

**Escuela Superior Politécnica del Litoral**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción**

Diseño de un sistema de generación eléctrica usando energía undimotriz en zonas costeras del Ecuador.

INGE-2771

**Proyecto Integrador**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Julio Adolfo Dávalos Piloza  
Elías Antonio Navas Yagual

Guayaquil - Ecuador  
Año: 2024

## **Dedicatoria**

---

Este trabajo se lo dedico a mis abuelitas Magna Felicidad y Olga María, su esfuerzo y sacrificio para llevar adelante a sus familias sin importar dejar atrás sus sueños, nunca pasará desapercibido en mi corazón.

**Julio Dávalos**

Dedicado a mi tía Mirna que siempre creyó en mí, me apoyo y hasta su ultimo día me animo a seguir.

**Elías Navas**

## **Agradecimientos**

---

Gracias Mamá por aconsejarme y llevarme por el mejor camino en la vida, gracias, Papá por apoyarme y amarme sin importar como soy, gracias Fiama por levantarme cuando más bajo había caído y guiarme en todo mi camino universitario. Gracias abuelitas, su cariño lo lleve dentro de mí todos estos años. Y, por último, gracias Luke, Leia y Manchis, mis hermosos gatitos por acompañarme en todas las amanecidas y duros momentos siempre.

### **Julio Dávalos**

Gracias a mis padres Elias y Lorena por el apoyo durante toda la carrera, gracias a mi tía Dora por darme un lugar donde quedarme, gracias a mi hermano Andres y mi primo Jhosue por animarme, Gracias Angie que siempre me apoyo a dar más en los estudios.

### **Elías Navas**

## Declaración Expresa

---

Nosotros Julio Adolfo Dávalos Pilozo y Elías Antonio Navas Yagual acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por mí/nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me/nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi/nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 10 de octubre del 2024.



---

Julio Adolfo Dávalos  
Pilozo



---

Elías Antonio Navas  
Yagual

## **Evaluadores**

---

**PhD. Emérita Alexandra Delgado Plaza**

Profesor de Materia

---

**Msc. Gonzalo Rodolfo Zabala Ortiz**

Tutor de proyecto

## **Resumen**

El proyecto presenta el diseño de un sistema de generación de electricidad utilizando energía limpia a partir del aprovechamiento de las olas, que surge de la necesidad del país de diversificar el portafolio de energías renovables del plan maestro de electricidad. El diseño cuenta con un sistema de generación de aire comprimido a través de sesenta brazos mecánicos con pistón modificado y boyas, aprovechando la energía undimotriz. Y, por otra parte, con un sistema hídrico que funciona debido al aire comprimido del primer sistema, la cual, mediante cinco bombas neumáticas y cuatro tanques hidroneumáticos, alimenta con agua a 15 bar un turbogenerador de 25 kW. Este diseño se lo realizó mediante cálculos, simulaciones y modelación en 3D, tomando en cuenta datos de crestas y períodos de olas de “La Chicolatera” en Salinas. Se concluye que, el diseño puede generar electricidad las 24 horas del día durante todo el año, sin depender del estado de las olas ni otros factores climáticos, por lo que a pesar que, el costo total es de \$537.384,00, un monto elevado para la producción de 25 kW, en comparación a otras energías limpias, esta cumple las expectativas para la diversificación de las energías limpias del país.

**Palabras Clave:** Undimotriz, Energía Limpia, Potencial Energético, Olas, Brazos Mecánicos

## **Abstract**

*The project shows the design of an electricity generation system using clean energy from wave power, which arises from the country's need to diversify the renewable energy portfolio of the master electricity that plan. The design includes a compressed air generation system through sixty mechanical arms with modified pistons and buoys, harnessing wave energy. And, on the other hand, it incorporates a hydraulic system powered by the compressed air from the first system, which, through five pneumatic pumps and four hydropneumatics tanks, supplies water at 15 bar to a 25 kW turbogenerator. This design was developed through calculations, simulations and 3D modeling, taking into account wave crest and period data from "La Chocolatera" in Salinas. It is concluded that the design can generate electricity 24 hours a day throughout the year, without depending on wave conditions or other climatic factors. Therefore, despite the total cost of \$537,384.00 which is high for a 25 kW production compared to other clean energy sources, it fulfills the expectations for the diversification of the country's clean energy sources.*

*Keywords: Wave Energy, Clean Energy, Energy Potential, Waves, Water, Mechanical Arms*

## Índice General

Evaluadores .....	i
Resumen .....	ii
Abstract .....	iii
Abreviaturas .....	vi
Simbología .....	vii
Índice de figuras .....	ix
Índice de tablas.....	xiii
Capítulo 1 .....	1
1.1  Introducción .....	2
1.2  Descripción del Problema .....	4
1.3  Justificación del Problema .....	6
1.4  Objetivos.....	9
<i>1.4.1  Objetivo general</i> .....	9
<i>1.4.2  Objetivos específicos</i> .....	9
1.5  Marco teórico .....	10
Capítulo 2 .....	19
2.  Metodología. ....	20
2.1  Alternativas de diseño.....	20
2.2  Selección del diseño .....	26
2.3  Diagrama de flujo.....	28
2.4  Diseño conceptual .....	30
2.5.1  Criterio de diseño .....	34
2.5.2  Descripción de diseño .....	36
2.5.3  Justificación del Método .....	61
Capítulo 3 .....	63
3.1  Resultados .....	64
3.1.1  Condiciones iniciales.....	64

3.2 Simulación de boya .....	70
3.3 Diseño del Sistema en AutoCAD Plant 3D.....	78
3.4 Comparación de vectores energéticos .....	83
3.5 Análisis de resultados.....	87
Capítulo 4 .....	92
4.1 Conclusiones y recomendaciones.....	93
4.1.1 Conclusiones .....	93
4.1.2 Recomendaciones.....	95
Bibliografía.....	96
Apéndice A.....	104
Apéndice B.....	150
Apéndice C .....	156
Apéndice D.....	158

## Abreviaturas

ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
AOD	Air Operated Diaphragm (Bomba Neumática Operada por Aire)
CELEC EP	Corporación Eléctrica del Ecuador Empresa Pública
INOCAR	Instituto Oceanográfico y Antártico de la Armada
PMG	Permanent Magnet Generator (Generador de Imanes Permanentes)
PTO	Power Take-Off (Sistema de Extracción de Energía)
SNGR	Secretaría Nacional de Riesgos

## Simbología

A	Área
bar	Unidad de presión, equivalente a 100 kPa
F	Fuerza
ft	Pie
gal	Galón
g	Gravedad
hp	Caballo de fuerza o horsepower
Hz	Hertz, unidad de frecuencia
in	Pulgada
kg	Kilogramo
kPa	Kilopascal
kW	Kilovatio
lbf	Libra-fuerza
m	Metro
m <sup>2</sup>	Metro cuadrado
m <sup>3</sup>	Metro cubico
min	Minuto
N	Newton
psia	Libras por pulgada cuadrada absoluta
rad	Radián, unidad de medida de ángulo

rpm	Revoluciones por minuto
s	Segundo
slug	Unidad de masa en el sistema imperial
T	Periodo
USD	Dólar estadounidense
V	Volumen
$\dot{V}$	Caudal
$\dot{W}$	Potencia
°C	Celsius
°R	Rankine
$\eta$	Eficiencia
$\rho$	Densidad

## Índice de figuras

<b>Figura 1</b> <i>Evolución de la energía hidroeléctrica y otras energías renovables o no renovables en el Ecuador</i> .....	8
<b>Figura 2</b> <i>Punto de Análisis de Olas en "La Chocolatera"</i> .....	11
<b>Figura 3</b> <i>Estado Anual de la Cresta de Ola en "La Chocolatera"</i> .....	11
<b>Figura 4</b> <i>Características de las Olas</i> .....	12
<b>Figura 5</b> <i>Esquema de la Columna de Agua Oscilante (OWC)</i> .....	13
<b>Figura 6</b> <i>WaveRoller instalado en una Central Eléctrica</i> .....	14
<b>Figura 7</b> <i>Esquema del Diseño del Sistema SAN-BAWEC</i> .....	15
<b>Figura 8</b> <i>Altura de Cresta de Ola en la Zona Costera de Salinas</i> .....	20
<b>Figura 9</b> <i>Altura de Cresta de Ola en la Zona Costera de Manta</i> .....	21
<b>Figura 10</b> <i>Altura de Cresta de Ola en la Zona Costera de Esmeraldas</i> .....	21
<b>Figura 11</b> <i>Esquema de Conexión del Brazo a la Bomba Hidráulica de la Alternativa 1</i> .....	22
<b>Figura 12</b> <i>Alternativa 1 (Esquema del Sistema de Boya y Volante con Tren de Engranajes)</i> .....	23
<b>Figura 13</b> <i>Esquema del Acople entre el Sistema de Engranaje y el Árbol de Transmisión de la Bomba de Pistón</i> .....	23
<b>Figura 14</b> <i>Alternativa 2 (Esquema del Sistema Con Brazo Mecánico y Balancín que acciona una Bomba de Émbolo)</i> .....	24
<b>Figura 15</b> <i>Alternativa 3 (Esquema del Sistema con un Pistón Modificado que al Comprimirse y Expandirse genera Aire Comprimido)</i> .....	26
<b>Figura 16</b> <i>Diagrama de Flujo para Diseño de un Sistema de Generación Eléctrica usando Energía Undimotriz</i> .....	28
<b>Figura 17</b> <i>Vista Lateral del Diseño Conceptual del Brazo Mecánico acoplado al Pistón donde se generará el aire comprimido</i> .....	31

<b>Figura 18</b> <i>Vista Isométrica del Diseño Conceptual del Brazo Mecánico acoplado al Pistón donde se generará el aire comprimido</i> .....	32
<b>Figura 19</b> <i>Vista Superior de la Distribución de Equipos del Ciclo Hídrico que alimenta la Turbina Hidráulica acoplada al Generador Eléctrico de 25kW</i> .....	32
<b>Figura 20</b> <i>Vista Isométrica del Diseño Conceptual del Ciclo Hídrico que alimenta la Turbina Hidráulica acoplada al Generador Eléctrico de 25kW</i> .....	33
<b>Figura 21</b> <i>Vista Completa del Diseño Conceptual del Ciclo Hídrico mostrando las tuberías enterradas y la parte subterránea de la Cisterna</i> .....	33
<b>Figura 22</b> <i>Escalas horizontales en función de la velocidad específica para elegir el tipo de turbina idónea del sistema analizado</i> .....	39
<b>Figura 23</b> <i>Esquema de un Tanque Hidroneumático</i> .....	42
<b>Figura 24</b> <i>Resorte Helicoidal con Carga Axial</i> .....	46
<b>Figura 25</b> <i>Rango de Operaciones de la Bomba Neumática FullFlow 502 de Debem</i> .....	49
<b>Figura 26</b> <i>Diagrama de reacciones dentro del brazo captador</i> .....	50
<b>Figura 27</b> <i>Diagrama de Fuerzas en el Inicio del Pistón</i> .....	53
<b>Figura 28</b> <i>Diagrama de Función de Ola sin compensación</i> .....	56
<b>Figura 29</b> <i>Posicionamiento del Brazo en 2D</i> .....	56
<b>Figura 30</b> <i>Reacción de la boya con altura de cresta de ola de 0,85 m</i> .....	70
<b>Figura 31</b> <i>Reacción de la boya con altura de cresta de ola de 1,2 m</i> .....	71
<b>Figura 32</b> <i>Gráfica de Altura Máxima de la Boya Interactuando con una cresta de ola de 0,85 m</i> .....	72
<b>Figura 33</b> <i>Gráfica de Altura Máxima de la Boya Interactuando con una cresta de ola de 1,2 m</i> .....	73
<b>Figura 34</b> <i>Grafica de Simulación de tensiones nodales dentro del Brazo Mecánico para Aprovechar la Energía Undimotriz</i> .....	76

<b>Figura 35</b> <i>Gráfica de Simulación de Deformaciones Unitarias dentro del Brazo Mecánico para Aprovechar la Energía Undimotriz</i> .....	76
<b>Figura 36</b> <i>Gráfica de Simulación de Fatiga en el Brazo Mecánico aplicado a Vida Infinita</i> .....	77
<b>Figura 37</b> <i>Brazo Mecánico con Pistón Modificado para Captar la Energía de las Olas y Producir Aire Comprimido a una presión de 4 bar</i> .....	78
<b>Figura 38</b> <i>Brazo Mecánico con Pistón Modificado para Captar la Energía de las Olas y Producir Aire Comprimido a una presión de 10,5 bar</i> .....	79
<b>Figura 39</b> <i>Sistema de Tanques Hidroneumáticos</i> .....	80
<b>Figura 40</b> <i>Sistema de Bombas Neumáticas con la Cisterna de Agua</i> .....	80
<b>Figura 41</b> <i>Turbogenerador de 25 kW</i> .....	81
<b>Figura 42</b> <i>Conexiones de Aire Comprimido Producido por cada Brazo Mecánico</i> .....	81
<b>Figura 43</b> <i>Parte de los Brazos Mecánicos para la Producción de Aire Comprimido de 4 bar en contacto con el Mar</i> .....	82
<b>Figura 44</b> <i>Brazos Mecánicos restantes para la Producción de Aire Comprimido de 4 bar y 10.5 bar en contacto con el Mar</i> .....	82
<b>Figura 45</b> <i>Sistema de Generación Eléctrica a partir de Energía Undimotriz</i> .....	83
<b>Figura 46</b> <i>Elección de la Turbina Pelton por la velocidad específica en unidades de Estados Unidos</i> .....	109
<b>Figura 47</b> <i>Dimensiones Internas de cada Tanque Hidroneumático del Sistema</i> .....	111
<b>Figura 48</b> <i>Resorte Helicoidal dentro del Diafragma del Tanque Hidroneumático</i> .....	114
<b>Figura 49</b> <i>Resorte de Cromo Vanadio A231 Diseñado</i> .....	115
<b>Figura 50</b> <i>Pistón Modificado con Válvula de Admisión y Descarga del Aire Comprimido</i> .....	150
<b>Figura 51</b> <i>Válvula de Admisión de Aire del Ambiente con Filtro de Impurezas y Agua</i> .....	151
<b>Figura 52</b> <i>Válvula de Descarga de Aire Comprimido</i> .....	151
<b>Figura 53</b> <i>Bomba Neumática Diseñada para el Sistema</i> .....	152

<b>Figura 54</b> <i>Tanque Hidroneumático Diseñado para el Sistema de 7.74 m<sup>3</sup>, con su sistema de purgación temporizada de aire comprimido condensado.....</i>	153
<b>Figura 55</b> <i>Purgador con Temporización para la descarga de la pre carga de aire comprimido del tanque cada 2 horas .....</i>	153
<b>Figura 56</b> <i>Vista Superior de la Turbina Pelton dentro del Turbogenerador de 25 kW .....</i>	154
<b>Figura 57</b> <i>Vista Isométrica de la Turbina Pelton dentro del Turbogenerador de 25 kW.....</i>	154
<b>Figura 58</b> <i>Conexiones Subterráneas de Agua entre la carcasa del Turbogenerador de 25kW y la Cisterna de Agua.....</i>	155
<b>Figura 59</b> <i>Sistema de Recarga de Aire Comprimido en los Tanques Hidroneumáticos y Purga de Condensados .....</i>	155
<b>Figura 60</b> <i>Tabla Referencia para conocer el Rating de las tuberías y los accesorios acoplados a ellas mediante la presión y la temperatura del fluido dentro de ellas .....</i>	156

## Índice de tablas

<b>Tabla 1</b> <i>Valoración de Alternativas en Matriz de Decisiones</i> .....	27
<b>Tabla 2</b> <i>Requerimientos del Generador Eléctrico</i> .....	64
<b>Tabla 3</b> <i>Selección de Turbina Hidráulica</i> .....	64
<b>Tabla 4</b> <i>Resultados de Caudal y Presión Necesaria para el Tanque Hidroneumático</i> .....	65
<b>Tabla 5</b> <i>Resultados de Caudal y Presión Necesaria para las Bombas Neumáticas</i> .....	66
<b>Tabla 6</b> <i>Presiones del Aire Comprimido que deben producir los dos tipos de Brazos Mecánicos tomando en cuenta la caída de presión del fluido en las tuberías</i> .....	66
<b>Tabla 7</b> <i>Resultados para Geometría Inicial del Brazo Mecánico para aprovechar la Energía Undimotriz</i> .....	67
<b>Tabla 8</b> <i>Geometría Inicial Propuesta del Brazo Mecánico</i> .....	68
<b>Tabla 9</b> <i>Geometría Final del Brazo Mecánico después de las Iteraciones en la Configuración de las Dimensiones</i> .....	68
<b>Tabla 10</b> <i>Geometría del pistón y Número de Brazos necesarios para una generar aire comprimido a una presión de 433,093 kPa antes de las Simulaciones</i> .....	69
<b>Tabla 11</b> <i>Geometría del pistón y Número de Brazos necesarios para generar aire comprimido a una presión de 1085,572 kPa antes de las Simulaciones</i> .....	69
<b>Tabla 12</b> <i>Geometría del pistón y Número de Brazos necesarios para generar aire comprimido a una presión de 433,09 kPa luego de las simulaciones</i> .....	74
<b>Tabla 13</b> <i>Geometría del pistón y Número de Brazos necesarios para generar aire comprimido a una presión de 1085,572 kPa luego de las simulaciones</i> .....	75
<b>Tabla 14</b> <i>Medidas de las Tuberías Utilizadas en el Sistema</i> .....	84
<b>Tabla 15</b> <i>Tabla de Costos Totales de los Equipos, Componentes, Accesorios e Instalación del Sistema</i> .....	85
<b>Tabla 16</b> <i>Matriz de Vectores Energéticos</i> .....	86

<b>Tabla 17</b> <i>Características del Resorte Diseñado</i> .....	115
<b>Tabla 18</b> <i>Primera Configuración de Geometría del Brazo</i> .....	122
<b>Tabla 19</b> <i>Segunda Configuración de Geometría del Brazo</i> .....	123
<b>Tabla 20</b> <i>Tercera Configuración de Geometría del Brazo</i> .....	124
<b>Tabla 21</b> <i>Cuarta Configuración de Geometría del Brazo</i> .....	125
<b>Tabla 22</b> <i>Quinta Configuración de la Geometría del Brazo</i> .....	126
<b>Tabla 23</b> <i>Sexta Configuración de la Geometría del Brazo</i> .....	127
<b>Tabla 24</b> <i>Dimensiones Preliminares de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos para la producción de aire comprimido a 4 bar en el Sistema</i> .....	131
<b>Tabla 25</b> <i>Dimensiones Finales de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos para la producción de aire comprimido a 4 bar en el Sistema</i> .....	132
<b>Tabla 26</b> <i>Dimensiones Preliminares de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos para la producción de aire comprimido a 10,5 bar en el Sistema</i> .....	136
<b>Tabla 27</b> <i>Dimensiones Finales de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos para la producción de aire comprimido a 10,5 bar en el Sistema</i> .....	137
<b>Tabla 28</b> <i>Resultados Corregidos en la Geometría del Brazo Mecánico</i> .....	141
<b>Tabla 29</b> <i>Dimensiones Preliminares de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos luego de las simulaciones, para la producción de aire comprimido a 4 bar en el Sistema</i> .....	144
<b>Tabla 30</b> <i>Dimensiones Finales de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos luego de las simulaciones, para la producción de aire comprimido a 4 bar en el Sistema</i> .....	145
<b>Tabla 31</b> <i>Dimensiones Preliminares de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos luego de las simulaciones, para la producción de aire comprimido a 10,5 bar en el Sistema</i> .....	148

<b>Tabla 32</b> <i>Dimensiones Finales de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos luego de las simulaciones, para la producción de aire comprimido a 10,5 bar en el Sistema</i> .....	149
<b>Tabla 33</b> <i>Rating de los Accesorios en las Tuberías del Sistema</i> .....	157
<b>Tabla 34</b> <i>Lista de Accesorios y Juntas del Sistema</i> .....	158



# Capítulo 1

## 1.1 Introducción

El cambio climático y sus efectos han afectado a todo el mundo. En la actualidad se han evidenciado eventos climáticos devastadores más a menudo, como las DANAs en Europa, los incendios forestales en Canadá y Estados Unidos. Y la presencia de tormentas cada vez más potentes como la denominada Milton (National Geographic, 2024). Ante esta realidad, el continente americano, no está exento a estos sucesos, donde desde el 2023 hasta mediados de 2024, el fenómeno del Niño ha alterado drásticamente los patrones de lluvia en el continente, provocando una sequía severa que se ha extendido desde el pacífico ecuatorial hasta al río Amazonas en Perú y Brasil (NASA Earth Observatory, 2024). Esta situación ha llevado a Ecuador a enfrentar su peor sequía en 61 años, obligando a la Secretaría Nacional de Riesgos (SNGR) a declarar 19 provincias en alerta roja debido a las condiciones de sequía severa, déficit hídrico y afectaciones a la energía hidroeléctrica. Siendo la más afectada, la provincia del Azuay, que genera el 40% de la energía hidroeléctrica para nuestro país, donde los caudales de los ríos que alimentan los principales embalses de la región, han caído a niveles bajos o de estiaje en tan solo el cuadragésimo segundo día de sequía (SNGR, 2024).

En consecuencia, nuestro país, atraviesa una crisis energética desde hace un mes debido a su alta dependencia en energía hidroeléctrica, que representa el 70.15% de la producción total (Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables, 2019). Ante la dificultad de importar electricidad de países vecinos, como se realizó en anteriores épocas, el gobierno ecuatoriano dispuso, la implementación de cortes eléctricos de hasta 8 horas diarias para evitar un colapso en los embalses (Ministerio del Ambiente, Agua y Transición Ecológica, 2024).

Esto subraya la necesidad urgente del gobierno ecuatoriano de reformar la política energética y combatir la crisis de una manera distinta a lo ya realizado. Ampliar el portafolio de proyectos de expansión energética del gobierno, haciéndolo más diverso en energías renovables y menos dependiente en hidroeléctricas para evitar que esta crisis se repita en el futuro, sería lo más idóneo para lograrlo (Sáenz, 2024). Para esto el primer paso es reducir la excesiva cantidad de proyectos hidroeléctricos en el plan de expansión del Plan maestro de Electricidad del Ecuador, para disminuir la dependencia a la hidroelectricidad. El segundo paso es retomar proyectos del mismo plan de expansión, enfocados en otras energías renovables, que estaban próximos a ejecutarse en 2025 pero han sido pausados debido a la crisis, como el proyecto Aromo de tipo fotovoltaico y Villonaco III de tipo eólico (Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables, 2019). Finalmente, el tercer paso consiste en profundizar las investigaciones en energías como la undimotriz, que actualmente se encuentra en etapas preliminares de estudio.

Dada la situación actual y los antecedentes indicados anteriormente, la solución a la problemática que se propone es el diseño mecánico de un sistema que pueda aprovechar la energía undimotriz en distintos puntos de la zona costera del Ecuador mediante brazos torsores equipados con boyas en un extremo, que estarán en contacto con las olas del mar para captar su energía. Estos brazos crearan la energía mecánica para activar el mecanismo de bombas hidráulicas o neumáticas, permitiendo bombear agua tratada a un tanque hidroneumático. En dicho tanque, el aire comprimido genera presión constante sobre el agua de salida, la cual impulsa los álabes de una turbina Pelton. Este proceso produce energía mecánica suficiente para, al conectarse el árbol de transmisión de la turbina a un generador de 25 kW, generar dicha capacidad eléctrica.

## 1.2 Descripción del Problema

Dada la crisis energética actualmente vive nuestro país, el gobierno nacional ha implementado dos bloques de generación emergentes en el último semestre, que comprenden la compra o alquiler de barcasas flotantes, estaciones privadas de generación termoeléctrica o terrenos para construir nuevas centrales de este tipo (Ministerio de Energía y Minas, 2024). El primer bloque incluyó 100 MW de generación flotante y 241 MW de generación térmica firme, mientras que el segundo bloque sumó otros 250 MW de generación flotante, junto con 588 MW adicionales en instalaciones termoeléctricas provisionales privadas o en futuros proyectos de este mismo tipo de energía (Corporación Eléctrica del Ecuador, 2024).

Esta inclinación hacia las centrales termoeléctricas en las estrategias actuales del gobierno ecuatoriano evidencia la falta de incorporación o planificación de proyectos impulsados por energías renovables, como la solar, eólica o undimotriz, que podrían contribuir a combatir la crisis a pequeña o mediana escala, a pesar de tener muchos proyectos con estas energías en el plan de expansión de generación 2023-2032 del Plan Maestro de Electricidad como los antes mencionados Aromo, Villonaco, y otros como los Bloques 1 y 2 ERNC Fotovoltaico, Eólica y Biomasa que suman una potencia de 1582.6 MW (Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables, 2019).

En el caso de la energía undimotriz ni siquiera existe algún proyecto en el Plan Maestro de Electricidad, debido a que es la menos explorada, donde sus limitaciones como un bajo potencial energético, su dependencia a la variabilidad de las olas, sus altos costos de instalación y mantenimiento (Hernández Santana et al., 2022), han provocado que su estudio quede únicamente en investigaciones preliminares, como el artículo científico “Energy Harnessing Wave in Ecuador” de Ronald Rodríguez y Manuel Chimbo (Rodríguez & Chimbo, 2017), donde, a través de datos

del INOCAR, se estimó el potencial energético de las olas en la costa ecuatoriana, registrando un promedio de 14 kW por metro de ola, una altura promedio de 2 m y un periodo estable de entre 12 y 15 segundos.

Sin embargo, a pesar de que la energía undimotriz tenga muchas limitantes en el país, al comparar nuestro potencial undimotriz con el de proyectos exitosos con dicho tipo de energía, como el "King Island Project" en la isla de Tasmania, Australia, se observa como ellos con un potencial promedio de 30 kW por metro de ola, una altura promedio de 2,5 m y el mismo periodo de ola, han podido acoplar un generador de 200 kW al sistema UNIWAVE200, que al operar a una tasa de conversión del 45%, abastecen de electricidad a un total de 250 viviendas de clase social media (Wave Swell Energy, 2024), otorgándonos una perspectiva de cómo se podrían añadir proyectos como este al Plan Maestro de Electricidad.

A partir de esto, se establece que el potencial energético en el Ecuador, es favorable para el diseño teórico, ya que permitiría acoplar un generador de 25 kW, lo cual, basándonos en datos del INEC sobre el consumo promedio de cada vivienda en zonas costeras rurales (137,4 kWh por mes) y de colegios fiscales (cerca de 500 kWh por mes) (Instituto Nacional de Estadística y Censos, 2023), podrían energizar de forma continua a 100 viviendas de 4 personas por cada una y 2 colegios fiscales de 300 estudiantes en caso de una futura implementación, involucrando un total de 1000 personas beneficiadas. Por lo cual, a pesar de que no equipararía a grandes proyectos de energía eólica, solar o hidroeléctrica, permitiría a muchas familias de pueblos rurales estabilizar su vida sin apagones y brindaría a cientos de niños la oportunidad de retomar sus estudios sin interrupciones, además de ampliar el portafolio de energías renovables en el país.

### 1.3 Justificación del Problema

La Cámara de Comercio de Guayaquil (2024), estima que, por cada hora sin suministro eléctrico, El Ecuador pierde 12 millones de USD, alcanzando al término de la crisis energética, una pérdida total de aproximadamente nueve mil millones de USD. Dicho valor perdido hubiera sido suficiente para financiar completamente proyectos renovables, como los 7 proyectos fotovoltaicos del Mapa Solar establecidos por CELEC EP en su estudio de potencial solar fotovoltaico del Ecuador, que añadirían 1,584 MW a la matriz energética del país con una inversión estimada de 1.6 mil millones de USD (Corporación Eléctrica del Ecuador, 2024); el parque eólico Villonaco III, que generaría 110 MW adicionales con un costo de 181 millones de USD (Corporación Eléctrica del Ecuador, 2019), y el bloque de energía renovable no convencional, que aportaría otros 500 MW mediante fuentes fotovoltaicas, eólicas, biomasa y biogás, valorado en 875 millones de USD (Corporación Eléctrica del Ecuador, 2022). Incluso después de financiar todos estos proyectos, el dinero restante podría destinarse a la construcción de múltiples proyectos de energía undimotriz como el nuestro de 539 mil USD, o como el "King Island Project" de Australia mencionado anteriormente, o el "Proyecto de Ondas del Puerto de Pecém" en Brasil que con una inversión de 2,4 millones de USD generan 50 kW de energía eléctrica (Monteiro et al., 2019), o como el "Proyecto de energía undimotriz en Quequén" en Argentina con una producción de 6MW a partir de 200 brazos con boya que aprovechan la energía de las olas (Jáuregui, 2016).

Estos proyectos de energía undimotriz podrían ser distribuidos a lo largo de la costa ecuatoriana, aprovechando el potencial energético de los mares. Este esfuerzo podría generar hasta 11 MW, abasteciendo de electricidad a 12,500 hogares y 250 colegios, impactando positivamente en la vida de aproximadamente 100,000 ecuatorianos, quienes actualmente enfrentan dificultades para trabajar, estudiar y vivir debido a la crisis energética.

Esta comparación evidencia la oportunidad desaprovechada en Ecuador de diversificar su matriz energética, logrando así cumplir con los compromisos del Acuerdo de París y el Plan Nacional de Mitigación del Cambio Climático, firmados en 2015, cuyo objetivo principal era reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, especialmente de las centrales termoeléctricas (Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables, 2021).

La incorporación de proyectos de energía eólica, solar, biogás, biomasa y undimotriz no solo habría ayudado a seguir cumpliendo estos acuerdos, sino también habría dotado a la red nacional de mayor resiliencia y flexibilidad, generando electricidad suficiente para cubrir lo que actualmente no pueden las centrales hidroeléctricas paralizadas por la falta de recursos hídricos. Sin embargo, el gobierno optó por centrarse en la expansión de proyectos hidroeléctricos, aumentando su participación en la generación de electricidad del 40 % al 70.15 % en los últimos ocho años, provocando una reducción en las demás energías renovables del 3.18% a un 2.64%, lo que ha incrementado la dependencia del recurso hídrico como se observa en la figura 1 (Naranjo, 2023). Con la misma inversión, el país habría contado con una matriz energética equilibrada y menos vulnerable, alineada con las metas de reducción de emisiones y preparada para enfrentar cambios climáticos sin comprometer el abastecimiento nacional.

**Figura 1**

*Evolución de la energía hidroeléctrica y otras energías renovables o no renovables en el Ecuador*

Tipo de Energía	Tipo Central	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022
Renovable	Hidráulica	2.263,89	2.263,89	2.248,09	2.407,61	4.446,36	4.515,96	5.066,40	5.076,40	5.098,75	5.106,85	5.191,30
	Eólica	2,40	18,90	21,15	21,15	21,15	21,15	21,15	21,15	21,15	21,15	53,15
	Térmica Biomasa	101,30	101,30	144,30	144,30	144,30	144,30	144,30	144,30	144,30	144,30	144,30
	Solar Fotovoltaica	0,08	3,90	26,41	25,54	26,48	26,48	27,63	27,63	27,63	27,65	28,65
	Térmica Biogás	-	-	-	-	2,00	7,26	7,26	7,26	7,26	8,32	8,32
<b>Total Renovable</b>		<b>2.367,67</b>	<b>2.387,99</b>	<b>2.439,95</b>	<b>2.598,60</b>	<b>4.640,29</b>	<b>4.715,15</b>	<b>5.266,74</b>	<b>5.276,74</b>	<b>5.299,09</b>	<b>5.308,27</b>	<b>5.425,72</b>
No Renovable	Térmica	3.086,73	3.108,23	3.291,58	3.406,38	3.586,14	3.335,49	3.395,15	3.408,27	3.413,21	3.426,14	3.438,65
<b>Total</b>		<b>5.454,40</b>	<b>5.496,23</b>	<b>5.731,52</b>	<b>6.004,98</b>	<b>8.226,42</b>	<b>8.050,64</b>	<b>8.661,90</b>	<b>8.685,01</b>	<b>8.712,29</b>	<b>8.734,41</b>	<b>8.864,37</b>

**Tabla No. 2-4. Histórico de potencia instalada por tipo de central, período 2012-2022**  
Fuente: Agencia de Regulación y Control de Energía y de Recursos Naturales No Renovables

Nota. Tomado de *Capítulo 2: Situación Actual y Visión del Sector Eléctrico del Plan Maestro de Electricidad*, Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables, 2019, página 16. Fuente: <https://www.recursoyenergia.gob.ec/plan-maestro-de-electricidad/>.

La falta de inversión o de estrategias sólidas en energías como la undimotriz por parte del gobierno ecuatoriano pone en evidencia la razón de la ausencia de proyectos o iniciativas que exploren esta fuente a lo largo de la costa del país. Este vacío es precisamente lo que nuestra tesis busca abordar, estableciendo un primer paso hacia el diseño teórico de un sistema que aproveche la energía de las olas para la generación de electricidad. Con este proyecto, aspiramos a impulsar la exploración de una fuente energética con gran potencial que podría, en los próximos años, contribuir significativamente a la diversificación de la matriz energética de Ecuador, reduciendo la dependencia de fuentes convencionales y aprovechando de manera sostenible los recursos marítimos del país.

## **1.4 Objetivos**

### ***1.4.1 Objetivo general***

Diseñar un sistema de generación undimotriz para zonas costeras del Ecuador, con la finalidad de producción electricidad utilizando análisis de simulación mecánica.

### ***1.4.2 Objetivos específicos***

- Desarrollar el diseño teórico de un sistema de alimentación de agua a presión propulsado por energía Undimotriz para una turbina hidráulica, que se acoplará a un generador de 25 kW.
- Realizar el análisis de simulación de diseño de undimotriz
- Realzar un análisis comparativo utilizando diferentes vectores energéticos

## **1.5 Marco teórico**

### **Energía undimotriz.**

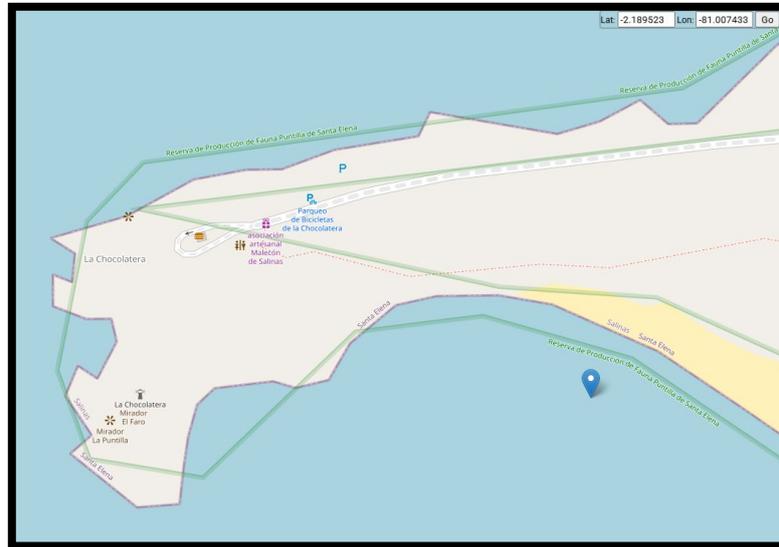
La energía undimotriz es el aprovechamiento de la energía contenida en las olas del océano, esta puede contribuir significativamente a la mezcla energética mundial, aunque su utilización comercial aún es limitada (Rodríguez-Santos & Chimbo-Campuzano, 2017), actualmente es la segunda fuente renovable oceánica con mayor potencial. Se ha estimado que, en ciertas áreas, hasta el 10-20% de la energía de las olas puede ser explotada (Aderinto, 2018).

Para aprovechar correctamente esta energía se tiene que entender la energía mecánica que proviene de las olas del mar es en parte cinética por el movimiento que estas producen y potencial por la altura que llega a alcanzar la ola, esto genera un movimiento periódico en la superficie de las olas.

Como características imprescindibles a tomar en cuenta son la altura de la ola puesto que determina la energía potencial que puede captarse, en caso de Ecuador en la zona de la chocolatera es de 0.85 y 1.2 metros en las zonas costeras como se observa en las figuras 2 y 3, otro factor es el periodo, que viene a ser el tiempo que transcurre entre 2 crestas de olas sucesiva, para Ecuador este periodo es de 8 a 16 segundos en promedio, de estas 2 variables deriva la longitud de onda que es la distancia horizontal entre 2 crestas sucesivas explicado en la figura 4, el promedio en las costas de Ecuador es de 12 metros, adicionalmente se puede determinar la velocidad de la ola con lo que consecuentemente la cantidad de energía cinética que se puede aprovechar de las olas el que tiene un promedio de 9,85 m/s (Rodríguez & Chimbo, 2017).

**Figura 2**

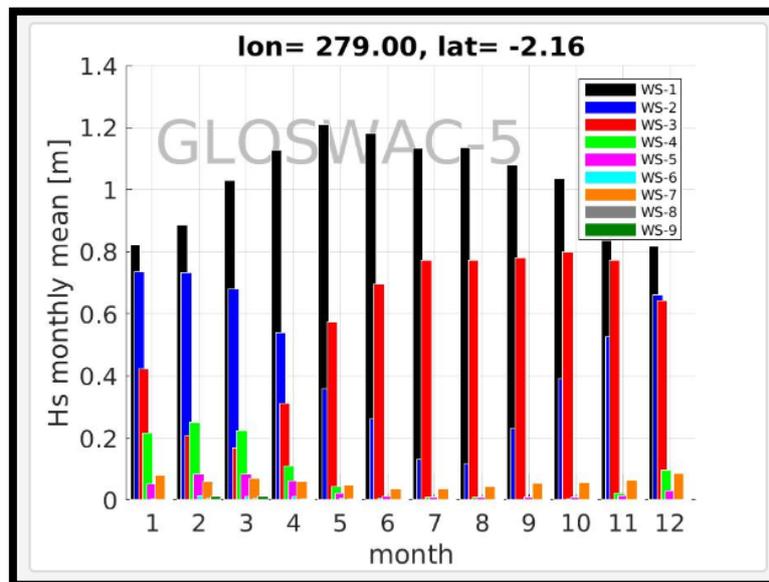
*Punto de Análisis de Olas en "La Chocolatera"*



Nota. Recuperado el 11 de noviembre de 2024, de <https://gloswac.epn.edu.ec/>

**Figura 3**

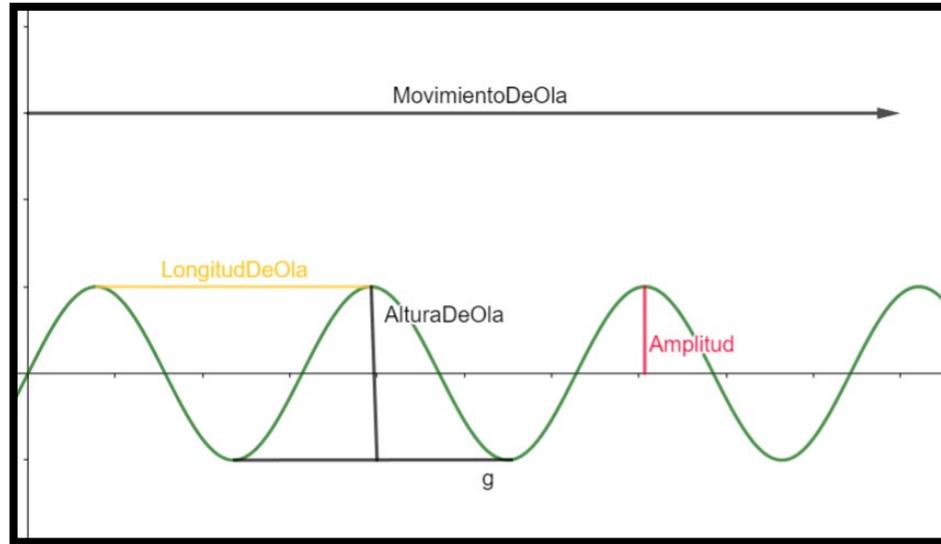
*Estado Anual de la Cresta de Ola en "La Chocolatera"*



Nota. Recuperado el 11 de noviembre de 2024, de <https://gloswac.epn.edu.ec/>

## Figura 4

### *Características de las Olas*



Para la captura de este movimiento se utilizan dispositivos que cambian su estructura dependiendo del propósito final, ya que la energía de movimiento horizontal o vertical de las olas se puede utilizar para la generación de electricidad, energía de movimiento rotacional o aumentar la presión de un fluido (Castaño-Serna & Chica-Arrieta, 2023).

### **Captador de energía de las olas.**

Para el captar el movimiento de las olas y convertirlo en energía mecánica o eléctrica existen variedad de dispositivos (Zhang, Tahir, & Manasseh, 2024), a continuación, se presentan diseños especiales para la captación de energía en las costas.

