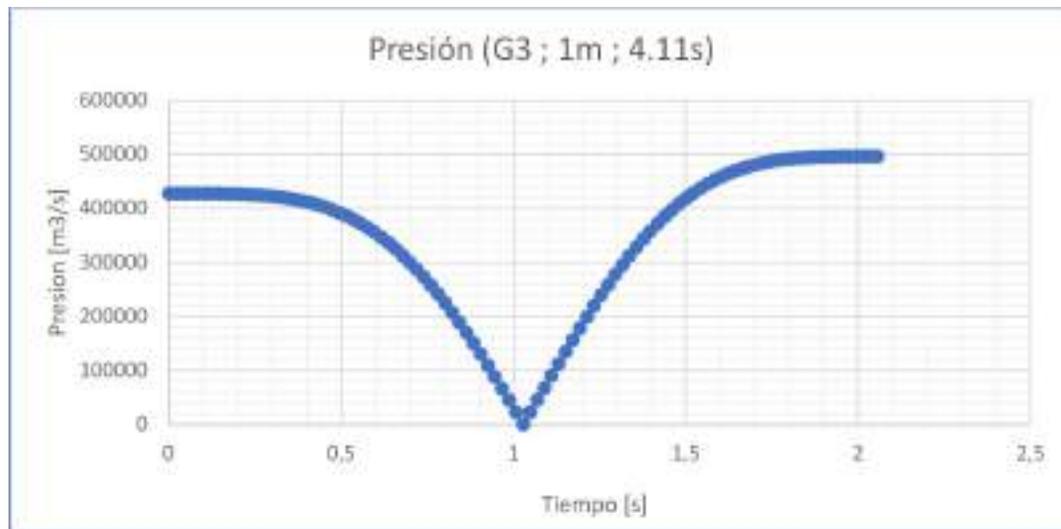


Figura 5.4.2.1. Presión pico 500000 m³/s = 5 bar. Fuente: [Elaboración propia].

Y también se puede ver que estamos por encima de la presión del acumulador, lo cual es correcto. Si el sistema funciona bien, cuando se accione la reguladora de caudal, que va a ser en la mayor parte del tiempo, el líquido se empieza a acumular y automáticamente pasaremos los 4 bares de presión, con lo cual el acumulador empezaría a funcionar también. Ahora, si la presión aumenta por encima de 4.5 bares, lo cual es lograble, la reguladora de presión drenaría un poco de líquido y mantendría constante la presión del sistema.

Finalmente, la presión en un caso ideal estará siempre variando entre 4 y 4.5 bares manteniéndose estos últimos constantes y eliminando la senoidal rectificada de onda completa que nos entrega el cilindro y el puente H.

Ahora teniendo el caudal y la presión idealmente constantes en el tiempo se puede avanzar sobre el estudio hidráulico para poder ver que torque y velocidad va a entregar el motor hidráulico al generador eléctrico a la salida del sistema.

5.5. POTENCIA DE SALIDA DEL SISTEMA HIDRÁULICO

En la sección 5.4. se mostró que el caudal y la presión a la salida del sistema hidráulico van a ser aproximadamente constantes, lo cual va a ser de mucha ayuda para el estudio.

Cuando se habla de la salida del sistema hidráulico se refiere a la entrada del motor, parte final del sistema. Este motor hidráulico tiene en su entrada presión y caudal, dado por el líquido, y lo transforma en velocidad y torque en un eje mecánico que ira conectado al generador.

Del análisis que se viene haciendo se desprende que las potencias que se están manejando son muy pequeñas, del orden de los Watts. Agregado a las bajas potencias, la elección del motor es una combinación entre potencia, eficiencia, velocidad, torque y cilindrada, lo cual es dificultoso de cumplir para absolutamente todas las olas con requerimientos tan específicos. De esta forma, después de intentar encontrar un motor acorde, se concluye que no va a existir un motor hidráulico real que cumpla las especificaciones, y si se elige uno, tendría una eficiencia extremadamente mala, con lo que se decide dejarlo planteado como un "motor teórico" ideal. La idea es ir profundizando los estudios con el tiempo y poder encontrar uno que realmente se ajuste a las características que se necesitan.

A continuación, se muestra la tabla con las potencias medias que se manejan y el porcentaje de energía que entregan durante el año entre paréntesis:

| Grupos de olas | Potencia media [W] |
|------------------|--------------------|
| Grupo 1 (1.762%) | 2.353381567 |
| | 2.585176632 |
| | 2.122346943 |
| Grupo 2 (21.74%) | 1.799525491 |
| | 2.35816327 |
| | 1.768622453 |
| | 7.224292424 |
| | 9.538563788 |
| | 7.153922841 |
| Grupo 3 (29.29%) | 7.224292424 |
| | 9.538563788 |
| | 8.550362108 |
| | 16.36132585 |
| | 21.68114852 |
| | 15.0100259 |
| Grupo 4 (17.71%) | 19.41050934 |
| | 19.51303366 |
| | 15.0100259 |
| | 34.84461828 |
| | 35.12313214 |
| | 27.01779395 |
| Grupo 5 (12.72%) | 38.41077782 |
| | 35.12313214 |
| | 25.08795153 |
| | 60.82272394 |
| | 55.76005725 |
| Grupo 6 (5.688%) | 39.82861232 |
| | 66.81319759 |
| | 50.69096114 |
| | 46.46671438 |

Tabla 5.5.1. Potencias para los distintos grupos de olas. Fuente: [Elaboración propia].

Se ve como incluso las olas más grandes, del grupo 6, las cuales se sacan del estudio por ser dañinas para los equipos por la fuerza que manejan, no llegan a orden de los 100 W, por lo que resulta muy difícil la utilización de un motor hidráulico eficiente para la obtención de energía.

Es de importancia recordar que se está haciendo el análisis para un grupo de olas específico, el que nos aporta la mayor parte de energía durante el año (grupo 3, 29.29%), pero en la realidad se va a tener un gran abanico de posibilidades que cubrir lo cual imposibilita la elección aún más.

En las siguientes secciones se verá cómo hacer el cálculo teórico de velocidad y torque del motor para cumplir con las características del generador eléctrico.

5.5.1. CÁLCULO DE VELOCIDAD EJE DEL MOTOR

La velocidad en términos de hidráulica la podemos calcular como:

$$Velocidad [RPM] = \frac{Volumen}{Tiempo * Cilindrada} \quad (5.5.1.1)$$

$$\begin{aligned} Velocidad [RPM] &= \frac{Volumen}{Tiempo * Cilindrada} = \frac{Carrera\ minima * Area\ cilindro}{Tiempo * Cilindrada} = \\ &= \frac{Carrera\ minima * \pi * R^2}{Tiempo * Cilindrada} \quad (5.5.1.2) \end{aligned}$$

Siendo:

- $Volumen = Carrera\ cilindro * \acute{A}rea\ cilindro$. La carrera mínima del cilindro viene definida para cada caso específico de grupos de olas. A mayor altura de ola, mayor carrera, aunque la variación no es muy grande entre grupos. El área del cilindro viene dada por el radio que se le ponga al cilindro que elijamos, por lo que será un proceso iterativo de combinación entre cilindro y motor hasta llegar al valor que requerimos de velocidad. Eso sería para el caso real pero como se va a idear un caso de motor teórico, se elige un cilindro acorde para el caso de estudio.

- $Tiempo = Periodo/2$. El tiempo refiere al tiempo de actuación que tarda el cilindro en bombear el líquido que tiene dentro y va a estar dado por media onda senoidal, es decir, medio periodo. Es de esta forma que nosotros analizamos las olas como senoidales, y sería lo que tarda en llegar la boya de máxima a mínima altura de la ola, pensándolo en un análisis para una piletta de olas, que es el caso de prediseño. Esto se realizó en un principio, hasta que se tuvo la necesidad de hacerlo instantáneo, por lo que el tiempo se tomó como una variable, tal como se explicó en la obtención del caudal en la unidad 6.4.1.

- *Cilindrada*: la cilindrada viene dada por el motor que elijamos, por lo que será un proceso iterativo hasta que lleguemos al valor que se requiere. Como no se pudo encontrar un motor por las bajas potencias que se manejan, se diseñó un motor teórico con la cilindrada ideal para las RPM necesarias.

Los datos que se presentan anteriormente serian si se va a buscar un motor de catálogo, pero como se va a hacer teóricamente, se va a tener un parámetro de referencia a seguir, en este caso la velocidad, para así poder fijar una eficiencia de la más alta en el generador.

De esta forma se elige una velocidad de rotación de eje de 100 RPM debido a que el generador tiene una muy buena eficiencia a esa velocidad, de un 85%, e incluso si la velocidad llegara a caer un poco se estaría prácticamente en el mismo rango.

| Creefit PERFORMANCE DATA SHEET | | | | | | |
|--------------------------------|------------------------------|-------|----------|-------------|-------------|------------|
| NO. | Model | RPM | Power(W) | Voltage (V) | Torque(N.M) | Efficiency |
| 1 | GDG-0.1KW-100 Inner Rotor | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 47% |
| 2 | | 11.1 | 5.9 | 1.0 | 1.3 | 61% |
| 3 | | 22.2 | 10.3 | 2.4 | 2.6 | 70% |
| 4 | | 33.3 | 15.9 | 3.7 | 3.8 | 75% |
| 5 | | 44.4 | 23.8 | 5.0 | 5.2 | 77% |
| 6 | | 55.6 | 35.3 | 6.4 | 6.5 | 79% |
| 7 | | 66.7 | 50.0 | 8.0 | 7.8 | 81% |
| 8 | | 77.8 | 64.7 | 9.4 | 9.1 | 82% |
| 9 | | 88.9 | 80.5 | 10.8 | 10.3 | 84% |
| 10 | | 100.0 | 99.9 | 12.0 | 11.6 | 85% |
| 11 | | 111.1 | 125.5 | 13.5 | 12.9 | 85% |
| 12 | | 120.0 | 147.0 | 14.8 | 14.4 | 85% |

Figura 6.5.1.1. Eficiencia del generador mayor o igual a 85%. Fuente: [Elaboración propia].

Como se expresó anteriormente, la velocidad en RPM se calcula como:

$$Velocidad [RPM] = \frac{Volumen}{Tiempo * Cilindrad} \quad (5.5.1.3)$$

Y se sabe que:

$$Caudal [L/min] = \frac{Volumen [L]}{Tiempo [min]} \quad (5.5.1.4)$$

Entonces:

$$Velocidad [RPM] = \frac{Caudal [L/min]}{Cilindrada [cm^3]} * 1000 \quad (5.5.1.5)$$

El 1000 es para que den bien las unidades que estamos manejando.

El caudal se vio que va a ser aproximadamente constante gracias a la reguladora de caudal, como explicamos en 5.4.1. El caudal seteado es de $Q_{set} = 1.14 L/MIN$.

También se sabe que la velocidad debería ser de al menos 100 RPM, con lo que solo nos queda averiguar la cilindrada de nuestro motor teórico:

$$Cilindrada [cm^3] = \frac{1.14 L/min}{100 RPM} * 1000 = 11.4 cm^3 \quad (5.5.1.6)$$

Para hacerlo más real, se optó por elegir una cilindrada de 11 cm³ con lo cual la velocidad final resulta 103.63 RPM.

$$Cilindrada_{motor\ teórico} [cm^3] = 11 cm^3 \quad (5.5.1.7)$$

5.5.2. CÁLCULO DE TORQUE EJE DEL MOTOR

Luego siguiendo por el torque, se calcula como:

$$\text{Torque [Nm]} = \text{Presion} * \text{Cilindrada} \quad (5.5.2.1)$$

$$\begin{aligned} \text{Torque [Nm]} &= \text{Presion} * \text{Cilindrada} = \frac{\text{Factuacion}}{\text{Area cilindro}} * \text{Cilindrada} \\ &= \frac{\text{Factuacion}}{\pi * R^2} * \text{Cilindrada} \end{aligned} \quad (5.5.2.2)$$

Siendo:

- *Cilindrada*: mismo caso que el anterior, denotando que la cilindrada afecta inversamente proporcional para el caso anterior de velocidad y directamente proporcional en este caso de torque.

- $\text{Presion} = \frac{\text{Fact}}{\text{Area cilindro}}$. La presión va a ser muy importante para el cálculo ya que las fuerzas de actuación van variando y se debe analizar todos los casos idealmente. Finalmente se hace un estudio teórico de esta sección por lo que nos vamos a enfocar en la ola del grupo 3, como se habló anteriormente.

En 5.4.2. se vio que la presión también va a ser aproximadamente constante. Se tendrá entonces para este caso específico de ola una $P_{set} = 4.5$ bar.

Existe un problema, y es que normalmente los motores tienen un par específico dado por su propia construcción en Nm/bar que nos pueden ofrecer. Como en esta sección hay que idealizar un motor teórico, no se tienen limitaciones constructivas, pero si se tendrán limitaciones de potencia, ya que a la entrada tenemos un caudal y una presión determinadas, que nos determinan una potencia de entrada. De esta forma, no podremos extraer más potencia a la salida en el eje mecánico que a la entrada, por lo que se sigue esa referencia para este cálculo. La potencia de entrada la podemos calcular como:

$$\text{Pot entrada [kW]} = Q_{set} \left[\frac{L}{min} \right] * P_{set} [Bar] * \frac{1}{600} \quad (5.5.2.3)$$

La constante al final de la ecuación es para que den las unidades que queremos usar.

En nuestro caso tenemos $Q_{set} = 1.14$ L/min y $P_{set} = 4.5$ bar. Entonces la potencia nos queda:

$$\text{Pot entrada [kW]} = 1.14 \left[\frac{L}{min} \right] * 4.5 [bar] * \frac{1}{600} = 0.00855 \text{ kW} = 8.55 \text{ W} \quad (5.5.2.4)$$

Sabiendo este dato de entrada y suponiendo que el motor teórico no tiene pérdidas idealmente, se busca que torque nos va a ofrecer a la salida.

$$Potencia\ salida\ [W] = Velocidad\ [RPM] * Torque\ [Nm] * \frac{1}{9.55} \quad (5.5.2.5)$$

Donde la constante es para que den bien las unidades.

Sabemos que la potencia idealmente es de 8.55 W y la velocidad de 103.63 RPM, entonces finalmente el torque nos queda:

$$Torque\ [Nm] = 9.55 * \frac{Potencia\ salida\ [W]}{Velocidad\ [RPM]} = 9.55 * \frac{8.55W}{103.63\ RPM} = 0.78\ Nm \quad (5.5.2.6)$$

Lo cual es un valor bastante razonable para las prestaciones que tenemos. Resta solamente averiguar el par específico del motor ideal que será:

$$Par\ especifico\ \left[\frac{Nm}{bar}\right] = \frac{0.78\ Nm}{4.5\ bar} = 0.175\ \frac{Nm}{bar} \quad (5.5.2.7)$$

5.6. EFICIENCIA DEL GENERADOR

Se prediseño todo un sistema hidráulico para poder alimentar el generador con los datos del motor. Al tener tan bajas potencias, buscar la máxima eficiencia del generador es el objetivo principal para aprovechar lo que pudimos extraer de las olas, y tener la mayor potencia eléctrica posible a la salida, sin pérdidas. A continuación, se muestra la curva de eficiencia vs velocidad dada por el fabricante del generador:

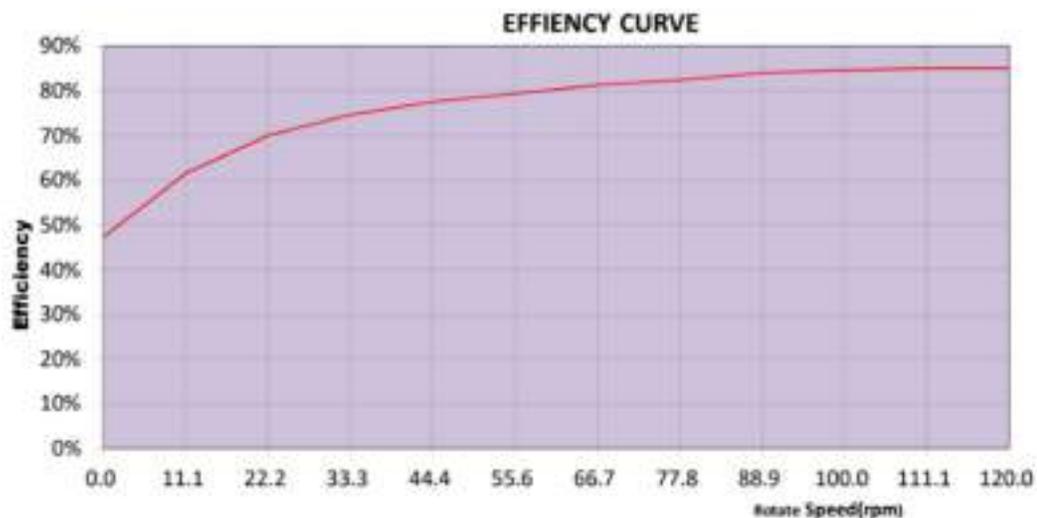


Figura 5.6.1. Curva eficiencia vs velocidad dada por el fabricante. Fuente: [Elaboración propia].

Para velocidades mayores a 88.9 RPM ya se tiene una eficiencia prácticamente constante de 85%, por lo que se decidió apuntar a una velocidad constante de 100 RPM del sistema sabiendo que en algunos momentos la velocidad puede caer, teniendo hasta un 10% menos que se puede alcanzar sin que baje la eficiencia.

Es de esta forma que el motor teórico se prediseño con una cilindrada de 11 cm³ para alcanzar una velocidad de 100 RPM, suponiendo que la reguladora de caudal nos ofrece un caudal constante la mayor parte del tiempo de $Q_{set} = 1.14$ L/min, siendo esta una parte clave del sistema para tener la buena eficiencia que se viene buscando como objetivo.

5.7. RESULTADOS FINALES

El resultado principal de esta unidad es que hay muchas pérdidas mecánicas desde la boya hasta la entrada del sistema hidráulico, y sumado a que ya las potencias son bajas por estar en escala 1:10, hace que la implementación de hidráulica sea prácticamente imposible o al menos con una eficiencia que hace que el sistema no sea rentable. De esta forma, se tuvo que optar por diseñar un motor teórico que cumple con las bajas especificaciones que se requieren, ya que no se pudo encontrar un motor hidráulico acorde a lo que se necesitaba sin tener extremas bajas eficiencias.

El estudio se hizo para una ola testigo de referencia, la cual ayudo a entender el comportamiento del sistema. Esta ola es la más representativa de todas ya que es una de las que más energía da a lo largo del año, pero cabe aclarar que el mismo estudio se debería hacer para las 26 olas restantes. La implementación de un sistema de control en este sistema hidráulico sería clave para poder censar cuanto caudal y cuanta presión nos entrega el sistema a la entrada y de esa forma poder regular la presión de seteo del acumulador, de la reguladora de presión, y el caudal de seteo de la reguladora de caudal para así electrónicamente poder seguir los pasos planteados en 5.3, 5.4. y 5.5.

Queda planteado un sistema hidráulico con sus principales características las cuales son: caudal de entrada y salida, presión de entrada y salida, y la presión de seteo del acumulador y reguladora de presión junto con el caudal de seteo de la reguladora de caudal. Al haber estudiado los parámetros base del sistema, se deja abierto el estudio a un modelizado y estudio posterior de todas las olas.

6. ELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO

En este capítulo se realizará la elección de todos los elementos necesarios para el prediseño del sistema hidráulico de generación de energía undimotriz planteado en la subsección 6.1.

Varios de los elementos fueron arduos de seleccionar o encontrar debido a los bajos requerimientos de potencia, caudal y presión que manejan, y otros fueron lamentablemente inconseguibles. La utilización de equipos más grande a los requeridos es impracticable debido a que tendrían muy bajas eficiencias a bajas cargas, uno de los grandes problemas de la hidráulica.

6.1. SISTEMA HIDRÁULICO

A partir de los cálculos realizados en las secciones anteriores se puede comenzar con la elección de todos los componentes que se van a usar en el sistema hidráulico.

El sistema que se prediseñó se muestra a continuación:

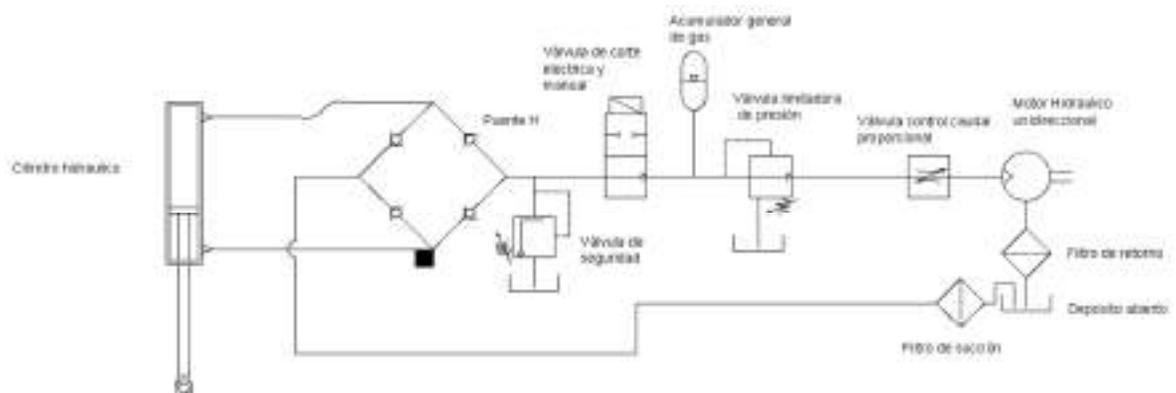


Figura 6.1.1. Prediseño sistema hidráulico. Fuente: [Elaboración propia].

En la figura anterior se encuentran todos los componentes que a primera instancia fueron considerados como necesarios para llevar a cabo el movimiento requerido por el motor hidráulico y así accionar el generador eléctrico. Los elementos a seleccionar son:

- Cilindro Hidráulico
- Válvulas antirretorno, con las cuales se conforman el puente H
- Válvula limitadora de presión
- Válvula solenoide 2/2
- Acumulador general
- Válvula de seguridad
- Válvula de caudal de control proporcional
- Motor hidráulico unidireccional

- Filtro de retorno
- Filtro de succión

El cilindro al moverse debido al efecto de las olas funciona como una bomba que mueve el fluido dentro de las cañerías.

El puente H realiza una rectificación del caudal y presión generadas por el cilindro. Cabe aclarar que la idea del puente H, muy parecido a un puente de diodos, fue sacada del estudio del estado del arte y se explicará su funcionamiento más adelante en la sección 6.3.2.

En cuanto a la válvula de control de caudal, se buscará con ella generar un caudal lo más constante posible a la entrada del motor hidráulico para mantener una alta eficiencia en el generador. Lo mismo sucede con la válvula reguladora de presión, la cual va a regular e intentar tener una presión constante para que el motor tenga un suave accionar.

La válvula de corte eléctrica y manual (2/2) cuenta con dos vías y dos posiciones lo que permite es básicamente el accionamiento o parada de todo el sistema, al ser solenoide y manual le permite al operario trabajar a distancia si es requerido.

En el caso de la válvula de seguridad, necesaria en cualquier sistema hidráulico, es la última medida de control, la cual, si detecta presiones superiores a las establecidas en el diseño como permitidas, deriva parte del fluido hacia el tanque.

Luego, se tendrá el motor hidráulico el cual generará el movimiento y torque requeridos para el accionar el generador eléctrico.

El circuito hidráulico es cerrado, y el fluido luego de superar al motor se dirige hacia un tanque deposito donde se almacena, pero no sin antes pasar por el filtro de retorno el cual evita la entrada de imperfecciones al tanque. Luego, cuando el cilindro lo requiera, el fluido se moverá del depósito hacia él, pasando por un filtro de succión que también purifica el fluido antes de continuar su trayecto.

A modo de resumen, se deja una imagen con los símbolos hidráulicos y los significados de los elementos utilizados en el prediseño:

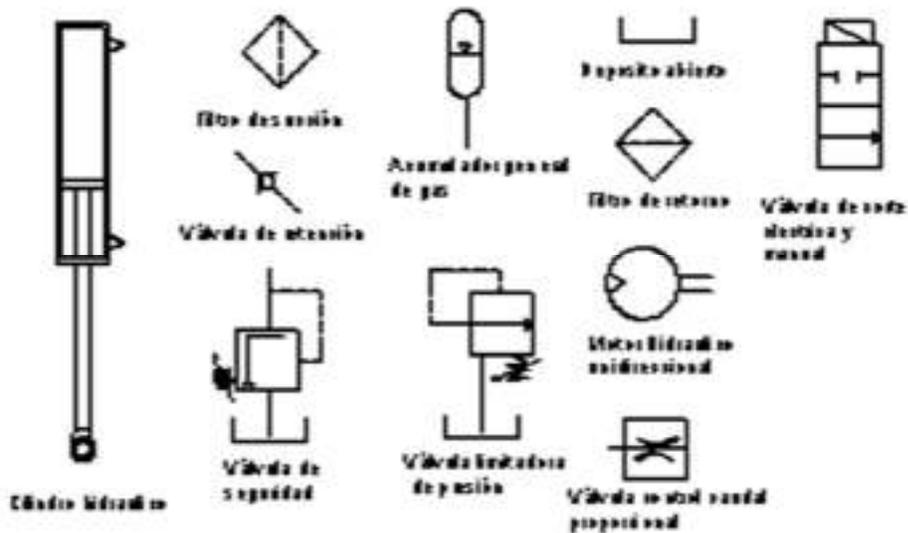


Figura 6.1.3. Lista de componentes. Fuente: [Elaboración propia].

