

**Universidad Nacional de Mar del Plata**

**Facultad de Ingeniería**

**Departamento de Ingeniería Eléctrica**

“Prediseño de un sistema de aporte energético sustentable para el funcionamiento de una fábrica de redes de pesca”

**Autor/es:**

Nombres y Apellidos: Ezequiel Hernán Friguglietti

DNI: 40254765

Nro. Legajo Alumno: 11641

Mail de contacto: eze\_297@hotmail.com

Carrera: Ingeniería Electromecánica

Nombres y Apellidos: Julian Francisco Chioli Pelliza

DNI: 40864477

Nro. Legajo Alumno: 12003

Mail de contacto: julichioli88@gmail.com

Carrera: Ingeniería Electromecánica

**Director/es del Proyecto**

Director: Ing. Ricardo Zucal

Codirector: Sánchez Joaquín

Mar del Plata, 21 de febrero de 2025



RINFI es desarrollado por la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

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

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



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

**Universidad Nacional de Mar del Plata**

**Facultad de Ingeniería**

**Departamento de Ingeniería Eléctrica**

“Prediseño de un sistema de aporte energético sustentable para el funcionamiento de una fábrica de redes de pesca”

**Autor/es:**

Nombres y Apellidos: Ezequiel Hernán Friguglietti

DNI: 40254765

Nro. Legajo Alumno: 11641

Mail de contacto: eze\_297@hotmail.com

Carrera: Ingeniería Electromecánica

Nombres y Apellidos: Julian Francisco Chioli Pelliza

DNI: 40864477

Nro. Legajo Alumno: 12003

Mail de contacto: julichioli88@gmail.com

Carrera: Ingeniería Electromecánica

**Director/es del Proyecto**

Director: Ing. Ricardo Zucal

Codirector: Sánchez Joaquín

Mar del Plata, 21 de febrero de 2025

# Proyecto Final de Grado

2024

## Prediseño de un sistema de aporte energético sustentable para el funcionamiento de una fábrica de redes de pesca

**Autor/es:**

***Friguglietti Ezequiel***  
***Carrera: Ing. Electromecánica***

***Chioli Pelliza Julián Francisco***  
***Carrera: Ing. Electromecánica***

**Tutor:**  
***Zucal, Ricardo***

**Co-Tutor:**  
***Sánchez, Joaquín***

**Evaluadores:**  
***Jorge Strack***  
***Guillermo Murcia***



## **ÍNDICE**

<b>ÍNDICE.....</b>	<b>2</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>4</b>
<b>1. RESUMEN.....</b>	<b>10</b>
<b>2. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>11</b>
2.1. OBJETIVOS.....	11
2.2. CASO BAJO ESTUDIO.....	13
<b>3. MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>16</b>
3.1. ENERGÍA RENOVABLES.....	16
3.2. MATRIZ ENERGÉTICA.....	18
3.2.1. MATRIZ ENERGÉTICA ARGENTINA.....	22
3.3. ENERGÍA DEL MAR.....	30
3.4. MAREAS.....	30
3.4.1. MAREAS EN EL MUNDO.....	33
3.4.2. MÉTODOS DE GENERACIÓN DE ENERGÍA MAREOMOTRIZ.....	34
3.4.2.1. Corrientes de las mareas.....	35
3.4.2.2. Energía potencial de la marea.....	36
3.4.2.3. Lagunas de marea.....	38
3.4.2.4. Energía mareomotriz dinámica.....	39
3.5. ENERGÍA DEL VIENTO.....	39
3.6. VIENTOS.....	40
3.6.1. VIENTOS EN EL MUNDO.....	43
3.6.2. MÉTODO DE GENERACIÓN DE ENERGÍA EÓLICA.....	45
3.6.3. CLASIFICACIÓN DE LOS PARQUES EÓLICOS.....	45
3.6.4. MICROGENERACIÓN DE ENERGÍA EÓLICA.....	48
3.7. ESTADO DEL ARTE EN ARGENTINA.....	48
3.7.1. ANTECEDENTES.....	49
<b>4. FLOTADORES.....</b>	<b>52</b>
4.1. MOVIMIENTO DEL SISTEMA.....	52
4.1.1. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO I (GENERACIÓN DE 1 HS CON 1 PILETON DE 6 FLOTADORES).....	53
4.1.2. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO II (GENERACIÓN CONTINUA CON 2 PILETONES DE 6 FLOTADORES C/U).....	54
4.2. ENERGÍA DEL SISTEMA.....	58
4.3. DISEÑO DEL SISTEMA.....	59
4.3.1. GENERADOR.....	60
4.3.2. ENGRANAJES.....	63
4.3.3. EMBRAGUE.....	108
4.3.4. CAJA MULTIPLICADORA.....	109
4.3.5. ENGRANAJES RODAMIENTOS ÚNICO SENTIDO.....	116
4.3.6. EJES.....	131
4.3.7. FLOTADORES.....	138
4.3.8. CAÑERÍAS Y VÁLVULAS.....	148

4.4. CÁLCULOS FINALES.....	156
<b>5. TURBINAS.....</b>	<b>159</b>
5.1. DISEÑO DEL SISTEMA.....	173
5.1.1. TURBINA.....	174
5.1.2. POLEAS.....	181
5.1.3. CORREAS.....	185
5.1.4. GENERADOR.....	185
5.1.5. CAÑERÍAS Y VÁLVULAS.....	187
5.2. CÁLCULOS FINALES.....	192
<b>6. AEROGENERADORES.....</b>	<b>194</b>
6.1. DISEÑO DEL SISTEMA.....	211
6.2. CÁLCULOS FINALES.....	220
<b>7. ALMACENAMIENTO.....</b>	<b>223</b>
7.1. DISEÑO DEL SISTEMA.....	234
7.1.1. BANCO DE BATERÍAS.....	235
7.1.2. RECTIFICADOR Y CONTROLADOR DE CARGA.....	242
7.1.3. INVERSOR.....	245
7.2. ESQUEMATIZACIÓN DEL SISTEMA.....	247
<b>8. DIAGRAMA DEL SISTEMA.....</b>	<b>248</b>
<b>9. ANÁLISIS ECONÓMICO.....</b>	<b>249</b>
<b>10. PROPUESTAS DE CONTINUACIÓN.....</b>	<b>255</b>
<b>11. CONCLUSIONES.....</b>	<b>258</b>
<b>12. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>261</b>

## **ÍNDICE DE FIGURAS**

Figura 2.1 - Dimensiones y distribución de la fábrica.....	13
Figura 2.2 - Iluminación interna de la fábrica a utilizar.....	14
Figura 2.3 - Iluminación externa de la fábrica a utilizar.....	14
Figura 2.4 - Potencia de las cargas utilizadas en la fábrica.....	14
Figura 2.5 - Distribución de cargas utilizadas y consumo energético.....	15
Figura 3.1 - Categorías principales de energías renovables.....	16
Figura 3.2 - Cantidad de energía generado por las fuentes renovables.....	17
Figura 3.3 - Generación eléctrica mundial.....	19
Figura 3.4 - Ranking mundial de energía renovable generada.....	19
Figura 3.5 - Porcentaje de la energía renovable generada en el mundo.....	20
Figura 3.6 - Demanda de electricidad mundial.....	22
Figura 3.7 - Matriz energética de Argentina.....	22
Figura 3.8 - Cantidad de energía renovable por fuente renovable en Argentina.....	23
Figura 3.9 - Mapa de sistema energético en Argentina.....	24
Figura 3.10 - Energías que provienen de combustibles fósiles.....	25
Figura 3.11 - Energía que proviene de fuente eólica.....	26
Figura 3.12 - Energía que proviene de fuente nuclear.....	27
Figura 3.13 - Energía que proviene de fuente hidráulica.....	28
Figura 3.14 - Energía que proviene de fuente solar.....	29
Figura 3.15 - Mareas en función de la posición de la luna y la tierra.....	31
Figura 3.16 - Distribución de mareas en función de la posición de la tierra, el sol y la luna..	32
Figura 3.17 - Distribución de alturas de mareas en el mundo.....	34
Figura 3.18 - Gráfica de energía cinética y potencia en el océano.....	35
Figura 3.19 - Tipo de turbinas en el mar.....	36
Figura 3.20 - Turbina de eje horizontal.....	36
Figura 3.21 - Presa en el océano.....	37
Figura 3.22 - Ilustración de lagunas de marea.....	38
Figura 3.23 - Ilustración de energía mareomotriz dinámica.....	39
Figura 3.24 - Vientos en el mundo.....	41
Figura 3.25 - Mapa eólico de Argentina.....	41
Figura 3.26 - Generación eléctrica mundial utilizando el viento.....	43
Figura 3.27 - Ranking de países por potencia eólica instalada.....	44
Figura 3.28 - Potencia eólica.....	44
Figura 3.29 - Parque eólico On-Shore.....	46
Figura 3.30 - Parque eólico Off-Shore.....	46
Figura 3.31 - Ranking países potencia on-shore acumulada.....	47
Figura 3.31 - Ranking países potencia off-shore acumulada.....	47
Figura 4.1 - Gráfico senoidal representativo del comportamiento de las mareas.....	52
Figura 4.2 - Representación de la secuencia elegida.....	56
Figura 4.3 - Resumen de secuencia a desarrollar.....	57
Figura 4.4 - Sistema de engranajes.....	60
Figura 4.5 - Generador utilizado para el sistema.....	60

Figura 4.6 - Datos del generador.....	61
Figura 4.7 - Curva Potencia vs Rpm generador.....	61
Figura 4.8 - Curva Potencia vs Rpm generador.....	62
Figura 4.9 - Curva Eficiencia vs Rpm generador.....	62
Figura 4.10 - Engranajes rectos.....	63
Figura 4.11 - Tensiones admisibles de distintos materiales.....	64
Figura 4.12 - Tabla para evitar interferencia en engranajes.....	65
Figura 4.13 - Tabla de factor de forma y.....	65
Figura 4.14 - Tipos de sistemas motores impulsados.....	69
Figura 4.15 - Calidad de engranaje Qv.....	69
Figura 4.16 - Factor de engranaje Kv.....	70
Figura 4.17 - Factor de montaje Km.....	71
Figura 4.18 - Factor de geometría J.....	72
Figura 4.19 - Factor de duración.....	72
Figura 4.20 - Factor de duración KL y CL.....	73
Figura 4.21 - Factor de confiabilidad.....	74
Figura 4.22 - Dureza de acero.....	75
Figura 4.23 - Coeficiente elástico Cp.....	76
Figura 4.24 - Factor de geometría.....	77
Figura 4.25 - Dureza de acero.....	78
Figura 4.26 - Tensiones admisibles de materiales.....	81
Figura 4.27 - Tabla para evitar interferencia en engranajes.....	81
Figura 4.28 - Factor de Forma.....	82
Figura 4.29 - Tipos de sistemas motores e impulsados.....	84
Figura 4.30 - Calidad de engranaje.....	85
Figura 4.31 - Factores dinámicos Kv y Cv.....	85
Figura 4.32 - Factor de montaje.....	86
Figura 4.33 - Factor de geometría.....	87
Figura 4.34 - Factor de duración.....	88
Figura 4.35 - Factor de duración KI y CI.....	89
Figura 4.36 - Factor de confiabilidad.....	90
Figura 4.37 - Dureza de acero.....	90
Figura 4.38 - Coeficiente elástico.....	92
Figura 4.39 - Factor de geometría.....	93
Figura 4.40 - Dureza de acero.....	94
Figura 4.41 - Tabla de interferencias de engranajes.....	95
Figura 4.42 - Factor de forma.....	95
Figura 4.43 - Tipos de sistemas motores e impulsados.....	98
Figura 4.44 - Calidad de engranaje.....	98
Figura 4.45 - Factores dinámicos Kv y Cv.....	99
Figura 4.46 - Factor de montaje Km.....	100
Figura 4.47 - Factor de geometría.....	101
Figura 4.48 - Factor de duración.....	101



Figura 4.49 - Factor de duración KI y Cl.....	102
Figura 4.50 - Factor de confiabilidad.....	103
Figura 4.51 - Dureza de acero.....	104
Figura 4.52 - Coeficiente elástico.....	105
Figura 4.53 - Factor de geometría.....	106
Figura 4.54 - Dureza de acero.....	107
Figura 4.55 - Ficha técnica embrague.....	109
Figura 4.56 - Caja engranaje.....	110
Figura 4.57 - Selección caja engranajes.....	110
Figura 4.58 - Dimensiones caja engranajes.....	111
Figura 4.59 - Factor de servicio fs1.....	112
Figura 4.60 - Factor de servicio fs2.....	112
Figura 4.61 - Factor de servicio fs3.....	112
Figura 4.62 - Factor de servicio fs4.....	113
Figura 4.63 - Factor de servicio fs5.....	113
Figura 4.64 - Potencia térmica.....	114
Figura 4.65 - Resumen tabla de factores térmicos.....	115
Figura 4.66 - Factor térmico ft5.....	115
Figura 4.67 - Esquema sistema de engranajes OWB.....	116
Figura 4.68 - Tensiones admisibles de distintos materiales.....	117
Figura 4.69 - Tabla de interferencia en engranajes.....	118
Figura 4.70 - Factor de forma y.....	118
Figura 4.71 - Tipos de sistemas motores e impulsados.....	121
Figura 4.72 - Calidad de engranajes.....	121
Figura 4.73 - Factores dinámicos Kv y Cv.....	122
Figura 4.74 - Factor de montaje Km.....	123
Figura 4.75 - Factor de geometría.....	124
Figura 4.76 - Factor de duración.....	125
Figura 4.77 - Factor de duración para engranajes de acero.....	125
Figura 4.78 - Factor de confiabilidad.....	126
Figura 4.79 - Dureza de acero.....	127
Figura 4.80 - Coeficiente elástico.....	129
Figura 4.81 - Factor de geometría.....	130
Figura 4.82 - Dureza de acero.....	131
Figura 4.83 - Propiedades físicas de materiales.....	132
Figura 4.84 - Ilustración de eje hueco.....	133
Figura 4.85 - Deformaciones permisibles.....	135
Figura 4.86 - Ejes 1 y 2.....	136
Figura 4.87 - Deformaciones permisibles.....	137
Figura 4.88 - Ilustración del freno del eje.....	138
Figura 4.89 - Tabla de Freno de Eje.....	138
Figura 4.90 - Dimensiones flotador.....	139
Figura 4.91 - Huelgo.....	139

Figura 4.92 - Flotador con guías y viga.....	140
Figura 4.93 - Propiedades mecánicas de acero S275.....	140
Figura 4.94 - Tabla de vigas IPE.....	141
Figura 4.95 - Vista frontal de piletones con estructura.....	142
Figura 4.96 - Pasador.....	142
Figura 4.97 - Distancias para calcular momento de inercia del pasador.....	143
Figura 4.98 - Medidas finales del pasador.....	144
Figura 4.99 - Distribución de esfuerzo en el pasador.....	144
Figura 4.100 - Actuador de pasador.....	145
Figura 4.101 - Capacidad de carga de actuador.....	145
Figura 4.102 - Consumo de actuador en función de la carga.....	146
Figura 4.103 - Sensor de barrera.....	146
Figura 4.104 - Flotador con guías, viga y tubo PVC.....	147
Figura 4.105 - Tabla de velocidades máximas según tipo de tubería.....	148
Figura 4.106 - Vista frontal del pileton con cañerías.....	149
Figura 4.107 - Vista frontal de pileton con válvula en cañería.....	149
Figura 4.108 - Válvula de cañería.....	150
Figura 4.109 - Ficha técnica de válvula.....	151
Figura 4.110 - Gráfico de presión en función de temperatura.....	151
Figura 4.111 - Dimensiones de la válvula.....	152
Figura 4.112 - Especificaciones del modelo de válvula.....	152
Figura 4.113 - Actuador eléctrico de válvula.....	153
Figura 4.114 - Posición de válvula en flotador.....	153
Figura 4.115 - Válvula de flotadores.....	154
Figura 4.116 - Ficha técnica de válvula de flotadores.....	155
Figura 4.117 - Especificaciones de válvula de flotadores.....	155
Figura 4.118 - Curva de eficiencia del generador.....	157
Figura 4.119 - Vista frontal del diseño en 3D.....	158
Figura 5.1 - Ubicación esquemática de la turbina.....	159
Figura 5.2 - Turbina horizontal.....	160
Figura 5.3 - Turbina vertical.....	160
Figura 5.4 - Central Hidráulica.....	161
Figura 5.5 - Capacidad y Salto de los distintos tipos de turbinas.....	162
Figura 5.6 - Características de turbinas de acción y reacción.....	162
Figura 5.7 - Partes de la turbina Pelton.....	163
Figura 5.8 - Rodete de la turbina Pelton.....	164
Figura 5.9 - Inyectores de la turbina Pelton.....	164
Figura 5.10 - Ubicación de inyectores de la turbina Pelton.....	165
Figura 5.11 - Distribuidor de la turbina Pelton.....	166
Figura 5.12 - Partes de la turbina Francis.....	167
Figura 5.13 - Rodete de la turbina Francis.....	167
Figura 5.14 - Distribuidor de la turbina Francis.....	168
Figura 5.15 - Tubo de Aspiración de la turbina Francis.....	169

Figura 5.16 - Partes de la turbina Kaplan.....	170
Figura 5.17 - Partes de la turbina Michell-Banki.....	171
Figura 5.18 - Parámetros principales de los distintos tipos de turbinas.....	172
Figura 5.19 - Clasificación del salto según la altura.....	173
Figura 5.20 - Elección de turbina de acuerdo al salto.....	173
Figura 5.21 - Elección de turbina de acuerdo al salto y caudal.....	175
Figura 5.22 - Turbina Michell-Banki.....	175
Figura 5.22 - Modelo de turbina según caudal y salto.....	177
Figura 5.23 - Características principales de la turbina.....	178
Figura 5.24 - Eficiencia de la turbina.....	178
Figura 5.25 - Poleas y correas que se utilizan para el modelo de turbina.....	179
Figura 5.26 - Dimensiones de la turbina.....	180
Figura 5.27 - Esquema del sistema en 3D.....	181
Figura 5.28 - Tabla de poleas del fabricante SIT.....	182
Figura 5.29 - Polea del generador.....	183
Figura 5.30 - Polea de la turbina.....	184
Figura 5.31 - Diseño de poleas.....	184
Figura 5.32 - Sección de correa trapezoidal.....	185
Figura 5.33 - Longitud de correa.....	185
Figura 5.34 - Ficha técnica del generador.....	186
Figura 5.35 - Curva de eficiencia del generador.....	186
Figura 5.36 - Ilustración real del generador.....	187
Figura 5.37 - Dimensiones del generador.....	187
Figura 5.38 - Vista lateral del sistema.....	188
Figura 5.39 - Tabla de velocidades máximas según tipo de tubería.....	189
Figura 5.40 - Válvula de cañería.....	189
Figura 5.41 - Ficha técnica de válvula.....	190
Figura 5.42 - Gráfico de presión en función de temperatura.....	190
Figura 5.42 - Dimensiones de la válvula.....	191
Figura 5.42 - Especificaciones de la válvula.....	191
Figura 5.43 - Actuador eléctrico de válvula.....	192
Figura 5.44 - Curva de eficiencia del generador.....	193
Figura 6.1 - Partes de un aerogenerador.....	194
Figura 6.2 - Aerogenerador de eje horizontal.....	195
Figura 6.3 - Aerogenerador de eje vertical.....	196
Figura 6.4 - Aerogenerador de pequeña escala.....	196
Figura 6.5 - Aerogeneradores Off-Shore.....	197
Figura 6.6 - Aerogeneradores Flotantes.....	197
Figura 6.7 - Ventajas y desventajas de aerogeneradores.....	198
Figura 6.8 - Disposición del aerogenerador.....	198
Figura 6.9 - Aerogenerador Savonius.....	199
Figura 6.10 - Aerogenerador Darrieus.....	200
Figura 6.11 - Soporte de aerogenerador.....	202

Figura 6.12 - Rotores de aerogeneradores de eje horizontal.....	203
Figura 6.13 - Rotores de aerogeneradores de eje vertical.....	203
Figura 6.14 - Sistema de orientación.....	204
Figura 6.15 - Sistema de regulación.....	205
Figura 6.16 - Sistema de transmisión.....	206
Figura 6.17 - Sistema de generación.....	207
Figura 6.18 - Gráfico de Potencia vs Velocidad del viento.....	208
Figura 6.19 - Mapa eólico de Argentina.....	209
Figura 6.20 - Distribución de Weibull.....	210
Figura 6.21 - Datos de la velocidad promedio del viento en Caleta Olivia.....	211
Figura 6.22 - Datos de la dirección del viento en Caleta Olivia.....	212
Figura 6.23 - Valores posibles del factor.....	213
Figura 6.24 - Variación de la velocidad del viento con respecto a la altura.....	214
Figura 6.25 - Perfil de velocidad del viento.....	214
Figura 6.26 - Valor de potencia del aerogenerador DW52.....	215
Figura 6.27 - Valor de energía anual del aerogenerador DW52.....	216
Figura 6.28 - Dimensiones del aerogenerador DW52.....	216
Figura 6.29 - Ficha técnica del aerogenerador GARBÍ100/28.....	217
Figura 6.30 - Valor de potencia del aerogenerador GARBÍ100/28.....	218
Figura 6.31 - Ficha técnica del aerogenerador FD21-50.....	219
Figura 6.32 - Valor de potencia del aerogenerador FD21-50.....	219
Figura 6.33 - Valor de energía anual del aerogenerador FD21-50.....	220
Figura 7.1 - Almacenamiento de hidrógeno.....	226
Figura 7.2 - Pila de combustible para almacenar hidrógeno.....	227
Figura 7.3 - Acumulador electroquímico.....	228
Figura 7.4 - Capacidad energética de acumuladores electroquímicos.....	231
Figura 7.5 - Esquematización del sistema de almacenamiento.....	235
Figura 7.6 - Batería de 48 [V].....	237
Figura 7.7 - Datos del modelo de batería a utilizar.....	238
Figura 7.8 - Cargas que utilizan la energía almacenada.....	239
Figura 7.9 - Batería a utilizar.....	240
Figura 7.10 - Datos del modelo de batería a utilizar.....	240
Figura 7.11 - Rectificador y Controlador de carga.....	242
Figura 7.12 - Datos del modelo de rectificador y controlador de carga a utilizar.....	243
Figura 7.13 - Ficha técnica del modelo de rectificador y controlador de carga a utilizar.....	244
Figura 7.14 - Inversor.....	246
Figura 7.15 - Ficha técnica del inversor a utilizar.....	246
Figura 7.16 - Esquematización del sistema de almacenamiento.....	247
Figura 8.1 - Diagrama en bloques del sistema.....	248
Figura 9.1 - Costo de energía ahorrada por mes utilizando la turbina.....	250
Figura 9.2 - Costo de energía ahorrada por mes utilizando el almacenamiento.....	252
Figura 9.3 - Porcentaje de costo de acuerdo a la categoría.....	253

## 1. RESUMEN

A grandes rasgos, es objetivo de este trabajo realizar un estudio de los distintos tipos de energías renovables con el fin de llevar a cabo un prediseño de un sistema de generación eléctrica el cual va a ser utilizado para satisfacer parte de la demanda energética de dicha empresa, dedicada a la fabricación de redes de pesca y localizada en Caleta Olivia, Santa Cruz. Dicha locación presenta dificultades económicas con respecto al suministro de los servicios esenciales tal como la electricidad. Por otro lado, debido a su entorno ambiental, se apreció que es una óptima ubicación para la implementación de aerogeneradores, turbinas y flotadores mareomotrices, lo que dio propósito al inicio de este proyecto.

Para cumplir con lo propuesto, se relevará el estado de arte de la energía mareomotriz y eólica junto con el movimiento del océano y del viento en la zona bajo análisis con el fin de lograr una generación de energía eléctrica para la alimentación de la fábrica. Se aprovechará la diferencia de altura entre las mareas altas y bajas del océano para permitir el movimiento de la turbina mareomotriz y los flotadores, como así también se utilizará el flujo de aire para el funcionamiento del aerogenerador.

Para llevar a cabo este trabajo, se utilizará lo analizado en el proyecto mareomotriz "Prediseño sistema mareomotriz con flotadores" debido a que este grupo de estudio cuenta con experiencia en la temática ya que ha participado en la práctica profesional supervisada que surgió de dicho proyecto. Por lo tanto, se propuso realizar un diseño superador que permita optimizar la generación de energía eléctrica junto con su versatilidad y a su vez lograr un mejor aprovechamiento de los recursos. Se buscará potenciar dicho proyecto para lograr un balance técnico-económico viable, siendo esta cuestión un punto a mejorar, ya que no es solamente un mero cálculo matemático sino un prediseño para mejorar la situación existente en la empresa pesquera.

Se hará un balance energético para conocer la cantidad de energía demandada por la fábrica y así poder diseñar los sistemas a instalar con el fin de cubrir parte de dichos consumos energéticos. También se diseñará un sistema de almacenamiento energético para disponer de dicha energía cuando sea necesario. Además, se realizará un análisis de la potencia generada junto con un análisis económico del proyecto buscando promover la protección del medio ambiente y fomentar el uso e interés de los recursos renovables.

Además, se llevará a cabo un estudio del sistema a instalar junto con la selección técnica de materiales, sensores, engranajes, turbinas mareomotrices, aerogeneradores y generadores eléctricos.

Finalmente queremos destacar la importancia de este trabajo como un estudio del cual se deja una base para los futuros interesados en el tema y apuntando hacia el crecimiento de las energías renovables, para poder tener así un futuro más verde y sustentable.

## 2. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la demanda energética es muy elevada y en vez de aminorar este crecimiento se evidencia un consumo cada vez mayor. Esto se debe principalmente al incremento de la población que conlleva un alto consumo de combustibles fósiles lo que entorpece la lucha contra el cambio climático. El consumo de estas energías convencionales, en cualquiera de sus variantes (generación eléctrica, transporte, calor industrial, etc.), son la principal causa de las emisiones de gases de efecto invernadero.

Por este motivo, entre otros, se debe adjudicar una mayor atención al desarrollo e implementación de fuentes de energía renovables. Estas energías son recursos limpios e ilimitados que nos proporciona la naturaleza y su uso nos ofrece diversas ventajas, como por ejemplo reducir el efecto invernadero y proteger nuestro planeta. Es decir, las energías no renovables son un camino que debemos evitar como sociedad, por ello decidimos por medio de este trabajo dar un comienzo hacia una convivencia en armonía con nuestro planeta e ir reduciendo cada vez más nuestra huella ecológica.

La situación actual en la que vivimos fue entonces la razón principal por la cual se decidió dirigir el trabajo final de grado en ingeniería electromecánica hacia las energías renovables en sus diversos tipos. Dicho trabajo será parte del extenso trayecto que se puede recorrer para el desarrollo de un sistema de aporte energético sustentable totalmente funcional mediante la utilización de energía mareomotriz y energía eólica.

### 2.1. OBJETIVOS

El objetivo de este trabajo es realizar un prediseño de un sistema de generación eléctrica sustentable para alimentar la fábrica mencionada anteriormente. Para ello se emplea tanto energía eólica como energía mareomotriz mediante la utilización de aerogeneradores, turbinas y flotadores mareomotrices respectivamente. Este último, ya analizado en el proyecto desarrollado por Mastromarino, Leandro denominado "Prediseño sistema mareomotriz con flotadores". La relevancia del trabajo que se llevará a cabo radica en ser un estudio que agrupa distintos tipos de energías renovables mediante su implementación con diferentes mecanismos, logrando así un amplio abanico de opciones versátiles para lograr la sustentabilidad energética del caso bajo análisis y además, sentando las bases para futuros interesados en el tema y promoviendo el avance de las energías renovables.

Dicha aclaración se detalla para dejar en claro que, si bien en este trabajo se abordará un prediseño de un sistema, es importante tener en cuenta que pueden existir diversas alternativas a este.

Como objetivos concretos podríamos marcar los siguientes:

- Desarrollar el prediseño de un sistema de aporte energético para cubrir parte de la demanda de la empresa.
- Investigar el recurso marítimo y eólico como potencial generador de energía.

- Analizar la capacidad de generación del sistema.
- Analizar, dimensionar y seleccionar materiales, elementos del sistema y de control.
- Realizar una evaluación técnico-económica del sistema.
- Modelar en software de diseño.
- Promover la protección del medio ambiente e incentivar el uso de los recursos renovables.

En el contexto de esta tesis de ingeniería, dicho prediseño implica una serie de etapas fundamentales para el desarrollo eficiente de un sistema de obtención de energía eléctrica a partir del movimiento del aire y del mar.

En primera instancia se lleva a cabo un estudio de los requerimientos energéticos de la fábrica en cuestión, rutina diaria de utilización de las maquinarias, horarios de la jornada laboral, dimensionamiento y distribución espacial, entre diversos factores relevantes para realizar el prediseño del sistema.

Luego, se realiza un análisis detallado del lugar de emplazamiento junto con una investigación del movimiento tanto del aire como del mar y la viabilidad como fuentes de energía renovable. Esto implica analizar por un lado las características de las corrientes marinas y del viento y por otro, diversas variables relevantes para comprender cómo se pueden aprovechar estos recursos de manera efectiva.

En tercer instancia, se procede al análisis e implementación del sistema de flotadores ya mencionado para el caso bajo estudio en particular, atendiendo los requerimientos específicos, adecuándolo al entorno en el cual se encontrará emplazado y potenciándolo con el objetivo de lograr un balance técnico-económico más viable.

Después, se realiza un estudio e investigación sobre las turbinas mareomotrices del mercado, contemplando las diversas alternativas disponibles para finalmente seleccionar una de ellas y realizar un análisis detallado de la misma para su correcto funcionamiento en el sistema bajo desarrollo logrando así una generación más eficiente.

Posteriormente, se procede a realizar lo detallado en el paso anterior pero acerca de los aerogeneradores, que se utilizaran para aumentar aún más la energía eléctrica generada y dar una mayor versatilidad al sistema diseñado.

Luego, se analizarán los diversos sistemas de almacenamiento de energía con el fin de aprovechar toda la energía eléctrica generada y disponer de una reserva energética para cuando se requiera.

Finalmente, se lleva a cabo la selección y diseño de los elementos constituyentes del sistema.

## 2.2. CASO BAJO ESTUDIO

Como se mencionó anteriormente, la fábrica bajo análisis se dedica a la fabricación de redes de pesca y se encuentra emplazada sobre la costa en las cercanías del Puerto Caleta Paula, localizado en Caleta Olivia, Santa Cruz. Al ser una zona rural y mínimamente poblada, se dificulta el acceso a la energía eléctrica ya que dar de alta un nuevo suministro en dicha zona conlleva una extensión o modificación sobre la red eléctrica existente, cuyo costo de obra puede llegar a ser muy elevado y lo deberá abonar el usuario. Además del tiempo necesario para realizar los trámites de solicitud del nuevo suministro, se requiere de un plazo para realizar la obra, el cual puede ser muy extenso ya que se evalúa de acuerdo a las necesidades puntuales de la instalación eléctrica a desarrollar.

Por otro lado, debido a su entorno ambiental, se apreció que es una óptima ubicación para la implementación de aerogeneradores, turbinas y flotadores mareomotrices, dando lugar a una excelente alternativa para solucionar dichos inconvenientes que conlleva la conexión a la red eléctrica en dicha zona rural.