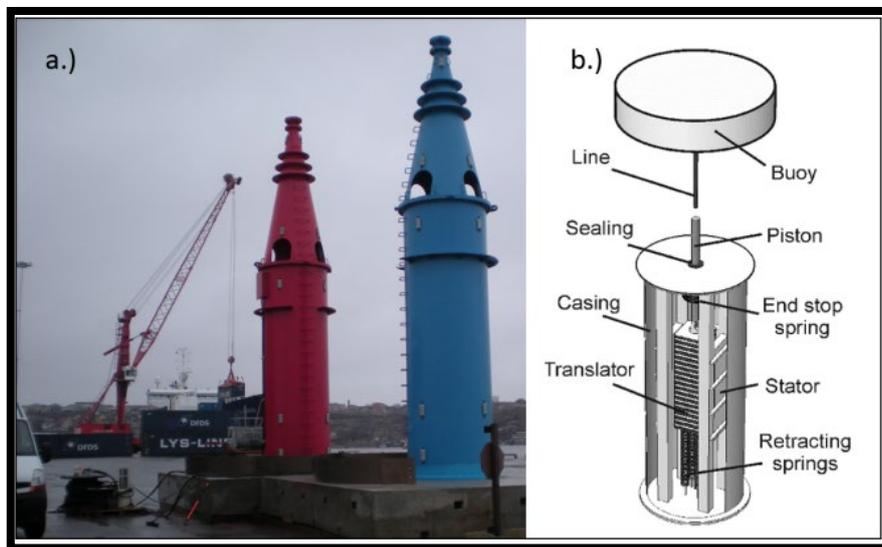
Un sistema captador de olas de punto fijo consta de un cuerpo flotante que se desplaza verticalmente debido a la acción del oleaje, un sistema de extracción de energía (PTO) y un cuerpo de reacción, en este caso el océano, el movimiento del cuerpo flotante se genera por fuerzas hidrodinámicas, flotación y la fuerza externa de las olas. Este movimiento se transfiere al PTO, el cual puede ser un generador lineal que convierte el desplazamiento vertical directamente en

energía eléctrica o un sistema hidráulico que transforma el movimiento en presión hidráulica para accionar un generador eléctrico. El cuerpo flotante está conectado al PTO y al cuerpo de reacción mediante anclajes, asegurando una relación directa entre el desplazamiento de la boya y la fuerza ejercida sobre el sistema de extracción (Núñez-Samper Muñoz, 2017).

La geometría de la boya y la fuerza de amortiguamiento del generador son elementos clave que afectan la cantidad de energía que puede absorber el sistema. El generador como se aprecia en la figura 5 actúa como un amortiguador lineal o no lineal, y la eficiencia del sistema depende del equilibrio entre la masa de las partes móviles, la forma y dimensiones de la boya, y la fuerza de amortiguamiento (Sjökvist et al., 2014).

### Figura 5

*Esquema de la Columna de Agua Oscilante (OWC)*



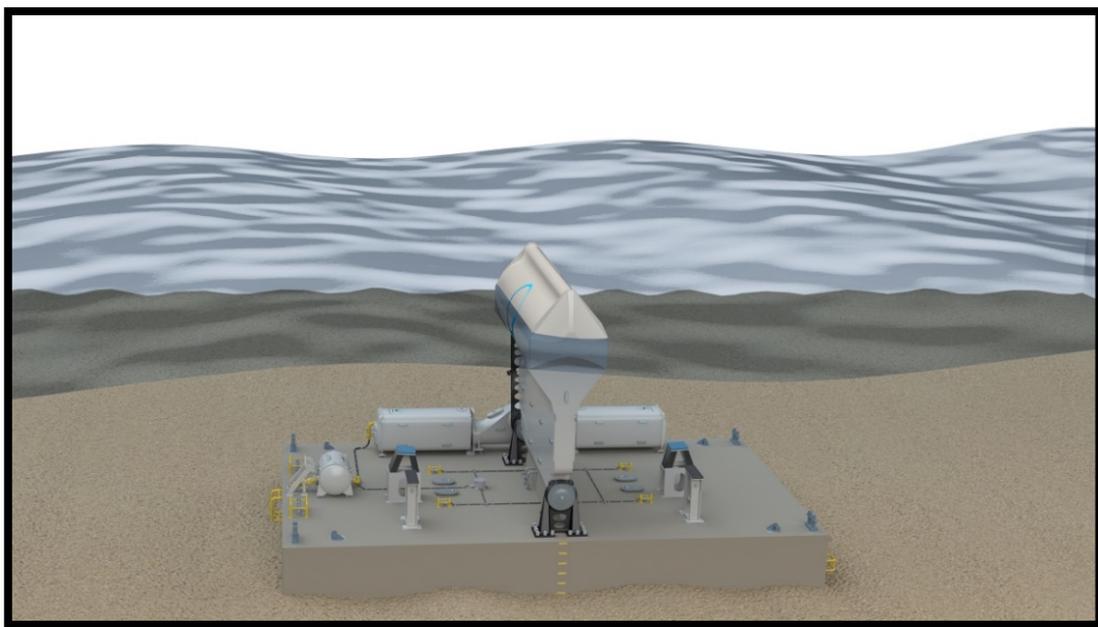
Nota. Tomado de *Wave Energy Conversion through Oscillating Water Columns: A Review*, por Gayathri, R., Chang, J.-Y., Tsai, C.-C., & Hsu, T.-W., 2024. Fuente: <https://doi.org/10.3390/jmse12020342>

El sistema WaveRoller en la figura 6 es un convertidor oscilante de oleaje de surgencia que opera mediante un panel sumergido anclado al fondo marino, el cual oscila debido al movimiento horizontal de las partículas de agua en la zona de surgencia cercana a la costa como se aprecia en la figura 4, este movimiento se transmite a pistones hidráulicos que bombean fluido a alta presión dentro de un circuito cerrado, generando energía mecánica que acciona un motor hidráulico conectado a un generador eléctrico para producir electricidad, mientras el sistema permanece fijo al lecho marino mediante anclajes diseñados para soportar las fuerzas del oleaje (Heath, 2012).

Este opera principalmente en áreas de poca profundidad cerca de la costa, el sistema está diseñado para soportar condiciones extremas del océano y tiene la capacidad de liberar el exceso de energía en oleajes muy energéticos, lo cual mejora su durabilidad y capacidad de supervivencia en ambientes marinos expuestos (Mäki, Vuorinen, & Mucha, 2014).

### **Figura 6**

*WaveRoller instalado en una Central Eléctrica*



Nota. Tomado de *WaveFarm energy generation system*, por AW-Energy, 2021. Fuente: <https://aw-energy.com/pf/2021-wavefarm/>

El mecanismo Simple and Nonstop-Buoyant Arm Wave Energy Converter de la figura 7 funciona mediante una boya flotante que convierte la energía de las olas en energía mecánica, la cual se transfiere a un brazo de palanca para luego transformarse en energía eléctrica. La boya oscila con las olas y actúa según el principio de flotabilidad de Arquímedes, mientras que el brazo de palanca utiliza este movimiento para generar rotación. La energía rotacional se transmite a un generador de imanes permanentes (PMG) mediante un tren de engranajes y un volante de inercia que suaviza las fluctuaciones. Este diseño permite una conversión eficiente de la energía de las olas en electricidad sin la necesidad de bombas hidráulicas o turbinas, haciendo que el sistema sea de bajo costo y fácil de mantener (Athaluri, 2014).

### Figura 7

*Esquema del Diseño del Sistema SAN-BAWEC*



Nota. Recuperado de Energy harvesting from ocean waves by SAN-BAWEC (Simple and Nonstop-Buoyant arm Wave Energy Converter), por Athaluri, S. K., 2014. Fuente: <https://www.researchgate.net/publication/289211431>. Lengua original ingles

## **Sistema de generación hidroeléctrica por almacenamiento de agua a presión.**

Para el sistema propuesto en el proyecto necesitaremos además de la fuente de movimiento que es el captador de energía undimotriz, se requiere de una bomba de pistón, tanque para recirculación, turbina, generador y un tanque hiperbárico. La razón de estos equipos es imitar el funcionamiento de una central hidroeléctrica que convierte la energía potencial del agua almacenada en un embalse en energía eléctrica, el agua fluye desde el embalse a través de conductos llamados compuertas o tuberías forzadas hacia una turbina hidráulica, donde su energía cinética y presión hacen girar las aspas de la turbina, que conectada a un generador producen electricidad (UNIDO & INSHP, 2019). El cambio estaría en aprovechar la presión de un tanque hiperbárico para reemplazar el potencial del agua almacenada, así como utilizar la energía mecánica del mar para impulsar las bombas.

**A) Bomba Neumática.** - Una bomba neumática operada por aire (AOD) funciona gracias a una válvula de aire ubicada en su cámara central. El aire comprimido entra en la válvula y se dirige hacia un lado del diafragma, lo que genera un vacío en un lado y comprime el diafragma en el otro. Los componentes principales de esta bomba incluyen los colectores de succión y descarga, que dirigen el flujo de fluido; los diafragmas, que separan las cámaras de aire y fluido; la válvula de aire central, que regula el movimiento alternativo del aire comprimido; y las bolas y asientos, que actúan como válvulas unidireccionales (Hooton, 2019).

Durante su operación, cuando el aire comprimido genera un vacío en un diafragma, las bolas en el lado de succión se levantan de sus asientos, permitiendo que el fluido entre en la cámara. Al mismo tiempo, las bolas cercanas al colector de descarga se sellan contra sus asientos, evitando el retroceso del fluido. En el diafragma opuesto, que está siendo comprimido, el fluido es empujado hacia el colector de descarga. Las bolas en el lado de succión se sellan contra sus asientos mientras

que las bolas del lado de descarga permiten la expulsión del fluido. Este ciclo se repite de manera continua, garantizando un flujo constante (Hooton, 2019).

**B) Tanque Hidroneumático.** - Un tanque hidroneumático es un componente clave en los sistemas de distribución de agua, diseñado para mantener la presión en la red y evitar fluctuaciones en el flujo del agua. Su funcionamiento se basa en la combinación de aire y agua dentro de un tanque presurizado. A través de una bomba, en este caso la bomba de pistón, el agua se introduce al tanque, lo que comprime el aire en su interior. Este aire comprimido genera presión sobre el agua, forzándola hacia la red de distribución cuando se requiere. Cuando la presión baja a un nivel predeterminado, la bomba se activa para reabastecer el agua y restablecer la presión necesaria (Cruz Sandoval & Ramos Pérez, 2009).

**C) Turbinas Hidráulicas.** - En el caso de las turbinas hidráulicas se dividen en tres tipos principales: las turbinas Pelton, Francis y Kaplan, cada una con características específicas que las adaptan a diferentes condiciones de flujo y altura. La **turbina Pelton**, es ideal para altas alturas y bajos caudales, funcionando eficientemente al aprovechar la energía cinética del agua dirigida en chorros hacia las cucharas del rotor. En contraste, la **turbina Francis** es de reacción y flujo mixto, adecuada para alturas y caudales medios; su diseño permite que el agua llene completamente la carcasa, generando energía a través de cambios en la presión del fluido. Por último, la **turbina Kaplan**, también de reacción, se especializa en trabajar con grandes caudales y bajas alturas, con palas ajustables en sus álabes que optimizan su rendimiento en función de las condiciones del flujo (Çengel & Cimbala, 2014).

**D) Generador Eléctrico.** - En cuanto al generador que se acoplara a la turbina debe transformar esta energía mecánica en energía eléctrica. Al girar la turbina, hace rotar el rotor del

generador, que está rodeado de bobinas de alambre dentro de un campo magnético. Este movimiento rotatorio induce una corriente eléctrica en las bobinas, generando electricidad mediante el principio de la inducción electromagnética. La electricidad generada se transmite a transformadores para ser adaptada a los niveles de voltaje adecuados para su distribución y, finalmente, ser entregada a los consumidores (UNIDO & INSHP, 2019).

## **Capítulo 2**

## 2. Metodología.

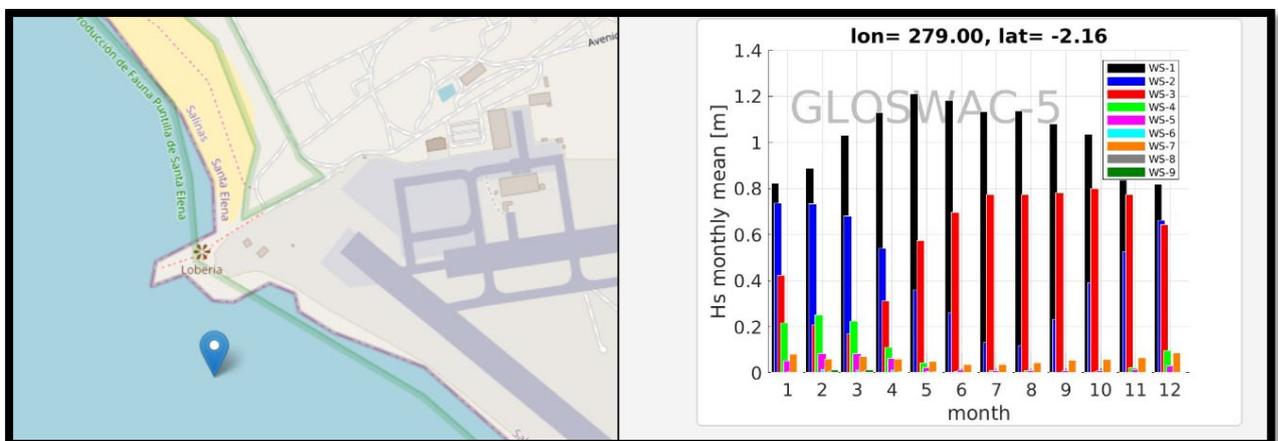
### 2.1 Alternativas de diseño

Para la selección de un diseño a profundizar primero se seleccionó una alternativa que permita llegar a la solución más adecuada considerando las especificaciones y la optimización del rendimiento. En este proyecto se plantearon tres posibles soluciones basadas en la selección de bomba y el movimiento mecánico a transmitir por parte del brazo captador de olas. Considerando que la fuente de la bomba es el movimiento del brazo, además dependiendo de la configuración del brazo se da la posibilidad de transmitir tanto fuerzas axiales como rotacionales. Como ya se ha mencionado el dispositivo captador de olas busca impulsar una bomba hidráulica o neumática, este brindaría un flujo de agua a un tanque hiperbárico que a su vez expulsa agua a una presión constante a una turbina que con un generador acoplado pueda producir electricidad.

Como se aprecia en las figuras 8,9 y 10 en el Ecuador hay altura de ola superior a 1 metro y en promedio suele estar por encima de los 0.8 metros de ola en la mayoría de las provincias, aunque se puede destacar la altura de ola Santa Elena que presenta los mayores promedios, los datos de altura que se presentan sirven para los posteriores cálculos.

### Figura 8

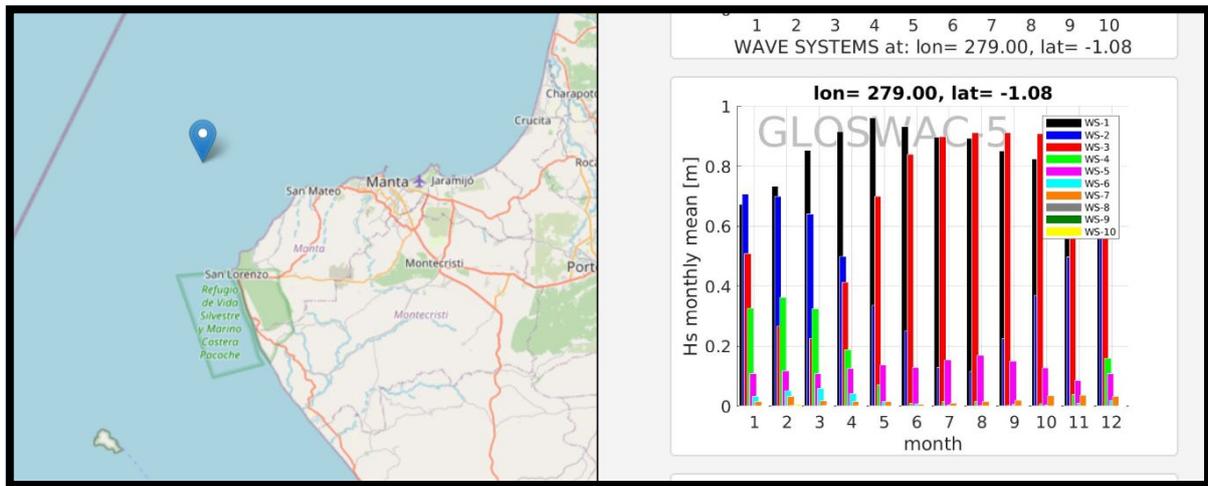
*Altura de Cresta de Ola en la Zona Costera de Salinas*



Nota. Recuperado el 11 de noviembre de 2024, de <https://gloswac.epn.edu.ec/>

**Figura 9**

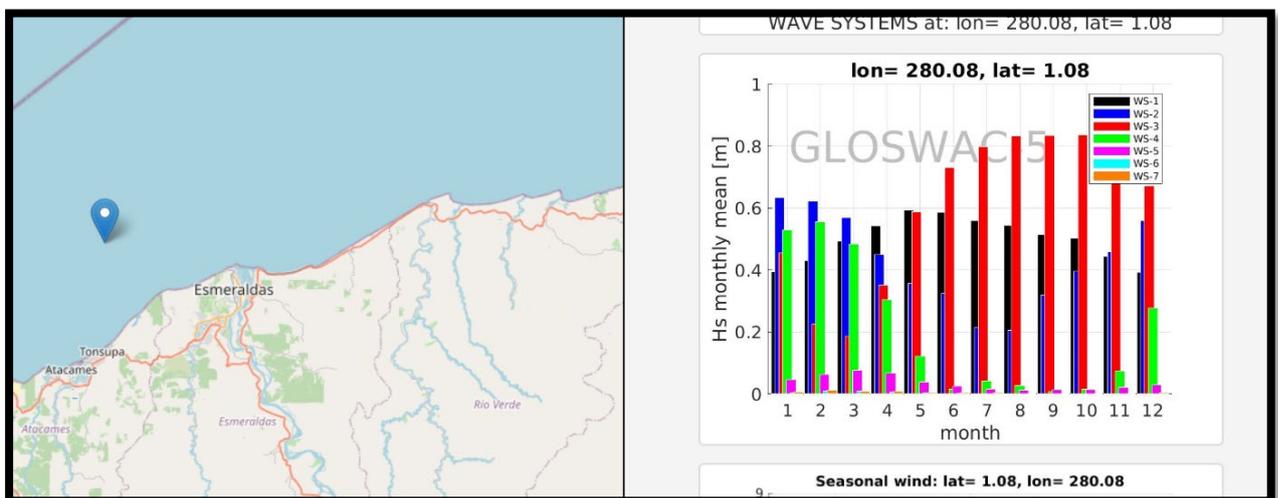
*Altura de Cresta de Ola en la Zona Costera de Manta*



Nota. Recuperado el 11 de noviembre de 2024, de <https://gloswac.epn.edu.ec/>

**Figura 10**

*Altura de Cresta de Ola en la Zona Costera de Esmeraldas*



Nota. Recuperado el 11 de noviembre de 2024, de <https://gloswac.epn.edu.ec/>

Para la referencia inicial del tamaño de ola que tenemos en nuestro país tenemos los reportes de gloswac en los que nos basamos para formar un perfil de las zonas costeras, por cada

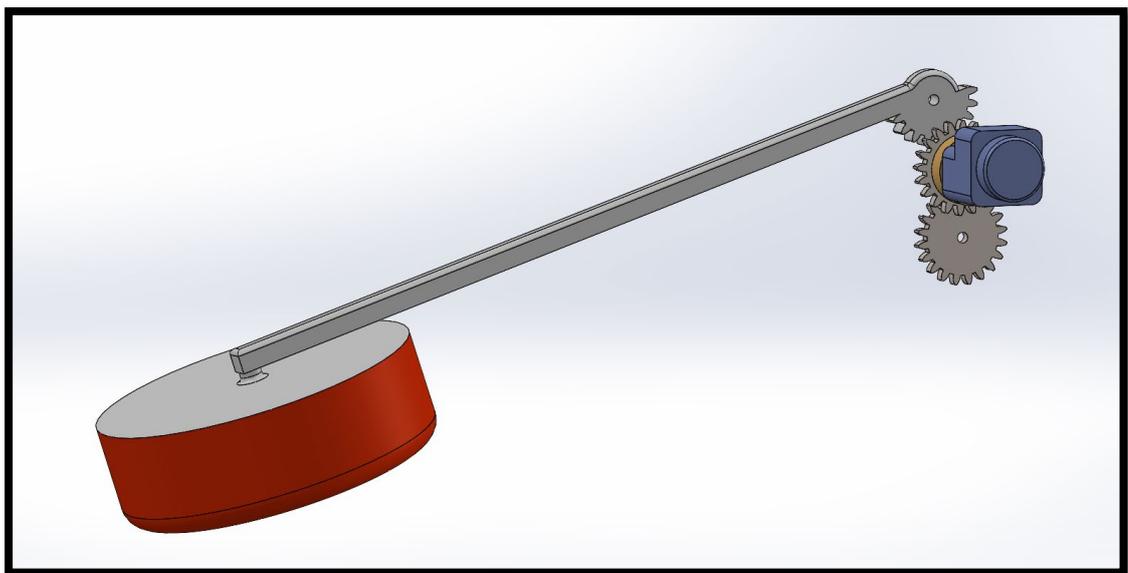
metro de ola tenemos 14 kW/m por lo que se puede estimar la energía potencial por el máximo y mínimo de altura de ola que tienen las provincias costeras en nuestro país.

### 2.1.1 Alternativa 1 ("Sistema de Boya y Volante con Tren de Engranajes")

Para la alternativa 1 cuyo esquema se observa en la figura 12 tuvimos el diseño de una boya que conectada al brazo es encargada de dar el movimiento mecánico a la bomba como se observa en la figura 11, este movimiento oscilatorio del mar que se convierte en un momento angular se capta mediante un tren de engranes y volante como se ve en la figura 13, esto nos permitiría calcular las relaciones de los engranes de acuerdo con las rpm que necesite la bomba, además de tener un volante que se considera necesario puesto que las olas del mar no son regulares, esto permite que las fluctuaciones se convierten en energía almacenada en el volante, que será transmitida a lo largo del tiempo de forma uniforme, finalmente lo que el sistema buscaba es accionar una bomba de pistón que terminara llenando el tanque hidroneumático para posteriormente accionar la turbina.

**Figura 11**

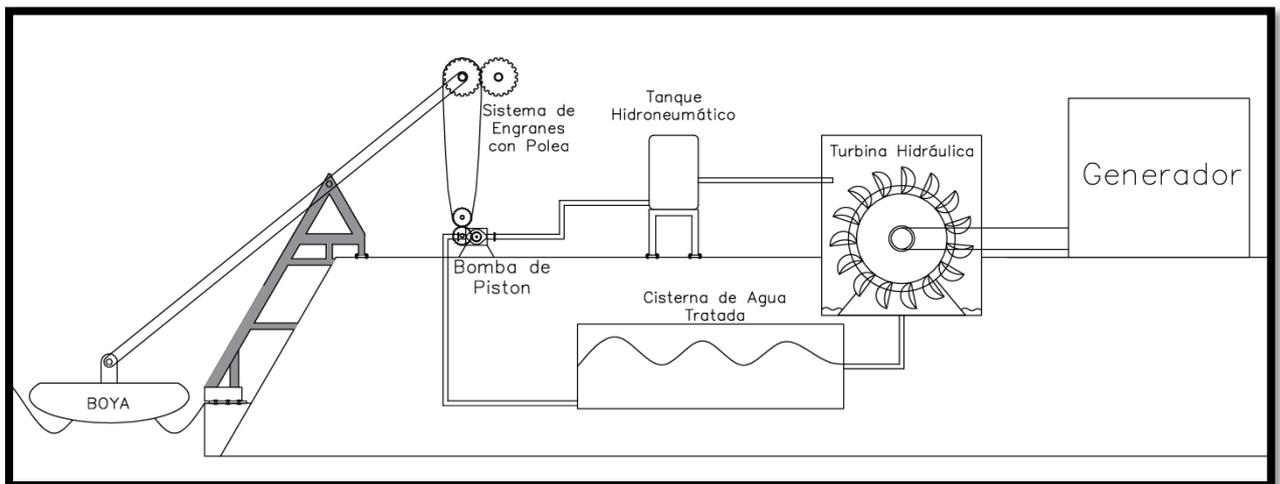
*Esquema de Conexión del Brazo a la Bomba Hidráulica de la Alternativa 1*



Nota. El tren de engranajes convierte el movimiento oscilatorio del brazo en un movimiento rotacional para una bomba de pistón.

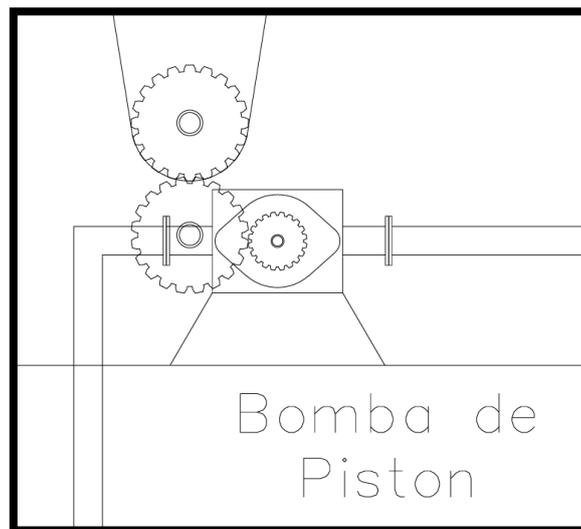
**Figura 12**

Alternativa 1 (Esquema del Sistema de Boya y Volante con Tren de Engranajes)



**Figura 13**

*Esquema del Acople entre el Sistema de Engranaje y el Árbol de Transmisión de la Bomba de Pistón*

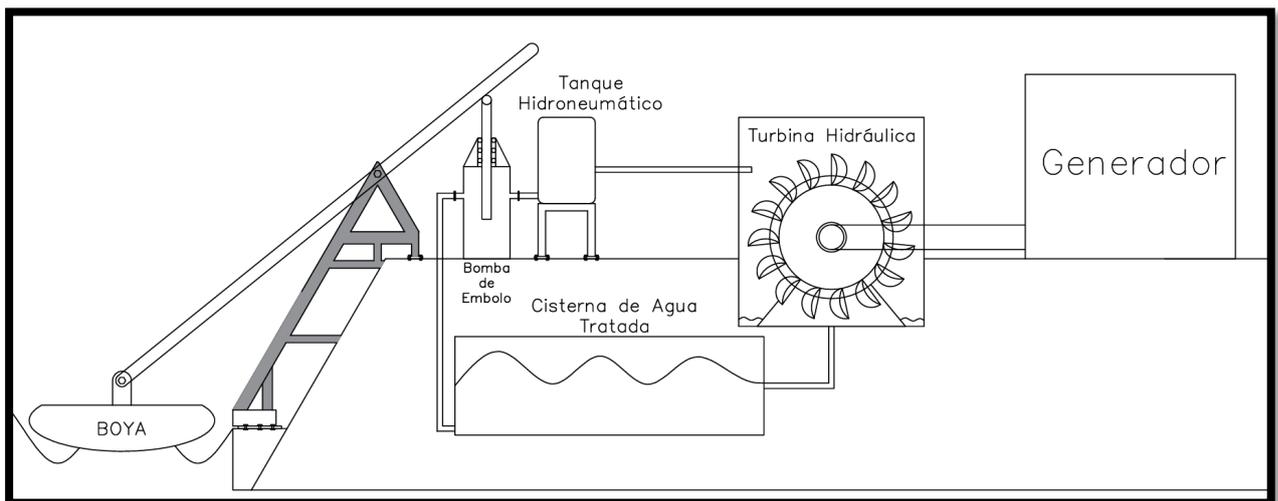


### 2.1.2 Alternativa 2 ("Sistema de Boya con Balancín y Bomba de Émbolo")

En esta opción se planteó que el movimiento oscilatorio del brazo sea transmitido como una fuerza axial vertical, La boya está conectada a un balancín, que es una palanca horizontal apoyada en un punto de pivote central, similar a la alternativa 1 como se observa en la figura 14. En el otro extremo del balancín, hay un rodillo que se mueve hacia arriba y hacia abajo en una guía vertical. Este rodillo está conectado a una barra que convierte el movimiento oscilante del balancín en un movimiento alternativo vertical. Esta barra está conectada a un mecanismo de bombeo, produciendo un movimiento alternativo que permite la succión y descarga de agua, que se da por válvulas conectadas dentro del mecanismo lo que permite el flujo de agua al tanque hiperbárico, en este punto la generación de energía se daba de manera similar a la anterior con el flujo de agua a presión y el uso de una turbina.

**Figura 14**

*Alternativa 2 (Esquema del Sistema Con Brazo Mecánico y Balancín que acciona una Bomba de Émbolo)*



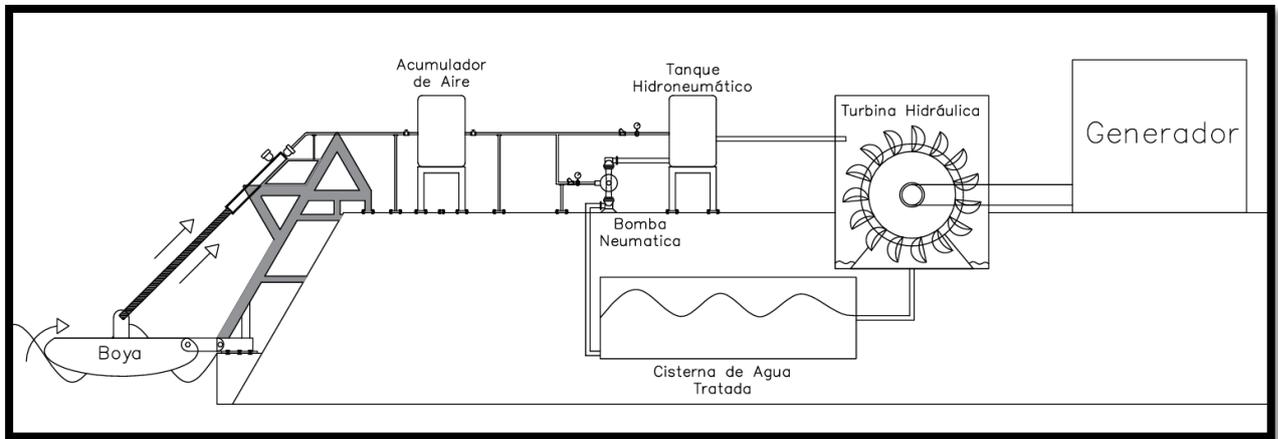
Nota. El balancín se conecta a la bomba de émbolo mediante un rodillo, permitiendo que este transporte agua desde la cisterna hacia el tanque hiperbárico.

### **2.1.3 Alternativa 3 ("Sistema de Boya con Pistón Neumático")**

En esta opción que se observa en la figura 15, se planteó una boya, que cuando la ola la baje, el pistón se expandiría aumentando el volumen en la cámara interna y abriendo una válvula de admisión de aire conectada a la cámara, luego cuando la ola suba el pistón se comprimiría reduciendo el volumen en la cámara y aumentando en gran manera el aire, hasta tener aire comprimido, luego al llegar al punto máximo de compresión una válvula de salida transportaría ese aire a un tanque acumulador de aire comprimido. Este tanque recibiría dicho aire comprimido y lo enviaría a dos tipos de equipos, el tanque hidroneumático para la precarga y la bomba neumática. Gracias al aire comprimido que llegaría a la bomba neumática, esta sería capaz de succionar agua tratada de una cisterna subterránea, y enviarla al tanque hidroneumático, donde gracias al aire comprimido que se encuentra allí, el agua aumentaría su presión y velocidad, por lo que al ser expulsada por el tanque hiperbárico directamente a los alabes de la turbina del sistema, el árbol de transmisión de la turbina empezaría a rotar continuamente, transformando energía hidráulica en mecánica. Gracias a esto, se podría acoplar este árbol a un generador de electricidad, donde la energía mecánica será transformada en eléctrica. Hay que tomar en cuenta que el agua tendría un ciclo continuo, ya que luego de hacer funcionar a la turbina, esta cae en una cámara que manda el agua de nuevo a la cisterna, para que sea succionada por la bomba neumática.

**Figura 15**

*Alternativa 3 (Esquema del Sistema con un Pistón Modificado que al Comprimirse y Expandirse genera Aire Comprimido)*



Nota. El aire comprimido es enviado del acumulador de aire hacia la bomba neumática y el tanque hiperbárico, donde una válvula de alivio antes de la entrada de ambos equipos regula la presión del aire comprimido a la óptima del proceso.

## 2.2 Selección del diseño

Para la decisión de la mejor alternativa realizamos una matriz en la tabla 1 que prioriza 3 aspectos que consideramos más importantes en un diseño, las cuales son la facilidad de mantenimiento, instalación y eficiencia energética, ya que estos factores implicaban el costo inicial. En cuanto a la facilidad de mantenimiento se consideró que al tener mayores piezas móviles la alternativa 3 tiene una mayor dificultad de mantenimiento, aun así, la alternativa 1 con un tren de engrane estaría con una puntuación similar. Por otro lado, un factor determinante es la instalación, en este el diseño más sencillo y modular era la alternativa 2 por lo que se llevó una mayor puntuación. La característica más importante fue la eficiencia energética donde la alternativa 3 superó a las demás, ya que el aire comprimido proviene del brazo mecánico en contacto con el mar mientras que en las alternativas restantes se necesitaba de una fuente externa lo que restó puntos a ambas opciones.

En los otros aspectos, con menor valor, la alternativa 3 también tuvo un gran destacamento, como lo fue la autonomía energética, que reflejaba los recursos externos que requieren las alternativas para funcionar, la resistencia a la corrosión que reflejaba la duración del diseño, lo que en parte generaba más problemática por la exposición a la salinidad del agua, donde la alternativa 3 se llevó un mayor puntaje porque tenía una menor cantidad de piezas expuestas. Por otro lado, las alternativas 2 y 3 destacaron al tener una alta confiabilidad operativa sin la constante supervisión humana de estas estructuras, a diferencia de la alternativa 1, cuyo sistema sería mucho más difícil de sincronizar en cuestión del tren de engranes.

Al haber culminado el proceso de la matriz de decisión de la tabla 1, se estableció que la mejor alternativa para continuar nuestro proceso de diseño fue la alternativa 3, que con un puntaje de 68 puntos fue la mejor, tomando en consideración los 6 criterios técnicos con los que se trabajó para seleccionar la mejor alternativa.

**Tabla 1**

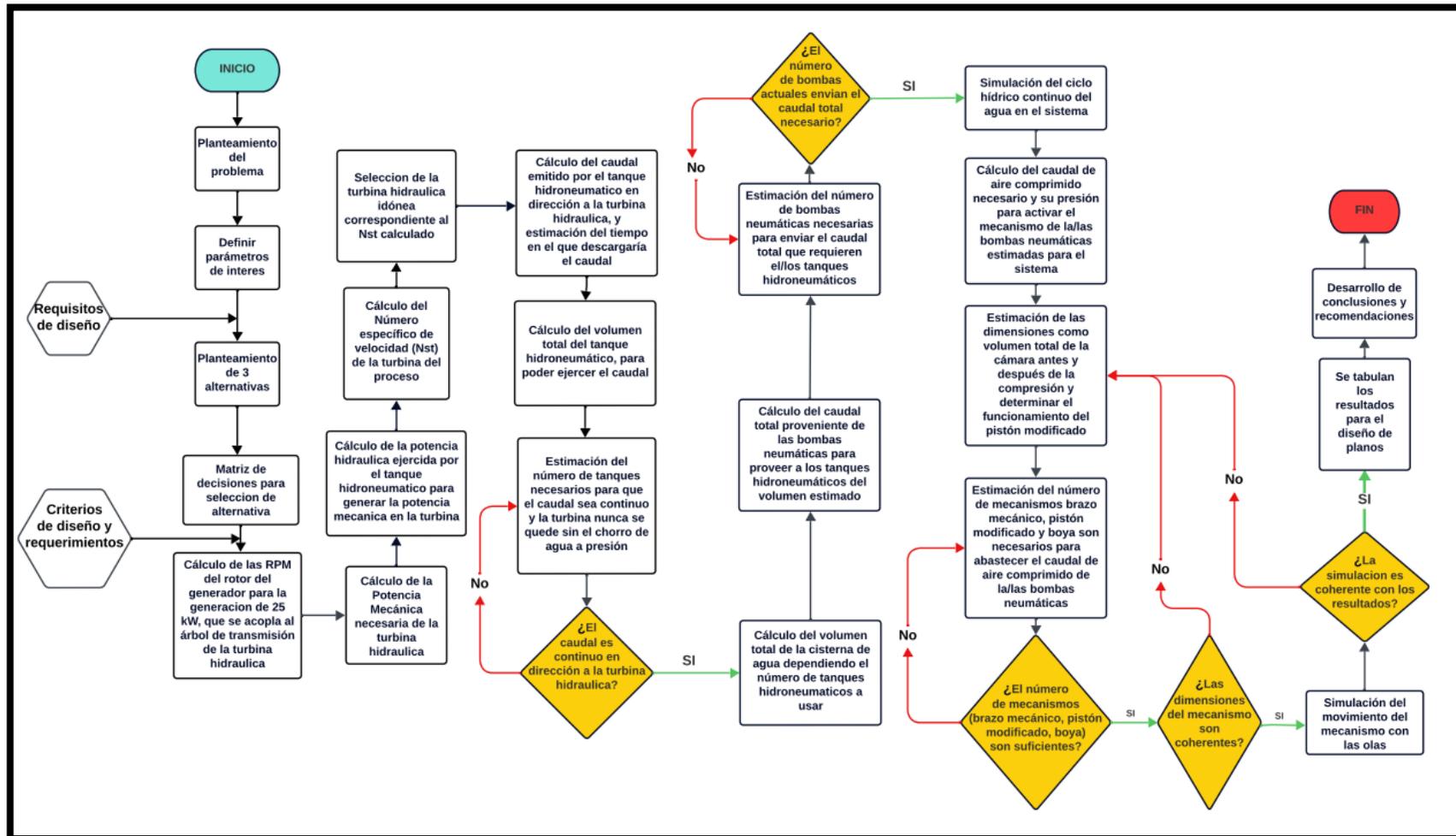
*Valoración de Alternativas en Matriz de Decisiones*

Nº	Criterios técnicos	Peso (%)	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
1	Facilidad de mantenimiento	20	10	10	7
2	Instalación	20	10	15	10
3	Autonomía energética	10	7	7	10
4	Eficiencia energética	25	15	15	20
5	Resistencia a la corrosión	10	5	5	8
6	Confiabilidad Operativa	15	10	13	13
<b>Suma Total</b>		100	57	65	<b><u>68</u></b>

## 2.3 Diagrama de flujo

Figura 16

Diagrama de Flujo para Diseño de un Sistema de Generación Eléctrica usando Energía Undimotriz



En la figura 16 en el diagrama de flujo se describió un proceso estructurado con el concepto de ingeniería inversa con un análisis profundo en las energías que necesita el diseño del sistema de generación de electricidad basado en energía undimotriz para generar los 25kW. Este sistema integró diversas etapas metodológicas, comenzando con el planteamiento del problema hasta la validación de resultados mediante simulaciones.

El proceso inició con la definición de los parámetros de interés y del problema a resolver, como las características del oleaje y las condiciones de diseño. Para que posteriormente, se generarán alternativas, considerando diferentes configuraciones para los componentes principales: el brazo torsor, la bomba que transportaba el agua de la cisterna al tanque hidroneumático, el tanque hidroneumático y la turbina hidráulica. Para luego evaluar estas alternativas a través de una matriz de decisiones, aplicando criterios de diseño previamente establecidos.

Al haber elegido la alternativa final, el siguiente paso incluyó cálculos para determinar los caudales, volúmenes y número de equipos para poder generar las diferentes energías eléctrica, mecánica, hidráulica y neumática que participan en los equipos como la turbina, el generador, el tanque hidroneumático y la bomba neumática. Con estos cálculos es que se tuvo la posibilidad de calcular las dimensiones del brazo torsor y la selección del tipo de la turbina hidráulica. Los resultados obtenidos fueron validados mediante simulaciones iterativas para garantizar la coherencia entre las dimensiones calculadas y las especificaciones técnicas.

El flujo continuo hacia el análisis del comportamiento del sistema en condiciones dinámicas, simulando el movimiento del brazo con el oleaje. En caso de inconsistencias, se regresaba a etapas previas para ajustar los parámetros. Finalmente, se tabularon los resultados obtenidos para el diseño de planos, además se presentaron las conclusiones y recomendaciones,

las cuales establecieron las directrices para la implementación del sistema en zonas costeras específicas.

## **2.4 Diseño conceptual y Funcionamiento del Sistema**

La alternativa seleccionada para el diseño de nuestro sistema de generación de electricidad aprovechando la energía undimotriz fue la opción 3. Su funcionamiento iniciaba con el uso de los brazos mecánicos con pistones modificados aprovechando la energía undimotriz para dos propósitos, el primero es generar el aire comprimido para poner en operación las bombas neumáticas, y el segundo es generar el aire comprimido para recargar los diafragmas de los tanques hidroneumáticos cada 2 horas.