6.2. SELECCIÓN CILINDRO

Para el sistema hidráulico se decidió elegir un cilindro de doble efecto simétrico para aprovechar la onda senoidal que ofrece la ola, es decir, aprovechar la energía que se obtiene al subir y también al bajar para empujar líquido hidráulico. Un ejemplo de cilindro doble efecto simétrico se puede ver a continuación:

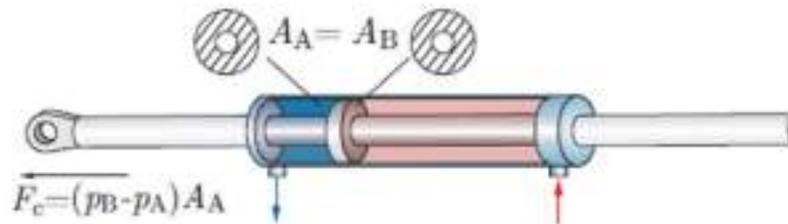


Figura 6.2.1. Cilindro doble efecto simétrico. Fuente: [5].

Este cilindro al aprovechar la energía de las olas funcionará como una bomba hidráulica para nuestro sistema.

Para la selección del mismo se basó en los cálculos realizados en la Unidad 5: Análisis Hidráulico del Sistema. En esa sección se realizó un proceso de iteración donde existió un compromiso entre el torque y la velocidad, por ende, entre el caudal y la presión. Es así como a partir de Excel, creando un software de cálculo, se halló una combinación entre cilindro y motor para obtener los RPM y Nm necesarios para que el generador de salida funcione lo más cerca posible a la velocidad nominal y extrayendo la mayor potencia posible.

El cilindro elegido es de doble efecto y tiene un diámetro de $D = 2,54 \text{ cm} = 1''$.

Por último, el cilindro seleccionado es el Festo DNSU-25-320-P-A. [8].

El cilindro es doble efecto, de 25 mm de diámetro, 320 mm de carrera y puede soportar entre 1 y 10 bares de presión. El resto de especificaciones se consiguen en el catalogo adjuntado en la sección anexos.

Hoja de datos

★ Programa básico

| Referencias de pedido | | | | PPV – Amortiguación neumática regulable en ambos lados | | PPS – Amortiguación neumática autorregulable en ambos lados | |
|-----------------------|---------|--|---------------------------------|--|---------------------|---|---------------------|
| Diámetro del émbolo | Carrera | P – Anillos/placas amortiguadores elásticos en ambos lados | A – Con detección de posiciones | A – Con detección de posiciones | | A – Con detección de posiciones | |
| [mm] | [mm] | N.º art. | Código del producto | N.º art. | Código del producto | N.º art. | Código del producto |
| 20 | 10 | ★ 19207 | DSNU-20-10-P-A | ★ 1908289 | DSNU-20-10-PPV-A | ★ 1908297 | DSNU-20-10-PPS-A |
| | 15 | ★ 1908282 | DSNU-20-15-P-A | ★ 1908290 | DSNU-20-15-PPV-A | ★ 1908298 | DSNU-20-15-PPS-A |
| | 20 | ★ 1908283 | DSNU-20-20-P-A | ★ 1908291 | DSNU-20-20-PPV-A | ★ 1908299 | DSNU-20-20-PPS-A |
| | 25 | ★ 19208 | DSNU-20-25-P-A | ★ 33974 | DSNU-20-25-PPV-A | ★ 559271 | DSNU-20-25-PPS-A |
| | 30 | ★ 1908284 | DSNU-20-30-P-A | ★ 1908292 | DSNU-20-30-PPV-A | ★ 1908300 | DSNU-20-30-PPS-A |
| | 35 | ★ 1908285 | DSNU-20-35-P-A | ★ 1908293 | DSNU-20-35-PPV-A | ★ 1908301 | DSNU-20-35-PPS-A |
| | 40 | ★ 19209 | DSNU-20-40-P-A | ★ 19236 | DSNU-20-40-PPV-A | ★ 559272 | DSNU-20-40-PPS-A |
| | 50 | ★ 19210 | DSNU-20-50-P-A | ★ 19237 | DSNU-20-50-PPV-A | ★ 559273 | DSNU-20-50-PPS-A |
| | 60 | ★ 1908286 | DSNU-20-60-P-A | ★ 1908294 | DSNU-20-60-PPV-A | ★ 1908302 | DSNU-20-60-PPS-A |
| | 70 | ★ 1908287 | DSNU-20-70-P-A | ★ 1908295 | DSNU-20-70-PPV-A | ★ 1908303 | DSNU-20-70-PPS-A |
| | 80 | ★ 19211 | DSNU-20-80-P-A | ★ 19238 | DSNU-20-80-PPV-A | ★ 559274 | DSNU-20-80-PPS-A |
| | 100 | ★ 19212 | DSNU-20-100-P-A | ★ 19239 | DSNU-20-100-PPV-A | ★ 559275 | DSNU-20-100-PPS-A |
| | 125 | ★ 19213 | DSNU-20-125-P-A | ★ 19240 | DSNU-20-125-PPV-A | ★ 559276 | DSNU-20-125-PPS-A |
| | 150 | ★ 1908288 | DSNU-20-150-P-A | ★ 1908296 | DSNU-20-150-PPV-A | ★ 1908304 | DSNU-20-150-PPS-A |
| | 160 | ★ 19214 | DSNU-20-160-P-A | ★ 19241 | DSNU-20-160-PPV-A | ★ 559277 | DSNU-20-160-PPS-A |
| | 200 | ★ 19215 | DSNU-20-200-P-A | ★ 19242 | DSNU-20-200-PPV-A | ★ 559278 | DSNU-20-200-PPS-A |
| | 250 | ★ 19216 | DSNU-20-250-P-A | ★ 19243 | DSNU-20-250-PPV-A | ★ 559279 | DSNU-20-250-PPS-A |
| 300 | ★ 19217 | DSNU-20-300-P-A | ★ 19244 | DSNU-20-300-PPV-A | ★ 559280 | DSNU-20-300-PPS-A | |
| 320 | ★ 34718 | DSNU-20-320-P-A | ★ 34720 | DSNU-20-320-PPV-A | ★ 559281 | DSNU-20-320-PPS-A | |
| 25 | 10 | ★ 19218 | DSNU-25-10-P-A | ★ 1908312 | DSNU-25-10-PPV-A | ★ 1908320 | DSNU-25-10-PPS-A |
| | 15 | ★ 1908305 | DSNU-25-15-P-A | ★ 1908313 | DSNU-25-15-PPV-A | ★ 1908321 | DSNU-25-15-PPS-A |
| | 20 | ★ 1908306 | DSNU-25-20-P-A | ★ 1908314 | DSNU-25-20-PPV-A | ★ 1908322 | DSNU-25-20-PPS-A |
| | 25 | ★ 19219 | DSNU-25-25-P-A | ★ 33975 | DSNU-25-25-PPV-A | ★ 559282 | DSNU-25-25-PPS-A |
| | 30 | ★ 1908307 | DSNU-25-30-P-A | ★ 1908315 | DSNU-25-30-PPV-A | ★ 1908323 | DSNU-25-30-PPS-A |
| | 35 | ★ 1908308 | DSNU-25-35-P-A | ★ 1908316 | DSNU-25-35-PPV-A | ★ 1908324 | DSNU-25-35-PPS-A |
| | 40 | ★ 19220 | DSNU-25-40-P-A | ★ 19245 | DSNU-25-40-PPV-A | ★ 559283 | DSNU-25-40-PPS-A |
| | 50 | ★ 19221 | DSNU-25-50-P-A | ★ 19246 | DSNU-25-50-PPV-A | ★ 559284 | DSNU-25-50-PPS-A |
| | 60 | ★ 1908309 | DSNU-25-60-P-A | ★ 1908317 | DSNU-25-60-PPV-A | ★ 1908325 | DSNU-25-60-PPS-A |
| | 70 | ★ 1908310 | DSNU-25-70-P-A | ★ 1908318 | DSNU-25-70-PPV-A | ★ 1908326 | DSNU-25-70-PPS-A |
| | 80 | ★ 19222 | DSNU-25-80-P-A | ★ 19247 | DSNU-25-80-PPV-A | ★ 559285 | DSNU-25-80-PPS-A |
| | 100 | ★ 19223 | DSNU-25-100-P-A | ★ 19248 | DSNU-25-100-PPV-A | ★ 559286 | DSNU-25-100-PPS-A |
| | 125 | ★ 19224 | DSNU-25-125-P-A | ★ 19249 | DSNU-25-125-PPV-A | ★ 559287 | DSNU-25-125-PPS-A |
| | 150 | ★ 1908311 | DSNU-25-150-P-A | ★ 1908319 | DSNU-25-150-PPV-A | ★ 1908327 | DSNU-25-150-PPS-A |
| | 160 | ★ 19225 | DSNU-25-160-P-A | ★ 19250 | DSNU-25-160-PPV-A | ★ 559288 | DSNU-25-160-PPS-A |
| | 200 | ★ 19226 | DSNU-25-200-P-A | ★ 19251 | DSNU-25-200-PPV-A | ★ 559289 | DSNU-25-200-PPS-A |
| | 250 | ★ 19227 | DSNU-25-250-P-A | ★ 19252 | DSNU-25-250-PPV-A | ★ 559290 | DSNU-25-250-PPS-A |
| 300 | ★ 19228 | DSNU-25-300-P-A | ★ 19253 | DSNU-25-300-PPV-A | ★ 559291 | DSNU-25-300-PPS-A | |
| 320 | ★ 34719 | DSNU-25-320-P-A | ★ 34721 | DSNU-25-320-PPV-A | ★ 559292 | DSNU-25-320-PPS-A | |

Tabla 6.2.1. Modelo específico de cilindro DNSU-25-320-P-A. Fuente: [8].

6.3. SELECCIÓN VÁLVULAS

6.3.1. VÁLVULA SOLENOIDE 2/2

La válvula de control direccional determina el curso que recorre el fluido por todo el sistema. Este es el medio que emplea el operador para controlar la máquina.

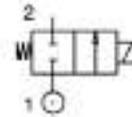
Si cuenta con interruptor solenoide, permite o no el funcionamiento del sistema hidráulico, también denominada válvula de corte. Como se ve en la figura esquemática 6.1.1. de la primera aproximación del sistema hidráulico, al solo necesitar del paso o corte del fluido se requiere de dos entradas con dos posiciones.

Los valores a considerar a la hora de la selección son: el caudal que va circular por la válvula y la presión a la cual va estar sometida, en el caso de estudio son unos máximos de 10 L/min y 10 bar de presión.

Se selecciono una válvula 2/2 de la marca Parker y de su Series 201/202/301LG de Parker Válvulas de solenoide de acero inoxidable. El modelo elegido fue el 201LG3UVG7, página 11 del catálogo.

Gama de válvulas

Serie 201LG: de 2 vías normalmente cerrada
De 201LG1..G7 a 201LG2..G7



| Puerto Carrito | Orificio Ø | Factores de flujo | | Presión de funcionamiento Alimentación (MOP) | | Flujo Temperatura | | Junto de asiento | Válvula Parker | | Alimentación | | Grupo de inductos | Tipo Compatibilidad Case | N° de Bujes |
|-------------------|---------------|-------------------|-----------|---|-------------------|----------------------|-------------------|---------------------|----------------|------------|--------------|---------|----------------------|--------------------------------|----------------|
| | | Kv MOP | Kv MOP | MPa Bar | Temperatura °C | M³/h l/min | Temperatura °C | | Ø1 mm | Ø2 mm | AC V | DC V | | | |
| 1MP | 1.5 | 1.8 | 0.86 | 0 | 20 | 1.5 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | B | 2 |
| | 1.5 | 1.8 | 0.86 | 0 | 20 | 1.5 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | C | 2 |
| | 3.0 | 4.5 | 0.27 | 0 | 0 | 0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | A | 2 |
| | 3.0 | 4.5 | 0.27 | 0 | 0 | 0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | B | 2 |
| | 3.0 | 4.5 | 0.27 | 0 | 20 | 0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | A | 2 |
| | 3.0 | 4.5 | 0.27 | 0 | 20 | 0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | B | 2 |
| | 3.0 | 4.5 | 0.27 | 0 | 0 | 0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | C | 2 |
| | 3.0 | 4.5 | 0.27 | 0 | 20 | 0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | C | 2 |
| | 4.0 | 7.0 | 0.42 | 0 | 0 | 0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | A | 2 |
| | 4.0 | 7.0 | 0.42 | 0 | 0 | 0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | B | 2 |
| | 4.0 | 7.0 | 0.42 | 0 | 20 | 0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | A | 2 |
| | 4.0 | 7.0 | 0.42 | 0 | 20 | 0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | B | 2 |
| 3MP | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | A | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | B | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | A | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | B | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | C | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | A | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | B | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | C | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | A | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | B | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | A | 2 |
| | 3.0 | 3.0 | 0.40 | 0 | 0 | 2.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | B | 2 |
| 10P | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | A | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | B | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | A | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | B | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | C | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | A | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | B | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | C | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | A | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø4 | Ø8 | 240.0 | B | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | A | 2 |
| | 10.0 | 10.0 | 0.80 | 0 | 1.0 | 0.0 | -8 | 140 | F10 | 201LG3UVG7 | Ø8 | Ø14 | 240.0 | B | 2 |

Tabla 6.3.1.1. Válvulas Parker. Fuente: [8].

6.3.2. VÁLVULAS ANTIRRETORNO EN DISPOSICIÓN PUENTE H

Las Válvulas de Retención o anti-retorno son aquellas que accionadas por la propia presión del fluido permiten el paso e impiden el retroceso del mismo hacia la parte

presurizada cuando la presión del sistema cesa o cambia de sentido. Son Válvulas unidireccionales que abren en un sentido del flujo y son cerradas en el sentido opuesto del flujo.

En este caso de prediseño se tiene un cilindro de doble efecto simétrico que está funcionando como bomba y se quiere que el líquido vaya en una sola dirección, hacia el motor hidráulico. Para lograr esto se utilizó un puente hidráulico con 4 válvulas antirretorno que queda dispuesto de la siguiente manera:

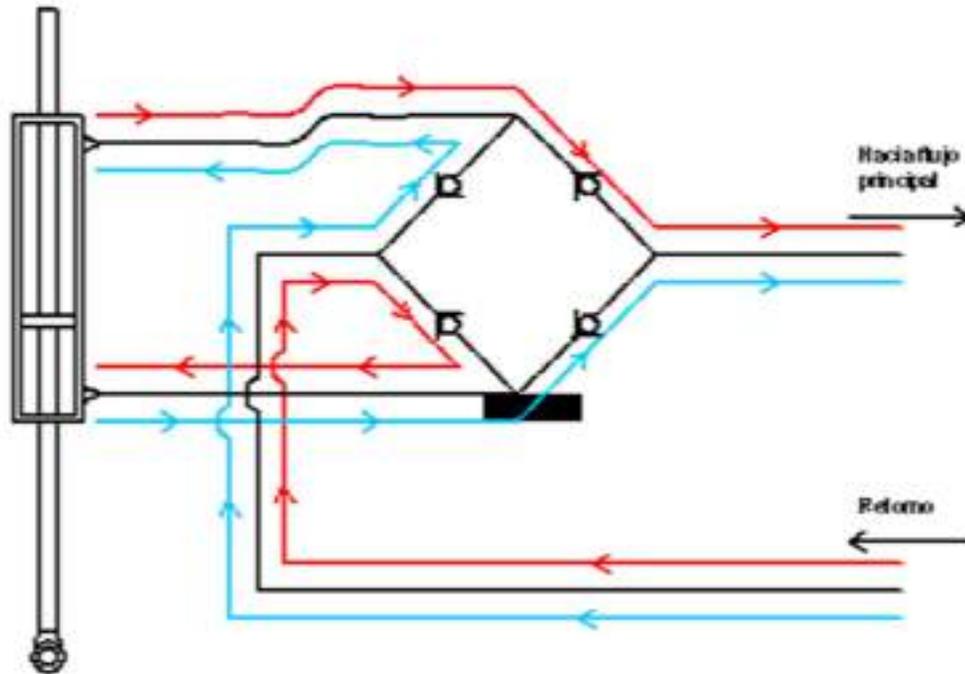


Figura 6.3.2.1. Funcionamiento del Puente. Fuente: [Elaboración propia].

Por medio de este puente compuesto por cuatro válvulas antirretorno se logra que cuando la ola hace subir a la boya, internamente en el cilindro el volumen superior de líquido es empujado y seguirá el recorrido marcado en rojo en la figura 6.3.2.1. Al mismo tiempo que sucede esto, el volumen inferior del cilindro estará succionando fluido del tanque hidráulico el cual también está indicado con un camino en rojo. Al momento que la ola comienza a descender, lo mismo sucede con la boya y el cilindro va en dirección contraria, los sentidos del fluido se invierten y por el volumen inferior se expulsa líquido y por el superior se succiona, como se indica en celeste en la figura 6.3.2.1.

De esta manera se logra introducir de manera correcta el retorno del fluido para el cilindro simétrico de doble efecto permitiendo la succión, y que los empujes del líquido vayan hacia el motor en el mismo sentido, logrando de esta forma aprovecha en su totalidad el efecto senoidal de las olas.

Las válvulas de retención seleccionadas son de tipo de bolas, de la marca Clippard. Se optó por escoger dentro de sus series MCV, las cuales tienen presiones máximas de trabajo los 300 psi que se traducen a aproximadamente 20 bares. Dentro de las cuatro opciones de las series MCV de Clippard cualquiera podría ser seleccionado debido a que se diferencian en el tipo de rosca que tienen. Se adjunta catálogo en la sección 10: bibliografía.

Se deberán elegir 4 de las mismas y colocarlas en la disposición mostrada anteriormente en el diagrama.

6.3.3. VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN

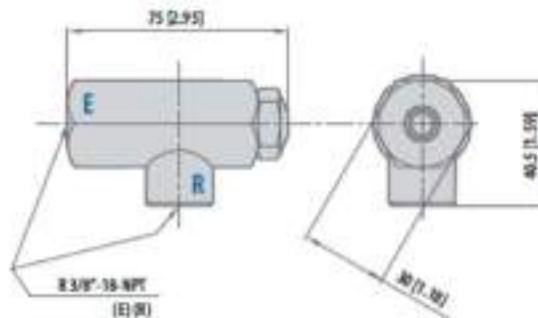
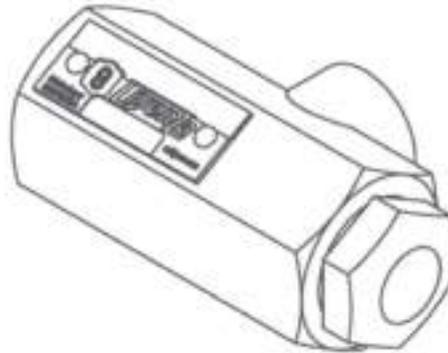
Este tipo de elemento hidráulico es el último que se debe accionar en el sistema y solo debería funcionar en situaciones de falla de alguno de los equipos.

Se colocó una válvula limitadora de presión que va directo al tanque hidráulico, dispuesta después del puente y antes de la válvula de corte eléctrico y manual.

La válvula de seguridad es utilizada para limitar la presión máxima de un sistema hidráulico. Es de apertura restringida y permite el paso de hasta 40 l/min. Presenta la ventaja de no fugar con presiones inferiores a las de apertura y de tener una rápida respuesta, lo que es ideal para liberar presiones puntuales. [9]

Se elige la válvula de marca Livenza:

PRESIÓN DIRECTA
PRESSÃO DIRETA / DIRECT ACTING



E: Entrada / Entrada / Inlet
R: Retorno / Retorno / Return

Figura 6.3.3. Diagrama de la válvula Livenza. Fuente [9].

6.3.4. VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN

La válvula reguladora de presión se encuentra en el circuito después del acumulador hidráulico y antes de la válvula de control de caudal, como se puede ver en el circuito general Figura 6.1.1.

Como su nombre lo indica, las válvulas reguladoras tienen como misión el control de la presión en los distintos puntos del circuito o sistema hidráulico, sin importar la

presión en la entrada del sistema. Aunque siempre funcionan como reductoras de presión, no pueden aumentar la presión a la salida.

La válvula seleccionada es una reguladora de presión proporcional VPPL, de la serie L. Su función es determinar la presión de salida de la válvula eléctrica reguladora de presión PREL mediante un sensor de presión integrado y la compara internamente con el valor de consigna. En caso de constatarse diferencias, el VPPL activa el regulador de la PREL hasta que la presión de salida haya alcanzado el valor consigna. El regulador desvía caudal hacia el retorno para poder liberar esa sobrepresión indeseada.

La reguladora elegida fue la VPPL-3Q-3-0L20H de la marca FESTO. Cuenta con una regulación de entre 0,2 y 20 bares, suficiente para la regulación de unos aproximados 4,5 bares que se tomó como adecuada en la sección 5.4.2.

En la siguiente imagen se muestra la figura real de la válvula. [10]



Figura 6.3.4.1. Válvula reguladora de presión. Fuente [10].

6.3.5. VÁLVULA CONTROLADORA DE CAUDAL

La válvula controladora de caudal se pondrá antes del motor hidráulico como se ve en el circuito general.

Esta válvula por medio de un orificio regulable, al ajustar un tornillo de control, limita el paso del flujo al valor deseado. El fabricante brinda un valor n de giro del husillo dependiendo el caudal que se desee regular, lo que se hizo fue entrar a las curvas de regulación con el caudal deseado de 1,14 L/min y encontrar el valor de n . El valor encontrado fue de:

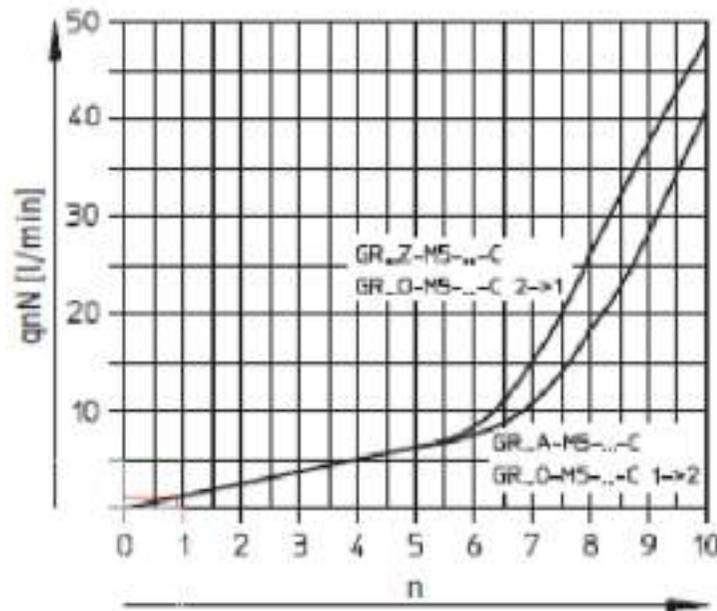


Figura 6.3.5.1. Curva para obtener el giro del husillo. Fuente [10].

Esta curva es la correspondiente a la válvula controladora de caudal de la marca FESTO modelo PK-3 GRLA D. El valor n encontrado fue de 0,905, se utilizó un razonamiento igual al realizado en la sección 5.4.1. Finalmente se puede concluir que se deberá ajustar en 0,9 giros de husillo la válvula para su correcto funcionamiento de acuerdo a la ola testigo seleccionada para el análisis.

6.4. SELECCIÓN DEL LIQUIDO HIDRÁULICO

El fluido hidráulico es una pieza muy importante para el sistema ya que las características que posea serán de gran influencia en el rendimiento y duración del sistema hidráulico.

Las funciones de un fluido hidráulico son:

- Transmitir potencia
- Lubricar las partes en movimiento
- Disipar el calor o refrigerar
- Sellar los espacios libres entre elementos

Cualquier fluido puede ser válido en cualquier sistema siempre que su viscosidad sea la adecuada para la aplicación. Debe poder fluir fácilmente a través de los conductos internos de los componentes ya que una resistencia excesiva producirá grandes pérdidas de carga y un incremento en la potencia necesaria.

El fluido debe poder formar una película sobre las superficies para facilitar el desplazamiento sobre otras. Es así como también debe ser capaz de absorber el calor generado en determinados puntos del sistema, para luego liberarlo al ambiente a

través del depósito, manteniendo estable la temperatura del conjunto durante el normal funcionamiento del equipo.