Con respecto a las dimensiones de la planta, las mismas se detallan a continuación incluyendo la distribución de las luminarias utilizadas:

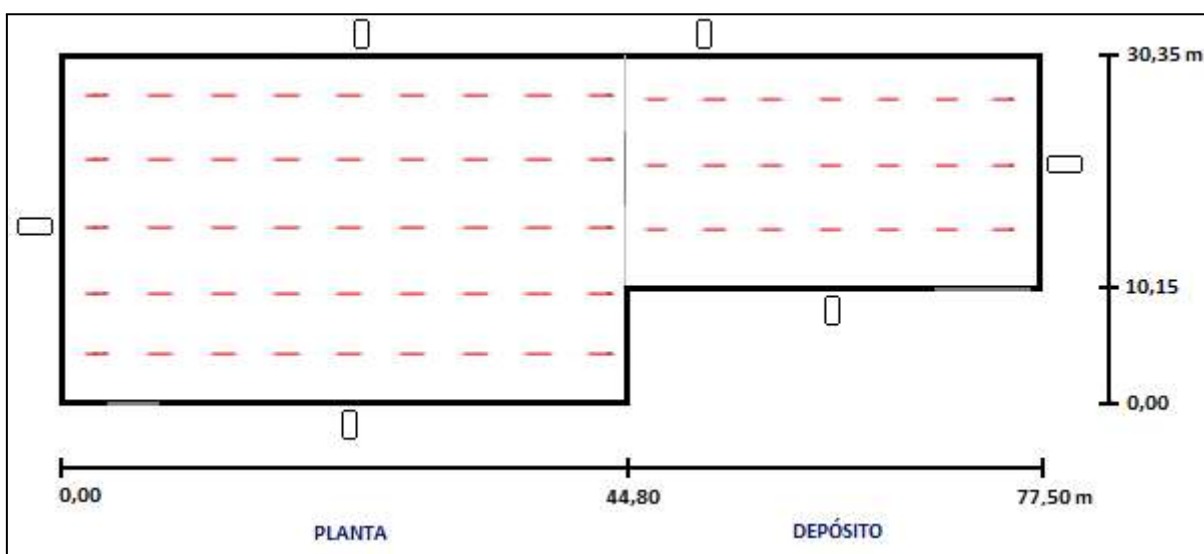


Figura 2.1 - Dimensiones y distribución de la fábrica

Se cuenta con una altura de 4 [m] y en el interior se utilizaron un total de 66 luminarias, de las cuales 21 corresponden al depósito y 45 al área de la planta. El modelo utilizado es de la empresa PHILIPS como se detalla a continuación:



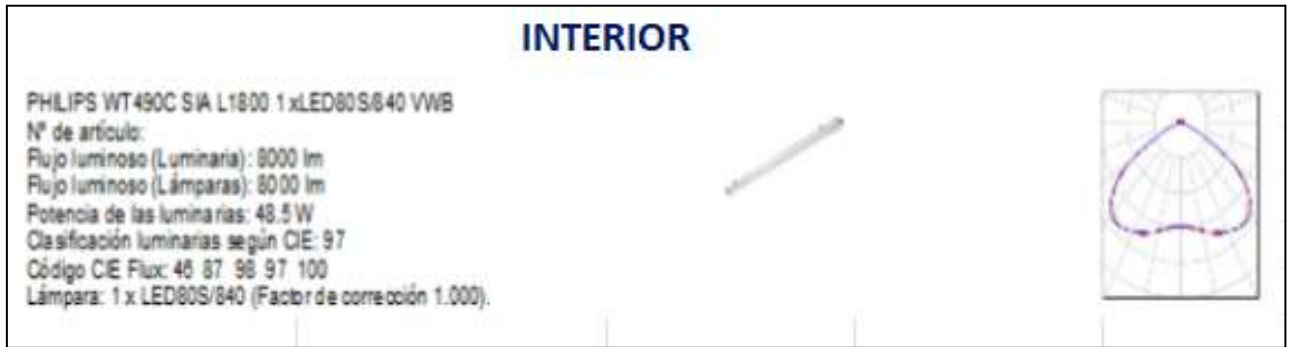


Figura 2.2 - Iluminación interna de la fábrica a utilizar

Para el exterior, fueron instaladas 6 luminarias de la misma empresa, cuyos datos son:



Figura 2.3 - Iluminación externa de la fábrica a utilizar

Además, se relevaron las cargas presentes en la fábrica junto con sus respectivas potencias, a las cuales se les da uso en el horario laboral de la empresa que se encuentra funcionando de 6 a 18 hs:

N°	CARGA	POTENCIA [kW]
1	CINTA TRANSPORTADORA	5,50
2	EXTRUSORA	75,00
3	EXTRUSORA	100,00
4	TELAR	4,00
5	TELAR	5,50
6	TELAR	6,00
7	TERMOFIJADORA	40,00
8	ILUMINACIÓN DEPOSITO	1,00
9	ILUMINACIÓN PLANTA	2,20
10	ILUMINACIÓN EXT	0,57
11	OFICINAS	10,00
	<b>TOTAL</b>	<b>249,77</b>

Figura 2.4 - Potencia de las cargas utilizadas en la fábrica

Por otro lado, se tiene como dato la distribución de dichas cargas durante la jornada laboral para enfocar este proyecto al aporte energético en las franjas horarias donde hay mayor demanda de energía eléctrica por parte de la empresa. Además, se enfatizará en el consumo de toda la energía eléctrica generada para minimizar el excedente de la misma y en caso que lo haya, se almacenará en baterías para ser utilizado posteriormente cuando se lo requiera.

HORARIO	CARGA	POTENCIA [KW]	TIEMPO [hs]	ENERGÍA [KWh]
06:00 a 08:00	Cinta Transportadora	5,5	2	18,54
	Iluminación Depósito	1		
	Iluminación Planta	2,2		
	Iluminación Exterior	0,57		
08:00 a 11:00	Telar	6	3	66,6
	Telar	4		
	Oficinas	10		
	Iluminación Planta	2,2		
11:00 a 13:00	Telar	5,5	2	265,4
	Termofijadora	40		
	Extrusora	75		
	Oficinas	10		
	Iluminación Planta	2,2		
13:00 a 14:00	Oficinas	10	1	13,2
	Iluminación Depósito	1		
	Iluminación Planta	2,2		
14:00 a 17:00	Cinta Transportadora	5,5	3	38,1
	Telar	4		
	Iluminación Depósito	1		
	Iluminación Planta	2,2		
17:00 a 18:00	Telar	6	1	223,77
	Termofijadora	40		
	Extrusora	100		
	Extrusora	75		
	Iluminación Planta	2,2		
	Iluminación Exterior	0,57		
18:00 a 06:00	Iluminación Exterior	0,57	12	6,84

Figura 2.5 - Distribución de cargas utilizadas y consumo energético

Finalmente, habiendo hecho un relevamiento de los datos más importantes de la fábrica, se dio inicio a este proyecto comenzando con una investigación detallada de las energías renovables que serán implementadas a lo largo del mismo.

### 3. MARCO TEÓRICO

#### 3.1. ENERGÍA RENOVABLES

Las energías renovables se definen como aquellas que se derivan de fuentes naturales que prácticamente no tienen un agotamiento previsible. Esto se debe a su vasta capacidad energética o a su capacidad de regeneración que supera la tasa de consumo. Las categorías principales de energías renovables son las siguientes:

- Energía Solar
- Energía Eólica
- Energía Geotérmica
- Energía Hidroeléctrica
- Energía Mareomotriz
- Energía Undimotriz
- Biomasa
- Biocombustibles







<b>Energía solar</b>	<b>Energía eólica</b>	<b>Energía marina</b>	<b>Energía hidroeléctrica</b>	<b>Energía geotérmica</b>	<b>Bioenergía</b>
					
<i>Fuente:</i> <b>Sol</b>	<i>Fuente:</i> <b>Viento</b>	<i>Fuente:</i> <b>Oleaje, mareas</b>	<i>Fuente:</i> <b>Agua</b>	<i>Fuente:</i> <b>Tierra</b>	<i>Fuente:</i> <b>Biomass, waste</b>
<i>Tecnologías:</i> <b>Fotovoltaica, Termosolar</b>	<i>Tecnologías:</i> <b>Turbinas eólicas</b>	<i>Tecnologías:</i> <b>Presas, presas mareomotrices</b>	<i>Tecnologías:</i> <b>Centrales hidroeléctricas</b>	<i>Tecnologías:</i> <b>Sistemas geotérmicos superficiales y bombas de calor</b>	<i>Tecnologías:</i> <b>Combustión de biomasa, plantas de biogás, biocarburantes</b>
<i>Aplicaciones:</i> <b>Electricidad, Calefacción y Refrigeración</b>	<i>Aplicaciones:</i> <b>Electricidad</b>	<i>Aplicaciones:</i> <b>Electricidad</b>	<i>Aplicaciones:</i> <b>Electricidad</b>	<i>Aplicaciones:</i> <b>Electricidad, Calefacción y Refrigeración</b>	<i>Aplicaciones:</i> <b>Electricidad, Calefacción y Refrigeración, Transporte</b>

Figura 3.1 - Categorías principales de energías renovables

El consumo global de energía sigue en aumento, impulsado tanto por el crecimiento económico de las naciones como por el incremento de la población mundial, que se proyecta alcanzará los 9,100 millones para el año 2050. A pesar de la existencia de abundantes reservas de combustibles fósiles en todo el mundo, es evidente que la protección del medio ambiente frente a la amenaza del calentamiento global es una prioridad irrenunciable.

Es relevante destacar que los gobiernos subnacionales están desempeñando un papel cada vez más importante en iniciativas de energía renovable y eficiencia energética, mientras que algunos gobiernos nacionales están reduciendo su liderazgo en este ámbito. En muchas economías en desarrollo y emergentes, se está intensificando la inversión y el despliegue de tecnologías de energía renovable y su infraestructura relacionada, lo que las convierte en líderes en el campo de las energías renovables.

Según las estadísticas de capacidad renovable 2024 publicadas por la Agencia Internacional de Energías Renovables (Irena), en 2023 se alcanzó un nuevo récord en el despliegue de energías renovables en el sector eléctrico al alcanzar una capacidad total de 3.870 GW a nivel mundial. En este sentido, la energía solar sigue dominando la expansión de la capacidad de generación renovable ya que representó el 73% del crecimiento renovable el año pasado, alcanzando 1.419 GW.

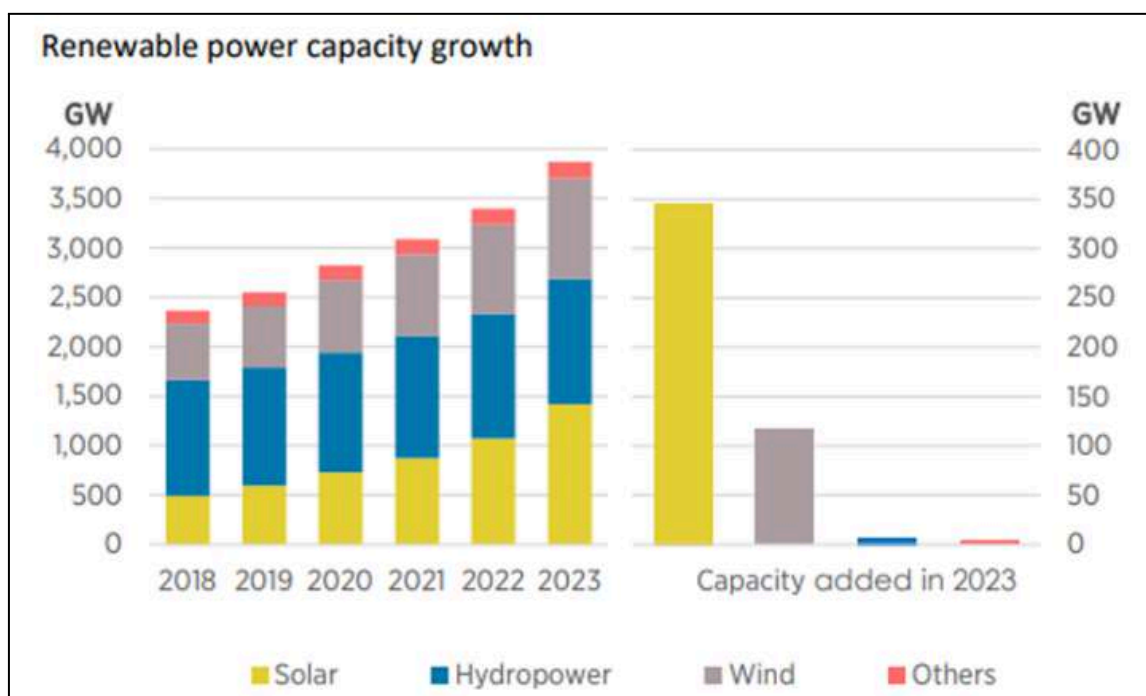


Figura 3.2 - Cantidad de energía generado por las fuentes renovables

Las energías renovables representaron el 86% de las adiciones de capacidad, aunque con una distribución desigual en todo el mundo, según el informe publicado por Irena. Dicho documento indica que la energía solar lideró el crecimiento de las energías renovables en 2023. En concreto, la energía solar fotovoltaica aumentó en 345,5 GW, mientras que la energía solar de concentración aumentó en 0,3 GW. La adhesión de 216,9 GW a la expansión total recayó únicamente en China.

En segundo lugar se sitúa la energía eólica con una participación del 24% de la expansión de las energías renovables en 2023. La eólica creció a un ritmo del 13% y, a finales de año, la capacidad eólica total alcanzó los 1.017 GW. Esta expansión estuvo dominada por China y Estados Unidos.

En cuanto a otras tecnologías renovables, el informe incluye la energía hidroeléctrica renovable (excluida la hidráulica de bombeo), cuya capacidad alcanzó 1.270 GW, aunque con una expansión menor que en los últimos años. Por otro lado, la bioenergía sumó 4,4 GW frente a los 6,4 GW de 2022 mientras que la energía geotérmica aumentó en sólo 193 MW.

Con respecto al crecimiento renovable distribuido por regiones geográficas, el informe de Irena revela que la expansión de las energías renovables volvió a estar liderada por Asia con una cuota del 69% y 326 GW. Este crecimiento fue impulsado por China, cuya capacidad aumentó un 63%, alcanzando los 297,6 GW. En cuanto a los países en vías de desarrollo, aunque África ha experimentado cierto crecimiento, solo alcanzó un aumento del 4,6%, alcanzando una capacidad total de 62 GW, según el informe.

Para China, la creciente competitividad de la energía solar y eólica frente al carbón y gas se convirtió en el motor clave del desarrollo de las energías renovables en el país asiático. En la Unión Europea, el enfoque en las políticas energéticas y el aumento de la preocupación por la seguridad energética se han convertido en los principales catalizadores del crecimiento de las renovables, además de la creciente competitividad de los costes de las energías renovables frente a las alternativas de combustibles fósiles.

En lo que respecta a América, el continuo crecimiento de la capacidad de generación y la expansión geográfica de las tecnologías de energía renovable se sustentaron en diversos factores. Entre estos factores se incluyen el aumento de la demanda de electricidad en algunos países, los incentivos específicos para el desarrollo de energías renovables y la continua disminución de los costos, especialmente en el caso de la energía solar fotovoltaica y la eólica.

### **3.2. MATRIZ ENERGÉTICA**

La matriz energética es una herramienta cuantitativa que permite conocer la composición de las fuentes de energía utilizadas en un país. Esta matriz indica la proporción relativa de cada tipo de energía, ya sea nuclear, hidráulica, solar, eólica, biomasa o combustibles fósiles como el petróleo, el gas y el carbón. La matriz energética es esencial para llevar a cabo análisis y comparaciones de los consumos energéticos de un país a lo largo del tiempo, así como para comparar con otros países. Además, es fundamental para la planificación energética.

A continuación se muestran las gráficas a nivel mundial de los últimos años incluyendo los datos del año 2023:

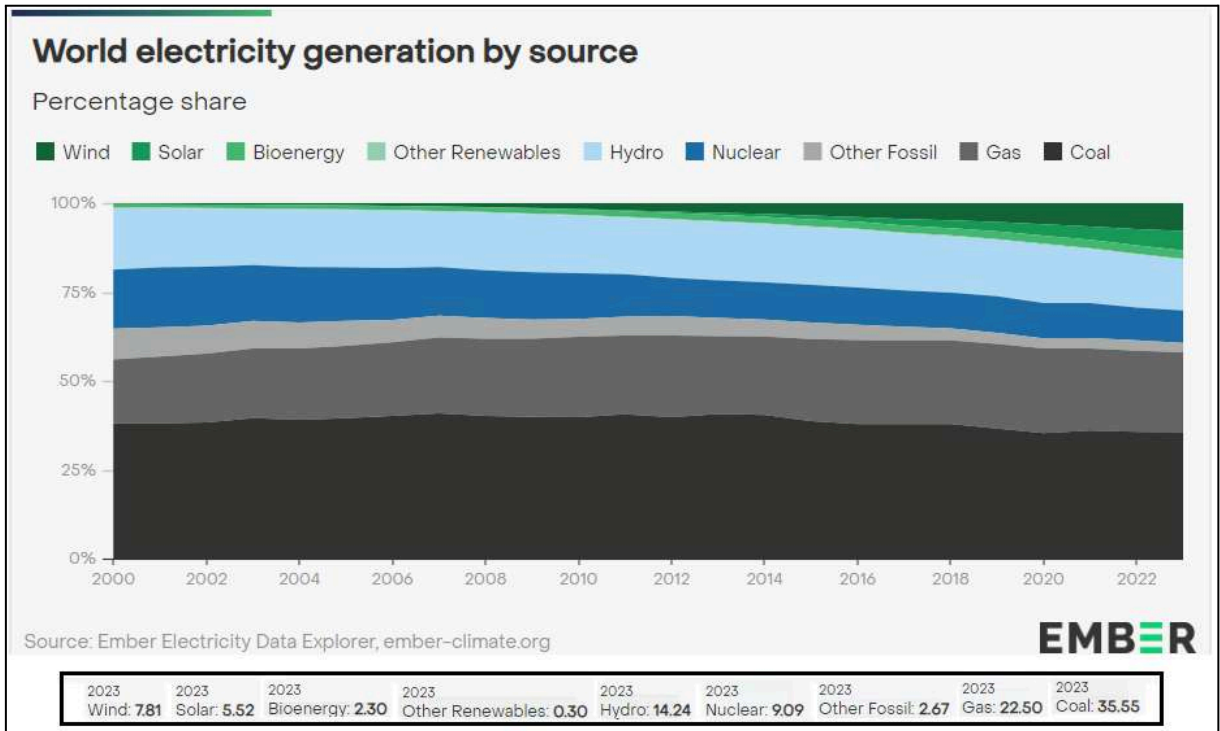


Figura 3.3 - Generación eléctrica mundial

En este último año, 102 países tuvieron una participación de la generación de energías renovables del 30 % o superior y para 69 países la participación de energías renovables superó el 50 %. A continuación se muestran algunos de ellos:

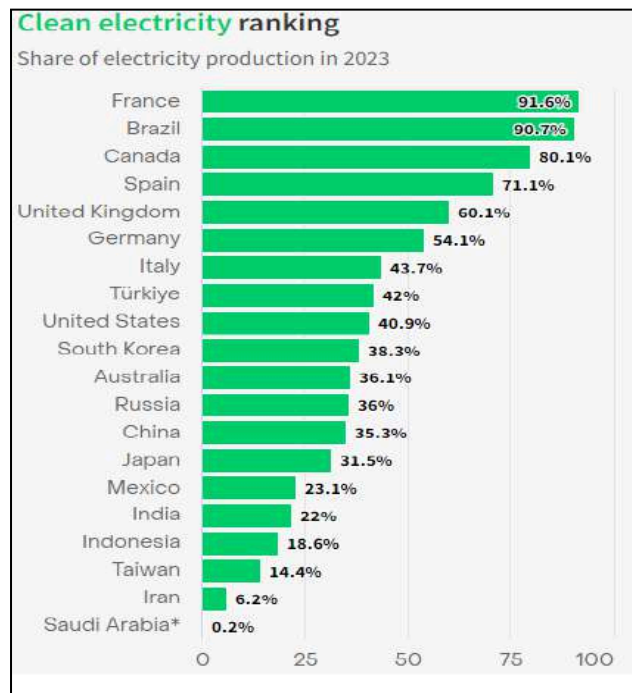


Figura 3.4 - Ranking mundial de energía renovable generada

Dicha generación de energías renovables junto con la electricidad nuclear conlleva a que el 39,26 % de la electricidad mundial ahora provenga de las fuentes con baja emisión de carbono. Además, se estima que para el año 2040 toda la generación de electricidad a nivel mundial provenga de fuentes renovables, es decir 100% de energía eléctrica “limpia”.

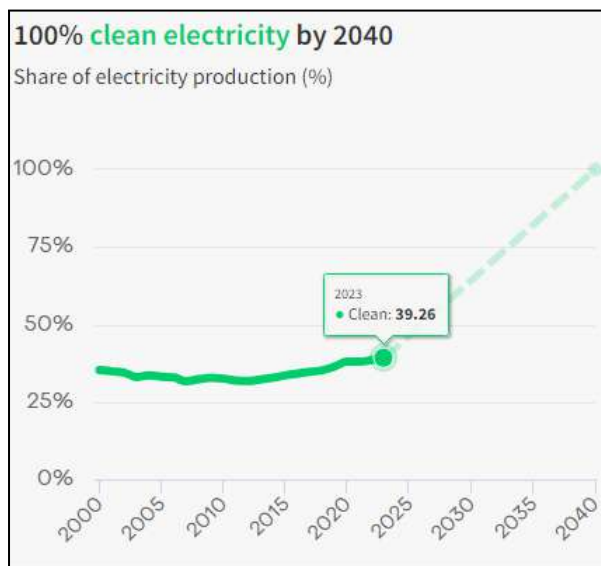


Figura 3.5 - Porcentaje de la energía renovable generada en el mundo

El fuerte crecimiento en la electricidad **eólica** y **solar** impulsó la participación de las energías renovables en la matriz eléctrica a nivel mundial por encima del 30 % y de la generación total de electricidad limpia a casi el 40 %. Ambas continúan expandiéndose más rápido que cualquier otra fuente de electricidad y juntas alcanzaron un nuevo récord máximo del 13,4 % (3935 TWh) en 2023, al obtener otros 1,5 puntos porcentuales de la matriz eléctrica a nivel mundial en comparación con 2022 (11,9 %, 3422 TWh).

En cuanto a la distribución geográfica, China fue el mayor colaborador al representar el 51 % de la generación adicional de electricidad solar mundial en 2023 y el 60 % de la nueva generación de electricidad eólica mundial. Otros principales colaboradores del crecimiento de la electricidad eólica mundial incluyen a la UE (24 %) y Brasil (7 %), mientras que la UE (12 %) y Estados Unidos (11 %) proporcionaron el crecimiento de la electricidad solar mundial. Juntas, las cuatro principales economías con crecimiento en electricidad solar, China, la UE, EE. UU. y Brasil, representaron el 81 % del crecimiento en 2023.

Por otro lado, las condiciones de sequía llevaron a una caída récord en la generación de **hidroelectricidad**, que cayó a su nivel más bajo en cinco años. Aunque sigue siendo la mayor fuente de electricidad limpia a nivel mundial, su participación en la matriz eléctrica del mundo disminuyó 0,6 puntos porcentuales a 14,3 %. Las sequías afectaron la producción de hidroelectricidad en diferentes regiones, incluidas Asia (-5,9 %) y América del Norte (-7,4 %), especialmente México que experimentó una caída del 42 %. Mientras tanto, la generación de

hidroelectricidad en la UE se recuperó sólo de manera parcial desde el mínimo de varias décadas de 2022 (+14 %).

Sin embargo, el déficit en la hidroelectricidad lo cubrió un aumento en la generación con carbón, que llevó a un aumento del 1 % en las emisiones del sector eléctrico a nivel mundial. El 95 % del incremento en la generación con **carbón** en 2023 ocurrió en cuatro países que sufrieron sequías graves: China, India, Vietnam y México.

La generación de electricidad **nuclear** a nivel mundial aumentó de unos 46 TWh marginales (+1,8 %) a 2686 TWh, al recuperarse menos que el 40 % de su caída en 2022 (-123 TWh, -4,4 %). La recuperación parcial de la electricidad nuclear en Francia desde 2022 contribuyó de manera considerable (+41 TWh), junto a los reinicios en la flota nuclear de Japón (+26 TWh). En otro lugar en el mundo, los nuevos reactores en Finlandia, EE. UU. y China se pusieron nuevamente en funcionamiento y ayudaron a compensar el efecto de la clausura temprana y voluntaria de los reactores en Alemania y Bélgica.

La generación de **bioenergía** a nivel mundial aumentó 21 TWh (+3,1 %), principalmente debido al crecimiento en China (+28 TWh, +15,6 %), mientras que, en los países de la OCDE, cayó 8,9 TWh (-2,6 %). Como consecuencia, su participación en la matriz eléctrica a nivel mundial se mantuvo con solo el 2,4 %.

En lo que respecta a la demanda de electricidad mundial en 2023, alcanzó un récord máximo, ya que aumentó 627 TWh que equivale a agregar la demanda total de Canadá (+607 TWh). Aun así, el aumento del 2,2 % de 2023 estuvo por debajo del promedio durante los últimos años, debido a la disminución pronunciada en la demanda en los países de la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos (OCDE), especialmente en Estados Unidos (-1,4 %) y la UE (-3,4 %). Por el contrario, el crecimiento rápido de la demanda en China (+6,9 %) fue equivalente al crecimiento de la demanda total a nivel mundial en 2023. Más de la mitad del aumento de la demanda de electricidad en 2023 provino de cinco tecnologías: los vehículos eléctricos (EV, por sus siglas en inglés), las bombas de calor, los electrolizadores, los aires acondicionados y los centros de datos. La expansión de estas tecnologías acelerará el crecimiento en la demanda de electricidad, pero la demanda general de electricidad disminuirá a medida que la electrificación sea mucho más eficiente que la de los combustibles fósiles.



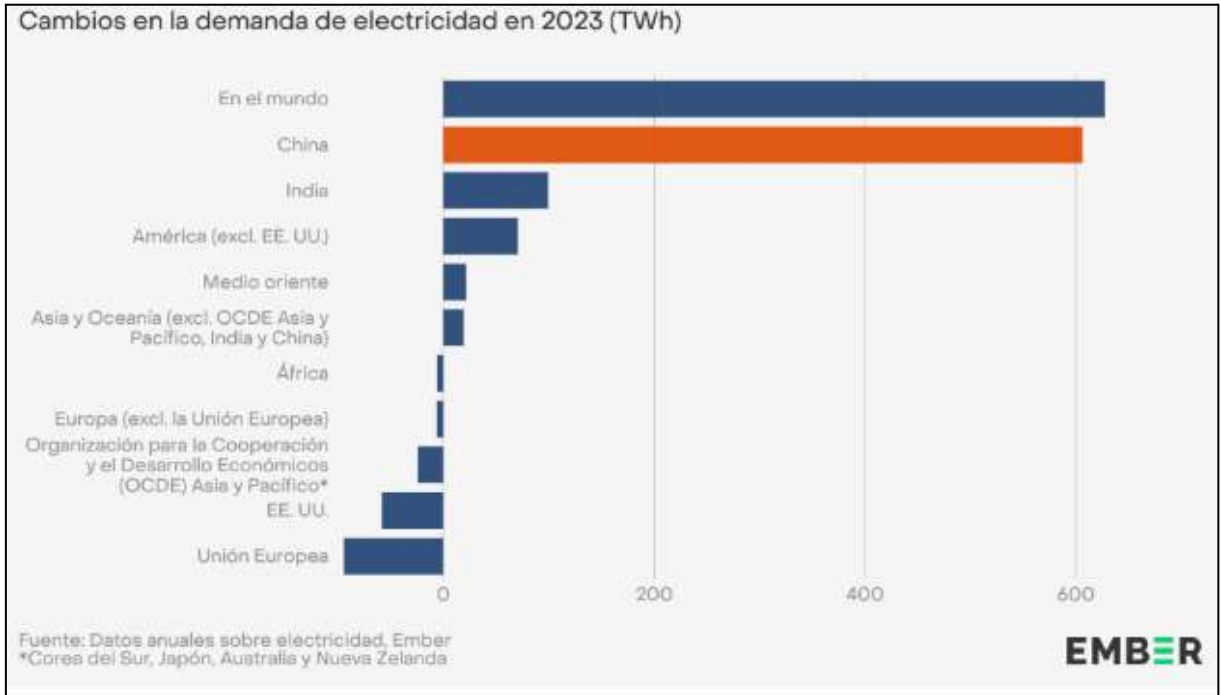


Figura 3.6 - Demanda de electricidad mundial

### **3.2.1. MATRIZ ENERGÉTICA ARGENTINA**

En Argentina, la potencia instalada a diciembre de 2023 cerró en 42.019 MW y siguiendo el comportamiento de la demanda, la oferta fue de 147.641GWh presentando un crecimiento respecto al mismo periodo del año anterior de un 1,8%.

La matriz energética primaria total en dicho periodo está dominada por las fuentes de origen térmico (58%), luego por la hidroeléctrica contribuyendo con el 25%, las renovables (sin incluir la hidroeléctrica) con un 13% y finalmente la nuclear con el 4%.

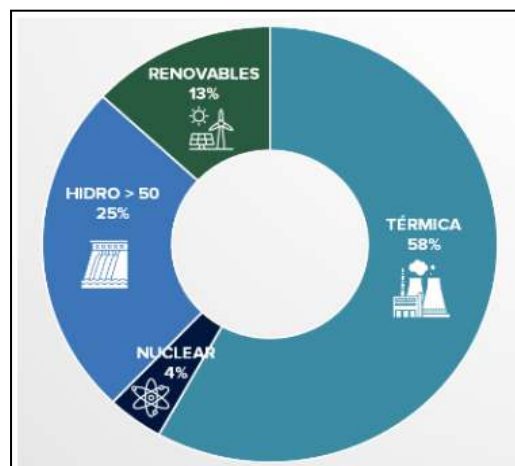


Figura 3.7 - Matriz energética de Argentina

El país tiene la segunda reserva más grande de gas de esquisto y la cuarta reserva más grande de petróleo de esquisto a nivel mundial. En 2023, Argentina produjo 668.000 bpd de petróleo de los cuales 135.000 bpd se exportaron, pero el país sigue siendo un importador neto de derivados del petróleo.

Con respecto a las energías renovables, un conjunto de políticas públicas han impulsado proyectos a escala de servicios públicos en energías renovables variables, aprovechando sus ricos recursos solares y eólicos. Por otro lado, el país se ha fijado el objetivo de que las energías renovables no hidroeléctricas alcancen el 20 % de la combinación de energía para 2025.

Argentina es el cuarto productor mundial de litio, un mineral crítico para la fabricación de sistemas de almacenamiento en baterías y, por ende, para la transición energética. Argentina se encuentra entre los primeros países latinoamericanos en lograr el acceso universal a la electricidad, con un programa exitoso en los mercados eléctricos rurales que acelera la conexión a la red de usuarios remotos de última milla en los últimos años.

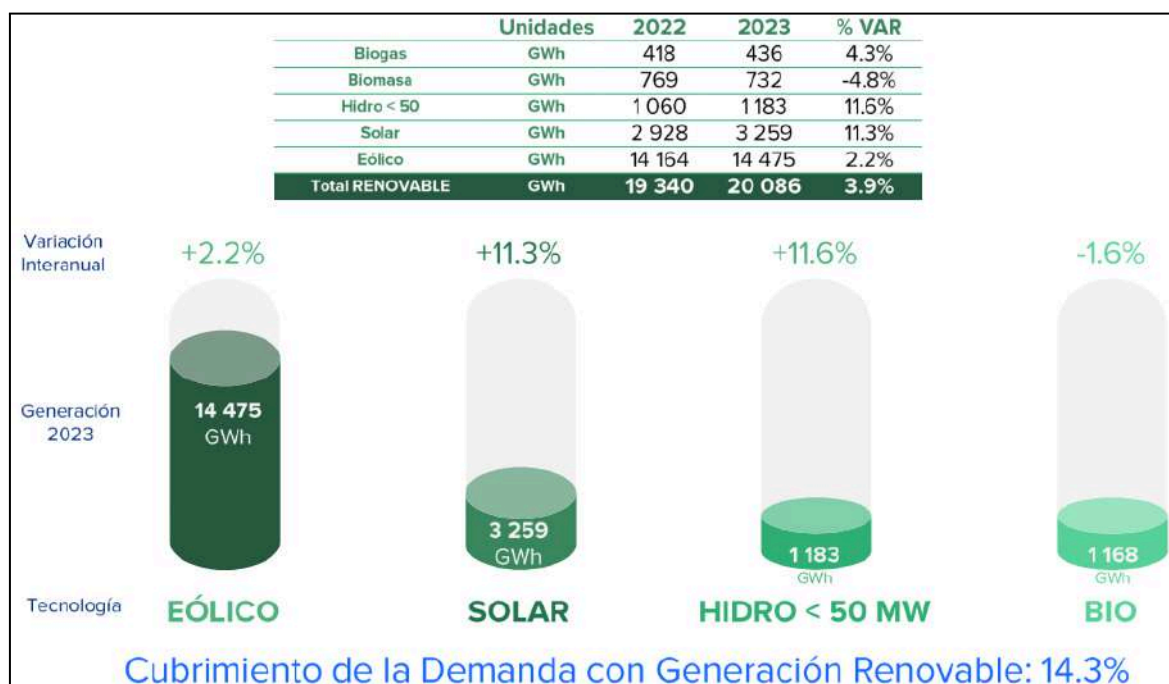


Figura 3.8 - Cantidad de energía renovable por fuente renovable en Argentina

La estructura del sistema energético de Argentina es mostrada a continuación:



Figura 3.9 - Mapa de sistema energético en Argentina

Energía provenientes de combustibles fósiles:



Figura 3.10 - Energías que provienen de combustibles fósiles

Energía proveniente de fuente eólica:



Figura 3.11 - Energía que proviene de fuente eólica

Energía proveniente de fuente nuclear:



Figura 3.12 - Energía que proviene de fuente nuclear

Energía proveniente de fuente hidráulica:



Figura 3.13 - Energía que proviene de fuente hidráulica

Energía proveniente de fuente solar:



Figura 3.14 - Energía que proviene de fuente solar



### 3.3. ENERGÍA DEL MAR

Los océanos ofrecen un enorme potencial energético que, mediante diferentes tecnologías, puede ser transformado en electricidad y contribuir a satisfacer las necesidades energéticas actuales.

Dentro de las Energías del Mar, existen tecnologías claramente diferenciadas, en función del tipo de aprovechamiento energético. A continuación se describen las distintas tipologías de energías del mar:

Energía de las corrientes: consiste en el aprovechamiento de la energía cinética contenida en las corrientes marinas. El proceso de captación se basa en convertidores de energía cinética similares a los aerogeneradores empleando en este caso instalaciones submarinas.