Estas bombas neumáticas utilizaban el aire comprimido para succionar agua tratada desde una cisterna subterránea y transferirla a los tanques hidroneumáticos. Ya en estos tanques, el aire comprimido que se encuentra en los diafragmas como una precarga incrementaba tanto la presión como la velocidad del agua, debido a que el aire comprimido en el diafragma del tanque generaba una fuerza de compresión al agua que va entrando, por lo que al ser un líquido incompresible el agua no podía disminuir su volumen, pero sí aumentaba su temperatura y presión.

Hay que tomar en cuenta, que, en cuestión de los tanques hidroneumáticos, se eligió tener 2 grupos de trabajo continuo en los procesos de llenado, compresión y expulsión de agua a presión, para que mientras un grupo de tanques hacen el proceso, el otro grupo se estén recargando con agua y en caso de ser necesario recargar el aire comprimido de la precarga, luego de un número considerable de procesos, para evitar pérdida de presión en la salida del agua hacia la turbina hidráulica.

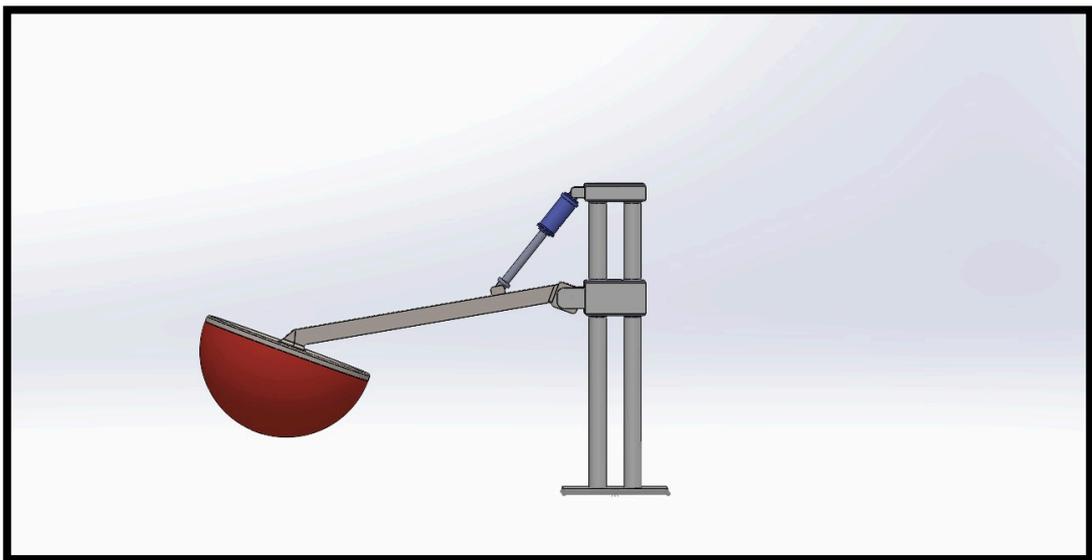
El agua presurizada es expulsada de los tanques hidroneumáticos hacia los álabes de una turbina hidráulica, donde su energía cinética se convertía en energía mecánica rotacional en el árbol de transmisión de la turbina. Este movimiento mecánico se acopló a un generador eléctrico, transformando la energía mecánica en energía eléctrica utilizable.

El sistema mantiene un ciclo cerrado, ya que el agua, tras accionar la turbina, se recolectaba en una cámara y redirigida nuevamente a la cisterna.

En las figuras 17, 18, 19, 20 y 21 se elaboraron diseños iniciales representativos de cómo se tenía pensado realizar el sistema. Para que se tuviera una perspectiva inicial de lo que nuestro diseño propone.

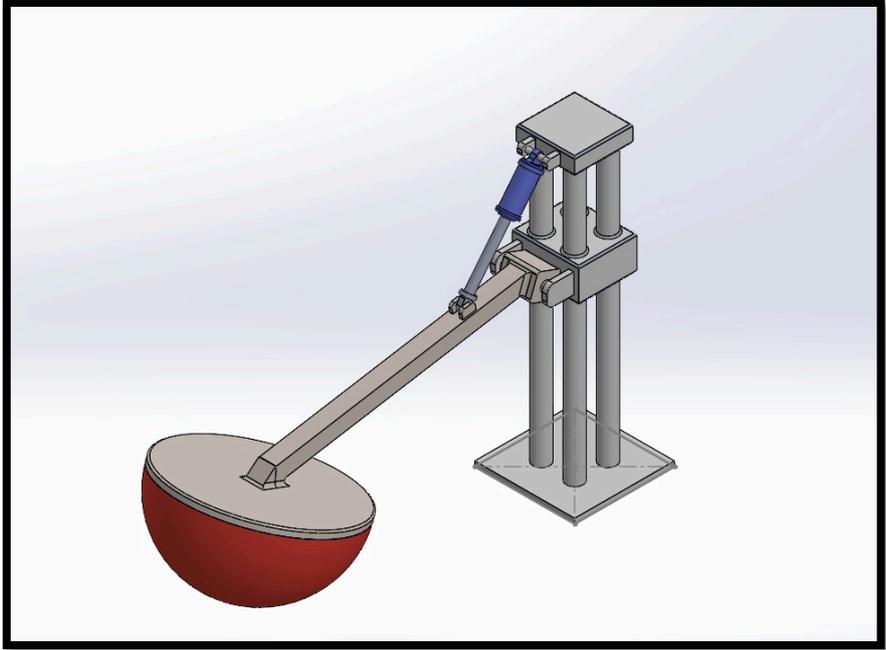
### **Figura 17**

*Vista Lateral del Diseño Conceptual del Brazo Mecánico acoplado al Pistón donde se generará el aire comprimido*



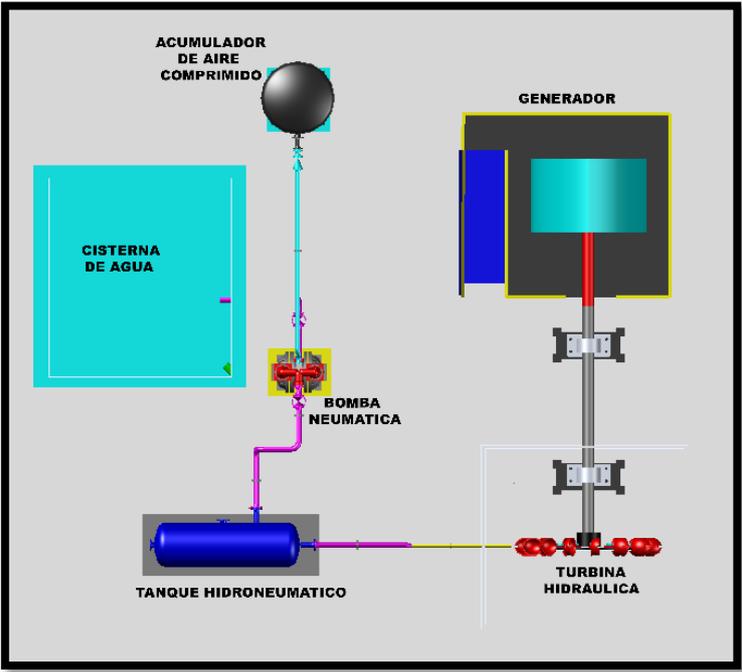
**Figura 18**

*Vista Isométrica del Diseño Conceptual del Brazo Mecánico acoplado al Pistón donde se generará el aire comprimido*



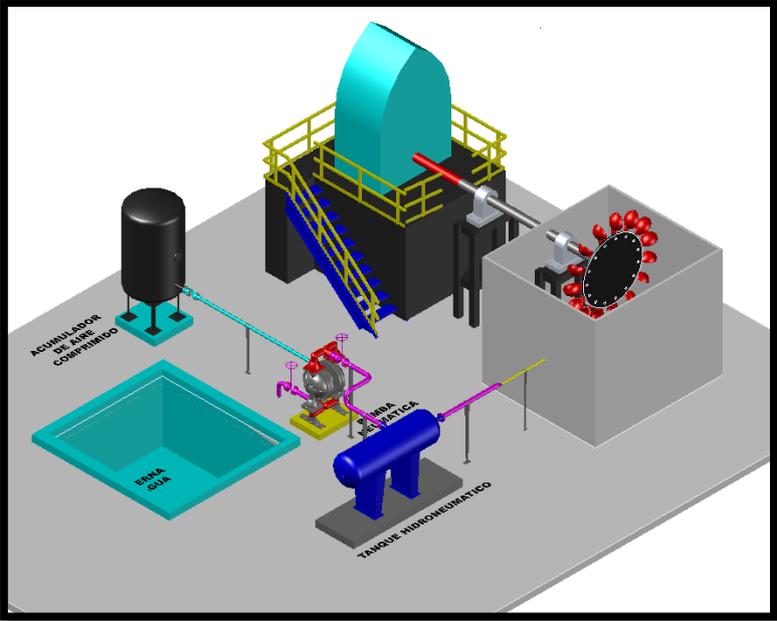
**Figura 19**

*Vista Superior de la Distribución de Equipos del Ciclo Hidrico que alimenta la Turbina Hidráulica acoplada al Generador Eléctrico de 25kW*



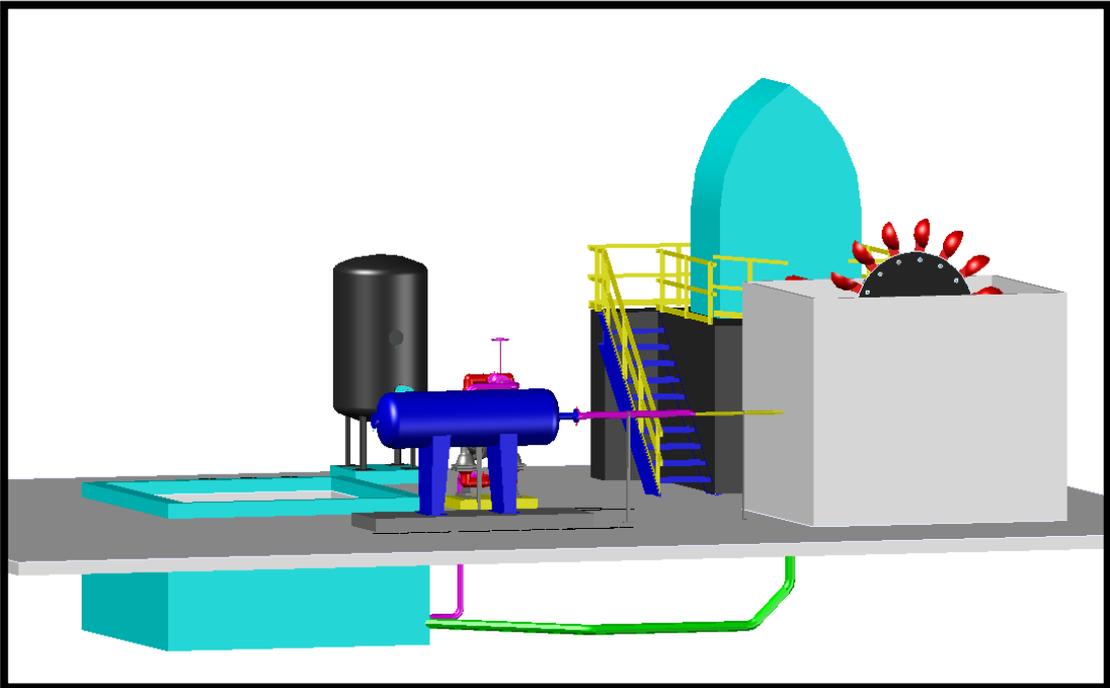
**Figura 20**

*Vista Isométrica del Diseño Conceptual del Ciclo Hídrico que alimenta la Turbina Hidráulica acoplada al Generador Eléctrico de 25kW*



**Figura 21**

*Vista Completa del Diseño Conceptual del Ciclo Hídrico mostrando las tuberías enterradas y la parte subterránea de la Cisterna*



## **2.5 Metodología de diseño**

### **2.5.1 Criterio de diseño**

#### **2.5.1.1 Definiciones de diseño**

Antes del diseño del sistema fue obligatorio definir criterios que se usan para aproximar los cálculos a la realidad:

*-Material del Brazo: Acero Inoxidable AISI 316*

*-Material de las Tuberías: Acero Inoxidable ASTM A182 Gr F304*

*-Método de ingeniería inversa para definir todas las variables del sistema a partir de la potencia eléctrica que se desea producir en el generador de 25 KW.*

*-Lugar analizado para el sistema: Zonas alrededor de “La Chocolatera”, Salinas, Ecuador.*

#### **2.5.1.2 Asunciones**

Para el diseño de nuestro sistema se realizaron las siguientes asunciones para los cálculos posteriores:

*-Las condiciones del oleaje fueron estacionarias durante el análisis, es decir, se consideró un patrón de olas constante en frecuencia y amplitud.*

*-Se asumió una eficiencia del generador de 0.8, una eficiencia del sistema de transmisión mecánica de 0.95 y una eficiencia de la turbina de 0.85.*

*-El sistema operaba con una presión constante del agua de 15 bar para garantizar el correcto funcionamiento de la turbina.*

-Se consideró una frecuencia de salida eléctrica de 60 Hz, consistente con los estándares de generación eléctrica del país.

-Las partes expuestas al agua de mar presentaban resistencia a la corrosión suficiente para garantizar una operación continua sin deterioro significativo.

-Las pérdidas energéticas debido a fricción y turbulencia en las conducciones de agua se consideraron despreciables.

-El tiempo de descarga total del tanque hidroneumático fue de 2 min.

-El caudal volumétrico de nuestra bomba neumática fue de 0.4 m<sup>3</sup>/min.

-El caudal de aire comprimido de cada bomba neumática fue de 2.7 m<sup>3</sup>/min.

## 2.5.2 Descripción de diseño

### 2.5.2.1 Calculo de Velocidad del rotor del generador acoplado al árbol de transmisión de la turbina hidráulica

Según Velázquez Martí (2021), la velocidad del generador se define como la velocidad a la que debe operar un alternador para que la frecuencia de la tensión de salida coincida con la frecuencia nominal del sistema, que en nuestro país es de 60 Hz. Esta velocidad depende directamente del número de polos del alternador, por lo cual se usó el valor de 4 al ser común en la industria y se calculó utilizando la siguiente ecuación:

$$N_s = \frac{120 * f}{N_p} \quad (2.1)$$

Donde:

$N_s$ : Velocidad síncrona [rpm]

$f$ : frecuencia [Hz]

$N_p$ : Numero de polos

### 2.5.2.2 Cálculo de la Potencia Mecánica necesaria de la Turbina

La potencia mecánica de la turbina, en el contexto de nuestro proceso de ingeniería inversa, se definió como la energía mecánica entregada por unidad de tiempo desde la turbina al generador. Esta potencia sería transformada por el generador en potencia eléctrica de salida, un proceso cuya eficacia se midió mediante la eficiencia del generador (Çengel & Cimbala, 2006, p. 182). La eficiencia del generador se expresa como el cociente entre la potencia eléctrica generada y la potencia mecánica de entrada, representada matemáticamente por la ecuación 2.2. Luego de despejar la ecuación 2.2, obtuvimos la ecuación 2.3 de la potencia mecánica, aumentando una eficiencia adicional que es la eficiencia de transmisión mecánica entre el árbol de transmisión de

la turbina y el rotor del generador, para tener en cuenta las pérdidas por fricción entre el acople de estos dos elementos:

$$\eta_{\text{generador}} = \frac{\text{Salida de Potencia Eléctrica}}{\text{Entrada de Potencia Mecánica}} \quad (2.2)$$

$$W_{\text{mecánica}} = \frac{\dot{W}_{\text{eléctrica}}}{\eta_{\text{generador}} * \eta_{\text{transmisión}}} \quad (2.3)$$

Donde:

$\dot{W}_{\text{mecánica}}$ : Potencia mecánica de la turbina [kW]

$\dot{W}_{\text{eléctrica}}$ : Potencia eléctrica del generador [kW]

$\eta_{\text{generador}}$ : Eficiencia del generador

$\eta_{\text{transmisión}}$ : Eficiencia mecánica en el acople del árbol de transmisión de la turbina y el rotor del generador

### 2.5.2.3 Cálculo de la Potencia Hidráulica

Para calcular la potencia hidráulica necesaria provista del tanque hidroneumático a la turbina hidráulica, se partió de la eficiencia de una turbina hidráulica que se definió en la ecuación 2.4 como el cociente entre la potencia de flecha de salida y la potencia útil o de entrada necesaria. En este contexto, la potencia útil  $\dot{W}_{\text{potencia útil}}$  se identificó como la potencia hidráulica  $\dot{W}_{\text{hidráulica}}$  que el agua a presión otorga a la turbina, mientras que la potencia de flecha  $\dot{W}_{\text{flecha}}$  correspondió a la potencia mecánica generada por la turbina  $\dot{W}_{\text{mecánica}}$ . Asociando esta relación a la ecuación de eficiencia, pudimos calcular la potencia hidráulica a partir de la potencia mecánica mediante la ecuación 2.5 (Çengel & Cimbala, 2006, p. 791):

$$\eta_{turbina} = \frac{\dot{W}_{flecha}}{\dot{W}_{potencia\ útil}} = \frac{\dot{W}_{mecánica}}{\dot{W}_{hidráulica}} \quad (2.4)$$

$$\dot{W}_{hidráulica} = \frac{\dot{W}_{mecánica}}{\eta_{turbina}} \quad (2.5)$$

Donde:

$\dot{W}_{mecánica}$ : Potencia mecánica de la turbina [kW]

$\dot{W}_{hidráulica}$ : Potencia hidráulica del chorro de agua a presión [kW]

$\eta_{turbina}$ : Eficiencia de la turbina hidráulica

#### 2.5.2.4 Cálculo del número específico de velocidad de la turbina

La velocidad específica de la turbina es un parámetro adimensional clave en el diseño y selección de turbinas, ya que permite relacionar la velocidad de rotación, la potencia hidráulica y la altura de caída del agua en un sistema hidráulico. Este parámetro se utiliza ampliamente para identificar el tipo de turbina más adecuado para una aplicación específica como la de este proyecto, ya que su valor indica si una turbina de impulso, Francis o Kaplan es la mejor opción como se observa en la figura 22. En las unidades de Estados Unidos, la velocidad específica se calcula mediante la ecuación 2.6 (Çengel & Cimbala, 2006, p. 799). Ahora bien, en este proyecto no tuvimos altura de caída del agua, puesto que el agua a presión equiparará esta función, es por ello que gracias a la ecuación 2.7 de presión hidrostática pudimos reemplazar la altura de caída de agua por una relación entre la presión, la gravedad y la densidad del agua, con lo que finalmente se obtuvo la ecuación del número específico de la velocidad de la turbina hidráulica que necesitábamos como se muestra a continuación:

$$N_{St,Us} = \frac{(\dot{n}, rpm) * (bhp, hp)^{\frac{1}{2}}}{(H, ft)^{\frac{5}{4}}} \quad (2.6)$$

$$Presión\ Hidrostática = \rho g H \rightarrow H = \frac{P_{hidrostática}}{\rho g} \quad (2.7)$$

$$N_{St,Us} = \frac{(\dot{n}, rpm) * (bhp, hp)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{P_{hidrostática}}{\rho g}, ft\right)^{\frac{5}{4}}} \quad (2.8)$$

Donde:

$N_{St,Us}$  : Velocidad específica de la turbina necesaria para el sistema

$\dot{n}$  : Velocidad de rotación del árbol de transmisión de la turbina [rpm]

$bhp$  : Potencia hidráulica [hp]

H: Altura de caída del agua [ft]

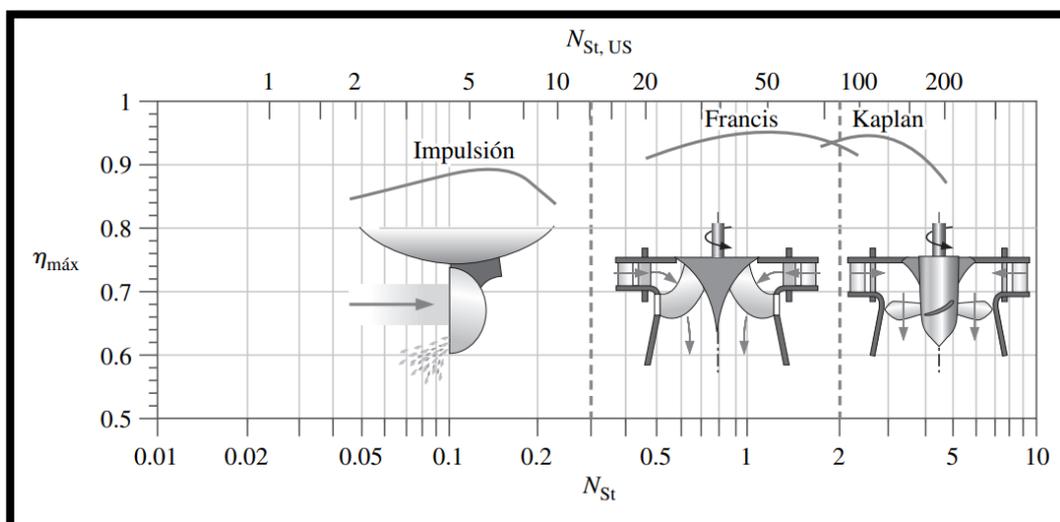
$P_{hidrostática}$  : Presión del chorro de agua en dirección a los álabes de la turbina  $\left[\frac{lbf}{ft^2}\right]$

$\rho$  : Densidad del agua  $\left[\frac{slugs}{ft^3}\right]$

$g$  : Gravedad  $\left[\frac{ft}{s^2}\right]$

## Figura 22

Escalas horizontales en función de la velocidad específica para elegir el tipo de turbina idónea del sistema analizado



Nota: Gráfica de parámetros de funcionamiento de turbinas de Impulso, Francis y Kaplan en función de la velocidad específica. Tomado de *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones* (p. 799, capítulo 14), por Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M., 2006, McGraw-Hill/Interamericana Editores.

La velocidad específica está en dos escalas la adimensional  $N_{St}$  y en unidades usuales de Estados Unidos  $N_{St,US}$ . En nuestro caso, si la velocidad específica daba menor a 10 se elegía una turbina Pelton, si era entre 10 y 100 una turbina Francis, o, por último, si resultaba entre 100 y 250 se elegiría una turbina Kaplan (Çengel & Cimbala, 2006, p. 799).

### 2.5.2.5 Cálculo del caudal necesario emitido por el tanque hidroneumático en dirección a la turbina hidráulica

Para obtener el caudal necesario en dirección a la turbina hidráulica, partimos de la ecuación de la potencia útil o hidráulica de la ecuación 2.9 en la cual se la definía como la tasa de energía proporcionada por el fluido que acciona la turbina, allí al reemplazar la ecuación 2.7 en ella se pudo obtener la ecuación 2.10 que nos otorgó el caudal a partir de los parámetros antes mencionados (Çengel & Cimbala, 2006, p. 791):

$$\dot{W}_{hidráulica} = \rho g H \dot{V} \quad (2.9)$$

$$\dot{W}_{hidráulica} = P_{hidrostática} * \dot{V} \rightarrow \dot{V} = \frac{\dot{W}_{hidráulica}}{P_{hidrostática}} * 60 \quad (2.10)$$

Donde:

$\dot{W}_{hidráulica}$ : Potencia hidráulica del chorro de agua a presión [kW]

$P_{hidrostática}$  : Presión del chorro de agua en dirección a los álabes de la turbina [kPa]

$\dot{V}$ : Caudal volumétrico que debe tener el tanque hidroneumático  $\left[\frac{m^3}{min}\right]$

### 2.5.2.6 Cálculo del volumen total y útil del tanque hidroneumático, para poder ejercer el caudal

Nuestro diseño de tanques hidroneumáticos se basó en la ley de Boyle-Mariotte, que relaciona presión y volumen en procesos isotérmicos. En esta ley apreciada en la figura 23, el volumen efectivo ( $V_{ef}$ ) se define como la suma del volumen útil ( $V_{út}$ ), que es el agua almacenada y suministrada al sistema cuando la bomba está apagada, y el volumen ocupado por el aire comprimido ( $V_{bar}$ ) (Herrán-Sandoval, 2014). Por otro lado, el volumen total ( $V_T$ ) incluía el volumen efectivo más un margen de seguridad que garantizaba la estabilidad del sistema, más conocido como volumen remanente ( $V_{rem}$ ), el cual representó el 25% del volumen efectivo, y se calculó como:

$$V_{út} = \dot{V} * t \quad (2.11)$$

$$V_{ef} = V_{út} + V_{bar} = V_{út} * \frac{P_{max} + P_{min}}{P_{max} - P_{bar}} \quad (2.12)$$

$$V_{tanque} = V_{ef} + V_{rem} = 1.25V_{ef} \quad (2.13)$$

Donde:

$\dot{V}$ : Caudal volumétrico de salida del tanque hidroneumático [ $\frac{m^3}{min}$ ]

$t$ : tiempo de descarga del tanque hidroneumático [min]

$V_{út}$ : Volumen neta de agua almacenada en el tanque [ $m^3$ ]

$V_{bar}$ : Volumen de aire comprimido almacenado en el diafragma [ $m^3$ ]

$V_{ef}$ : Suma del volumen útil y el volumen de aire comprimido [ $m^3$ ]

$V_{rem}$ : Volumen de seguridad del tanque, normalmente es el 25% del volumen efectivo [ $m^3$ ]

$V_{tanque}$ : Volumen total de la estructura exterior del tanque hidroneumático [ $m^3$ ]

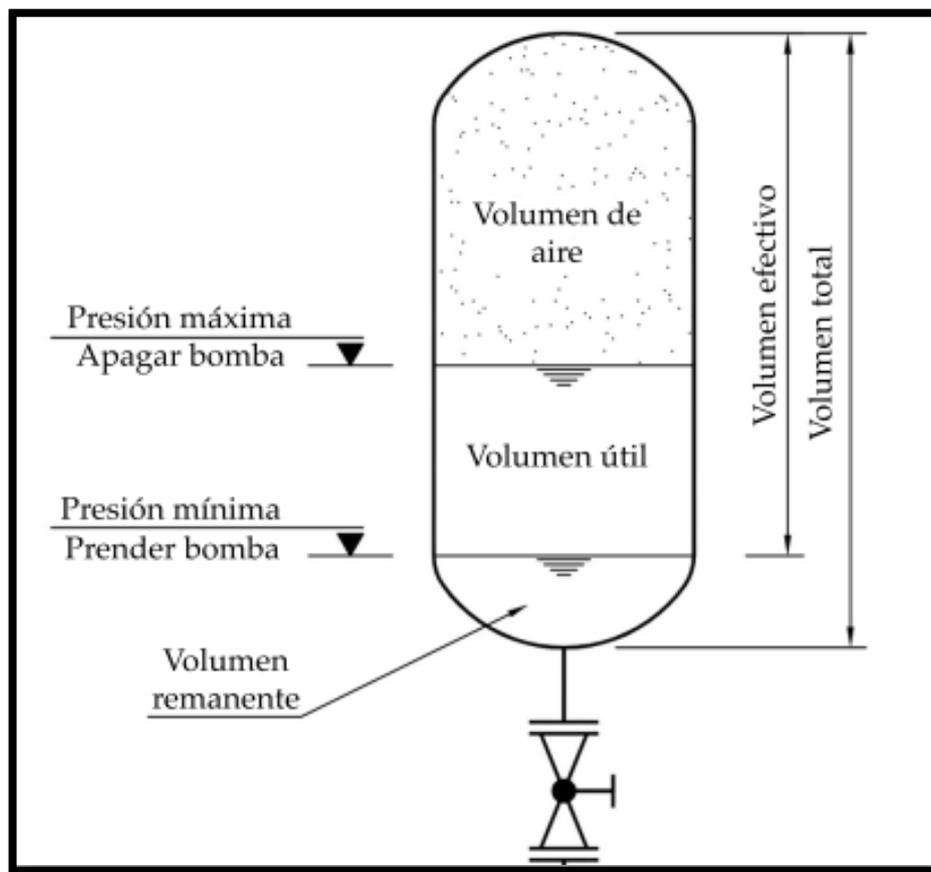
$P_{min}$ : Presión mínima que se requiere que tenga el chorro de agua a la salida del tanque hidroneumático [bar]

$P_{max}$ : Presión máxima a la que el agua puede salir del sistema antes de dañar las tuberías o accesorios, normalmente está 4 bar por encima de la presión mínima. [bar]

$P_{bar}$ : Presión de pre-carga del aire en el tanque antes de iniciar el proceso, normalmente está 3 bar por debajo de la presión mínima. [bar]

### Figura 23

*Esquema de un Tanque Hidroneumático*



*Nota.* Esquema de un tanque hidroneumático. Tomado de Tomado de *Tanques hidroneumáticos: Cálculo de la capacidad* (p.163-171), por A. Herrán-Sandoval, 2014, *Tecnología y Ciencias del Agua*, vol. 5, núm. 4, Ingetec, S.A.

### 2.5.2.7 Diseño del Resorte Helicoidal para disminuir esfuerzos en el diafragma de pre carga de Aire Comprimido en el Tanque Hidroneumático

El diafragma del tanque hidroneumático necesitó la incorporación de un resorte helicoidal que amortigüe la constante interacción entre la fuerza de empuje de la columna de agua y la oposición de la pre carga de aire comprimido dentro de ella.

Su diseño comenzó calculando el volumen final del diafragma analizando el caso como un proceso politrópico y relacionando el estado del aire comprimido antes de la compresión del diafragma y después (Çengel & Boles, 2006), con la siguiente fórmula:

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \rightarrow V_2 = V_1 * \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (2.14)$$

Donde:

$P_1$ : Es la presión del aire comprimido antes de comprimirse el diafragma, en este caso es 10,5 bar.

$P_2$ : Es la presión del aire comprimido en la compresión máxima del diafragma por su interacción con el agua en el tanque hidroneumático, en este caso es 15 bar.

$V_1$ : Es el volumen de aire comprimido en el tanque hidroneumático, por lo que es el mismo valor que  $V_{bar}$

$V_2$ : Es el volumen del diafragma luego de comprimirse en el proceso de aumento de presión del agua.

$\gamma$ : Constante con valor 1.3 para procesos politrópicos

El diseño continuó calculando el cambio de volumen del diafragma de aire comprimido en el proceso para así obtener la longitud que se va a comprimir el resorte dentro del diafragma.

$$\Delta V = V_1 - V_2 \quad (2.15)$$

$$x = \frac{\Delta V}{A_{diafragma}} \quad (2.16)$$

Donde:

$\Delta V$ : Es el cambio de volumen del diafragma de aire comprimido

$A_{diafragma}$ : Es el área del diafragma de aire comprimido

El propósito de la primera parte de estos cálculos en el diseño del resorte fue obtener cuanta energía está absorbiendo el resorte, para compararla con la energía potencial máxima que puede soportar el resorte y comprobar que no tenga daños en el proceso. Para ello, fue necesario primero establecer las fuerzas de compresión por la presión de la columna de agua que actúan en el resorte y calcular la constante del resorte, con las siguientes ecuaciones:

$$F_{agua} = P_2 * A_{diafragma} \quad (2.17)$$

$$k = \frac{F_{agua}}{x} \quad (2.18)$$

Donde:

$F_{agua}$ : Es la fuerza de compresión que ejerce la columna de agua en el proceso de aumento de presión de esta.

$k$ : Es la constante del resorte diseñado

Con estos valores calculados, se puede obtener la energía potencial absorbida por el resorte en cada proceso de aumento de presión al agua en los tanques hidroneumáticos.

$$E_{pot} = \frac{1}{2} kx^2 \quad (2.19)$$

Para comparar la energía potencial que debe soportar el resorte que se diseñó con la energía máxima que este puede absorber se realizan los siguientes cálculos:

$$k = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * n} \quad (2.20)$$

Donde:

$G$ : Es el módulo de rigidez del Material del Resorte

$D$ : Diámetro medio de la espira

$d$ : Diámetro del alambre

$n$ : Número de espiras activas del resorte

$$E_{potmax} = \frac{1}{2} k x_{max}^2 \quad (2.21)$$

Donde:

$k$ : Es la constante del resorte diseñado

$x_{max}$ : Desplazamiento máximo antes de alcanzar la compresión sólida

El segundo propósito del diseño del resorte fue establecer el esfuerzo máximo cortante al que está expuesto por la fuerza de compresión como se ve en la figura 24, para elegir un material cuyo límite elástico este por encima de este esfuerzo, evitando alguna deformación del resorte en el proceso de compresión. Estos cálculos se los hizo con las ecuaciones del capítulo 10 con el tema Resortes Mecánicos del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Shigley et al., 2008).

$$C = \frac{D}{d} \quad (2.22)$$

$$K_s = \frac{2C + 1}{2C} \quad (2.23)$$

$$\tau_{max} = \frac{8 * F_{agua} * D}{\pi d^3} * K_s \quad (2.24)$$

Donde:

C: Índice del resorte

$K_s$ : Factor de corrección del esfuerzo cortante

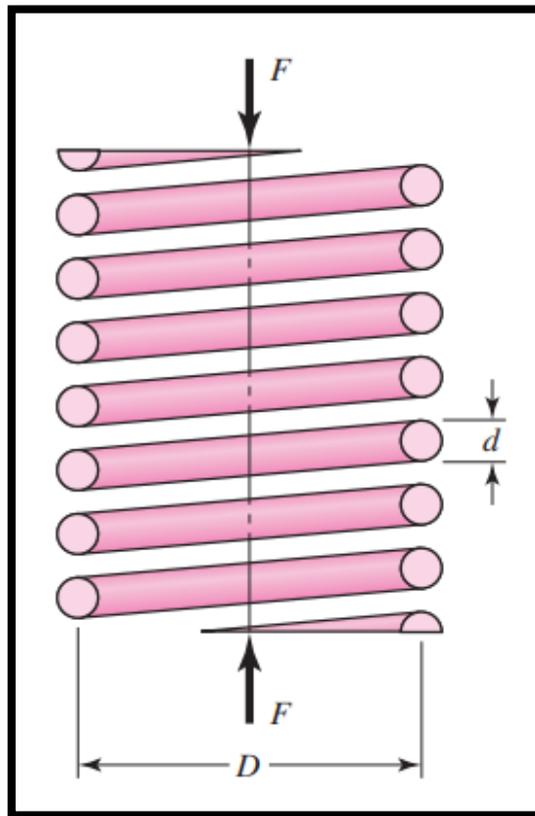
D: Diámetro medio de la espira

d: Diámetro del alambre

$\tau_{max}$ : Esfuerzo máximo que soporta el resorte helicoidal

### Figura 24

*Resorte Helicoidal con Carga Axial*



*Nota. Resorte helicoidal con carga axial. Tomado de Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (8ª ed.). McGraw-Hill, p. 500.*

### 2.5.2.8 Cálculo del volumen total de la cisterna de agua

Habiendo estimado el número de tanques hidroneumáticos que se debe usar para poder enviar un chorro jet de agua continuo en dirección a la turbina hidráulica, se tomó el volumen útil total y el número de procesos utilizados en el sistema, para calcular el volumen mínimo que debía tener nuestra cisterna de agua para poder albergar toda el agua que tendrá el ciclo continuo. Esto se lo calculó de la siguiente manera:

$$V_{cisterna} = N_{procesos} * V_{\acute{u}til} \quad (2.25)$$

Donde:

$V_{cisterna}$ : Es el volumen total mínimo de la cisterna para poder almacenar el agua del sistema. [ $m^3$ ]

$N_{procesos}$ : El número de procesos de tanques hidroneumáticos que se estimaron que son suficientes para proporcionar un flujo continuo de agua a presión hacia la turbina

$V_{\acute{u}t}$ : Volumen de agua interno que pueden albergar todos los tanques hidroneumáticos de cada proceso. [ $m^3$ ]

### 2.5.2.9 Estimación del número de bombas neumáticas necesarias para enviar el caudal total que requieren los tanques hidroneumáticos.

Habiendo en una sección previa determinado el volumen útil de cada tanque hidroneumático y el tiempo máximo disponible para su recarga antes del siguiente ciclo, se calculó el caudal volumétrico requerido por la bomba neumática, restando 0.2 min del tiempo de llenado como medida de seguridad. Ahora bien, en este punto se presentaron limitaciones en su capacidad de caudal, tomando como ejemplo el caudal de 0.4  $m^3/min$ , correspondiente a la bomba industrial Fullflow 502 de Debem (Debem, 2024). Por ello es normal que se necesitó más de una bomba neumática para poder lograr este proceso, por lo que el número total de bombas se lo calculó de la siguiente manera:

$$\dot{V}_{pump} = \frac{V_{\acute{u}t}}{t - 0.2} \quad (2.26)$$

$$N_{pump} = \frac{\dot{V}_{pump}}{\dot{V}_{disponible}} \quad (2.27)$$

Donde:

$\dot{V}_{pump}$ : Caudal necesario para rellenar en el tiempo disponible el volumen útil de cada tanque hidroneumático.  $[\frac{m^3}{min}]$

$N_{pump}$ : Número de bombas neumáticas necesarias en total a usarse en el sistema.

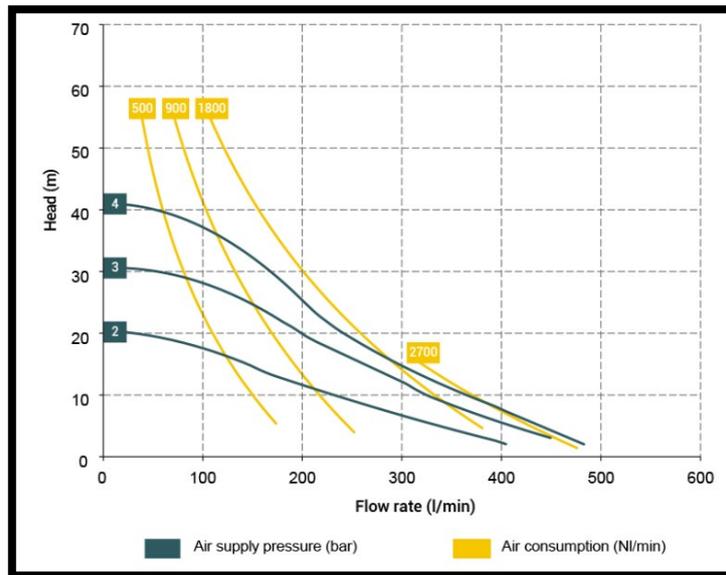
$\dot{V}_{disponible}$ : Caudal volumétrico disponible de cada bomba neumática, se asumió 0.4 m<sup>3</sup>/min.  $[\frac{m^3}{min}]$

#### **2.5.2.10 Cálculo del caudal de aire comprimido necesario para activar el mecanismo de todas las bombas neumáticas del sistema.**

Las bombas neumáticas funcionan a partir de aire comprimido que activa su mecanismo para bombear agua, reemplazando fuentes de energía como la eléctrica o la térmica. En nuestro caso asumimos los datos técnicos de la bomba industrial Fullflow 502 de Debem (Debem, 2024), que nos indicó que a 0.4m<sup>3</sup>/min de caudal volumétrico necesitábamos 2700 NI/min de flujo de aire para poder activar el mecanismo como se muestra en la figura 25. Sabiendo que se necesita 4 bar de presión para el aire comprimido, al convertir los 2700 NI/min en m<sup>3</sup>/min, nos da un resultado de 0.54 m<sup>3</sup>/min.

**Figura 25**

*Rango de Operaciones de la Bomba Neumática FullFlow 502 de Debem*



*Nota. Rango de Operaciones de la Bomba Neumática FullFlow 502 de Debem. Tomado de Debem. (2024). Fullflow 502 - Bombas neumáticas de doble membrana. Debem. Fuente: <https://www.debem.com/es/productos/bombas-neumaticas-de-doble-membrana/fullflow/fullflow-502/>*

Conociendo esto, el caudal de aire comprimido que debíamos producir con nuestros mecanismos de brazo mecánico, boya y pistones, se calculó de la siguiente manera:

$$\dot{V}_{aire} = N_{pump\ total} * 0.54 \quad (2.28)$$

Donde:

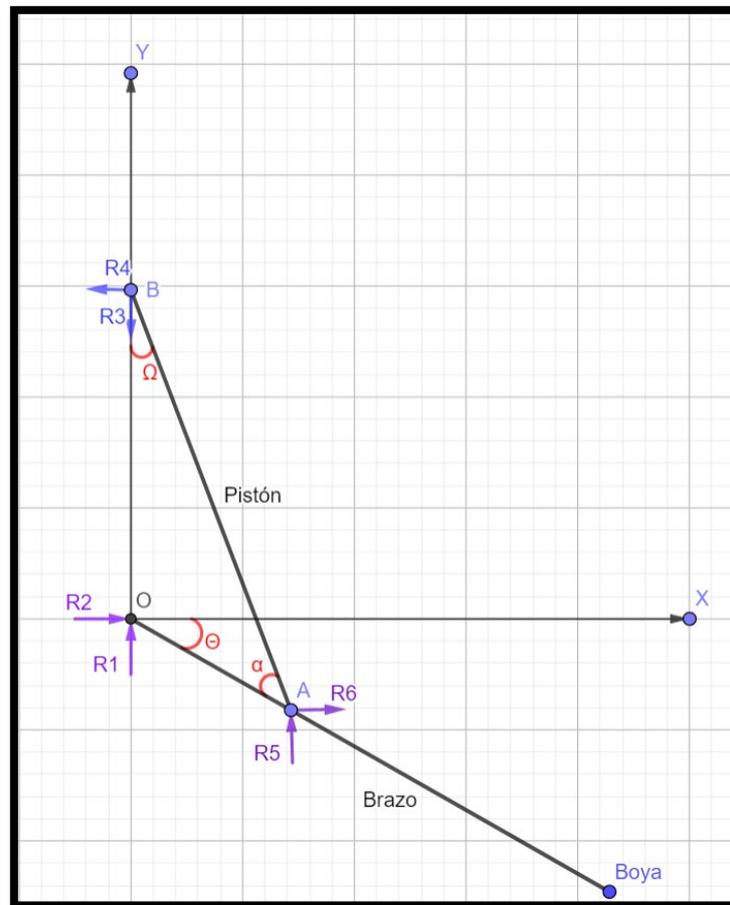
$\dot{V}_{aire}$ : Caudal de aire comprimido a 4 bar que deberán generar todos nuestros mecanismos de brazo mecánico, pistón y boya.  $[\frac{m^3}{min}]$

### 2.5.2.11 Cálculo de la geometría del brazo

Primero planteamos el diagrama de fuerzas de interés y ángulos en la figura 26, esto para determinar si el pistón tenía el suficiente recorrido y generaba la suficiente presión para poder accionar nuestras bombas, con la altura de ola que promedia en las costas de nuestro país.