En la realidad no existe fluido que cumpla a la perfección todas las características, sino sería un fluido ideal, pero lo que se busca es uno cuyas propiedades sean las mejores para la aplicación particular.

Resumiendo, lo que se busca es, una viscosidad no muy alta que se modifique poco con el cambio de la temperatura, elevada resistencia a la formación de espuma, elevada estabilidad con el tiempo, no ser agresivos a los materiales de mangueras y empaquetaduras, y finalmente mientras tenga más capacidad lubricante mejor. [11]

En el caso particular de estudio no es deseable unas especificaciones demasiado altas, pero sí que siga un lineamiento de buenas características. Por esta razón se seleccionó el siguiente fluido.

El seleccionado es el ELF HYDRAULIC HV ISO 46, en primer lugar, se consideró seleccionar la línea de ELF debido a que sus aplicaciones, características y prestaciones coinciden con nuestro sistema.

Aplicaciones:

- Cualquier sistema hidráulico
- Lubricante especialmente adaptado para maquinaria expuesta a la intemperie, fácil arranque a muy baja temperatura (-30°C) y funcionamiento regular en cualquier estación del año.

Prestaciones:

- AFNOR NF E 48-603 HV
- ISO 6743/4 HV
- DIN 51524 P3 HVLP

Ventajas para el cliente:

- Muy alto índice de viscosidad
- Estabilidad térmica y resistencia a la oxidación
- Protección antidesgaste y anticorrosivo
- Elevada estabilidad a la hidrólisis. Buena filtrabilidad con o sin agua
- Baja tendencia a la formación de espuma
- Buena desaireación y excelente desemulsión

Características:

| Características | Método | ISO VG 46 | ISO VG 68 |
|------------------------------------|----------|-----------|-----------|
| Densidad a 15°C Kg/m ³ | ISO 3675 | 867 | 875 |
| Viscosidad, cSt a 40°C | ISO 3104 | 45.9 | 67.5 |
| a 100°C | | 8.3 | 11.5 |
| Índice de viscosidad | ISO 2909 | 167 | 170 |
| Punto de inflamación Cleveland, °C | ISO 2592 | 218 | 220 |

Tabla 6.4.1. Características de los posibles fluidos a elegir. Fuente [10].

La diferencia final que permite realizar la elección entre el ISO VG 46 y el ISO VG 68 es que el primero tiene una menor variación de su viscosidad con el cambio de temperatura, aunque ambos presentaban buenas características en general y podrían haberse utilizado cualquiera sin ningún inconveniente. Por ende, el seleccionado es el ISO VG 46.

6.5. SELECCIÓN MOTOR HIDRÁULICO

El motor hidráulico requerido debe cumplir con las características de salida que necesita el generador como fue presentado en la sección 5.

Lo importante para la elección del motor es su cilindrada, su par específico y que tenga como mínimo los parámetros de velocidad y torque que requiere el generador.

El gran problema que se produce durante la selección, es el mismo que surgió con varios de los elementos del sistema hidráulico, la falta de componentes de pequeño calibre. Debido a las presiones y caudales utilizados en el sistema a escala, hace que una elección de gran calibre haga que los elementos presenten una baja eficiencia.

En el caso del motor hidráulico este problema se ve acrecentado, con lo cual se decide mencionar las variables que debería presentar el actuador rotatorio, pero sin seleccionar uno en específico. Llegado el momento de trasladar este sistema de la teoría a la práctica se debería diseñar y fabricar un componente con las características mencionadas a continuación.

Lo buscado es el par específico y cilindrada del motor las cuales otorguen el torque y velocidad necesarios para el funcionamiento del generador respectivamente.

Como fue explicado en las secciones 5.5.1 y 5.5.2 se obtuvieron teóricamente según los datos obtenidos a lo largo del trabajo los valores de cilindrada y par específico que debería cumplir el motor para permitir un trabajo adecuado del generador.

Finalmente, los valores que se deberían buscar en el motor necesario para este sistema son una cilindrada de 11 cc/rev y un par específico de aproximadamente 0,175 N.m/bar. Lamentablemente no existe en el mercado un motor hidráulico con dichas especificaciones que trabajando a las presiones y caudales mencionados anteriormente pueda mantener un rendimiento aceptable, por lo que sería ilógico colocar uno.

Como el diseño y cálculo del motor queda fuera del alcance de esta tesis, la sección de selección del elemento hidráulico concluye aquí.

6.6. SELECCIÓN FILTROS

Para la elección de los filtros deben tenerse en cuenta las siguientes características:

- Tipo de filtro que variara según la utilización. En el caso de estudio se tiene 2 tipos distintos de filtros: de retorno y succión.
- Finura de las partículas que deja pasar el filtro. Esto se calcula a partir del elemento que se desea proteger. Como no se tiene especificación de cuanta finura aceptan el motor y la bomba, se utiliza las recomendaciones bajo ISO 4406, como sigue:

| | | |
|----------|--|--------------|
| 1 | Pumps | |
| | Axial piston pumps | 21 / 18 / 15 |
| | Radial piston pumps | 21 / 18 / 15 |
| | Gear pumps | 21 / 18 / 15 |
| | Vane pumps | 20 / 17 / 14 |
| | Motors | |
| | Axial piston motor | 21 / 18 / 15 |
| | Radial piston motor | 21 / 18 / 15 |
| | Gear motors | 21 / 18 / 15 |
| | Vane motors | 20 / 17 / 14 |
| | Valves | |
| | Directional control valves (solenoid valves) | 21 / 18 / 15 |
| | Pressure valves | 21 / 18 / 15 |
| | Flow control valves | 21 / 18 / 15 |
| | Check valves | 21 / 18 / 15 |
| | Proportional valves | 20 / 17 / 14 |
| | Servo valves | 17 / 14 / 11 |
| | Cylinders | 21 / 18 / 15 |

Figura 6.6.1. Código para cada elemento. Fuente: [10].

Estos son códigos de la norma ISO 4406 que refieren a lo siguiente:

| No. of particles per 1 ml | | Code number |
|---------------------------|---------|-------------|
| from | up | |
| 80,000 | 160,000 | 24 |
| 40,000 | 80,000 | 23 |
| 20,000 | 40,000 | 22 |
| 10,000 | 20,000 | 21 |
| 5,000 | 10,000 | 20 |
| 2,500 | 5,000 | 19 |
| 1,300 | 2,500 | 18 |
| 640 | 1,300 | 17 |
| 320 | 640 | 16 |
| 160 | 320 | 15 |
| 80 | 160 | 14 |
| 40 | 80 | 13 |
| 20 | 40 | 12 |
| 10 | 20 | 11 |
| 5 | 10 | 10 |
| 2.5 | 5 | 9 |
| 1.3 | 2.5 | 8 |
| 0.64 | 1.3 | 7 |
| 0.32 | 0.64 | 6 |
| 0.16 | 0.32 | 5 |
| 0.08 | 0.16 | 4 |
| 0.04 | 0.08 | 3 |
| 0.02 | 0.04 | 2 |
| 0.01 | 0.02 | 1 |

Extract from ISO 4406:1998

Figura 6.6.2. Referencia de los códigos. Fuente: [10].

Ahora con los códigos de recomendación se puede entrar al siguiente gráfico y ver hasta que tamaño de partículas dejara pasar el filtro:

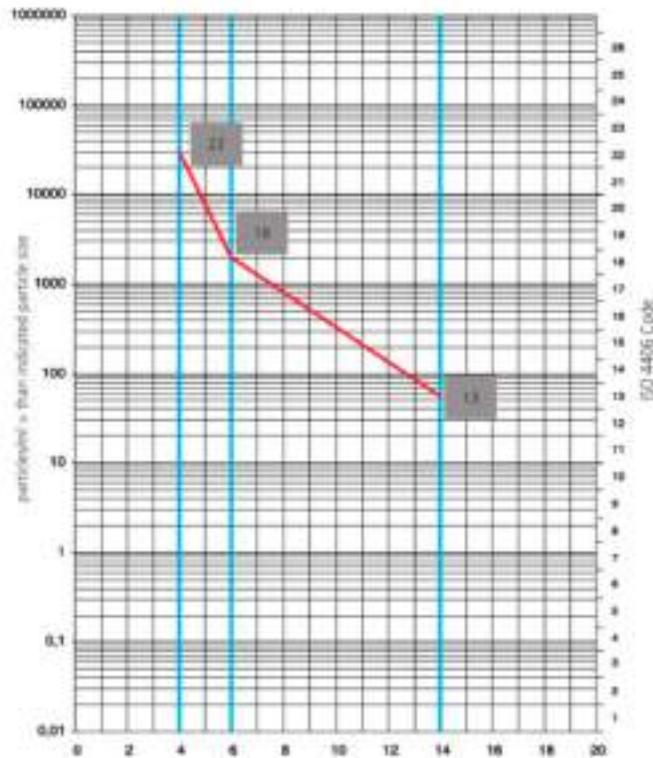


Figura 6.6.3. Gráfico de la norma ISO 4406. Fuente: [10].

Para el caso específico en estudio, bomba hidráulica y motor tienen el mismo código, y utilizaremos el de menos requerimientos ya que el sistema no tiene características especiales. El código con menos requerimientos es 15 y tiene aceptado un número de partículas por ml entre 160 y 320. Con esos valores se entra al gráfico:

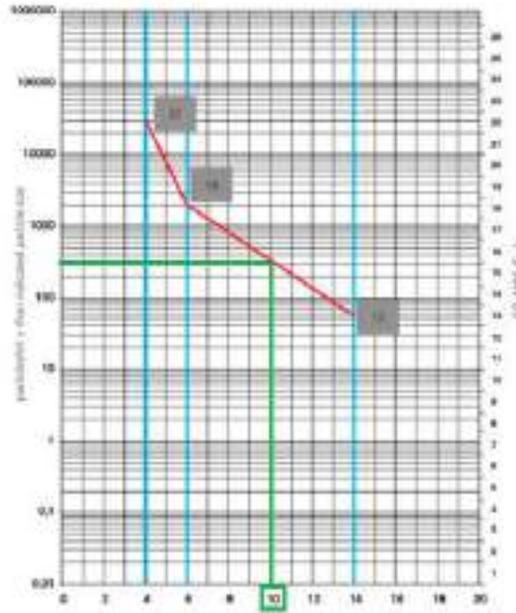


Figura 6.6.3. Gráfico de la norma ISO 4406, 10 μm de partícula permitida. Fuente: [10].

Finalmente se observa un tamaño permitido de partícula de 10 μm tanto para motor como para bomba.

6.6.1. FILTRO DE RETORNO Y SUCCIÓN

El filtro de retorno irá colocado después del motor hidráulico y antes del depósito hidráulico, específicamente arriba de este último. Este elimina los contaminantes que entran en el sistema durante la operación, evitando que penetren en el tanque. Es un filtro de superficie.

Como este filtro va hacia el depósito y dentro van a sedimentar algunas partículas, aparte de tener otro para la succión, no hay requerimientos de fineza, pero sí de caudal, el cual debe permitir un funcionamiento adecuado con los valores de L/min que contamos en nuestro proyecto.

El filtro de succión evita que los contaminantes de gran tamaño penetren en las bombas y demás componentes. Hay muy poca caída de presión entre la entrada y la salida, para evitar la cavitación de la bomba. Los filtros de succión por lo general son filtros de superficie.

El de succión se encuentra a la salida del depósito hidráulico y va a ir hacia el cilindro que funciona de bomba. Para este caso la fineza es idéntica a la de un motor hidráulico, con lo que se va a elegir un filtro de 10 μm siguiendo los gráficos de la 6.6.

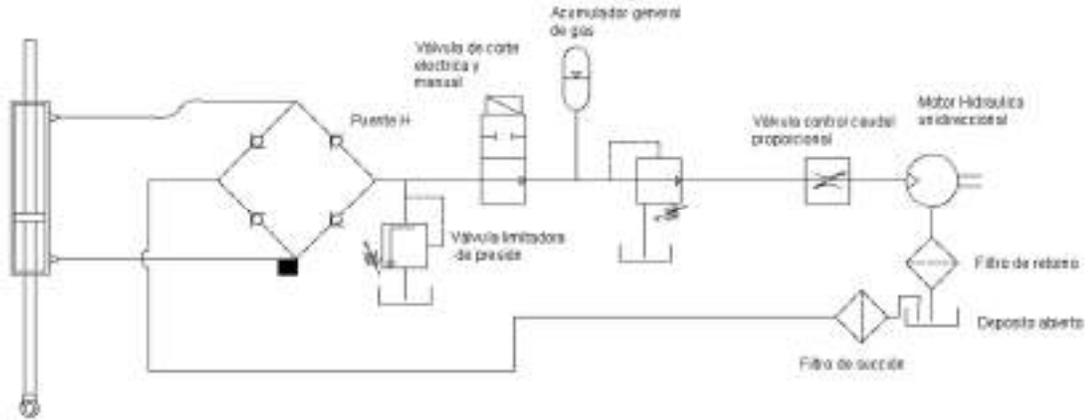


Figura 6.6.1.1. Sistema hidráulico general prediseñado. Fuente: [Elaboración propia].

A continuación, se muestra el filtro magneto mecánico elegido, propiciado por la empresa Sabbatini S.R.L. Cuenta con las especificaciones necesarias, un caudal de trabajo de 32 L/min, rosca de $\frac{3}{4}$ " y filtro de 10 μm .



FILTRO MAGNETO-MECÁNICO DE 32 LITROS
32 LITERS MAGNETO-MECHANICAL FILTER
FILTRO MAGNETO-MECÁNICO DE 32 LITROS

Especificaciones Técnicas
Technical Specifications
Especificações Técnicas

| Código Code Codigo | Peso Weight Peso | Material Material Material | Caudal Flow Fluxo | Rosca de Entrada Inlet Thread Rosca de Entrada | Rosca de Salida Outlet Thread Rosca de Salida |
|--------------------------|------------------------|---|-------------------------|--|---|
| FTA-0010 | 0.6 Kg | Alación de aluminio Aluminum alloy Liga de alumínio | 32 L/min | 3/4" BSPT | 3/4" BSPT |

Figura 6.6.1.2. Filtro seleccionado. Fuente: [9].

6.7. SELECCIÓN ACUMULADOR / DEPOSITO HIDRÁULICO

6.7.1. DEPOSITO HIDRÁULICO

El principal objetivo de los tanques hidráulicos es garantizar que el sistema tenga siempre un amplio suministro de aceite. También se utilizan para otros fines: las paredes de los tanques disipan el calor que se acumula en el aceite hidráulico, y los deflectores de los tanques ayudan a separar el aire y a la condensación del aceite. Además, algunos contaminantes se asientan en el fondo del tanque, de donde se pueden extraer.

Se enumeran a continuación las principales funciones del depósito de líquido hidráulico:

- Contener o almacenar el fluido del sistema
- Mantener disponible una reserva de líquido
- Compensar diferencias de volumen por temperatura
- Evacuar el calor generado en el sistema
- Sedimentar de partículas sólidas en suspensión
- Separación del aire y arresto de la espuma
- Separación del agua (purgado)

En los sistemas hidráulicos se utilizan dos tipos de tanques: los ventilados y los presurizados. El tanque ventilado respira, permitiendo que haya compensación de presión cuando se producen cambios en los niveles de aceite y de temperatura. Los tanques presurizados están sellados de la atmósfera, evitando que penetre en ellos la suciedad y la humedad. La presión interna también empuja el aceite hacia la bomba, evitando la cavitación de la misma. Algunos tanques presurizados tienen bombas de aire externas que presurizan el tanque, otros utilizan la presión que se genera naturalmente a medida que se calienta el fluido hidráulico.

Para el sistema en cuestión a prediseñar, se consideró que un tanque ventilado o abierto es suficiente para cumplir con las necesidades requeridas y permite la posibilidad de respirar enfrentando a los posibles cambios de presión.

Este elemento del sistema hidráulico debe cumplir con una regla utilizada en la práctica para este tipo de diseños: el caudal que circula debe ser capaz de ser contenido durante tres minutos por el depósito. Como en el caso a estudiar existen diversas olas, las cuales proporcionan distintos caudales, no es un procedimiento tan simple como el de multiplicar un caudal por tres minutos para obtener el volumen que debe tener el depósito.

Existen en este punto dos posibilidades: utilizar el caudal que promediamos con la ola testigo de 1,14 L/min y proponer un volumen de depósito de 3,42 L; o promediar los caudales que brindan todas las olas de estudio y utilizar dicho valor promedio para el cálculo. Esta última proporciona una ventaja que es la posibilidad de siempre trabajar con un solo depósito sin importar la ola.

El caudal promedio de todas las olas realizado en el programa Excel, donde se ubican todos los valores encontrados durante el recorrido del estudio, es de 2,75 L/min determinando que es necesario un volumen de 8,27 L.

El volumen que debe contener el depósito es relativamente pequeño, como sucede con varios de los elementos a seleccionar, y en el mercado no se encuentran depósitos hidráulicos de estas dimensiones. Los únicos que si poseen estos volúmenes son pequeñas centrales hidráulicas que ya vienen preparadas con sus filtros, bombas, etc., elementos que no son necesarios para el trabajo a realizar. Por ende, se determinó que se debe realizar un depósito propio y acorde a nuestro sistema.

Como el diseño completo de un elemento no es parte de los objetivos del trabajo se limitará a hacer un cálculo de las dimensiones que debe tener, el material y la cantidad que debe comprarse para su fabricación.

Al no tener que soportar presiones externas ni internas, el material a utilizar es una chapa negra no zincada de calibre 24 (0,55 mm de espesor y 4,7 kg/m). Esto permite tener un material maleable pero resistente, la chapa es no zincada debido a que se la debe soldar, y calibre 24 es el mínimo espesor soldable.

Como no se tienen restricciones de formas que puede tomar el depósito, a continuación, se brinda una posibilidad de forma prismática, aunque podría ser de forma cilíndrica u otra forma que se acople al espacio donde se coloque el prototipo, dependiendo del espacio donde se vaya a colocar.

En primer lugar, se convierte a cc el volumen que debe contener como mínimo el depósito:

$$8,27 L = 8270 cc \qquad (6.7.1.1)$$

El volumen de una figura prismática equivale a la multiplicación de su alto, largo y ancho. En la siguiente figura los denominamos a, b y c respectivamente.

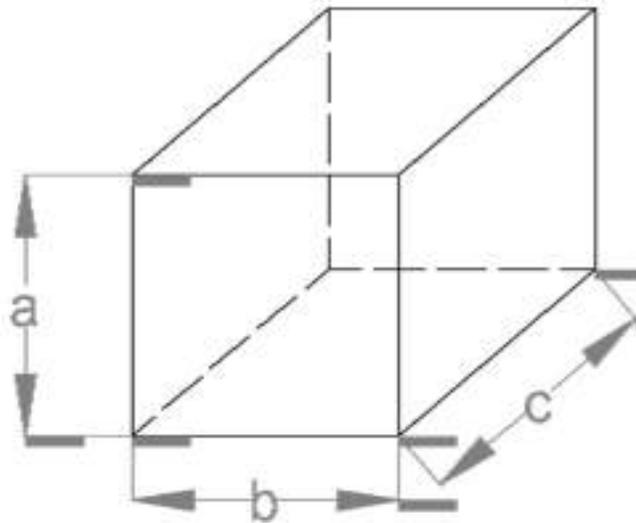


Figura 6.7.1.1. Dimensiones del rectángulo planteado. Fuente: [Elaboración propia].

Existen infinitas posibilidades de combinar valores de a , b y c que den como resultado los 8270 cc deseados.

Se pone como objetivo utilizar la menor cantidad de cortes a la plancha de chapa, elemento que tiene las siguientes medidas estandarizadas:

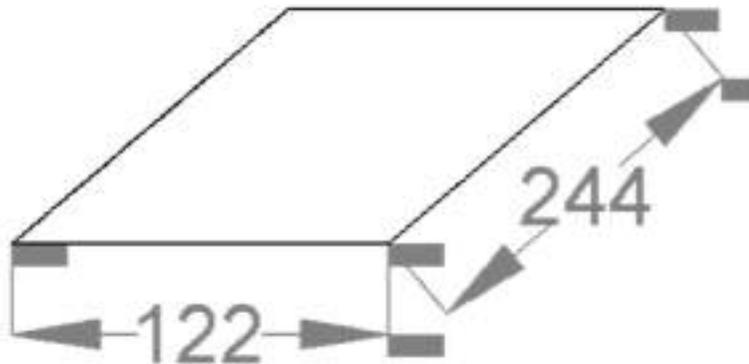


Figura 6.7.1.2. Medidas de la chapa calibre 24 en cm (espesor de 0,55 mm). Fuente: [Elaboración propia].

En primera instancia se decidió utilizar como ancho del depósito uno de los lados de la chapa (122 cm). Luego, para el largo y alto, se decidió utilizar las mismas medidas, así resulta en solamente cortar la lámina cuatro veces en iguales distancias 122x10 cm. Para las dos tapas faltantes se debe volver a cortar la chapa dos veces en 10x10 cm. Configurando un depósito de 12200 cc, volumen mayor al mínimo, pero considerado razonable. El problema que podría generar este diseño es que el elemento termina siendo muy alargado y probablemente no sería ideal si se desea reducir espacios.

De esta forma, se sugiere utilizar medidas para generar un volumen con una cara más cuadrada que rectangular. Por ejemplo, cortando la chapa en seis caras de 22x22 cm, resultando en un volumen de 10648 cc. Con esta configuración se deben realizar más cortes a la chapa, aunque no elevaría demasiado el costo del proceso. Se elige unas dimensiones un poco más grandes, ya que las calculadas anteriormente eran las mínimas necesarias y se le quiere dar un poco más de volumen ante cualquier inconveniente.

Un punto a considerar es que el área de chapa necesaria para realizar el depósito es de 2904 cm^2 mientras que la chapa estándar a comprar tiene un área de 29768 cm^2 . Esto quiere decir que de una sola plancha de material se podrían realizar aproximadamente 10 depósitos, con lo cual se estaría desperdiciando una excesiva cantidad de material.

La recomendación que se hace para el momento de la fabricación es solicitar en el lugar de compra si existe algún sobrante de una chapa de calibre 24 sin zincar con un área mínima de 2904 cm^2 para así poder fabricar el depósito a un menor precio y sin la necesidad de desperdiciar una excesiva cantidad de material.

Finalmente, las medidas del depósito serían las siguientes:

- a: 22 cm
- b: 22 cm
- c: 22 cm
- Volumen final: 10648 cc = 10,65 L

6.7.2. ACUMULADOR

El uso del acumulador hidráulico nace de la necesidad de almacenar fluido hidráulico bajo presión para ser utilizado cuando tengamos más demanda que generación.

A diferencia de los gases, los fluidos hidráulicos no pueden ser comprimidos y almacenados. Los acumuladores son un medio para almacenar fluidos incompresibles bajo presión.

Es indispensable un acumulador hidráulico para el sistema ya que ofrece las siguientes funciones:

- 1) Almacenar energía: el acumulador puede complementar a nuestro cilindro que actúa de bomba para suministrar energía al sistema. La bomba entonces cuando este generando poca presión podrá utilizar el líquido para aumentar la misma en el sistema y que siga funcionando el motor en condiciones nominales.
- 2) Absorber pulsaciones: La bomba hidráulica entrega el caudal en forma de pulsaciones, y en el caso de estudio muy variables. Estas variaciones en la presión influyen en el desempeño del sistema hidráulico, por eso no son

deseables. Los acumuladores absorben y amortiguan estas pulsaciones, manteniendo el sistema en un rango aceptable.

3) Mantener la presión: en el sistema hidráulico pueden ocurrir cambios en la presión cuando hay cambios en las olas. Lo mismo puede darse para pérdidas de presión por fugas en algún lugar del sistema. El acumulador viene a compensar estas variaciones de presión entregando o recibiendo pequeñas cantidades de fluido hidráulico.

4) Suministro de emergencia: Si el cilindro deja de suministrar fluido presurizado al sistema, el acumulador puede mantener la presión para que el sistema continúe operando por un tiempo.

De esta manera, se procede a la selección del acumulador. Para el mismo se requieren dos características principales:

1) PRESION: en la sección 5.3.1. se hicieron los cálculos para el caudal de 1.14L/min y dio una presión de 4 bar la cual se debe setear en el acumulador.
PRESION = 4 BAR

2) VOLUMEN ACUMULADOR: haciendo el análisis visto en 5.3.1. se observa que para el caso del grupo de olas 3 (el más significativo) se requiere un volumen de 2.5L
VOLUMEN= 2.5 L

Entonces, se seleccionará un acumulador de baja presión que soporte 4 BAR y tenga 2.5L.