Energía de las olas o Undimotriz: Es el aprovechamiento energético producido por el movimiento ondulatorio de la superficie del agua del mar. El oleaje es una consecuencia del rozamiento del aire sobre la superficie del mar, por lo que resulta muy irregular. Ello ha llevado al desarrollo de múltiples dispositivos o convertidores de energías del mar según el principio de captación del dispositivo: columna de agua oscilante (OWC), cuerpos flotantes, sistemas de rebosamiento y/o impacto, etc.

Energía de las mareas o Mareomotriz: Se basa en aprovechar el ascenso y descenso del agua del mar producido por la acción gravitatoria del Sol y la Luna. Un proyecto de una central mareomotriz está basado en el almacenamiento de agua en un embalse que se forma al construir un dique con unas compuertas que permiten la entrada de agua o caudal a turbinar, en una bahía, cala, río o estuario para la generación eléctrica.

Energía Maremotérmica: se fundamenta en el aprovechamiento de la energía térmica del mar basado en la diferencia de temperaturas entre la superficie del mar y las aguas profundas. Las plantas maremotérmicas transforman la energía térmica en energía eléctrica utilizando el ciclo termodinámico denominado “ciclo de Rankine” para producir energía eléctrica cuyo foco caliente es el agua de la superficie del mar y el foco frío el agua de las profundidades.

Energía del gradiente salino o Energía Azul: es la energía obtenida por la diferencia en la concentración de sal entre el agua de mar y el agua de los ríos mediante los procesos de ósmosis.

El presente trabajo se centrará en el aprovechamiento de la diferencia de altura de las mareas para la obtención de energía. Es decir que se desarrollará la **energía mareomotriz**.

### 3.4. MAREAS

El fenómeno de las mareas se debe a la influencia gravitatoria de la Luna y el Sol sobre la superficie de la Tierra y se caracteriza por el movimiento periódico de grandes masas de agua. Esta atracción gravitatoria, especialmente influenciada por

la Luna debido a su proximidad, interactúa con la fuerza de inercia generada por la rotación de la Tierra, conocida como fuerza centrífuga, dando como resultado el fenómeno de las mareas.

La fuerza de atracción gravitatoria de la Luna es la principal causa de las mareas y es aproximadamente 2.3 veces mayor que la influencia del Sol. El ciclo de las mareas se explica de la siguiente manera:

La influencia gravitatoria de la Luna causa que el nivel del agua en la parte de la Tierra que está alineada directamente con la Luna se eleve, creando lo que conocemos como marea alta.

Dado que la Tierra completa una rotación sobre su eje en aproximadamente 24 horas, podría pensarse lógicamente que habría una sola marea alta y una sola marea baja cada día, ya que solo una vez cada 24 horas la Tierra estaría alineada con la Luna. Sin embargo, esto no es lo que ocurre en la realidad. En lugar de eso, a lo largo del día (24 horas) se producen dos mareas altas en un ciclo aproximado de 12 horas, con dos mareas bajas entre medias.

¿Cuál es la razón detrás de este patrón?

Este fenómeno se debe a que la Tierra misma también está en movimiento mientras la Luna continúa ejerciendo su atracción gravitatoria. A medida que la Tierra gira, las masas de agua se ven influenciadas por esta rotación y, en consecuencia, experimentan dos elevaciones del nivel del agua y dos descensos a lo largo de un período de aproximadamente 24 horas. Este ciclo de mareas altas y bajas es lo que observamos en la mayoría de las costas del mundo y se repite diariamente debido al movimiento de rotación de la Tierra y la influencia gravitatoria de la Luna.

### La marea pleamar y bajamar

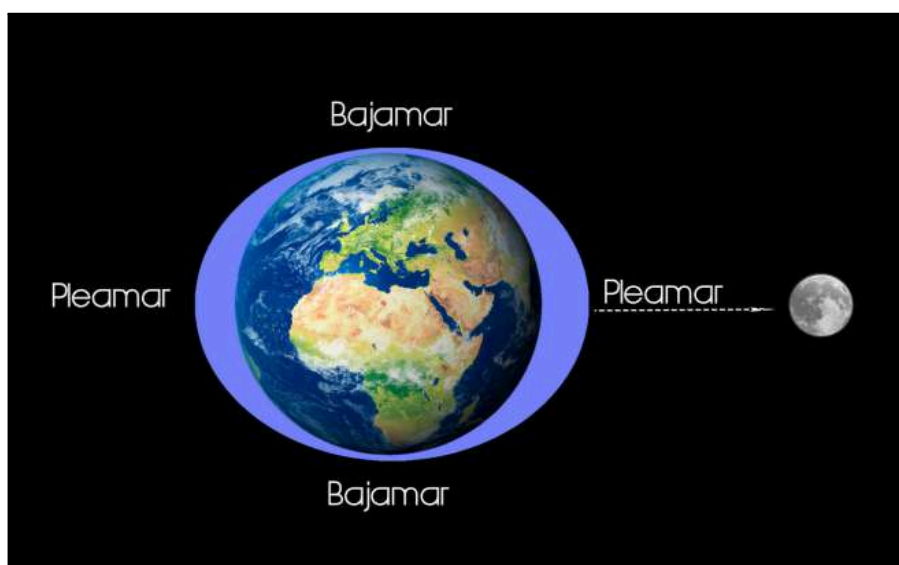


Figura 3.15 - Mareas en función de la posición de la luna y la tierra

La tierra y la luna forman un sistema que gira alrededor de un centro de rotación, cuando la luna se encuentra sobre la vertical de un océano atrae las aguas y estas se elevan. En la cara opuesta de la tierra, el movimiento de rotación del sistema tierra-luna provoca una fuerza centrífuga que hace que las aguas también se eleven, provocando también una pleamar (de menor intensidad) en el lado opuesto al de la luna. Por el contrario, en los océanos de las caras no alineadas con la luna, las fuerzas gravitatorias y centrífugas se contrarrestan dando lugar a la marea baja o bajamar.

Para entender el ciclo de la marea correcto, debemos pensar que a la vez que la tierra gira sobre su propio eje en movimiento de rotación, la luna gira alrededor de la tierra en traslación, avanzando aproximadamente  $12^\circ$  diarios y tardando 29 días, 12 horas, 44 minutos y 3 segundos en completar su órbita. Este movimiento de traslación de la luna, hace que desde un punto de la tierra tardemos algo más de 24 horas en volver a estar alineados frente a la luna, más exactamente tardaremos 24 horas, 50 minutos y 28 segundos. Esto es lo que llamamos un día lunar y es el tiempo por el que se rige el ciclo de la marea.

Por lo tanto, y teóricamente hablando, el ciclo de la marea es de 12 horas, 25 minutos y 14 segundos entre pleamar y pleamar, y de 6 horas, 12 minutos y 37 segundos entre pleamar y bajamar. Se está diciendo teóricamente, ya que la realidad no es tan puramente matemática. La tierra no está formada solo de agua, es una superficie irregular con continentes de tierra por el medio que hacen efecto de interferencias en la marea, la geometría de las costas también afecta, el perfil de profundidad de cada costa, las tormentas, las corrientes oceánicas, el viento, la latitud a la que esté situado un punto determinado e incluso la presión atmosférica.

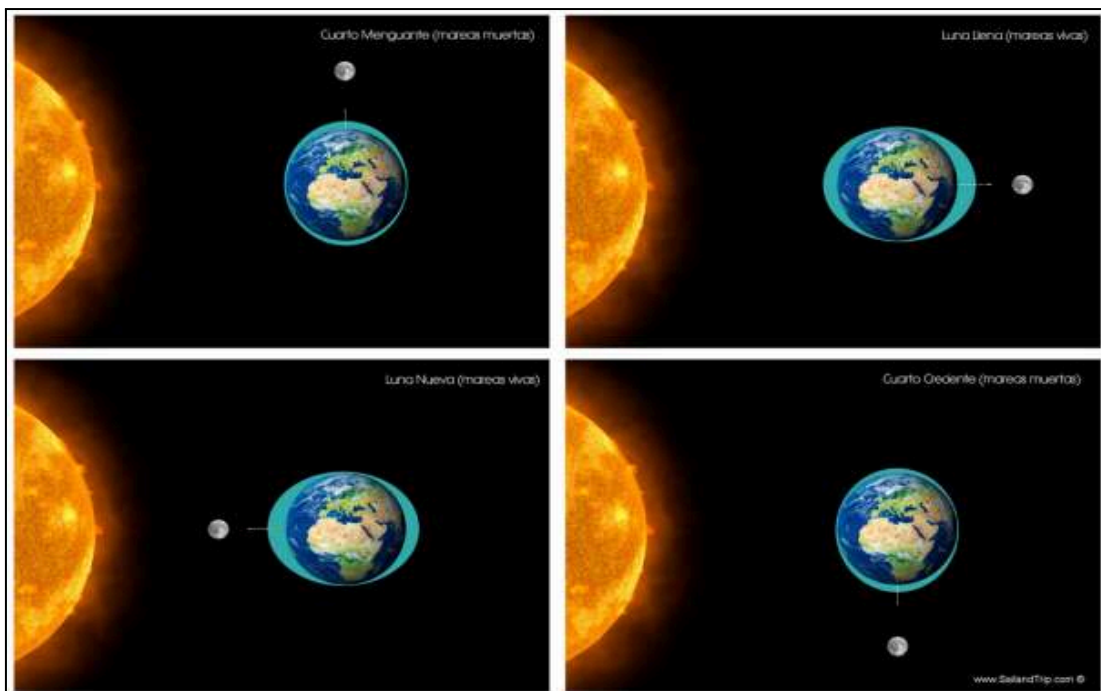


Figura 3.16 - Distribución de mareas en función de la posición de la tierra, el sol y la luna

### La Marea, mareas vivas y mareas muertas

Como se ha visto, la altura de la marea o mejor dicho, su amplitud, varía en función de la posición de la luna y el sol con respecto a la tierra. Cuando la luna y el sol se encuentran alineados con la tierra (luna nueva o luna llena), es cuando se produce la mayor fuerza de atracción y por lo tanto las mareas son más altas y las pleamares son las de mayor valor. Dichas mareas se denominan como “mareas vivas”.

Por el contrario, cuando la luna, la tierra y el sol forman un ángulo recto (luna en cuarto creciente o cuarto menguante) la fuerza de atracción de la gravedad resulta mínima, siendo las mareas menores, también llamadas “mareas muertas”.

Así se define:

- Marea alta o pleamar: Cuando el agua del mar alcanza el máximo nivel dentro del ciclo de la marea.
- Marea baja o bajamar: Cuando el nivel del agua del ciclo de la marea alcanza su mínimo nivel.
- Hora de la pleamar: Instante en que ocurre la pleamar o momento de mayor amplitud del nivel del mar en un punto determinado.
- Hora de la bajamar: Instante en que ocurre la bajamar o menor amplitud del nivel del mar en un punto determinado.
- Vaciante: Es el periodo entre la pleamar y la bajamar.
- Creciente: Periodo entre la bajamar y la pleamar.

#### **3.4.1. MAREAS EN EL MUNDO**

La amplitud de mareas no es la misma en todos los lugares; nula en algunos mares interiores (como en el Mar Negro, entre Rusia y Turquía); de escaso valor en el Mediterráneo (en el que solo alcanza entre 20 y 40 centímetros); y es igual de débil en el océano Pacífico. Por el contrario, alcanza un valor notable en determinadas zonas del océano Atlántico.

Según el IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, una central mareomotriz tiene que instalarse en un estuario, una bahía o una ría en la que entre la pleamar (máximo nivel del mar) y la bajamar (mínimo nivel del mar) haya más de 5 metros de diferencia. Esto limita su aprovechamiento a algunos lugares especiales, como se muestra en la siguiente figura:

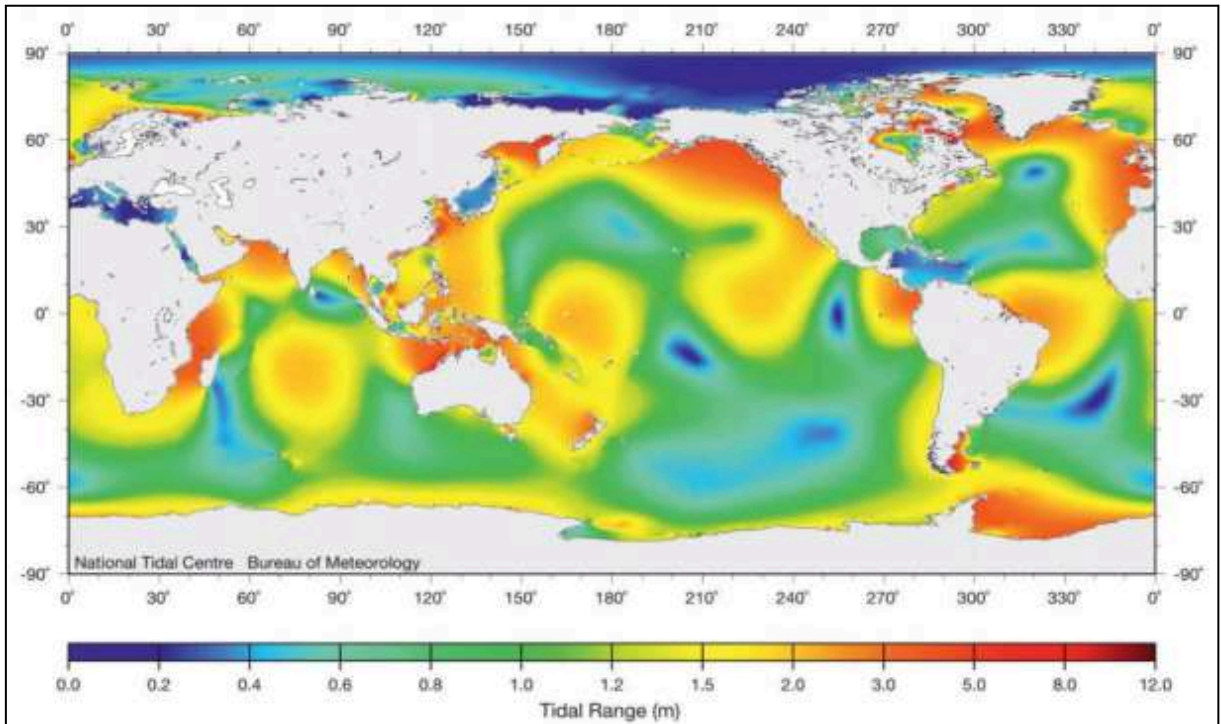


Figura 3.17 - Distribución de alturas de mareas en el mundo

Como se observa, el mar que rodea a la Argentina se encuentra entre los lugares con mayor altura de marea media.

### **3.4.2. MÉTODOS DE GENERACIÓN DE ENERGÍA MAREOMOTRIZ**

Más de dos tercios de la superficie del planeta está cubierta por agua. A diferencia de la energía del viento, estas fuentes de energías renovables son continuas o al menos predeciblemente variables. El ciclo del agua es natural y la lluvia transfiere millones de toneladas de agua anualmente desde altas elevaciones con altos contenidos de energía potencial. El flujo de los ríos sobre el planeta lleva grandes cantidades de energía potencial y cinética que son usados por empresas hidroeléctricas que abastecen hoy en día por lo menos un 15 % de la demanda del planeta. Es muy importante entender que este tipo de energía renovable puede ser aprovechada por los humanos para generar una energía con poco impacto ambiental y ecológico.

Ciertamente, existen dos métodos fundamentales para la conversión de energía mareomotriz en energía eléctrica, cada uno de los cuales se basa en un aspecto particular del movimiento del agua relacionado con las mareas.

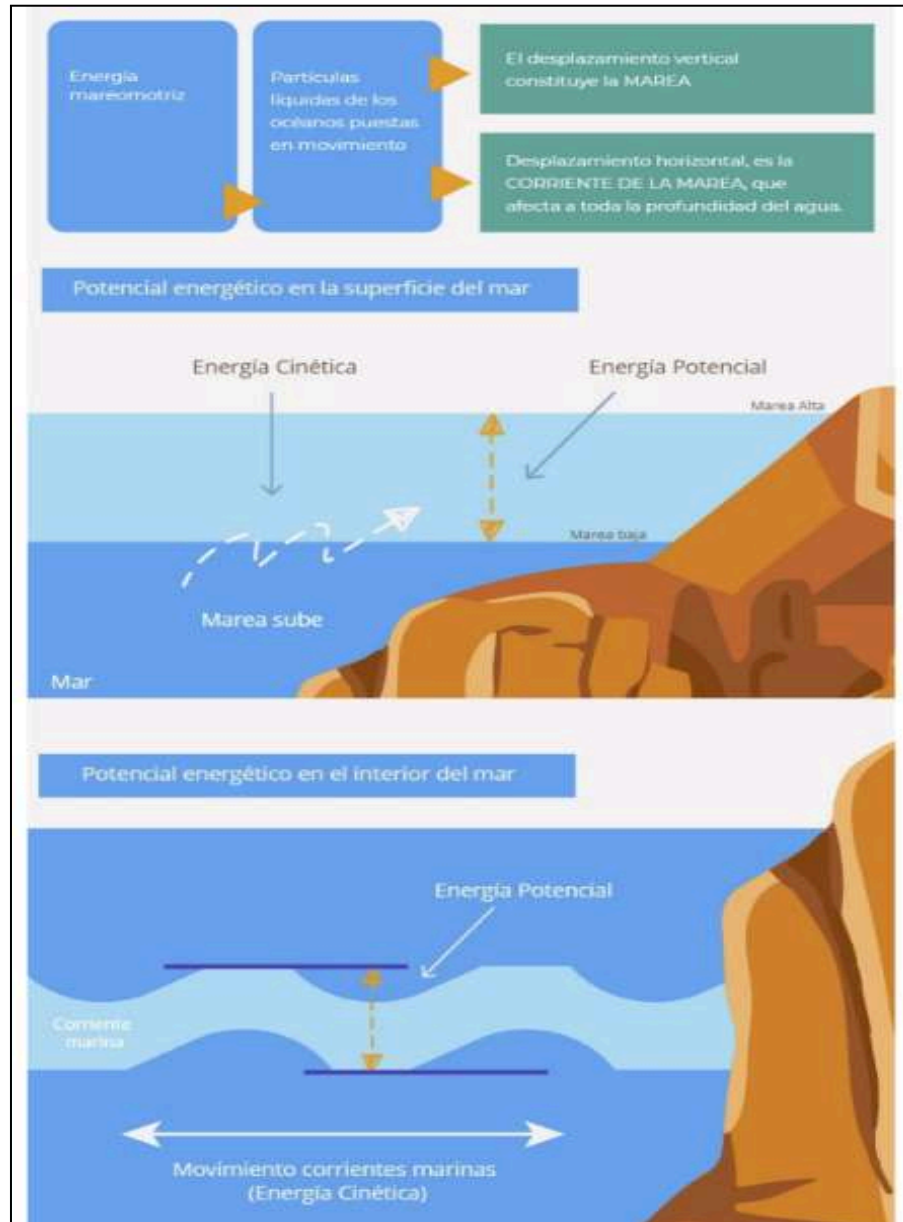


Figura 3.18 - Gráfica de energía cinética y potencia en el océano

A continuación, se describirán con mayor detalle cada uno de estos métodos:

### 3.4.2.1. Corrientes de las mareas

Este método se enfoca en la conversión de la potencia generada por las corrientes marinas inducidas por las mareas. Se utilizan dispositivos como turbinas submarinas o rotores para capturar la energía cinética del agua en movimiento.

Cuando las mareas suben y bajan, el flujo de agua resultante crea corrientes en el océano, y estas corrientes se pueden aprovechar para hacer girar las turbinas y, a su vez, generar electricidad.

La ventaja de este enfoque es que las corrientes de las mareas son predecibles y relativamente constantes, lo que permite una generación de energía estable.



Figura 3.19 - Tipo de turbinas en el mar



Figura 3.20 - Turbina de eje horizontal

### **3.4.2.2. Energía potencial de la marea**

Las centrales mareomotrices son enormes presas conformadas por paredes de hormigón con mecanismos en su interior que generalmente se instalan en entradas de bahías, rías o estuarios.

Al igual que las represas hidroeléctricas tradicionales, estas presas poseen compuertas y se utilizan para crear un depósito de agua de mar en un lado de la presa. Las presas de marea están firmemente aseguradas al fondo del mar, mientras que en su parte superior están ligeramente por encima de donde golpea el nivel del agua durante la marea más alta.

Las turbinas mareomotrices están ubicadas en el fondo de la presa, dentro de un túnel, que permiten que el agua fluya a través de él. Las turbinas ubicadas a lo largo de la parte inferior de la presa giran con las mareas entrantes y salientes.

Durante una marea alta entrante, el agua fluye sobre las turbinas a medida que sube el agua. Luego, el agua fluye de regreso a través de las turbinas cuando regresa la marea baja. Al igual que en el primer método, las turbinas están conectadas a un generador que produce la energía eléctrica.

Requieren que se construya una enorme estructura de hormigón, lo que puede costar unos cuantos millones de dólares. Las presas también pueden llegar a tener un mayor impacto ambiental en el ecosistema circundante que los generadores mareomotrices.

Debido a que son esencialmente una pared submarina, los peces y otras criaturas marinas no pueden atravesarlos, lo que causa una gran cantidad de efectos en el ecosistema marino local.



Figura 3.21 - Presa en el océano

También existen otros tipos de métodos de generación de energía mareomotriz que se muestran a continuación.



### 3.4.2.3. *Lagunas de marea*



Figura 3.22 - Ilustración de lagunas de marea

Esta es una nueva opción de diseño de energía mareomotriz aún no probada que consiste en construir muros de contención circulares integrados con turbinas que puedan capturar la energía potencial de las mareas. Los embalses creados son similares a los de las presas de marea, excepto que la ubicación es artificial y no altera un ecosistema preexistente. Las lagunas también pueden ser en formato doble (o triple) sin bombeo o con bombeo.

La potencia de bombeo podría ser proporcionada por otras fuentes de energía renovables, por ejemplo, turbinas eólicas o celdas solares fotovoltaicas. Si se produce exceso de energía renovable podría utilizarse y almacenarse para un período de tiempo posterior.

La cancelada Tidal Lagoon Swansea Bay en Gales, Reino Unido, habría sido la primera central de energía mareomotriz de este tipo una vez construida.

### 3.4.2.4. Energía mareomotriz dinámica

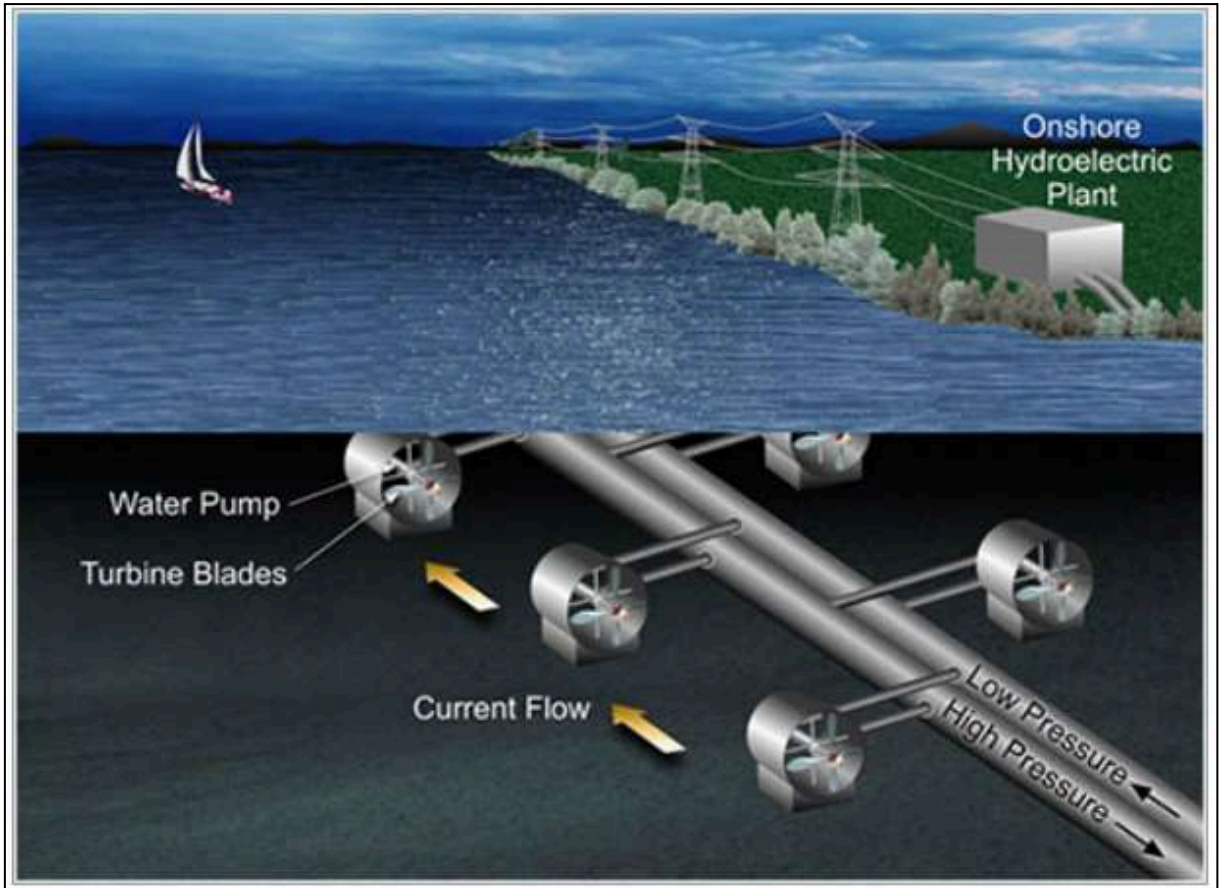


Figura 3.23 - Ilustración de energía mareomotriz dinámica

La energía mareomotriz dinámica (o Dynamic Tidal Power) es una tecnología teórica que aprovecharía una interacción entre las energías potencial y cinética en los flujos de las mareas. Dicha tecnología propone que se construyan presas muy largas (por ejemplo: 30 a 50 km de longitud) desde las costas directamente hacia el mar o el océano, sin encerrar un área. Se introducen por la presa diferencias de fase de mareas, lo que lleva a un diferencial de nivel de agua importante en aguas marinas ribereñas poco profundas con corrientes de mareas que oscilan paralelas a la costa, como las que se encuentran en el Reino Unido, China y Corea.

### 3.5. ENERGÍA DEL VIENTO

La energía eólica es la energía que se obtiene a partir del viento, es decir, es el aprovechamiento de la energía cinética de las masas de aire.

La energía del viento está relacionada con el movimiento de las masas de aire que se desplazan desde zonas de alta presión atmosférica hacia zonas adyacentes de menor presión, con velocidades proporcionales al gradiente de presión y así poder generar energía. El viento es el movimiento del aire desde un área de alta presión a un área de baja presión. De hecho, el viento existe porque el sol calienta

irregularmente la superficie de la Tierra. Conforme sube el aire caliente, el aire más frío se mueve para rellenar el vacío.

Entre el 1 y el 2 % de la energía proveniente del Sol se convierte en viento. Durante el día, los continentes transfieren una mayor cantidad de energía solar al aire que las masas de agua, haciendo que este se caliente y se expanda, por lo que se vuelve menos denso y se eleva. El aire más frío y pesado que proviene de los mares, océanos y grandes lagos se pone en movimiento para ocupar el lugar dejado por el aire caliente.

La energía eólica no es algo nuevo, es una de las energías más antiguas junto a la energía térmica. El viento como fuerza motriz se ha utilizado desde la antigüedad. Así, ha movido a barcos mediante el uso de velas o ha hecho funcionar la maquinaria de los molinos al mover sus aspas. Sin embargo, tras una época en la que se fue abandonando, a partir de los años ochenta del siglo xx este tipo de energía limpia experimentó un renacimiento.

### 3.6. VIENTOS

El viento es una fuente limpia de energía renovable que no produce contaminación del aire ni del agua y, dado que el viento es gratuito, los costes operativos son casi cero una vez que la turbina está montada. La producción en masa y los avances de la tecnología hacen que las turbinas sean más baratas y muchos Gobiernos ofrecen incentivos tributarios para estimular el desarrollo de la energía eólica. Aun así, en su informe de 2021 la AIE (Agencia Internacional de la Energía) sigue señalando el coste de esta tecnología como uno de los principales lastres de la energía eólica.

Para poder aprovechar la energía eólica es importante conocer las variaciones diurnas y nocturnas y estacionales de los vientos, la variación de la velocidad del viento con la altura sobre el suelo, la entidad de las ráfagas en espacios de tiempo breves y valores máximos ocurridos en series históricas de datos con una duración mínima de 20 años. Es también importante conocer la velocidad máxima del viento.

Para poder utilizar la energía del viento, es necesario que este alcance una velocidad mínima que depende del aerogenerador que se vaya a utilizar pero que suele empezar entre los 3 y los 4 m/s (10-14,4 km/h), velocidad llamada *cut-in speed*, y que no supere los 25 m/s (90 km/h), velocidad llamada *cut-out speed*.

La velocidad (o intensidad) del viento se expresa normalmente en kilómetros por hora (km/h) o metros por segundo (m/s). Aunque también suele emplearse el nudo (kt) como unidad de medida, principalmente en náutica. La magnitud depende de qué tan intenso es el gradiente de presión entre dos áreas, es decir, qué tan grande es la diferencia de presión entre las mismas. Entonces, cuando miramos un mapa de presiones, si las isobaras están muy poco separadas entre sí, entendemos que el viento será intenso. Normalmente, a nivel global, esto ocurre en altas latitudes.

Por otra parte, debe considerarse que la velocidad disminuye cuando aumenta la fricción con la superficie. Por este motivo, es normal que se registren vientos más intensos en la costa que en el interior del continente. La escala de Beaufort clasifica los vientos tanto por su intensidad como por los efectos que produce en tierra y mar.

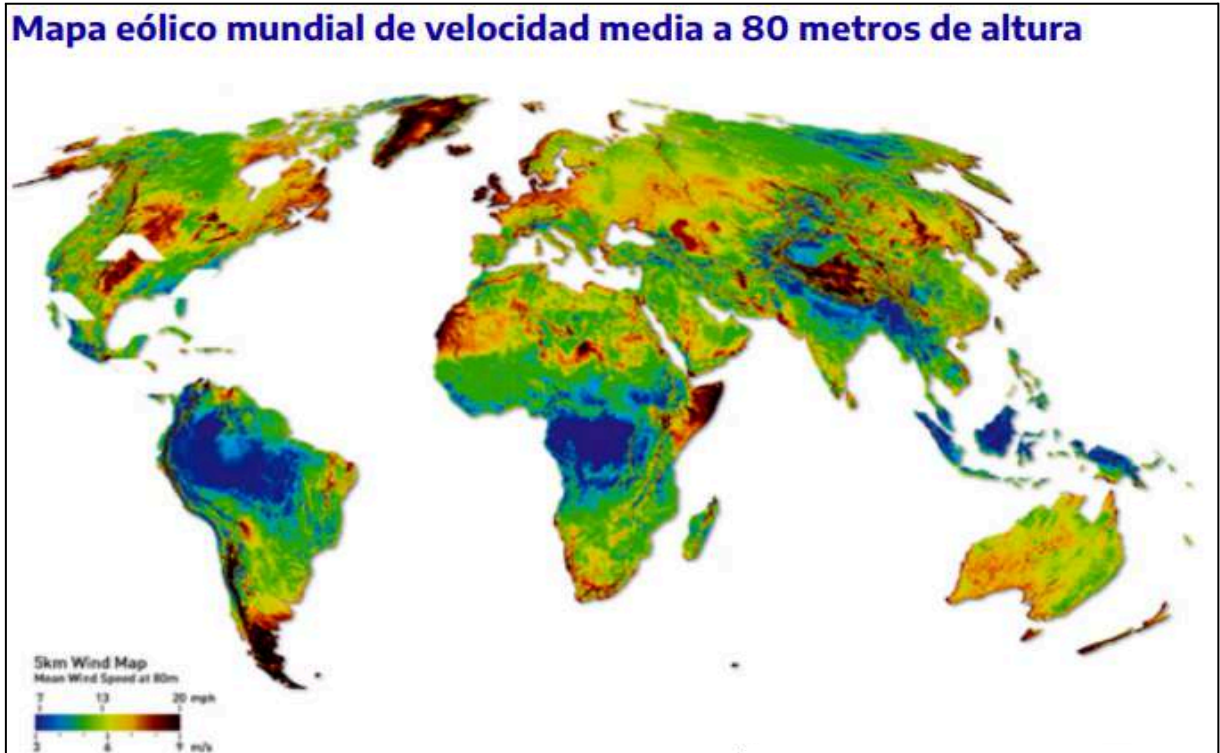


Figura 3.24 - Vientos en el mundo

Para el caso de Argentina se puede observar en el siguiente gráfico la variación del viento en la región.