**Figura 26**

*Diagrama de reacciones dentro del brazo captador*



Nota. En este diagrama también muestra puntos y ángulos de interés que se repetirán a lo largo de los cálculos.

Tomando como referencia el Punto O (El origen), podemos despejar fuerzas de parte del brazo.

$$\sum F_x = R_6 + R_2 = 0 \rightarrow R_6 = -R_2 \quad (2.29)$$

$$\sum F_y = R_1 + R_5 = 0 \rightarrow R_1 = -R_5 \quad (2.30)$$

$$\sum M_O = M + R_5 * \overline{OA} * \cos \theta + R_6 * \overline{OA} * \sin \theta = M + \overline{OA} * (R_5 * \cos \theta + R_6 * \sin \theta) \quad (2.31)$$

Donde:

$R_6, R_2, R_1, R_5$  : Reacciones que actúan en el brazo [N]

M: Momento en el brazo [N\*m]

$\overline{OA}$  : longitud entre 2 puntos [m]

$\theta$  : Angulo del brazo respecto a X.

Respecto al punto B hicimos el mismo análisis de las fuerzas que ejercen para el pistón para relacionar todas las fuerzas.

$$\sum F_x = -R_4 + R_2 = 0 \rightarrow R_4 = R_2 \quad (2.32)$$

$$\sum F_y = R_1 - R_3 = 0 \rightarrow R_1 = R_3 \quad (2.33)$$

$$\sum M_B = R_6 * \overline{BA} * \cos \Omega + R_5 * \overline{BA} * \sin \Omega = 0 \rightarrow R_5 = -\frac{R_6}{\tan \Omega} \quad (2.34)$$

Donde:

$R_6, R_4, R_3, R_5$  : Reacciones que actúan en el brazo [N]

$\overline{BA}$  : longitud entre 2 puntos [m]

$\Omega$  : ángulo entre el pistón y el soporte

Igualando ambas ecuaciones tenemos:

$$0 = M + \overline{OA} * (R_5 * \cos \theta - R_5 * \sin \theta * \tan \Omega) \quad (2.35)$$

$$\frac{-M}{\overline{OA} * (\cos \theta - \sin \theta * \tan \Omega)} = R_5 \quad (2.36)$$

Para relacionar los ángulos involucrados tomamos los puntos para analizar las relaciones geométricas que se forman respecto al punto O.

$$\overline{OA} * \cos \theta = \overline{BA} * \sin \Omega \quad (2.37)$$

$$\overline{BA} * \cos \Omega = \overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta \quad (2.38)$$

Para despejar el ángulo omega y dejarlo en los términos de theta planteamos la siguiente ecuación

$$\tan \Omega = \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta} \quad (2.39)$$

Con este arreglo se reemplazó en las reacciones 5 y 6 para determinar las fuerzas que actúan en el pistón.

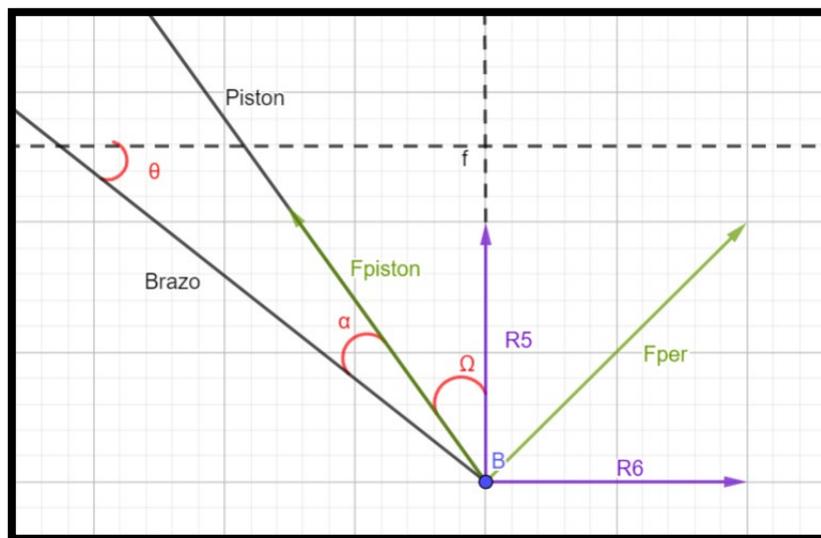
$$R_5 = \frac{M(\theta) * (\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta)}{\overline{OA} * \overline{BO} * \cos \theta} \quad (2.40)$$

$$R_6 = \frac{M * (\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta)}{\overline{OA} * \overline{BO} * \cos \theta} * \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta} = \frac{M(\theta)}{\overline{BO}} \quad (2.41)$$

Una vez definidas las fuerzas que actúan en la conexión entre el brazo y el cilindro se encontró la fuerza que actúa de manera colineal al cilindro, como se aprecia en la figura 27 con relación de ángulos se puede llegar a la magnitud de las fuerzas que actúan en el pistón.

**Figura 27**

*Diagrama de Fuerzas en el Inicio del Pistón*



$$F_{piston} = R_5 * \cos \Omega - R_6 * \sin \Omega \quad (2.42)$$

$$F_{per} = R_5 * \sin \Omega + R_6 * \cos \Omega \quad (2.43)$$

Donde:

$F_{piston}$  : fuerza que actúa de manera colineal en el pistón [N]

$F_{per}$ : Fuerza que actúa perpendicularmente al pistón [N]

En el inicio de las ecuaciones mencionamos el momento M que refleja el torque que se forma como punto de origen en el punto fijo, y el brazo que se mueve respecto al movimiento periódico y constante de las olas que tomamos como un movimiento sinusoidal constante, el valor máximo de este momento se cuantifico con el simulador de SolidWorks.

$$M(t) = M_{max} * \sin\left(\frac{2\pi}{T} * t + \delta\right) \quad (2.44)$$

Donde

$M_{max}$ : Momento máximo [Nm]

T: Periodo de la función [s]

t: tiempo [s]

$\delta$ : desfase de la función [grados]

$$M_{max} = I * \frac{2\pi}{T} \quad (2.45)$$

Donde:

I: Inercia del brazo mecánico [ $kg * m^2$ ]

T: Periodo de la función [s]

Para simplificar esta fórmula se optó por relacionar una de las variables geométricas antes analizadas con el tiempo, para esto relacionamos el ángulo theta que representa que tanto se puede elevar y descender el brazo unidimotriz respecto al eje x, al ser un movimiento sinusoidal el tiempo repite por tramos el comportamiento por lo que modelar el movimiento se puede hacer respetando los límites máximos y mínimos.

$$\Delta\theta = \theta_{max} - \theta_{min} \quad (2.46)$$

Donde:

$\theta_{max}$  : Ángulo con la altura máxima de ola [grados]

$\theta_{min}$  : Ángulo con altura de ola de 0 [grados]

$\Delta\theta$  : diferencia de ángulos [grados]

Al tomarse como una función sinusoidal esta alcanzaría máximos y mínimos en  $\frac{T}{2}$  independiente de su amplitud o frecuencia al ser olas, se puede hacer la relación de los ángulos con el periodo y a su vez con el tiempo tomando en cuenta el valor mínimo en el que siempre oscilara  $\theta$  a lo largo del tiempo.

$$t = \theta - \theta_{min} \quad (2.47)$$

Donde:

$\theta$  : cambio de variable del ángulo entre el eje X y el brazo [grados]

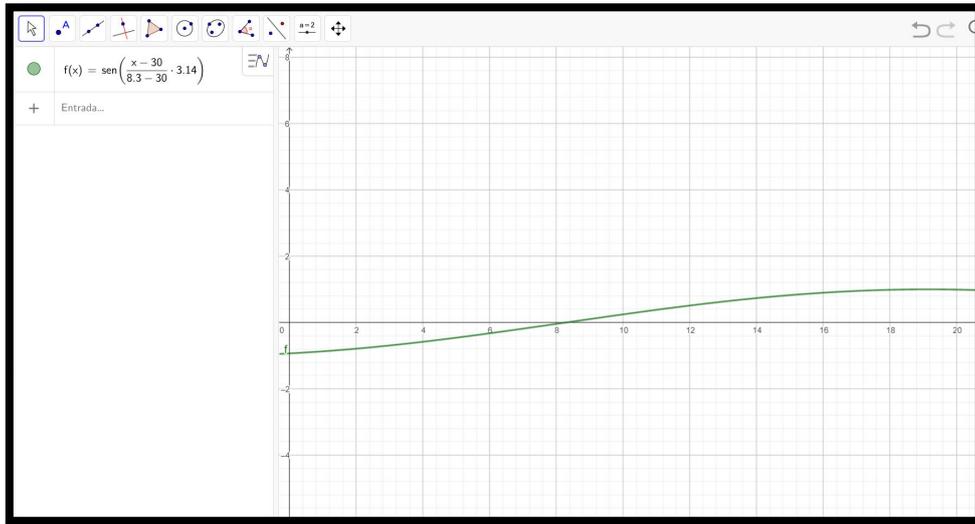
Por lo que reemplazando el tiempo tenemos de momento, con el ángulo de variable.

$$M(\theta) = M_{max} * \sin\left(\frac{\pi}{(\theta_{max} - \theta_{min})} * (\theta - \theta_{min}) + \delta\right) \quad (2.48)$$

Con las variables en función de theta sacamos la compensación necesaria para la función de seno graficándola en el software de GeoGebra como se observa en la figura 28.

**Figura 28**

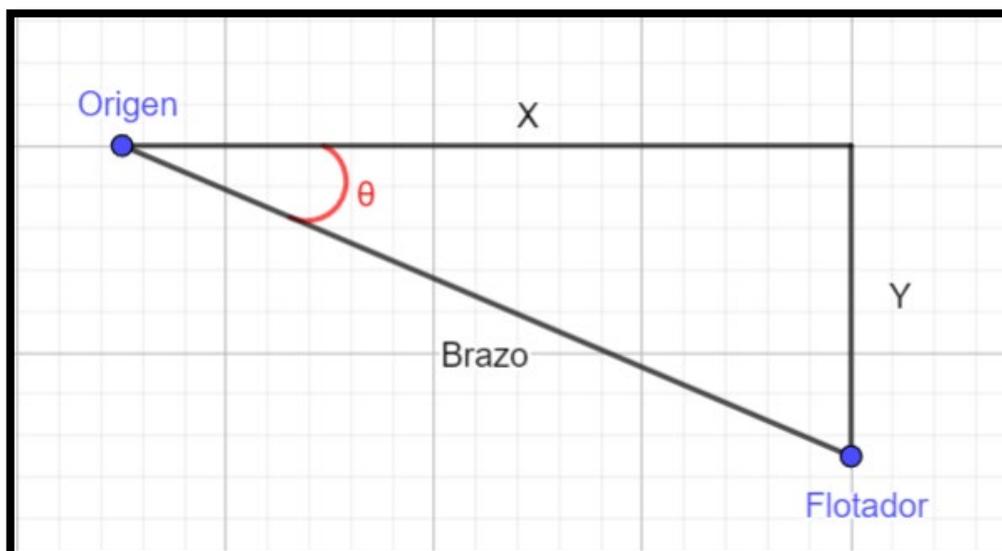
*Diagrama de Función de Ola sin compensación*



Para la utilización de las relaciones de theta como se muestra en la figura 29 debemos tener dimensiones referenciales de brazo para lo que tomaremos el 50% de la longitud de onda que tiene olas para la longitud y un metro por encima de la altura máxima que tiene la ola por lo que tendríamos la siguiente geometría inicial (Dean & Dalrymple, 1991).

**Figura 29**

*Posicionamiento del Brazo en 2D*



$$L = c * T_{prom} \quad (2.49)$$

Donde:

L: Longitud de onda [m]

c: velocidad de las olas  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$T_{prom}$ : Periodo promedio de las olas[s]

$$Brazo = 0.5 * L \quad (2.50)$$

$$Y = \sin \theta_{min} * Brazo \quad (2.51)$$

Donde:

Brazo: Longitud total del brazo undimotriz [m]

Y: distancia vertical del final del brazo al origen [m]

Recordando la figura 26 la medida de los puntos A y B nos dio como resultado la carrera máxima que tendrá nuestro cilindro, recordando las ecuaciones 2.37 y 2.38 pudimos despejar el valor de la carrera.

$$\overline{BA} = \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{OA} * \sin \theta + \overline{BO}} \right) \right)} \quad (2.52)$$

Donde:

$\overline{BA}$ : Carrera del pistón [m]

$\overline{OA}$ : longitud entre 2 puntos [m]

$\overline{BO}$ : Altura del soporte [m]

Con esto tabulamos los resultados de  $\overline{OA}$  y  $\overline{BO}$  para determinar la configuración más adecuada en el siguiente capítulo.

### 2.5.2.12 Cálculo de la presión y caudal del pistón.

Para la presión con la geometría del brazo previamente establecida determinamos la presión de acuerdo con el área que tendrá el pistón en conjunto con la fuerza ejercida al pistón por el cambio de altura de las olas por lo que este valor será dependiente.

$$\frac{F_{piston}}{Area_{piston}} = Presion (\theta) \quad (2.53)$$

Donde:

Presión: Presión necesaria para el funcionamiento del sistema [bar]

$Area_{piston}$  : Área de la cámara del pistón [ $m^2$ ]

$F_{piston}$  : fuerza que actúa de manera colineal en el pistón [N]

$$Diámetro\ de\ la\ Cámara = \sqrt{\frac{4 * Area_{piston}}{\pi}} \quad (2.54)$$

Donde:

$Area_{piston}$  : Área de la cámara del pistón [ $m^2$ ]

$$\frac{(\overline{BA}_{inicial} - \overline{BA}_{final}) * Area_{piston}}{T} = Caudal (\theta) \quad (2.55)$$

Donde:

$\overline{BA}_{final}$ : carrera del pistón el punto más bajo de ola [m]

$\overline{BA}_{inicial}$ : Carrera del pistón en el punto más alto de la ola [m]

$Area_{piston}$  : Área de la cámara del pistón [ $m^2$ ]

T: Periodo de la función [s]

$Caudal (\theta)$  : Caudal de aire comprimido a 4 bar que podía generar cada mecanismo de brazo mecánico, pistón y boya. [ $\frac{m^3}{min}$ ]

Para el caudal tuvimos el mismo caso, el volumen que se desplaza depende de la carrera y la velocidad que tengan las olas para cambiar.

### 2.5.2.13 Cálculo del número de Brazos Mecánicos del Sistema

$$N_{brazos} = \frac{\dot{V}_{aire}}{Caudal(\theta)} \quad (2.56)$$

Donde:

$\dot{V}_{aire}$ : Caudal de aire comprimido a 4 bar o 10,5 bar que debieron generar todos nuestros mecanismos de brazo mecánico, pistón y boya.  $[\frac{m^3}{min}]$

$Caudal(\theta)$ : Caudal de aire comprimido a 4 bar o 10,5 bar que podía generar cada mecanismo de brazo mecánico, pistón y boya.  $[\frac{m^3}{min}]$

### 2.5.2.14 Cálculo del diámetro en pulgadas de las tuberías de Succión y Descarga de la Bomba Neumática

$$d_{líquidos} = 4.95 \sqrt{\frac{\dot{V}_{disponible}}{V_{fluido}}} \quad (2.57)$$

Donde:

$\dot{V}_{disponible}$ : Caudal volumétrico disponible de cada bomba neumática, se asumió 0.4 m<sup>3</sup>/min, se hizo la conversión a galones por minuto.  $[\frac{gal}{min}]$

$V_{fluido}$ : Velocidad de Fluido en la Bomba se asumió 492.13 ft/min lo que equivale a 2.5 m/s para evitar sedimentaciones. [ft/min]

### 2.5.2.15 Cálculo del diámetro en pulgadas de las tuberías para Aire Comprimido en el Sistema que alimentan las Bombas Neumáticas y los Tanques Hidroneumáticos.

$$d_{gases} = 2.28 \sqrt{\frac{T_a * Q_G}{P_a * V_{gas}}} \quad (2.58)$$

Donde:

$T_a$ : Temperatura absoluta del aire comprimido, se asumió la temperatura de 25°C como dato inicial. [°R]

$Q_G$ : En el caso de las bombas neumáticas equivalió al  $\dot{V}_{aire}$ , que es el caudal de aire comprimido para accionarla, en el caso de la precarga de los tanques hidroneumáticos, equivalió a la suma de todos los  $V_{bar}$  que es el volumen para recargar el diafragma de los tanques hidroneumáticos. [ $\frac{ft^3}{min}$ ]

$P_a$ : Es la presión absoluta del aire comprimido en psi absolutas. [psia]

$V_{gas}$ : Es la velocidad media del aire comprimido, se asumió 5 ft/min. [ft/min]

### 2.5.2.16 Cálculo de la Pérdida de Carga o Presión en las tuberías de Aire Comprimido mediante la ecuación de Darcy-Weisbach

$$\Delta P = \frac{7fLQ_G^2 S_G}{10^5 d^5 \rho} \quad (2.59)$$

Donde:

$f$ : Factor de fricción, se asumió un valor de 0.02

$L$ : Longitud de la tubería. [ft]

$Q_G$ : Caudal del aire comprimido. [ $\frac{ft^3}{min}$ ]

$S_G$ : Gravedad específica del aire comprimido.

$d$ : Diámetro de la tubería de aire comprimido. [in]

$\rho$ : Densidad del aire comprimido. [ $\frac{lb}{ft^3}$ ]

### 2.5.3 Justificación del Método

Nuestro enfoque de diseño mediante ingeniería inversa, partiendo de los 25 kW de potencia eléctrica que se desea producir y retrocediendo hacia el aprovechamiento del movimiento de las olas, nos resultó adecuado porque nos permitió garantizar que cada componente del sistema cumpla con las condiciones necesarias para alcanzar nuestro objetivo final. Con este método, pudimos calcular de manera directa la potencia mecánica requerida por la turbina hidráulica tomando en cuenta la eficiencia de esta y, a partir de esta potencia, determinar la potencia hidráulica necesaria. Utilizando las relaciones entre presión, caudal y potencia hidráulica, se calculó el caudal volumétrico requerido en dirección a la turbina, estableciendo así las condiciones operativas para los tanques hidroneumáticos.

Continuando el uso del método de ingeniería inversa, se definió de manera precisa el número de tanques hidroneumáticos necesarios para garantizar un chorro de agua a presión constante hacia la turbina, asegurando un funcionamiento continuo y eficiente del sistema. Así mismo, siguiendo el orden del sistema, nos permitió determinar cuántas bombas neumáticas se requieren para llenar estos tanques en el tiempo disponible, considerando un caudal nominal de  $0.4 \text{ m}^3/\text{min}$  por bomba, y, por último, cuántos mecanismos de brazo, pistón y boya eran necesarios para generar el caudal de aire comprimido suficiente para accionar dichas bombas.

Además, se realizó simulaciones tanto del movimiento del mecanismo de brazo, pistón y boya en contacto con las olas para verificar su capacidad de producción de aire comprimido en los procesos de expansión y compresión del pistón, como del ciclo hídrico cerrado del agua, para corroborar que los caudales y presiones eran adecuados.

El diseño del ciclo hídrico se analizó para garantizar que las tuberías cumplen con las especificaciones de la norma ASME B31.3 (Process Piping) (ASME,2020). Asimismo, para seleccionar los ratings correctos en los accesorios de tuberías como válvulas y bridas que se utilizaron en cada parte del proceso se utilizó la norma: ASME B16.34 (ASME,2020), asegurando que el sistema diseñado sea seguro, funcional y cumpla con los requisitos operativos establecidos. Estas simulaciones y normativas nos permitieron integrar todos los aspectos técnicos en un sistema robusto y eficiente, alineado con nuestros objetivos.

## **Capítulo 3**

### 3.1 Resultados

#### 3.1.1 Condiciones iniciales

Nuestro problema se centró en un análisis mecánico y energético del sistema por lo que fue necesario definir ciertos parámetros para los cálculos iniciales del diseño. Entre los datos mostrados tenemos la cuota energética a cumplir, eficiencia de los equipos y condiciones de la turbina, esta primera fase se ve reflejado en las tablas 2 y 3 que se presentan a continuación.

**Tabla 2**

*Requerimientos del Generador Eléctrico*

Generador		Unidades
Frecuencia	60	Hz
Número de Polos	4	-
Eficiencia del Generador	0,8	-
Eficiencia de Transmisión	0,95	-
Velocidad Síncrona	1800	rpm
Potencia Eléctrica	25	kW

**Tabla 3**

*Selección de Turbina Hidráulica*

Turbina Hidráulica		Unidades
Potencia Mecánica (Salida)	32,89	kW
Eficiencia de Turbina	0,85	-
Potencia Hidráulica (Entrada)	38,70	kW
Presión Hidrostática del Agua	1500	kPa
Cabezal Relativo	502,95	ft
Velocidad Específica de la Turbina Ideal	5,44	-
Turbina Ideal	<i>Impulso (Pelton)</i>	

Con la potencia y turbina calculadas, se estableció los tanques hidroneumáticos para el agua a presión con el caudal adecuado, además las bombas neumáticas que brindan la circulación de agua necesaria para el funcionamiento de los tanques, esto se ve en las tablas 4, 5 y 6.

**Tabla 4**

*Resultados de Caudal y Presión Necesaria para el Tanque Hidroneumático*

<b>Tanques Hidroneumático</b>		<b>Unidades</b>
<b>Caudal Volumétrico de Salida</b>	1,55	m <sup>3</sup> /min
<b>Volumen útil</b>	3,10	m <sup>3</sup>
<b>Presión Máxima</b>	19,00	bar
<b>Presión de Pre-Carga</b>	10,50	
<b>Volumen de Aire Comprimido</b>	9,29	m <sup>3</sup>
<b>Volumen Efectivo</b>	12,38	m <sup>3</sup>
<b>Volumen Total del Tanque</b>	15,48	m <sup>3</sup>
<b>Numero de Tanques (Por Proceso de Descarga)</b>	2	-
<b>Por Tanque</b>		
<b>Volumen útil</b>	1,55	m <sup>3</sup>
<b>Volumen de Aire Comprimido</b>	4,64	m <sup>3</sup>
<b>Volumen Efectivo</b>	6,19	m <sup>3</sup>
<b>Volumen Total del Tanque</b>	7,74	m <sup>3</sup>
<b>En Total</b>		
<b>Numero de Procesos para Mantener el Chorro Continuo</b>	2	-
<b>Volumen Mínimo de Agua necesaria para los Tanques (Cisterna)</b>	6,19	m <sup>3</sup>
<b>Volumen de Aire Comprimido en Pre-Carga</b>	18,58	m <sup>3</sup>
<b>Caudal para Recargar la Precarga</b>	0,15	m <sup>3</sup> /min

**Tabla 5**

*Resultados de Caudal y Presión Necesaria para las Bombas Neumáticas*

<b>Bombas neumáticas (Bombeo Agua)</b>		<b>Unidades</b>
<b>Caudal Volumétrico de la Bomba</b>	1,63	m <sup>3</sup> /min
<b>Caudal Disponible por Bomba</b>	0,4	m <sup>3</sup> /min
<b>Numero de Bombas Necesarias</b>	5	-
<b>Caudal de Aire Comprimido por Bomba Neumática</b>	0,54	m <sup>3</sup> /min
<b>Caudal Total de Aire Comprimido para nuestras Bombas Neumáticas</b>	2,7	m <sup>3</sup> /min

**Tabla 6**

*Presiones del Aire Comprimido que deben producir los dos tipos de Brazos Mecánicos tomando en cuenta la caída de presión del fluido en las tuberías*

<b>Presión Real del Aire Comprimido con Caídas de Presión</b>		<b>Unidades</b>
<b>Aire Comprimido para Alimentación de Bombas Neumáticas</b>	4,33	bar
<b>Aire Comprimido para la Recarga de los Tanques Hidroneumáticos</b>	10,85	bar

### 3.1.2 Geometría del brazo

Para iterar las configuraciones del brazo se tomó las 2 alturas de olas que presenta ecuador además 3 periodos para abarcar diferentes situaciones a las que se enfrentaría el sistema alrededor del año que funcione, esto con el fin de siempre abastecer como mínimo el objetivo planteado de energía esto se aprecia en las tablas 7 y 8.

**Tabla 7**

*Resultados para Geometría Inicial del Brazo Mecánico para aprovechar la Energía Undimotriz*

Brazo mecánico		Unidades
Longitud de onda	9,503	-
Periodo	12,670	s
Velocidad de ondas	0,750	m/s
Longitud del brazo	4,751	m
Momento de inercia	270702	kg*m <sup>2</sup>
Velocidad angular	0,393	rad/s
Y inicial	2,376	m
Theta max	4,534	grados
Theta min	30	grados
Desfase	-1,011	grados

**Tabla 8***Geometría Inicial Propuesta del Brazo Mecánico*

Altura de ola(m)	T(s)	OA (m)	BO (m)	M en Función de Theta (kg*m <sup>2</sup> /s)	F <sub>pistón</sub> (N)	F <sub>perpendicular</sub> (N)
0,85	8,00	1,87	2,00	78725,89	25616,27	65069,51
0,85	14,00	1,87	2,00	44986,23	14637,87	37182,58
0,85	16,00	1,87	2,00	39362,95	12808,14	32534,76
1,20	8,00	1,87	2,00	169483,74	42559,42	136517,22
1,20	14,00	1,87	2,00	96847,85	24319,67	78009,84
1,20	16,00	1,87	2,00	84741,87	21279,71	68258,61

En las iteraciones se modificó los valores de OA, que es la distancia del pistón respecto a la estructura y BO que es la altura a la que se ubica el pistón, Con esto se aumentó la F<sub>pistón</sub> (Fuerza que actúa directamente en el pisto) y se disminuyó F<sub>perpendicular</sub> (Fuerza que actúa en contra al pistón). Gracias a esto, en las tablas 9,10 y 11 se obtuvo la mejor configuración para las dimensiones y ángulos del brazo mecánico, y se pudo determinar el número de brazos necesarios.

**Tabla 9**

*Geometría Final del Brazo Mecánico después de las Iteraciones en la Configuración de las Dimensiones*

Altura de ola(m)	T(s)	OA (m)	BO (m)	M en Función de Theta (kgm <sup>2</sup> /s)	F <sub>pistón</sub> (N)	F <sub>perpendicular</sub> (N)
0,85	8,00	0,80	3,50	78725,89	104888,54	44098,44
0,85	14,00	0,80	3,50	44986,23	59936,31	25199,11
0,85	16,00	0,80	3,50	39362,95	52444,27	22049,22
1,20	8,00	0,80	3,50	169483,74	216172,20	94787,93
1,20	14,00	0,80	3,50	96847,85	123526,97	54164,53
1,20	16,00	0,80	3,50	84741,87	108086,10	47393,97

**Tabla 10**

*Geometría del pistón y Número de Brazos necesarios para una generar aire comprimido a una presión de 433,093 kPa antes de las Simulaciones*

Periodo (s)	BA (m)	Altura de ola (m)	$F_{\text{pistón}} \text{ (N)}$	Área de pistón ( $\text{m}^2$ )	Diámetro de cámara (m)	Caudal ( $\text{m}^3/\text{min}$ )	Brazos necesarios
8	3,83	0,85	104888,54	0,12	0,39	0,12	24
14	3,83	0,85	59936,31	0,12	0,39	0,07	41
16	3,83	0,85	52444,27	0,12	0,39	0,06	47
8	3,78	1,2	216172,20	0,12	0,39	0,17	16
14	3,78	1,2	123526,97	0,12	0,39	0,09	28
16	3,78	1,2	108086,10	0,12	0,39	0,08	33

**Tabla 11**

*Geometría del pistón y Número de Brazos necesarios para generar aire comprimido a una presión de 1085,572 kPa antes de las Simulaciones*

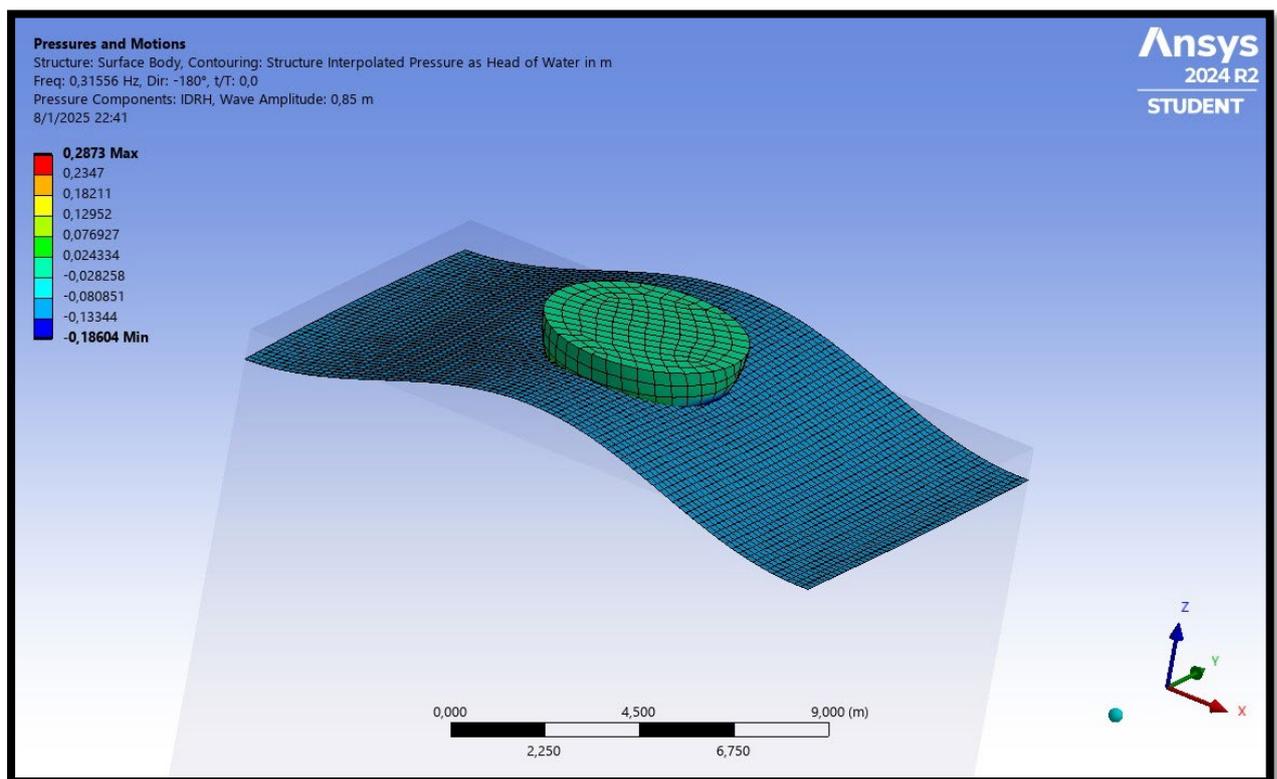
Periodo (s)	BA (m)	Altura de ola (m)	$F_{\text{pistón}} \text{ (N)}$	Área de pistón ( $\text{m}^2$ )	Diámetro de cámara (m)	Caudal ( $\text{m}^3/\text{min}$ )	Brazos necesarios
8	3,83	0,85	104888,54	0,048	0,25	0,047	4
14	3,83	0,85	59936,31	0,048	0,25	0,027	6
16	3,83	0,85	52444,27	0,048	0,25	0,023	7
8	3,78	1,2	216172,20	0,048	0,25	0,066	3
14	3,78	1,2	123526,97	0,048	0,25	0,038	5
16	3,78	1,2	108086,10	0,048	0,25	0,033	5

### 3.2 Simulación de boya

La simulación se dio en el entorno controlado de Ansys Aqwa en el que se permitió visualizar el comportamiento de la boya, del cual se extraen valores más realistas del movimiento del flotador respecto a la superficie marina. Como es natural parte de la energía de las olas se verá disipada en fricción y amortiguamiento con la superficie de la ola, en la figuras 30 y 31 se ilustra las presiones que afectan a la boya con las 2 alturas de las, además en las figuras 32 y 33 se ilustra la altura de la boya respecto a la ola.

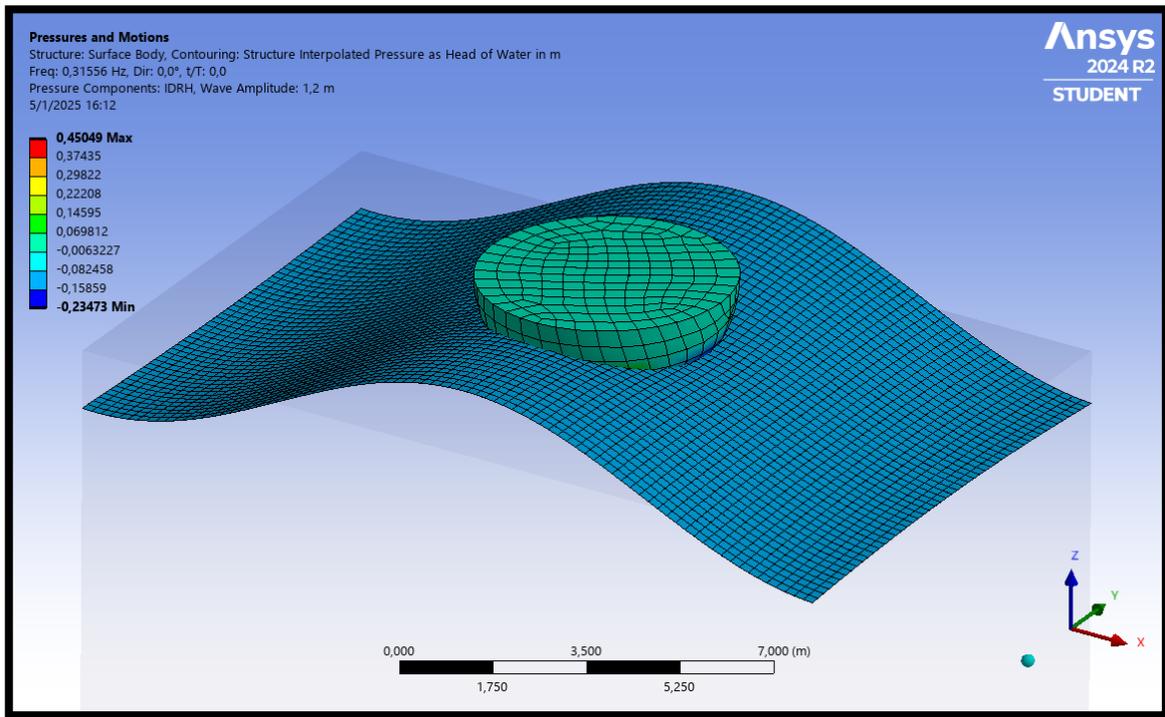
**Figura 30**

*Reacción de la boya con altura de cresta de ola de 0,85 m*



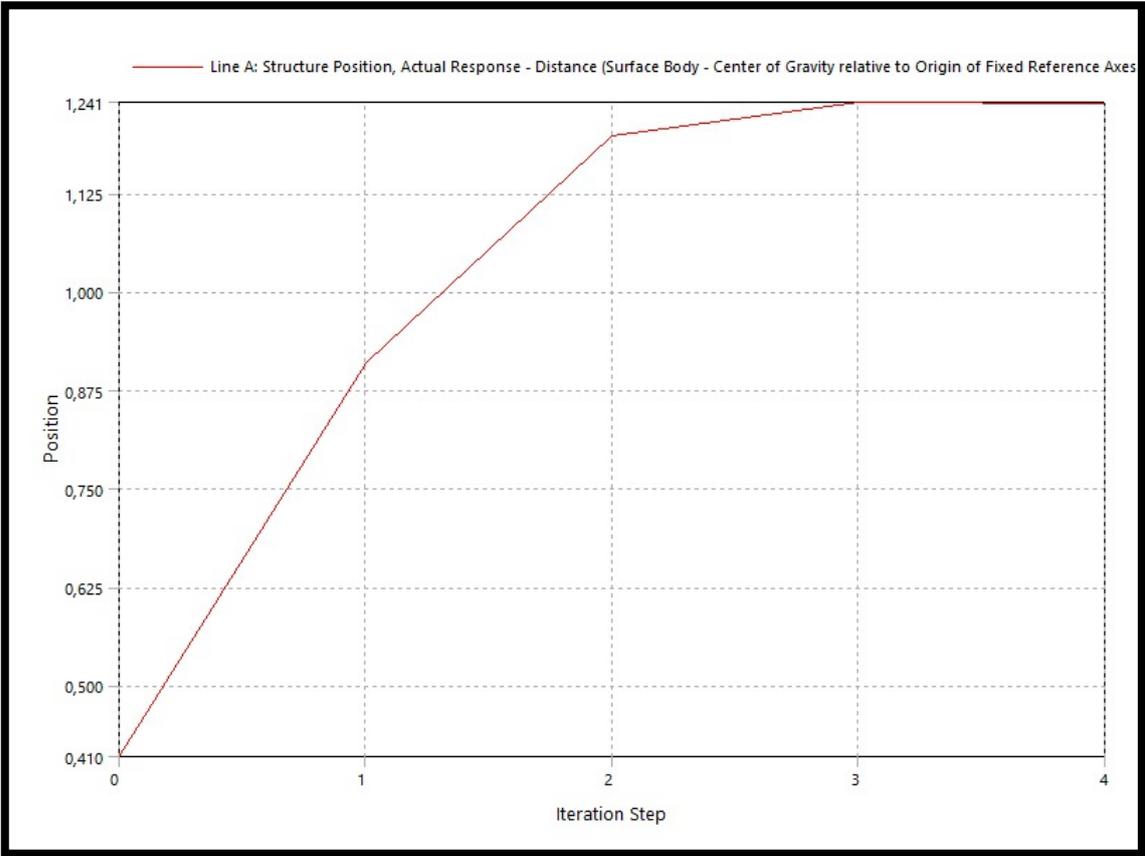
**Figura 31**

*Reacción de la boya con altura de cresta de ola de 1,2 m*



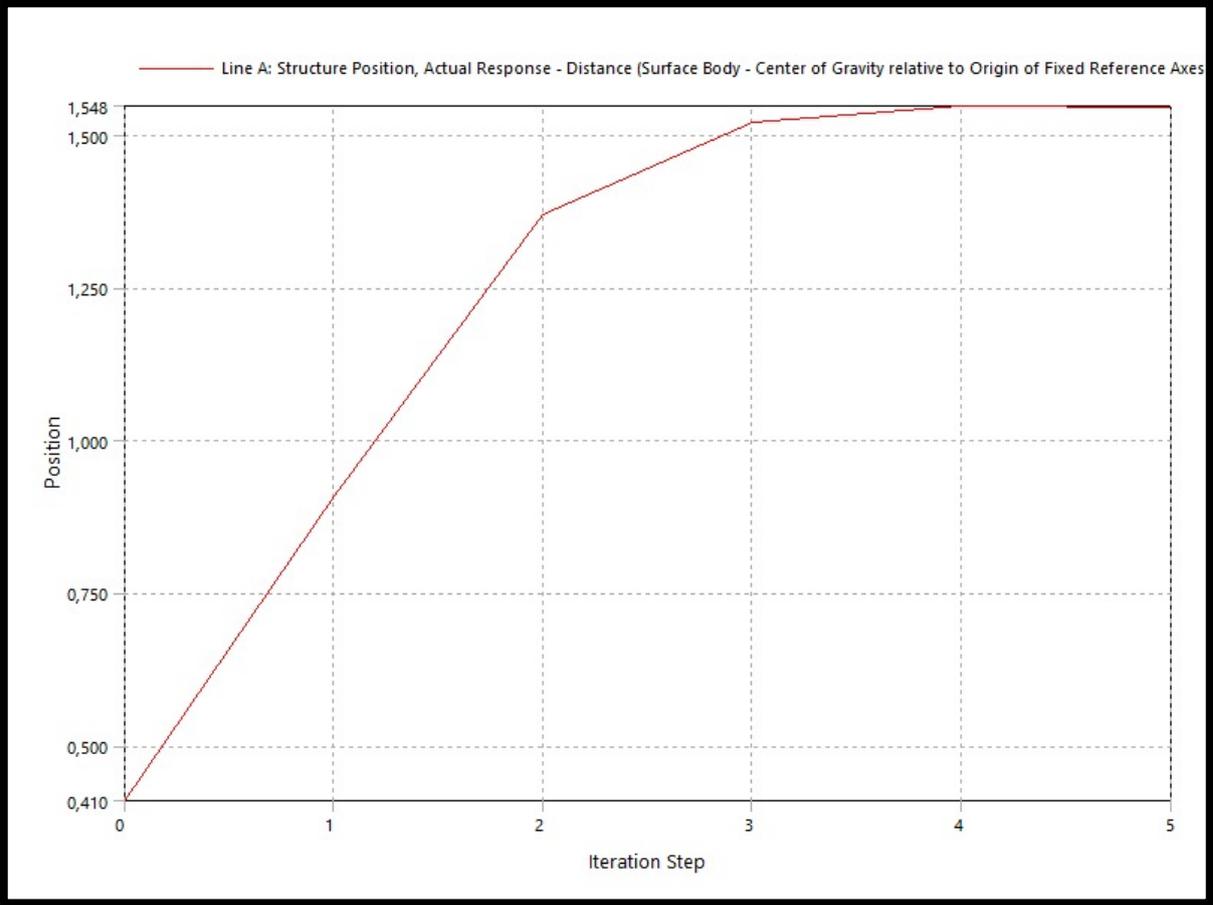
**Figura 32**

*Gráfica de Altura Máxima de la Boya Interactuando con una cresta de ola de 0,85 m*



**Figura 33**

*Gráfica de Altura Máxima de la Boya Interactuando con una cresta de ola de 1,2 m*



### 3.2.1 Requerimientos posteriores a la simulación

Con los valores ajustados por el comportamiento de la boya al interactuar con la cresta de ola, se vio reducido la altura a la que realmente oscilan en el proceso a 0.831m y 1.138m, por lo que se compenso la altura en los cálculos antes realizados asegurando el correcto funcionamiento del sistema en la vida real, en las tablas 12 y 13 se presentan las alturas de olas ajustadas y el número de brazos necesarios.