Luego de un trabajo intensivo al intentar encontrar un acumulador hidráulico para tan bajas presiones, lo más similar que se encontró es un acumulador hidráulico de vejiga de la marca HYDAC INTERNATIONAL, el cual se puede ver los datos principales a continuación:

| SB 40 | | | | | |
|---------------------------------|-----------------|--------|------|-----|----|
| Perm. work. pressure 40 bar (°) | | | | | |
| Nom. volume | Eff. gas volume | Weight | A | B | C |
| litres | litres | kg | mm | mm | mm |
| 2.5 | 2.5 | 9 | 541 | 122 | 68 |
| 5 | 5.0 | 13 | 891 | | |
| 10 | 8.7 | 14 | 533 | 106 | |
| 20 | 18.0 | 23 | 843 | | |
| 32 | 33.5 | 38 | 1363 | | |
| 50 | 48.6 | 52 | 1875 | | |

Figura 6.7.2.1. Presión máxima y volumen acumulador hidráulico de vejiga HYDAC INTERNATIONAL.
Fuente: [14].

Una vez obtenido el acumulador se debería setear en 4 BAR que será la presión de trabajo.

6.8. SELECCIÓN DEL GENERADOR

El generador elegido será el mismo que en el estudio realizado por el Ingeniero Gelos sobre el PTO mecánico. Se elige el mismo a modo de comparativa a futuro entre estudios.

Los datos son los siguientes:

| Greef Power Electronics | | |
|--|------------------------------|-----------------------------|
| AXIAL FLUX CORELESS GENERATOR SPECIFICATIONS | | |
| Picture | Model | GDG-204 INNER ROTOR |
|  | Rated Power | 0.1KW |
| | Rated Rotate Speed | 100 RPM |
| | Rated Voltage | 12 VAC |
| | Frequency | 16.7 Hz |
| | Poles | 20 |
| | Efficiency | >85% |
| | Winding Method | Y |
| | Insulating Resistance | 100Mohm Min(500V DC) |
| | Leakage Level | <5 ma |
| | Start Torque | <0.05 N/M |
| | Rated Torque | 11.6N.M |
| | Phase Type | 3 Phase |
| | Structure | Inner Rotor |
| | Stator | Coreless wire coil |
| | Rotor | Rare Earth Permanent Magnet |
| | Generator Shell Diameter | 264 mm |
| Generator Shell Length | 167 mm | |
| Weight | 14 kg | |
| Shaft diameter | 30 mm | |
| Generator shell material | Aluminum alloy | |
| Shaft material | Carbon steel | |
| Bearing | NSK Deep groove ball bearing | |

Figura 6.8.1. Especificaciones del generador. Fuente: [3].

Y con respecto a la eficiencia existen las siguientes combinaciones:

| Greef | | PERFORMANCE DATA SHEET | | | | |
|-------|------------------------------|------------------------|----------|-------------|-------------|------------|
| NO. | Model | RPM | Power(W) | Voltage (V) | Torque(N.M) | Efficiency |
| 1 | | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 47% |
| 2 | | 11.1 | 5.9 | 1.0 | 1.3 | 61% |
| 3 | | 22.2 | 10.3 | 2.4 | 2.6 | 70% |
| 4 | | 33.3 | 15.9 | 3.7 | 3.8 | 75% |
| 5 | | 44.4 | 23.8 | 5.0 | 5.2 | 77% |
| 6 | GDG-0.1KW-100 Inner Rotor | 55.6 | 35.3 | 6.4 | 6.5 | 79% |
| 7 | | 66.7 | 50.0 | 8.0 | 7.8 | 81% |
| 8 | | 77.8 | 64.7 | 9.4 | 9.1 | 82% |
| 9 | | 88.9 | 80.5 | 10.8 | 10.3 | 85% |
| 10 | | 100.0 | 99.9 | 12.0 | 11.6 | 85% |
| 11 | | 111.1 | 123.6 | 13.5 | 12.9 | 85% |
| 12 | | 120.0 | 147.0 | 14.8 | 14.4 | 85% |

Figura 6.8.2. Especificaciones del generador. Fuente: [3].

Como se vio en la sección 5.6 dado los valores que se plantearon para el motor hidráulico al generador se le brindaran las RPM necesarias para mantener una eficiencia que se considera como aceptable de 85% aproximadamente.

6.9. SELECCIÓN MANGUERAS

Para la conducción del fluido hidráulico se emplean tanto tuberías rígidas de acero sin soldadura, como mangueras flexibles, evitándose en todo momento emplear elementos galvanizados, dado que el zinc presente puede ser muy reactivo con ciertos aditivos presentes en los fluidos hidráulicos.

Para aplicaciones móviles y de distancias cortas, como lo es el caso de estudio, se suele emplear mangueras flexibles como la que se muestra en la figura. [12]

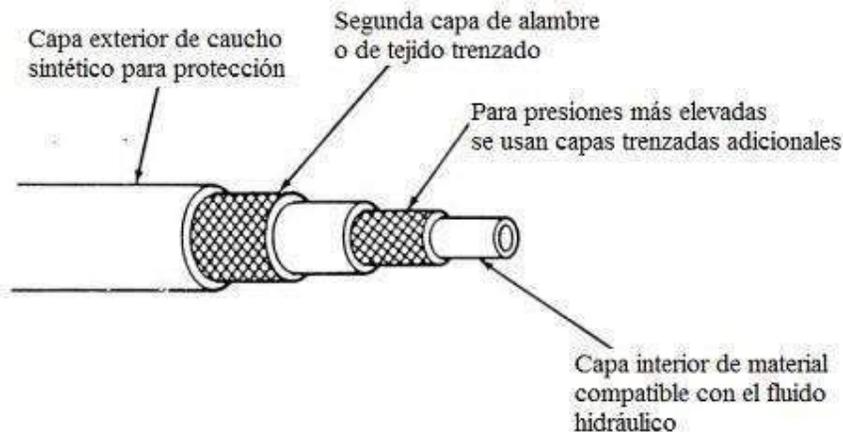


Figura 6.9.1. Capas que componen a la manguera. Fuente: [12].

Para nuestro sistema lo que consideramos es un aproximado de cantidad de metros de manguera necesarios para la aplicación. Ya sea el sistema en escala 1:10 o el 1:1, el conjunto brazo-flotador-cilindro es lo único que estaría en contacto con las olas. El resto del sistema hidráulico en si estaría alejado en una sala especial, denominado sala de máquinas.

En este sistema a escala lo que se supone es una cercanía entre el sistema en contacto con el agua y el resto del mismo. Para los cálculos de pérdida de carga en mangueras se consideró como acertado un aproximado de 5m total de mangueras a utilizar.

6.9.1. CÁLCULO DE TUBERÍAS

Una vez que determinamos el tamaño del cilindro, el cual actúa como bomba haciendo mover el fluido hidráulico, el siguiente paso es dimensionar los diámetros de los conductos o latiguillos que conducen el fluido hidráulico hasta el motor.

Los cálculos de tuberías se realizan a partir del caudal el cual circulara por ellas. Como el caudal [Q] está relacionado con la velocidad del fluido y el área que atraviesa como se ve en la siguiente expresión:

$$Q = v \cdot A \quad (6.9.1.1)$$

Siendo:

- Q: Caudal
- v: velocidad del fluido
- A: área que atraviesa

El área de una manguera al ser una circunferencia está dada por la siguiente expresión:

$$\frac{\pi}{4} * D^2 = A \quad (6.9.1.2)$$

Por lo tanto, al reemplazar en la ecuación de caudal y despejando la velocidad obtenemos:

$$v = \frac{4}{D^2} * \frac{Q}{\pi} \quad (6.9.1.3)$$

Como norma general, el diámetro (D) de cualquier tubería de conducción de aceite hidráulico se elegirá tal que la velocidad (v) del fluido por su interior se mantenga dentro de un rango de velocidades. En la práctica se aplican los siguientes valores estándar de velocidad en los conductos:

- Tuberías de impulsión:
 - hasta 50 bar de presión de trabajo: 4,0 m/s;

- hasta 100 bar de presión de trabajo: 4,5 m/s;
 - hasta 150 bar de presión de trabajo: 5,0 m/s;
 - hasta 200 bar de presión de trabajo: 5,5 m/s;
 - hasta 300 bar de presión de trabajo: 6,0 m/s.
- Tuberías de aspiración: 1,5 m/s;
 - Tubería de retorno: 2,0 m/s.

Una vez seleccionado un diámetro (D) para la tubería, se sustituye en la expresión anterior y se recalcula el valor de la velocidad (v) obtenida, comprobándose que se mantiene dentro del anterior rango recomendado de velocidades. Es, por tanto, un proceso iterativo.[12]

En primera instancia, recordando el prediseño del sistema hidráulico (Figura 6.1.1) cuenta con una línea de impulsión, una de retorno y una de aspiración. Por lo tanto, no se debe superar los 4,0 m/s, 2,0 m/s y 1,5 m/s en las líneas respectivamente.

Se considero en una primera aproximación fue utilizar una manguera flexible del mismo diámetro interior que el cilindro, es decir, una pulgada.

Con ese valor de diámetro de manguera y tomando el máximo valor medio de los caudales que provee cada ola (siendo este el de la ola de 2,5 m de altura y 1,89 segundos de periodo) obtenemos:

$$v = \frac{4}{D^2} * \frac{Q}{\pi} = \frac{4 * 0,000096 [m^3/s]}{0,025^2 [m^2] * \pi} = 0,195 m/s \quad (6.9.1.4)$$

Se aprecia tomando un caso pesimista donde se aplica uno de los peores momentos de caudal sigue estando muy por debajo de las velocidades límites en cualquier tipo de línea. Por ende, se decidió continuar a seleccionar la manguera de diámetro interno de 1".

Se selecciono una manguera flexible de una pulgada de diámetro interno, con 20 bares de presión máxima de rotura de la marca TIPSA. A continuación, se muestra el catálogo de la misma donde se especifica que existen distintas mangueras que van de entre 10 a 40 bares de presión máxima y luego una foto real de la manguera seleccionada de 20 bares.



RYSOL OIL

- **Aplicaciones:**
Inyección de aceites e hidrocarburos de contenido aromático inferior al 50%.
Apto para el trabajo de gran libre de plomo.
- **Materiales:**
Capa interior de caucho NBR negro, refuerzo textil integrado de políster y revestimiento exterior de caucho NBR.
- **Color:**
Negro.
- **Longitud rollos:**
De 50 a 100 m, en función del diámetro.
- **Rango Temperatura:**
-20°C hasta + 80°C.

| DATOS TÉCNICOS | | | | | |
|----------------|----------------------------------|--------------|--------------|----------------------|-----------------------|
| Código | Diámetro Interior Exterior (mm.) | Peso Tensión | Peso (Kg/ml) | Presión Rótura (Bar) | Long. Estándar (Mts.) |
| 02550 | 8 x 14 | 2,18 | 0,17 | 20 / 60 | 100 |
| 02551 | 8 x 16 | 2,76 | 0,24 | 20 / 60 | 100 |
| 02552 | 10 x 18 | 3,31 | 0,27 | 20 / 60 | 100 |
| 02553 | 13 x 21 | 4,07 | 0,38 | 15 / 50 | 100 |
| 02554 | 18 x 24 | 5,09 | 0,44 | 16 / 50 | 50 |
| 02555 | 19 x 26 | 6,35 | 0,57 | 16 / 50 | 50 |
| 02556 | 25 x 35 | 10,61 | 0,71 | 10 / 40 | 50 |

Figura 6.9.1.1. Modelo seleccionado de manguera. Fuente: [12].



Figura 6.9.1.1. Foto real de la manguera seleccionada. Fuente: [Elaboración propia].

Una vez seleccionadas las mangueras lo que se debe calcular son las pérdidas de carga que se generaran en ellas.

6.9.2. PERDIDAS DE CARGA EN TUBERÍAS

El cálculo de la pérdida de carga o de presión (Δp) originado en los tramos de tuberías es inmediato y fácil de realizar. En efecto, en un tramo de tubería de una longitud considerada "L", el cálculo de las pérdidas de carga originadas se puede obtener aplicando la ecuación de Darcy-Weisbach, mediante la siguiente expresión:

$$\Delta p = f * \frac{L}{D} * \frac{v}{2 * g} \quad (6.9.2.1)$$

Siendo:

- Δp : pérdida de carga en metros de columna de agua (m.c.a.)
- f : factor de fricción de Darcy-Weisbach
- L : largo de cañería en metros
- D : diámetro de cañería en metros
- v : velocidad del fluido hidráulico en el interior de la cañería en m/s
- g : gravedad con un valor de $9,8 \text{ m/s}^2$

De la expresión anterior todos los parámetros son conocidos a excepción del factor de fricción de Darcy-Weisbach el cual es función del número de Reynolds (R_e) y la rugosidad relativa de la tubería (ε_r).

$$f = f(R_e, \varepsilon_r) \quad (6.9.2.2)$$

Donde el número de Reynolds esta dado por la siguiente expresión:

$$R_e = \frac{\rho * v * D}{\mu} \quad (6.9.2.3)$$

Siendo:

- ρ : densidad del aceite o fluido hidráulico [kg/m^3]
- v : velocidad del fluido [m/s^2]
- D : diámetro de la cañería [m]
- μ : viscosidad dinámica del aceite o fluido hidráulico [$\frac{kg}{m*s}$]

Por otro lado, la rugosidad relativa de la tubería (ε_r) viene dada en función de la rugosidad absoluta (ε) del material del que está fabricada la tubería y de su diámetro interior (D) de acuerdo a la siguiente expresión:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} \quad (6.9.2.4)$$

En la siguiente tabla se muestran los valores de rugosidad absoluta para distintos materiales:

| RUGOSIDAD ABSOLUTA DE MATERIALES | | | | |
|---|-----------------|--|---------------------------|-----------------|
| Material | ϵ (mm) | | Material | ϵ (mm) |
| Plástico (PE, PVC) | 0,0015 | | Fundición asfaltada | 0,06-0,18 |
| Poliéster reforzado con fibra de vidrio | 0,01 | | Fundición | 0,12-0,60 |
| Tubos estrados de acero | 0,0024 | | Acero comercial y soldado | 0,03-0,09 |
| Tubos de latón o cobre | 0,0015 | | Hierro forjado | 0,03-0,09 |
| Fundición revestida de cemento | 0,0024 | | Hierro galvanizado | 0,06-0,24 |
| Fundición con revestimiento bituminoso | 0,0024 | | Madera | 0,18-0,90 |
| Fundición centrifugada | 0,003 | | Hormigón | 0,3-3,0 |

Figura 6.9.2.1. Rugosidades absolutas de distintos materiales. Fuente: [12].

El número de Reynolds (Re) representa la relación entre las fuerzas de inercia y las viscosas en la tubería. Cuando las fuerzas predominantes son las viscosas (ocurre para Re con valores bajos), el fluido discurre de forma laminar por la tubería y la importancia de la rugosidad en la pérdida de carga es menor que la debida al propio comportamiento viscoso del fluido. Por otro lado, en régimen turbulento (Re grande), las fuerzas de inercia predominan sobre las viscosas y la influencia de la rugosidad se hace más patente.

Los valores de transición entre régimen laminar y turbulento se encuentran con el número de Reynolds en la franja de 2000 a 4000. Es decir, en función del valor del número de Reynolds se tiene que:

- $Re < 2000$: Régimen laminar.
- $2000 < Re < 4000$: Zona crítica o de transición.
- $Re > 4000$: Régimen turbulento.

Conocer si el flujo que circula por una tubería se encuentra en el régimen laminar o turbulento es importante porque marca la manera de calcular el factor de fricción (f).

En efecto, el factor de fricción (f) para valores del número de Reynolds por debajo del límite turbulento, es decir, en régimen laminar, se puede calcular aplicando la fórmula de Poiseuille:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (6.9.2.5)$$

Expresión que resulta sencilla de aplicar para calcular el factor de fricción (f) conocido el Reynolds (Re).

Para la otra situación, es decir, que el fluido se encuentre en régimen turbulento, el cálculo para conocer el factor de fricción (f) ya deja de ser tan inmediato, y depende tanto del número de Reynolds como de la rugosidad relativa de la tubería.

En este caso existen diversas formulaciones que pueden ser utilizadas para el cálculo del factor de fricción. Como la ecuación de Colebrook-Withe, Barr, Miller o Haaland.

No obstante, afortunadamente además de estas expresiones existen representaciones gráficas y ábacos empíricos que nos permiten calcular cómodamente el factor de fricción (f). Uno de ellos es el Diagrama de Moody que es la representación gráfica en escala doblemente logarítmica del factor de fricción (f) en función del número de Reynolds (Re) y de la rugosidad relativa de la tubería (ϵ/D), según se representa en la siguiente figura [12]:

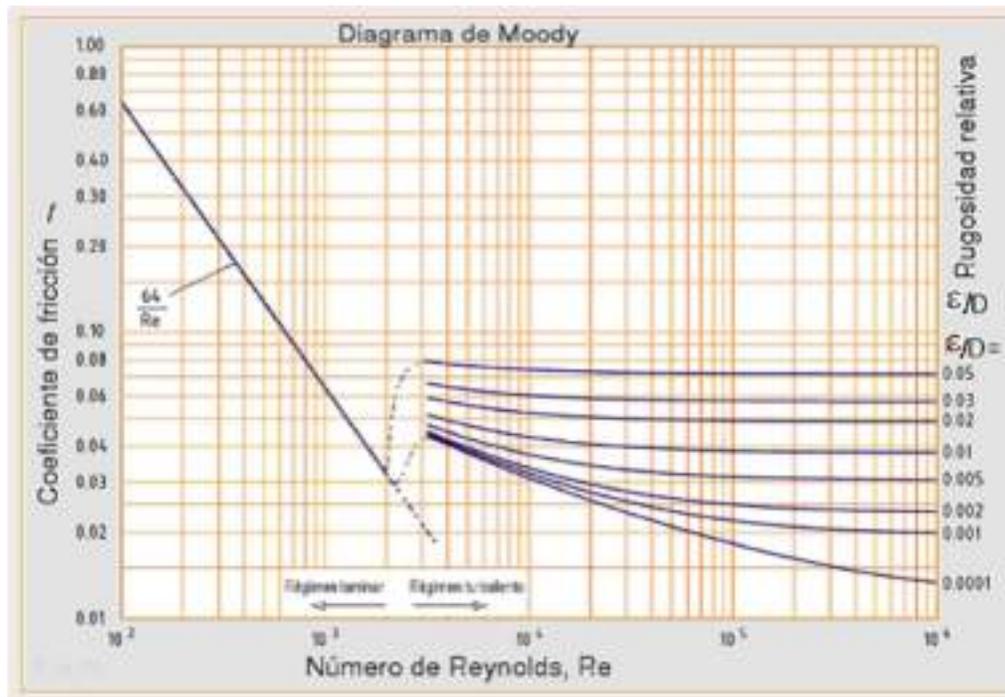


Figura 6.9.2.2. Diagrama de Moody. Fuente: [12].

En primer lugar, debemos encontrar con el valor del número de Reynolds si el flujo es laminar o turbulento de nuestro fluido:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = \frac{867 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 0,195 \left[\frac{m}{s} \right] \cdot 0,025 [m]}{0,0083 \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]} = 510 \text{ siempre flujo laminar} \quad (6.9.2.6)$$

Los valores de densidad y viscosidad del fluido fueron extraídos del aceite seleccionado en la sección 6.4.

Como el flujo en todos los casos es laminar, se utiliza la fórmula de Poiseuille para obtener el factor de fricción de Darcy-Weisbach:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{510} = 0,1256 \quad (6.9.2.7)$$

Con el factor de fricción volvemos a la ecuación de Darcy-Weisbach y se calcula el caso más restrictivo de pérdidas de carga:

$$\Delta p = f * \frac{L}{D} * \frac{v}{2 * g} = 0,1256 * \frac{5 [m]}{0,025 [m]} * \frac{0,195 \left[\frac{m}{s} \right]}{2 * 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right]} = 0,048715 \text{ m. c. a} = 0,00477598 \text{ bar}$$

(6.9.2.8)

Como era de esperarse con velocidades extremadamente bajas y distancias de cañería también pequeñas las pérdidas de carga no afectaran demasiado a la presión del sistema.

$$\Delta p \cong 0,005 \text{ bar}$$

(6.9.2.9)

Recordar que este caso es considerando valores pesimistas de caudal y redondeando los números con lo cual, las perdidas probablemente en la mayoría de los momentos serán menores al valor mostrado anteriormente.

7. CONCLUSIONES

A partir del trabajo final de grado se lograron afianzar todos los conceptos vistos durante la carrera para poder cumplir los objetivos que se plantearon en un principio.

Se pudo relevar el estado del arte de las distintas tecnologías de PTOs existentes, profundizando en el tema y aprendiendo los conceptos que existen hoy en día para el sistema hidráulico en escala 1:1. Existen varias versiones de PTOs que pueden funcionar, pero su implementación requeriría de tecnologías inaccesibles, por lo que se decidió utilizar los puntos principales de cada uno para avanzar con el propio prediseño que se planteó en escala 1:10. Es así que se aplicó el concepto del puente H y se entendió principalmente que el problema de los motores hidráulicos no es tener altas eficiencias, porque las tienen, sino tener altas eficiencias a cargas parciales. Es por esto que se trató de mantener el sistema hidráulico cargado en presión y caudal lo más cerca de lo nominal del motor con el uso de un acumulador, una reguladora de caudal y una reguladora de presión, para así evitar bajas cargas y con eso pérdidas de eficiencias. El control es una parte muy importante de estos sistemas para mantener altas cargas y eficiencias, y se hará una recomendación de que hacer en el caso de querer aplicarla en la próxima sección de consideraciones a futuro.

Para el prediseño del sistema de sujeción del sistema hidráulico se optó por elegir un sistema escalado 1:10 de la empresa Wave Star, del cual no se encontraron estudios hechos y se profundizó para analizar si esas medidas eran las óptimas o no.

Haciendo una combinación de 9 posibilidades entre las dos medidas que se podían variar, y testeando las fuerzas y caudales medios con un software de cálculo creado en Excel, se llegó a la conclusión de que la distancia entre el agarre del brazo boya y el agarre del brazo hidráulico con la pared no era la óptima, sino que, si se la agrandaba, se podría lograr una mayor fuerza de actuación y una menor fuerza perpendicular. También se observó que no era correcto hacer esa distancia muy grande, ya que llega un momento en que prácticamente no varían las fuerzas con la distancia, sumado a que la estructura se tornaría muy voluminosa en escala 1:1, así que se decidió por dejar esa distancia A en 2 metros.

Para llegar al análisis de las distancias primero se debió hacer un arduo trabajo para transformar momentos y tiempos, en fuerzas y carreras útiles en el sistema. Es así, que se pudo lograr para las 30 olas distintas los gráficos de fuerzas y carreras instantáneas, quedando estos contruidos a partir de más de 100 puntos en un periodo de $T/2$, y viendo que se asemejan a funciones senoidales, lo cual fue un buen indicio ya que la ola, dato de entrada, tiene un movimiento senoidal también. Los gráficos de cada ola se adjuntarán en el anexo.

Con el análisis de fuerzas instantáneas y carreras se pudo empezar el análisis hidráulico, ya que la fuerza se puede transformar en presión y la carrera en caudal. Al llegar a este punto, y ver qué potencias hidráulicas se tenían a la entrada, se encontró que la potencia que entregaba la ola era mayor y no se podía aprovechar en su totalidad. Haciendo un análisis, se pensó que esto podía ser debido a dos inconvenientes: el primero es que la carrera no era totalmente ideal, ya que para serlo

se debería tener un pistón hidráulico vertical y una estructura sumamente grande por encima del mar; y la segunda es que se tienen fuerzas perpendiculares sobre el cilindro que son inaprovechables. Esto, sumado a que el sistema escalado tiene bajas potencias, hace que el sistema tenga potencias del orden de los Watts, lo cual, para la hidráulica, que trabaja a altas potencias y sin cargas parciales, es un problema.

Es aquí que surge la idea de diseñar un motor ideal teórico, debido a que trabajar con motores hidráulicos reales a cargas parciales hace que la eficiencia sea extremadamente baja. Los motores comerciales de más baja potencia rondan los miles de Watts y en este proyecto se está trabajando en las decenas de Watts, por lo que la eficiencia hace que el prediseño sea impracticable si se opta por usar hidráulica en esta escala.

Se proyectó en el sistema un estilo de control mecánico, en el cual, a partir de un acumulador, una reguladora de caudal y una reguladora de presión, se logra que la presión y caudal que vienen con una forma senoidal rectificadas desde el cilindro, pasen al motor lo más constante posible, haciendo que funcione principalmente a las RPM requeridas para una buena eficiencia y que trabaje de manera suave, eliminando los picos de la senoide.

Se logró prediseñar el sistema hidráulico con todos sus componentes, dejándolo funcional. En la unidad de hidráulica, el desarrollo más importante fueron los cálculos para poder setear la presión de acumulador y de la reguladora de presión, el caudal de la reguladora de caudal y el volumen necesario del acumulador. Todos estos cálculos y procedimientos fueron realizados para una ola testigo, pero se deja abierto el trabajo para un modelizado y estudio de las 29 olas restantes, con la necesidad de un sistema de control que cense los datos de entrada al sistema hidráulico y pueda ir modificando los parámetros a setear mencionados anteriormente.