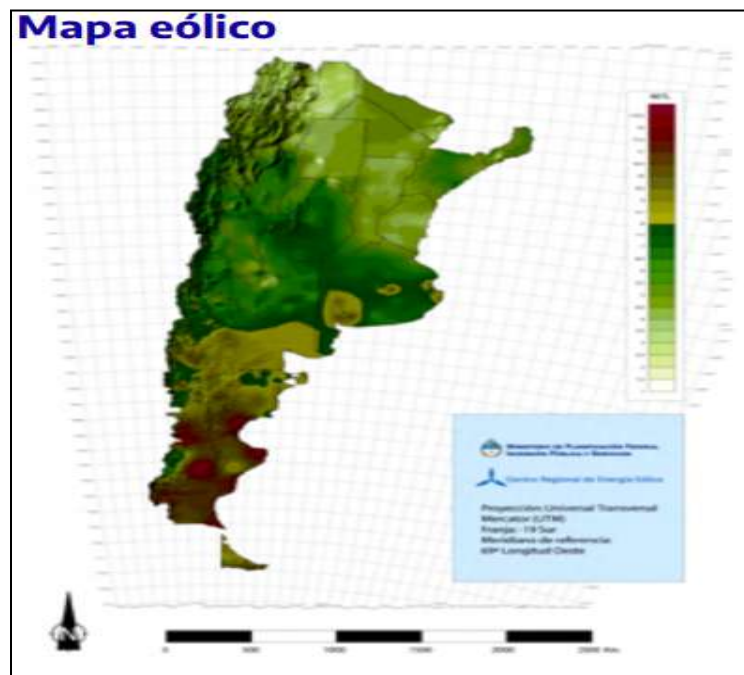


Figura 3.25 - Mapa eólico de Argentina

Como resultado, se distinguen 13 niveles:

Nivel 0: Calma. Viento de 0 a 1 km/h.

Nivel 1: Ventolina. Viento de 2 a 5 km/h.

Nivel 2: Flojito (brisa muy ligera). Viento de 6 a 11 km/h.

Nivel 3: Flojo (brisa ligera). Viento de 12 a 19 km/h.

Nivel 4: Bonancible (brisa moderada). Viento de 20 a 28 km/h.

Nivel 5: Fresquito (brisa fresca). Viento de 29 a 38 km/h.

Nivel 6: Fresco (brisa fuerte). Viento de 39 a 49 km/h.

Nivel 7: Frescachón (viento fuerte). Viento de 50 a 61 km/h.

Nivel 8: Temporal (viento duro). Viento de 62 a 74 km/h.

Nivel 9: Temporal fuerte (muy duro). Viento de 75 a 88 km/h.

Nivel 10: Temporal duro (temporal). Viento de 89 a 102 km/h.

Nivel 11: Temporal muy duro (borrasca). Viento de 103 a 117 km/h.

Nivel 12: Temporal huracanado (huracán). Viento de 118 km/h.

Los incrementos breves y repentinos de intensidad, se denominan «ráfagas» o «rachas» de viento.

Por otra parte, los vientos fuertes que tienen una duración intermedia (1 minuto aproximadamente) se conocen como «turbonadas», mientras que los vientos de larga duración (horas o días) se nombran en función de su origen (brisa, temporal, huracán, etc.).

El instrumento que se utiliza para medir la intensidad del viento se llama «anemómetro», tanto la velocidad instantánea como las rachas. Como el viento es muy variable, se suele tomar un valor medio en intervalos de 10 minutos para obtener así un viento medio.

Las ventajas de este tipo de energía son:

- Limpieza. Es una forma medianamente ecológica de obtener energía, ya que más allá de la instalación de los parques eólicos, que pueden arruinar un tanto el paisaje, no producen ningún contaminante atmosférico ni de otro tipo
- Seguridad. Los parques eólicos no presentan riesgos a corto y largo plazo como la energía nuclear, ni representan daños a la salud. Se han reportado casos de molestias por el ruido que estos aparatos generan al rotar diariamente, y por eso se prefiere su instalación en regiones medianamente apartadas
- Es renovable. El viento es una fuente de energía inagotable y natural
- Aprovechamiento del terreno. Los parques eólicos pueden convivir con sembradíos u otros tipos de aprovechamiento del terreno, o incluso en regiones que no son cultivables de otra manera, como desiertos o costas marítimas o pendientes muy empinadas

- Costo. La tecnología eólica es muy económica en comparación con otras formas de obtención de electricidad

Las desventajas de la energía eólica son:

- Imprevisibilidad. El viento no sopla constantemente con la misma intensidad, por lo tanto la producción de energía es irregular y no se puede depender tan sólo de ella. Debe combinarse con algún otro método
- Poco rentable. La energía eólica será limpia y segura, pero no es muy eficiente. Se requieren grandes extensiones de terreno para implantar numerosas hélices y poder producir cantidades considerables de electricidad
- Impacto ambiental. Si bien no contaminan, los parques eólicos interrumpen el paisaje natural y tienen impacto en la fauna local, como las aves migratorias

### **3.6.1. VIENTOS EN EL MUNDO**

En 2022, la energía eólica instalada en el mundo contaba con una capacidad total de 906 [GW], un 9% más que en el año anterior. Los principales mercados del mundo son China con un 40% de la potencia terrestre instalada, Estados Unidos con un 17%, Alemania con el 7%, India con el 5% y España con un 4% de la potencia mundial.

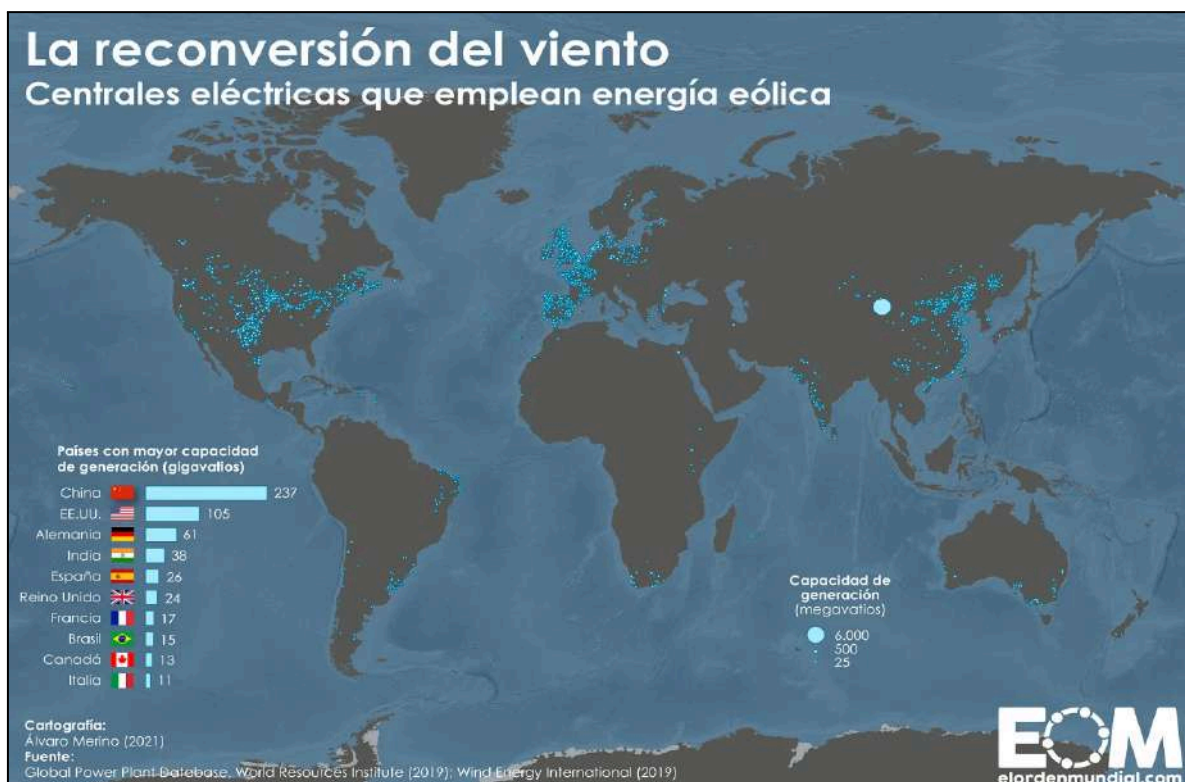


Figura 3.26 - Generación eléctrica mundial utilizando el viento

China, Alemania, España, Estados Unidos, India y Dinamarca han realizado las mayores inversiones en generación de energía eólica. Dinamarca es, en términos relativos, la más destacada en cuanto a fabricación y utilización de turbinas eólicas, con el compromiso realizado en los años 1970 de llegar a obtener la mitad de la producción de energía del país mediante el viento. En 2014 generó el 39,1 % de su electricidad mediante aerogeneradores, mayor porcentaje que cualquier otro país, y el año anterior la energía eólica se consolidó como la fuente de energía más barata del país. En 2022, Brasil realizó una fuerte inversión en el desarrollo de su energía eólica, ampliando hasta los 22 [GW] su capacidad instalada. Las siguientes imágenes muestran la capacidad total de energía eólica instalada hasta el año 2023 en todo el mundo, tanto terrestre como marítima.

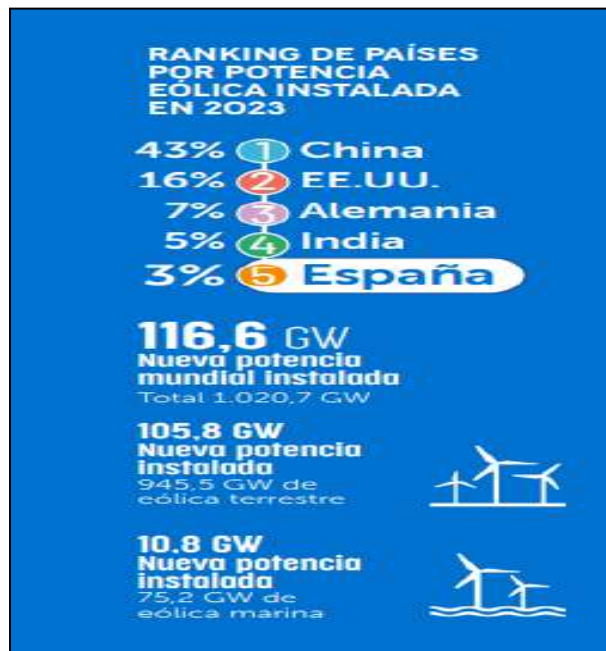


Figura 3.27 - Ranking de países por potencia eólica instalada

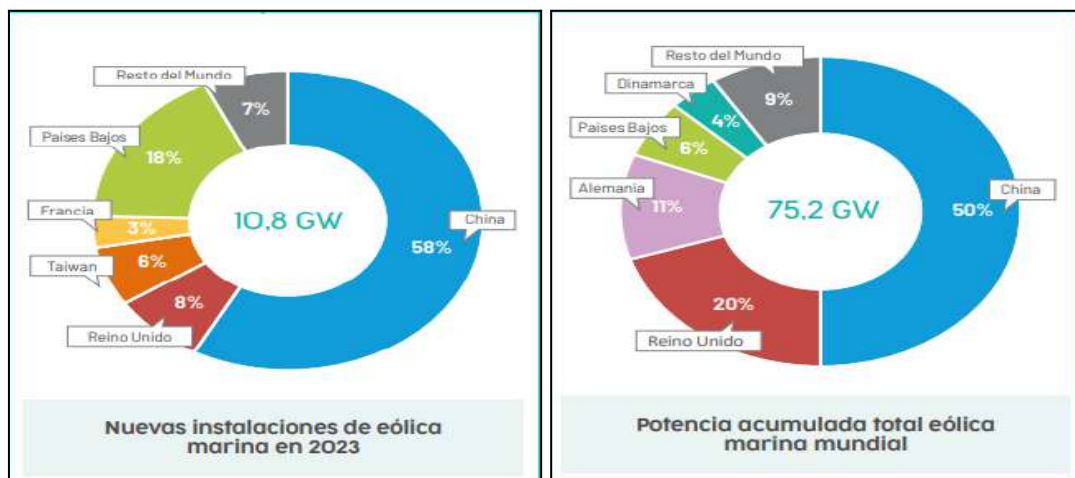


Figura 3.28 - Potencia eólica

### **3.6.2. MÉTODO DE GENERACIÓN DE ENERGÍA EÓLICA**

La energía eólica es generada por la conversión del viento en energía eléctrica. Esto se logra a través de grandes turbinas eólicas, denominadas aerogeneradores, ubicadas en áreas donde el viento sopla de manera constante y fuerte. Cuando el viento mueve las palas de la turbina, estas giran un rotor que está conectado a un generador principal, el cual a su vez produce electricidad.

#### **Componentes principales de una turbina eólica:**

- Rotor: incluye las palas y el buje
- Generador: convierte la energía mecánica del rotor en energía eléctrica
- Torre: soporta el rotor y el generador y eleva la turbina para capturar más viento
- Sistema de control: direcciona el rotor para optimizar el ángulo de captura del viento

El óptimo aprovechamiento de estos dispositivos, que pueden tener entre 30 y 120 metros de altura, depende de la fuerza del viento. Por ello, los parques eólicos, que agrupan un gran número de aerogeneradores y hacen posible la obtención de esta energía en grandes cantidades, deben ubicarse en lugares donde la presencia del viento sea predominante.

Los aerogeneradores han de orientarse en la dirección del viento y esto sucede gracias a una veleta que se encuentra en la góndola del dispositivo. A partir de ahí, la fuerza de las corrientes de aire pondrá en funcionamiento el conjunto rotor - caja multiplicadora - generador.

Cada uno de los aerogeneradores que componen un parque eólico están unidos entre sí por cables subterráneos que llevan la energía eléctrica a una subestación transformadora. De ahí es transportada a los hogares, las fábricas, entre otros a través de las redes de distribución de las distintas compañías eléctricas. Sin embargo, los aerogeneradores también se utilizan en menor escala para lo que se denomina generación off grid, es decir que no se inyecta la energía eléctrica generada a la red sino que es utilizada para consumo propio.

### **3.6.3. CLASIFICACIÓN DE LOS PARQUES EÓLICOS**

Los parques eólicos pueden clasificarse en función de su localización en dos grandes grupos, parques eólicos on-shore y off-shore.





Figura 3.29 - Parque eólico On-Shore

Los parques eólicos on-shore son aquellos que se localizan en tierra firme. Por su parte los parques eólicos off-shore se encuentran en el mar.



Figura 3.30 - Parque eólico Off-Shore

La energía eólica off-shore tiene un gran porvenir tanto dentro de la energía eólica, como de la renovable en general. En la actualidad los principales parques eólicos marinos (PEM) están ubicados en la zona del Mar del Norte: Inglaterra, Dinamarca, etc.

En relación con los parques terrestres, los P.E. off-shore se caracterizan por:

- Cimentación mucho mayores y de mayor complejidad
- Mayor longitud de líneas eléctricas

Esto hace que la tendencia en los parques eólicos marinos sea el uso de aerogeneradores de mayor potencia unitaria, para compensar los mayores costes de cimentación y parques de mayor potencia conjunta, por lo anterior y para aprovechar economías de escala.

Según un informe de Greenpeace, la energía eólica marina podría proporcionar electricidad a todos los hogares europeos, instalándose 50.000 turbinas eólicas en los mares europeos, que permitirían además la creación de tres millones de empleos en toda Europa, el fortalecimiento del tejido industrial en zonas deprimidas y, sobre todo, la obtención de electricidad más barata y limpia.

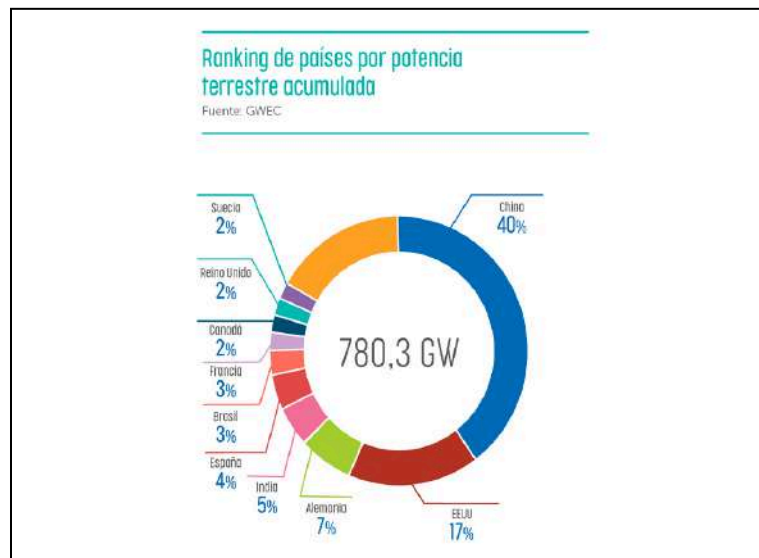


Figura 3.31 - Ranking países potencia on-shore acumulada

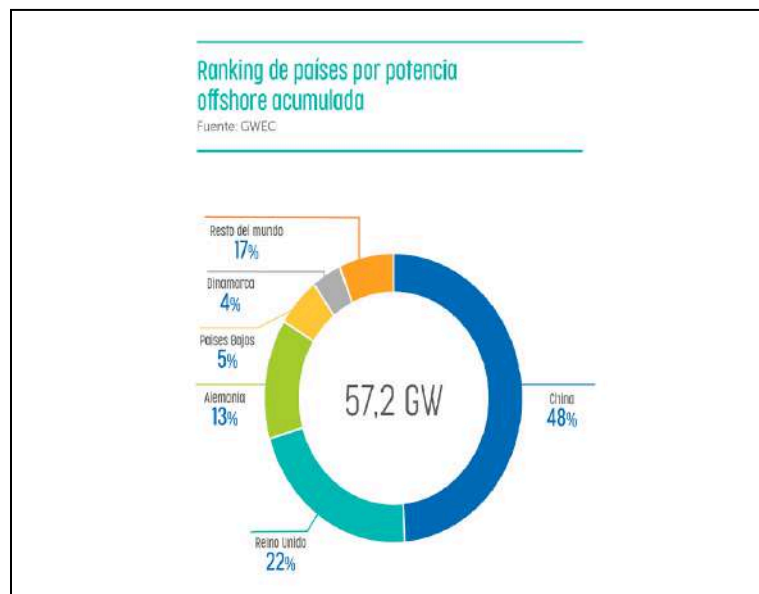


Figura 3.31 - Ranking países potencia off-shore acumulada

### **3.6.4. MICROGENERACIÓN DE ENERGÍA EÓLICA**

La microgeneración de energía eólica consiste en pequeños sistemas de generación de hasta 50 KW de potencia. En comunidades remotas y aisladas, que tradicionalmente han utilizado generadores diésel, su uso supone una buena alternativa. También es empleada cada vez con más frecuencia por hogares que instalan estos sistemas para reducir o eliminar su dependencia de la red eléctrica por razones económicas, así como para reducir su impacto medioambiental y su huella de carbono. Este tipo de pequeñas turbinas se han venido usando desde hace varias décadas en áreas remotas junto a sistemas de almacenamiento mediante baterías.

Las pequeñas turbinas aerogeneradoras conectadas a la red eléctrica pueden utilizar también lo que se conoce como almacenamiento en la propia red, reemplazando la energía comprada de la red por energía producida localmente, cuando esto es posible. La energía sobrante producida por los microgeneradores domésticos puede, en algunos países, ser vertida a la red para su venta a la compañía eléctrica, generando ingresos al propietario de la instalación que amortice la instalación.

Los sistemas desconectados de la red pueden adaptarse a la intermitencia del viento, utilizar baterías, sistemas fotovoltaicos o generadores diésel que complementen la energía producida por la turbina. Otros equipos, como pueden ser parquímetros, señales de tráfico iluminadas, alumbrado público, o sistemas de telecomunicaciones pueden ser también alimentados mediante un pequeño aerogenerador, generalmente junto a un sistema fotovoltaico que cargue unas pequeñas baterías, eliminando la necesidad de la conexión a la red.

### **3.7. ESTADO DEL ARTE EN ARGENTINA**

La Argentina tiene una línea de costa de 4500 km y una franja oceánica con un área de 960.000 km<sup>2</sup>, desde el Río de la Plata hasta las Islas Malvinas inclusive, que puede considerarse como una de las mayores del mundo.

La presencia e influencia de dos ondas de mareas determinan una característica preponderante para el aprovechamiento natural de las ondas de mareas a lo largo de nuestro extenso litoral marítimo. Recorriendo sus características propias asociadas con estos fenómenos naturales, nos permiten definir un escenario potencial para el aprovechamiento energético sustentado tanto en la energía mareomotriz como en las corrientes asociadas a ellas y la undimotriz.

Por sus condiciones naturales, el mar Argentino no requiere de la necesidad de construcción de grandes obras de infraestructura para su explotación energética. La existencia de este potencial es sumamente valioso para la Patagonia, región que posee la menor potencia eléctrica instalada en el país, con solo 3% del Sistema Argentino de Interconexión.

El aprovechamiento mareomotriz se da desde Viedma hasta Tierra del Fuego con amplitudes de mareas de 4 m hasta 20 m, la energía de las olas se da en la costa de

Chubut y Santa Cruz con potenciales de 10 a 30 kW/m lineal de frente de ola y el aprovechamiento de las corrientes marinas se puede dar en lugares puntuales como ser la desembocadura del río Deseado o la de Río Gallegos.

Con respecto a la energía eólica, Argentina cuenta con características excepcionales en cuanto al aprovechamiento de dicho recurso. El país posee cerca del 70% de su territorio cubierto con vientos cuya velocidad media, a 80 metros de altura, supera los 6 m/s, mientras que en zonas de la Patagonia llegan a superar los 9 m/s (con máximos de 12 m/s). Esto demuestra que, desde el punto de vista del recurso eólico, Argentina es un atractivo destino para inversores especializados en el desarrollo de parques eólicos para generación de energía renovable no convencional.

Los mejores vientos del país se encuentran en la región patagónica y el sur de la provincia de Buenos Aires, zonas que actualmente concentran la mayor parte de los emprendimientos ya desarrollados.

De acuerdo con los registros históricos reales para los parques eólicos puntuales ya operativos desarrollados en estas regiones, se puede observar que, en zonas costeras del sur de la provincia de Buenos Aires, por ejemplo, es posible alcanzar FC (factor de capacidad) superiores al 50%, en tanto que en la región Patagonia (provincia de Chubut, por ejemplo), estos FC pueden alcanzar niveles cercanos al 70%. Estos excelentes desempeños reales muestran el alto interés que se suscita para inversores especializados en este tipo de emprendimientos sobre la base de tecnologías de aerogeneración de última generación. También es importante resaltar la alta disponibilidad de superficies libres en esas regiones del país para el desarrollo de este tipo de emprendimientos.

### **3.7.1. ANTECEDENTES**

Hay cierta experiencia en el tema del aprovechamiento de la energía del mar y del viento en el país.

Con respecto a la energía del mar, la experiencia más extensa está constituida por los estudios realizados en la Península de Valdés. Los niveles de oscilación de ambos golfos están desfasados entre 4 a 6 horas, llegando la diferencia de nivel entre 5 y 8 m. Cuando el Golfo Nuevo está en pleamar, el Golfo de San José está en bajamar y viceversa. Los diferentes estudios han propuesto aprovechamientos diversos con potencias de 2.000 a 5.000 MW y una generación máxima anual de 33.800 TJ. Los costos han postergado siempre la concreción de estos aprovechamientos. Sin duda, el mayor inconveniente que presentan todas las propuestas, además del económico, es el impacto ecológico dado que allí se encuentra un enorme reservorio natural donde las ballenas van a tener sus crías, por lo que se requiere de una investigación más detallada y profunda para alcanzar el equilibrio entre la posibilidad de aprovechamiento energético que brinda la península y su ecosistema.

Hay algunos grupos trabajando en diferentes temas de aprovechamiento del mar que están resumidos seguidamente.

- Universidad Nacional de la Patagonia Austral, Unidad Académica Caleta Olivia.

Propuesta de un banco de pruebas de equipos conversores y análisis de potencial.

- Grupo de Undimotriz, Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Buenos Aires. Diseño y fabricación de un dispositivo de sistema de boyas oscilantes que transforma la energía undimotriz en fluido eléctrico.

- Estudio del recurso energético marino en la Patagonia Austral. Instituciones: Y-TEC, UTN-Facultad Regional Santa Cruz, Centro Nacional patagónico (CENPAT), INVAP, Provincia de Tierra del Fuego, Centro Austral de Investigaciones Científicas(CADIC). Instalación de dos boyas Axys y Wavescan para medir el recurso marino en la región (temperatura del agua, altura de olas, velocidad de las mareas, etc).

- Universidad Nacional de La Plata e Instituto Superior de Ingeniería de Toulon y Var (ISITV –Francia). Estudio de Columna de agua oscilante (cao) y turbina axial de Flujo reversible (TAFRE).

- Área Ingeniería del INVAP. Desarrollo de turbina hidrocínética para aprovechamiento de las corrientes de mareas.

- Universidad Tecnológica Nacional, Regional Bahía Blanca. Panorama actual del recurso mareomotriz en el mundo y el desafío del aprovechamiento del estuario de Bahía Blanca .

- En el Catálogo Energías Marinas de GEMA se mencionan algunos desarrollos privados a saber:

- Módulo Convertidor de Energía de las Olas. Alberto Vilar;

- Dispositivo Captador de Energías de las Olas (Patente 070104994). Javier Themtham, Luis Kayayán y Alfredo Soto. (Pilar – Provincia de Buenos Aires);

- Sistema de generación de energías en base a las mareas oceánicas (Patentado), Patricio Bilancioni (Puerto Deseado).

Con respecto a la energía del viento, Genneia es la empresa líder y referente de una transición energética sustentable en el país. En la actualidad Genneia posee el 19% del total de la potencia instalada, alcanzando el 21% de la generación de energía eólica y el 12% de la solar. En 2024 su cartera de proyectos se amplía, alcanzando tener 10 parques renovables, 7 eólicos y 3 solares.

Con sus parques eólicos Rawson, Trelew, Madryn, Chubut Norte, Villalonga, Pomona y Vientos de Necochea, la empresa cuenta con una potencia de 784 MW en energía eólica; y actualmente se encuentra avanzando en la construcción del Parque Eólico La Elbita en Tandil, donde se montarán 36 aerogeneradores de última generación con una potencia de 162 MW y que entrará en operación para fines del

2024 consolidando su liderazgo en el sector de energías limpias y destacándose este logro como un hito nunca visto en el país.

Por otro lado, otra empresa líder en el país llamada Powerchina está realizando un relevamiento e investigación sobre la zona de Arauco en La Rioja, un punto de potencial estratégico ya que, según estudios previos, posee una calidad de viento similar al norte de Europa, donde se encuentran países como Dinamarca, que lideran el ranking global de generación de energía eólica. Para capitalizar esta promesa, Powerchina impulsó en la provincia la construcción de los parques eólicos de 400 MW Arauco II y III.

En estos días, continúan los trabajos en torno a las etapas 5 y 6 de 100 MW del Parque Eólico Arauco II y las etapas 1, 2 y 3 de 300 MW del Parque Eólico Arauco III, entre otras tareas con foco en seguir incrementando la participación de la energía eólica en la matriz energética argentina.

Esta firma es la que mayor cantidad de megas tiene en ejecución en materia de energía renovable. Además del desarrollo en La Rioja, tiene 11 proyectos terminados y 8 en construcción.

Otros proyectos eólicos con gran influencia en Argentina, según datos de Cammesa son:

- Parque Eólico Loma Blanca I (51,2 MW)
- Parque Eólico Loma Blanca II (51,2 MW)
- Parque Eólico Loma Blanca III (51,2 MW)
- Parque Eólico Loma Blanca VI (102,4 MW)

También la empresa Genneia realizó una investigación para los parques eólicos en Puerto Madryn:

- Parque Eólico Madryn I (222,3 MW)
- Parque Eólico Madryn II (222,3 MW)

## 4. FLOTADORES

Para desarrollar este tema se tomará como base el estudio realizado por Leandro Mastromarino en su tesis “Prediseño sistema mareomotriz con flotadores”. De la misma se utilizará el funcionamiento del sistema con el objetivo de mejorarlo y lograr una mayor generación que la obtenida en dicho prediseño. Se tomarán los mismos principios y normas para las verificaciones de los componentes del sistema, a fin de realizar una comparación entre los sistemas y poder lograr un mayor aprovechamiento energético.

### 4.1. MOVIMIENTO DEL SISTEMA

Se propondrán algunas secuencias de movimientos, entre las cuales se seleccionará una para llevar a cabo el dimensionamiento y diseño de los componentes requeridos.

Las mareas varían desde la bajamar hasta la pleamar en un período aproximado de 6 horas.

Siguiendo el marco teórico previamente presentado, si representamos gráficamente la altura de las mareas en función del tiempo, observamos un patrón que sigue una forma de onda senoidal. Para los fines del cálculo, supondremos que la altura máxima ocurre a las 12:00 a.m.

Como resultado, se obtiene el siguiente gráfico:

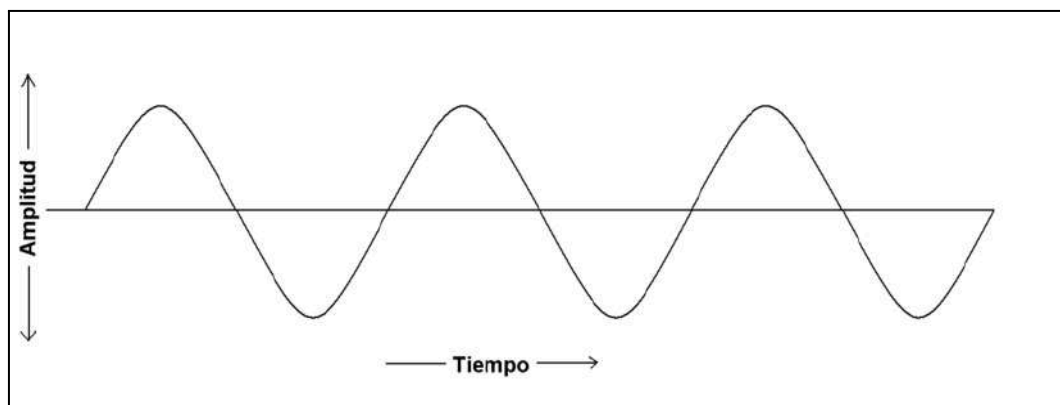


Figura 4.1 - Gráfico senoidal representativo del comportamiento de las mareas

Este diseño se basa en el desplazamiento de un flotador por vez que se mueve de acuerdo con el ciclo de mareas. El flotador presenta un movimiento ascendente durante un período de tiempo, seguido de un movimiento descendente de igual duración, lo cuál se aprovecha para hacer girar un eje que acopla a cada uno de los flotadores permitiendo así el giro del eje de un generador provocando la generación de energía eléctrica que va a ser aprovechada por la fábrica.

A continuación se detallan las secuencias de movimiento propuestas para los flotadores. Para ello se tienen en cuenta que hay momentos en el que el nivel del mar permanece fijo tanto en la pleamar como en la bajamar con una duración aproximada de una hora, lo que se denomina estoas de marea.

#### **4.1.1. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO I (GENERACIÓN DE 1 HS CON 1 PILETON DE 6 FLOTADORES)**

Para esta secuencia se necesita que cada flotador cumpla su ciclo en 10 minutos, logrando así la siguiente cronología:

##### **23:00 hs (aprox pleamar)**

Pileton aproximadamente lleno

Se destraba el primer flotador y suben de a uno cada 10 minutos

##### **00:00 hs (pleamar)**

Pileton lleno

Flotadores trabados arriba y vacíos

Se abre válvula de llenado de los flotadores

Se abre válvula de vaciado del piletón

##### **05:00 hs (aprox bajamar)**

Pileton aproximadamente vacío

Se destraba el primer flotador y bajan de a uno cada 10 minutos

##### **06:00 hs (bajamar)**

Pileton vacío

Flotadores trabados abajo y llenos

Se abre válvula de vaciado de los flotadores

Se abre válvula de llenado del piletón

##### **11:00 hs (aprox pleamar)**

Pileton aproximadamente lleno

Se destraba el primer flotador y suben de a uno cada 10 minutos

##### **12:00 hs (pleamar)**

Pileton lleno

Flotadores trabados arriba y vacíos

Se abre válvula de llenado de los flotadores

Se abre válvula de vaciado del piletón

##### **17:00 hs (aprox bajamar)**

Piletón aproximadamente vacío

Se destraba el primer flotador y bajan de a uno cada 10 minutos

##### **18:00 hs (bajamar)**

Pileton vacío

Flotadores trabados abajo y llenos

Se abre válvula de vaciado de los flotadores



Se abre válvula de llenado del piletón

**23:00 hs (aprox pleamar)**

Piletón aproximadamente lleno

Se destraba el primer flotador y suben de a uno cada 10 minutos

Se repite el ciclo descrito nuevamente.