**Tabla 12**

*Geometría del pistón y Número de Brazos necesarios para generar aire comprimido a una presión de 433,09 kPa luego de las simulaciones*

Periodo (s)	BA (m)	Altura de ola (m)	F <sub>pistón</sub> (N)	Área de pistón (m <sup>2</sup> )	Diámetro de cámara (m)	Caudal (m <sup>3</sup> /min)	Brazos necesarios
8	3,84	0,831	97234,05	0,11	0,38	0,11	26
14	3,84	0,831	55562,32	0,11	0,38	0,06	45
16	3,84	0,831	48617,03	0,11	0,38	0,05	52
8	3,79	1,138	201044,00	0,11	0,38	0,15	19
14	3,79	1,138	114882,28	0,11	0,38	0,08	32
16	3,79	1,138	100522,00	0,11	0,38	0,07	37

**Tabla 13**

*Geometría del pistón y Número de Brazos necesarios para generar aire comprimido a una presión de 1085,572 kPa luego de las simulaciones*

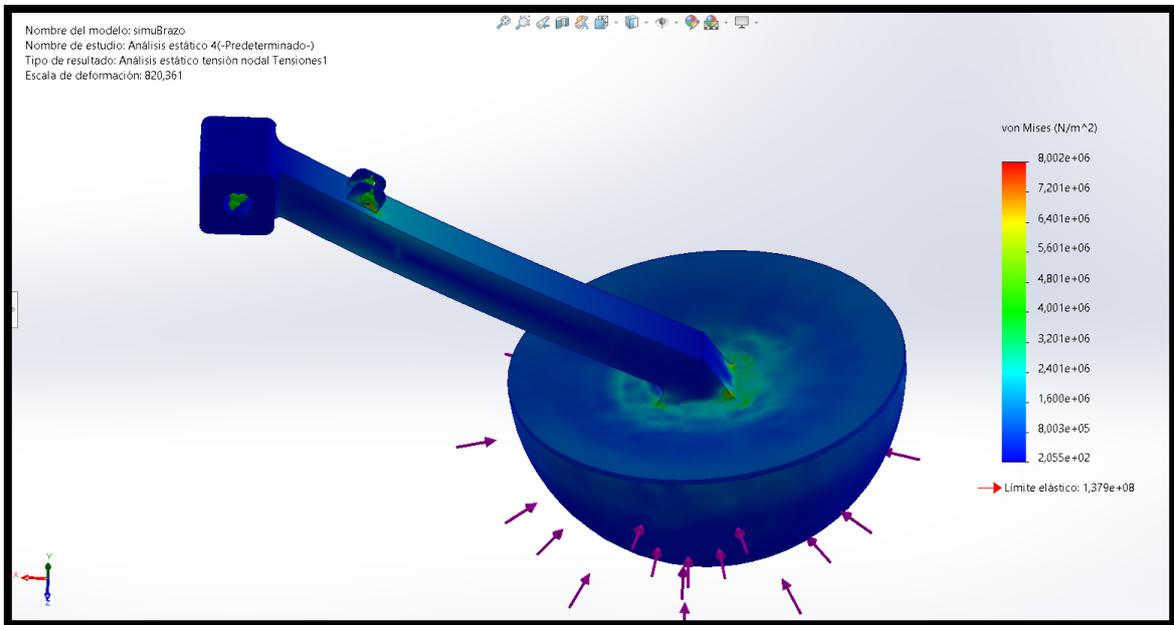
Periodo (s)	BA (m)	Altura de ola (m)	$F_{\text{pistón}}$ (N)	Área de pistón ( $\text{m}^2$ )	Diámetro de cámara (m)	Caudal ( $\text{m}^3/\text{min}$ )	Brazos necesarios
8	3,84	0,831	97234,05	0,045	0,24	0,042	4
14	3,84	0,831	55562,32	0,045	0,24	0,024	7
16	3,84	0,831	48617,03	0,045	0,24	0,021	8
8	3,79	1,138	201044,00	0,045	0,24	0,058	3
14	3,79	1,138	114882,28	0,045	0,24	0,033	5
16	3,79	1,138	100522,00	0,045	0,24	0,029	6

### 3.2.2 Simulación de brazo

Otro componente incorporado en la simulación es el análisis detallado del impacto que el movimiento tiene sobre la integridad y el comportamiento dinámico de la estructura, para este el programa SolidWorks permite la simulación de tensión, deformación y fatiga, estos se visualizan en las figuras 34, 35 y 36. Los colores diferentes de azul representan puntos donde se concentran los mayores esfuerzos, lógicamente en las juntas y la boya que absorbe las fuerzas, son las que reciben los mayores esfuerzos, sin embargo para el material elegido no representa un mayor problema.

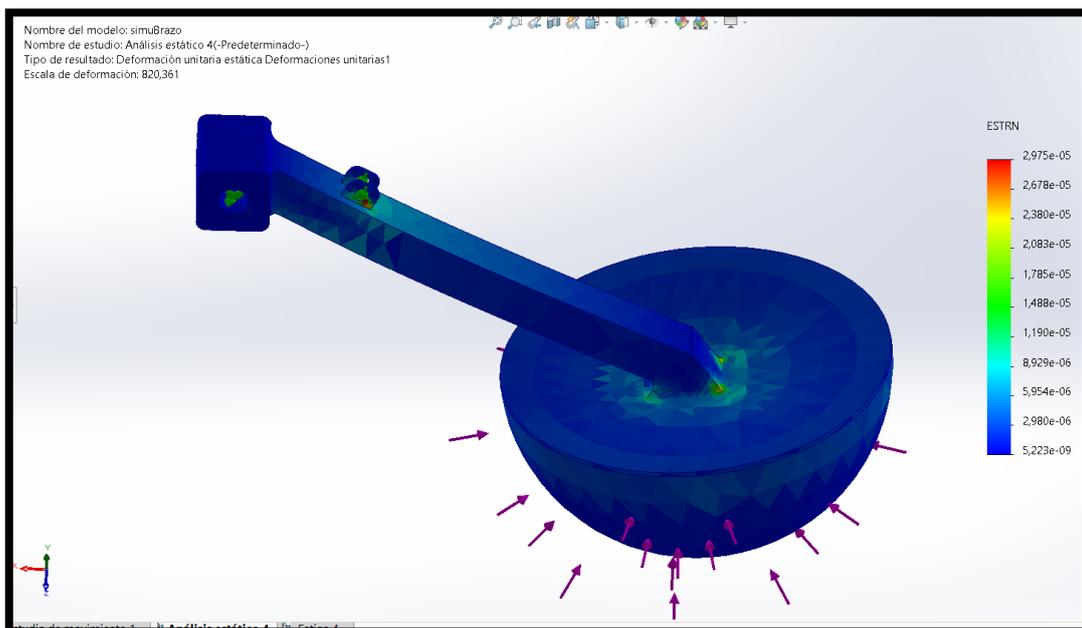
**Figura 34**

*Gráfica de Simulación de tensiones nodales dentro del Brazo Mecánico para Aprovechar la Energía Undimotriz*



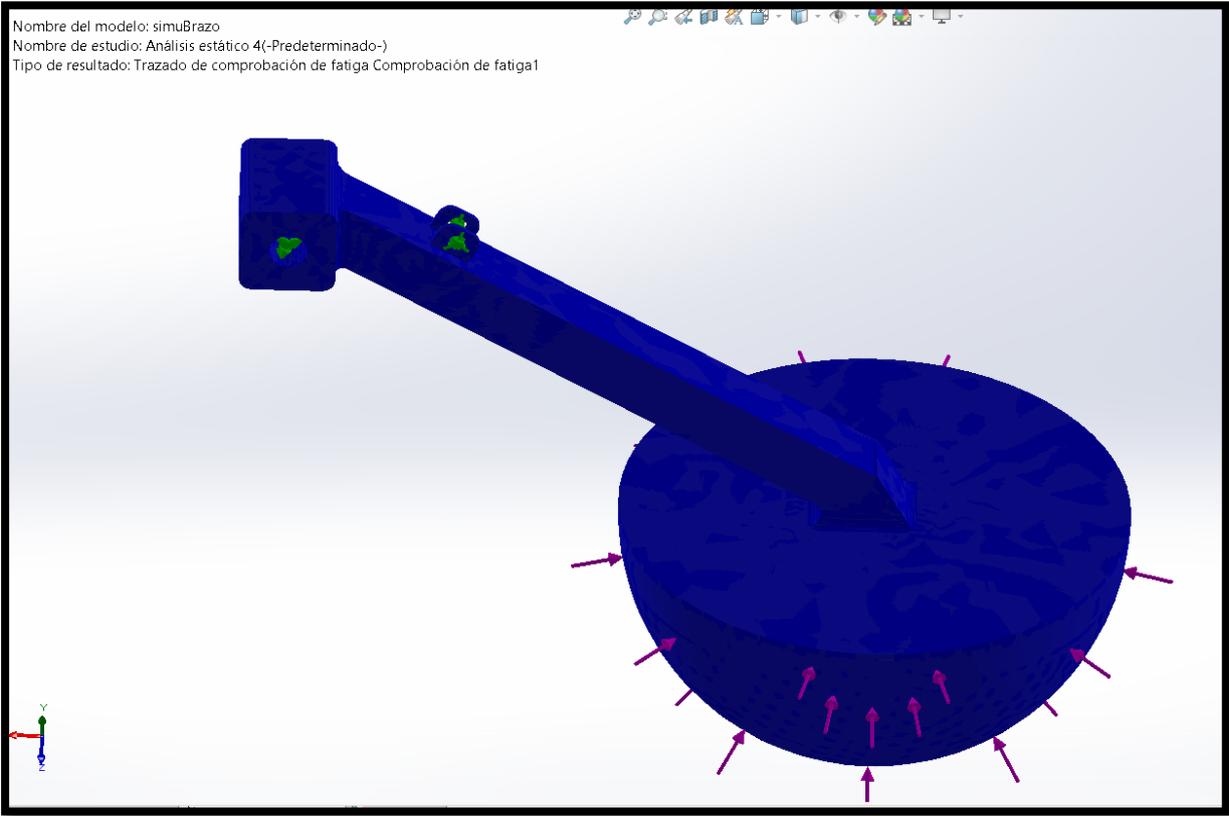
**Figura 35**

*Gráfica de Simulación de Deformaciones Unitarias dentro del Brazo Mecánico para Aprovechar la Energía Undimotriz*



**Figura 36**

*Gráfica de Simulación de Fatiga en el Brazo Mecánico aplicado a Vida Infinita*

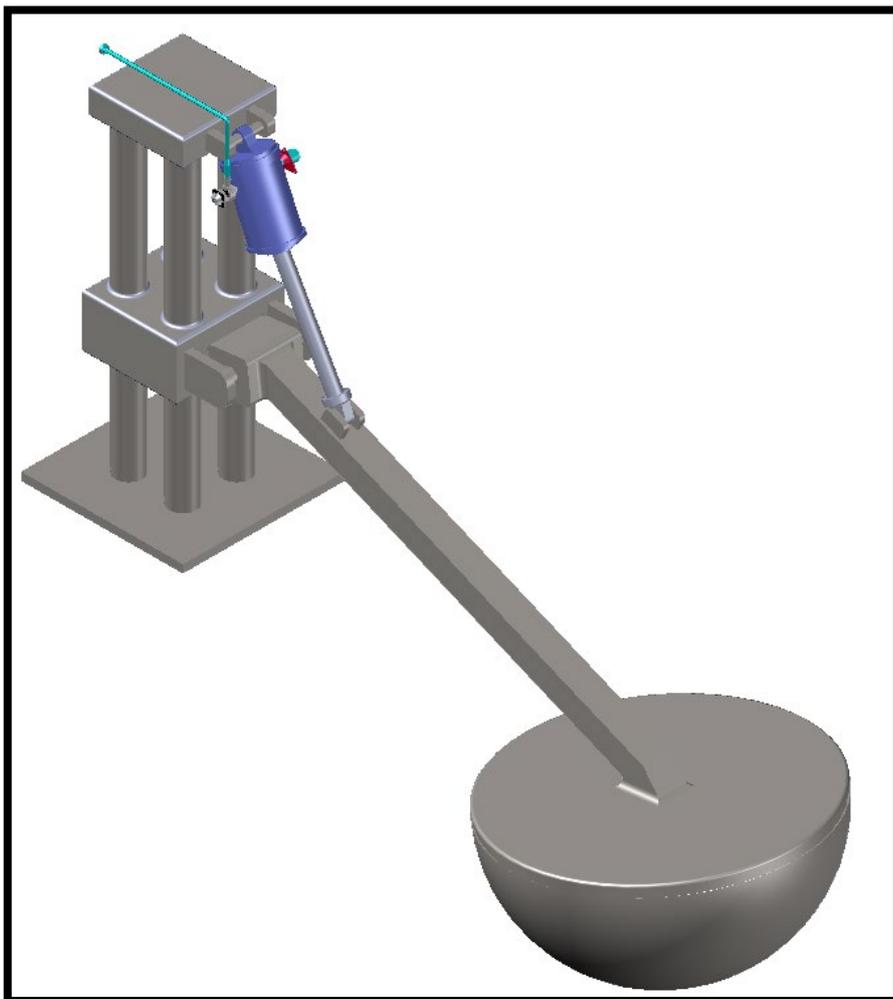


### 3.3 Diseño del Sistema en AutoCAD Plant 3D

Al haber culminado los cálculos de los números de equipos, volúmenes de tanques, diámetros de tuberías de conexión, caudales que se manejan, dimensiones de los brazos mecánicos con boya de pistón modificado y las simulaciones en ANSYS AQWA y SolidWorks. Se realizó el diseño en AutoCAD Plant 3D del sistema completo para tener una mejor apreciación de lo que se ha diseñado, este diseño se lo observa en las figuras 37, 38, 39, 40, 41, 42, 43, 44 y 45.

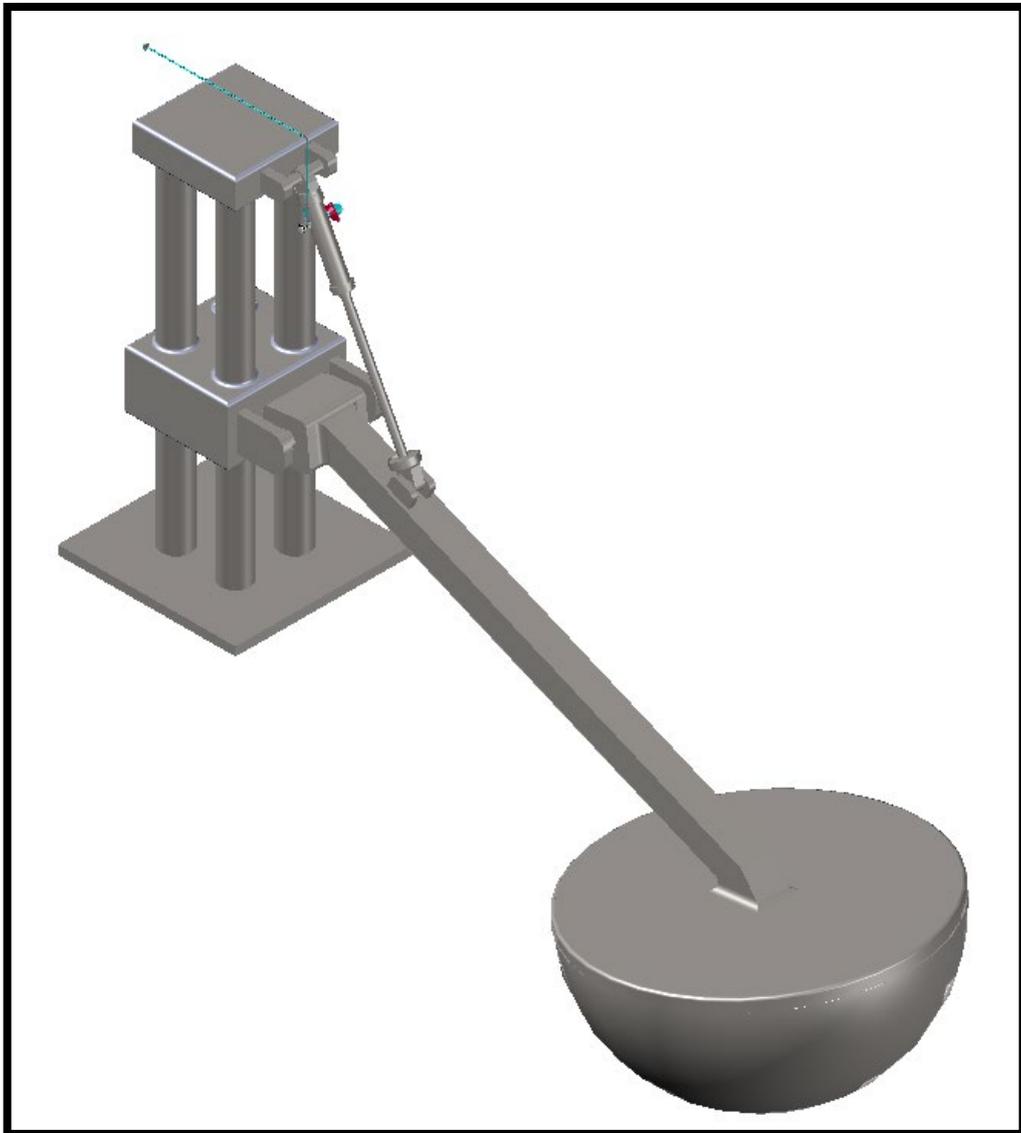
**Figura 37**

*Brazo Mecánico con Pistón Modificado para Captar la Energía de las Olas y Producir Aire Comprimido a una presión de 4 bar*



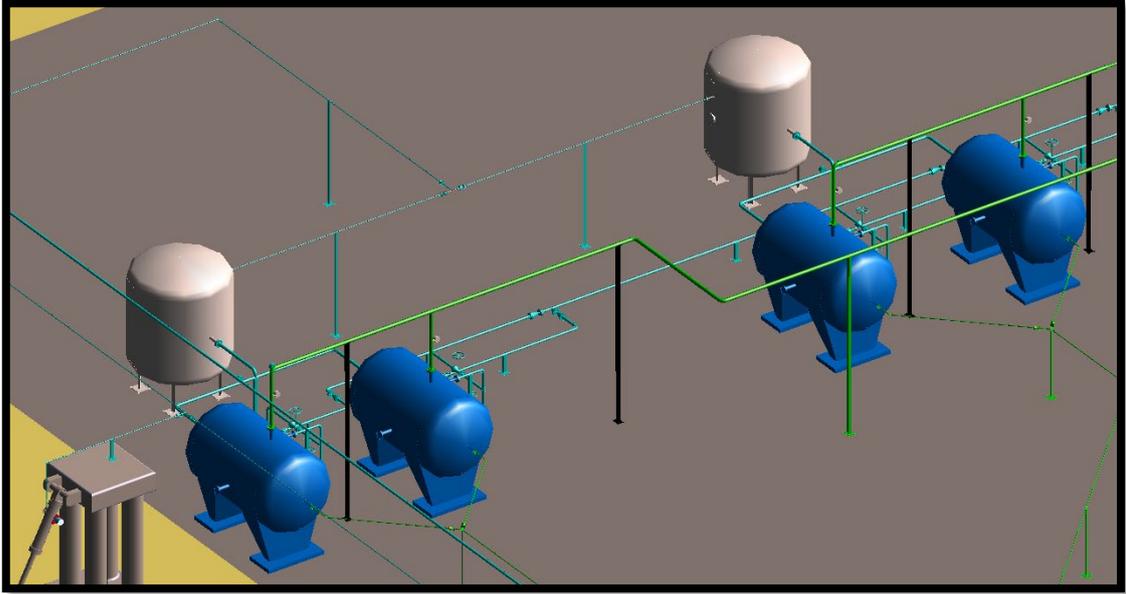
**Figura 38**

*Brazo Mecánico con Pistón Modificado para Captar la Energía de las Olas y Producir Aire Comprimido a una presión de 10,5 bar*



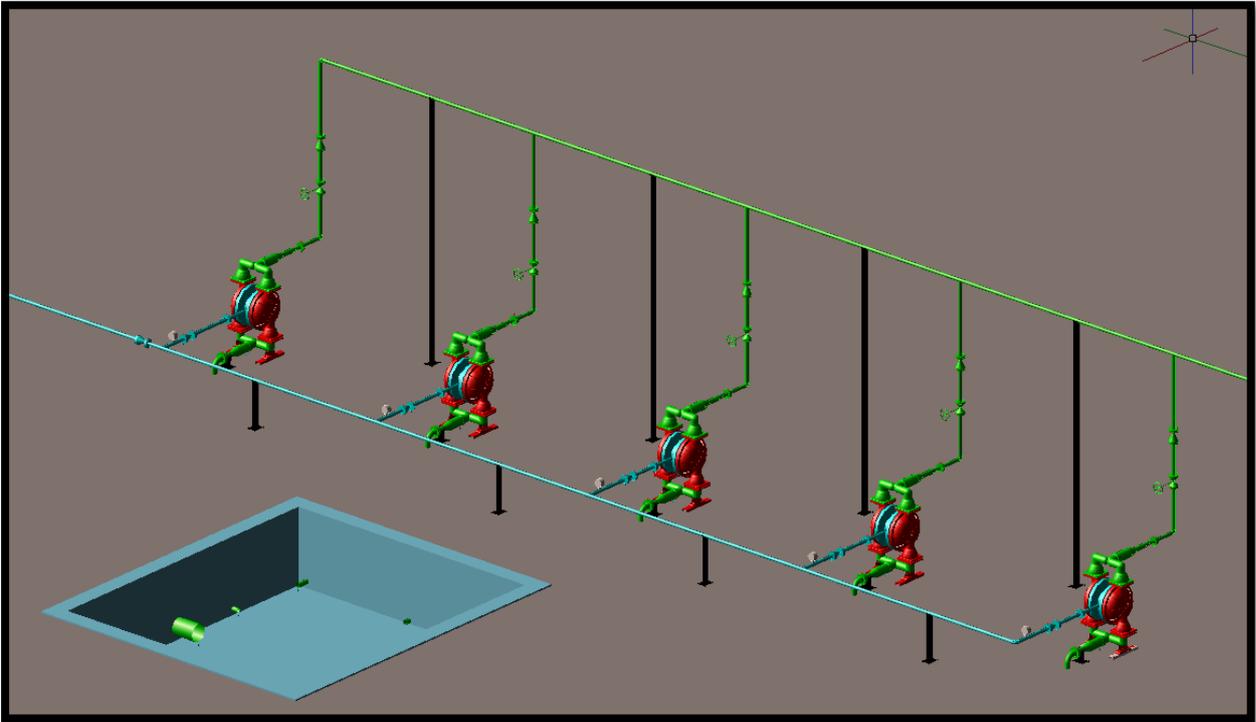
**Figura 39**

*Sistema de Tanques Hidroneumáticos*



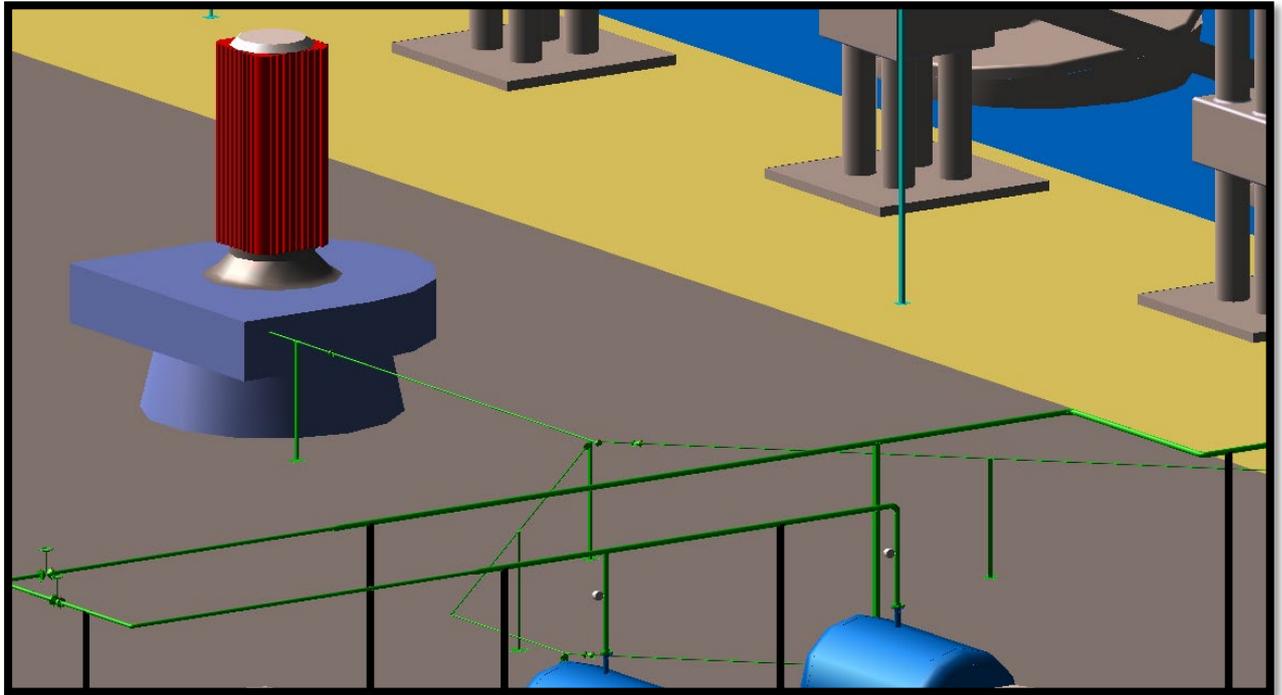
**Figura 40**

*Sistema de Bombas Neumáticas con la Cisterna de Agua*



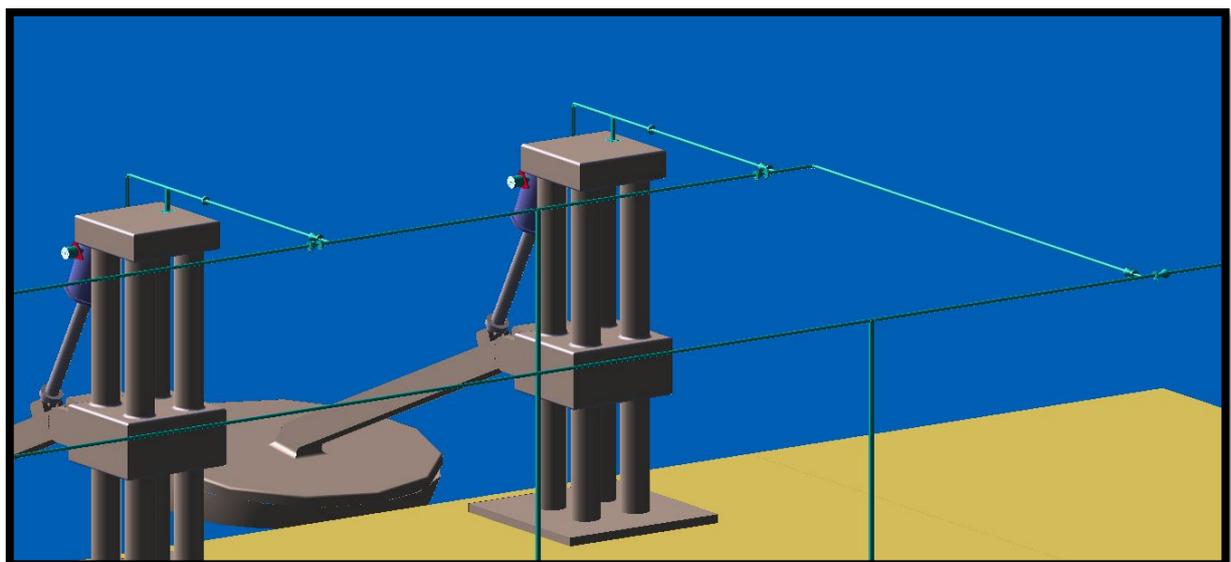
**Figura 41**

*Turbogenerador de 25 kW*



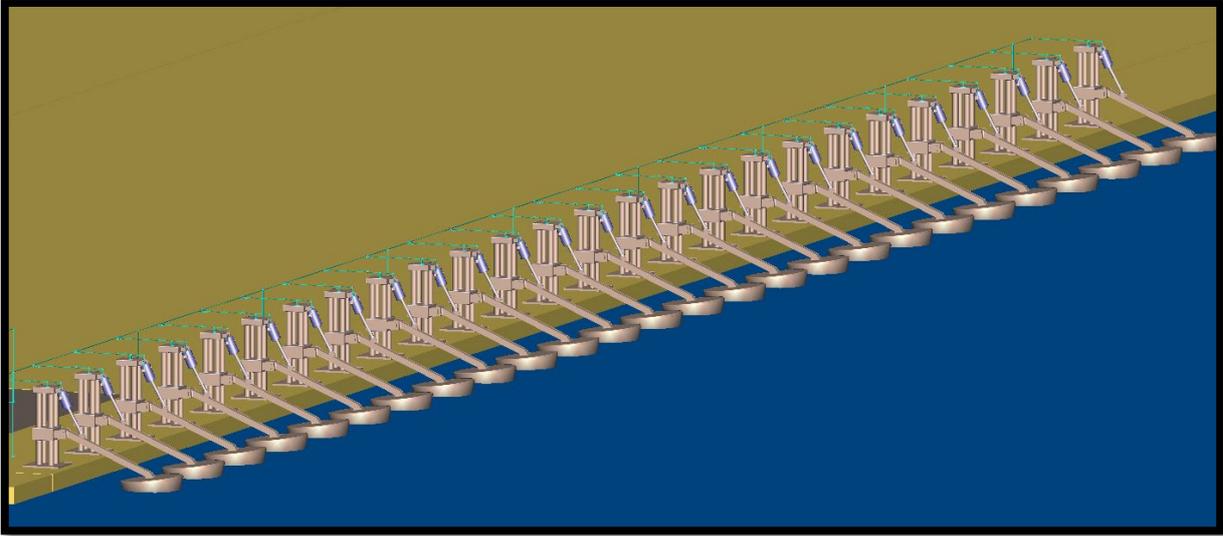
**Figura 42**

*Conexiones de Aire Comprimido Producido por cada Brazo Mecánico*



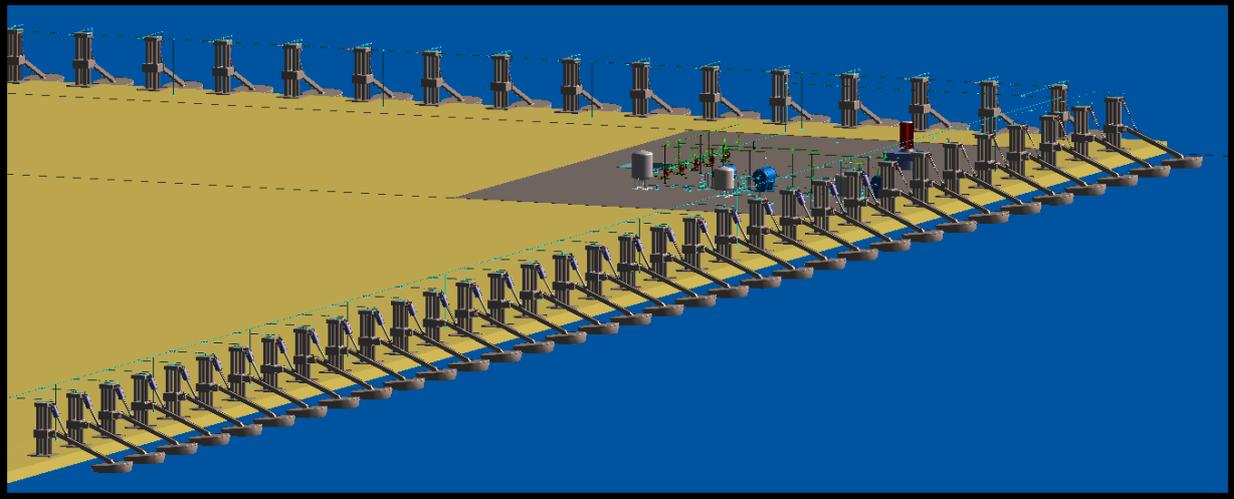
**Figura 43**

*Parte de los Brazos Mecánicos para la Producción de Aire Comprimido de 4 bar en contacto con el Mar*



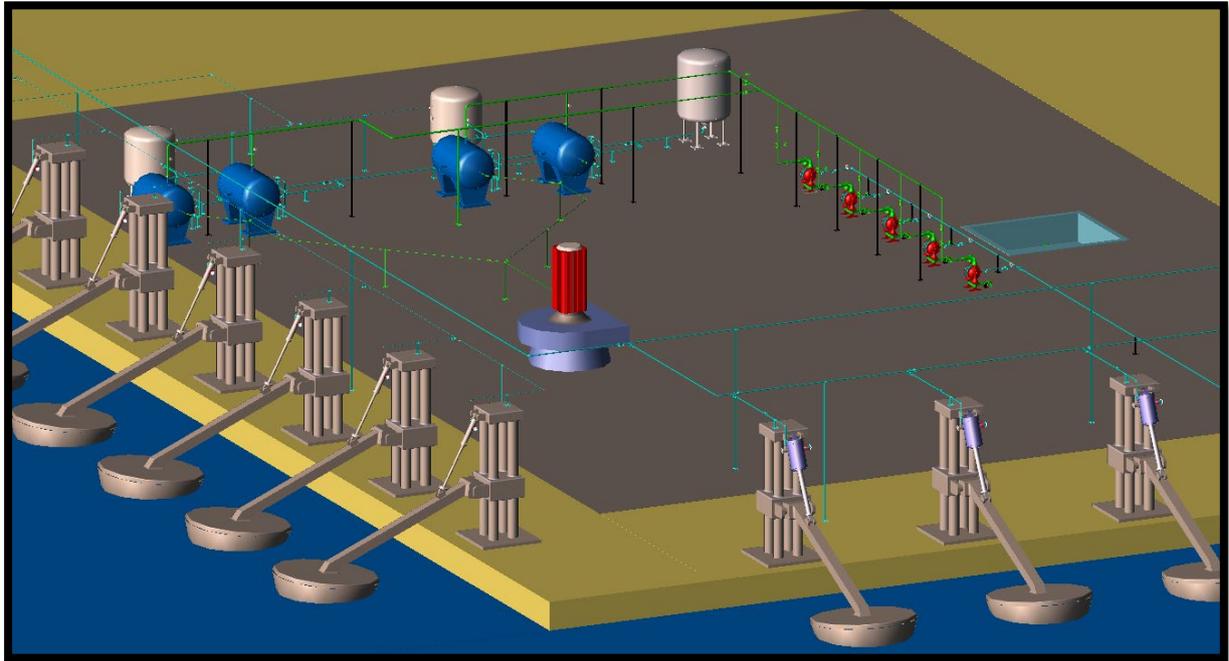
**Figura 44**

*Brazos Mecánicos restantes para la Producción de Aire Comprimido de 4 bar y 10.5 bar en contacto con el Mar*



**Figura 45**

*Sistema de Generación Eléctrica a partir de Energía Undimotriz*



### **3.4 Comparación de vectores energéticos**

Para estimar el costo inicial del proyecto tenemos en cuenta los equipos antes descritos, además de la estimación de las tuberías y accesorios, para esto utilizamos los datos de AutoCAD Plant 3D para las mediciones descritas en la tabla 14. Con estos valores tenemos el desarrollo del presupuesto del sistema en la tabla 15 donde se desglosan el resto de los costos.

**Tabla 14***Medidas de las Tuberías Utilizadas en el Sistema*

<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Diámetro</b>	<b>Material</b>	<b>Descripción</b>	<b>Precio (\$/m)</b>
186,19	m	0.5 in	ASTM A182 Gr F304	Tuberías de Aire Comprimido de 10,5 bar y Salida de Tanques Hidroneumáticos	5
8,70	m	0.75 in	ASTM A182 Gr F304	Tubería Chorro Jet de la Turbina	8
1,61	m	1 in	ASTM A182 Gr F304	Conexiones con Caudalímetros	10
1055,73	m	2 in	ASTM A182 Gr F304	Tuberías de Aire Comprimido de 4 bar, Purgación de Condensados,	20
16,18	m	2.5 in	ASTM A182 Gr F304	Tuberías de Recarga de la Pre Carga de los Tanque Hidroneumáticos	30
98,93	m	3 in	ASTM A182 Gr F304	Tuberías de Succión y Descarga de las Bombas Neumáticas	40
0,14	m	4 in	ASTM A182 Gr F304	Tubería de Conexión de Turbogenerador a Cisterna	60
2,50	m	6 in	ASTM A182 Gr F304	Tubería de Conexión de Turbogenerador a Cisterna	100
35,72	m	12 in	ASTM A182 Gr F304	Tubería de Conexión de Turbogenerador a Cisterna	250

**Tabla 15***Tabla de Costos Totales de los Equipos, Componentes, Accesorios e Instalación del Sistema*

<b>Ítem</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo unitario</b>	<b>Costo Total</b>	<b>Observación</b>
1	Tanques hidroneumáticos	4	\$ 3.100,00	\$ 12.400,00	Tanques de 15 bar
2	Tuberías y accesorios	1.2	\$ 40.000,00	\$ 48.000,00	Se toma en cuenta las longitudes descritas en la tabla 13 además de comprar un 20% extra en tuberías
3	Aislamiento térmico con Fibra Cerámica de las tuberías	1.2	\$ 12.000,00	\$ 13.200,00	Se toman las tuberías de aire comprimido que necesitan aislamiento térmico
4	Bombas Neumáticas	5	\$ 1.000,00	\$ 5.000,00	Bombas hidroneumáticas de doble diafragma
5	Turbina hidráulica	1	\$ 2.000,00	\$ 2.000,00	Turbina de tipo Pelton
6	Generador eléctrico	1	\$ 5.000,00	\$ 5.000,00	Alternador de 25kW
7	Brazo undimotriz	60	\$ 4.000,00	\$240.000,00	
8	Pistón de aire	60	\$ 500,00	\$ 30.000,00	
9	Tanque almacenador de aire	2	\$ 1.000,00	\$ 2.000,00	
10	Cisterna de agua	1	\$ 1.000,00	\$ 1.000,00	
<b>Valor del Proyecto</b>		<b>\$358.600,00</b>			
11	Infraestructura	1	-	\$ 53.790,00	15% del valor del proyecto
12	Transporte y logística	1	-	\$ 17.930,00	5% del valor del proyecto
13	Instalación y montaje	1	-	\$ 107.580,00	30% del valor del proyecto
<b>Costo Total del Proyecto</b>		<b>\$537.384,00</b>			

Se plantea la matriz de vectores energéticos donde se compara otras alternativas de energías renovables, es de notar que para esta comparación se limitó a 5m<sup>2</sup> de espacio disponible para limitar a todas a una versión modular, en la tabla 16 se muestra los costos tanto de lo que cuesta ejecutar el proyecto con su mantenimiento a lo largo del tiempo. El potencial que implica cuanto se puede generar de energía al día y zonas en la que está disponible. Además, el tiempo de vida principalmente estimado para este tipo de energías.