A la hora de seleccionar los elementos de hidráulica, se encontró que no existen algunos elementos que cumplan con los requerimientos de potencias tan bajas que se necesitan sin bajar gravemente su eficiencia. De esta forma, algunos fueron seleccionados neumáticos (cumpliendo con las especificaciones necesarias para trabajar con aceite) e incluso el motor se tuvo que modelar como ideal. Este problema surge a la hora de trabajar con escala 1:10 pero posiblemente para la escala 1:1 el sistema hidráulico y sus componentes puedan cumplir su función con una mayor eficiencia optando con variedad en el mercado. Finalmente se hizo la selección de todos los elementos necesarios para el funcionamiento del sistema hidráulico los cuales son: pistón hidráulico, acumulador, válvulas, motor hidráulico, depósito, líquido, filtros y mangueras.

Una de las deducciones más contundentes fue la no posibilidad de comparar el sistema hidráulico con el sistema mecánico, ya que se encontró impracticable a pequeña escala debido a sus bajas eficiencias y a que no se halló un motor hidráulico que cumpla con los requisitos de las características necesarias. Al tratarse de un modelo teórico no se cuenta con una hoja de datos que sea real, de la cual se podría extraer rendimientos y así obtener potencias de salida para su paralelismo. Por esto es que su comparación no tendría sentido. Es así que se decidió volcar el trabajo final

a generar una base sobre energía undimotriz, específicamente PTOs hidráulicos. Se espera que las próximas generaciones de alumnos, ingenieros o profesionales en el tema no tengan que arrancar de cero sino puedan apoyarse sobre un trabajo con contenido teórico y práctico, para poder llevar a la realidad este sistema que tanto fruto puede dar en Argentina por sus amplias costas y la potencias que manejan sus olas.

8. EFECTOS AMBIENTALES DE LA ENERGÍA DE LAS OLAS Y OTRAS CONSIDERACIONES A FUTURO

La energía de las olas es limpia, renovable, casi continua y no contamina la atmosfera. Los efectos ambientales más importantes en la conversión de energía de la ola a electricidad que pudimos encontrar son:

- 1 Como la densidad de potencia de las olas es relativamente baja, los sistemas de conversión ola-electricidad son normalmente masivos y requiere grandes cantidades de materiales para su construcción.
- 2 La mayoría de los sistemas de energía de olas son grandes. Es así que la navegación de barcos podría ser obstruida, no siendo un gran inconveniente.
- 3 Los sistemas de energía de olas pueden incluir partes móviles, las cuales pueden llegar a matar peces, aves u otro tipo de animales que puedan quedar atrapados en el sistema.

Es importante también saber que los sistemas mecánicos para conversión de energía de las olas deben operar en condiciones adversas: Primero, los sistemas deben operar y mantener su integridad estructural bajo altas y bajas mareas, tormentas y clima calmo. Esto impone ciertas restricciones en el tamaño, los materiales y el diseño del sistema que debe abarcar un alto rango de fuerzas. El mar también es muy denso, y las fuerzas del mar y las olas que el sistema debe soportar son mucho más grande que los sistemas de energía del viento. Segundo, la sal en el mar es corrosiva para la mayoría de los materiales, lo cual debe ser un punto a tener en cuenta si el diseño va a estar apuntado al mar, siendo no nuestro caso principal ya que va apuntado a una escala 1:10 para probar en una pileta de olas de agua dulce.

Una ventaja muy grande hacia el futuro en estos sistemas es la gran correlación que existe entre los fuertes vientos y la alta energía de las olas. Un lugar prometedor para la energía de las olas es también un buen candidato para la construcción de torres de aerogeneradores que aprovechen la energía del viento simultáneamente. Hay grandes ventajas sabiendo que la construcción de ambos tipos de unidades de producción eléctricas tenga la misma ubicación o que se hagan en el mismo lugar, ya que se podría poner generadores comunes, ahorrar en líneas de transmisión y el mantenimiento sería más inmediato. [13]



Figura 8.1. Posible sistema eólico con el cual se podría relacionar la energía undimotriz. Fuente: [13].

En cuanto al sistema prediseñado, apuntando a lo ideal, se debería tener un sistema de control que pueda manejar un motor hidráulico de cilindrada variable, y que a partir de válvulas on/off, pueda anular las carreras de determinados cilindros para no tener bajas cargas o cargas parciales y estar siempre trabajando con buenas eficiencias, como se ve en la sección 3.6.3. En estudios más específicos se afirma que el largo del brazo boya y la posición del brazo pistón no son tan determinantes como lo es el control y el radio de la boya para la absorción de energía. En este caso el radio de la boya es fijo, pero si buscamos una buena eficiencia para tener un mayor aprovechamiento de energía, la estrategia de control es lo que va a hacer la diferencia en absorción en este caso, teniendo siempre presente que el diferencial está en cómo se controla la fuerza de dicho pistón para absorber la ola.

Otro punto interesante que se puede analizar es que cuando existan picos de presión que sean dañinos para el sistema hidráulico, en vez de drenarlos al depósito, se puede recuperar ese líquido para enviarlo a otro acumulador que maneje un generador independiente en paralelo. Con esto, se logra aprovechar la energía que se hubiera perdido por picos de presión ganando más eficiencia en el sistema general.

Se considero como una posible ampliación o mejora a futuro el diseño de un sistema de detección de olas, el cual, en caso de aproximarse tormentas o crestas de olas muy elevadas, levante el flotador y deje fuera de servicio al sistema. En conjunto con dicho sistema, se debería cambiar el solenoide 2/2 por una 3/3 la cual permita dejar el fluido bloqueado y de esta forma incapacitar el movimiento al cilindro. La válvula le permitirá al operario colocar el sistema en tres situaciones distintas: la primera posición que conecta las vías 1 y 3 logrando que cualquier movimiento de fluido que genere el cilindro retorne al depósito inmediatamente y aislando todo lo posterior a la válvula 3/3; la posición media es la de trabajo normal del sistema

conectando las vías 1 y 2; finalmente, en la última ubicación de la válvula, se bloqueara el cilindro dejándolo inmóvil, y es necesario que el cilindro este fuera del alcance de las olas, ya que si se ejerciera fuerza terminaría en graves daños del sistema. A continuación, se puede ver la figura con las 3 vías.

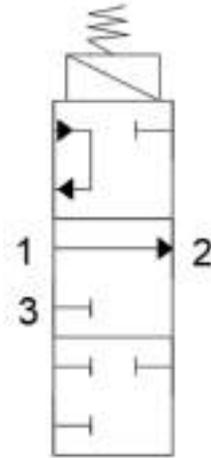


Figura 8.2. Válvula 3/3. Fuente: [Elaboración propia].

Aclaración: la vía 1 conecta el puente H con la válvula, la 2 con el resto del sistema y la 3 va hacia el depósito.

Se deja el trabajo abierto a un estudio y modelizado de todos los parámetros profundizados para cada una de las olas y con el objetivo de hacer un sistema general que las pueda abarcar en su totalidad, recordando que el control en estos casos es un factor clave para mantener su alta eficiencia.

Luego de haber indagado en la teoría que engloba a los sistemas hidráulicos de Power Take Off a grandes escalas, se puede observar un sinnúmero de posibilidades que se pueden utilizar, y dependerán de cada situación y contexto donde se esté intentando plantear la resolución de la problemática. De esta forma, se recomienda para un estudio profundo a escala 1:1 revisar las sub unidades 3.5.3, 3.5.4 y 3.5.5. donde se podrán encontrar las tecnologías que más eficiencia tienen hoy en día. Estas tecnologías sobrepasaron los objetivos de esta tesis, pero a futuro si se quiere ampliar este trabajo, son opciones con mucho diseño e ingeniería de por medio que ofrecen las mejores soluciones para la temática a tratar, utilizando conceptos como el motor wedding cake, o los pistones multicámara.

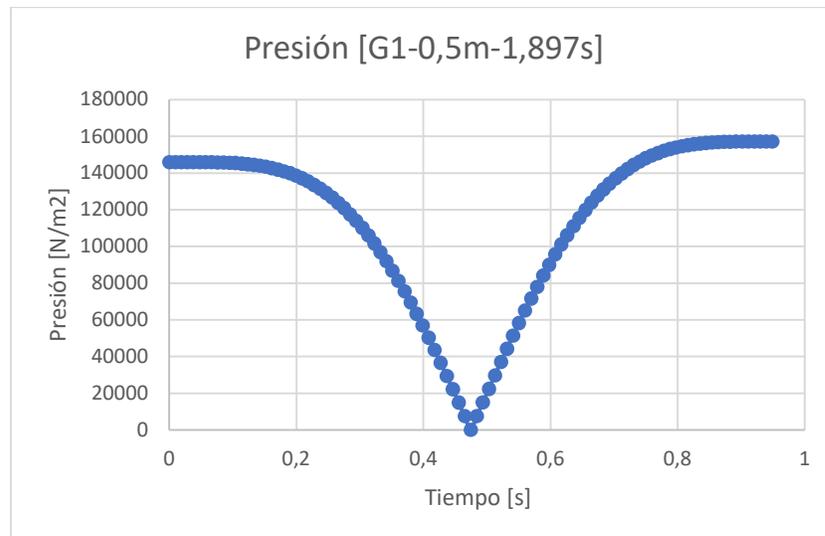
9. ANEXO

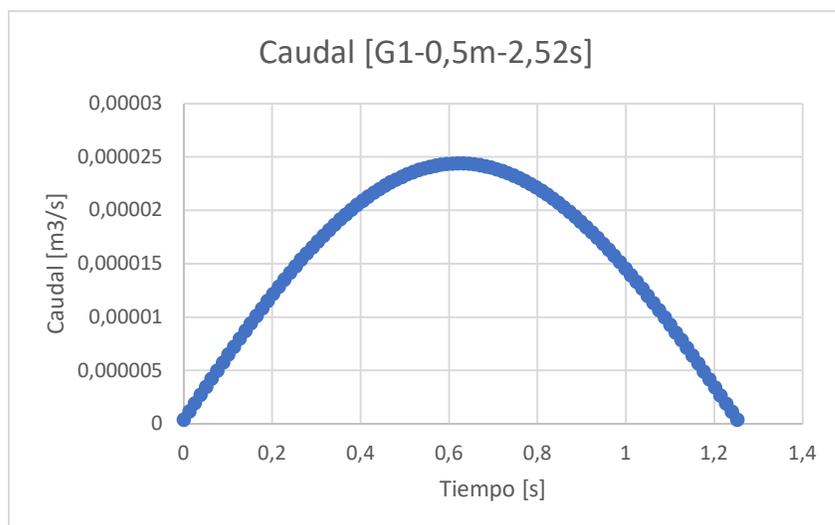
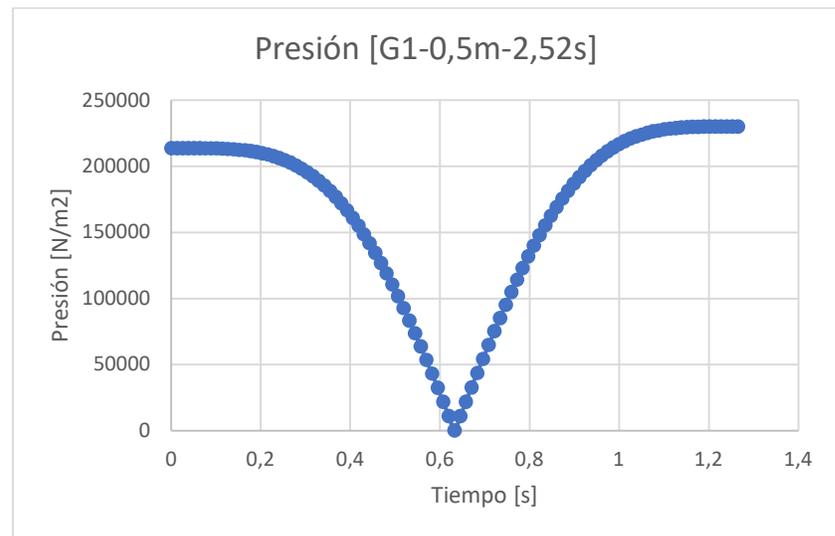
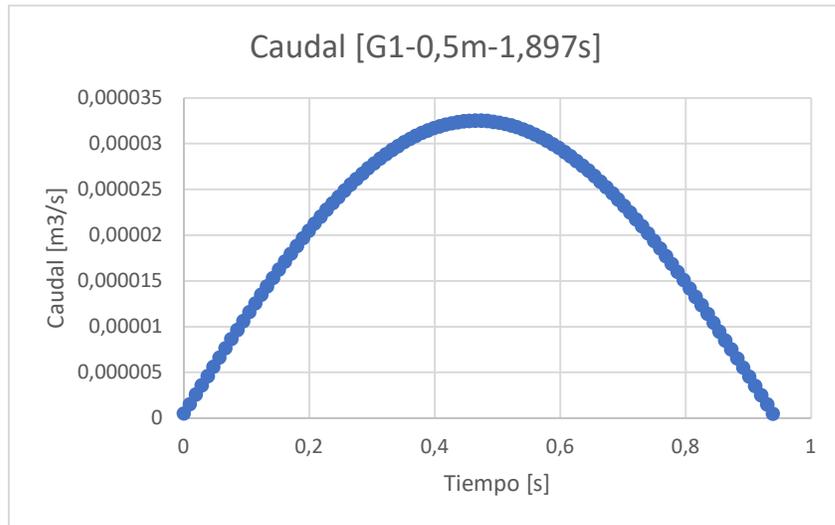
En este último apartado se adjuntan todos los gráficos de presión y caudal obtenidos para todas las olas analizadas. Así también como un ejemplo de las tantas iteraciones que se realizaron a lo largo del proyecto.

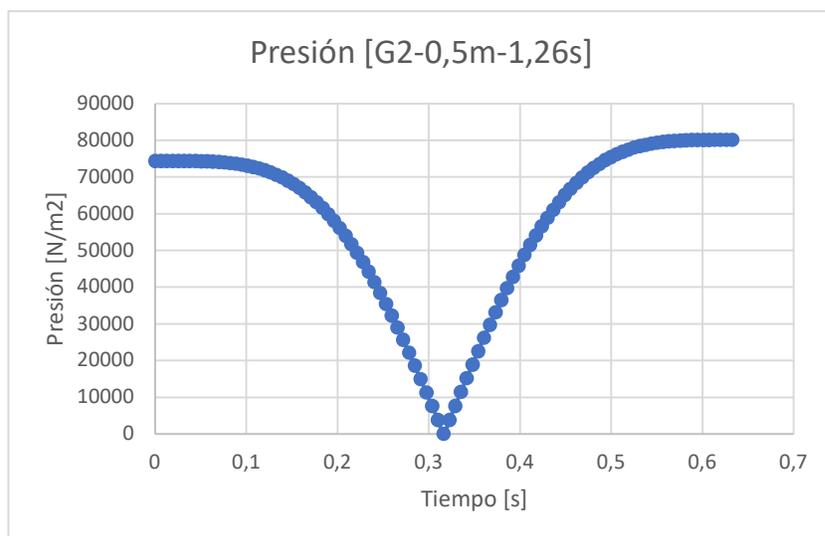
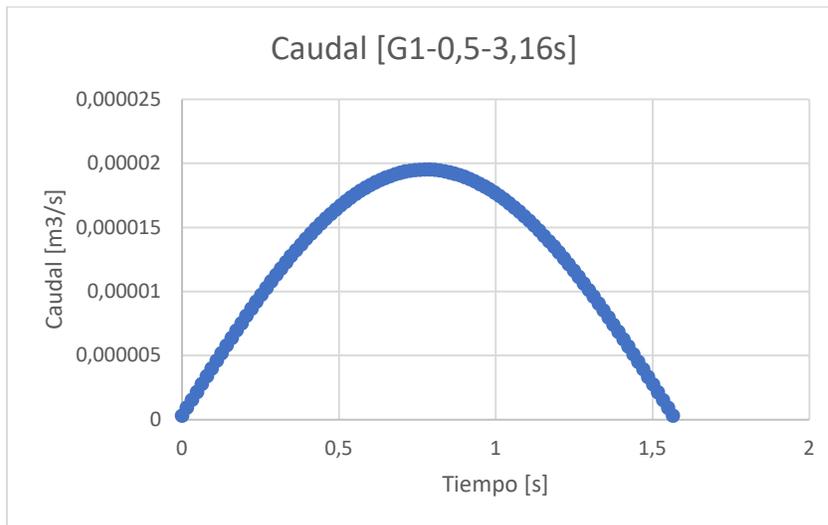
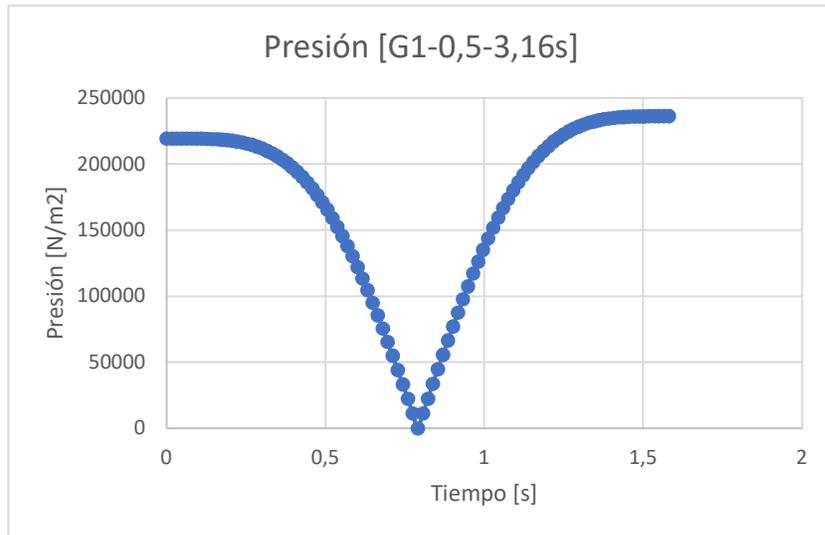
9.1. ANEXO 1: GRÁFICOS DE PRESIÓN Y CAUDAL

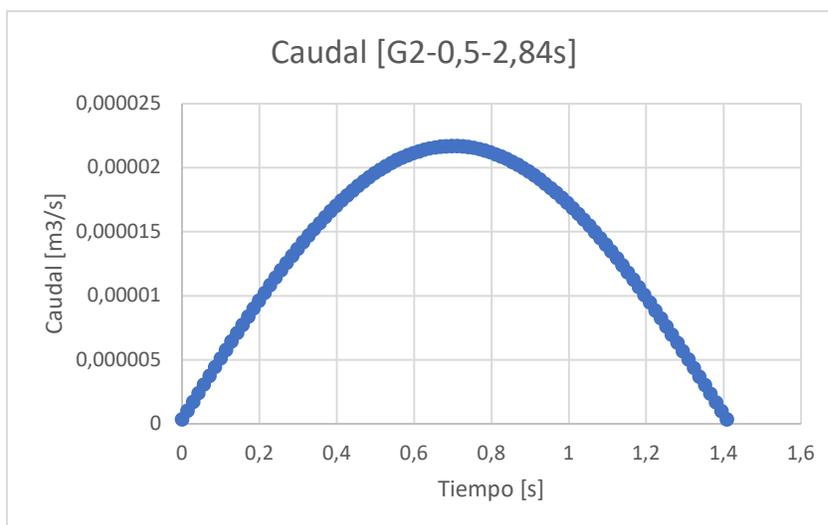
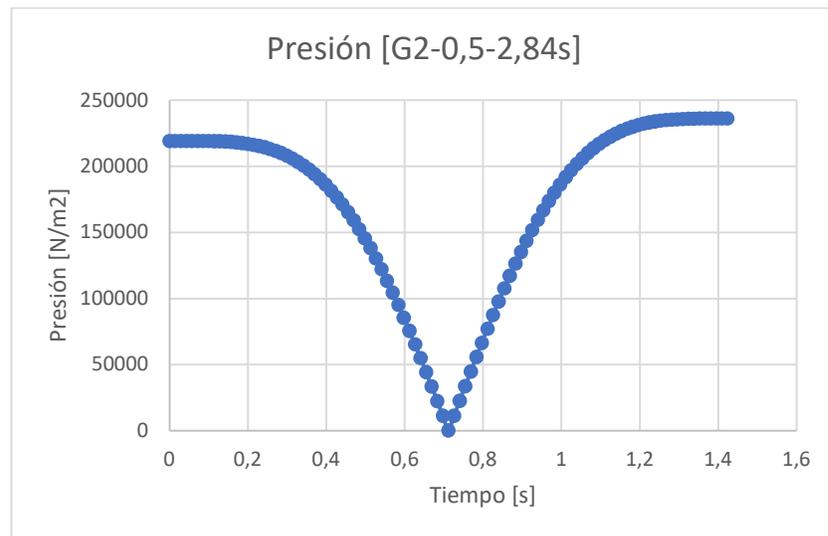
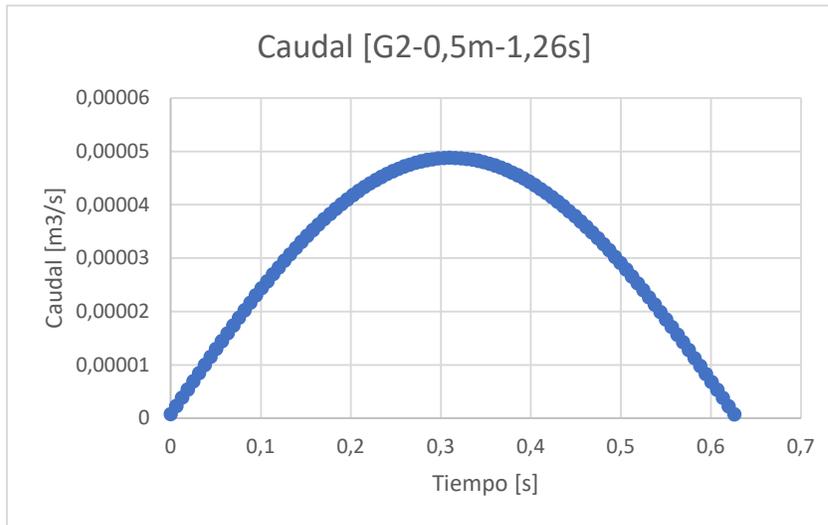
Cabe destacar que las primeras tres olas del grupo número uno no se encuentran debido a su falta de aporte energético y la ausencia de las últimas nueve olas (tres del grupo seis y todo el grupo siete) es debido a su excesiva energía la cual puede llegar a dañar el sistema el cual sale fuera de servicio.

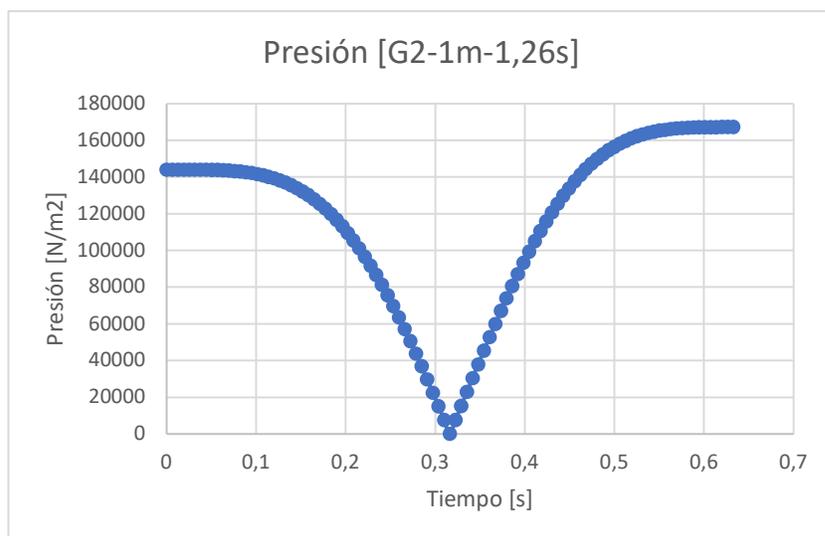
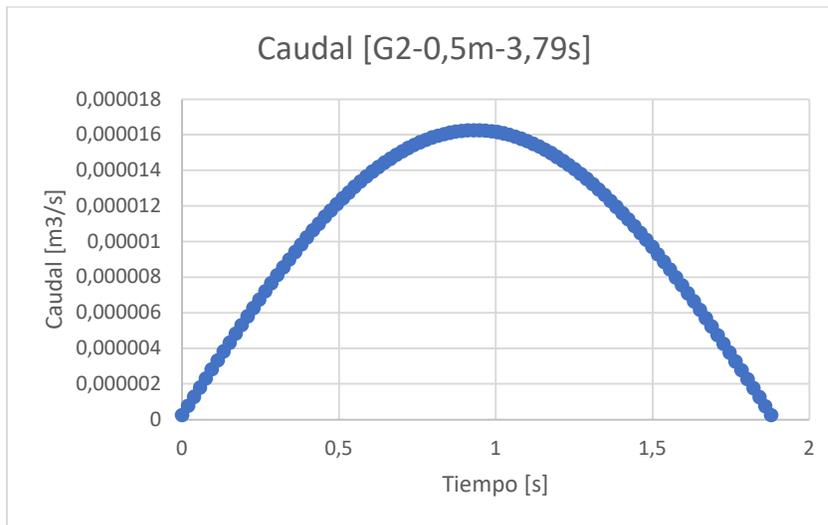
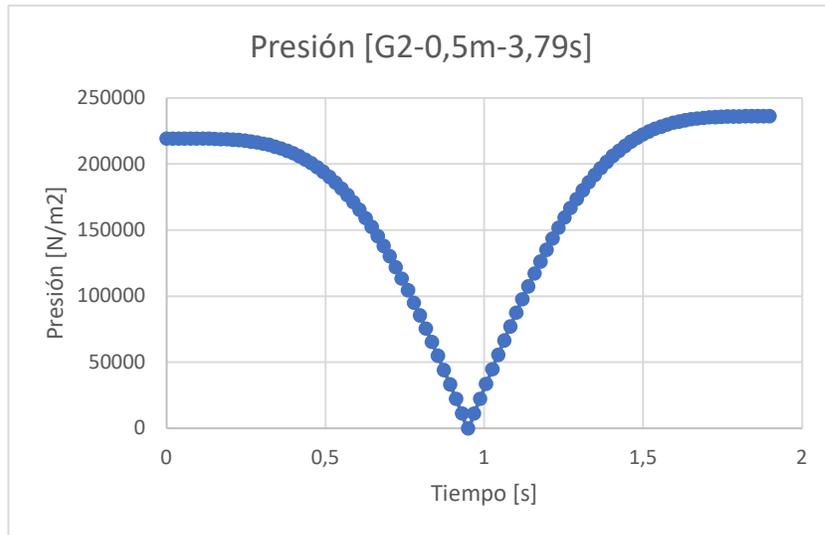
Las presiones están rectificadas, por lo tanto, serían los valores que se obtienen luego del puente H. El título de cada gráfico corresponde al número de grupo, altura de la ola y periodo. Hay que tener en cuenta que cada gráfico fue realizado con un total de 100 puntos correspondientes para una mitad de periodo, lo cual es justificativo más que suficiente para armar una curva de precisión.