**4.1.2. SECUENCIA DE FUNCIONAMIENTO II (GENERACIÓN CONTINUA CON 2  
PILETONES DE 6 FLOTADORES C/U)**

Para esta secuencia se necesita que cada flotador cumpla su ciclo en 30 minutos, logrando así la siguiente cronología:

**23 hs (aprox pleamar)**

Piletón 1 lleno y flotadores trabados abajo y vacíos

Piletón 2 vacío y flotadores trabados abajo y llenos

Piletón 1: Se suelta el primer flotador y comienza su movimiento ascendente.

Piletón 2: Se abre la válvula de llenado del piletón. Se abre la válvula de vaciado de los flotadores.

**23:30 hs**

Piletón 1: Se suelta el segundo flotador y comienza su movimiento ascendente.

**00:00 hs (pleamar)**

Piletón 1: Se suelta el tercer flotador y comienza su movimiento ascendente.

**00:30 hs**

Piletón 1: Se suelta el cuarto flotador y comienza su movimiento ascendente.

**01:00 hs**

Piletón 1: Se suelta el quinto flotador y comienza su movimiento ascendente.

**01:30 hs**

Piletón 1: Se suelta el sexto flotador y comienza su movimiento ascendente.

**02:00 hs**

El nivel de agua pasó por su nivel máximo.

Piletón 1: Se traba el último flotador en su nivel máximo. Se abre la válvula de llenado de flotadores, luego se abre la válvula de vaciado del tanque

Piletón 2: Se suelta el primer flotador, comienza su movimiento ascendente

**02:30 hs**

Piletón 2: Se suelta el segundo flotador, comienza su movimiento ascendente

**03:00 hs**

Piletón 2: Se suelta el tercer flotador, comienza su movimiento ascendente

**03:30 hs**

Piletón 2: Se suelta el cuarto flotador, comienza su movimiento ascendente

**04:00 hs**

Piletón 2: Se suelta el quinto flotador, comienza su movimiento ascendente

**04:30 hs**

Piletón 2: Se suelta el sexto flotador, comienza su movimiento ascendente

**05:00 hs (aprox bajamar)**

Piletón 1: Se suelta el primer flotador que se encuentra lleno de agua. Comienza su movimiento descendente.

Piletón 2: Se traban los flotadores en su punto más alto. Se abre la válvula de llenado de los flotadores y luego la válvula de vaciado del piletón

**05:30 hs**

Piletón 1: Se suelta el segundo flotador y comienza su movimiento descendente.

**06:00 hs (bajamar)**

Piletón 1: Se suelta el tercer flotador y comienza su movimiento descendente.

**06:30 hs**

Piletón 1: Se suelta el cuarto flotador y comienza su movimiento descendente.

**07:00 hs**

Piletón 1: Se suelta el quinto flotador y comienza su movimiento descendente.

**07:30 hs**

Piletón 1: Se suelta el sexto flotador y comienza su movimiento descendente.

**08:00 hs**

Ya pasó el nivel de marea mínima y se encuentra algo por encima de su valor más bajo

Piletón 1: Se traban los flotadores en altura mínima y se abre la válvula para vaciarlos. Luego se abre la válvula de llenado del piletón.

Piletón 2: Se suelta el primer flotador que se encuentra lleno de agua y comienza el descenso.

**08:30 hs**

Piletón 2: Se suelta el segundo flotador y comienza el descenso.

**09:00 hs**

Piletón 2: Se suelta el tercer flotador y comienza el descenso.

**09:30 hs**

Piletón 2: Se suelta el cuarto flotador y comienza el descenso.

**10:00 hs**

Piletón 2: Se suelta el quinto flotador y comienza el descenso.

**10:30 hs**

Piletón 2: Se suelta el sexto flotador y comienza el descenso.

**11:00 hs (aprox pleamar)**

La secuencia recién explicada (hasta las 10:30 hs) se repite una vez más y se completa el día con dos mareas bajamar y dos mareas pleamar.

De estas dos secuencias se adopta la primera, con la cuál se van a desarrollar todos los cálculos necesarios. Se decide el uso de esta secuencia con el fin de realizar una mayor generación de energía, la cuál va a poder ser mejor aprovechada en el horario laboral de la empresa bajo cuestión, dándole un uso para consumos energéticos específicos.

Dicha secuencia, se representaría gráficamente como:

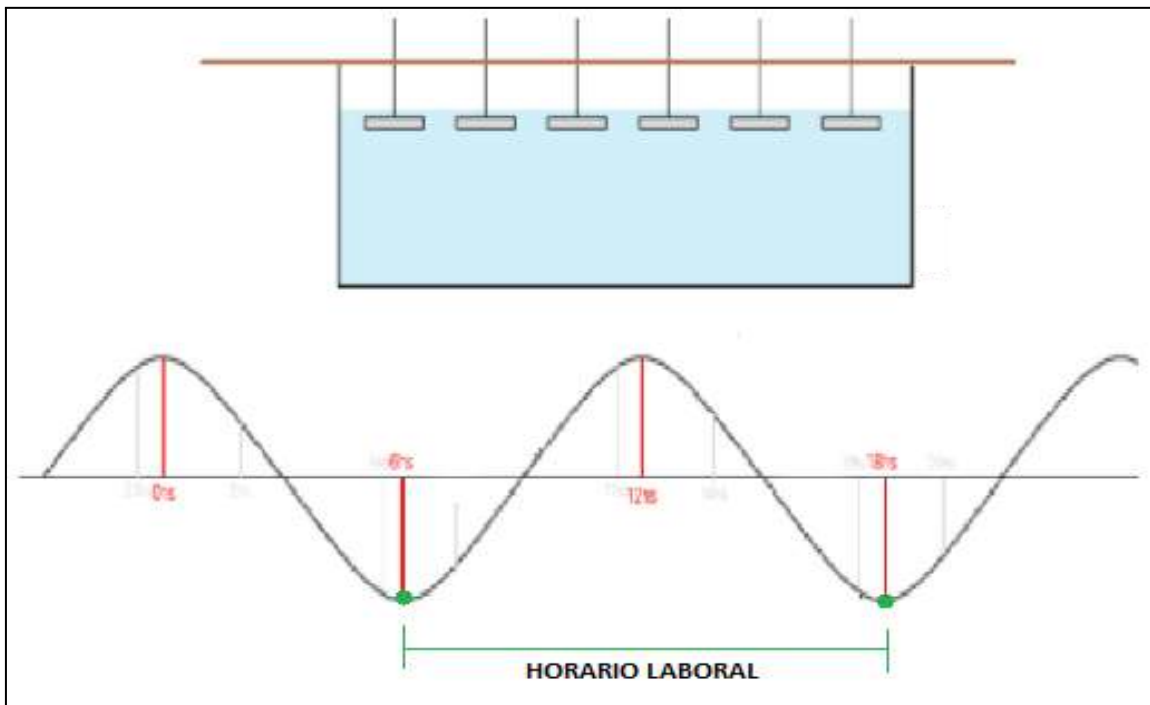
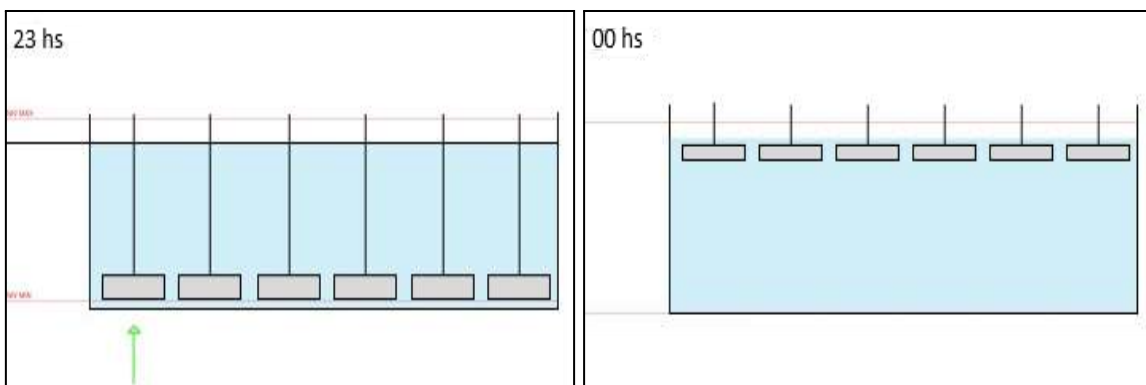


Figura 4.2 - Representación de la secuencia elegida



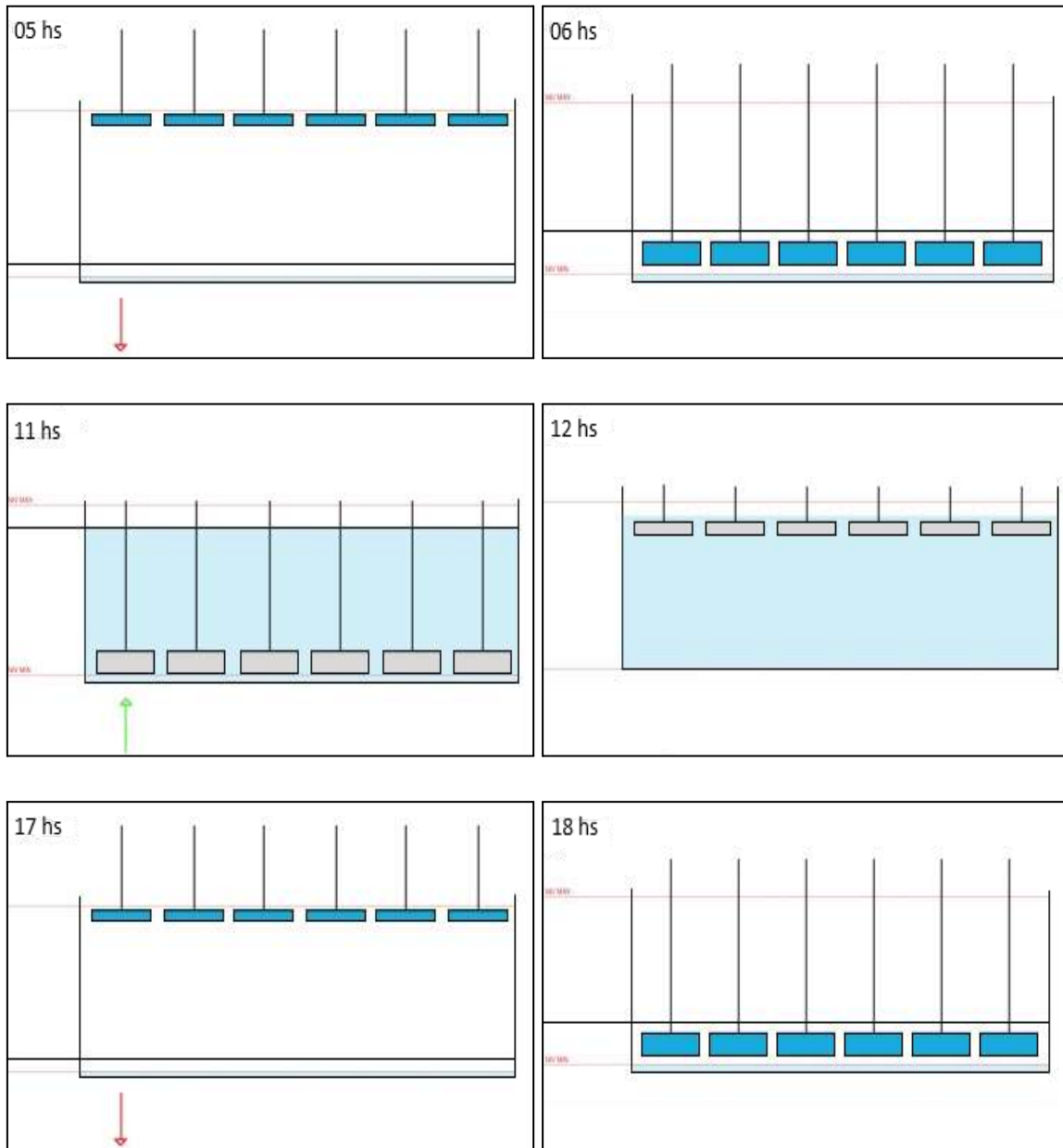


Figura 4.3 - Resumen de secuencia a desarrollar

Como el movimiento del flotador tanto en ascenso como en descenso ya está estudiado y las condiciones de la marea en el lugar de alojamiento de la fábrica bajo estudio también, se toman estos datos de base para realizar los cálculos siguientes:

$$\text{Velocidad del flotador} = \frac{X}{T}$$

$$P = \text{masa} \times \text{gravedad}$$

$$\text{masa} = \text{Volumen} \times \delta (\text{densidad})$$

Donde:

$X = \text{diferencia promedio entre mareas} = 7,9 \text{ [m]}$

Este dato de altura máxima fue proporcionado en la investigación realizada en la tesis mencionada desde la cual se parte con los datos necesarios.

$T = \text{tiempo del ciclo del flotador} = 10 \text{ [minutos]} = 0,16 \text{ [hs]}$

$\text{Volumen} = 4 \text{ [m]} \times 5 \text{ [m]} \times 2,5 \text{ [m]} = 50 \text{ [m}^3\text{]}$

$\text{Densidad del agua de mar} = 1027 \text{ [}\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\text{]}$

Por lo tanto:

$$\text{Velocidad del flotador} = \frac{7,9 \text{ [m]}}{0,16 \text{ [hs]} \times 3600 \text{ [s]}} = 0,014 \text{ [}\frac{\text{m}}{\text{s}}\text{]}$$

$$\text{masa} = 50 \text{ [m}^3\text{]} \times 1027 \text{ [}\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\text{]} = 51,35 \text{ [Ton]}$$

$$P = 51,35 \text{ [Ton]} \times 9,81 \text{ [}\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\text{]} = 503,23 \text{ [KN]}$$

## 4.2. ENERGÍA DEL SISTEMA

Para calcular la energía del sistema bajo estudio se necesitan tener los datos de los engranajes a utilizar para poder calcular el torque y con ese valor obtener la energía que se genera con el movimiento de los flotadores.

Estos valores se calcularán en los siguientes apartados de los cuáles vamos a quedarnos con los datos necesarios.

Si se quiere obtener el valor de energía generada se debe utilizar la siguiente expresión:

$$\text{Energía} = \text{Potencia} \times \text{Tiempo}$$

$$\text{Potencia} = \text{Torque} \times \omega$$

$$\text{Torque} = \text{Fuerza} \times \text{Radio}$$

Donde:

$\text{Fuerza} = \text{peso del flotador} = 503,23 \text{ [KN]}$

$\text{Radio} = \text{radio del engranaje solidario a la cremallera} = 162 \text{ [mm]}$

$w = \text{velocidad angular del sistema} = 0,813 \text{ [rpm]} = 0,085 \text{ [rad/seg]}$

Por lo tanto:

$$\text{Torque} = 503,23 \text{ [KN]} \times 0,162 \text{ [m]} = 81,52 \text{ [KNm]}$$

$$\text{Potencia} = 81,52 \text{ [KNm]} \times 0,085 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right] = 7 \text{ [KW]}$$

Recordando que el sistema se diseñó para que se genere en periodos de 1 hs (ciclo del movimiento de todos los flotadores), la energía generada será:

$$\text{Energía} = 7 \text{ [KW]} \times 1 \text{ [hs]} = 7 \text{ [KWh]}$$

La energía diaria generada por el sistema sería (recordando que el ciclo de los flotadores se repite 4 veces en el día):

$$\text{Energía diaria} = 7 \text{ [KWh]} \times 4 = 28 \text{ [KWh/día]}$$

Además, se puede calcular la energía mensual y anual como:

$$\text{Energía mensual} = 28 \text{ [KWh/día]} \times 30 \text{ [días]} = 840 \text{ [KWh/mes]}$$

$$\text{Energía anual} = 28 \text{ [KWh/día]} \times 365 \text{ [días]} = 10,22 \text{ [MWh/año]}$$

### 4.3. DISEÑO DEL SISTEMA

Con respecto a la conformación del sistema, se tendrá en primera instancia el grupo de flotadores contenidos en el piletón, seguido de un conjunto de engranajes continuado por una caja multiplicadora para aumentar la velocidad de rotación y permitir el giro del generador a su velocidad nominal el cual se encuentra en el tramo final del sistema. Además, se utiliza un sistema de giro único del eje para lograr el correcto funcionamiento de todo el conjunto.

Inicialmente, se consideró la posibilidad de instalar un único sistema de engranajes para elevar la velocidad de los flotadores hasta el nivel requerido por el generador eléctrico. Sin embargo, debido a razones económicas/constructivas, esta opción resultó poco favorable. Como resultado, después de evaluar varias alternativas y llevar a cabo cálculos pertinentes, se llegó a la elección del siguiente diseño el cual cuenta con la caja multiplicadora mencionada:

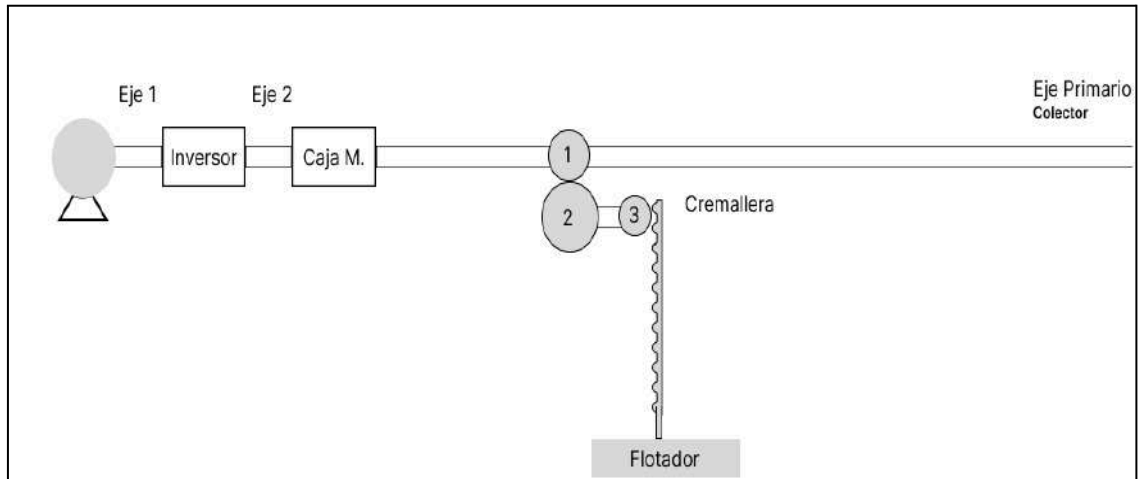


Figura 4.4 - Sistema de engranajes

A continuación, se detallarán y seleccionarán cada uno de los componentes.

#### 4.3.1. GENERADOR

Luego de investigar por distintos catálogos y fabricantes en función de la potencia de generación y la velocidad más baja posible se selecciona un generador de la marca Greef-Energy acorde a la potencia dimensionada.

NO.	Model	RPM	Power(kW)	Voltage (V)
1	GDG-770-1	0	0	0
2		10	0.14	38
3		20	0.28	76
4		30	0.63	114
5		40	1.05	152
6		50	1.68	190
7		60	2.45	228
8		70	3.29	266
9		80	4.34	304
10		90	5.6	342
11		100	7	380
12		110	8.47	418

Figura 4.5 - Generador utilizado para el sistema

Model	GDG-770-1
Rated Power	7
Rated Rotate Speed	100
Rated Voltage	380
Efficiency	>92%
Phase Type	3 Phase
Structure	Inner Rotor
Stator	Coreless wire coil
Rotor	Rare Earth Permanent Magnet
Generator Shell Diameter	740mm
Generator Shell Length	420mm
Weight	245kg
Shaft diameter	95mm
Generator shell material	Aluminum alloy
Shaft material	Carbon steel
Bearing	NSK Deep Groove ball bearing

Figura 4.6 - Datos del generador

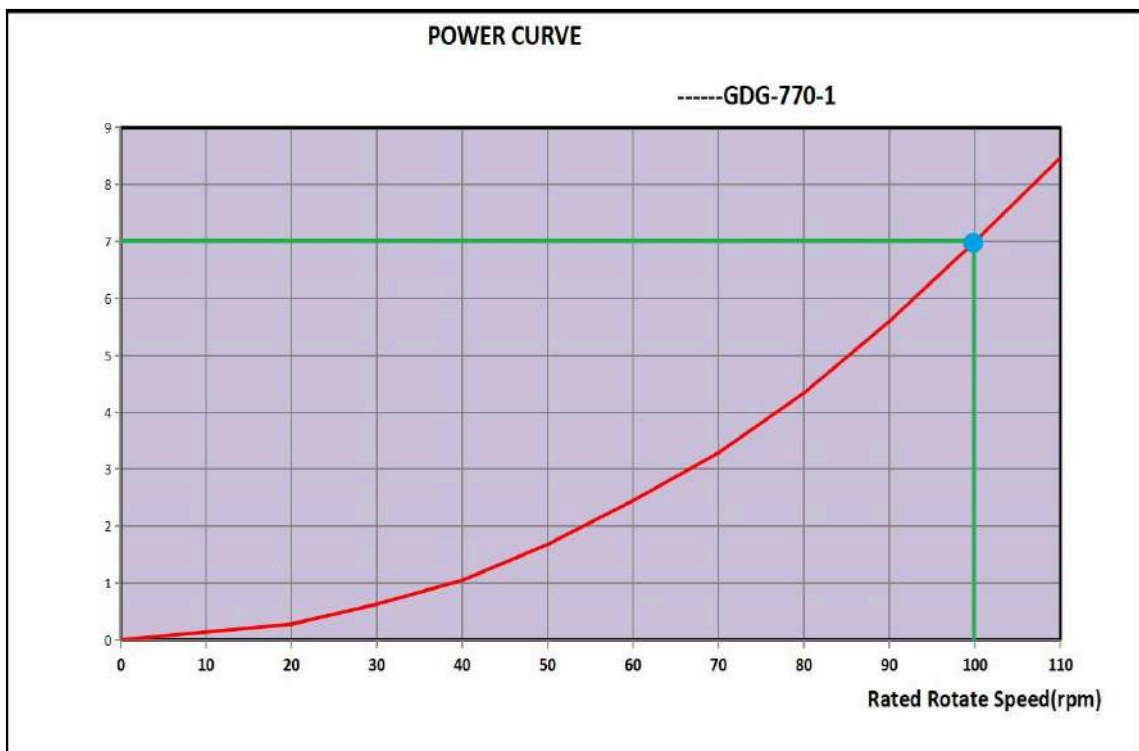


Figura 4.7 - Curva Potencia vs Rpm generador



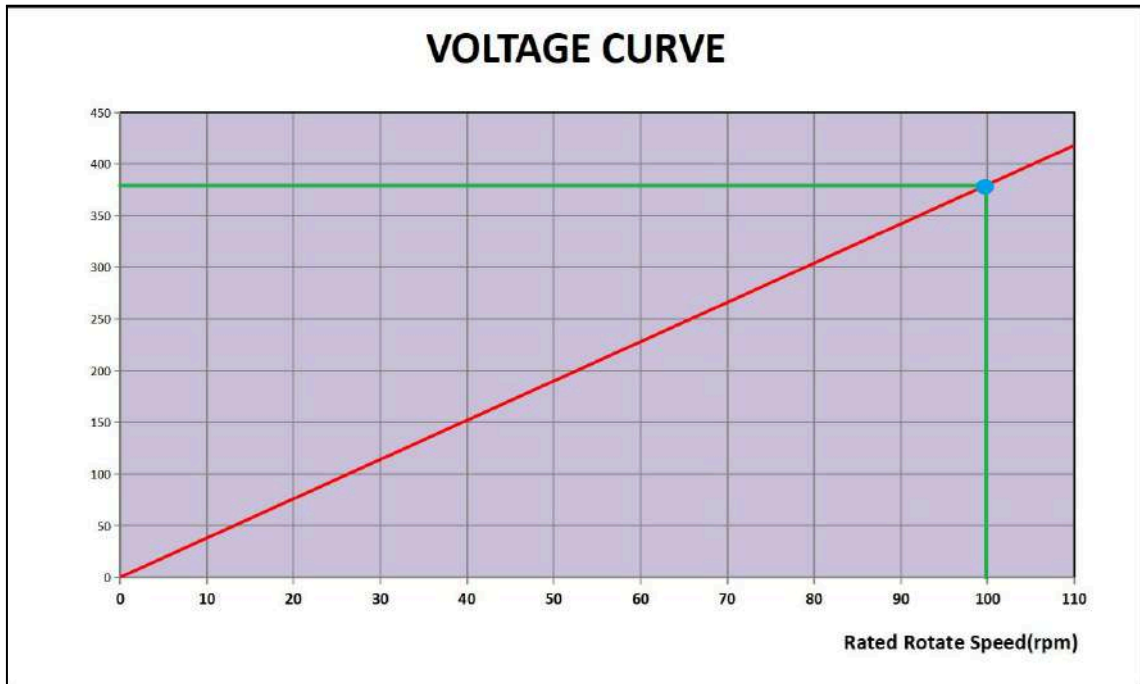


Figura 4.8 - Curva Potencia vs Rpm generador

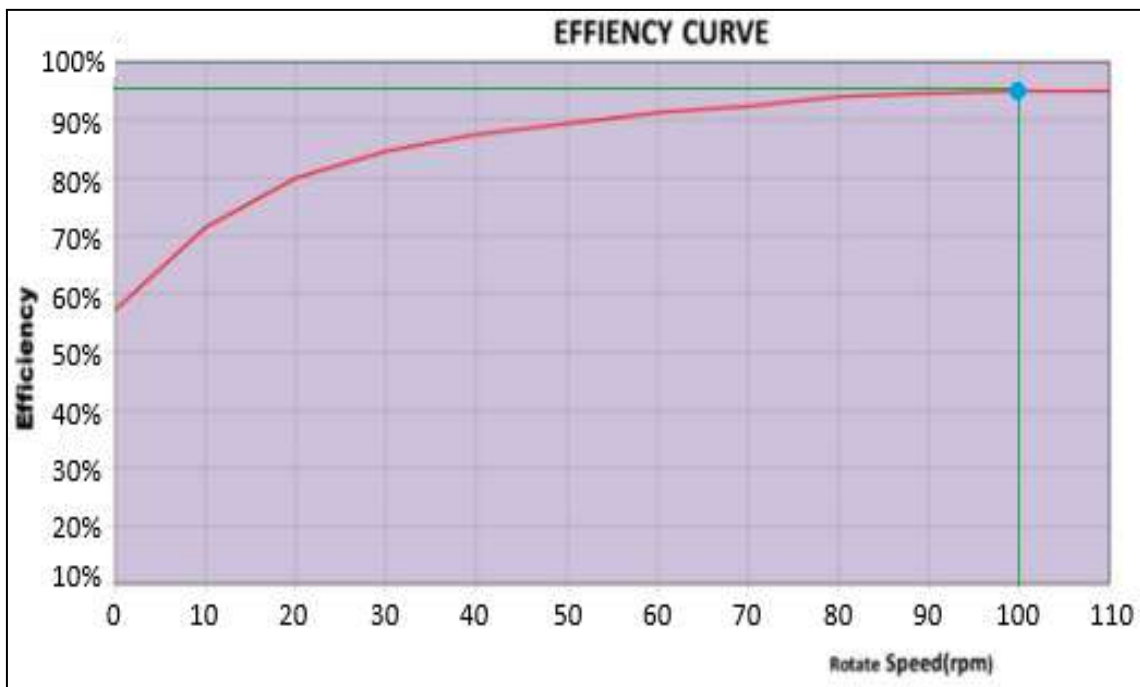


Figura 4.9 - Curva Eficiencia vs Rpm generador

Finalmente, se selecciona el modelo trifásico GDG-770-1 de potencia nominal 7 [KW] a una velocidad nominal de 100 [rpm] con una eficiencia mayor al 92%.

### 4.3.2. ENGRANAJES

Para el diseño de los engranajes en todo el sistema se optó por utilizar engranajes rectos debido a que presenta ciertas ventajas:

- ❖ Son muy fiables.
- ❖ Son los más sencillos de diseñar y fabricar.
- ❖ Ofrecen una relación de velocidad constante y estable.
- ❖ Un engranaje de dientes rectos tiende a ser más eficiente si se compara con un helicoidal del mismo tamaño.
- ❖ Al tener los dientes paralelos a su eje, no se produce empuje axial.

#### **Engranaje N°3**

Para permitir el movimiento del flotador se opta por un diseño de engranaje-cremallera. Esta última irá solidaria al movimiento del flotador.

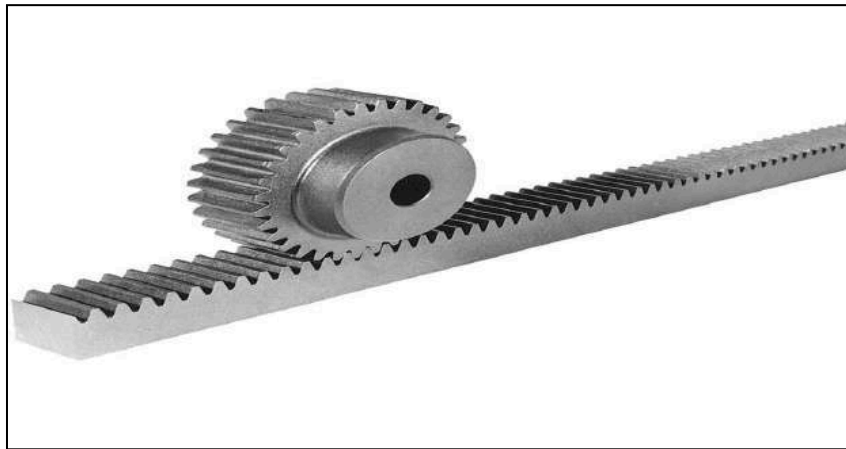


Figura 4.10 - Engranajes rectos

En primera instancia se llevará a cabo un prediseño del engranaje por la fórmula de Lewis y luego se verificará el mismo.

#### Prediseño por fórmula de Lewis

Partiendo de la igualdad entre  $F_t$  y  $F_b$  (para verificar Lewis), y del dato de la fuerza que hace el flotador ya calculado anteriormente:

$$F_t = 503,23 \text{ [KN]} = 51314,36 \text{ [Kgf]}$$

$$F_b = b \times y \times p \times \sigma_{adm} = \rho \times y \times p^2 \times \sigma_{adm}$$

Como la obtención de la ecuación de Lewis está basada en el supuesto de que la carga está distribuida uniformemente en todo el ancho y en algunas ocasiones esto dista mucho de la realidad (debido a desalineación o alabeo de los dientes, soportes elásticos, etc), el ancho de la cara  $b$  no debe ser demasiado grande en comparación con el paso  $p$  del diente. Se consideran como buenas las siguientes proporciones (son sólo sugerencias, y podrá haber muchas excepciones):  $2.5 p < b < 4 p$ .

Por lo tanto, la relación  $\rho$  entre el ancho del engranaje ( $b$ ) y el paso ( $p$ ) debe tener un valor entre 2.5 y 4 para evitar la concentración de la carga en un extremo del ancho del diente. Se adopta el valor  $\rho = 4$ .

Debido a que se necesita un acero con alto valor de  $\sigma_{adm}$  y luego de haber realizado varias iteraciones se selecciona el acero SAE 4340 (sin tratamiento) de  $\sigma_{adm} = 4550 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$ .

Material	$\sigma_{adm}$ [Kg/cm <sup>2</sup> ]	HB
<b>Fundición gris</b>		
ASTM 25	560	174
ASTM 35	840	212
ASTM 50	1055	223
<b>Acero fundido (bajo carbono)</b>		
0.20% C (sin tratamiento térmico)	1400	180
0.20% C (templado en agua y revenido)	1750	250
<b>Acero al carbono forjado</b>		
SAE 1020 (endurecimiento sup. y templado en agua y revenido)	1260	156
SAE 1030 (sin tratamiento)	1400	180
SAE 1035 (sin tratamiento)	1600	190
SAE 1040 (sin tratamiento)	1750	202
SAE 1045 (sin tratamiento)	2100	215
SAE 1045 (endurecido por templado en agua y revenido)	2250	205
SAE 1050 (endurecido por templado en aceite y revenido)	2460	223
<b>Aceros aleados</b>		
SAE 2320 (endurecimiento sup. y templado en agua y revenido)	3500	225
SAE 2345 (endurecido por templado en aceite y revenido)	3500	475
SAE 3115 (endurecimiento sup. y templado en aceite y revenido)	2600	212
SAE 3145 (endurecido por templado en aceite y revenido)	3700	475
SAE 3245 (endurecido por templado en aceite y revenido)	4550	475
SAE 4340 (endurecido por templado en aceite y revenido)	4550	475
SAE 4640 (endurecido por templado en aceite y revenido)	3870	475
SAE 6145 (endurecido por templado en aceite y revenido)	4725	475
<b>Materiales a base de Cobre</b>		
SAE 43 (ASTM B147-52, 8 <sup>o</sup> ) (manganeso bronce)	1400	100
SAE 62 (ASTM B143-52, 1 <sup>o</sup> ) (bronce de cañón)	700	80
SAE 65 (ASTM B144-52, 3C) (fósforo bronce)	840	100
SAE 68 (ASTM B148-52, 98) (aluminio bronce tratado term.)	1540	180
<b>No metales</b>		
Baquelita, Micarta, Cederrón	420	

Figura 4.11 - Tensiones admisibles de distintos materiales

El número de dientes se selecciona de tal forma de evitar la existencia de interferencia en el conjunto. Se adopta un ángulo de presión de 20°, para el cual el valor mínimo que garantiza estas condiciones es de 18 dientes.