**Tabla 16**

*Matriz de Vectores Energéticos*

<b>Energía Renovable</b>	<b>Costo unitario USD/MMh</b>	<b>Inversión Inicial</b>	<b>Costo de mantenimiento</b>	<b>Disponibilidad geográfica</b>	<b>Vida útil (años)</b>	<b>Producción Energética (kWh/día limitado a 5 m<sup>2</sup>)</b>
Solar Fotovoltaica	30-50	Alto	Bajo	Alta	20-30	20-30 kW
Eólica Terrestre	20-40	Alto	Moderado	Baja	15-20	8-12 kW (Con vientos de 5-8 m/s)
Biomasa	50-100	Moderado	Alto	Alta	20-25	5-15 kW (Residuos agrícolas y forestales)
Hidroeléctrica	20-80	Alto	Moderado	Moderada	40-50	1-5 kW (Proporciones reducidas)
Geotérmica	40-80	Alto	Moderado	Baja	20-25	1-3 kW (limitada por espacio)
Energía undimotriz	100-200	Muy Alto	Moderado	Moderada	25-30	10-20 kW

### 3.5 Análisis de resultados

El objetivo de los cálculos fue abastecer a un generador de 25 kW, cuyas características se describen en la Tabla 2. Para ello, se asignaron valores de eficiencia comunes con el fin de compensar las pérdidas. En la Tabla 3, considerando las pérdidas por transmisión de la turbina, se determinó la necesidad de utilizar una turbina Pelton, dado que se cuenta una velocidad específica de 5,44 en unidades de Estados Unidos.

En la Tabla 4 se mencionan las presiones necesarias para el funcionamiento del tanque, destacándose la presión de precarga de 10,5, que constituye el principal requerimiento para su operación. Además, se resalta el número de procesos, aspecto importante debido a la necesidad de los tanques hidroneumáticos de contar con un tiempo de recarga de presión para mantener su funcionamiento. Por lo tanto, al añadir más tanques, es posible lograr una descarga de agua continua hacia la turbina Pelton.

De manera similar, se analizaron las bombas neumáticas considerando los requerimientos de llenado de los tanques descritos en la tabla anterior, logrando que llenen cada proceso mucho antes del tiempo de descarga para que ocurra el proceso de aumento de presión. En la Tabla 5 se determinó el número de bombas necesarias y el caudal requerido por ellas.

Al tener el sistema un gran número de brazos mecánicos fue necesario tomar en cuenta la pérdida de carga en la presión del aire comprimido en las tuberías que conectaban la producción en el pistón hacia los equipos que lo utilizaban, para el cálculo de estas se tuvo en cuenta una longitud de tuberías referencial promedio entre todos los brazos y el número de accesorios aproximados usados en cada una. Gracias a esto, en la Tabla 6 se logró conocer las verdaderas presiones a las que se debía comprimir el aire, que eran de 4.33 bar para que lleguen 4 bar a la bomba neumática, y 10,85 bar para que lleguen 10,5 bar a los tanques hidroneumáticos.

En las Tablas 7 y 8 se presentó la geometría inicial del brazo captador de las olas, basada en las dimensiones de proyectos previos. Sin embargo, durante las iteraciones se logró optimizar los resultados para obtener una mayor fuerza dirigida directamente al pistón, sin aumentar la fuerza perpendicular a este. En comparación con la configuración inicial, como se muestra en la Tabla 9, se logró un aumento de aproximadamente el 60% en la fuerza aplicada al pistón, mientras que la fuerza perpendicular, que representa la parte de la fuerza que no actúa directamente, se redujo en un 40%. Este resultado permite un mejor aprovechamiento del movimiento del brazo.

En las Tablas 10 y 11 se presentó, de manera preliminar, el cálculo del número de brazos necesarios para lograr el funcionamiento tanto de las bombas como para los tanques. Este cálculo utiliza los valores de fuerza mencionados previamente, lo que permitió adaptar las cámaras de aire de los pistones a las presiones requeridas, que en este caso son de 10,85 y 4,33 bar. Debido a ello, se utilizaron diámetros y caudales distintos. Sin embargo, el dato más relevante es que para el diseño del sistema se utilizó el peor caso del año en cuestión de la cresta y período de ola, que corresponde al tercer escenario con el período más largo y la altura de ola más baja. Este resultado fue la base para determinar el número de brazos necesarios.

A partir de las simulaciones en el programa de simulación ANSYS AQWA mostradas en las figuras 32 y 33, se determinó que el sistema requiere 60 brazos, una cantidad considerable de equipos, para la generación de energía. Aunque la cantidad es importante, todos los brazos no son usados en el año, no resulta necesario ya que como se observa en las tablas 12 y 13. En las épocas favorables de olas, solo la mitad de los brazos son necesarios para producir los 25kW, se puede aprovechar para realizar el mantenimiento de los equipos. Esto asegura una generación continua de energía por parte del sistema y su duración a lo largo de los años.

Continuando las simulaciones, a pesar de la limitación de no poder simular la estructura completa, se optó por la simulación de la boya con sus propiedades físicas y compensación, garantizamos que el movimiento relativo respecto al oleaje es cercano a lo real. En las Figuras 30 y 31 se observa, además del comportamiento dinámico, las presiones ejercidas por el oleaje sobre la estructura. Al no presentarse ningún esfuerzo que comprometa la integridad de esta, se confirma la seguridad del diseño.

Por otro lado, las Figuras 32 y 33 muestran el comportamiento dinámico de la boya, destacando cómo su centro de masa asciende en respuesta al oleaje, considerando los valores de las olas obtenidos en los estudios previos. Los resultados indican que aproximadamente un 5 % de la altura se pierde debido a la inercia de la boya y las fuerzas actuantes, lo que limita una respuesta ideal. Como consecuencia, en las Tablas 12 y 13 como se explicó anteriormente, se recalculó el número de brazos necesarios utilizando los nuevos valores de altura. Estos ajustes garantizan que el sistema cumpla con los requerimientos establecidos.

En las Figuras 34 y 35 se destaca que, aunque se observan puntos de tensión y deformación en las principales conexiones de movimiento del brazo, estos no representan un riesgo significativo para la integridad de la estructura. El cambio de color, que varía de azul a rojo, indica lo cerca que se encuentra el material de alcanzar su límite de falla. Dado que no se identifican puntos en rojo, se puede afirmar con confianza que este es un diseño seguro.

Con los resultados simulados en la Figura 36, el brazo fue sometido a 1,000,000 de iteraciones, lo que equivale a un periodo aproximado de 20 años. Al no evidenciarse cambios significativos durante estas iteraciones, se confirma que el brazo podrá soportar las fuerzas durante este tiempo sin comprometer su funcionalidad.

Una vez culminados todos los cálculos y simulaciones del sistema, se procedió a realizar un diseño general del sistema en AutoCAD Plant 3D para tener una mejor apreciación de lo propuesto en el proyecto, lo cual se puede visualizar en 9 imágenes desde la figura 37 hasta la figura 45. En este diseño se detallan como se propone la conexión entre los 52 brazos mecánicos y las bombas neumáticas, y los otros 8 brazos con los tanques hidroneumáticos, también se explica el ciclo hídrico del sistema para llevar el agua de la cisterna a los tanques hidroneumáticos donde aumenta la presión, para luego ser descargada hacia la turbina Pelton de la figura 57 que está dentro del turbogenerador de 25kW. Por último, se mostraron las conexiones subterráneas para llevar el agua de vuelta a la cisterna para que el ciclo hídrico pueda comenzar de nuevo.

A partir del diseño en AutoCAD PLANT 3D, se realizó un reporte de la lista de tuberías mostrado en la tabla 14, donde se detalla nombres de materiales, diámetros y longitud de cada tubería, siendo una parte del reporte del costo total del proyecto contemplado en la tabla 15 con un presupuesto de \$537.384,00.

En comparación con otras energías renovables, la alternativa planteada ofrece varias zonas de ubicación potencial, dado que Ecuador tiene una extensión costera amplia, a diferencia de la eólica que requiere de amplios valles con vientos para su funcionamiento y geotérmica que debido a sus grandes estructuras y condiciones específicas para su funcionamiento se ve limitada. Aunque los costos iniciales pueden percibirse como mayores en relación con fuentes como la energía solar fotovoltaica o la eólica, es importante destacar que estas últimas no son recursos constantes: la energía solar es efectiva solo durante parte del día y bajo condiciones de baja nubosidad, mientras que la energía eólica depende de la presencia de viento, por lo tanto estas energías requieren baterías para almacenar la electricidad, las mismas son costosas y requieren ser reemplazadas cada cierto tiempo. En contraste, la energía de las olas actúa de manera continua, tanto de día como de noche, lo cual representa una gran ventaja, además de no depender de condiciones climáticas como

la energía hidroeléctrica. A pesar de las variaciones en la intensidad del oleaje, la producción no se detiene una vez que el sistema entra en operación.

## **Capítulo 4**

## **4.1 Conclusiones y recomendaciones**

### **4.1.1 Conclusiones**

Se diseñó por completo el sistema, para la generación de 25kW aprovechando la energía undimotriz, el cual está compuesto por 60 brazos mecánicos, 5 bombas neumáticas, 4 tanques hidroneumáticos, 2 tanques acumuladores de aire comprimido, 1 tanque para el procesamiento de condensados, 1 cisterna de agua y 1 turbogenerador, es fundamental indicar que dicho diseño fue analizado con el peor mes del año en cuestión de cresta y período de ola.

El diseño del brazo mecánico está comprobado por simulaciones en SolidWorks, tanto estáticas de tensiones o deformaciones, como dinámicas de fatiga donde se observó una excelente interacción con las olas del mar en un período de trabajo de 20 años, sin riesgo a fallas.

Se diseñó el sistema, usando datos comprobados en simulaciones en ANSYS AQWA sobre la interacción de la boya con las crestas de olas analizadas en el estudio del potencial energético en la ubicación localizada en la “La Chocolatera”, Salinas, Ecuador. Procurando acercar el funcionamiento del diseño aún más a la realidad.

La seguridad del manejo de aire comprimido en las tuberías del sistema, fue un punto muy importante en el diseño, por un lado, se propuso el aislamiento con fibra de cerámica en todas las tuberías de aire comprimido, puesto que manejan temperaturas de alrededor de 166,74 °C y 370,87 °C, y por otro, al estar manejando presiones muy altas de 4 y 10,5 bar, se establecieron los ratings de los accesorios en estas tuberías bajo la norma ASME B16.34.

Comparando el diseño del sistema de energía undimotriz, con otros vectores energéticos, se concluyeron 3 puntos importantes:

El primero es que tiene una producción más constante, diseñándose para funcionar sin parar todo el año, a diferencia de la solar que solo trabaja durante la jornada diurna, la hidroeléctrica que en sequías no funciona, o la eólica que depende mucho de las ráfagas de viento.

Segundo, en cuestión de producción energética en el Ecuador tiene una gran desventaja en comparación a las otras, pues el potencial energético por metro de ola en el país es muy bajo. Requiriendo un gran número de brazos mecánicos para aumentar la generación eléctrica, lo cual no sería eficiente.

Tercero, a pesar de que el mantenimiento del sistema undimotriz no sería costoso, al no estar introducido en el mar, el costo de implementación en la vida real sigue siendo un poco elevado para el beneficio energético que se obtiene. Sin embargo, el sistema es eficiente, puesto que, si se instalara en alguna zona con más cresta de ola que la disponible en el Ecuador, el número de brazos, conexiones de tuberías, bombas neumáticas y los distintos tanques se verían reducidos al mismo tiempo que la generación eléctrica se vería aumentada.

#### **4.1.2 Recomendaciones**

Debido a limitaciones de licencia con el software Ansys se recomienda realizar la simulación con el diseño del equipo completo, incluyendo una estructura para determinar toda la dinámica del equipo, sin tener una limitación de número de nodos se obtendrían resultados más precisos.

Se recomienda el análisis de puntos de corrosión debido a movimiento, para la aplicación de un recubrimiento extra o un cambio de material para asegurar la integridad del equipo a lo largo del tiempo.

En caso, de llegar a implementar el sistema, para brindar seguridad a los operadores del sistema, se recomienda, tomar muy en cuenta la instalación del aislamiento en las tuberías de aire comprimido propuesta con fibra cerámica en la Tabla 15, pues sus elevadas temperaturas, podrían ocasionar quemaduras graves en caso de no aislarlas.

En caso, de llegar a implementar el sistema, se recomienda soldar un anillo de refuerzo de dos veces el radio de la tubería en las conexiones Stub-In, debido a las altas presiones y caudales que se manejan.

Se recomienda simular el sistema en el software CAESAR II, para obtener una mejor visualización de las expansiones térmicas de las tuberías en funcionamiento y realizar modificaciones en la estructura de soporte o en la forma de conexión de los sistemas antes de implementar las tuberías en la vida real.

## Bibliografía

- Aderinto, T., & Li, H. (2018). Ocean wave energy converters: Status and challenges. *Energies*, 11(5), 1250. <https://doi.org/10.3390/en11051250>
- American Society of Mechanical Engineers. (2020). *ASME B16.34: Valves—Flanged, Threaded, and Welding End*. ASME. <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/b16-34-valves-flanged-threaded-welding-end>
- American Society of Mechanical Engineers. (2020). *ASME B31.3: Process Piping*. ASME. <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/b31-3-process-piping>
- Athaluri, S. K. (2014). *Energy harvesting from ocean waves by SAN-BAWEC (Simple and Nonstop-Buoyant arm Wave Energy Converter)*. *International Journal of Innovative Research & Development*, 3(10), 180-183. <https://www.researchgate.net/publication/289211431>
- Breidi, F., Salem, T., Marschand, J. R., & Lumkes, J. (2024). *The effect of piston grooves performance in an axial piston pumps via CFD analysis*. IJMS.
- Cámara de Comercio de Guayaquil. (2024, octubre 23). *El costo de cada hora de apagón en Ecuador es de 12 millones de dólares, según Cámara de Comercio de Guayaquil*. Telem Amazonas. <https://www.teleamazonas.com/apagon-costo-12-millones-hora-camara-comercio/>

Castaño-Serna, J. P., & Chica-Arrieta, E. (2023). *Selección de un convertidor de energía de las olas de tipo oscilante y un sistema de toma de fuerza para el aprovechamiento de la energía undimotriz de Colombia*. Revista UIS Ingenierías, 22(2), 141-166.  
<https://doi.org/10.18273/revuin.v22n2-2023012>

Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2006). *Thermodynamics: An engineering approach* (5th ed.). McGraw-Hill Education.

Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2006). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones* (1ra ed.). McGraw-Hill/Interamericana Editores.

Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2014). *Fluid mechanics: Fundamentals and applications* (3ra ed.). McGraw-Hill Education.

Chimbo Rodríguez, L. (2017). *Aprovechamiento de la energía undimotriz en Ecuador*. Universidad Politécnica Salesiana.  
[https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/13818/1/ings\\_v17\\_Chimbo\\_Rodr%C3%ADguez.pdf](https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/13818/1/ings_v17_Chimbo_Rodr%C3%ADguez.pdf)

Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC EP). (2019). *CELEC EP socializa con la comunidad el proyecto eólico Villonaco III*. <https://www.celec.gob.ec/noticias/celec-ep-socializa-con-la-comunidad-el-proyecto-eolico-villonaco-iii/>

Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC EP). (2022). 37 empresas adquieren derechos de participación en el proceso público de selección para la concesión del bloque de energías

renovables no convencionales I. <https://www.celec.gob.ec/noticias/37-empresas-adquieren-derechos-de-participacion-en-el-proceso-publico-de-seleccion-para-la-concesion-del-bloque-de-energias-renovables-no-convencionales-i/#:~:text=El%20Bloque%20de%20Energ%C3%ADas%20Renovables,recurso%20primario%20y%20las%20condiciones>

Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC EP). (2024). *Folleto de proyectos fotovoltaicos en Ecuador 2024*. <https://www.celec.gob.ec/wp-content/uploads/2024/05/Folleto-PROYECTOS-FOTOVOLTAICOS-ECU-2024-2-26-FEB.pdf>

Corporación Eléctrica del Ecuador (CELEC EP). (2024). *Procesos de emergencia*. CELEC EP. <https://www.celec.gob.ec/procesos-de-emergencia/>

Cruz Sandoval, H., & Ramos Pérez, F. (2009). *Análisis hidráulico del sistema de bombeo a través de tanques hidroneumáticos para el abastecimiento de agua potable de un edificio habitacional*. Instituto Politécnico Nacional, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

Dean, R. G., & Dalrymple, R. A. (1991). *Water wave mechanics for engineers and scientists*. World Scientific Publishing Co.

Debem. (2024). *Fullflow 502 - Bombas neumáticas de doble membrana*. Debem. Recuperado de <https://www.debem.com/es/productos/bombas-neumaticas-de-doble-membrana/fullflow/fullflow-502/>

- Heath, T. V. (2012). A review of oscillating water columns. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 370(1959), 235–245.  
<https://doi.org/10.1098/rsta.2011.0164>
- Hernández Santana, J. R., Méndez Linares, A. P., & Ordaz Hernández, A. (2022). *La energía undimotriz en el contexto de las energías sustentables*. Centro Mexicano de Innovación en Energía - Océano. <https://cemieoceano.mx/downloads/libros/Libro-Energia-Undimotriz-Cap%201.pdf>
- Herrán-Sandoval, A. (2014). *Tanques hidroneumáticos: Cálculo de la capacidad*. *Tecnología y Ciencias del Agua*, 5(4), 163-171.
- Hooton, S. (2019). *Air operated double diaphragm pumps guide*. Northridge Pumps. [https://www.northridgepumps.com/article-211\\_air-operated-double-diaphragm-pumps](https://www.northridgepumps.com/article-211_air-operated-double-diaphragm-pumps)
- Instituto Nacional de Estadística y Censos (INEC). (2023). *7 de cada 10 hogares en el país no ahorran agua: INEC presenta encuesta*. INEC. <https://www.ecuadorencifras.gob.ec/7-de-cada-10-hogares-en-el-pais-no-ahorran-agua-inec-presenta-encuesta/>
- Jáuregui, J. M. (2016). *Análisis de los efectos ambientales de la generación de energía undimotriz en el puerto Quequén*. [Tesis de maestría, Universidad Tecnológica Nacional]. <https://undimotriz.frba.utn.edu.ar/wp-content/uploads/sites/61/2019/08/2016-UTN-Jorge-Mart%C3%ADn-J%C3%A1uregui-An%C3%A1lisis-de-los-efectos-ambientales-de-la-generaci%C3%B3n-de-energ%C3%ADa-undimotriz-en-el-puerto-Quequ%C3%A9n.pdf>

Mäki, T., Vuorinen, M., & Mucha, T. (2014). *WaveRoller – One of the leading technologies for wave energy conversion*. Trabajo presentado en la 5ª Conferencia Internacional de Energía Oceánica (ICOE 2014). Disponible en <https://tethys-engineering.pnnl.gov/publications/waveroller-one-leading-technologies-wave-energy-conversion>

Ministerio de Energía y Minas. (2024, agosto 27). *El Gobierno contratará 788 megavatios de potencia adicionales para enfrentar el estiaje*. Ministerio de Energía y Minas. <https://www.rekursyenergia.gob.ec/el-gobierno-contratara-788-megavatios-de-potencia-adicionales-para-enfrentar-el-estiaje/>

Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables. (2019). **Resumen ejecutivo**. <https://www.rekursyenergia.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2019/10/1-Capi%CC%81tulo-1-Resumen-Ejecutivo.pdf>

Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables. (2019). Capítulo 4: Plan de Expansión de Generación. En Plan Maestro de Electricidad del Ecuador (pp. 138-175). Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables. <https://www.rekursyenergia.gob.ec/wp-content/uploads/2020/01/4.-EXPANSION-DE-LA-GENERACION.pdf>

Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables. (2021). Ecuador reafirma su compromiso de cumplir con el Acuerdo de París en el marco de la conferencia de las Naciones Unidas sobre el cambio climático. <https://www.rekursyenergia.gob.ec/ecuador-reafirma-su-compromiso-de-cumplir-con->

[el-acuerdo-de-paris-en-el-marco-de-la-conferencia-de-las-naciones-unidas-sobre-el-cambio-climatico/](#)

Ministerio del Ambiente, Agua y Transición Ecológica [@RecNaturalesEC]. (2024, 6 de noviembre). *Implementamos medidas para mitigar los efectos de la sequía en Ecuador, promoviendo la gestión sostenible de los recursos hídricos y la colaboración interinstitucional para enfrentar la crisis climática actual* [Fotografía]. X. <https://x.com/RecNaturalesEC/status/1850681483951751361/photo/1>

Monteiro, A. de O., Jucá, S. C. S., Silva, S. A. da, & Rocha, P. C. da. (2019). Uma proposta de pesquisa: aproveitamento das ondas do mar no porto do Pecém-Ceará. *Research, Society and Development*, 8(6), e30861067. <https://doi.org/10.33448/rsd-v8i6.1067>

Naranjo, A. (2023). *Una perspectiva del desarrollo hidroeléctrico en Ecuador: pasado, presente y futuro*. *La Granja: Revista de Ciencias de la Vida*, 39(1). Universidad Politécnica Salesiana. [https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/27392/1/Lgr\\_v39n1\\_Naranjo.pdf](https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/27392/1/Lgr_v39n1_Naranjo.pdf)

NASA Earth Observatory. (2022). Intense, widespread drought grips South America. NASA. <https://earthobservatory.nasa.gov/images/153447/intense-widespread-drought-grips-south-america>

National Geographic. (2024). *Los 8 efectos principales del cambio climático, según las Naciones Unidas*. National Geographic en Español. <https://www.nationalgeographicla.com/medio-ambiente/2024/10/los-8-efectos-principales-del-cambio-climatico-segun-las-naciones-unidas>

Núñez-Samper Muñoz, M. (2017). *Modelado de un convertidor undimotriz del tipo absorbedor puntual en un microcontrolador* (Trabajo de fin de grado). Universidad Politécnica de Madrid. Recuperado de [https://oa.upm.es/49133/1/TFG\\_MARTA\\_NUNEZ\\_SAMPER\\_MUNOZ.pdf](https://oa.upm.es/49133/1/TFG_MARTA_NUNEZ_SAMPER_MUNOZ.pdf)

Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (UNIDO) & Red Internacional de Pequeñas Centrales Hidroeléctricas (INSHP). (2019). *Technical guidelines for the development of small hydropower plants*. UNIDO.

Pate, K., Marschand, J. R., Breidi, F., Salem, T., & Lumkes, J. (2024). *Design and Sensitivity Analysis of Mechanically Actuated Digital Radial Piston Pumps*. *Processes*, 12(504). <https://doi.org/10.3390/pr12030504>

Rodríguez-Santos, R., & Chimbo-Campuzano, M. (2017). Aprovechamiento de la energía undimotriz en el Ecuador. *Ingenius. Revista de Ciencia y Tecnología*, (17), 23-28. Universidad Politécnica Salesiana, Ecuador. <https://doi.org/10.17163/ings.n17.2017.03>

Saenz, M. (2024). *Crisis de energía en Ecuador: Evaluación de la situación al 28 de octubre 2024*. ResearchGate. [https://www.researchgate.net/profile/Melior-Saenz/publication/385439169\\_Crisis\\_de\\_Energia\\_en\\_Ecuador\\_Evaluacion\\_de\\_la\\_Situacion\\_al\\_28\\_de\\_octubre\\_2024/links/6724e7c5ecbbde716b522243/Crisis-de-Energia-en-Ecuador-Evaluacion-de-la-Situacion-al-28-de-octubre-2024.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Melior-Saenz/publication/385439169_Crisis_de_Energia_en_Ecuador_Evaluacion_de_la_Situacion_al_28_de_octubre_2024/links/6724e7c5ecbbde716b522243/Crisis-de-Energia-en-Ecuador-Evaluacion-de-la-Situacion-al-28-de-octubre-2024.pdf)

Secretaría Nacional de Gestión de Riesgos. (2024, 21 de septiembre). *Resolución de alerta roja en 19 provincias de Ecuador debido a la crisis climática*.

<https://www.gestionderiesgos.gob.ec/wp-content/uploads/2024/09/RESOLUCION-DE-ALERTA-ROJA-21-09-24-so-tn-signed.pdf>

Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8ª ed.). McGraw-Hill.

Sjökvist, L., Krishna, R., Rahm, M., Castellucci, V., Anders, H., & Leijon, M. (2014). *On the optimization of point absorber buoys*. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2(2), 477-492. <https://doi.org/10.3390/jmse2020477>

Velázquez Martí, B. (2021). *Fundamentos de la generación de la electricidad*. Universitat Politècnica de València. Recuperado de <https://riunet.upv.es/handle/10251/168574>

Wave Swell Energy. (2024). *King Island Project*. Wave Swell Energy. <https://www.waveswell.com/king-island-project-2/>

Zhang, J., Tahir, U. B., & Manasseh, R. (2024). *Maximal electric power generation from varying ocean waves with LC-tuned reactive PTO force*. *IEEE Transactions on Sustainable Energy*. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2404.08360>

## APÉNDICE A

### CÁLCULOS

#### ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL SISTEMA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA

---

#### Definición de Parámetros y Variables

##### *Generador de Electricidad*

---

$$N_p = 4$$

$$f = 60 \text{ Hz}$$

$$\eta_{\text{generador}} = 0.8$$

$$W_{\text{eléctrica}} = 25 \text{ kW}$$

##### *Turbina Hidráulica*

---

$$\eta_{\text{transmisión}} = 0.95$$

$$\eta_{\text{turbina}} = 0.85$$

$$V_{\text{chorro}} = 75 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 4921.25 \text{ ft/min}$$

##### *Tanque Hidroneumático*

---

$$P_{\text{min}} = P_{\text{hidrostática}} = 15 \text{ bar} = 1500 \text{ kPa}$$

$$P_{\text{max}} = 19 \text{ bar}$$

$$P_{\text{bar}} = 10,5 \text{ bar}$$

$$t = 2 \text{ min}$$

$$\text{Densidad de agua } (\rho) = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 1.936 \frac{\text{slugs}}{\text{ft}^3}$$

$$\text{Gravedad } (g) = 32.174 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

### ***Resorte dentro del Tanque Hidroneumático***

---

Material elegido fue Cromo Vanadio A231

$$S_y = 1570 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 1790 \text{ MPa}$$

$$G = 77.2 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$\tau_y = 1080 \text{ MPa}$$

Dimensiones del Resorte

$$D = 0.35 \text{ m}$$

$$d = 0.20 \text{ m}$$

$$n = 10$$

### ***Bomba Neumática***

---

$$\dot{V}_{\text{disponible}} = 0.4 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 105.67 \text{ gpm}$$

*Presión del aire comprimido para accionar el mecanismo = 4 bar*

$$\text{Caudal de Aire comprimido necesario accionar el mecanismo} = 0.54 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$V_{\text{fluído succión}} = 1.25 \text{ m/s} = 246.06 \text{ ft/min}$$

$$V_{\text{fluído descarga}} = 2.75 \text{ m/s} = 541.34 \text{ ft/min}$$

### ***Características de Olas***

---

$$\text{Periodo 1}(T) = 8 \text{ s}$$

$$\text{Periodo 2}(T) = 14 \text{ s}$$

$$\text{Periodo 3}(T) = 16 \text{ s}$$

$$T_{prom} = 12.67 \text{ s}$$

$$\text{Longitud de Onda Referencial}(L) = 15$$

$$\text{Velocidad de Onda Referencial}(C) = 0.75 \frac{m}{s}$$

$$\theta_{min}(\text{Cuando } \overline{BA} = 0) = 30^\circ$$

$$\text{Altura de Ola 1(Marea baja)} = 0.85 \text{ m}$$

$$\text{Altura de Ola 2(Marea alta)} = 1.2 \text{ m}$$

$$I = 270702 \text{ kgm}^2 \text{ (Dato de SolidWorks)}$$

$$\delta(\text{Desfase de la función Seno}) = -1.1011$$

### ***Tuberías de Aire Comprimido (Brazos Mecánicos a Bomba Neumática)***

---

$$f=0.02$$

$L_e = 125 \text{ ft}$  (De estos 65 ft se tienen en cuenta por la longitud de la tubería y 85ft debido a las longitudes equivalentes por codos de  $45^\circ$  y las válvulas reguladoras de caudal)

$$S_G = 4.77 \text{ (Aire comprimido a 4 bar)}$$

$$\rho = 0.29 \frac{lb}{ft^3}$$

$$T_a = 166.74^\circ C = 791.80^\circ R$$

$$V = 5 \frac{m}{s} = 984.25 \frac{ft}{min}$$

$$P_a = 4 \text{ bar} = 72.52 \text{ psia}$$

***Tuberías de Aire Comprimido (Brazos Mecánicos a Tanque Acumulador de Aire)***

---

$$f=0.02$$

$L_e = 250 \text{ ft}$  (De estos 65 ft se tienen en cuenta por la longitud de la tubería y 185ft debido a las longitudes equivalentes por codos de 45° y las válvulas reguladoras de caudal)

$$S_G = 10.02 \text{ (Aire comprimido a 10.5 bar)}$$

$$\rho = 0.766 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$T_a = 370.87^\circ\text{C} = 1159.24 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$V = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 984.25 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

$$P_a = 10.5 \text{ bar} = 152.29 \text{ psia}$$

***Tuberías de Aire Comprimido (Tanque Acumulador de Aire a Pre Carga de Tanque Hidroneumático)***

---

$$f=0.02$$

$$L_e = 10 \text{ ft}$$

$$S_G = 10.02 \text{ (Aire comprimido a 10.5 bar)}$$

$$\rho = 0.766 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$T_a = 370.87^\circ\text{C} = 1159.24 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$V = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1968.50 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

$$P_a = 10.5 \text{ bar} = 152.29 \text{ psia}$$

.....

### Cálculo de Velocidad del rotor del generador acoplado al árbol de transmisión de la turbina hidráulica

$$N_s = \frac{120 * f}{N_p}$$

$$N_s = \frac{120 * 60Hz}{4} = 1800 \text{ rpm}$$

### Cálculo de la Potencia Mecánica necesaria de la Turbina

$$W_{mecánica} = \frac{\dot{W}_{eléctrica}}{\eta_{generador} * \eta_{transmisión}}$$

$$W_{mecánica} = \frac{25 \text{ kW}}{0.8 * 0.95} = 32.89 \text{ kW}$$

### Cálculo de la Potencia Hidráulica

$$\dot{W}_{hidráulica} = \frac{\dot{W}_{mecánica}}{\eta_{turbina}}$$

$$\dot{W}_{hidráulica} = \frac{32.89 \text{ kW}}{0.85} = 38.70 \text{ kW} = 51.90 \text{ HP}$$

### Cálculo del número específico de velocidad de la turbina

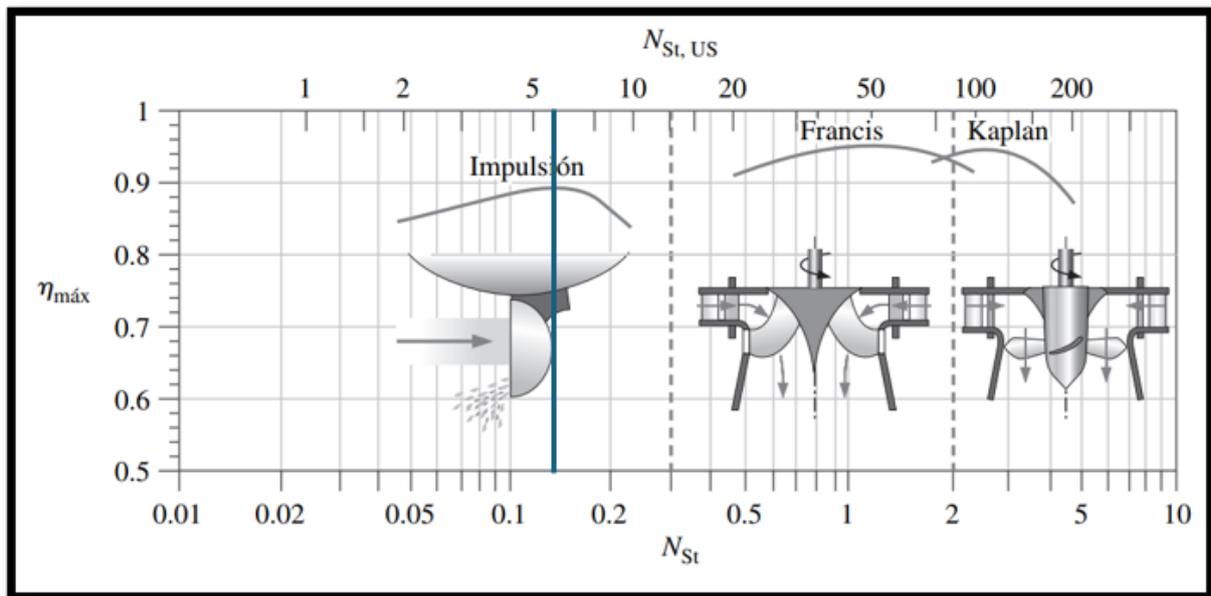
$$N_{St,Us} = \frac{(\dot{n}, \text{rpm}) * (\text{bhp}, \text{hp})^{\frac{1}{2}}}{(H, \text{ft})^{\frac{5}{4}}}$$

$$N_{St,Us} = \frac{(\dot{n}, \text{rpm}) * (\text{bhp}, \text{hp})^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{P_{hidrostática}}{\rho g}, \text{ft}\right)^{\frac{5}{4}}}$$

$$N_{St,Us} = \frac{(1800 \text{ rpm}) * (51.90 \text{ HP})^{\frac{1}{2}}}{\left( \frac{1500 \text{ kPa}}{1.936 \frac{\text{slugs}}{\text{ft}^3} * 32.174 \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}} \right)^{\frac{5}{4}}} = 5.44$$

**Figura 46**

*Elección de la Turbina Pelton por la velocidad específica en unidades de Estados Unidos*



La velocidad específica en unidades de Estados Unidos dio como resultado 5.44 como se evidencia en la figura 46, por lo que la turbina Hidráulica idónea para nuestro sistema es una turbina de impulsión, más específico una turbina Pelton.

**Cálculo del caudal necesario emitido por el tanque hidroneumático en dirección a la turbina hidráulica**

$$\dot{v} = \frac{\dot{W}_{hidráulica}}{P_{hidrostática}} * 60$$

$$\dot{v} = \frac{38.70 \text{ kW}}{1500 \text{ kPa}} * 60$$

$$\dot{v} = 1.55 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} = 408.93 \text{ gpm}$$

## Cálculo del volumen total y útil del tanque hidroneumático, para poder ejercer el caudal

- Volumen Útil

$$V_{\text{út}} = \dot{V} * t$$

$$V_{\text{út}} = 1.55 \frac{m^3}{min} * 2 \text{ min} = 3.10 \text{ m}^3$$

- Volumen Efectivo

$$V_{ef} = V_{\text{út}} + V_{bar} = V_{\text{út}} * \frac{P_{\text{max}} + P_{\text{min}}}{P_{\text{max}} - P_{bar}}$$

$$V_{ef} = V_{\text{út}} * \frac{P_{\text{max}} + P_{\text{min}}}{P_{\text{max}} - P_{bar}}$$

$$V_{ef} = 3.10 \text{ m}^3 * \frac{19 \text{ bar} + 15 \text{ bar}}{19 \text{ bar} - 10.5 \text{ bar}}$$

$$V_{ef} = 12.38 \text{ m}^3$$

- Volumen de Pre Carga

$$V_{ef} = V_{\text{út}} + V_{bar}$$

$$V_{bar} = V_{ef} - V_{\text{út}}$$

$$V_{bar} = 12.38 \text{ m}^3 - 3.10 \text{ m}^3 = 9.29 \text{ m}^3$$

- Volumen Total del Tanque

$$V_{tanque} = 1.25 V_{ef}$$

$$V_{tanque} = 1.25 * 12.38 \text{ m}^3$$

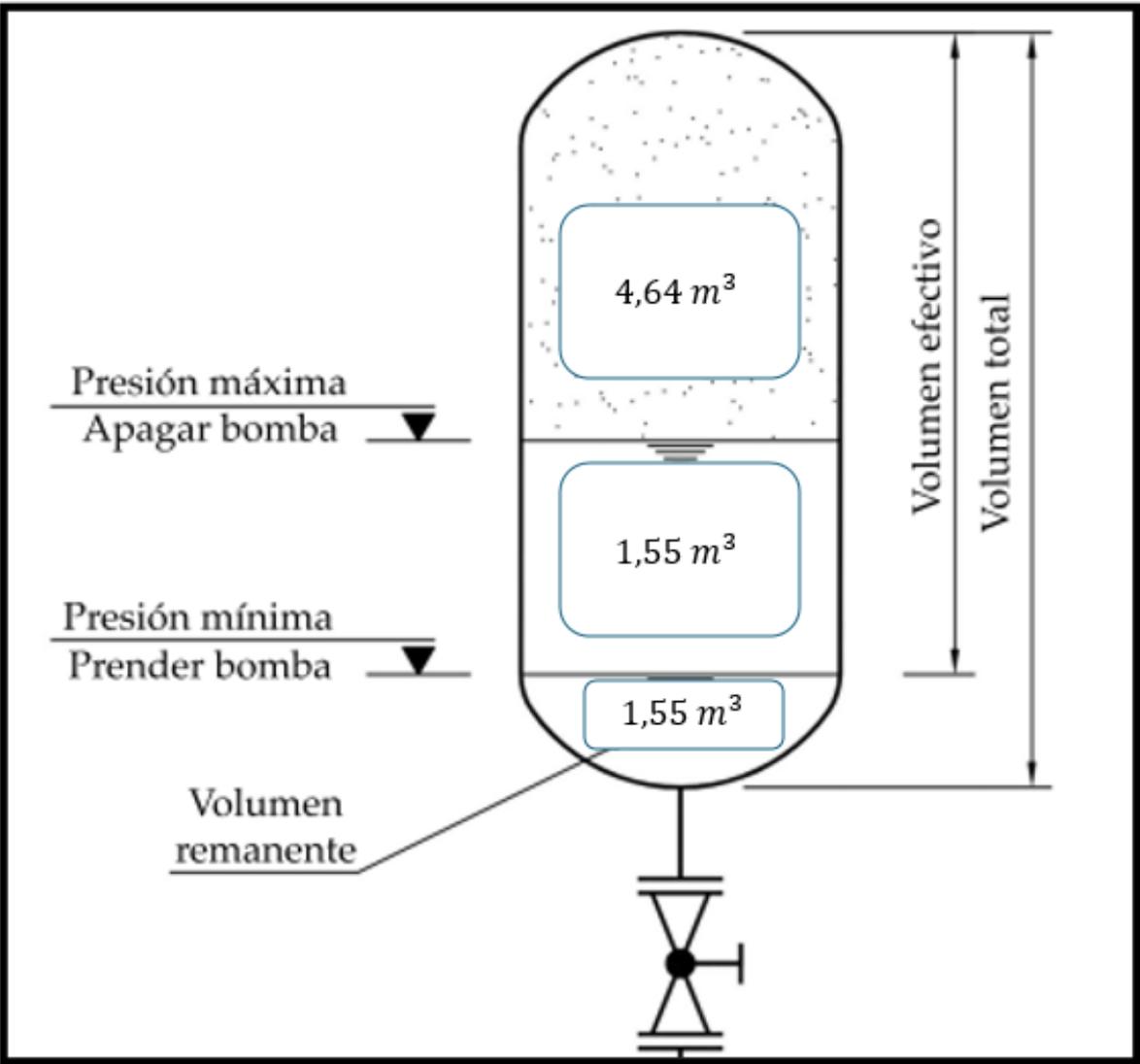
$$V_{tanque} = 15.48 \text{ m}^3$$

Debido a que en el país el volumen máximo en el que se puede construir este tipo de tanques hidroneumáticos es de aproximadamente  $14 \text{ m}^3$ , se decidió que en cada proceso haya 2 tanques para poder repartir el caudal volumétrico de salida necesario del tanque hidroneumáticos, teniendo que manejar cada tanque únicamente un caudal de  $0.775 \frac{m^3}{min}$ , por lo que el volumen de

cada tanque se ve reducido a  $7.74 \text{ m}^3$  de volumen total. Teniendo esta dimensión la distribución interna del tanque queda de la siguiente manera en la figura 47, donde el volumen del aire comprimido es  $4.64 \text{ m}^3$ , el volumen útil de cada tanque es  $1.55 \text{ m}^3$  y el volumen remanente de seguridad es  $1.55 \text{ m}^3$ .