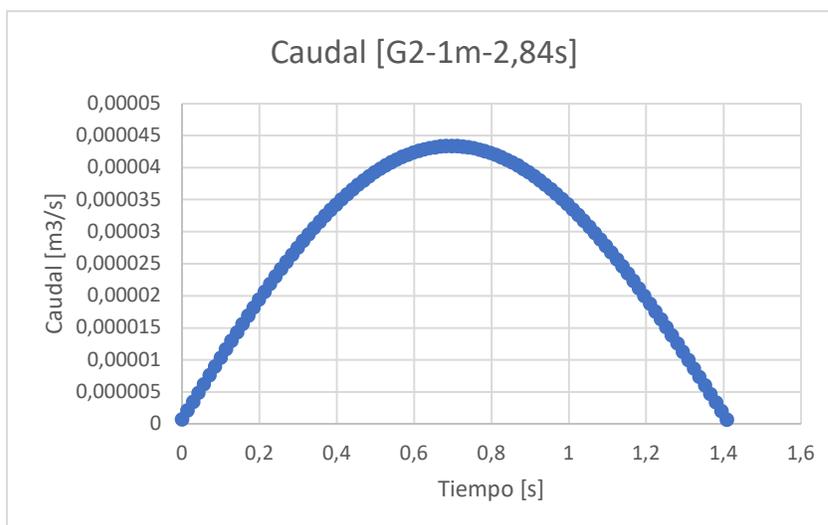
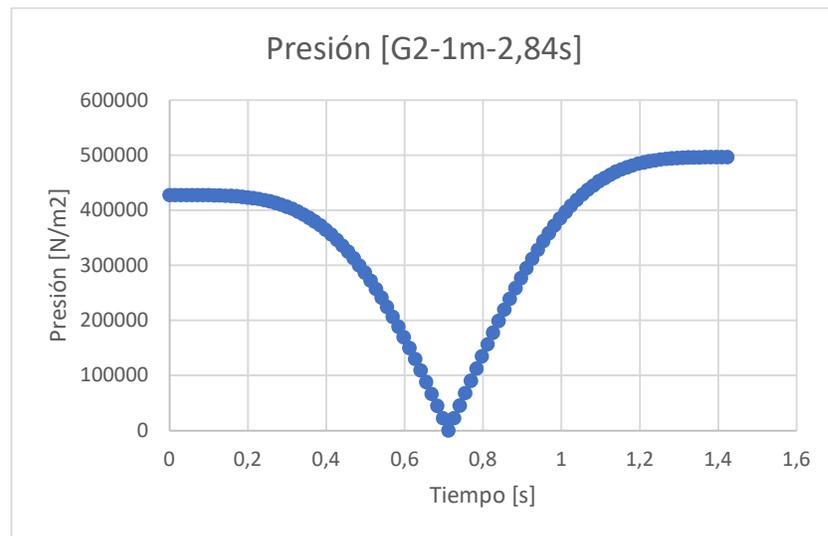
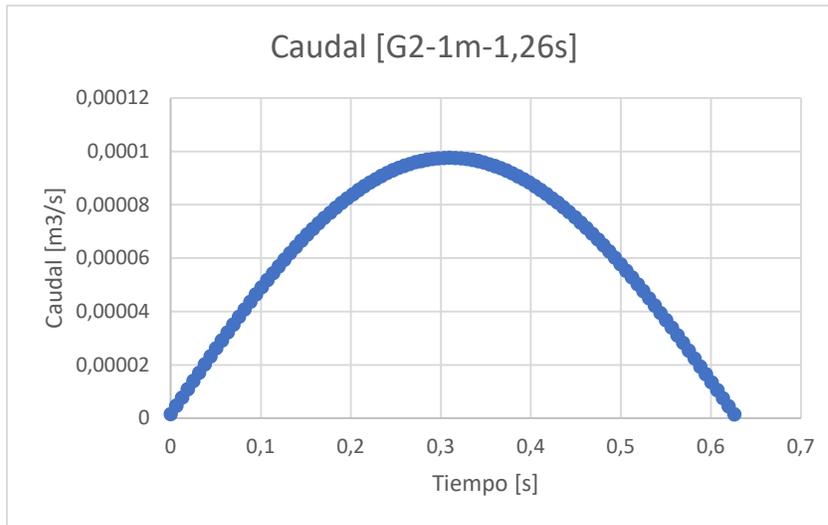


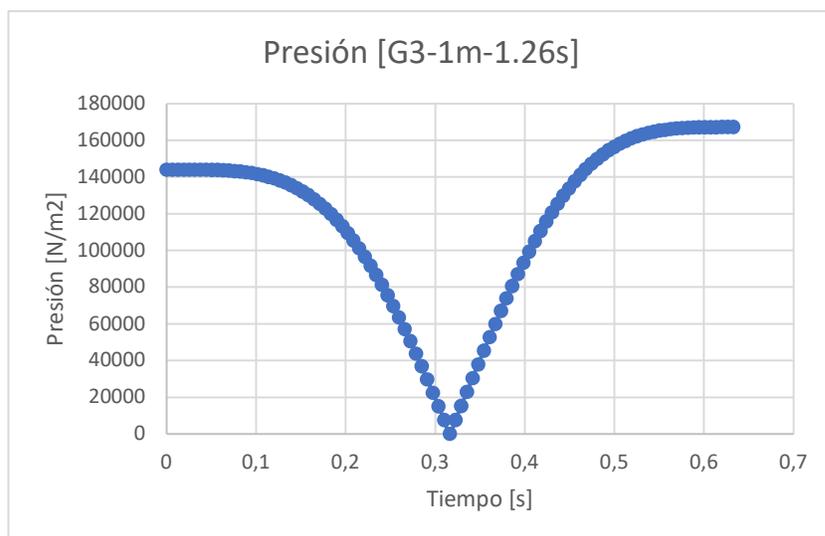
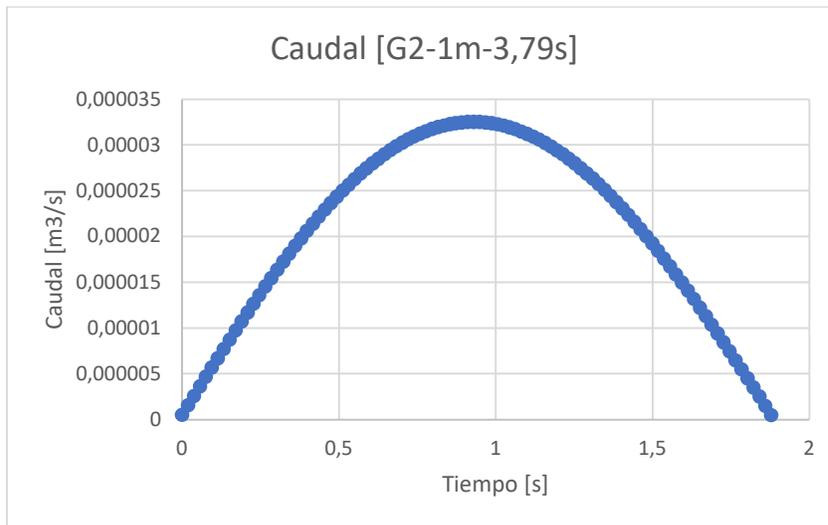
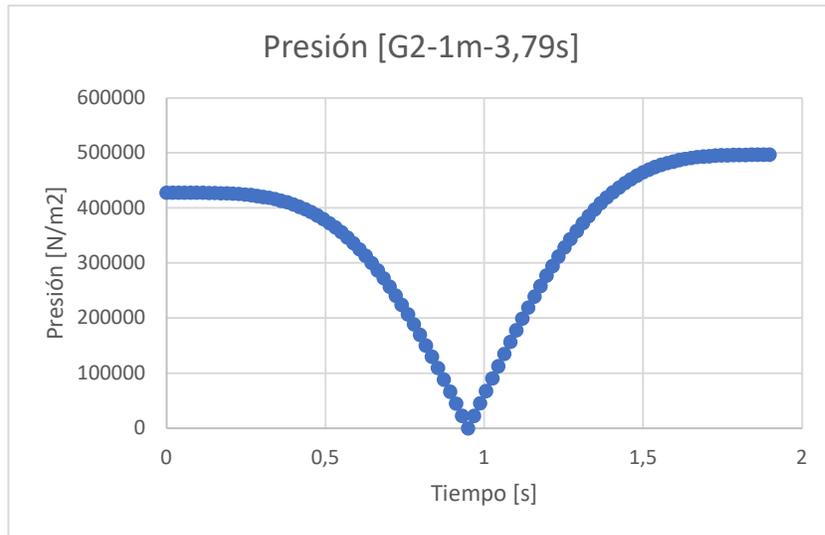


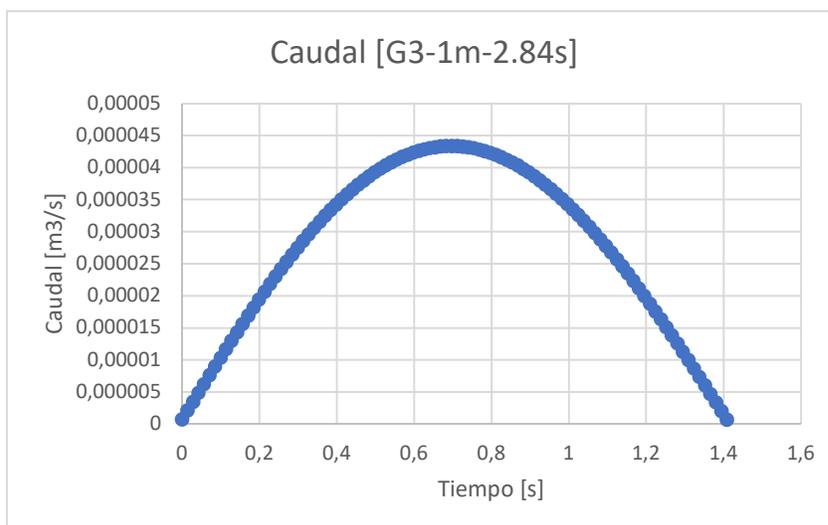
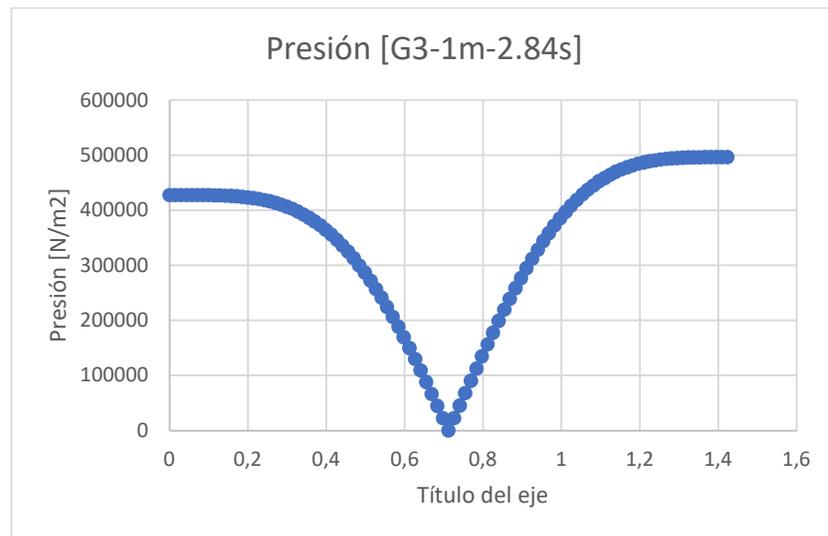
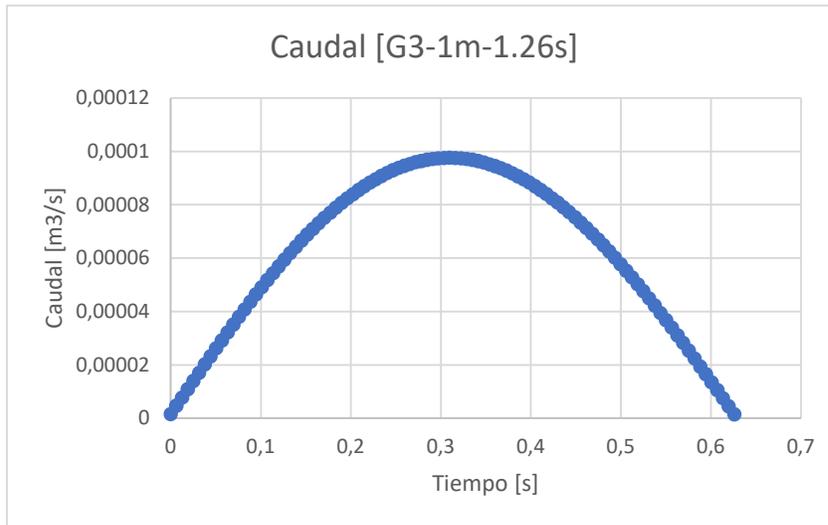


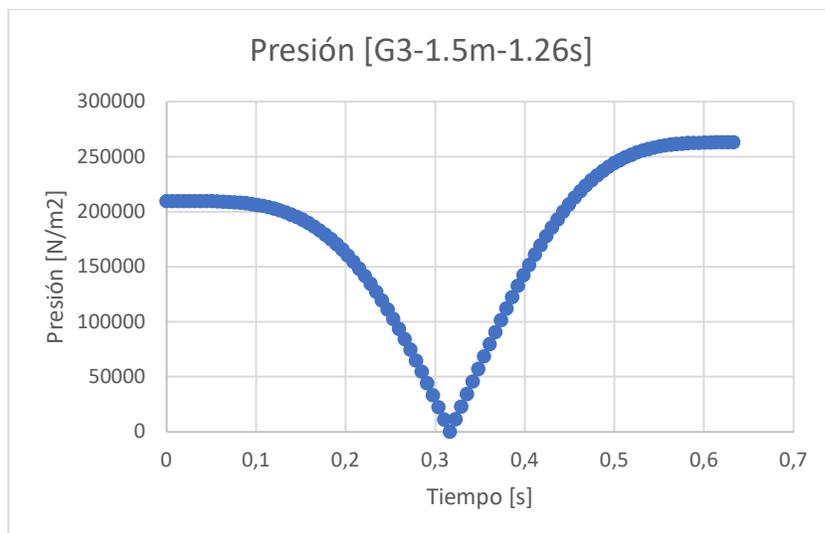
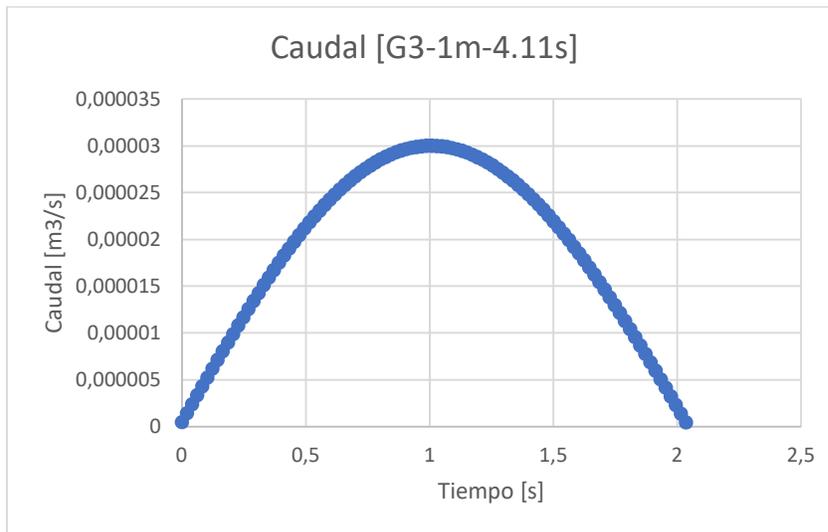
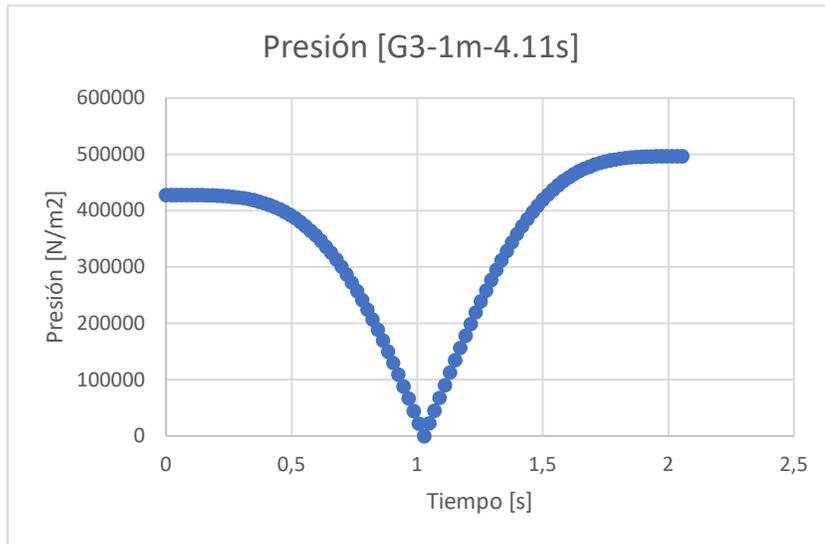


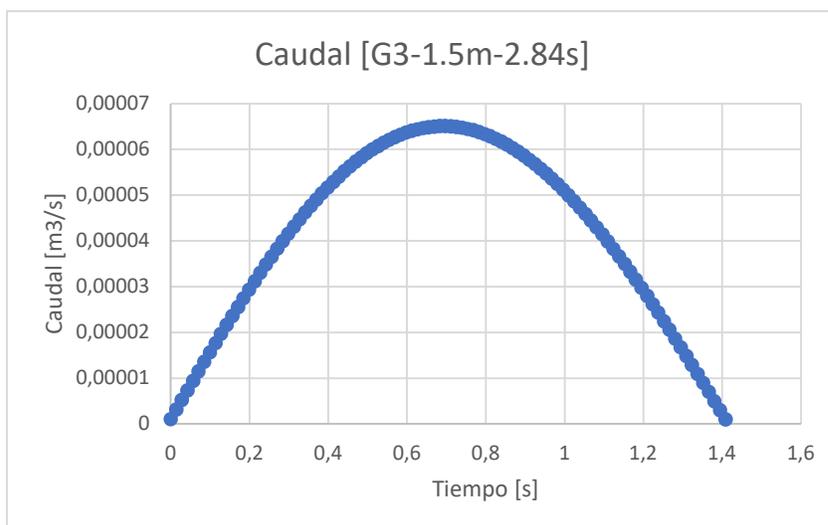
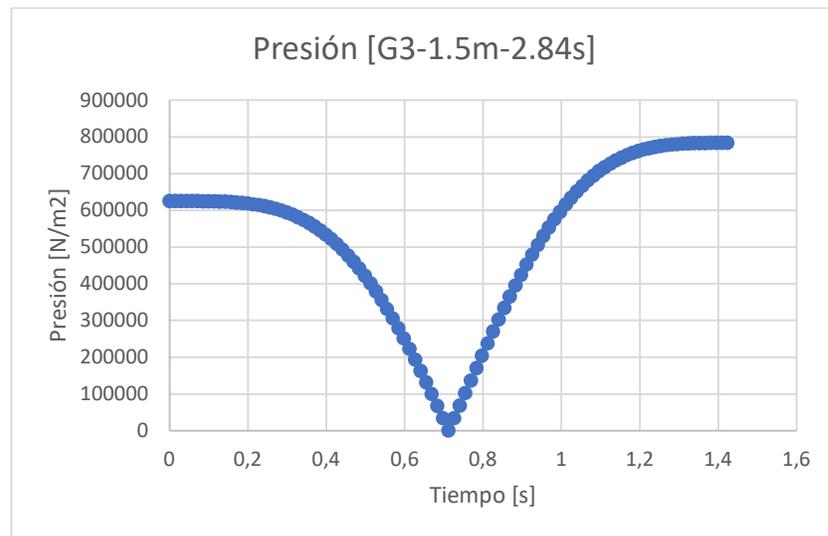
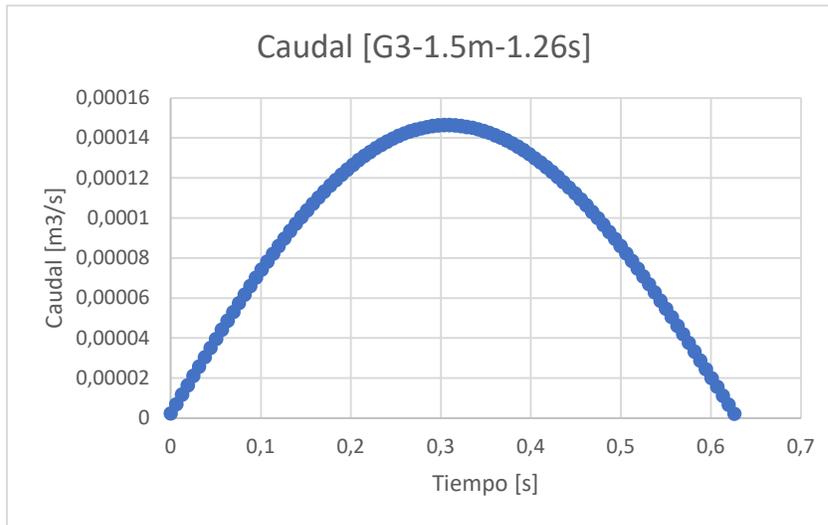