14.5°		20°		25°	
Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda	Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda	Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda
< 23	Interf.	< 13	Interf.	< 9	Interf.
23	26	13	16	9	13
24	32	14	26	10	32
25	40	15	45	11	249
26	51	16	101	12	∞
27	67	17	1309		
28	92	18	∞		
29	133				
30	219				
31	496				
32	∞				

Figura 4.12 - Tabla para evitar interferencia en engranajes

Z	φ = 14.5°	φ = 20°	Stub φ = 20°	φ = 25°
10	0.056	0.064	0.083	0.076
12	0.067	0.078	0.099	0.088
13	0.070	0.083	0.103	0.093
14	0.072	0.088	0.108	0.098
15	0.075	0.092	0.111	0.102
16	0.077	0.094	0.115	0.106
17	0.080	0.096	0.117	0.109
18	0.083	0.098	0.120	0.112
19	0.087	0.100	0.123	0.115
20	0.090	0.102	0.125	0.118
21	0.092	0.104	0.127	0.120
23	0.094	0.106	0.130	0.124
25	0.097	0.108	0.133	0.128
27	0.100	0.111	0.136	0.131
30	0.102	0.114	0.139	0.135
34	0.104	0.118	0.142	0.140
38	0.107	0.122	0.145	0.144
43	0.110	0.126	0.147	0.148
50	0.112	0.130	0.151	0.152
60	0.114	0.134	0.154	0.156
75	0.116	0.138	0.158	0.161
100	0.118	0.142	0.161	0.166
150	0.120	0.146	0.165	0.171
300	0.122	0.150	0.170	0.176
Cremallera	0.124	0.154	0.175	0.180

Figura 4.13 - Tabla de factor de forma y

El factor de forma depende del número de dientes y del ángulo de presión. Para Z=18 y φ=20°, el factor y resulta:

$$y_{18} = 0,098$$

$$p = \sqrt{\frac{F_t}{4 \times y \times \sigma_{adm}}} = 53,64 \text{ [mm]}$$

$$\text{Módulo} = M = \frac{p}{\pi} = 17,08 \text{ [mm]} \rightarrow \text{Se adopta } M = 18 \text{ [mm]}$$

$$D_p = M \times Z = 324 \text{ [mm]}$$

$$\omega_{sistema} = \frac{V}{R} = 0,085 \left[ \frac{rad}{seg} \right]$$

Una vez obtenido los parámetros del engranaje se debe proceder a la verificación del mismo que se realizará según Lewis y AGMA.

#### Verificación Lewis ( $F_t < F_b$ )

$$F_t = 503,23 \text{ [KN]} = 51315,18 \text{ [Kgf]}$$

$$F_b = 21,455 \text{ [cm]} \times 0,098 \times 5,364 \text{ [cm]} \times 4550 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right] = 51385,61 \text{ [Kgf]}$$

Se puede observar que **verifica** al criterio de Lewis.

#### Verificación AGMA

La verificación de los engranajes está basada en la norma ANSI/AGMA 2101-D04. Dicha norma trata de los factores fundamentales y de los métodos de cálculo para engranajes de dientes rectos y helicoidales. Las normas técnicas AGMA están sujetas a constantes mejoras, revisiones o cancelaciones dictadas por la experiencia.

Antes de poder aplicar dicha norma, primero es necesario estudiarla en profundidad. Las suposiciones para las cuales derivan las ecuaciones de flexión y desgaste que se verán a continuación son:

- La relación de contacto está entre 1 y 2
- No hay interferencia ni rebaje del diente por encima del inicio teórico del flanco activo
- Hay juego circunferencial
- Los radios de acuerdo al diente son estándar
- Se desprecian las fuerzas de rozamiento

La norma ANSI/AGMA 2101-D04 proporciona un método de cálculo mediante el cual las distintas parejas de engranajes pueden ser evaluadas y comparadas de forma

teórica. Las fórmulas utilizadas en el proceso de cálculo son aplicables para el cálculo del factor de seguridad frente a fallo por picado superficial en el flanco del diente y frente a fallo por flexión en la base del diente de engranajes de dientes rectos o helicoidales, sean engranajes externos o internos, cuyos ejes de funcionamiento sean paralelos. Las fórmulas evalúan la capacidad de la transmisión según los principales factores que influyen en el picado superficial y en la fractura en la base del diente.

Esta normativa no es aplicable bajo cualquiera de las siguientes condiciones:

- Los dientes están dañados
- Engranajes rectos con un grado de recubrimiento,  $\alpha$  , inferior a 1.0
- Engranajes rectos o helicoidales con un grado de recubrimiento,  $\alpha$  , superior a 2.0
- Existen interferencias entre la cabeza del diente y la base del diente con la que engrana
- Dientes puntiagudos
- No existe reacción
- El área superior a la zona activa se encuentra debilitada
- El perfil de la base está dañado o es irregular
- Cuando la base de los dientes se ha producido por un proceso distinto a la generación (por ejemplo, mediante mecanizado)
- El ángulo de hélice es mayor de 50 grados

#### ❖ **Flexión**

Una vez verificado el criterio de Lewis, debemos tomar otro criterio que tenga en cuenta las cargas de impacto que puedan presentarse y calcular que el engranaje tenga una resistencia a la fatiga correcta. El cálculo que propone la American Gear Manufacturers Association (AGMA) como resistencia a la flexión es la siguiente:

$$\sigma_t = \frac{W_T \times K_A}{K_V} \times \frac{K_S}{m \times F} \times \frac{K_M \times K_B \times K_I}{J}$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_{at} \times \frac{K_L}{K_T \times K_R}$$

Hay tres grupos de términos: el primero se relaciona con la carga, el segundo con el tamaño de los dientes y el tercero con la distribución de los esfuerzos. Cada uno de los factores empíricos denominados K reflejan el daño extra causado por un efecto particular no uniforme identificable de forma separada.

- >  $\sigma_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{adm}$  = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{at}$  = Esfuerzo admisible según el material [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $W_T = F_t$  = Carga tangencial transmitida [kg]
- >  $K_A$  = Factor de sobrecarga
- >  $K_V$  = Factor de velocidad
- > m = módulo [cm]
- > F = b = Ancho del engranaje [cm]
- >  $K_S$  = Factor de tamaño
- >  $K_M$  = Factor de distribución de carga
- >  $K_B$  = Factor de flexión del aro
- >  $K_I$  = Factor de engranaje intermedio
- > J = Factor de geometría
- >  $K_L$  = Factor de duración
- >  $K_T$  = Factor de temperatura
- >  $K_R$  = Factor de confiabilidad

- $W_T$

$$W_T = F_t = 51314,36 [Kgf]$$

- $K_A$

Factor de sobrecarga o de aplicación: considera que  $W_t$  es el valor promedio de la carga transmitida por lo que la carga máxima real puede ser varias veces mayor debido a choques, ya sean en el sistema motor o en el impulsado. Puede ser obtenido de las siguientes tablas:

Sistema motriz	Sistema impulsado		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	≥1,75
Choques ligeros	1,25	1,50	≥2,00
Choques medianos	1,50	1,75	≥2,25

Para transmisiones de incremento de velocidad de rectos y cónicos aumentese 0,01  $(Z_G/Z_P)^2$ . Para helicoidales se requieren otras consideraciones. Si se aplica un factor de sobrecarga específico úsese 1 para  $K_R(C_R)$  y  $K_L(C_L)$ .

Sistema	Característica	Ejemplos
Motriz	Uniforme	Motores eléctricos, turbinas
	Choques ligeros	Motores de combustión interna, multicilíndricos
	Choques medianos	Motores de combustión interna, monocilíndricos
Impulsado	Uniforme	Ventiladores centrífugos, agitadores de líquidos, transportadores de banda (alimentación uniforme)
	Choques moderados	Ventiladores del tipo de lóbulos, agitadores de líquidos y sólidos, transportadores de banda (alimentación variable)
	Choques intensos	Trituradoras de mineral, compresores monocilíndricos, transportadores recíprocos

Tabla 10 - Tipos de sistemas motores e impulsados

Figura 4.14 - Tipos de sistemas motores impulsados

$$K_A = 1$$

- $K_V$

Factor dinámico: tiene en cuenta las fuerzas internas generadas por imprecisiones en la fabricación y en el engranaje de los dientes (exactitud del perfil del diente, elasticidad del material y la velocidad). Será función del grado de calidad  $Q_v$  del engranaje (tolerancia de fabricación).

Este factor se obtiene en función de la calidad del tipo de fabricación  $Q_v$  (tolerancia de fabricación), la velocidad angular del engrane y radio medio del engrane:

Números de calidad de engranes AGMA recomendados para varias aplicaciones.	
Aplicación	$Q_v$
Mezclador de cemento	3-5
Horno de cemento	5-6
Transmisiones de acerías	5-6
Cosechadora de maíz	5-7
Grúas	5-7
Prensa troqueladora	5-7
Transportador de minas	5-7
Máquina de cajas de papel	6-8
Mecanismo medidor de gas	7-9
Taladro mecánico pequeño	7-9
Lavadora de ropa	8-10
Impresora	9-11
Mecanismo de computadora	10-11
Transmisión de auto	10-11
Transmisión de antena de radar	10-12
Transmisión de propulsión marina	10-12
Transmisión de motor de aeronave	10-13
Giroscopio	12-14

Figura 4.15 - Calidad de engranaje  $Q_v$



Se optó por tomarlo como  $Q_v=7$ . Luego:

$$V_p = \omega \times R_{medio} = 0,014 \left[ \frac{m}{seg} \right]$$

Entonces, con estos datos obtenemos el factor a partir de:

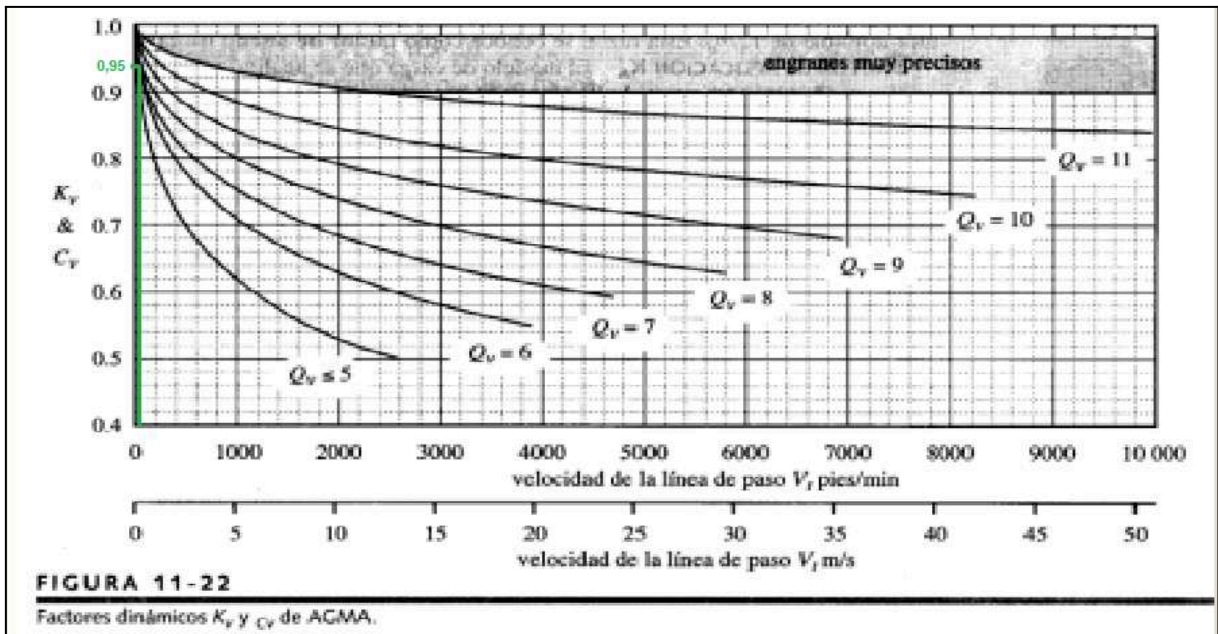


Figura 4.16 - Factor de engranaje  $K_v$

$$K_v = 0.95$$

- $K_s$

**Factor de tamaño:** su objetivo es considerar cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material. Depende principalmente del paso de los dientes, del diámetro de las ruedas, relación del tamaño entre los dientes y el diámetro de la rueda, ancho de la cara, esfuerzos máximos y gradiente de esfuerzos, relación entre la profundidad del temple superficial y el espesor de los dientes, templabilidad y tratamiento térmico de los materiales.

La recomendación de la AGMA es que se utilice un factor igual a la unidad “para la mayoría de los engranajes siempre que se haga una elección adecuada del acero para el tamaño de la pieza y el tratamiento térmico y el proceso de templado o endurecimiento.”

$$K_s = 1$$

- $K_M$

**Factor de distribución de carga:** se emplea para tomar en cuenta el desalineamiento de los ejes geométricos de rotación por algún motivo, errores de alineamiento

originados por inexactitudes de los dientes, deflexiones elásticas causadas por la carga en ejes o árboles, cojinetes o en el alojamiento. En este caso, el engranaje tiene montaje interior y la cremallera está entre apoyos (montaje interior). Con estas consideraciones podemos entrar en la siguiente tabla.

Tipo de montaje	Aplicación		
	Ind. General	Automóviles	Aviones
Ambos engranes en montaje interior	1-1,00	1-1,00	1-1,25
Un engrane en montaje exterior	1,10-1,25	1,10-1,25	1,10-1,40
Ambos engranes en montaje exterior	1,25-1,40	-	1,25-1,50

Figura 4.17 - Factor de montaje  $K_M$

$$K_M = 1$$

- $K_I$

Factor de engranaje intermedio: considera que un engranaje de este tipo está sujeto a la vez a más ciclos de esfuerzo por unidad de tiempo y a cargas alternantes más elevadas.

En nuestro caso ya que no hay engranajes medios:

$$K_I = 1$$

- $K_B$

Factor de flexión del aro: considera los casos de engranaje de gran diámetro, hecho con un aro en lugar de un disco sólido.

Para engranajes sólidos:

$$K_B = 1$$

• J

Factor de geometría: el factor de geometría evalúa la forma (o perfil) del diente, la posición en la cual se le aplica la carga más peligrosa, concentración de tensiones y corrección debido a la forma geométrica y a la repartición de la carga entre uno o más pares de dientes. Debemos entrar por el eje de las abscisas con  $Z=18$  hasta intersectar una curva de dientes infinitos (ya que es una cremallera). Como en el gráfico no se cuenta con esta curva, se adopta:

$$J = 0,7$$

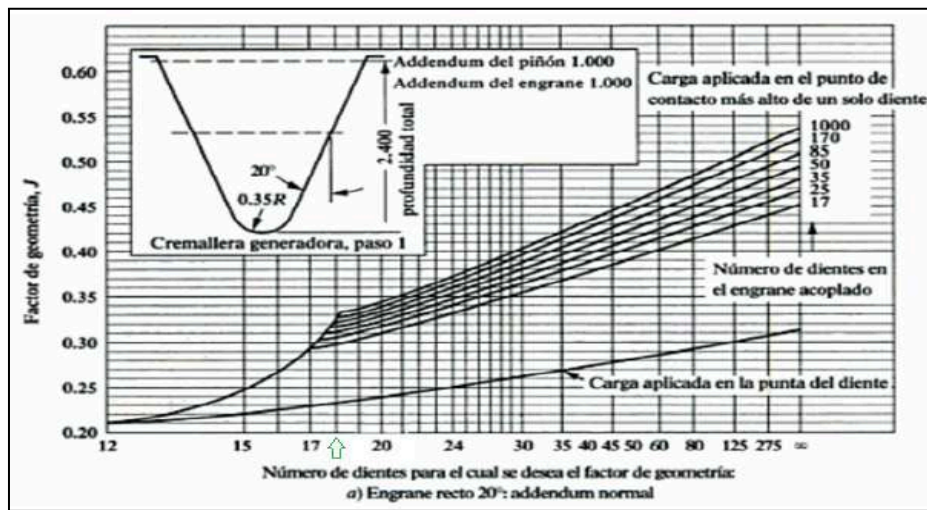


Figura 4.18 - Factor de geometría J

•  $K_L$

Factor de duración: se utiliza para obtener altas duraciones en cuanto a ciclos de carga. Las resistencias están basadas en  $10^7$  ciclos de carga en los dientes.

Vida de diseño recomendada	
Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevaradores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, soldadores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986

Figura 4.19 - Factor de duración

Siguiendo la recomendación para la vida de diseño para una aplicación de tipo “Maquinaria industrial en general”, esta misma está en un rango de 20.000 a 30.000 horas. Por ende, el periodo puede calcularse como:

$$T[seg] = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{60}{n[rpm]} = \frac{60}{0,813[rpm]} = 73,8 [seg]$$

$$\text{Número de ciclos} = \frac{\text{Vida}}{\text{Periodo de cada ciclo}}$$

Considerando una vida de diseño de 30.000hs (108.000.000 segundos), el número de ciclos estará comprendido entre:

$$N = 1.500.000 \text{ ciclos}$$

Por lo tanto, considerando una dureza de 475 [HB]:

Nº de ciclos	C <sub>L</sub>	K <sub>L</sub>				
		160 HB	250 HB	450 HB	Carb. sup.	Cónicos Carb. Sup.
1.000	-	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10.000	1,5	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
100.000	1,3	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
1.000.000	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10.000.000	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
≥100.000.000	1,0	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0

Superficie carburizada se refiere de 55 a 63 HRC

*Tabla 17 – Factor de duración K<sub>L</sub> y C<sub>L</sub> para engranajes de acero*

Figura 4.20 - Factor de duración KL y CL

$$K_L = 1,2$$

- K<sub>T</sub>

Factor de temperatura: se utiliza para ajustar el valor del esfuerzo admisible tomando en consideración la temperatura.

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620}$$

donde T<sub>F</sub> es la temperatura máxima de trabajo del aceite en °F

En los engranajes en los que el aceite o los cuerpos de los engranajes trabajan con temperaturas que no excedan de 250°F (120°C), al factor de temperatura se le puede asignar el valor de 1. Para acero, con temperaturas de trabajo entre 70 y 150°C.

Por lo tanto:

$$K_T = 1$$

- $K_R$

Factor de confiabilidad: el factor de seguridad o de confiabilidad forma parte de la ecuación a fin de asegurar alta confiabilidad, o en algunos casos para permitir diseñar con ciertos riesgos calculados. Este valor se toma como:

$$K_R = 0.85$$

Confiabilidad	$C_R, K_R$
0,9	0,85
0,99	1,00
0,999	1,25
0,9999	1,50

Figura 4.21 - Factor de confiabilidad

Con todos estos factores podemos obtener:

$$\sigma_t = \frac{51314,36 \times 1}{0,95} \times \frac{1}{1,8 \times 21,46} \times \frac{1 \times 1 \times 1}{0,7} = 1997,63 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

Se procede a obtener la tensión admisible del material a partir de la siguiente tabla, la cual, si bien no arroja un valor de tensión admisible para el caso del acero SAE 4340, dureza de 475 HB con un tratamiento superficial (ya que el valor dado entre paréntesis es para engranajes cónicos), se puede tener en cuenta los valores para aceros de menor dureza y consultando otras bibliografías, se tiene una tensión de fluencia de:

Material	Clase AGMA	Designación comercial	Tratamiento térmico	Dureza mín. en superficie	Dureza núcleo	Sat [lb/plg <sup>2</sup> ]	Sac [lb/plg <sup>2</sup> ]
Acero	De A-1 a A-5		Templado completo y revenido	P 180 HB		25-33.000 (14.000)	85-95.000 (85.000)
				240 HB		31-41.000	105-115.000
				300 HB		36-47.000 (19.000)	120-135.000 (120.000)
				360 HB		40-52.000	145-160.000
				400 HB		42-56.000	155-170.000
				(450 HB)		(25.000)	(145.000)
			Endurecido por flameo o inducción (patrón A)	50 HB		45-55.000	170-190.000
				54 HB			175-195.000
			Endurecido por flameo o inducción (patrón B)			22.000	

Figura 4.22 - Dureza de acero

$$\sigma_{at} = 65000 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right] = 4570 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = 4570 \times \frac{1,2}{1 \times 0,85} = 6451,76 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{adm}$$

Por lo tanto, el criterio AGMA de seguridad **verifica** que el diseño es apto a la flexión.

#### ❖ **Desgaste**

Se debe calcular una tensión en función de ciertos valores que se proponen, siendo:

$$\sigma_c = C_P \times \sqrt{W_T \times C_A \times C_V \times \frac{C_S}{D_p \times F} \times \frac{C_M \times C_F}{I}}$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_{ac} \times \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

Donde:

- >  $\sigma_c$  = Esfuerzo de contacto [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{adm}$  = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{ac}$  = Esfuerzo admisible por contacto [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $C_P$  = Coeficiente elástico
- >  $W_T = F_t$  = Carga tangencial transmitida [kg]

- >  $C_A = K_A$  = Factor de sobrecarga
  - >  $C_V = K_V$  = Factor de velocidad
  - >  $F = b$  = Ancho del engranaje [pulgada] ó [cm]
  - >  $C_S = K_S$  = Factor de tamaño
  - >  $C_M = K_M$  = Factor de distribución de carga
  - >  $C_F$  = Factor de estado o condición de la superficie
  - >  $I$  = Factor de geometría
  - >  $C_L = K_L$  = Factor de duración
  - >  $C_T = K_T$  = Factor de temperatura
  - >  $C_R = K_R$  = Factor de confiabilidad
  - >  $C_H$  = Factor de relación de dureza
  - >  $D_p$  = Diámetro primitivo
- $C_p$

Coefficiente Elástico: depende de las propiedades elásticas de los materiales de los engranes. De la teoría de las superficies de contacto cilíndricas se observa que el denominador contiene cuatro constantes elásticas, dos para el piñón y dos para su rueda, como un medio sencillo de combinar y tabular los resultados de diversas combinaciones de materiales de piñón y engrane.

La AGMA define este coeficiente según la siguiente tabla, la cual surge de cálculos a partir de los módulos de Poisson y de Young de cada material:

Material del Piñón	Material del Engrane					
	Acero	Fundición Maleable	Fundición Nodular	Fundición	Bronce de Aluminio	Bronce de Estaño
Acero	2300 (2300)	2180	2160	2100 (2450)	1950 (2400)	1900 (2350)
Fundición Maleable	2180	2090	2070	2020	1900	1850
Fundición Nodular	2160	2070	2050	2000	1880	1830
Fundición	2100 (2450)	2020	2000	1960 (2250)	1850 (2200)	1800 (2150)
Bronce de Aluminio	1950 (2400)	1900	1880	1850 (2200)	1750 (2150)	1700 (2100)
Bronce de Estaño	1900 (2350)	1850	1830	1800 (2150)	1700 (2100)	1650 (2050)

Relación de Poisson = 0,30 - Los valores entre ( ) son para engranajes cónicos

Figura 4.23 - Coeficiente elástico  $C_p$

$$C_p = 2300 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right]^{0,5} \rightarrow C_p = 610 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]^{0,5}$$

- $C_F$

Factor de estado o condición de la superficie: el factor depende del acabado superficial (según sea afectado por el cortado, cepillado, pulimentado, rectificado, etc.), de los esfuerzos residuales y de los efectos plásticos (endurecimiento por el trabajo). Puede tomarse como la unidad, a menos que las pruebas o experiencias en el sitio de trabajo indique otra cosa.

Por lo tanto, se optó por tomar:

$$C_F = 1$$

- $I$

Factor de geometría: toma en cuenta el efecto de las proporciones dimensionales, tales como la curvatura del perfil durante el contacto, el ángulo de presión y la repartición de la carga. Teniendo el ángulo de presión y la relación de los engranajes y el número de dientes del piñón ( $N_p$ ) se puede hallar el factor de geometría. Como se puede apreciar en la siguiente figura, para una relación de engranajes de 0 no se intercepta ninguna curva de  $N_p$ , por lo que se decide adoptar:

$$I = 0,3$$

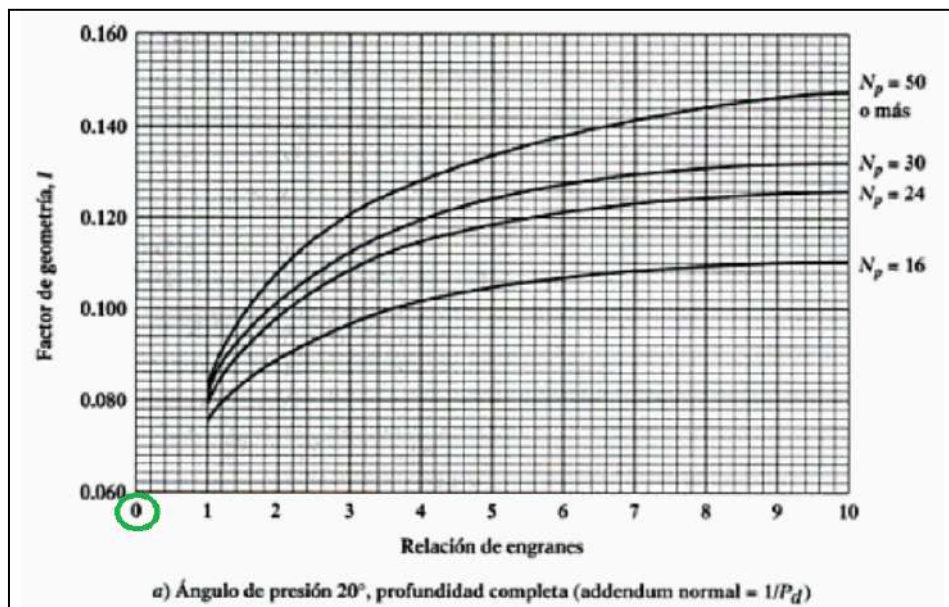


Figura 4.24 - Factor de geometría



•  $C_H$

Factor de relación de dureza: tiene en cuenta la diferencia de dureza entre la cremallera y el engranaje. Como ambos engranajes serán fabricados del mismo material, este factor se tomará como:

$$C_H = 1$$

De esta forma, ya contamos con todos los coeficientes requeridos para determinar el esfuerzo de contacto real y comparar este esfuerzo con el máximo admisible, resultando:

$$\sigma_c = 610 \times \sqrt{51314,36 \times 1 \times 0,95 \times \frac{1}{32,4 \times 21,46} \times \frac{1 \times 1}{0,3}} = 9325,31 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

Se procede a obtener la tensión admisible del material a partir de la siguiente tabla, la cual, si bien no arroja un valor de tensión admisible para el caso del acero SAE 4340, dureza de 475 HB con un tratamiento superficial (ya que el valor dado entre paréntesis es para engranajes cónicos), se puede tener en cuenta los valores para aceros de menor dureza y consultando otras bibliografías, se tiene una tensión de fluencia de:

Material	Clase AGMA	Designación comercial	Tratamiento térmico	Dureza mín. en superficie	Dureza núcleo	Sat [lb/plg <sup>2</sup> ]	Sac [lb/plg <sup>2</sup> ]	
Acero	De A-1 a A-5		Templado completo y revenido	P 180 HB		25-33.000 (14.000)	85-95.000 (85.000)	
				240 HB		31-41.000	105-115.000	
				300 HB		36-47.000 (19.000)	120-135.000 (120.000)	
				360 HB		40-52.000	145-160.000	
				400 HB		42-56.000	155-170.000	
				(450 HB)		(25.000)	(145.000)	
			Endurecido por flameo o inducción (patrón A)	50 HB		45-55.000	170-190.000	
				54 HB		175-195.000		
				Endurecido por flameo o inducción (patrón B)			22.000	

Figura 4.25 - Dureza de acero

$$\sigma_{at} = 220000 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right] = 15467,53 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = 15467,53 \times \frac{1,2 \times 1}{1 \times 0,85} = 21836,51 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_c \leq \sigma_{adm}$$

Por lo tanto, la tensión de contacto real es inferior a la admisible y **verifica** el criterio ante desgaste superficial establecido por AGMA.

### ***Cremallera***

La construcción de la cremallera será del mismo material y el mismo módulo que el engranaje 3. Al ser el engranaje más solicitado que la cremallera y verificar, resulta innecesario verificar también la cremallera. Esto se debe a que, por un lado, en términos de desgaste, el engranaje experimentaría un mayor desgaste debido a que cada diente tendría un mayor número de contactos en comparación con los dientes de la cremallera.

Por otro lado, si se analiza la expresión de Lewis el  $F_b$  es directamente proporcional al factor de forma  $y$ . Y como el mismo aumenta con el número de dientes, para el caso de una cremallera el factor de forma es mayor al factor de forma de un engranaje.

Tomando este caso particular donde el engranaje y cremallera son del mismo material, al aumentar el factor de forma aumenta el  $F_b$ . Como la condición de Lewis es que  $F_t < F_b$ , al ser  $F_b$  más grande, si verifica la condición de Lewis el engranaje, también lo hará la cremallera.

El largo de la cremallera será del máximo recorrido posible de los flotadores. Es decir, se corresponde con la altura máxima registrada de 12,4 metros la cual se toma como 13 metros. Se deja un límite de tolerancia de 0,5 metros de cada lado, por lo que el largo total de la cremallera será de 14 metros.

Habiendo obtenido la cremallera y el engranaje número 3 que gira a 0,813 [rpm], debemos aumentar la velocidad del eje a 100 [rpm] para que gire en el rango de mayor eficiencia del generador seleccionado.

Luego de varios cálculos, iteraciones e investigación de componentes se decidió hacer un aumento de velocidad previo a la caja de engranes que se situará antes de la entrada al generador. Se decidió hacer esto debido a que cada flotador tendrá su engranaje y la transmisión de potencia al eje colector se debe hacer exclusivamente uno a la vez. Para permitir esto se debe implementar un sistema de acople y desacople de los engranes. Se optó por colocar un embrague en cada uno de los engranajes.

### ***Engranaje N°1***

Para comenzar con el diseño, se investigó en distintas bibliografías qué es lo recomendable para casos similares al planteado donde la velocidad de giro de engranaje es baja y el torque es grande. Por otro lado, también se tuvo en cuenta la facilidad y factibilidad de fabricación del mismo como también los ejes disponibles en el mercado para que sean coherentes con los engranajes.

Por lo comentado anteriormente se adopta, en principio, un número de dientes  $Z=16$  y un ángulo de presión de  $20^\circ$ . Luego se verificará por los métodos de Lewis y AGMA.

#### Prediseño por fórmula de Lewis

Partiendo de la igualdad entre  $F_t$  y  $F_b$  (para verificar Lewis), y del dato de la fuerza que hace el flotador ya calculado anteriormente:

$$F_t = 503,23 \text{ [KN]} = 51314,36 \text{ [Kgf]}$$

$$F_b = b \times y \times p \times \sigma_{adm} = \rho \times y \times p^2 \times \sigma_{adm}$$

Como la obtención de la ecuación de Lewis está basada en el supuesto de que la carga está distribuida uniformemente en todo el ancho y en algunas ocasiones esto dista mucho de la realidad (debido a desalineación o alabeo de los dientes, soportes elásticos, etc), el ancho de la cara  $b$  no debe ser demasiado grande en comparación con el paso  $p$  del diente. Se consideran como buenas las siguientes proporciones (son sólo sugerencias, y podrá haber muchas excepciones):  $2.5 p < b < 4 p$ .

Por lo tanto, la relación  $\rho$  entre el ancho del engranaje ( $b$ ) y el paso ( $p$ ) debe tener un valor entre 2.5 y 4 para evitar la concentración de la carga en un extremo del ancho del diente. Se adopta el valor  $\rho = 4$ .

Debido a que se necesita un acero con alto valor de  $\sigma_{adm}$  y luego de haber realizado varias iteraciones se selecciona el acero SAE 4340 (sin tratamiento) de  $\sigma_{adm} = 4550 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]$ .