**Figura 47**

*Dimensiones Internas de cada Tanque Hidroneumático del Sistema*



## Diseño del Resorte Helicoidal para disminuir esfuerzos en el diafragma de pre carga de Aire Comprimido en el Tanque Hidroneumático

- Volumen del Diafragma en su máxima compresión por la interacción con el agua

$$V_2 = V_1 * \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

$$V_2 = 4.64 \text{ m}^3 * \left(\frac{10.5}{15}\right)^{\frac{1}{1.3}} = 3.53 \text{ m}^3$$

- Cambio de Volumen en el Diafragma

$$\Delta V = V_1 - V_2$$

$$\Delta V = 4.64 \text{ m}^3 - 3.53 \text{ m}^3 = 1.11 \text{ m}^3$$

- Distancia máxima de compresión del Resorte en el Proceso

$$x = \frac{\Delta V}{A_{\text{diafragma}}}$$

$$x = \frac{1.11 \text{ m}^3}{(1^2 * \pi) \text{ m}^2} = 0.353 \text{ m}$$

- Fuerza generada por la presión del agua que aumenta su presión al diafragma

$$F_{\text{agua}} = P_2 * A_{\text{diafragma}}$$

$$F_{\text{agua}} = 1.5 \text{ MPa} * \pi \text{ m}^2 = 4.712 \text{ MN}$$

- Constante del Resorte

$$k = \frac{F_{\text{agua}}}{x}$$

$$k = \frac{4.712 \text{ MN}}{0.353 \text{ m}} = 13.35 \times 10^6 \text{ N/m}$$

- Energía Potencial que absorberá el Resorte en cada proceso

$$E_{pot} = \frac{1}{2} k x^2$$

$$E_{pot} = \frac{1}{2} * 13.35 \times 10^6 \frac{N}{m} * (0.353^2) m^2 = 831.77 \text{ kJ}$$

- Constante del Resorte Real

$$k = \frac{G * d^4}{8 * D^3 * n}$$

$$k = \frac{(77.2 \times 10^9) * 0.20^4}{8 * 0.35^3 * 10} = 36.01 \times 10^6 \text{ N/m}$$

- Máxima Energía potencial que nuestro resorte puede absorber

$$E_{potmax} = \frac{1}{2} k x_{max}^2$$

$$E_{potmax} = \frac{1}{2} * (36.01 \times 10^6) * (0.5^2) = 4501.46 \text{ kJ}$$

Por lo tanto, nuestro resorte diseñado puede absorber más de la energía que la del proceso de compresión del diafragma, evidenciando un buen diseño y elección del material Cromo Vanadio A231.

- Esfuerzo máximo a la torsión que soporta el resorte

$$C = \frac{D}{d}$$

$$C = \frac{0.35}{0.20} = 1.75$$

$$K_s = \frac{2C + 1}{2C}$$

$$K_s = \frac{2(1.75) + 1}{2(1.75)} = 1.28$$

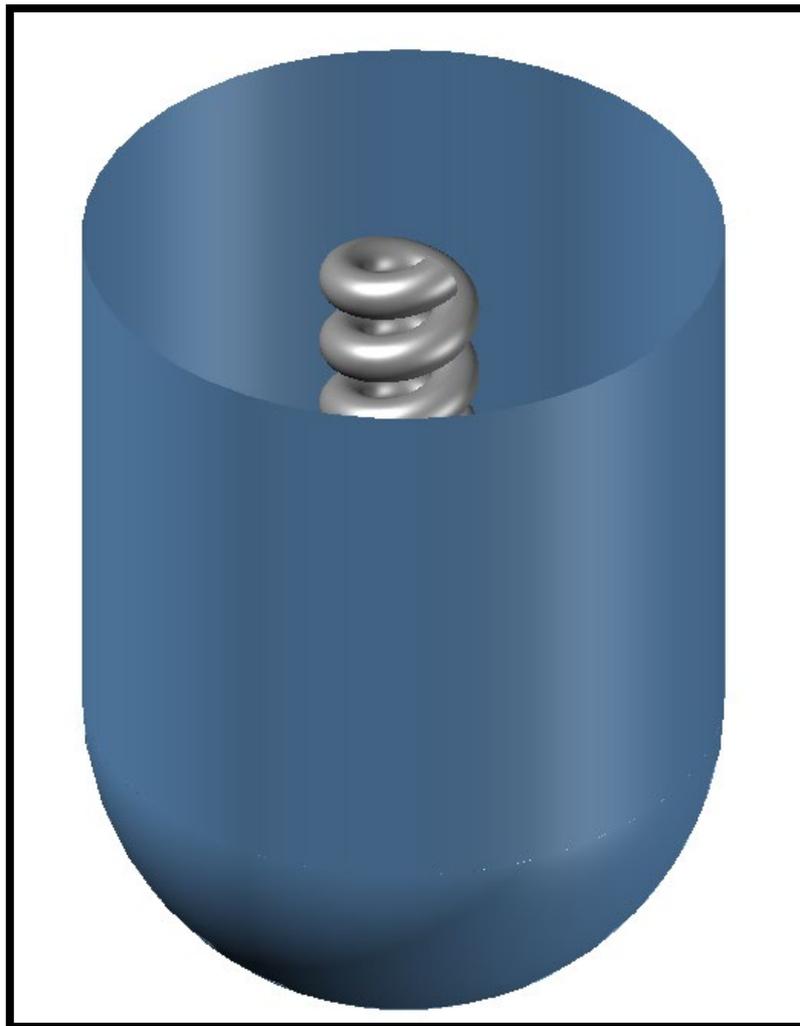
$$\tau_{max} = \frac{8 * F_{agua} * D}{\pi d^3} * K_s$$

$$\tau_{max} = \frac{8 * 4.712 * 10^6 * 0.35}{\pi * 0.2^3} * 1.28 = 674.94 \text{ MPa}$$

Al ser este valor menor que el  $\tau_y = 1080 \text{ MPa}$  del material Cromo Vanadio A231 que se eligió para el diseño del resorte, se concluye que el diseño de las figuras 48 y 49 con las características expuestas en la tabla 17 es seguro para el proceso de compresión en el diafragma del tanque hidroneumático.

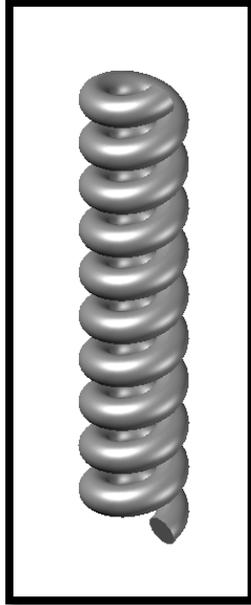
### **Figura 48**

*Resorte Helicoidal dentro del Diafragma del Tanque Hidroneumático*



**Figura 49**

*Resorte de Cromo Vanadio A231 Diseñado*



**Tabla 17**

*Características del Resorte Diseñado*

<b>Características del Resorte Diseñado para los Tanques Hidroneumáticos</b>	
<b>Material</b>	Cromo Vanadio A231
<b>Diámetro de Espira</b>	0.35 m
<b>Diámetro de Alambre</b>	0.20 m
<b>Longitud del Resorte</b>	2.46 m
<b>Número de Espiras</b>	10
<b>Resistencia al esfuerzo de torsión del Material</b>	1080 MPa
<b>Esfuerzo de Torsión que el resorte soporta en el proceso</b>	674.94 MPa
<b>Energía Potencial máxima que el resorte puede soportar</b>	4501.46 kJ
<b>Energía Potencial que soporta el Resorte en el proceso</b>	831.77 kJ
<b>Módulo de Rigidez del Material</b>	$77.2 \times 10^9 Pa$

### Cálculo del volumen mínimo total de la cisterna de agua

$$V_{cisterna} = N_{procesos} * V_{\acute{u}til}$$

$$V_{cisterna} = 2 * 3.10 \text{ m}^3$$

$$V_{cisterna} = 6.20 \text{ m}^3$$

### Cálculo del volumen total de aire comprimido en la pre carga de los diafragmas

$$V_{total \text{ pre carga}} = N_{procesos} * V_{bar}$$

$$V_{total \text{ pre carga}} = 2 * 9.29 \text{ m}^3$$

$$V_{total \text{ pre carga}} = 18.58 \text{ m}^3$$

**Estimación del número de bombas neumáticas necesarias para enviar el caudal total que requieren los tanques hidroneumáticos.**

- Caudal necesario para rellenar en el tiempo disponible el volumen útil de cada tanque hidroneumático

$$\dot{V}_{pump} = \frac{V_{\acute{u}t}}{t - 0.2}$$

$$\dot{V}_{pump} = \frac{3.10 \text{ m}^3}{1.8 \text{ min}} = 1.629 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

- Número de bombas neumáticas necesarias en total a usarse en el sistema

$$N_{pump} = \frac{\dot{V}_{pump}}{\dot{V}_{disponible}}$$

$$N_{pump} = \frac{1.72 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{0.4 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}} = 4.3$$

Por lo tanto, mínimo se necesitan 5 bombas neumáticas para poder llenar todos los tanques hidroneumáticos de cada proceso en menos de 2 minutos, con la capacidad de caudal establecido que puede manejar este tipo de bombas de agua.

**Cálculo del caudal de aire comprimido necesario para activar el mecanismo de todas las bombas neumáticas del sistema**

$$\dot{V}_{aire} = N_{pump\ total} * 0.54$$

$$\dot{V}_{aire} = 5 * 0.54 = 2.70 \frac{m^3}{min} = 95.35 \frac{ft^3}{min}$$

**Cálculo del diámetro en pulgadas de las tuberías de Succión y Descarga Individual de las Bombas Neumáticas**

$$d_{suc\ (Bomba)} = 4.95 \sqrt{\frac{\dot{V}_{disponible}}{V_{fluido}}}$$

$$d_{suc(Bomba)} = 4.95 \sqrt{\frac{105.67\ gpm}{246.06\ ft/min}} = 3.24\ in$$

Para la succión individual de las bombas neumáticas se usaron tuberías de 3 pulgadas Sch. Std, con un diámetro interior de 3.068 in, que nos aumenta la velocidad del fluido, pero no excede el rango normal de entre 0.8 m/s y 1.5 m/s.

$$d_{des\ (Bomba)} = 4.95 \sqrt{\frac{\dot{V}_{disponible}}{V_{fluido}}}$$

$$d_{des(Bomba)} = 4.95 \sqrt{\frac{105.67\ gpm}{541.34\ ft/min}} = 2.1869\ in$$

Para la descarga individual de las bombas neumáticas se usaron tuberías de 2 pulgadas Sch. Std, con un diámetro interior de 2.067 in, que nos aumenta la velocidad del fluido a 591 ft/min o 3 m/s, pero no excede el rango normal para descarga de entre 1.5 m/s y 3 m/s.

## Cálculo del diámetro en pulgadas de las tuberías de Entrada de Agua a cada Tanque Hidroneumático

El caudal de entrada de agua en cada uno de los 4 tanques hidroneumáticos de cada proceso, es la siguiente:

$$\dot{V}_{tanque} = \frac{\dot{V}_{pump}}{\# tanques}$$
$$\dot{V}_{tanque} = \frac{1.72 \frac{m^3}{min}}{2} = 0.86 \frac{m^3}{min} = 227.19 \text{ gpm}$$

Por lo tanto, el diámetro de tubería de la entrada de cada tanque hidroneumático es:

$$d_{entrada (Tanque)} = 4.95 \sqrt{\frac{\dot{V}_{disponible}}{V_{fluido}}}$$
$$d_{entrada (Tanque)} = 4.95 \sqrt{\frac{322.84 \text{ gpm}}{591 \text{ ft/min}}} = 3.068 \text{ in}$$

Para la entrada de cada tanque hidroneumático se usaron tuberías de 3 pulgadas Sch. Std, con un diámetro interior de 3.068 in.

## Cálculo del diámetro en pulgadas de la tubería de agua de cada Tanque en dirección a la turbina hidráulica

$$d_{Descarga a Turbina de cada Tanque} = 4.95 \sqrt{\frac{\dot{V}_{tanque}}{V_{chorro}}}$$
$$d_{Descarga a Turbina de cada Tanque} = 4.95 \sqrt{\frac{227.19 \text{ gpm}}{14763.75 \text{ ft/min}}} = 0.61 \text{ in}$$

Para la descarga de agua a la turbina Pelton se usaron tuberías de 1/2 pulgada Sch. Std, con un diámetro interior de 0.622 in en los 2 tanques de ambos procesos.

$$d_{Descarga\ a\ Turbina\ Grupal} = 4.95 \sqrt{\frac{\dot{v}}{V_{chorro}}}$$

$$d_{Descarga\ a\ Turbina\ Grupal} = 4.95 \sqrt{\frac{408.93\ gpm}{14763.75\ ft/min}} = 0.82\ in$$

Para la descarga de agua a la turbina Pelton se usaron tuberías de 3/4 pulgada Sch. Std, con un diámetro interior de 0.824 in en ambos procesos.

### **Cálculo de la geometría del brazo para la generación de aire comprimido de las bombas neumáticas**

Para el cálculo de la geometría del brazo se tomaron en cuenta la altura de ola en temporadas de marea baja y alta, tomando una altura de 0.85m y 1.2m, como también periodos cortos, medios o largos de ola, factor que varía dependiendo los meses del año, siendo de diciembre a abril olas con periodos largos, y de mayo a noviembre con periodos más cortos.

- **Cálculo de la Distancia Vertical del Extremo del brazo al origen de Anclaje**

$$L = c * T_{prom}$$

$$L = 0.75 \frac{m}{s} * 12.67s = 9.503m$$

---


$$Brazo = 0.5 * L$$

$$Brazo = 0.5 * 9.5025m = 4.751m$$

---


$$Y = \sin \theta_{min} * Brazo$$

$$Y = \sin 30^\circ * 4.75m = 2.376m$$

- **Cálculo de  $\theta_{max}$**

$$\theta_{max} = \arcsin\left(\frac{Y - 2}{\text{Brazo}}\right)$$

$$\theta_{max} = \sin^{-1}\left(\frac{2.376 - 2}{4.751}\right) = 4.539^\circ$$

Siguiendo con los cálculos de la geometría del brazo, se asumieron condiciones iniciales en las longitudes de los tramos OA=1.87m que representa la distancia entre el punto de anclaje del brazo hasta la intersección con el pistón y BO=2 que representa la altura entre el punto de anclaje del brazo y el del pistón, variables que se pueden apreciar mejor en la figura 26 del capítulo 2. Con estas asunciones, se tomó en primer lugar una altura de ola de 0.85m y un periodo de 8 s, realizando los siguientes cálculos.

- **Cálculo del Momento Máximo del Brazo Mecánico**

$$M_{max} = I * \frac{2\pi}{T}$$

$$M_{max} = 270702 \text{ kgm}^2 * \frac{2\pi}{8s} = 212608.85 \frac{\text{kgm}^2}{s}$$

- **Cálculo del ángulo Theta en Función de la Altura de Ola**

$$\theta(\text{Altura de Ola}) = \sin^{-1}\left(\frac{Y - \text{Altura de Ola}}{\text{Brazo}}\right)$$

$$\theta = \sin^{-1}\left(\frac{2.376m - 0.85m}{4.75m}\right) = 18.73^\circ$$

- **Momento en Función del Ángulo**

$$M(\theta) = M_{max} * \sin\left(\frac{\pi}{(\theta_{max} - \theta_{min})} * (\theta - \theta_{min}) + \delta\right)$$

$$M(18.73^\circ) = 212608.85 \frac{kgm^2}{s} * \sin \left( \frac{\pi}{(4.534^\circ - 30^\circ)} * (18.73^\circ - 30^\circ) - 1.011 \right)$$

$$M(18.73^\circ) = 78725.89 \frac{kgm^2}{s}$$

- **Cálculo de R5**

$$R_5 = \frac{M(\theta) * (\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta)}{\overline{OA} * \overline{BO} * \cos \theta}$$

$$R_5 = \frac{78725.89 \frac{kgm^2}{s} * (2m + 1.87m * \sin (18.73^\circ))}{1.87m * 2m * \cos (18.73^\circ)} = 57799.59 N$$

- **Cálculo de R6**

$$R_6 = \frac{M * (\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta)}{\overline{OA} * \overline{BO} * \cos \theta} * \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta} = \frac{M(\theta)}{\overline{BO}}$$

$$R_6 = \frac{78725.89 \frac{kgm^2}{s}}{2m} = 39362.95 N$$

- **Cálculo de ángulo omega**

$$\Omega = \tan^{-1} \left( \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta} \right)$$

$$\Omega = \tan^{-1} \left( \frac{1.87m * \cos (18.73^\circ)}{2m + 1.87m * \sin (18.73^\circ)} \right) = 0.598 \text{ rad} = 34.26^\circ$$

- **Cálculo de la Fuerza del Pistón**

$$F_{piston} = R_5 * \cos \Omega - R_6 * \sin \Omega$$

$$F_{piston} = 57799.59N * \cos(18.73^\circ) - 39362.95N * \sin(34.26^\circ) = 25616.27 N$$

- **Cálculo de la Fuerza Perpendicular al Pistón**

$$F_{per} = R_5 * \sin \Omega + R_6 * \cos \Omega$$

$$F_{per} = 57799.59N * \sin(18.73^\circ) + 39362.95 * \cos(34.26^\circ) = 65069.51 N$$

Repitiendo estos cálculos para las dos alturas de ola y los tres periodos de onda que se establecieron anteriormente se pudo completar la tabla 18.

- **Primera Configuración de Geometría del Brazo**

**Tabla 18**

*Primera Configuración de Geometría del Brazo*

Resultados Iniciales de la Geometría del Brazo											
Altura de ola(m)	T(s)	M max(kgm2/s)	theta(°)	OA (m)	BO (m)	M en Función de Theta (kgm2/s)	R5 (N)	R6 (N)	omega (rad)	Fpiston (N)	Fperpendicular (N)
0,85	8	212609	18,73	1,87	2	78726	57800	39363	0,60	25616	65070
0,85	14	121491	18,73	1,87	2	44986	33028	22493	0,60	14638	37183
0,85	16	106304	18,73	1,87	2	39363	28900	19681	0,60	12808	32535
1,20	8	212609	14,33	1,87	2	169484	115183	84742	0,63	42559	136517
1,20	14	121491	14,33	1,87	2	96848	65819	48424	0,63	24320	78010
1,20	16	106304	14,33	1,87	2	84742	57591	42371	0,63	21280	68259

Sin embargo, la fuerza del pistón era muy baja en comparación a la fuerza perpendicular, lo cual no era apropiado para nuestro diseño. Debido a esto, se realizaron cambios en la configuración de longitudes de los tramos OA y BO, con tal de obtener una fuerza de pistón mayor a la fuerza perpendicular en la tabla 19.

- **Segunda Configuración de Geometría del Brazo (Aumentando la longitud de OA)**

**Tabla 19**

*Segunda Configuración de Geometría del Brazo*

Resultados Iniciales de la Geometría del Brazo (2da Configuración)											
Altura de ola(m)	T(s)	M max(kgm2/s)	theta(°)	OA (m)	BO (m)	M en Función de Theta (kgm2/s)	R5 (N)	R6 (N)	omega (rad)	Fpiston (N)	Fperpendicular (N)
0,85	8	212609	18,73	2	2	78726	54910	39363	0,62	21694	63984
0,85	14	121491	18,73	2	2	44986	31377	22493	0,62	12397	36562
0,85	16	106304	18,73	2	2	39363	27455	19681	0,62	10847	31992
1,20	8	212609	14,33	2	2	169484	109103	84742	0,66	34182	133851
1,20	14	121491	14,33	2	2	96848	62344	48424	0,66	19533	76486
1,20	16	106304	14,33	2	2	84742	54551	42371	0,66	17091	66926

Al aumentar la longitud de OA, a pesar que, se disminuyó la fuerza perpendicular en comparación a la primera configuración, la fuerza de pistón no solo siguió siendo menor a la perpendicular, sino que disminuyo aún más.

- Tercera Configuración de Geometría del Brazo (Disminuyendo la longitud de OA)

**Tabla 20**

*Tercera Configuración de Geometría del Brazo*

Resultados Iniciales de la Geometría del Brazo (3era Configuración)											
Altura de ola(m)	T(s)	M max(kgm2/s)	theta(°)	OA (m)	BO (m)	M en Función de Theta (kgm2/s)	R5 (N)	R6 (N)	omega (rad)	Fpiston (N)	Fperpendicular (N)
0,85	8	212609	18,73	1,5	2	78726	68765	39363	0,52	40124	68324
0,85	14	121491	18,73	1,5	2	44986	39294	22493	0,52	22928	39042
0,85	16	106304	18,73	1,5	2	39363	34382	19681	0,52	20062	34162
1,20	8	212609	14,33	1,5	2	169484	138256	84742	0,55	73592	144500
1,20	14	121491	14,33	1,5	2	96848	79004	48424	0,55	42052	82572
1,20	16	106304	14,33	1,5	2	84742	69128	42371	0,55	36796	72250

Al disminuir la longitud OA en la tabla 20, notamos un aumento significativo de la fuerza del pistón, por lo que concretamos que el camino correcto era seguir disminuyendo la longitud OA, no obstante, la fuerza perpendicular aumentó también, obligándonos a también tener que cambiar la longitud BO.

- **Cuarta Configuración de Geometría del Brazo (Disminuyendo la longitud OA y Disminuyendo la longitud BO)**

**Tabla 21**

*Cuarta Configuración de Geometría del Brazo*

Resultados Iniciales de la Geometría del Brazo (4ta Configuración)											
Altura de ola(m)	T(s)	M max(kgm2/s)	theta(°)	OA (m)	BO (m)	M en Función de Theta (kgm2/s)	R5 (N)	R6 (N)	omega (rad)	Fpiston (N)	Fperpendicular (N)
0,85	8	212609	18,73	1,25	1,5	78726	84297	52484	0,56	43821	89108
0,85	14	121491	18,73	1,25	1,5	44986	48170	29991	0,56	25041	50919
0,85	16	106304	18,73	1,25	1,5	39363	42149	26242	0,56	21911	44554
1,20	8	212609	14,33	1,25	1,5	169484	168793	112989	0,59	77415	187789
1,20	14	121491	14,33	1,25	1,5	96848	96453	64565	0,59	44237	107308
1,20	16	106304	14,33	1,25	1,50	84742	84397	56495	0,59	38708	93894

Al disminuir ambas longitudes en la tabla 21 seguimos con los mismos problemas de la tercera configuración, permitiéndonos observar que lo correcto sería disminuir la longitud OA, pero aumentar la longitud BO.

- **Quinta Configuración de Geometría del Brazo (Disminuyendo la longitud OA y Aumentando la longitud BO)**

**Tabla 22**

*Quinta Configuración de la Geometría del Brazo*

Resultados Iniciales de la Geometría del Brazo (5ta Configuración)											
Altura de ola(m)	T(s)	M max(kgm2/s)	theta(°)	OA (m)	BO (m)	M en Función de Theta (kgm2/s)	R5 (N)	R6 (N)	omega (rad)	Fpiston (N)	Fperpendicular (N)
0,85	8	212609	18,73	1,5	2,5	78726	66096	31490	0,44	46125	56857
0,85	14	121491	18,73	1,5	2,5	44986	37769	17994	0,44	26357	32490
0,85	16	106304	18,73	1,5	2,5	39363	33048	15745	0,44	23062	28429
1,20	8	212609	14,33	1,5	2,5	169484	133928	67793	0,47	88874	120972
1,20	14	121491	14,33	1,5	2,5	96848	76530	38739	0,47	50785	69127
1,20	16	106304	14,33	1,5	2,5	84742	66964	33897	0,47	44437	60486

Con esta configuración de la tabla 22, al fin pudimos tanto aumentar la fuerza del pistón como disminuir la fuerza perpendicular. A pesar de esto, la fuerza perpendicular aún era mayor que la fuerza del pistón, por lo cual, se realizó el último cambio de configuración.

- **Sexta Configuración de Geometría del Brazo (Disminuyendo la longitud OA y Aumentando la longitud BO)**

**Tabla 23**

*Sexta Configuración de la Geometría del Brazo*

Resultados de la Iniciales de la Geometría del Brazo (6ta Configuración)											
Altura de ola(m)	T(s)	M max(kgm2/s)	theta(°)	OA (m)	BO (m)	M en Función de Theta (kgm2/s)	R5 (N)	R6 (N)	omega (rad)	Fpiston (N)	Fperpendicular (N)
0,85	8	212609	18,73	0,8	3,5	78726	111536	22493	0,20	104889	44098
0,85	14	121491	18,73	0,8	3,5	44986	63735	12853	0,20	59936	25199
0,85	16	106304	18,73	0,8	3,5	39363	55768	11247	0,20	52444	22049
1,20	8	212609	14,33	0,8	3,5	169484	231020	48424	0,21	216172	94788
1,20	14	121491	14,33	0,8	3,5	96848	132011	27671	0,21	123527	54165
1,20	16	106304	14,33	0,8	3,5	84742	115510	24212	0,21	108086	47394

Al seguir disminuyendo la longitud de OA un poco más hasta los 0.8m y aumentar la de BO hasta 3.5m en la tabla 23, logramos el propósito requerido que nuestra fuerza de pistón se mayor que la perpendicular y que la diferencia sea amplia

Con la configuración final, se procedió a calcular los valores de  $\overline{BA}_{inicial}$ ,  $\overline{BA}_{final}$  para ambas alturas de ola. Con el motivo de poder calcular el área del pistón, diámetro de cámara de compresión y expansión interna del pistón, el caudal de aire comprimido que se puede generar por cada brazo, y la cantidad de brazos mecánicos necesarios para poder obtener el caudal de  $2.70 \frac{m^3}{min}$  requerido para hacer funcionar todas las bombas neumáticas del sistema.

- **Cálculo de la longitud del pistón  $\overline{BA}$  (Condición inicial sin altura de cresta de ola)**

$$\overline{BA} = \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{OA} * \sin \theta + \overline{BO}} \right) \right)}$$

$$\overline{BA} = \frac{0.8 * \cos 30^\circ}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{0.8 * \cos 30^\circ}{0.8 * \sin 30^\circ + 3.5} \right) \right)} = 3.96m$$

- **Cálculo de la longitud del pistón  $\overline{BA}$  (Condición marea baja con altura de 0.85m)**

$$\overline{BA} = \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{OA} * \sin \theta + \overline{BO}} \right) \right)}$$

$$\overline{BA} = \frac{0.8 * \cos 18.73^\circ}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{0.8 * \cos 18.73^\circ}{0.8 * \sin 18.73^\circ + 3.5} \right) \right)} = 3.83 m$$

- **Cálculo de la longitud del pistón  $\overline{BA}$  (Condición marea alta con altura de 1.2m)**

$$\overline{BA} = \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{OA} * \sin \theta + \overline{BO}} \right) \right)}$$

$$\overline{BA} = \frac{0.8 * \cos 14.33^\circ}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{0.8 * \cos 14.33^\circ}{0.8 * \sin 14.33^\circ + 3.5} \right) \right)} = 3.78 m$$

Para el cálculo del área del pistón, el diámetro de cámara, el caudal y los brazos necesarios se tomó de ejemplo el cálculo con la altura de 0.85 m de ola, el periodo de 8 s. Sin embargo, para saber la presión que se necesitaba, se tuvo que realizar como precaución, el cálculo de la caída de presión en las tuberías que sufriría el aire comprimido en el tramo, para añadir este valor en la presión que necesitamos de los brazos mecánicos, y no tener problemas en que lleguen los 4 bar a las bombas neumáticas. Hay que tener en cuenta que para este cálculo se tuvo que con anterioridad calcular el diámetro de la tubería por su necesidad en la ecuación.

- **Cálculo del diámetro en pulgadas de las tuberías para Aire Comprimido en el Sistema que alimentan las Bombas Neumáticas**

$$d_{gases} = 2.28 \sqrt{\frac{T_a * Q_G}{P_a * V_{gas}}}$$

$$d_{gases} = 2.28 \sqrt{\frac{791.80 \text{ }^\circ R * 95.35 \frac{ft^3}{min}}{72.52 \text{ psia} * 984.25 \frac{ft}{min}}} \cong 2.345 \text{ in}$$

Se usa una tubería de 2 in Sch. Std con un diámetro interior de 2.067 in, lo cual aumenta la velocidad del gas, pero no infiere problemas.

- **Cálculo de la Pérdida de Carga o Presión en las tuberías de Aire Comprimido mediante la ecuación de Darcy-Weisbach**

$$\Delta P = \frac{7fL_e Q_G^2 S_G}{10^5 d^5 \rho}$$

$$\Delta P = \frac{7 * 0.02 * 125 \text{ ft} * \left(95.35 \frac{ft^3}{min}\right)^2 * 4.77}{10^5 * (2.067 \text{ in})^5 * 0.29 \frac{lb}{ft^3}} = 4.799 \text{ psia} = 0.331 \text{ bar}$$

Por lo tanto, la presión que necesitamos de los brazos mecánicos es de 4.331 bar.

- **Área del Pistón**

$$\frac{F_{piston}}{Area_{piston}} = Presion(\theta) \rightarrow Area_{piston} = \frac{F_{piston}}{Presion(\theta)}$$

$$Area_{piston} = \frac{104888.54 \text{ N}}{433093 \text{ Pa}} = 0.24 \text{ m}^2$$

- **Diámetro de la Cámara del Pistón**

$$\text{Diámetro de la Cámara} = \sqrt{\frac{4 * \text{Area}_{\text{piston}}}{\pi}}$$

$$\text{Diámetro de la Cámara} = \sqrt{\frac{4 * 0.24 \text{ m}^2}{\pi}} = 0.56 \text{ m}$$

- **Caudal de Aire Comprimido a 4 bar que produce cada brazo mecánico**

$$\text{Caudal} (\theta) = \frac{(\overline{BA}_{\text{inicial}} - \overline{BA}_{\text{final}}) * \text{Area}_{\text{piston}}}{\text{perido de tiempo}}$$

$$\text{Caudal} (\theta) = \frac{(3.96\text{m} - 3.83\text{m}) * 0.24 \text{ m}^2}{8\text{s}} = 3.9 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0.23 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

- **Cálculo del número de Brazos Mecánicos del Sistema**

$$N_{\text{brazos}} = \frac{\dot{V}_{\text{aire}}}{\text{Caudal}(\theta)}$$

$$N_{\text{brazos}} = \frac{2.70 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{0.23 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}} = 12 \text{ brazos}$$

Al repetir estos cálculos para cada período y altura de ola se obtuvo la tabla 24.

**Tabla 24**

*Dimensiones Preliminares de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y*

*Número de Brazos para la producción de aire comprimido a 4 bar en el Sistema*

Resultados Finales de la Geometría del Brazo (Para Aire Comprimido de las Bombas Neumáticas)									
Periodo (s)	BA (m)		Altura de ola (m)	Fpiston (N)	Presion necesaria (Pa)	Area de piston (m <sup>2</sup> )	Diametro de cámara (m)	Caudal (m <sup>3</sup> /min)	Brazos necesarios
8	Altura 0m	3,96	0,85	104889	433093	0,24	0,56	0,23	12
14	Altura 0,85m	3,83	0,85	59936		0,14	0,42	0,08	36
16			0,85	52444		0,12	0,39	0,06	47
8	Altura 1,2m	3,78	1,2	216172		0,50	0,80	0,68	4
14			1,2	123527		0,29	0,60	0,39	7
16			1,2	108086		0,25	0,56	0,34	8

Al analizar la tabla 24, pudimos percatarnos, que en la temporada de marea baja con el período más alto es donde necesitábamos mayor cantidad de brazos mecánicos, debido a que en este tiempo será donde las olas tengan el menor potencial energético de ola de todo el año. Por lo que las dimensiones de nuestro pistón tendrán un área de  $0.12 \text{ m}^2$  y un diámetro de 0.39 m, cambiando estos datos en la tabla 25 para todas las temporadas del año nuestros resultados finales quedaron de la siguiente manera.

**Tabla 25**

*Dimensiones Finales de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos para la producción de aire comprimido a 4 bar en el Sistema*

Resultados Finales de la Geometría del Brazo (Para Aire Comprimido de las Bombas Neumáticas)									
Periodo (s)	BA (m)		Altura de ola (m)	Fpiston (N)	Presion necesaria (Pa)	Area de piston (m <sup>2</sup> )	Diametro de cámara (m)	Caudal (m <sup>3</sup> /min)	Brazos necesarios
8	Altura 0m	3,96	0,85	104889	433093	0,12	0,39	0,12	24
14	Altura 0,85m	3,83	0,85	59936		0,12	0,39	0,07	41
16			0,85	52444		0,12	0,39	0,06	47
8	Altura 1,2m	3,78	1,2	216172		0,12	0,39	0,17	16
14			1,2	123527		0,12	0,39	0,09	28
16			1,2	108086		0,12	0,39	0,08	33

Es por ello, que nuestro sistema tendría que contar con 47 brazos mecánicos, para la distribución de aire comprimido a 4 bar a las 5 bombas neumáticas del sistema. Estos brazos se les hará un mantenimiento por corrosión o por fallas en mecanismo, en las temporadas donde la marea sea más alta y con menos período, debido a que en esas temporadas es donde se necesitarán la menor cantidad de brazos para obtener la producción de aire comprimido.

### **Cálculo de la geometría del brazo para la generación de aire comprimido para la pre carga de los tanques hidroneumáticos**

La dimensión de los brazos mecánicos y la carrera del pistón fueron las mismas para estos brazos mecánicos. Sin embargo, la presión y el caudal de aire comprimido que debían generar eran distintas. Debido a que, el propósito de estos brazos, es acumular aire comprimido a 10,5 bares para poder recargar los tanques hidroneumáticos de ambos procesos cada 2 horas.

- **Cálculo del caudal de aire comprimido de los Brazos Mecánicos hacia el Tanque Acumulador de Aire**

$$\dot{V}_{aire\ pre\ carga} = \frac{V_{total\ pre\ carga}}{t_{carga}}$$

$$\dot{V}_{aire\ pre\ carga} = \frac{18.58\ m^3}{120\ min} = 0.15\ \frac{m^3}{min} = 5.47\ \frac{ft^3}{min}$$

- **Cálculo del caudal de aire comprimido del Tanque Acumulador de Aire a los Tanques Hidroneumáticos**

$$\dot{V}_{aire\ pre\ carga} = \frac{V_{bar}}{t_{carga}}$$

$$\dot{V}_{aire\ pre\ carga} = \frac{9.29\ m^3}{0.8\ min} = 11.61\ \frac{m^3}{min} = 410\ \frac{ft^3}{min}$$

- **Cálculo del diámetro en pulgadas de las tuberías para Aire Comprimido en el Sistema que alimentan el tanque acumulador para las pre cargas de los tanques hidroneumáticos**

$$d_{gases} = 2.28 \sqrt{\frac{T_a * Q_G}{P_a * V_{gas}}}$$

$$d_{gases} = 2.28 \sqrt{\frac{1159.24\ ^\circ R * 5.47\ \frac{ft^3}{min}}{152.29\ psia * 984.25\ \frac{ft}{min}}} = 0.468\ in$$

Se usa una tubería de 1/2 in Sch. Std con un diámetro interior de 0.622 in, lo cual disminuye la velocidad del gas, pero no infiere algún problema.

- **Cálculo de la Pérdida de Carga o Presión en las tuberías de Aire Comprimido mediante la ecuación de Darcy-Weisbach**

$$\Delta P = \frac{7fL_e Q_G^2 S_G}{10^5 d^5 \rho}$$

$$\Delta P = \frac{7 * 0.02 * 250ft * \left(5.47 \frac{ft^3}{min}\right)^2 * 10.02}{10^5 * (0.622in)^5 * 0.766 \frac{lb}{ft^3}} = 0.3038 psia = 0.0209 bar$$

- **Cálculo del diámetro en pulgadas de las tuberías para Aire Comprimido que conecta el tanque acumulador de aire con las pre cargas de los tanques hidroneumáticos**

$$d_{gases} = 2.28 \sqrt{\frac{T_a * Q_G}{P_a * V_{gas}}}$$

$$d_{gases} = 2.28 \sqrt{\frac{1159.24 \text{ } ^\circ R * 410 \frac{ft^3}{min}}{152.29 psia * 2755.90 \frac{ft}{min}}} = 2.426 in$$

Se usa una tubería de 2 1/2 in Sch. Std con un diámetro interior de 2.469 in, lo cual disminuye la velocidad del gas, pero no infiere algún problema.

- **Cálculo de la Pérdida de Carga o Presión en las tuberías de Aire Comprimido mediante la ecuación de Darcy-Weisbach**

$$\Delta P = \frac{7fL_e Q_G^2 S_G}{10^5 d^5 \rho}$$

$$\Delta P = \frac{7 * 0.02 * 10ft * \left(410 \frac{ft^3}{min}\right)^2 * 10.02}{10^5 * (2.469in)^5 * 0.766 \frac{lb}{ft^3}} = 4.855 psia = 0.335 bar$$

Por lo tanto, la presión que necesitamos de los brazos mecánicos en esta ocasión es la suma de los 10.5 bar iniciales con las pérdidas de carga de 0.0209 bar y 0.335 bar. Resultado en una presión de 10.86 bar.

- **Área del Pistón**

$$\frac{F_{piston}}{Area_{piston}} = Presion (\theta) \rightarrow Area_{piston} = \frac{F_{piston}}{Presion (\theta)}$$

$$Area_{piston} = \frac{104888.54N}{1085572 Pa} = 0.097 m^2$$

- **Diámetro de la Cámara del Pistón**

$$Diámetro de la Cámara = \sqrt{\frac{4 * Area_{piston}}{\pi}}$$

$$Diámetro de la Cámara = \sqrt{\frac{4 * 0.097 m^2}{\pi}} = 0.35m$$

- **Caudal de Aire Comprimido a 10,5 bar que produce cada brazo mecánico**

$$Caudal (\theta) = \frac{(\overline{BA}_{inicial} - \overline{BA}_{final}) * Area_{piston}}{perido de tiempo}$$

$$Caudal (\theta) = \frac{(3.96 - 3.83m) * 0.097 m^2}{8s} = 1.576 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 0.093 \frac{m^3}{min}$$

- **Cálculo del número de Brazos Mecánicos del Sistema**

$$N_{brazos} = \frac{\dot{V}_{aire pre carga}}{Caudal(\theta)}$$

$$N_{brazos} = \frac{0.15 \frac{m^3}{min}}{0.093 \frac{m^3}{min}} = 2 \text{ brazos}$$

Al repetir estos cálculos para cada período y altura de ola se obtuvo la tabla 26.

**Tabla 26**

*Dimensiones Preliminares de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos para la producción de aire comprimido a 10,5 bar en el Sistema*

Resultados Finales de la Geometría del Brazo (Para Aire Comprimido de Pre Carga de los Tanques Hidroneumáticos)									
Periodo (s)	BA (m)		Altura de ola (m)	Fpiston (N)	Presion necesaria (Pa)	Area de piston (m2)	Diametro de cámara (m)	Caudal (m3/min)	Brazos necesarios
8	Altura 0m	3,96	0,85	104889	1085572	0,097	0,35	0,093	2
14	Altura 0,85m	3,83	0,85	59936		0,055	0,27	0,030	6
16			0,85	52444		0,048	0,25	0,023	7
8	Altura 1,2m	3,78	1,2	216172		0,199	0,50	0,273	1
14			1,2	123527		0,114	0,38	0,089	2
16			1,2	108086		0,100	0,36	0,068	3

Al analizar la tabla 26, se realizó el mismo análisis que con los otros brazos. Por lo que las dimensiones de nuestro pistón tendrán un área de  $0.05 \text{ m}^2$  y un diámetro de 0.25 m, cambiando estos datos para todas las temporadas del año nuestros resultados finales quedaron de la siguiente manera en la tabla 27.

**Tabla 27**

*Dimensiones Finales de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos para la producción de aire comprimido a 10,5 bar en el Sistema*

Resultados Finales de la Geometría del Brazo (Para Aire Comprimido de Pre Carga de los Tanques Hidroneumáticos)									
Periodo (s)	BA (m)		Altura de ola (m)	Fpiston (N)	Presion necesaria (Pa)	Area de piston (m2)	Diametro de cámara (m)	Caudal (m3/min)	Brazos necesarios
8	Altura 0m	3,96	0,85	104889	1085572	0,048	0,25	0,047	4
14	Altura 0,85m	3,83	0,85	59936		0,048	0,25	0,027	6
16			0,85	52444		0,048	0,25	0,023	7
8	Altura 1,2m	3,78	1,2	216172		0,048	0,25	0,066	3
14			1,2	123527		0,048	0,25	0,038	5
16			1,2	108086		0,048	0,25	0,033	5

Por esto, nuestro sistema debía contar con 7 brazos mecánicos, para la distribución de aire comprimido a 10.5 bar a los 4 tanques hidroneumáticos del sistema. A estos brazos también se les hará un mantenimiento por corrosión o por fallas en mecanismo, en las temporadas donde la marea sea más alta y con menos período, debido a que en esas temporadas es donde se necesitarán la menor cantidad de brazos para obtener la producción de aire comprimido.