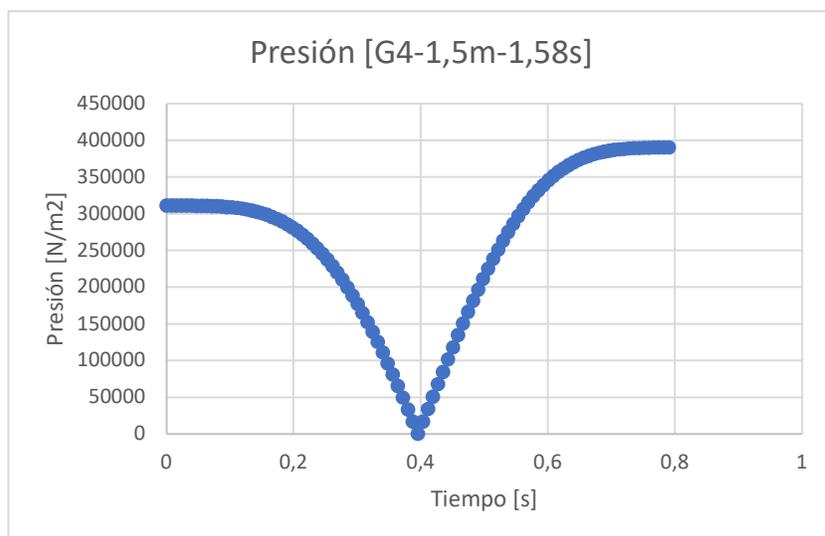
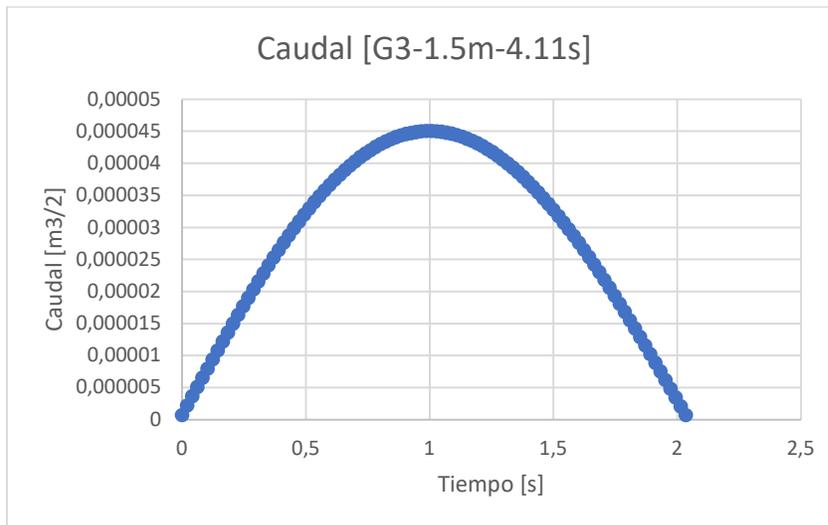
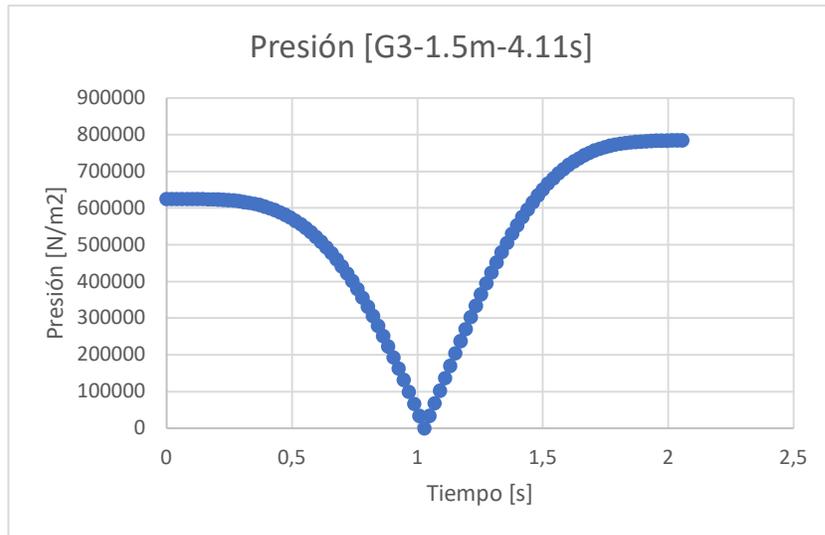


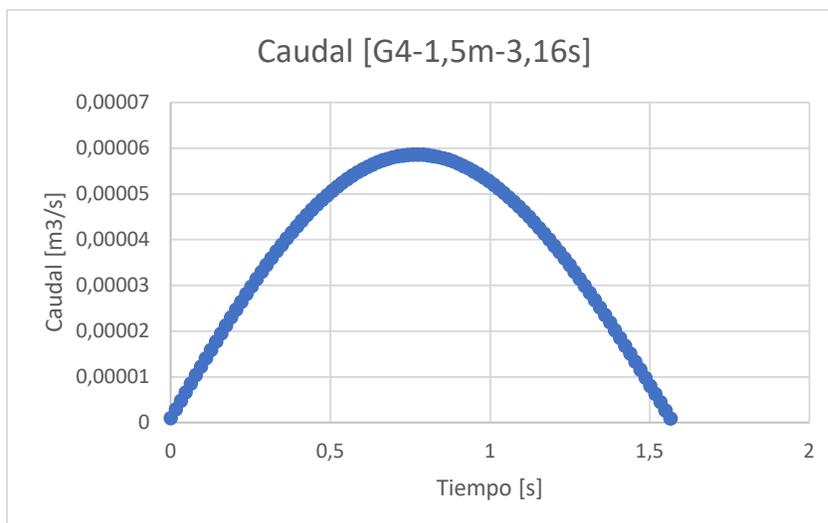
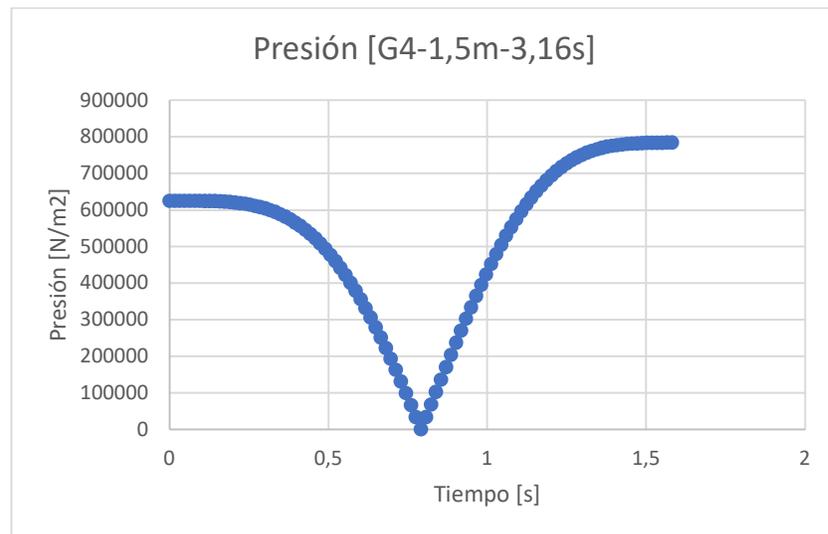
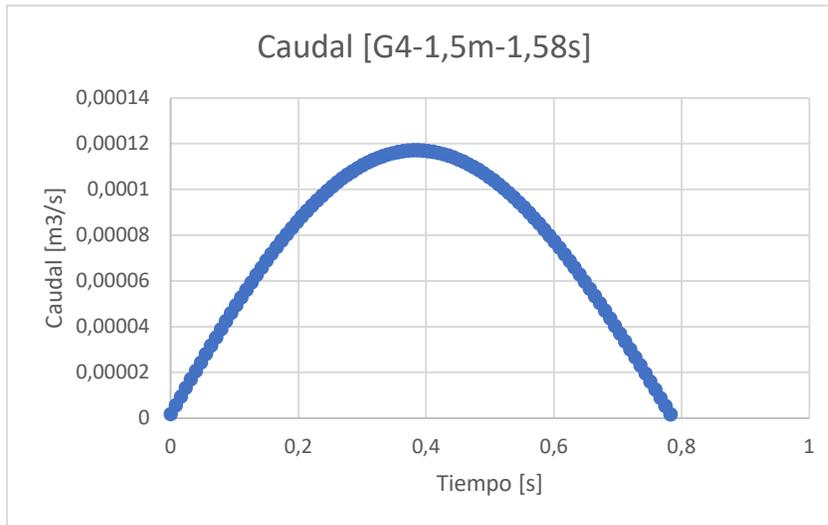


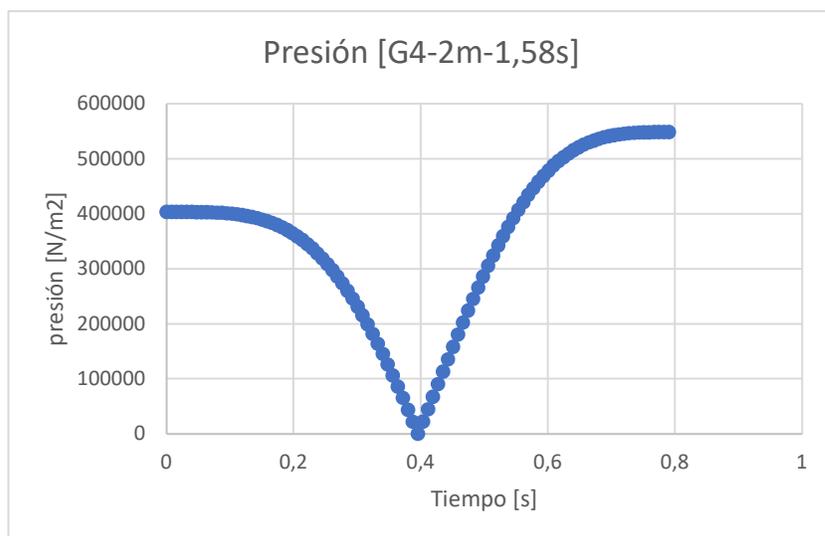
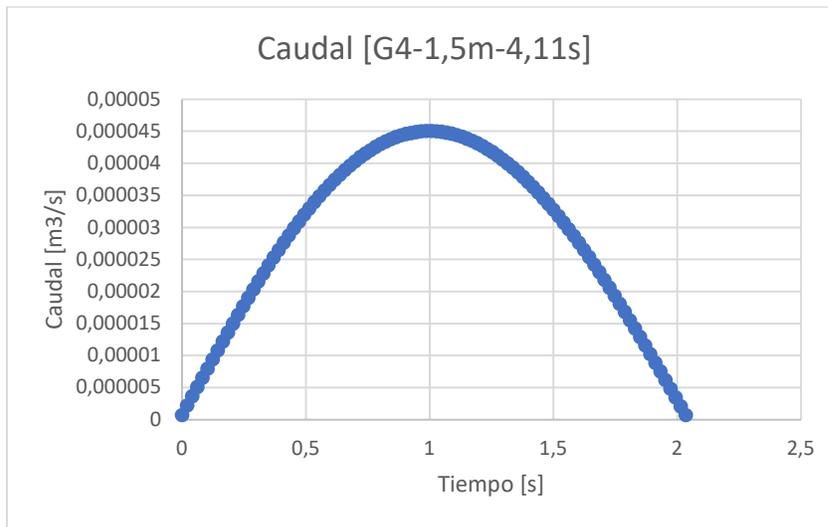
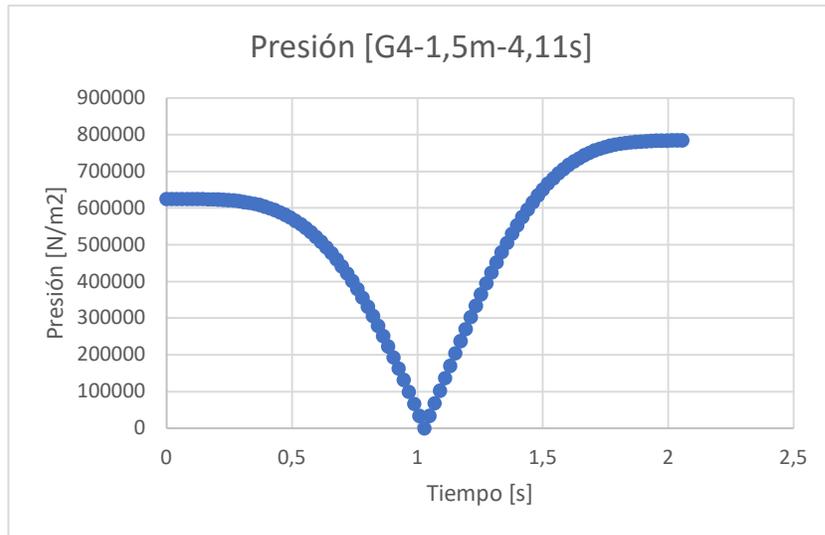


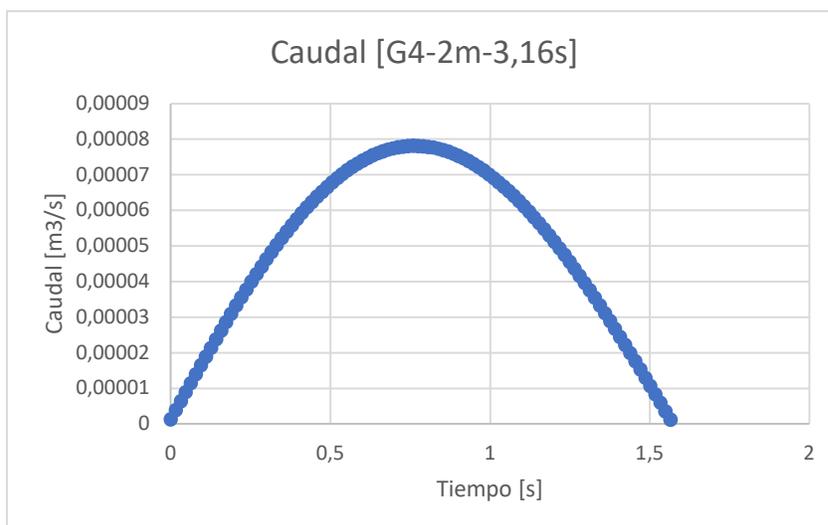
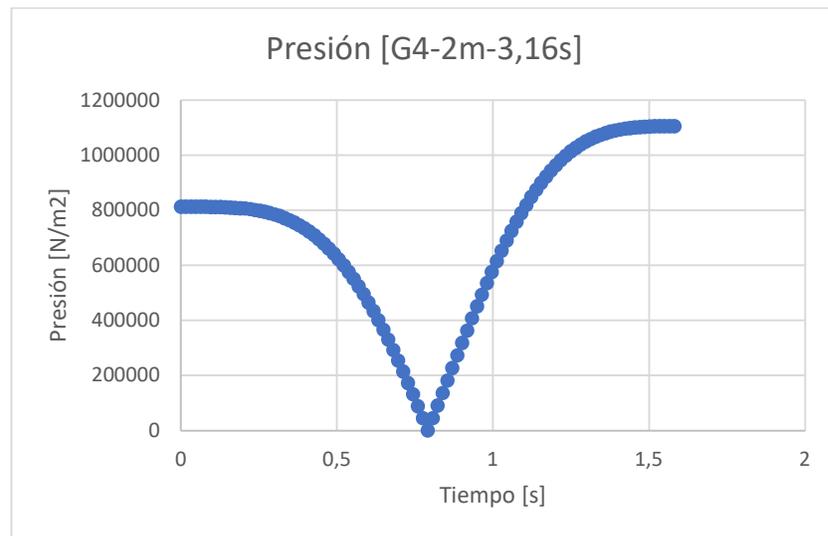
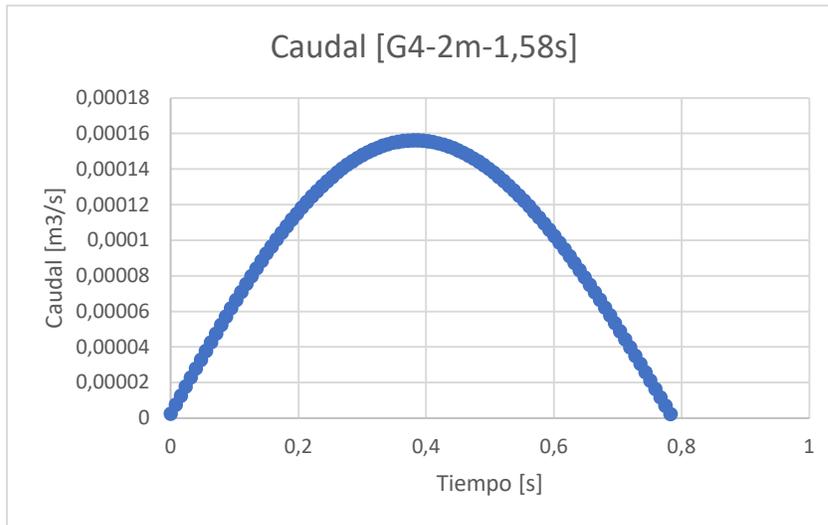


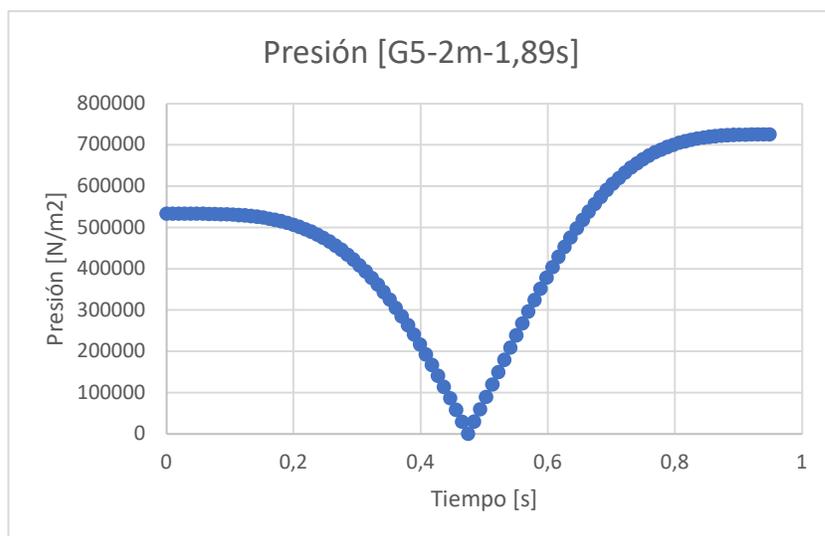
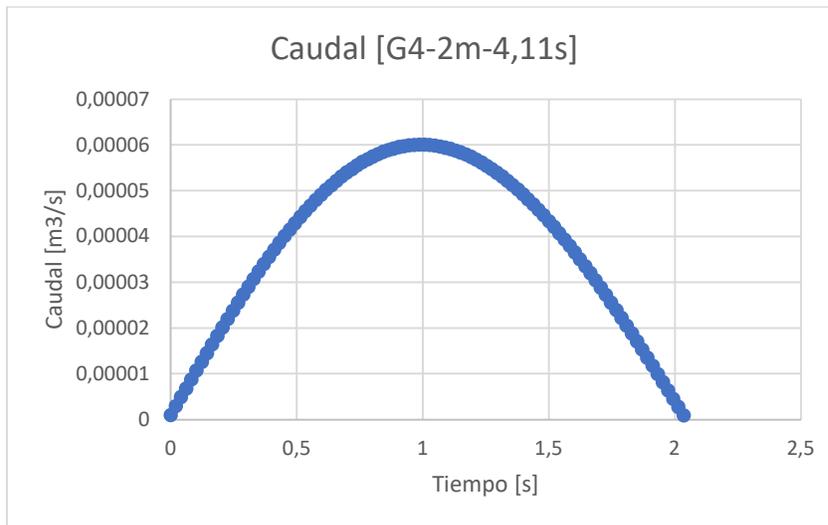
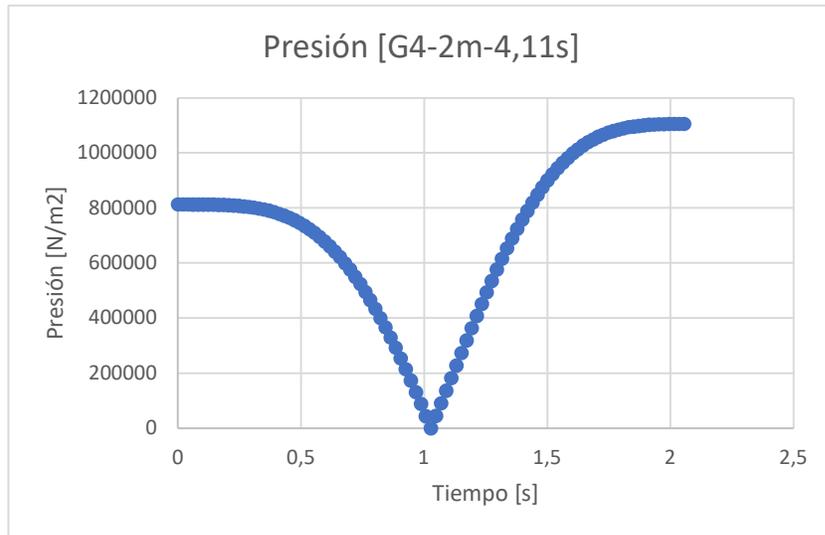


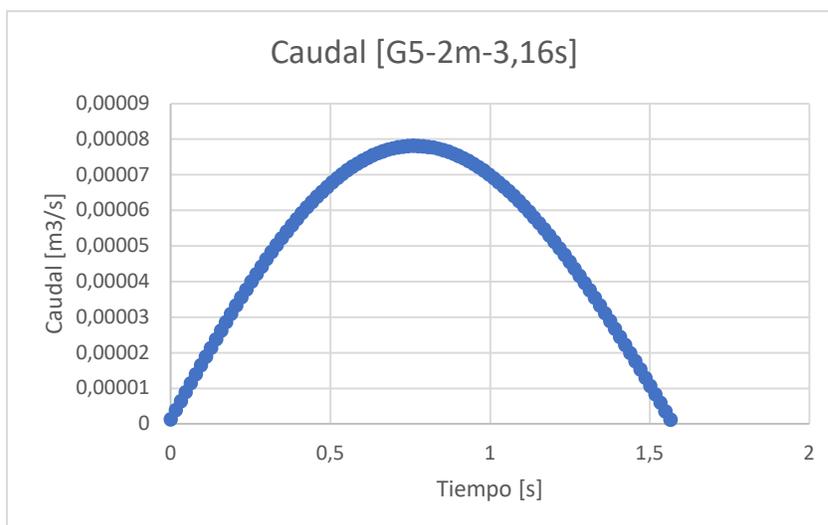
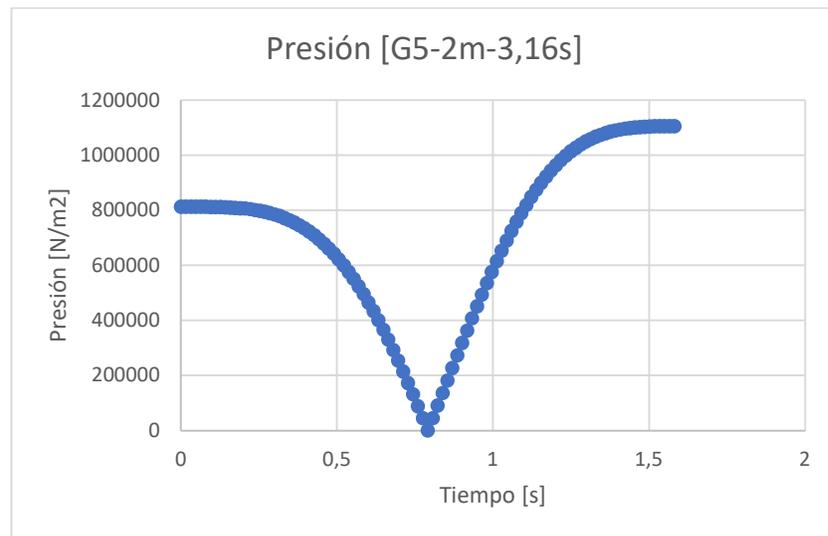
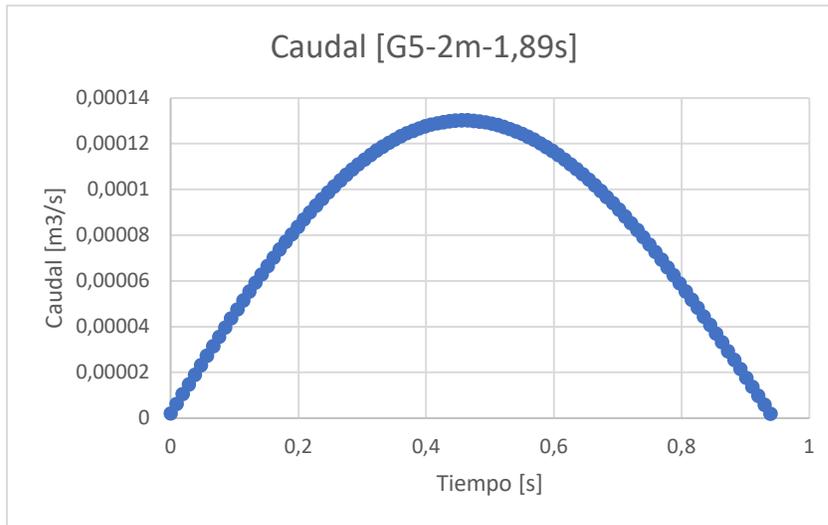