Material	$\sigma_{adm}$ [Kg/cm <sup>2</sup> ]	HB
<b>Fundición gris</b>		
ASTM 25	560	174
ASTM 35	840	212
ASTM 50	1055	223
<b>Acero fundido (bajo carbono)</b>		
0.20% C (sin tratamiento térmico)	1400	180
0.20% C (templado en agua y revenido)	1750	250
<b>Acero al carbono forjado</b>		
SAE 1020 (endurecimiento sup. y templado en agua y revenido)	1260	156
SAE 1030 (sin tratamiento)	1400	180
SAE 1035 (sin tratamiento)	1600	190
SAE 1040 (sin tratamiento)	1750	202
SAE 1045 (sin tratamiento)	2100	215
SAE 1045 (endurecido por templado en agua y revenido)	2250	205
SAE 1050 (endurecido por templado en aceite y revenido)	2460	223
<b>Aceros aleados</b>		
SAE 2320 (endurecimiento sup. y templado en agua y revenido)	3500	225
SAE 2345 (endurecido por templado en aceite y revenido)	3500	475
SAE 3115 (endurecimiento sup. y templado en aceite y revenido)	2600	212
SAE 3145 (endurecido por templado en aceite y revenido)	3700	475
SAE 3245 (endurecido por templado en aceite y revenido)	4550	475
SAE 4340 (endurecido por templado en aceite y revenido)	4550	475
SAE 4640 (endurecido por templado en aceite y revenido)	3870	475
SAE 6145 (endurecido por templado en aceite y revenido)	4725	475
<b>Materiales a base de Cobre</b>		
SAE 43 (ASTM B147-52, 8 <sup>o</sup> ) (manganeso bronce)	1400	100
SAE 62 (ASTM B143-52, 1 <sup>o</sup> ) (bronce de cañón)	700	80
SAE 65 (ASTM B144-52, 3C) (fósforo bronce)	840	100
SAE 68 (ASTM B148-52, 98) (aluminio bronce tratado term.)	1540	180
<b>No metales</b>		
Baquelita, Micarta, Cederrón	420	

Figura 4.26 - Tensiones admisibles de materiales

El número de dientes se selecciona de tal forma de evitar la existencia de interferencia en el conjunto. Se adopta un ángulo de presión de 20° y una cantidad de dientes de Z=16.

14,5°		20°		25°	
Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda	Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda	Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda
< 23	Interf.	< 13	Interf.	< 9	Interf.
23	26	13	16	9	13
24	32	14	26	10	32
25	40	15	45	11	249
26	51	16	101	12	$\infty$
27	67	17	1309		
28	92	18	$\infty$		
29	133				
30	219				
31	496				
32	$\infty$				

Figura 4.27 - Tabla para evitar interferencia en engranajes

Z	$\phi = 14.5^\circ$	$\phi = 20^\circ$	Stub $\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$
10	0.056	0.064	0.083	0.076
12	0.067	0.078	0.099	0.088
13	0.070	0.083	0.103	0.093
14	0.072	0.088	0.108	0.098
15	0.075	0.092	0.111	0.102
16	0.077	0.094	0.115	0.106
17	0.080	0.096	0.117	0.109
18	0.083	0.098	0.120	0.112
19	0.087	0.100	0.123	0.115
20	0.090	0.102	0.125	0.118
21	0.092	0.104	0.127	0.120
23	0.094	0.106	0.130	0.124
25	0.097	0.108	0.133	0.128
27	0.100	0.111	0.136	0.131
30	0.102	0.114	0.139	0.135
34	0.104	0.118	0.142	0.140
38	0.107	0.122	0.145	0.144
43	0.110	0.126	0.147	0.148
50	0.112	0.130	0.151	0.152
60	0.114	0.134	0.154	0.156
75	0.116	0.138	0.158	0.161
100	0.118	0.142	0.161	0.166
150	0.120	0.146	0.165	0.171
300	0.122	0.150	0.170	0.176
Cremallera	0.124	0.154	0.175	0.180

Figura 4.28 - Factor de Forma

El factor de forma depende del número de dientes y del ángulo de presión. Para  $Z=16$  y  $\phi=20^\circ$ , el factor y resulta:

$$y_{16} = 0,094$$

$$p = \sqrt{\frac{F_t}{4 \times y \times \sigma_{adm}}} = 54,8 \text{ [mm]}$$

$$\text{Módulo} = M = \frac{p}{\pi} = 17,44 \text{ [mm]} \rightarrow \text{Se adopta } M = 18 \text{ [mm]}$$

$$D_p = M \times Z = 288 \text{ [mm]}$$

$$\omega_{engranaje 1} = \text{Se desea que el valor sea de } 4 \text{ [rpm]}$$

Una vez obtenido los parámetros del engranaje se debe proceder a la verificación del mismo que se realizará según Lewis y AGMA.

Verificación Lewis ( $F_t < F_b$ )

$$F_t = 503,23 \text{ [KN]} = 51314,36 \text{ [Kgf]}$$

$$F_b = 21,92 \text{ [cm]} \times 0,094 \times 5,48 \text{ [cm]} \times 4550 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right] = 51345,18 \text{ [Kgf]}$$

Se puede observar que **verifica** al criterio de Lewis.

### Verificación AGMA

#### ❖ **Flexión**

Una vez verificado el criterio de Lewis, debemos tomar otro criterio que tenga en cuenta las cargas de impacto que puedan presentarse y calcular que el engranaje tenga una resistencia a la fatiga correcta. El cálculo que propone la American Gear Manufacturers Association (AGMA) como resistencia a la flexión es la siguiente:

$$\sigma_t = \frac{W_T \times K_A}{K_V} \times \frac{K_S}{m \times F} \times \frac{K_M \times K_B \times K_I}{J}$$
$$\sigma_{adm} = \sigma_{at} \times \frac{K_L}{K_T \times K_R}$$

Hay tres grupos de términos: el primero se relaciona con la carga, el segundo con el tamaño de los dientes y el tercero con la distribución de los esfuerzos. Cada uno de los factores empíricos denominados K reflejan el daño extra causado por un efecto particular no uniforme identificable de forma separada.

- >  $\sigma_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{adm}$  = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{at}$  = Esfuerzo admisible según el material [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $W_T = F_t$  = Carga tangencial transmitida [kg]
- >  $K_A$  = Factor de sobrecarga
- >  $K_V$  = Factor de velocidad
- > m = módulo [cm]
- > F = b = Ancho del engranaje [cm]
- >  $K_S$  = Factor de tamaño
- >  $K_M$  = Factor de distribución de carga
- >  $K_B$  = Factor de flexión del aro
- >  $K_I$  = Factor de engranaje intermedio
- > J = Factor de geometría
- >  $K_L$  = Factor de duración
- >  $K_T$  = Factor de temperatura
- >  $K_R$  = Factor de confiabilidad

- $W_T$

$$W_T = F_t = 51314,36 [Kgf]$$

- $K_A$

Factor de sobrecarga o de aplicación: considera que  $W_t$  es el valor promedio de la carga transmitida por lo que la carga máxima real puede ser varias veces mayor debido a choques, ya sean en el sistema motor o en el impulsado. Puede ser obtenido de las siguientes tablas:

Sistema motriz	Sistema impulsado		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	$\geq 1,75$
Choques ligeros	1,25	1,50	$\geq 2,00$
Choques medianos	1,50	1,75	$\geq 2,25$

Para transmisiones de incremento de velocidad de rectos y cónicos aumentese 0,01  $(Z_G/Z_P)^2$ . Para helicoidales se requieren otras consideraciones. Si se aplica un factor de sobrecarga específico úsese 1 para  $K_R(C_R)$  y  $K_L(C_L)$ .

Sistema	Característica	Ejemplos
Motriz	Uniforme	Motores eléctricos, turbinas
	Choques ligeros	Motores de combustión interna, multicilíndricos
	Choques medianos	Motores de combustión interna, monocilíndricos
Impulsado	Uniforme	Ventiladores centrifugos, agitadores de líquidos, transportadores de banda (alimentación uniforme)
	Choques moderados	Ventiladores del tipo de lóbulo, agitadores de líquidos y sólidos, transportadores de banda (alimentación variable)
	Choques intensos	Trituradoras de mineral, compresores monocilíndricos, transportadores recíprocos

Tabla 10 – Tipos de sistemas motores e impulsados

Figura 4.29 - Tipos de sistemas motores e impulsados

$$K_A = 1$$

- $K_V$

Factor dinámico: tiene en cuenta las fuerzas internas generadas por imprecisiones en la fabricación y en el engranaje de los dientes (exactitud del perfil del diente, elasticidad del material y la velocidad). Será función del grado de calidad  $Q_v$  del engranaje (tolerancia de fabricación).

Este factor se obtiene en función de la calidad del tipo de fabricación  $Q_v$  (tolerancia de fabricación), la velocidad angular del engrane y radio medio del engrane:

Números de calidad de engranes AGMA recomendados para varias aplicaciones.	
Aplicación	$Q_v$
Mezclador de cemento	3-5
Horno de cemento	5-6
Transmisiones de acerías	5-6
Cosechadora de maíz	5-7
Grúas	5-7
Prensa troqueladora	5-7
Transportador de minas	5-7
Máquina de cajas de papel	6-8
Mecanismo medidor de gas	7-9
Taladro mecánico pequeño	7-9
Lavadora de ropa	8-10
Impresora	9-11
Mecanismo de computadora	10-11
Transmisión de auto	10-11
Transmisión de antena de radar	10-12
Transmisión de propulsión marina	10-12
Transmisión de motor de aeronave	10-13
Giroscopio	12-14

Figura 4.30 - Calidad de engranaje

Se optó por tomarlo como  $Q_v=7$ . Luego:

$$V_p = \omega \times R_{medio} = 0,576 \left[ \frac{m}{seg} \right]$$

Entonces, con estos datos obtenemos el factor a partir de:

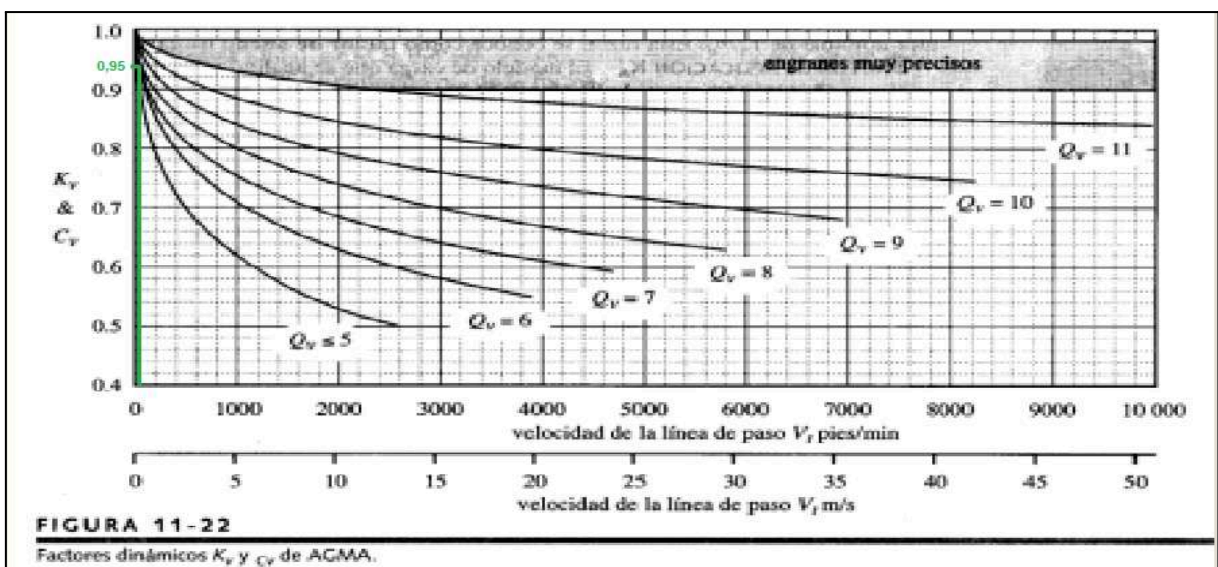


Figura 4.31 - Factores dinámicos  $K_v$  y  $C_v$



$$K_v = 0.95$$

- $K_s$

Factor de tamaño: su objetivo es considerar cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material. Depende principalmente del paso de los dientes, del diámetro de las ruedas, relación del tamaño entre los dientes y el diámetro de la rueda, ancho de la cara, esfuerzos máximos y gradiente de esfuerzos, relación entre la profundidad del temple superficial y el espesor de los dientes, templabilidad y tratamiento térmico de los materiales.

La recomendación de la AGMA es que se utilice un factor igual a la unidad “para la mayoría de los engranajes siempre que se haga una elección adecuada del acero para el tamaño de la pieza y el tratamiento térmico y el proceso de templado o endurecimiento.”

$$K_s = 1$$

- $K_M$

Factor de distribución de carga: se emplea para tomar en cuenta el desalineamiento de los ejes geométricos de rotación por algún motivo, errores de alineamiento originados por inexactitudes de los dientes, deflexiones elásticas causadas por la carga en ejes o árboles, cojinetes o en el alojamiento. En este caso, el engranaje tiene montaje interior y la cremallera está entre apoyos (montaje interior). Con estas consideraciones podemos entrar en la siguiente tabla.

Tipo de montaje	Aplicación		
	Ind. General	Automóviles	Aviones
Ambos engranes en montaje interior	1-1,00	1-1,00	1-1,25
Un engrane en montaje exterior	1,10-1,25	1,10-1,25	1,10-1,40
Ambos engranes en montaje exterior	1,25-1,40	-	1,25-1,50

Figura 4.32 - Factor de montaje

$$K_M = 1$$

- $K_I$

Factor de engranaje intermedio: considera que un engranaje de este tipo está sujeto a la vez a más ciclos de esfuerzo por unidad de tiempo y a cargas alternantes más elevadas.

En nuestro caso ya que no hay engranajes medios:

$$K_I = 1$$

- $K_B$

Factor de flexión del aro: considera los casos de engranaje de gran diámetro, hecho con un aro en lugar de un disco sólido.

Para engranajes sólidos:

$$K_B = 1$$

- J

Factor de geometría: el factor de geometría evalúa la forma (o perfil) del diente, la posición en la cual se le aplica la carga más peligrosa, concentración de tensiones y corrección debido a la forma geométrica y a la repartición de la carga entre uno o más pares de dientes. Debemos entrar por el eje de las abscisas con  $Z=16$  hasta intersectar una curva de 78 dientes (ya que es la cantidad de dientes del otro engranaje con el cual engrana). Por lo tanto, se obtiene:

$$J = 0,27$$

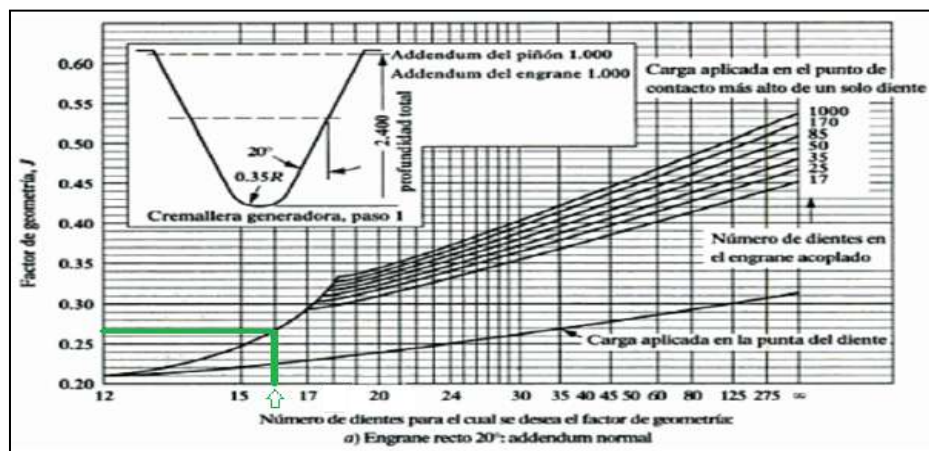


Figura 4.33 - Factor de geometría

- $K_L$

Factor de duración: se utiliza para obtener altas duraciones en cuanto a ciclos de carga. Las resistencias están basadas en  $10^7$  ciclos de carga en los dientes.

Vida de diseño recomendada	
Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, soldadores industriales	
maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores. Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986

Figura 4.34 - Factor de duración

Siguiendo la recomendación para la vida de diseño para una aplicación de tipo “Maquinaria industrial en general”, esta misma está en un rango de 20.000 a 30.000 horas. Por ende, el periodo puede calcularse como:

$$T[\text{seg}] = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{60}{n[\text{rpm}]} = \frac{60}{4[\text{rpm}]} = 15[\text{seg}]$$

$$\text{Número de ciclos} = \frac{\text{Vida}}{\text{Periodo de cada ciclo}}$$

Considerando una vida de diseño de 30.000hs (108.000.000 segundos), el número de ciclos estará comprendido entre:

$$N = 7.200.000 \text{ ciclos}$$

Por lo tanto, considerando una dureza de 475 [HB]:

Nº de ciclos	C <sub>L</sub>	K <sub>L</sub>				
		160 HB	250 HB	450 HB	Carb. sup.	Cónicos Carb. Sup.
1.000	-	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10.000	1,5	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
100.000	1,3	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
1.000.000	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10.000.000	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
≥100.000.000	1,0	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0

Superficie carburizada se refiere de 55 a 63 HRC

Tabla 17 – Factor de duración K<sub>L</sub> y C<sub>L</sub> para engranajes de acero

Figura 4.35 - Factor de duración K<sub>L</sub> y C<sub>L</sub>

$$K_L = 1$$

- K<sub>T</sub>

Factor de temperatura: se utiliza para ajustar el valor del esfuerzo admisible tomando en consideración la temperatura.

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620}$$

donde T<sub>F</sub> es la temperatura máxima de trabajo del aceite en °F

En los engranajes en los que el aceite o los cuerpos de los engranajes trabajan con temperaturas que no excedan de 250°F (120°C), al factor de temperatura se le puede asignar el valor de 1. Para acero, con temperaturas de trabajo entre 70 y 150°C.

Por lo tanto:

$$K_T = 1$$

- K<sub>R</sub>

Factor de confiabilidad: el factor de seguridad o de confiabilidad forma parte de la ecuación a fin de asegurar alta confiabilidad, o en algunos casos para permitir diseñar con ciertos riesgos calculados. Este valor se toma como:

$$K_R = 0.85$$

Confiabilidad	$C_R, K_R$
0,9	0,85
0,99	1,00
0,999	1,25
0,9999	1,50

Figura 4.36 - Factor de confiabilidad

Con todos estos factores podemos obtener:

$$\sigma_t = \frac{51314,36 \times 1}{0,95} \times \frac{1}{1,8 \times 21,92} \times \frac{1 \times 1 \times 1}{0,27} = 5070,36 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

Se procede a obtener la tensión admisible del material a partir de la siguiente tabla, la cual, si bien no arroja un valor de tensión admisible para el caso del acero SAE 4340, dureza de 475 HB con un tratamiento superficial (ya que el valor dado entre paréntesis es para engranajes cónicos), se puede tener en cuenta los valores para aceros de menor dureza y consultando otras bibliografías, se tiene una tensión de fluencia de:

Material	Clase AGMA	Designación comercial	Tratamiento térmico	Dureza mín. en superficie	Dureza núcleo	Sat [lb/plg <sup>2</sup> ]	Sac [lb/plg <sup>2</sup> ]
Acero	De A-1 a A-5		Templado completo y revenido	P 180 HB		25-33.000 (14.000)	85-95.000 (85.000)
				240 HB		31-41.000	105-115.000
				300 HB		36-47.000 (19.000)	120-135.000 (120.000)
				360 HB		40-52.000	145-160.000
				400 HB		42-56.000	155-170.000
				(450 HB)		(25.000)	(145.000)
			Endurecido por flameo o inducción (patrón A)	50 HB		45-55.000	170-190.000
				54 HB			175-195.000
			Endurecido por flameo o inducción (patrón B)			22.000	

Figura 4.37 - Dureza de acero

$$\sigma_{at} = 65000 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right] = 4570 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = 4570 \times \frac{1}{1 \times 0,85} = 5376,47 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{adm}$$

Por lo tanto, el criterio AGMA de seguridad **verifica** que el diseño es apto a la flexión.

#### ❖ **Desgaste**

Se debe calcular una tensión en función de ciertos valores que se proponen, siendo:

$$\sigma_c = C_P \times \sqrt{W_T \times C_A \times C_V \times \frac{C_S}{D_p \times F} \times \frac{C_M \times C_F}{I}}$$
$$\sigma_{adm} = \sigma_{ac} \times \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

Donde:

- >  $\sigma_c$  = Esfuerzo de contacto [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{adm}$  = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{ac}$  = Esfuerzo admisible por contacto [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $C_P$  = Coeficiente elástico
- >  $W_T = F_t$  = Carga tangencial transmitida [kg]
- >  $C_A = K_A$  = Factor de sobrecarga
- >  $C_V = K_V$  = Factor de velocidad
- >  $F = b$  = Ancho del engranaje [pulgada] ó [cm]
- >  $C_S = K_S$  = Factor de tamaño
- >  $C_M = K_M$  = Factor de distribución de carga
- >  $C_F$  = Factor de estado o condición de la superficie
- >  $I$  = Factor de geometría
- >  $C_L = K_L$  = Factor de duración
- >  $C_T = K_T$  = Factor de temperatura
- >  $C_R = K_R$  = Factor de confiabilidad
- >  $C_H$  = Factor de relación de dureza
- >  $D_p$  = Diámetro primitivo
- $C_P$

Coeficiente Elástico: depende de las propiedades elásticas de los materiales de los engranes. De la teoría de las superficies de contacto cilíndricas se observa que el

denominador contiene cuatro constantes elásticas, dos para el piñón y dos para su rueda, como un medio sencillo de combinar y tabular los resultados de diversas combinaciones de materiales de piñón y engrane.

La AGMA define este coeficiente según la siguiente tabla, la cual surge de cálculos a partir de los módulos de Poisson y de Young de cada material:

Material del Piñón	Material del Engrane					
	Acero	Fundición Maleable	Fundición Nodular	Fundición	Bronce de Aluminio	Bronce de Estaño
Acero	2300 (2800)	2180	2160	2100 (2450)	1950 (2400)	1900 (2350)
Fundición Maleable	2180	2090	2070	2020	1900	1850
Fundición Nodular	2160	2070	2050	2000	1880	1830
Fundición	2100 (2450)	2020	2000	1960 (2250)	1850 (2200)	1800 (2150)
Bronce de Aluminio	1950 (2400)	1900	1880	1850 (2200)	1750 (2150)	1700 (2100)
Bronce de Estaño	1900 (2350)	1850	1830	1800 (2150)	1700 (2100)	1650 (2050)

Relación de Poisson = 0,30 - Los valores entre ( ) son para engranajes cónicos

Figura 4.38 - Coeficiente elástico

$$C_p = 2300 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right]^{0,5} \rightarrow C_p = 610 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]^{0,5}$$

•  $C_F$

Factor de estado o condición de la superficie: El factor depende del acabado superficial (según sea afectado por el cortado, cepillado, pulimentado, rectificado, etc.), de los esfuerzos residuales y de los efectos plásticos (endurecimiento por el trabajo). Puede tomarse como la unidad, a menos que las pruebas o experiencias en el sitio de trabajo indique otra cosa. Por lo tanto, se optó por tomar:

$$C_F = 1$$

•  $I$

Factor de geometría: toma en cuenta el efecto de las proporciones dimensionales, tales como la curvatura del perfil durante el contacto, el ángulo de presión y la repartición de la carga. Teniendo el ángulo de presión (20°) y la relación de los engranajes (i=4,9) y el número de dientes del piñón (Np=16) se puede hallar el factor de geometría. Por lo tanto:

$$I = 0,104$$

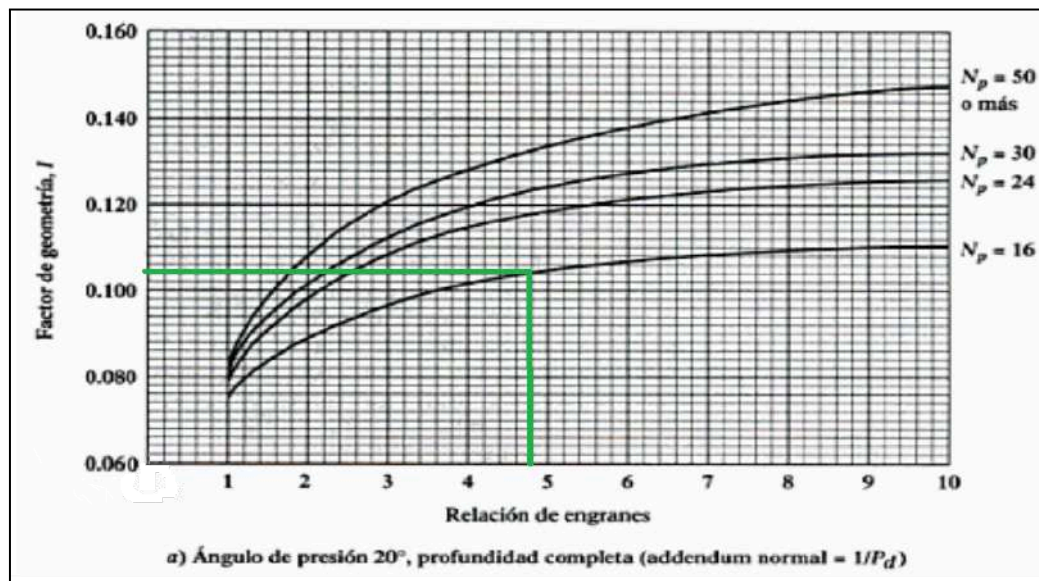


Figura 4.39 - Factor de geometría

- $C_H$

Factor de relación de dureza: tiene en cuenta la diferencia de dureza entre la cremallera y el engranaje. Como ambos engranajes serán fabricados del mismo material, este factor se tomará como:

$$C_H = 1$$

De esta forma, ya contamos con todos los coeficientes requeridos para determinar el esfuerzo de contacto real y comparar este esfuerzo con el máximo admisible, resultando:

$$\sigma_c = 610 \times \sqrt{51314,36 \times 1 \times 0,95 \times \frac{1}{28,8 \times 21,92} \times \frac{1 \times 1}{0,104}} = 16621,79 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

Se procede a obtener la tensión admisible del material a partir de la siguiente tabla, la cual, si bien no arroja un valor de tensión admisible para el caso del acero SAE 4340, dureza de 475 HB con un tratamiento superficial (ya que el valor dado entre paréntesis es para engranajes cónicos), se puede tener en cuenta los valores para aceros de menor dureza y consultando otras bibliografías, se tiene una tensión de fluencia de:



Material	Clase AGMA	Designación comercial	Tratamiento térmico	Dureza mín. en superficie	Dureza núcleo	Sat [lb/plg <sup>2</sup> ]	Sac [lb/plg <sup>2</sup> ]	
Acero	De A-1 a A-5		Templado completo y revenido	P 180 HB		25-33.000 (14.000)	85-95.000 (85.000)	
				240 HB		31-41.000	105-115.000	
				300 HB		36-47.000 (19.000)	120-135.000 (120.000)	
				360 HB		40-52.000	145-160.000	
				400 HB		42-56.000	155-170.000	
				(450 HB)		(25.000)	(145.000)	
			Endurecido por flameo o inducción (patrón A)	50 HB		45-55.000	170-190.000	
				54 HB			175-195.000	
				Endurecido por flameo o inducción (patrón B)			22.000	

Figura 4.40 - Dureza de acero

$$\sigma_{at} = 220000 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right] = 15467,53 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = 15467,53 \times \frac{1 \times 1}{1 \times 0,85} = 18197,09 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_c \leq \sigma_{adm}$$

Por lo tanto, la tensión de contacto real es inferior a la admisible y **verifica** el criterio ante desgaste superficial establecido por AGMA.

## Engranaje N°2

### Prediseño por fórmula de Lewis

Recordando que la velocidad del engranaje de los flotadores (secundario) es de 0,813 [rpm] y necesitamos una velocidad de 4 [rpm] en el eje colector, podemos obtener la relación de transmisión entre engranajes:

$$i = \frac{N_1}{N_2} = \frac{4}{0,813} = 4,9$$

$$Z_2 = Z_1 \times i = 78$$

Como el módulo es el mismo para ambos engranajes (M=18), podemos obtener el Dp del engranaje bajo estudio como:

$$D_p = M \times Z = 1404 [mm]$$

Luego, se puede apreciar en la siguiente tabla que con  $Z=16$  (piñón) y un ángulo de presión de  $20^\circ$ , el  $Z_{max}$  para la rueda es de 101. Como en nuestro caso tenemos que  $Z=78$  (rueda), se puede afirmar que no habrá interferencia alguna.

14.5°		20°		25°	
Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda	Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda	Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda
< 23	Interf.	< 13	Interf.	< 9	Interf.
23	26	13	16	9	13
24	32	14	26	10	32
25	40	15	45	11	249
26	51	16	101	12	$\infty$
27	67	17	1309		
28	92	18	$\infty$		
29	133				
30	219				
31	496				
32	$\infty$				

Figura 4.41 - Tabla de interferencias de engranajes

Z	$\phi = 14.5^\circ$	$\phi = 20^\circ$	Stub $\phi = 20^\circ$	$\phi = 25^\circ$
10	0.056	0.064	0.083	0.076
12	0.067	0.078	0.099	0.088
13	0.070	0.083	0.103	0.093
14	0.072	0.088	0.108	0.098
15	0.075	0.092	0.111	0.102
16	0.077	0.094	0.115	0.106
17	0.080	0.096	0.117	0.109
18	0.083	0.098	0.120	0.112
19	0.087	0.100	0.123	0.115
20	0.090	0.102	0.125	0.118
21	0.092	0.104	0.127	0.120
23	0.094	0.106	0.130	0.124
25	0.097	0.108	0.133	0.128
27	0.100	0.111	0.136	0.131
30	0.102	0.114	0.139	0.135
34	0.104	0.118	0.142	0.140
38	0.107	0.122	0.145	0.144
43	0.110	0.126	0.147	0.148
50	0.112	0.130	0.151	0.152
60	0.114	0.134	0.154	0.156
75	0.116	0.138	0.158	0.161
100	0.118	0.142	0.161	0.166
150	0.120	0.146	0.165	0.171
300	0.122	0.150	0.170	0.176
Cremallera	0.124	0.154	0.175	0.180

Figura 4.42 - Factor de forma

El factor de forma depende del número de dientes y del ángulo de presión. Para  $Z=78$  y  $\phi=20^\circ$ , el factor y resulta:

$$y_{16} = 0,138$$

$$p = \sqrt{\frac{F_t}{4 \times y \times \sigma_{adm}}} = 45,2 \text{ [mm]}$$

$$\text{Módulo} = 18 \text{ [mm]}$$

$$D_p = 1404 [mm]$$

$$\omega_{\text{engranaje 2}} = 0,813 [rpm]$$

Como la obtención de la ecuación de Lewis está basada en el supuesto de que la carga está distribuida uniformemente en todo el ancho y en algunas ocasiones esto dista mucho de la realidad (debido a desalineación o alabeo de los dientes, soportes elásticos, etc), el ancho de la cara  $b$  no debe ser demasiado grande en comparación con el paso  $p$  del diente. Se consideran como buenas las siguientes proporciones (son sólo sugerencias, y podrá haber muchas excepciones):  $2.5 p < b < 4 p$ .

Por lo tanto, la relación  $\rho$  entre el ancho del engranaje ( $b$ ) y el paso ( $p$ ) debe tener un valor entre 2.5 y 4 para evitar la concentración de la carga en un extremo del ancho del diente. Se adopta el valor  $\rho = 4$ .

Debido a que se necesita un acero con alto valor de  $\sigma_{adm}$  y luego de haber realizado varias iteraciones se selecciona el acero SAE 4340 (sin tratamiento) de  $\sigma_{adm} = 4550 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$ .

Una vez obtenido los parámetros del engranaje se debe proceder a la verificación del mismo que se realizará según Lewis y AGMA.

#### Verificación Lewis (Ft<Fb)

$$F_t = 503,23 [KN] = 51314,36 [Kgf]$$

$$F_b = 18,1 [cm] \times 0,138 \times 4,52 [cm] \times 4550 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right] = 51370,44 [Kgf]$$

Se puede observar que **verifica** al criterio de Lewis.

#### Verificación AGMA

##### ❖ **Flexión**

Una vez verificado el criterio de Lewis, debemos tomar otro criterio que tenga en cuenta las cargas de impacto que puedan presentarse y calcular que el engranaje tenga una resistencia a la fatiga correcta. El cálculo que propone la American Gear Manufacturers Association (AGMA) como resistencia a la flexión es la siguiente:

$$\sigma_t = \frac{W_T \times K_A}{K_V} \times \frac{K_S}{m \times F} \times \frac{K_M \times K_B \times K_I}{J}$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_{at} \times \frac{K_L}{K_T \times K_R}$$

Hay tres grupos de términos: el primero se relaciona con la carga, el segundo con el tamaño de los dientes y el tercero con la distribución de los esfuerzos. Cada uno de los factores empíricos denominados K reflejan el daño extra causado por un efecto particular no uniforme identificable de forma separada.

- $\sigma_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente [kg/cm<sup>2</sup>]
- $\sigma_{adm}$  = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm<sup>2</sup>]
- $\sigma_{at}$  = Esfuerzo admisible según el material [kg/cm<sup>2</sup>]
- $W_T = F_t$  = Carga tangencial transmitida [kg]
- $K_A$  = Factor de sobrecarga
- $K_V$  = Factor de velocidad
- m = módulo [cm]
- F = b = Ancho del engranaje [cm]
- $K_S$  = Factor de tamaño
- $K_M$  = Factor de distribución de carga
- $K_B$  = Factor de flexión del aro
- $K_I$  = Factor de engranaje intermedio
- J = Factor de geometría
- $K_L$  = Factor de duración
- $K_T$  = Factor de temperatura
- $K_R$  = Factor de confiabilidad

- $W_T$

$$W_T = F_t = 51314,36 [Kgf]$$

- $K_A$

Factor de sobrecarga o de aplicación: considera que  $W_t$  es el valor promedio de la carga transmitida por lo que la carga máxima real puede ser varias veces mayor debido a choques, ya sean en el sistema motor o en el impulsado. Puede ser obtenido de las siguientes tablas:

Sistema motriz	Sistema impulsado		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	≥1,75
Choques ligeros	1,25	1,50	≥2,00
Choques medianos	1,50	1,75	≥2,25

Para transmisiones de incremento de velocidad de rectos y cónicos aumentese 0,01  $(Z_G/Z_P)^2$ . Para helicoidales se requieren otras consideraciones. Si se aplica un factor de sobrecarga específico úsese 1 para  $K_R(C_R)$  y  $K_L(C_L)$ .