## **Recálculo de la geometría del brazo para la generación de aire comprimido de las bombas neumáticas, corrigiendo la altura de ola con la obtenida en las simulaciones en ANSYS AQWA**

En las simulaciones realizadas en ANSYS AQWA, se obtuvo los movimientos que experimenta la boya en contacto con las olas reales. En nuestro caso, el brazo mecánico cuando hay olas de 0.85m, la boya que está en contacto con el mar, en realidad solo oscila 0.831m, y en el caso de las olas de 1.2m, la boya solo oscila 1.138m. Estos movimientos corresponden a los datos reales que se debió ingresar como altura de ola en nuestros cálculos, es por esto que sin realizar cambios en la dimensión de los brazos mecánicos tanto para la producción de aire comprimido a 4 bar como la de 10,5 bar, se volvió a calcular el número de brazos mecánicos eran necesarios para nuestro sistema, siguiendo la línea del diagrama de flujo propuesto como metodología del diseño del sistema.

En este caso, ya se toman los datos de los tramos OA y BO que se estimaron con las iteraciones que se realizaron anteriormente, donde se estableció que OA=0.8m y BO=3.5m. Con estos datos, se procedió a realizar un cálculo de ejemplo con la altura de ola de 0.831m y el periodo de 8 s

- **Cálculo del Momento Máximo del Brazo Mecánico**

$$M_{max} = I * \frac{2\pi}{T}$$

$$M_{max} = 270702 \text{ kgm}^2 * \frac{2\pi}{8\text{s}} = 212608.85 \frac{\text{kgm}^2}{\text{s}}$$

- **Cálculo del ángulo Theta en Función de la Altura de Ola**

$$\theta(\text{Altura de Ola}) = \sin^{-1}\left(\frac{Y - \text{Altura de Ola}}{\text{Brazo}}\right)$$

$$\theta = \sin^{-1} \left( \frac{2.376m - 0.831m}{4.75m} \right) = 18.97^\circ$$

- **Momento en Función del Ángulo**

$$M(\theta) = M_{max} * \sin \left( \frac{\pi}{(\theta_{max} - \theta_{min})} * (\theta - \theta_{min}) + \delta \right)$$

$$M(18.97^\circ) = 212608.85 \frac{kgm^2}{s} * \sin \left( \frac{\pi}{(4.534^\circ - 30^\circ)} * (18.97^\circ - 30^\circ) - 1.011 \right)$$

$$M(18.97^\circ) = 72792.84 \frac{kgm^2}{s}$$

- **Cálculo de R5**

$$R_5 = \frac{M(\theta) * (\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta)}{\overline{OA} * \overline{BO} * \cos \theta}$$

$$R_5 = \frac{72792.84 \frac{kgm^2}{s} * (3.5m + 0.8m * \sin (18.97^\circ))}{0.8m * 3.5m * \cos (18.97^\circ)} = 103367.33 N$$

- **Cálculo de R6**

$$R_6 = \frac{M * (\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta)}{\overline{OA} * \overline{BO} * \cos \theta} * \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta} = \frac{M(\theta)}{\overline{BO}}$$

$$R_6 = \frac{72792.84 \frac{kgm^2}{s}}{3.5m} = 20797.95 N$$

- **Cálculo de ángulo omega**

$$\Omega = \tan^{-1} \left( \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{BO} + \overline{OA} * \sin \theta} \right)$$

$$\Omega = \tan^{-1} \left( \frac{0.8m * \cos(18.97^\circ)}{3.5m + 0.8m * \sin(18.97^\circ)} \right) = 0.20 \text{ rad} = 11.38^\circ$$

- **Cálculo de la Fuerza del Pistón**

$$F_{piston} = R_5 * \cos \Omega - R_6 * \sin \Omega$$

$$F_{piston} = 103367.33N * \cos(11.38^\circ) - 20797.95N * \sin(11.38^\circ) = 97234.05 N$$

- **Cálculo de la Fuerza Perpendicular al Pistón**

$$F_{per} = R_5 * \sin \Omega + R_6 * \cos \Omega$$

$$F_{per} = 103367.33N * \sin(11.38^\circ) + 20797.95 * \cos(11.38^\circ) = 40778.67 N$$

Repitiendo estos cálculos para las dos alturas de ola y los tres periodos de onda de 8s, 14s y 16s, se obtuvo la tabla 28.

**Tabla 28**

*Resultados Corregidos en la Geometría del Brazo Mecánico*

Resultados Corregidos de la Geometría del Brazo											
Altura de ola(m)	T(s)	M max(kgm2/s)	theta(°)	OA (m)	BO (m)	M en Función de Theta (kgm2/s)	R5 (N)	R6 (N)	omega (rad)	Fpiston (N)	Fperpendicular (N)
0,831	8	212609	18,972	0,8	3,5	72793	103367	20798	0,199	97234	40779
0,831	14	121491	18,972	0,8	3,5	41596	59067	11885	0,199	55562	23302
0,831	16	106304	18,972	0,8	3,5	36396	51684	10399	0,199	48617	20389
1,138	8	212609	15,099	0,8	3,5	156491	214671	44712	0,205	201044	87545
1,138	14	121491	15,099	0,8	3,5	89423	122669	25550	0,205	114882	50025
1,138	16	106304	15,099	0,8	3,5	78245	107335	22356	0,205	100522	43772

A partir de estos datos se procedió a recalculer los valores de  $\overline{BA}_{inicial}$ ,  $\overline{BA}_{final}$  para ambas alturas de ola.

- **Cálculo de la longitud del pistón  $\overline{BA}$  (Condición inicial sin altura de cresta de ola)**

$$\overline{BA} = \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{OA} * \sin \theta + \overline{BO}} \right) \right)}$$

$$\overline{BA} = \frac{0.8 * \cos 30^\circ}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{0.8 * \cos 30^\circ}{0.8 * \sin 30^\circ + 3.5} \right) \right)} = 3.96m$$

- **Cálculo de la longitud del pistón  $\overline{BA}$  (Condición marea baja con altura de 0.831m)**

$$\overline{BA} = \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{OA} * \sin \theta + \overline{BO}} \right) \right)}$$

$$\overline{BA} = \frac{0.8 * \cos 18.97^\circ}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{0.8 * \cos 18.97^\circ}{0.8 * \sin 18.97^\circ + 3.5} \right) \right)} = 3.84 \text{ m}$$

- **Cálculo de la longitud del pistón  $\overline{BA}$  (Condición marea alta con altura de 1.138m)**

$$\overline{BA} = \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{\overline{OA} * \cos \theta}{\overline{OA} * \sin \theta + \overline{BO}} \right) \right)}$$

$$\overline{BA} = \frac{0.8 * \cos 15.099^\circ}{\sin \left( \tan^{-1} \left( \frac{0.8 * \cos 15.099^\circ}{0.8 * \sin 15.099^\circ + 3.5} \right) \right)} = 3.79 \text{ m}$$

Para el cálculo del área del pistón, el diámetro de cámara, el caudal y los brazos necesarios se tomó de ejemplo para este recálculo la altura de 0.831 m de ola, el periodo de 8 s. Teniendo en cuenta, que, en este caso, no fue necesario recalcular las caídas de presión en las tuberías de aire comprimido 4 y 10.5 bar, para conocer las caídas de presión, puesto a que esos cálculos no se ven alterados.

- **Área del Pistón**

$$\frac{F_{piston}}{Area_{piston}} = Presion(\theta) \rightarrow Area_{piston} = \frac{F_{piston}}{Presion(\theta)}$$

$$Area_{piston} = \frac{97234.05N}{433093Pa} = 0.22 \text{ m}^2$$

- **Diámetro de la Cámara del Pistón**

$$\text{Diámetro de la Cámara} = \sqrt{\frac{4 * \text{Area}_{\text{piston}}}{\pi}}$$

$$\text{Diámetro de la Cámara} = \sqrt{\frac{4 * 0.22 \text{ m}^2}{\pi}} = 0.53 \text{ m}$$

- **Caudal de Aire Comprimido a 4 bar que produce cada brazo mecánico**

$$\text{Caudal} (\theta) = \frac{(\overline{BA}_{\text{inicial}} - \overline{BA}_{\text{final}}) * \text{Area}_{\text{piston}}}{\text{perido de tiempo}}$$

$$\text{Caudal} (\theta) = \frac{(3.96\text{m} - 3.84\text{m}) * 0.22\text{m}^2}{8\text{s}} = 3.3 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0.21 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

- **Cálculo del número de Brazos Mecánicos del Sistema**

$$N_{\text{brazos}} = \frac{\dot{V}_{\text{aire}}}{\text{Caudal}(\theta)}$$

$$N_{\text{brazos}} = \frac{2.70 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{0.21 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}} = 13 \text{ brazos}$$

Al repetir estos cálculos para cada período y altura de ola, se obtuvo la tabla 29.

**Tabla 29**

*Dimensiones Preliminares de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y*

*Número de Brazos luego de las simulaciones, para la producción de aire comprimido a 4 bar en el Sistema*

Resultados Finales de la Geometría del Brazo Corregido (Para Aire Comprimido de las Bombas Neumáticas)									
Periodo (s)	BA (m)		Altura de ola (m)	Fpiston (N)	Presion necesaria (Pa)	Area de piston (m <sup>2</sup> )	Diametro de cámara (m)	Caudal (m <sup>3</sup> /min)	Brazos necesarios
8	Altura 0m	3,96	0,831	97234	433093	0,22	0,53	0,21	13
14	Altura 0,831m	3,84	0,831	55562		0,13	0,40	0,07	40
16			0,831	48617		0,11	0,38	0,05	52
8	Altura 1,138m	3,79	1,138	201044		0,46	0,77	0,60	4
14			1,138	114882		0,27	0,58	0,34	8
16			1,138	100522		0,23	0,54	0,30	9

En este punto, se repite la necesidad de ponerles a todos la misma área de pistón ya que este valor no varía dependiendo la altura de ola o el período, por lo que se elige el del peor caso. Por lo que nuestro pistón tiene un área de  $0.11 \text{ m}^2$  y un diámetro de 0.38 m, cambiando estos datos en la tabla 30 para todas las temporadas del año nuestros resultados finales quedaron de la siguiente manera.

**Tabla 30**

*Dimensiones Finales de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos luego de las simulaciones, para la producción de aire comprimido a 4 bar en el Sistema*

Resultados Finales de la Geometría del Brazo Corregido (Para Aire Comprimido de las Bombas Neumáticas)									
Periodo (s)	BA (m)		Altura de ola (m)	Fpiston (N)	Presion necesaria (Pa)	Area de piston (m <sup>2</sup> )	Diametro de cámara (m)	Caudal (m <sup>3</sup> /min)	Brazos necesarios
8	Altura 0m	3,96	0,831	97234	433093	0,11	0,38	0,11	26
14	Altura 0,831m	3,84	0,831	55562		0,11	0,38	0,06	45
16			0,831	48617		0,11	0,38	0,05	52
8	Altura 1,138m	3,79	1,138	201044		0,11	0,38	0,15	19
14			1,138	114882		0,11	0,38	0,08	32
16			1,138	100522		0,11	0,38	0,07	37

Al corregir la verdadera oscilación que la boya tendrá al estar en contactos con las olas de 0.85m y 1.2m, nuestro sistema necesitó contar con 52 brazos mecánicos y no solo 47 brazos como se calculó anteriormente, para la distribución de aire comprimido a 4 bar a las 5 bombas neumáticas del sistema.

## Recálculo de la geometría del brazo para la generación de aire comprimido para la pre carga de los tanques hidroneumáticos

En el caso del recálculo de la geometría de los brazos mecánicos para la producción de aire comprimido a 10,5 bares para la pre carga de los tanques hidroneumáticos, también se reusó la dimensión de los brazos mecánicos y la carrera del pistón que la de los brazos mecánicos de 4 bar. Sin embargo, al ser de la presión y el caudal de aire comprimido distinto, si se tuvo que recalcular este diámetro del pistón y el número de brazos necesarios. Para el cálculo de ejemplo de tomó la altura de 0.831m, el periodo de 8s y la presión necesaria de 1085.58 kPa.

- **Área del Pistón**

$$\frac{F_{piston}}{Area_{piston}} = Presion (\theta) \rightarrow Area_{piston} = \frac{F_{piston}}{Presion (\theta)}$$

$$Area_{piston} = \frac{97234.05N}{1085572Pa} = 0.090 m^2$$

- **Diámetro de la Cámara del Pistón**

$$Diámetro\ de\ la\ Cámara = \sqrt{\frac{4 * Area_{piston}}{\pi}}$$

$$Diámetro\ de\ la\ Cámara = \sqrt{\frac{4 * 0.090 m^2}{\pi}} = 0.34m$$

- **Caudal de Aire Comprimido a 10,5 bar que produce cada brazo mecánico**

$$Caudal(\theta) = \frac{(\overline{BA}_{inicial} - \overline{BA}_{final}) * Area_{piston}}{perido\ de\ tiempo}$$

$$Caudal(\theta) = \frac{(3.96 - 3.84m) * 0.090\ m^2}{8s} = 1.35 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 0.084 \frac{m^3}{min}$$

- **Cálculo del número de Brazos Mecánicos del Sistema**

$$N_{brazos} = \frac{\dot{V}_{aire\ pre\ carga}}{Caudal(\theta)}$$

$$N_{brazos} = \frac{0.15 \frac{m^3}{min}}{0.084 \frac{m^3}{min}} = 2\ brazos$$

Al repetir estos cálculos para cada período y altura de ola, se obtuvo la tabla 31.

**Tabla 31**

*Dimensiones Preliminares de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y*

*Número de Brazos luego de las simulaciones, para la producción de aire comprimido a 10,5 bar en el Sistema*

Resultados Finales de la Geometría del Brazo Corregido (Para Aire Comprimido de Pre Carga de los Tanques Hidroneumáticos)									
Periodo (s)	BA (m)		Altura de ola (m)	F piston (N)	Presion necesaria (Pa)	Area de piston (m <sup>2</sup> )	Diametro de cámara (m)	Caudal (m <sup>3</sup> /min)	Brazos necesarios
8	Altura 0m	3,96	0,831	97234	1085572	0,090	0,34	0,084	2
14	Altura 0,831m	3,84	0,831	55562		0,051	0,26	0,028	6
16			0,831	48617		0,045	0,24	0,021	8
8	Altura 1,138m	3,79	1,138	201044		0,185	0,49	0,240	1
14			1,138	114882		0,106	0,37	0,079	2
16			1,138	100522		0,093	0,34	0,060	3

Reemplazando nuevamente las dimensiones del pistón del peor caso para todas las temporadas del año en la tabla 32, nuestros resultados finales quedaron de la siguiente manera.

**Tabla 32**

*Dimensiones Finales de la Geometría del Pistón Modificado del Brazo Mecánico y Número de Brazos luego de las simulaciones, para la producción de aire comprimido a 10,5 bar en el Sistema*

Resultados Finales de la Geometría del Brazo Corregido (Para Aire Comprimido de Pre Carga de los Tanques Hidroneumáticos)									
Periodo (s)	BA (m)		Altura de ola (m)	F piston (N)	Presion necesaria (Pa)	Area de piston (m <sup>2</sup> )	Diametro de cámara (m)	Caudal (m <sup>3</sup> /min)	Brazos necesarios
8	Altura 0m	3,96	0,831	97234	1085572	0,045	0,24	0,042	4
14	Altura 0,831m	3,84	0,831	55562		0,045	0,24	0,024	7
16			0,831	48617		0,045	0,24	0,021	8
8	Altura 1,138m	3,79	1,138	201044		0,045	0,24	0,058	3
14			1,138	114882		0,045	0,24	0,033	5
16			1,138	100522		0,045	0,24	0,029	6

Por esto, corrigiendo los datos reales obtenidos en la simulación nuestro sistema ya no necesita solo 7 brazos para la distribución de aire comprimido a 10.5 bar a los 4 tanques hidroneumáticos del sistema sino 8 brazos.

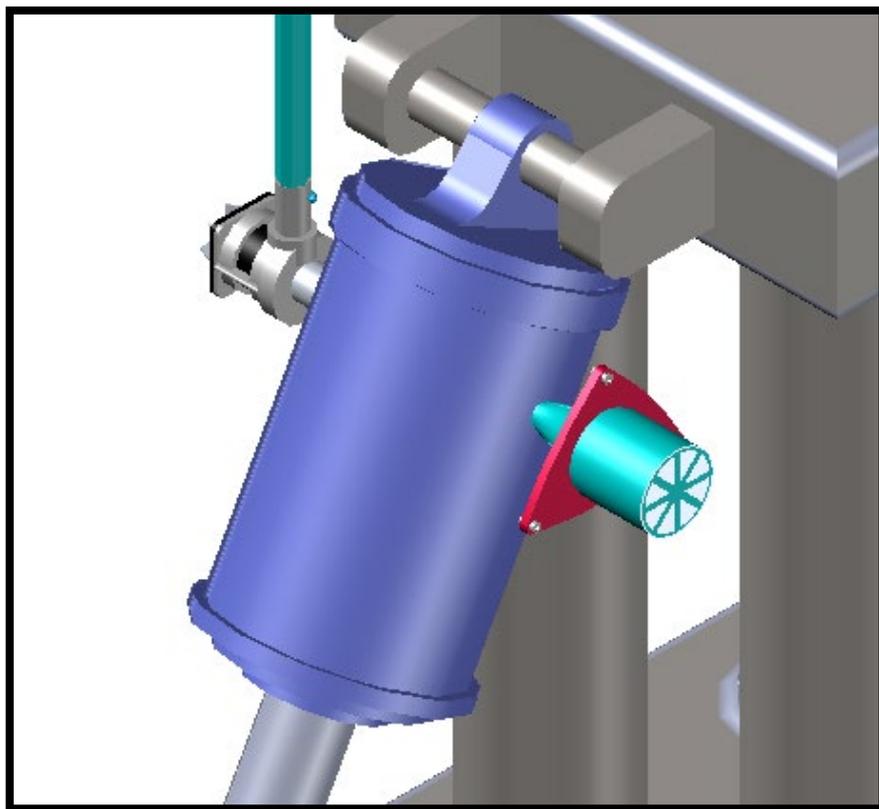
## APÉNDICE B

### OTROS EQUIPOS O PARTES DEL SISTEMA DISEÑADOS EN AUTOCAD PLANT 3D

*En el diseño del sistema de generación eléctrica, se diseñaron algunos equipos o piezas que no se logran apreciar con tanta claridad en las imágenes del sistema que se mostraron en el capítulo 3, es por esto que en este apéndice se las muestra en las figuras 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58 y 59.*

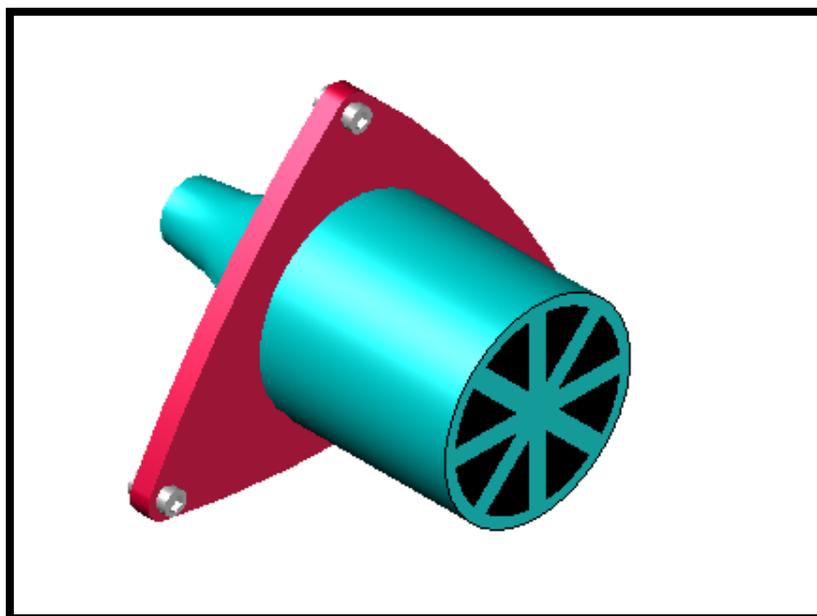
#### **Figura 50**

*Pistón Modificado con Válvula de Admisión y Descarga del Aire Comprimido*



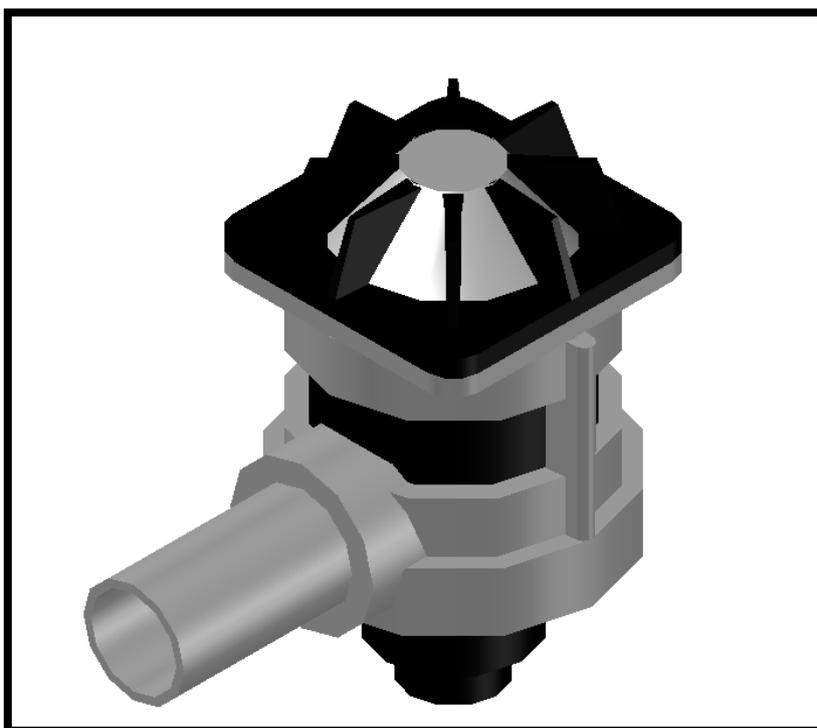
**Figura 51**

*Válvula de Admisión de Aire del Ambiente con Filtro de Impurezas y Agua*



**Figura 52**

*Válvula de Descarga de Aire Comprimido*



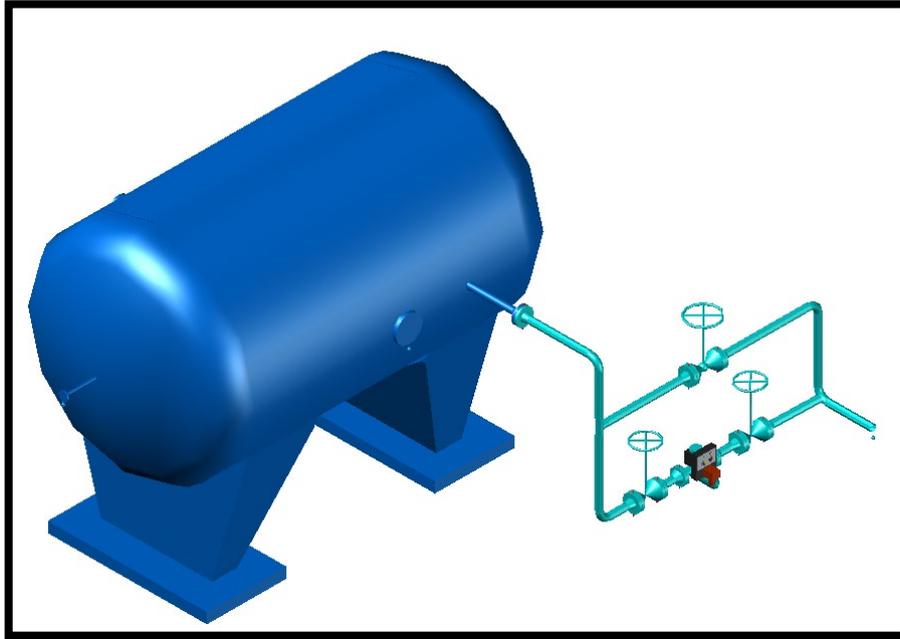
**Figura 53**

*Bomba Neumática Diseñada para el Sistema*



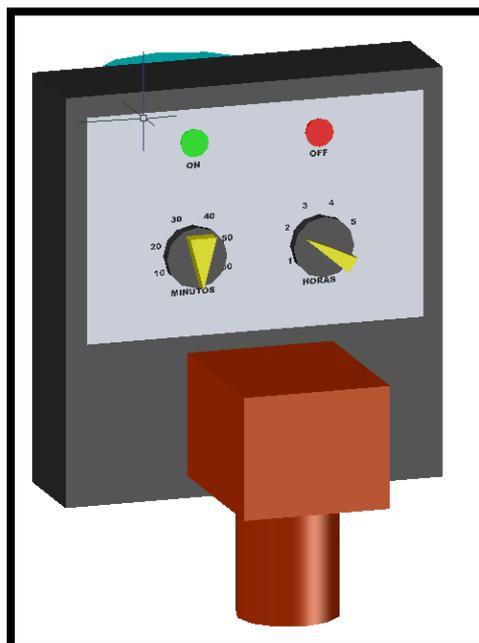
**Figura 54**

*Tanque Hidroneumático Diseñado para el Sistema de 7.74 m<sup>3</sup>, con su sistema de purgación temporizada de aire comprimido condensado*



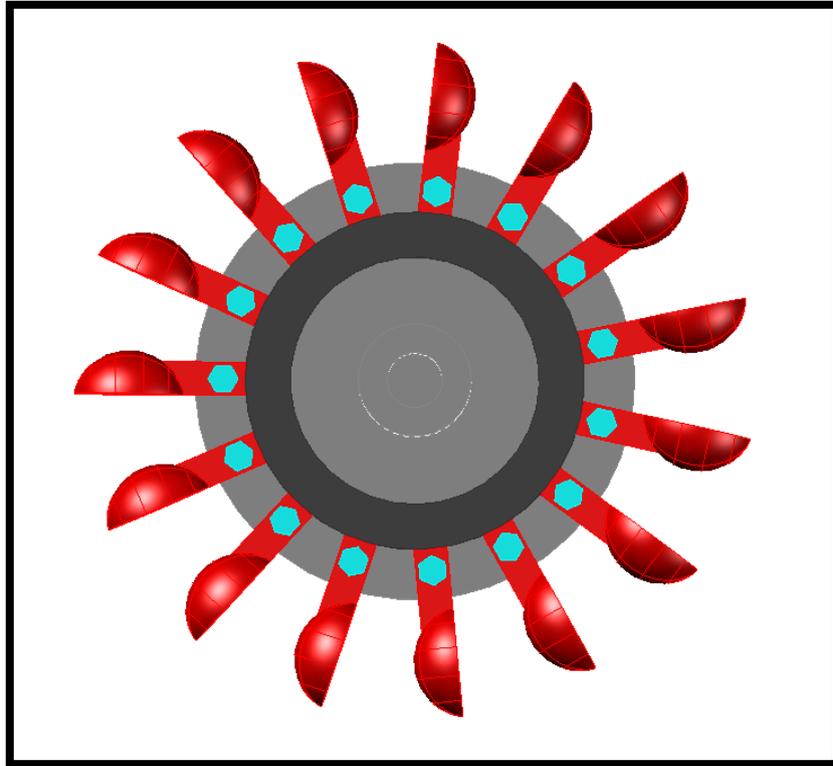
**Figura 55**

Purgador con Temporización para la descarga de la pre carga de aire comprimido del tanque cada 2 horas



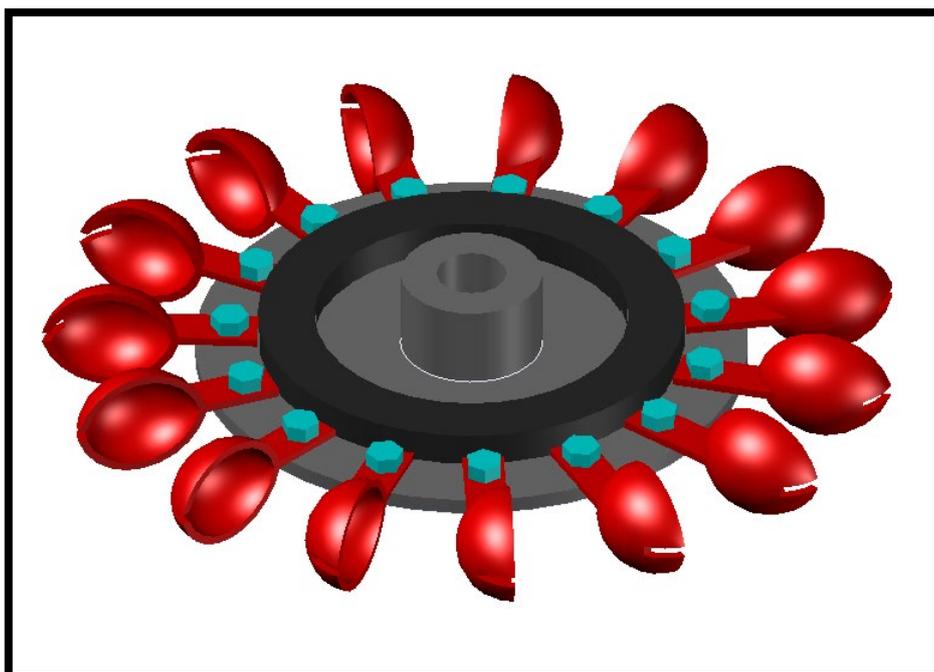
**Figura 56**

*Vista Superior de la Turbina Pelton dentro del Turbogenerador de 25 kW*



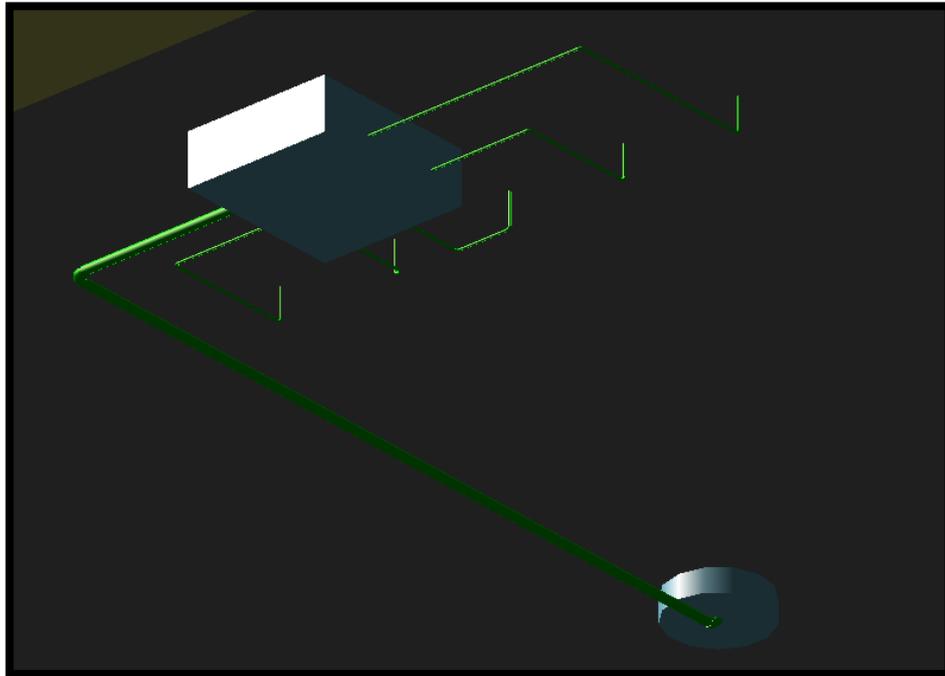
**Figura 57**

*Vista Isométrica de la Turbina Pelton dentro del Turbogenerador de 25 kW*



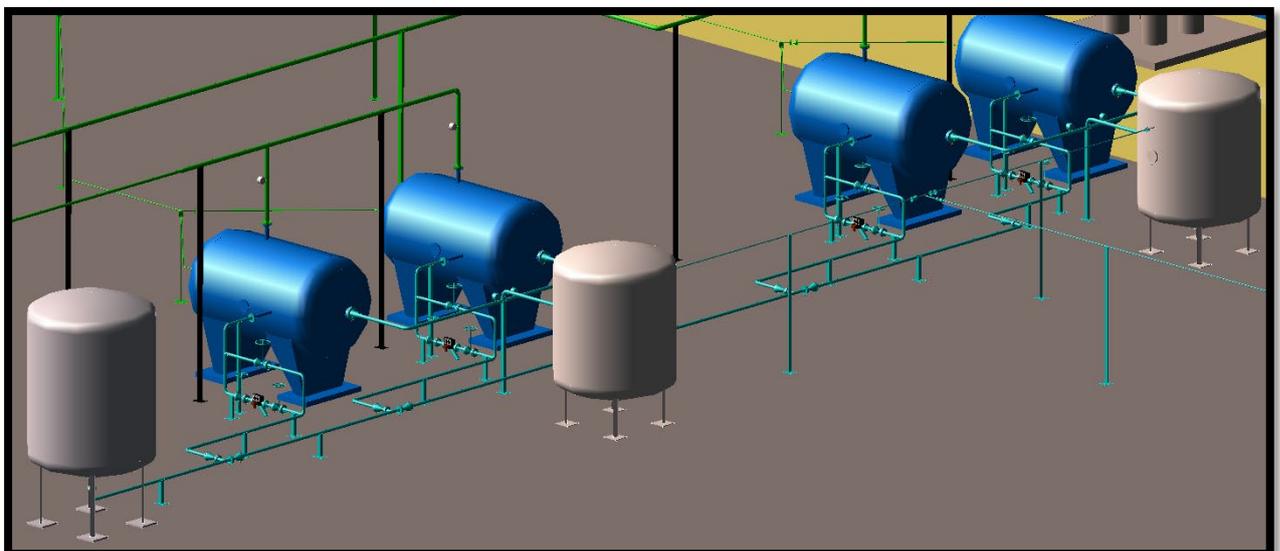
**Figura 58**

*Conexiones Subterráneas de Agua entre la carcasa del Turbogenerador de 25kW y la Cisterna de Agua*



**Figura 59**

*Sistema de Recarga de Aire Comprimido en los Tanques Hidroneumáticos y Purga de Condensados*



## APÉNDICE C

### RATINGS DE LAS TUBERÍAS QUE CONECTAN EL SISTEMA DE GENERACIÓN ELECTRICA A PARTIR DE ENERGÍA UNDIMOTRIZ

El diseño de las tuberías de nuestro sistema se reforzó con la norma ASME B16.34 donde se explica la presión y temperatura máxima que puede soportar los componentes de tubería, como las válvulas o bridas, según el material y diseño. Para este análisis se tomaron las condiciones de los fluidos como Aire Comprimido o Agua que pasan por las diversas tuberías de Acero Inoxidable A182 de nuestro sistema con la tabla 2-1.5 de la norma antes mencionada que se encuentra en la figura 60 para realizar la tabla 33.

#### Figura 60

*Tabla Referencia para conocer el Rating de las tuberías y los accesorios acoplados a ellas mediante la presión y la temperatura del fluido dentro de ellas*

ASME B16.34-2020							
Table 2-1.5 Ratings for Group 1.5 Materials							
A182 Gr. F1 (1) A204 Gr. A (1)	A204 Gr. B (1)		A691 Gr. CM-70 (1)				
A — Standard Class							
Temperature, °C	Working Pressures by Class, bar						
	150	300	600	900	1500	2500	4500
-29 to 38	18.4	48.0	96.0	144.1	240.1	400.1	720.3
50	18.4	48.0	96.0	144.1	240.1	400.1	720.3
100	17.7	47.9	95.9	143.8	239.7	399.5	719.1
150	15.8	47.3	94.7	142.0	236.7	394.5	710.1
200	13.8	45.8	91.6	137.4	229.0	381.7	687.1
250	12.1	44.5	89.0	133.5	222.5	370.9	667.6
300	10.2	42.9	85.7	128.6	214.4	357.1	642.6
325	9.3	41.4	82.6	124.0	206.6	344.3	619.6
350	8.4	40.3	80.4	120.7	201.1	335.3	603.3
375	7.4	38.9	77.6	116.5	194.1	323.2	581.8
400	6.5	36.5	73.3	109.8	183.1	304.9	548.5
425	5.5	35.2	70.0	105.1	175.1	291.6	524.7
450	4.6	33.7	67.7	101.4	169.0	281.8	507.0
475	3.7	31.7	63.4	95.1	158.2	263.9	474.8
500	2.8	24.1	48.1	72.2	120.3	200.5	361.0
538	1.4	11.3	22.7	34.0	56.7	94.6	170.2

*Nota. Clasificación de Ratings de trabajo para materiales del Grupo 1.5 según la norma ASME B16.34. Tomado de ASME. (2020). ASME B16.34: Valves—Flanged, Threaded, and Welding End (p. 40). The American Society of Mechanical Engineers. Fuente: <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/b16-34-valves-flanged-threaded-and-welding-end>*

**Tabla 33**

*Rating de los Accesorios en las Tuberías del Sistema*

<b>Rating de los Accesorios en las Tuberías del Sistema</b>				
<b>Tubería</b>	<b>Fluido</b>	<b>Temperatura [°C]</b>	<b>Presión [bar]</b>	<b>Rating</b>
Conexión entre los 52 brazos mecánicos y las 5 bombas neumáticas	Aire Comprimido	166.74	4	#150
Conexión entre los 8 brazos mecánico, el tanque acumulador de aire y la recarga de los tanques hidroneumáticos	Aire Comprimido	370.87	10.5	#300
Chorro Jet del Tanque Hidroneumático a Turbogenerador	Agua a Presión	35	15	#150
Conexión de las Bombas Neumáticas a los Tanques Hidroneumáticos	Agua	25	1	#150
Succión de las Bombas Neumáticas desde la Cisterna	Agua	25	1	#150

## APÉNDICE D

### LISTA DE ACCESORIOS Y JUNTAS DEL SISTEMA

La lista de accesorios y juntas del sistema a lo largo de las distintas tuberías que conectan el sistema de generación eléctrica a partir de energía undimotriz se ven resumidas en la tabla 34.

**Tabla 34**

*Lista de Accesorios y Juntas del Sistema*

Cantidad	Diámetro	Material	Descripción
22	2 in	ASTM A182 Gr F304	Codo de 90 <sup>0</sup>
6	2.5 in	ASTM A182 Gr F304	Codo de 90 <sup>0</sup>
12	0.5 in	ASTM A182 Gr F304	Codo de 90 <sup>0</sup>
66	2 in	ASTM A182 Gr F304	Codo de 90 <sup>0</sup>
8	0.5 in	ASTM A182 Gr F304	Codo de 90 <sup>0</sup>
19	3 in	ASTM A182 Gr F304	Codo Radio largo de 90 <sup>0</sup>
2	12 in	ASTM A182 Gr F304	Codo Radio largo de 90 <sup>0</sup>
8	1 in	ASTM A182 Gr F304	Reductor concéntrico
59	3 in	ASTM A182 Gr F304	Reductor concéntrico
2	4 in	ASTM A182 Gr F304	Reductor concéntrico
10	6 in	ASTM A182 Gr F304	Reductor concéntrico
1	12 in	ASTM A182 Gr F304	Reductor concéntrico
2	4 in	ASTM A182 Gr F304	Reductor excéntrico
2	0.75 in	ASTM A182 Gr F304	Brida ciega
8	2 in	ASTM A182 Gr F304	Brida
52	0.5 in	ASTM A182 Gr F304	Brida soldadura por encaje
4	0.75 in	ASTM A182 Gr F304	Brida soldadura por encaje

364	2 in	ASTM A182 Gr F304	Brida soldadura por encaje
43	2 in	ASTM A182 Gr F304	Brida de cuello soldado
2	2.5 in	ASTM A182 Gr F304	Brida de cuello soldado
14	3 in	ASTM A182 Gr F304	Brida de cuello soldado
4	4 in	ASTM A182 Gr F304	Brida de cuello soldado
1	0.5 in	ASTM A182 Gr F304	Unión T
4	2 in	ASTM A182 Gr F304	Unión T
52	0.5 in	ASTM A193 B7	Juego de pernos
3	0.75 in	ASTM A193 B7	Juego de pernos
345	2 in	ASTM A193 B7	Juego de pernos
2	2.5 in	ASTM A193 B7	Juego de pernos
9	3 in	ASTM A193 B7	Juego de pernos
4	4 in	ASTM A193 B7	Juego de pernos
8	2 in	ASTM A193 B7	Juego de esparrago
8	2 in	ASTM A193 B7	Junta
52	0.5 in	CS/PTFE	Junta de espiral enrollada
3	0.75 in	CS/PTFE	Junta de espiral enrollada
345	2 in	CS/PTFE	Junta de espiral enrollada
2	2.5 in	CS/PTFE	Junta de espiral enrollada
9	3 in	CS/PTFE	Junta de espiral enrollada

4	4 in	CS/PTFE	Junta de espiral enrollada
23	0.5 in	ASTM A216 Gr WPB	Válvula de retención
120	2 in	ASTM A216 Gr WPB	Válvula de retención
15	2 in	ASTM A216 Gr WPB	Válvula de compuerta
4	2 in	ASTM A216 Gr WPB	Válvula de globo