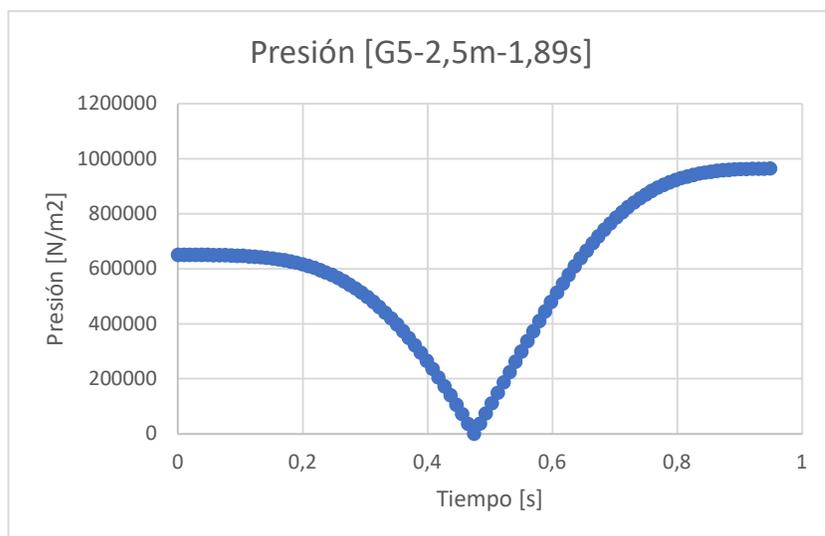
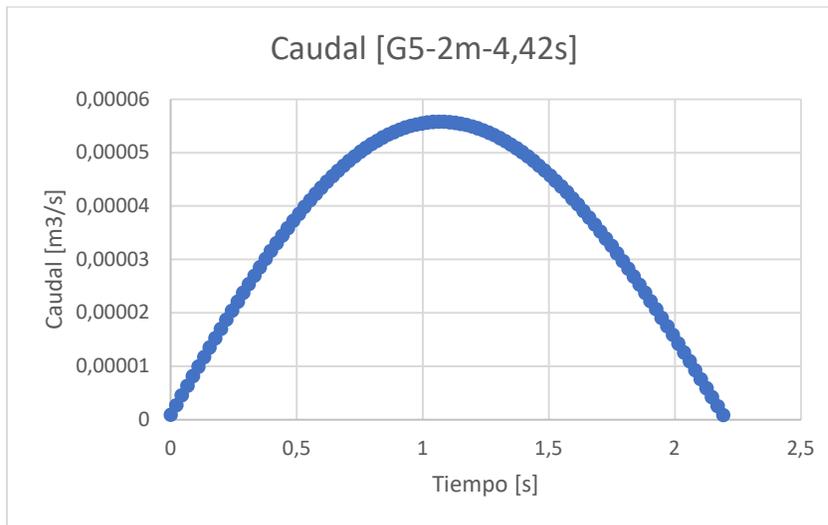
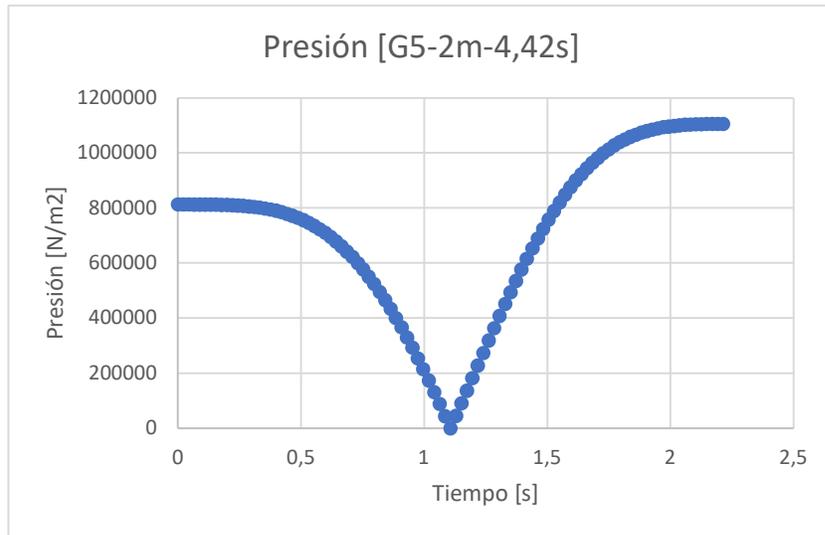


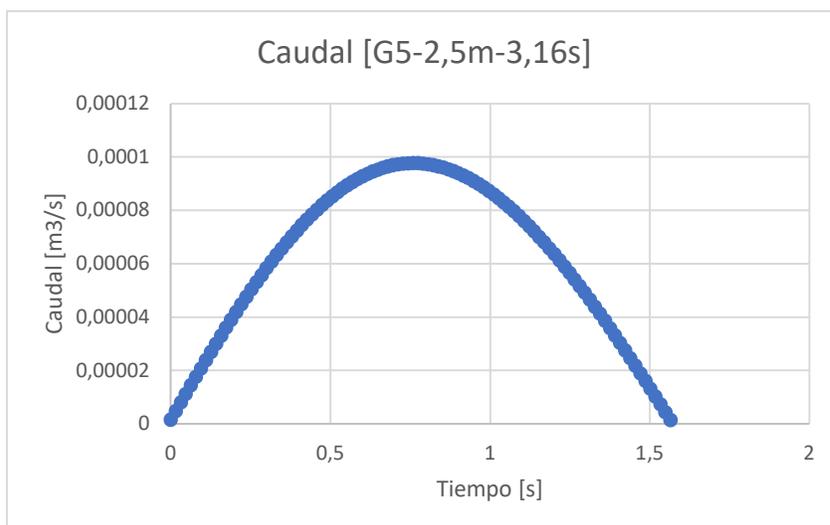
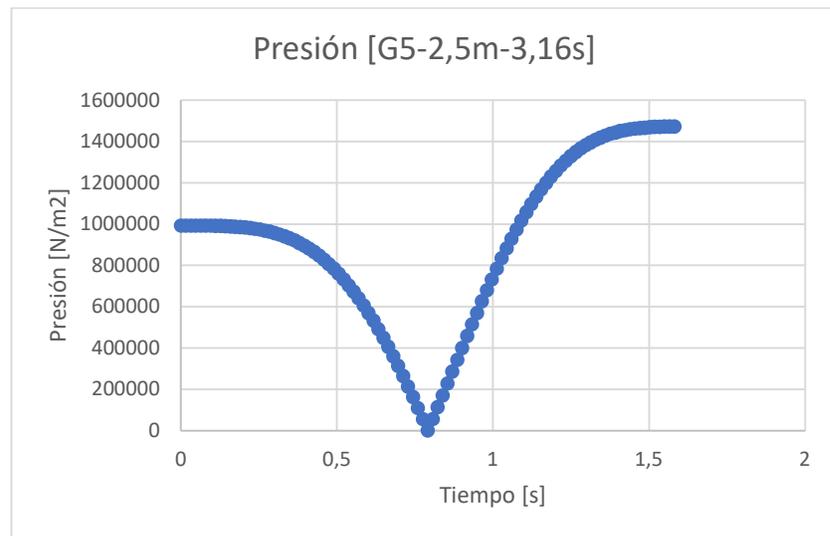
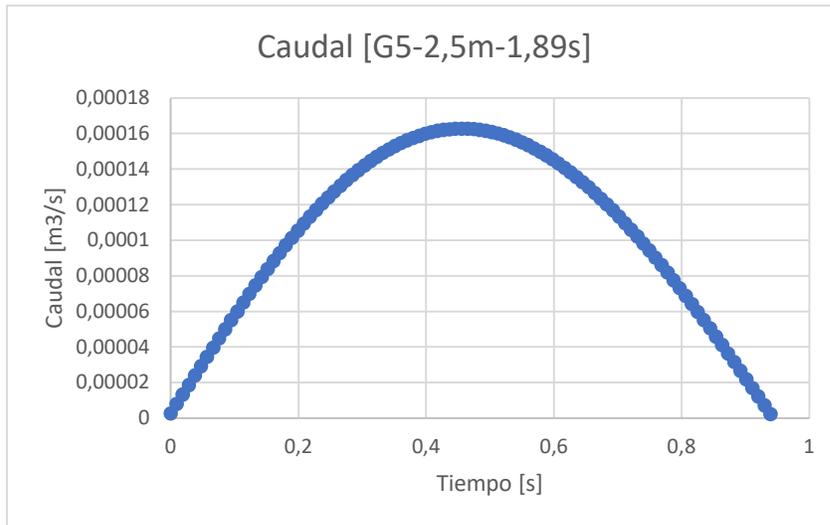


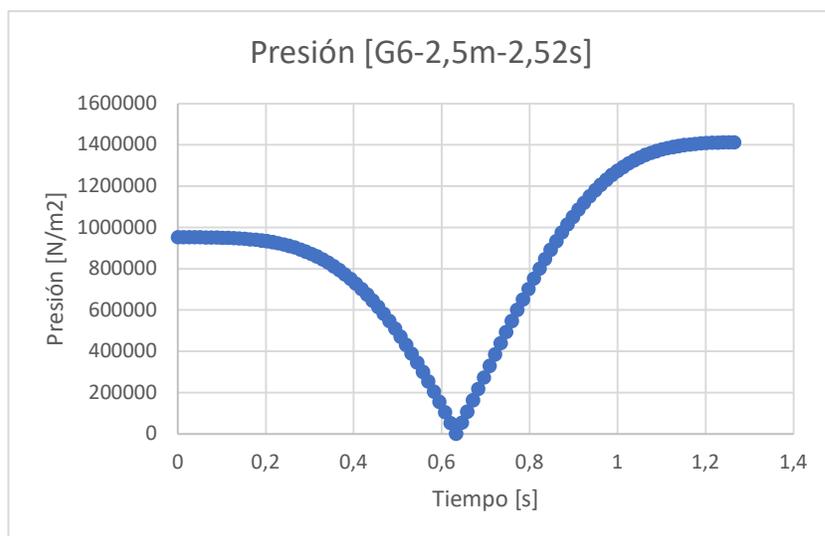
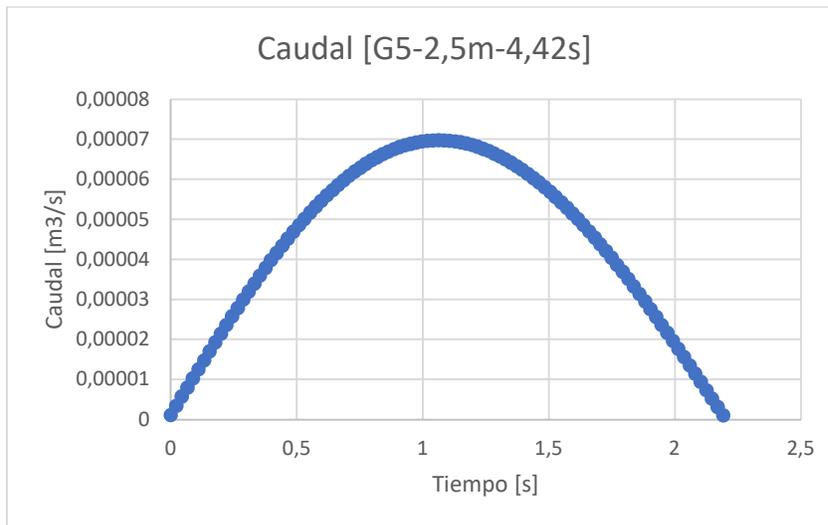
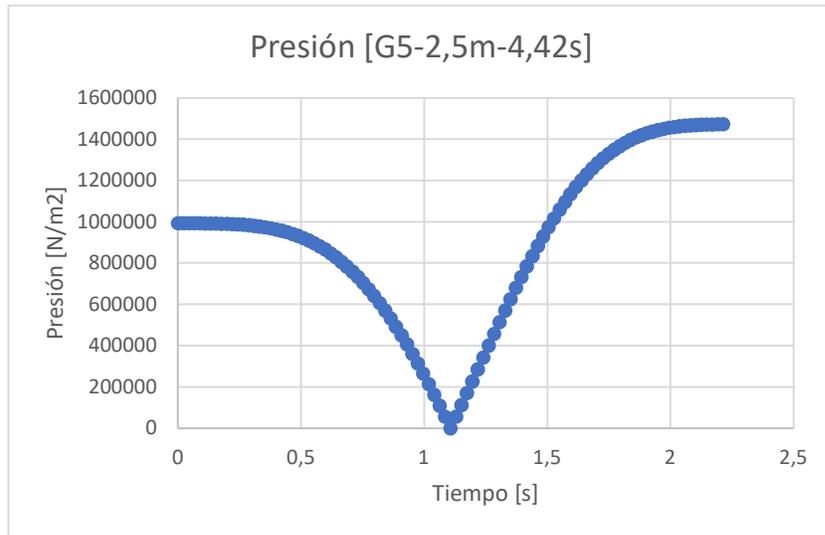


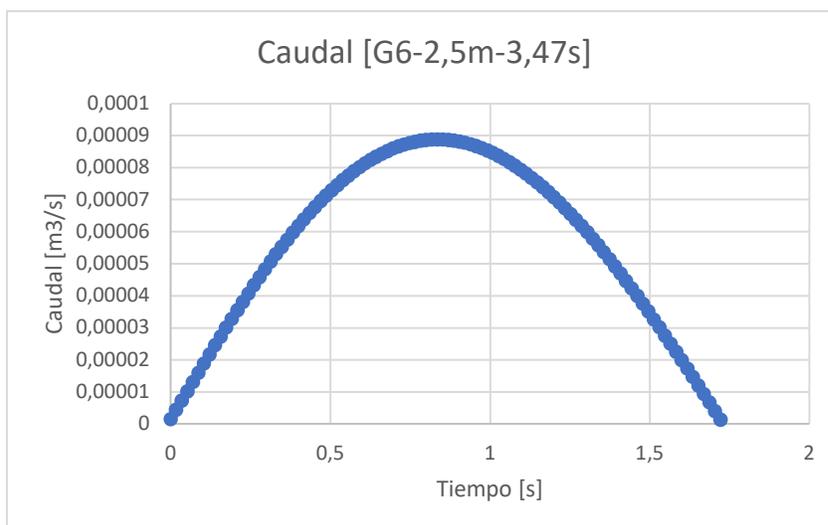
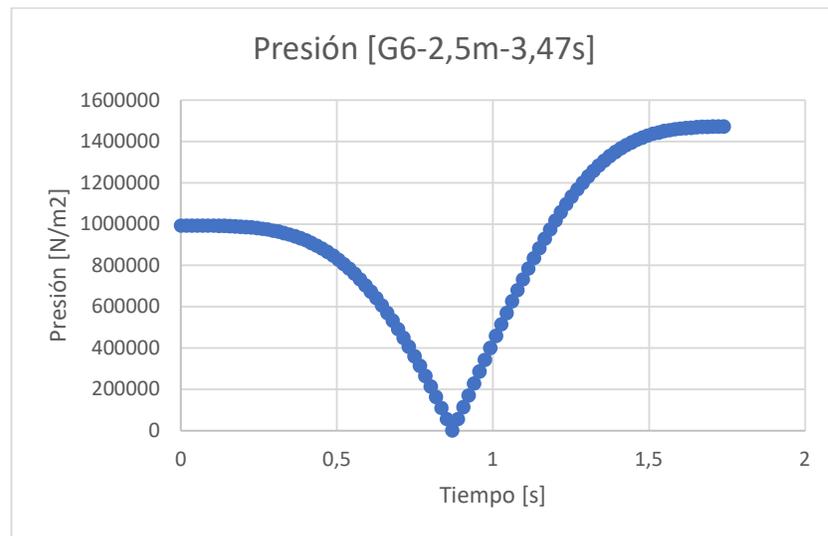
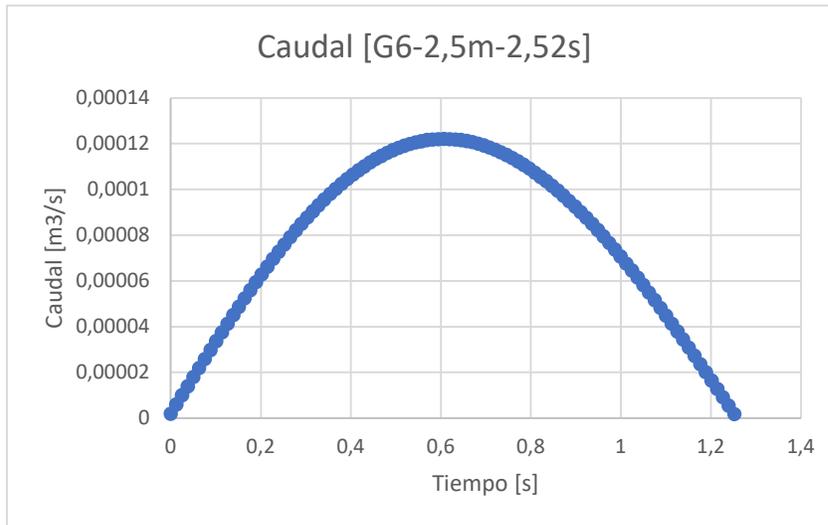


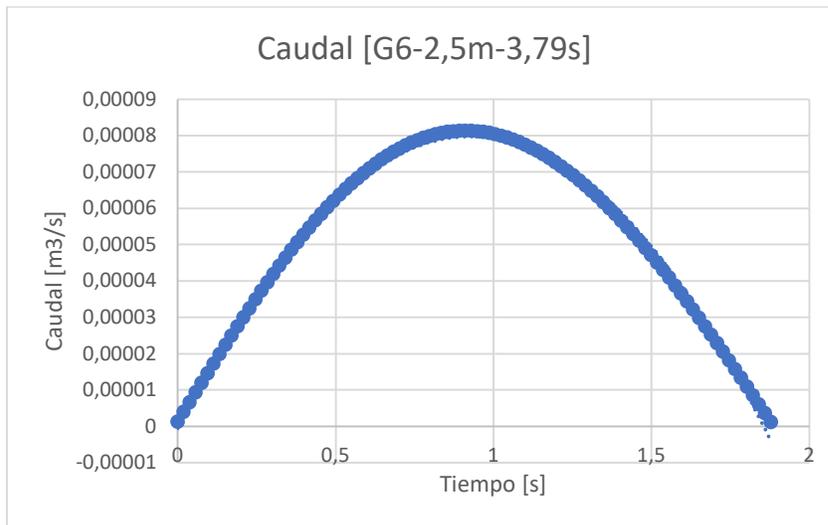
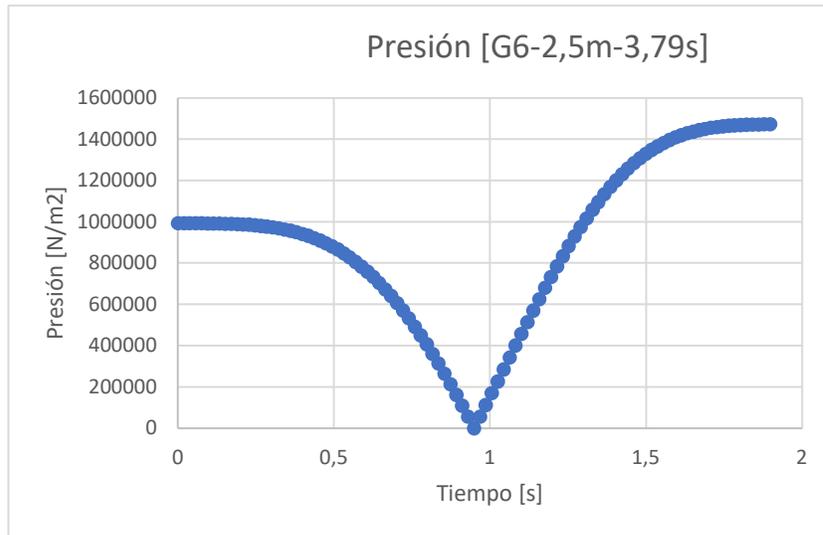












9.2. ANEXO 2: ITERACIÓN

A manera de complementar y dar visión a una de las tantas iteraciones que se realizaron a lo largo del proyecto, ya sea en cuanto a los valores de las posiciones A y X en 4.3. o valores característicos del motor en 5.5., se mostrarán a continuación una de las posibilidades de iteración de cada una que se encontraron pero que por distintas razones se descartaron.

Si se recuerda los valores de fuerzas de actuación y perpendiculares con la configuración del sistema brazo-pistón elegida obtenemos:

| Altura [m] | Periodo [s] | F act máx [N] | F perpendicular máx [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|---------------|-------------------------|----------------------|--------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 81,93595219 | 29,40320289 | 3,728248823 | 0,4435 | 2 |
| 1 | 2,84604989 | 243,4135188 | 87,35038634 | 1,656999477 | | |
| 1 | 4,11096096 | 243,4135188 | 87,35038634 | 1,147153484 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 128,8873448 | 44,11582587 | 5,593523279 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 384,2877895 | 131,5348162 | 2,486010346 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 384,2877895 | 131,5348162 | 1,721084086 | | |

Al extender la posición de X, el sistema recibe un incremento importante en cuestiones de caudal medio, pero una pérdida significativa en términos de fuerzas de actuación, razón por la cual la siguiente configuración no fue elegida.

| Altura [m] | Periodo [s] | F act máx [N] | F perpendicular máx [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|---------------|-------------------------|----------------------|-------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 35,43924323 | 28,17358372 | 7,256235935 | 1 | 2 |
| 1 | 2,84604989 | 105,2821218 | 83,69746083 | 3,224993749 | | |
| 1 | 4,11096096 | 105,2821218 | 83,69746083 | 2,23268798 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 57,21896198 | 42,44925557 | 10,89068335 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 170,6028505 | 126,5658053 | 4,840303713 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 170,6028505 | 126,5658053 | 3,350979494 | | |

Al analizar la modificación de la posición de A, resulta interesante como se obtienen grandes beneficios en cuanto a fuerza de actuación, disminución de la fuerza perpendicular (la cual se pierde como energía) y los valores de caudal se mantienen casi constantes con respecto a la primera tabla. Mas allá de todas estas mejoras, no se decide optar por esta configuración debido a la magnitud del sistema, recordar que es un sistema en escala y la altura en estas condiciones sería de mínimo tres metros, valores realmente elevados.

| Altura [m] | Periodo [s] | F act máx [N] | F perpendicular máx [N] | Caudal medio [L/min] | X [m] | A [m] |
|------------|-------------|---------------|-------------------------|----------------------|--------|-------|
| 1 | 1,26491106 | 81,1682208 | 19,75554633 | 3,86534898 | 0,4435 | 3 |
| 1 | 2,84604989 | 241,1327593 | 58,68934111 | 1,71793288 | | |
| 1 | 4,11096096 | 241,1327593 | 58,68934111 | 1,189338148 | | |
| 1,5 | 1,26491106 | 127,0047369 | 29,62096588 | 5,79863544 | | |
| 1,5 | 2,84604989 | 378,6746454 | 88,31724727 | 2,577171307 | | |
| 1,5 | 4,11096096 | 378,6746454 | 88,31724727 | 1,78419552 | | |

10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Pelissero M. A., Haim P. A., Oliveto G., Montoneri M; Lifschitz A., Gagnieri D., Tula R., Galía F., Muiño F., De Vita G., Heinke.E., Bernal S., Santino T., Cirelli E., Ferré N., Lifschitz A. (2011). Aprovechamiento de la Energía Undimotriz en el Mar Argentino. UTN-FRBA, Medrano, N° 951, C1179AAQ. C.A.B.A, Argentina.
- [2] Michaelides, Efstathios E. (2012). Alternative Energy Sources. Springer.
- [3] Gelos, Eugenio. (2021). FIUNMDP. Sistema de energía undimotriz mecánico.
- [4] Theory of Wave Energy. Texas A&M University. (2022).
<https://waveenergyconversiontamu15.weebly.com/theory-of-wave-energy--availability.html> .
- [5] Hansen, R. H. (2013). Design and Control of the PowerTake-Off System for a Wave Energy Converter with Multiple Absorbers. Department of Energy Technology, Aalborg University.
- [6] Luke Wadsley. (2011). Optimal system solutions enabled by digital pumps. In International Exposition for Power Transmission (IFPE) in Las Vegas.
- [7] Johannes Falnes. (2002). Ocean Waves and Oscillating Systems - Linear Interactions Including Wave-Energy Extraction. Cambridge University Press.
- [8] Parker Hannifin, Argentina. (2022). Catálogo de cilindros parker.
<https://ph.parker.com/ar/es/hmi-series-hydraulic-cylinders?facet:40992764608222556166232483245324950479547109109,4099276460822255616623249503245325053479547109109&productBeginIndex:0&facetLimit:&orderBy:&pageView:list&minPrice:&maxPrice:&pageSize:&loadProductsList:true&>
- [9] Sophiren S.A. (2016). Catalogo válvulas Livenza.
- [10] Festo. (2022). Componentes neumáticos para aplicaciones de alta presión.
<https://www.festo.com/catalogue/>.
- [11] Zucal, Ricardo. (2020). Clases de Automatización basada en Hidráulica y Neumática, FIUNMDP.
- [12] Rodríguez Galbarro, Hermenegildo. Sistemas Hidráulicos de Transmisión de Potencia. (2020). Ingemecanica.com.
<https://ingemecanica.com/tutorialesemanal/tutorialn212.html>
- [13] Bermejo Díaz, Antonio Ceferino. (2018). [Tesis, Universidad de La Laguna] Estudio de las olas y su aprovechamiento en energía undimotriz.
- [14] Hydac International. Bladder Accumulators. (2022).