Sistema	Característica	Ejemplos
Motriz	Uniforme	Motores eléctricos, turbinas
	Choques ligeros	Motores de combustión interna, multicilíndricos
	Choques medianos	Motores de combustión interna, monocilíndricos
Impulsado	Uniforme	Ventiladores centrífugos, agitadores de líquidos, transportadores de banda (alimentación uniforme)
	Choques moderados	Ventiladores del tipo de lóbulo, agitadores de líquidos y sólidos, transportadores de banda (alimentación variable)
	Choques intensos	Trituradoras de mineral, compresores monocilíndricos, transportadores recíprocos

Tabla 10 – Tipos de sistemas motores e impulsados

Figura 4.43 - Tipos de sistemas motores e impulsados

$$K_A = 1$$

- $K_V$

**Factor dinámico:** tiene en cuenta las fuerzas internas generadas por imprecisiones en la fabricación y en el engranaje de los dientes (exactitud del perfil del diente, elasticidad del material y la velocidad). Será función del grado de calidad  $Q_v$  del engranaje (tolerancia de fabricación).

Este factor se obtiene en función de la calidad del tipo de fabricación  $Q_v$  (tolerancia de fabricación), la velocidad angular del engrane y radio medio del engrane:

Números de calidad de engranes AGMA recomendados para varias aplicaciones.	
Aplicación	$Q_v$
Mezclador de cemento	3-5
Horno de cemento	5-6
Transmisiones de acerías	5-6
Cosechadora de maíz	5-7
Grúas	5-7
Prensa troqueladora	5-7
Transportador de minas	5-7
Máquina de cajas de papel	6-8
Mecanismo medidor de gas	7-9
Taladro mecánico pequeño	7-9
Lavadora de ropa	8-10
Impresora	9-11
Mecanismo de computadora	10-11
Transmisión de auto	10-11
Transmisión de antena de radar	10-12
Transmisión de propulsión marina	10-12
Transmisión de motor de aeronave	10-13
Giroscopio	12-14

Figura 4.44 - Calidad de engranaje

Se optó por tomarlo como  $Q_v=7$ . Luego:

$$V_p = \omega \times R_{medio} = 0,569 \left[ \frac{m}{seg} \right]$$

Entonces, con estos datos obtenemos el factor a partir de:

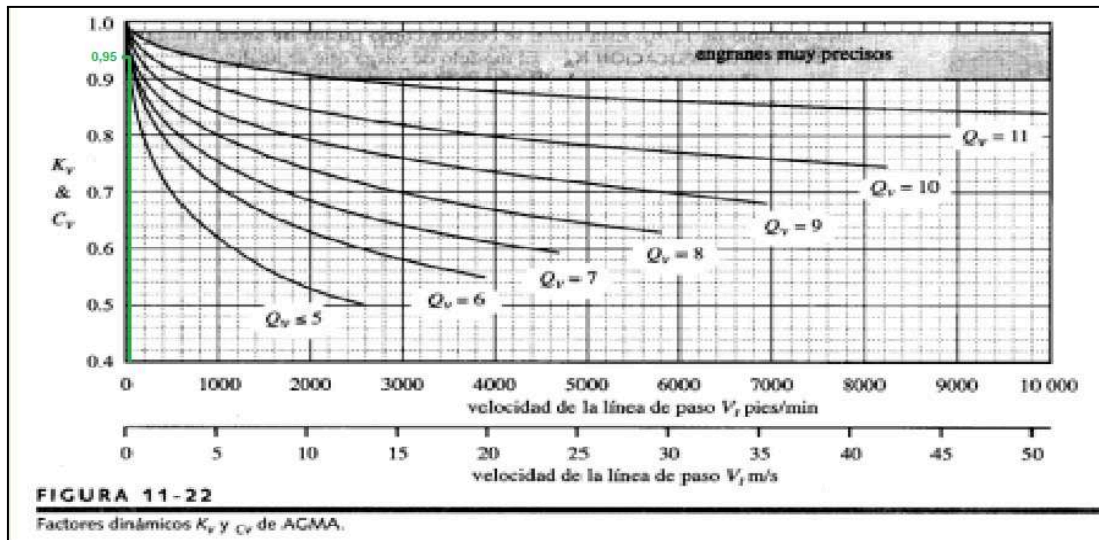


Figura 4.45 - Factores dinámicos  $K_v$  y  $C_v$

$$K_v = 0.95$$

- $K_S$

Factor de tamaño: su objetivo es considerar cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material. Depende principalmente del paso de los dientes, del diámetro de las ruedas, relación del tamaño entre los dientes y el diámetro de la rueda, ancho de la cara, esfuerzos máximos y gradiente de esfuerzos, relación entre la profundidad del temple superficial y el espesor de los dientes, templabilidad y tratamiento térmico de los materiales.

La recomendación de la AGMA es que se utilice un factor igual a la unidad “para la mayoría de los engranajes siempre que se haga una elección adecuada del acero para el tamaño de la pieza y el tratamiento térmico y el proceso de templado o endurecimiento.”

$$K_S = 1$$

- $K_M$

Factor de distribución de carga: se emplea para tomar en cuenta el desalineamiento de los ejes geométricos de rotación por algún motivo, errores de alineamiento originados por inexactitudes de los dientes, deflexiones elásticas causadas por la

carga en ejes o árboles, cojinetes o en el alojamiento. En este caso, el engranaje tiene montaje interior y la cremallera está entre apoyos (montaje interior). Con estas consideraciones podemos entrar en la siguiente tabla.

Tipo de montaje	Aplicación		
	Ind. General	Automóviles	Aviones
Ambos engranes en montaje interior	1-1,00	1-1,00	1-1,25
Un engrane en montaje exterior	1,10-1,25	1,10-1,25	1,10-1,40
Ambos engranes en montaje exterior	1,25-1,40	-	1,25-1,50

Figura 4.46 - Factor de montaje  $K_M$

$$K_M = 1$$

- $K_I$

Factor de engranaje intermedio: considera que un engranaje de este tipo está sujeto a la vez a más ciclos de esfuerzo por unidad de tiempo y a cargas alternantes más elevadas.

En nuestro caso, ya que no hay engranajes medios:

$$K_I = 1$$

- $K_B$

Factor de flexión del aro: considera los casos de engranaje de gran diámetro, hecho con un aro en lugar de un disco sólido.

Para engranajes sólidos:

$$K_B = 1$$

• J

Factor de geometría: el factor de geometría evalúa la forma (o perfil) del diente, la posición en la cual se le aplica la carga más peligrosa, concentración de tensiones y corrección debido a la forma geométrica y a la repartición de la carga entre uno o más pares de dientes. Debemos entrar por el eje de las abscisas con  $Z=78$  hasta intersectar una curva de 16 dientes (ya que es la cantidad de dientes del otro engranaje con el cual engrana). Por lo tanto, se obtiene:

$$J = 0,41$$

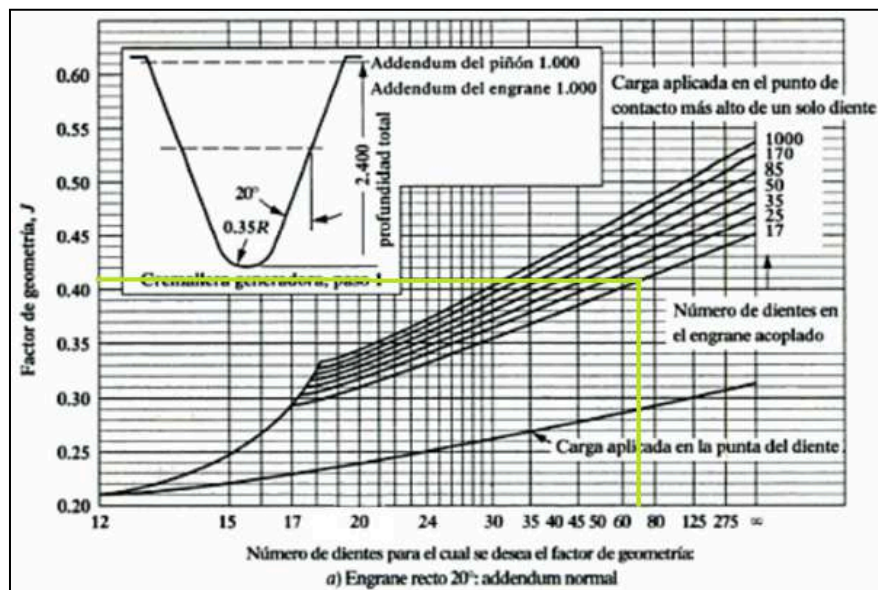


Figura 4.47 - Factor de geometría

•  $K_L$

Factor de duración: se utiliza para obtener altas duraciones en cuanto a ciclos de carga. Las resistencias están basadas en  $10^7$  ciclos de carga en los dientes.

Vida de diseño recomendada	
Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores. Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986

Figura 4.48 - Factor de duración



Siguiendo la recomendación para la vida de diseño para una aplicación de tipo “Maquinaria industrial en general”, esta misma está en un rango de 20.000 a 30.000 horas. Por ende, el periodo puede calcularse como:

$$T[seg] = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{60}{n[rpm]} = \frac{60}{0,813[rpm]} = 73,8[seg]$$

$$\text{Número de ciclos} = \frac{\text{Vida}}{\text{Periodo de cada ciclo}}$$

Considerando una vida de diseño de 30.000hs (108.000.000 segundos), el número de ciclos estará comprendido entre:

$$N = 1.500.000 \text{ ciclos}$$

Por lo tanto, considerando una dureza de 475 [HB]:

Nº de ciclos	C <sub>L</sub>	K <sub>L</sub>				
		160 HB	250 HB	450 HB	Carb. sup.	Cónicos Carb. Sup.
1.000	-	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10.000	1,5	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
100.000	1,3	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
1.000.000	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10.000.000	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
≥100.000.000	1,0	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0

Superficie carburizada se refiere de 55 a 63 HRC

Tabla 17 – Factor de duración K<sub>L</sub> y C<sub>L</sub> para engranajes de acero

Figura 4.49 - Factor de duración K<sub>L</sub> y C<sub>L</sub>

$$K_L = 1,2$$

• K<sub>T</sub>

Factor de temperatura: se utiliza para ajustar el valor del esfuerzo admisible tomando en consideración la temperatura.

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620}$$

donde T<sub>F</sub> es la temperatura máxima de trabajo del aceite en °F

En los engranajes en los que el aceite o los cuerpos de los engranajes trabajan con temperaturas que no excedan de 250°F (120°C), al factor de temperatura se le puede asignar el valor de 1. Para acero, con temperaturas de trabajo entre 70 y 150°C.

$$K_T = 1$$

•  $K_R$

Factor de confiabilidad: el factor de seguridad o de confiabilidad forma parte de la ecuación a fin de asegurar alta confiabilidad, o en algunos casos para permitir diseñar con ciertos riesgos calculados. Este valor se toma como:

$$K_R = 0.85$$

Confiabilidad	$C_R, K_R$
0,9	0,85
0,99	1,00
0,999	1,25
0,9999	1,50

Figura 4.50 - Factor de confiabilidad

Con todos estos factores podemos obtener:

$$\sigma_t = \frac{51314,36 \times 1}{0,95} \times \frac{1}{1,8 \times 18,1} \times \frac{1 \times 1 \times 1}{0,41} = 4043,71 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

Se procede a obtener la tensión admisible del material a partir de la siguiente tabla, la cual, si bien no arroja un valor de tensión admisible para el caso del acero SAE 4340, dureza de 475 HB con un tratamiento superficial (ya que el valor dado entre paréntesis es para engranajes cónicos), se puede tener en cuenta los valores para aceros de menor dureza y consultando otras bibliografías, se tiene una tensión de fluencia de:

Material	Clase AGMA	Designación comercial	Tratamiento térmico	Dureza mín. en superficie	Dureza núcleo	Sat [lb/plg <sup>2</sup> ]	Sac [lb/plg <sup>2</sup> ]
Acero	De A-1 a A-5		Templado completo y revenido	P 180 HB		25-33.000 (14.000)	85-95.000 (85.000)
				240 HB		31-41.000	105-115.000
				300 HB		36-47.000 (19.000)	120-135.000 (120.000)
				360 HB		40-52.000	145-160.000
				400 HB		42-56.000	155-170.000
				(450 HB)		(25.000)	(145.000)
			Endurecido por flameo o inducción (patrón A)	50 HB		45-55.000	170-190.000
				54 HB			175-195.000
			Endurecido por flameo o inducción (patrón B)			22.000	

Figura 4.51 - Dureza de acero

$$\sigma_{at} = 65000 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right] = 4570 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = 4570 \times \frac{1,2}{1 \times 0,85} = 6451,76 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{adm}$$

Por lo tanto, el criterio AGMA de seguridad **verifica** que el diseño es apto a la flexión.

#### ❖ **Desgaste**

Se debe calcular una tensión en función de ciertos valores que se proponen, siendo:

$$\sigma_c = C_P \times \sqrt{W_T \times C_A \times C_V \times \frac{C_S}{D_p \times F} \times \frac{C_M \times C_F}{I}}$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_{ac} \times \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

Donde:

- >  $\sigma_c$  = Esfuerzo de contacto [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{adm}$  = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{ac}$  = Esfuerzo admisible por contacto [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $C_P$  = Coeficiente elástico
- >  $W_T = F_t$  = Carga tangencial transmitida [kg]

- >  $C_A = K_A$  = Factor de sobrecarga
  - >  $C_V = K_V$  = Factor de velocidad
  - >  $F = b$  = Ancho del engranaje [pulgada] ó [cm]
  - >  $C_S = K_S$  = Factor de tamaño
  - >  $C_M = K_M$  = Factor de distribución de carga
  - >  $C_F$  = Factor de estado o condición de la superficie
  - >  $I$  = Factor de geometría
  - >  $C_L = K_L$  = Factor de duración
  - >  $C_T = K_T$  = Factor de temperatura
  - >  $C_R = K_R$  = Factor de confiabilidad
  - >  $C_H$  = Factor de relación de dureza
  - >  $D_p$  = Diámetro primitivo
- $C_p$

Coeficiente Elástico: depende de las propiedades elásticas de los materiales de los engranes. De la teoría de las superficies de contacto cilíndricas se observa que el denominador contiene cuatro constantes elásticas, dos para el piñón y dos para su rueda, como un medio sencillo de combinar y tabular los resultados de diversas combinaciones de materiales de piñón y engrane.

La AGMA define este coeficiente según la siguiente tabla, la cual surge de cálculos a partir de los módulos de Poisson y de Young de cada material:

Material del Piñón	Material del Engrane					
	Acero	Fundición Maleable	Fundición Nodular	Fundición	Bronce de Aluminio	Bronce de Estaño
Acero	2300 (2300)	2180	2160	2100 (2450)	1950 (2400)	1900 (2350)
Fundición Maleable	2180	2090	2070	2020	1900	1850
Fundición Nodular	2160	2070	2050	2000	1880	1830
Fundición	2100 (2450)	2020	2000	1960 (2250)	1850 (2200)	1800 (2150)
Bronce de Aluminio	1950 (2400)	1900	1880	1850 (2200)	1750 (2150)	1700 (2100)
Bronce de Estaño	1900 (2350)	1850	1830	1800 (2150)	1700 (2100)	1650 (2050)

Relación de Poisson = 0,30 - Los valores entre ( ) son para engranajes cónicos

Figura 4.52 - Coeficiente elástico

$$C_p = 2300 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right]^{0,5} \rightarrow C_p = 610 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]^{0,5}$$

•  $C_F$

Factor de estado o condición de la superficie: el factor depende del acabado superficial (según sea afectado por el cortado, cepillado, pulimentado, rectificado, etc.), de los esfuerzos residuales y de los efectos plásticos (endurecimiento por el trabajo). Puede tomarse como la unidad, a menos que las pruebas o experiencias en el sitio de trabajo indique otra cosa. Por lo tanto, se optó por tomar:

$$C_F = 1$$

•  $I$

Factor de geometría: toma en cuenta el efecto de las proporciones dimensionales, tales como la curvatura del perfil durante el contacto, el ángulo de presión y la repartición de la carga. Teniendo el ángulo de presión ( $20^\circ$ ) y la relación de los engranajes ( $i=4,9$ ) y el número de dientes del piñón ( $N_p=78$ ) se puede hallar el factor de geometría. Por lo tanto:

$$I = 0,134$$

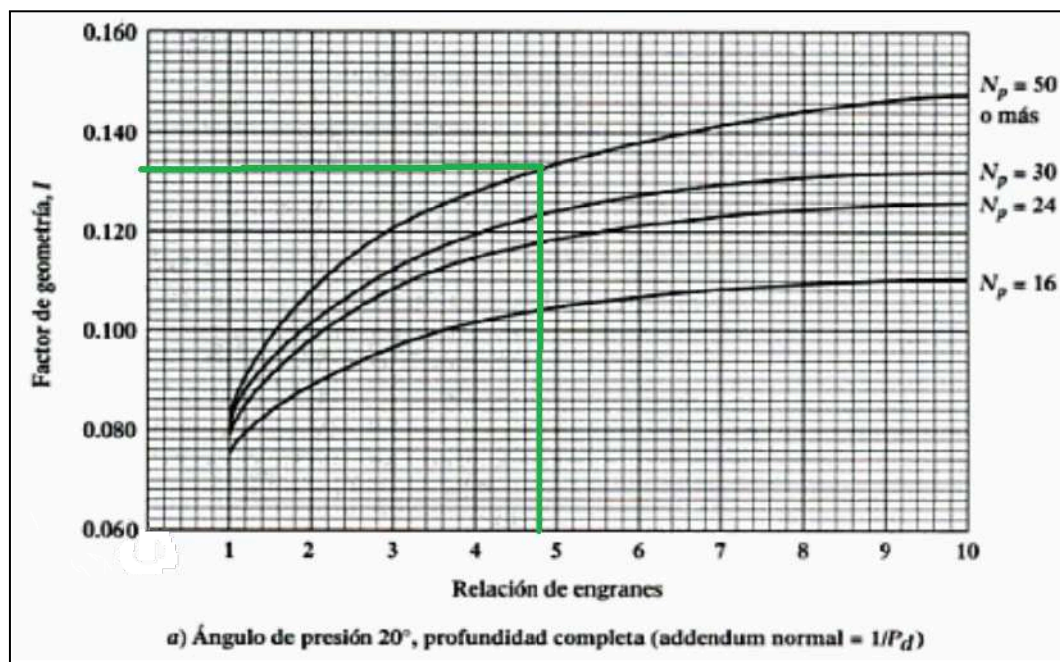


Figura 4.53 - Factor de geometría

•  $C_H$

Factor de relación de dureza: tiene en cuenta la diferencia de dureza entre la cremallera y el engranaje. Como ambos engranajes serán fabricados del mismo material, este factor se tomará como:

$$C_H = 1$$

De esta forma, ya contamos con todos los coeficientes requeridos para determinar el esfuerzo de contacto real y comparar este esfuerzo con el máximo admisible, resultando:

$$\sigma_c = 610 \times \sqrt{51314,36 \times 1 \times 0,95 \times \frac{1}{140,4 \times 18,1} \times \frac{1 \times 1}{0,134}} = 7298,54 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

Se procede a obtener la tensión admisible del material a partir de la siguiente tabla, la cual, si bien no arroja un valor de tensión admisible para el caso del acero SAE 4340, dureza de 475 HB con un tratamiento superficial (ya que el valor dado entre paréntesis es para engranajes cónicos), se puede tener en cuenta los valores para aceros de menor dureza y consultando otras bibliografías, se tiene una tensión de fluencia de:

Material	Clase AGMA	Designación comercial	Tratamiento térmico	Dureza min. en superficie	Dureza núcleo	Sat [lb/plg <sup>2</sup> ]	Sac [lb/plg <sup>2</sup> ]
Acero	De A-1 a A-5		Templado completo y revenido	P 180 HB		25-33.000 (14.000)	85-95.000 (85.000)
				240 HB		31-41.000	105-115.000
				300 HB		36-47.000 (19.000)	120-135.000 (120.000)
				360 HB		40-52.000	145-160.000
				400 HB		42-56.000	155-170.000
				(450 HB)		(25.000)	(145.000)
			Endurecido por flameo o inducción (patrón A)	50 HB		45-55.000	170-190.000
			Endurecido por flameo o inducción (patrón B)	54 HB			175-195.000
						22.000	

Figura 4.54 - Dureza de acero

$$\sigma_{at} = 220000 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right] = 15467,53 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = 15467,53 \times \frac{1,2 \times 1}{1 \times 0,85} = 21836,51 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_c \leq \sigma_{adm}$$

Por lo tanto, la tensión de contacto real es inferior a la admisible y **verifica** el criterio ante desgaste superficial establecido por AGMA.

### **4.3.3. EMBRAGUE**

Como se mencionó previamente, cada flotador en el sistema tiene su propia secuencia de movimiento. Por lo tanto, es necesario diseñar un sistema que permita el acoplamiento y desacoplamiento de cada flotador al eje colector de manera independiente.

Para lograr esto, se ha tomado la decisión de emplear un embrague accionado eléctricamente, lo que proporciona la ventaja de la automatización del proceso. Para seleccionar un embrague uno de los datos limitantes es el torque que debe soportar. Para ello se debe calcular el torque en el engranaje 3. Dado que ese valor es significativamente alto complica la búsqueda de un embrague que cumpla con estas especificaciones y también resulta en costos elevados. Este motivo también fue importante para seleccionar el sistema de engranajes adicional mencionado en el diseño del sistema para aumentar la velocidad y reducir el torque. Este enfoque permitirá una gestión más eficiente de las fuerzas involucradas en el sistema, facilitando la selección de componentes adecuados y optimizando los costos asociados.

Recordando los diámetros primitivos calculados para los engranajes 1 y 2, la relación de conversión es:

$$\frac{288[mm]}{1404[mm]} = 0,205$$

El torque en el engranaje 1 será de:

$$\text{Torq.eng.3} \times 0,205 = (503,230 \text{ [KN]} \times (0,324/2) \text{ [m]}) \times 0,205 = 16,71 \text{ [KNm]}$$

Tomando un factor de seguridad de 1,1, el torque para dimensionar el embrague será de  $16,71 \text{ [KNm]} \times 1,1 = 18,4 \text{ [KNm]}$ .

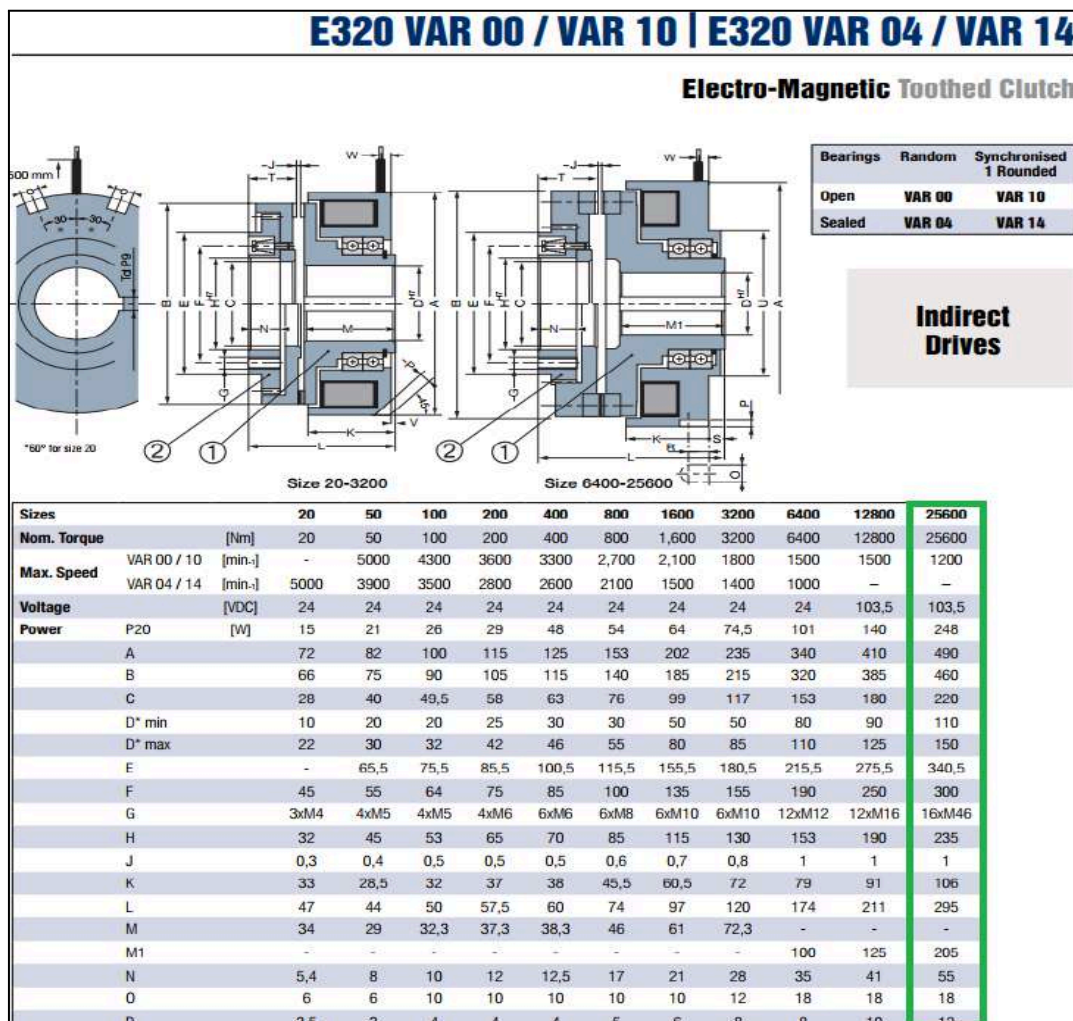


Figura 4.55 - Ficha técnica embrague

Se selecciona el modelo 25600 de la marca Warner Electric que soporta un torque de hasta 25,6 [KNm] y tiene una velocidad máxima de funcionamiento de 1200 RPM.

#### 4.3.4. CAJA MULTIPLICADORA

El eje colector 1 tiene una velocidad de 4 [rpm], por lo tanto se selecciona una caja multiplicadora para aumentar la velocidad a los valores de régimen del generador.

Se selecciona una caja multiplicadora del fabricante Rossi:





Figura 4.56 - Caja engranaje

7 - Cuadros de selección (reductores de ejes paralelos)

$n_1 \leq 90 \text{ min}^{-1}$

Tren de engr.	$i_N$	$n_{N2}$ min <sup>-1</sup>	Tamaño reductor													
			4000	4001	4500	4501	5000	5001	5600	5601	6300	6301	7101	8001		
2I	10	9	101 106 (180)	113 118 (206)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	11,2	8	89,1 106 (180)	99,2 118 (206)	109 132 (243)	124 150 (280)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	12,5	7,1	80,4 106 (180)	89,5 118 (206)	96,5 132 (243)	110 150 (280)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	14	6,3	70,8 106 (180)	78,8 118 (206)	86,9 132 (243)	92,4 140 (280)	135 200 (365)	159 236 (412)	181 272 (487)	186 281 (560)	248 376 (690)	266 404 (800)	447 670 (1220)	614 950 (1700)		
	16	5,6	61,4 106 (175)	68,4 118 (200)	76,6 132 (243)	87,1 150 (280)	118 200 (355)	139 236 (400)	160 272 (487)	175 297 (560)	220 384 (690)	253 450 (800)	388 670 (1250)	534 950 (1800)		
	18	5	56,6 106 (175)	63 118 (200)	66,6 132 (230)	75,7 150 (265)	108 200 (355)	127 236 (400)	140 272 (462)	151 292 (530)	206 400 (750)	232 450 (800)	351 670 (1220)	483 950 (1700)		
	20	4,5	49,1 106 (175)	54,7 118 (200)	60,5 132 (243)	68,7 150 (280)	94,2 200 (355)	111 236 (400)	128 272 (487)	143 303 (560)	174 385 (690)	200 450 (800)	311 670 (1250)	439 950 (1800)		
	22,4	4	44,4 106 (165)	49,4 118 (190)	53,3 132 (230)	60,6 150 (265)	83,8 200 (355)	98,8 236 (400)	112 272 (462)	121 293 (530)	163 400 (650)	183 450 (750)	281 670 (1220)	397 950 (1700)		
	25	3,55	40,8 109 (180)	45,6 122 (206)	48,4 132 (212)	55 150 (243)	76,2 200 (355)	89,9 272 (375)	99,9 272 (462)	109 298 (530)	-	-	260 710 (1250)	371 1000 (1800)		
	3I	28	3,15	35,9 109 (180)	40,1 122 (206)	42,8 132 (236)	48,7 150 (280)	67,7 206 (365)	82,2 250 (412)	88,1 272 (487)	97,2 300 (560)	133 388 (690)	154 450 (800)	242 710 (1250)	327 1000 (1800)	
31,5		2,8	31,1 109 (180)	34,8 122 (206)	40 140 (243)	45,8 160 (280)	59,2 206 (355)	71,9 250 (400)	80,5 280 (487)	90 313 (560)	119 400 (690)	132 450 (800)	210 710 (1250)	284 1000 (1800)		
35,5		2,5	28,6 109 (160)	32 122 (206)	34,8 140 (243)	39,8 160 (272)	53,7 206 (355)	65,2 250 (400)	70,6 280 (462)	78,8 313 (530)	107 400 (690)	120 450 (800)	190 710 (1220)	256 1000 (1700)		
40		2,24	24,9 109 (175)	27,8 122 (200)	32 140 (243)	36,5 160 (280)	47 206 (355)	57,1 250 (400)	64,4 280 (487)	72,5 315 (560)	93 400 (690)	103 450 (800)	165 710 (1250)	223 1000 (1800)		
45		2	22,7 109 (175)	25,4 122 (200)	27,8 140 (230)	31,8 160 (265)	42,7 206 (355)	51,8 250 (400)	56 280 (462)	63 315 (530)	82,9 400 (690)	94,4 450 (800)	146 710 (1250)	206 1000 (1800)		
50		1,8	19,7 109 (175)	22,1 122 (200)	25,4 140 (243)	29 160 (280)	37,3 206 (355)	45,3 250 (400)	50,7 280 (487)	57,1 315 (560)	72 400 (690)	79,6 450 (800)	127 710 (1250)	179 1000 (1800)		
56		1,6	17,9 109 (175)	20 122 (200)	22,1 140 (230)	25,2 160 (265)	34,7 206 (355)	42,1 250 (400)	44,5 280 (462)	50 315 (530)	65,8 400 (690)	75 450 (800)	118 710 (1250)	159 1000 (1800)		
63		1,4	15,5 109 (175)	17,4 122 (200)	20 140 (243)	22,8 160 (280)	30,3 206 (355)	36,8 250 (400)	41,2 280 (487)	46,4 315 (560)	57,2 400 (690)	63,2 450 (800)	103 710 (1250)	138 1000 (1800)		
71		1,25	14,6 109 (175)	16,3 122 (200)	17,4 140 (230)	19,9 160 (265)	27,3 206 (355)	33,1 250 (400)	36,1 280 (462)	40,7 315 (530)	52,7 400 (690)	58 450 (800)	93,5 710 (1250)	126 1000 (1800)		
80		1,12	12,6 109 (175)	14,1 122 (200)	16,3 140 (243)	18,6 160 (280)	23,9 206 (355)	29 250 (400)	32,5 280 (487)	36,5 315 (560)	45,8 400 (690)	50,6 450 (800)	81,1 710 (1250)	109 1000 (1800)		
90		1	11,6 109 (175)	13 122 (200)	14,1 140 (230)	16,2 160 (265)	21,9 206 (355)	26,5 250 (400)	28,5 280 (482)	32 315 (530)	41,3 400 (650)	46,4 450 (750)	74,8 710 (1250)	104 1000 (1800)		
100		0,9	10,1 109 (175)	11,3 122 (200)	12,8 140 (243)	14,7 160 (280)	19,1 206 (355)	23,2 250 (400)	26 280 (487)	29,2 315 (560)	36,1 400 (690)	39,9 450 (800)	64,9 710 (1250)	89,9 1000 (1800)		
125		0,71	-	-	10,3 140 (212)	11,7 160 (243)	-	-	20,8 280 (425)	23,4 315 (467)	-	-	-	-		

Figura 4.57 - Selección caja engranajes

Se selecciona el modelo 3L 4000 de ejes paralelos con relación de conversión de 25. Las dimensiones son las siguientes:

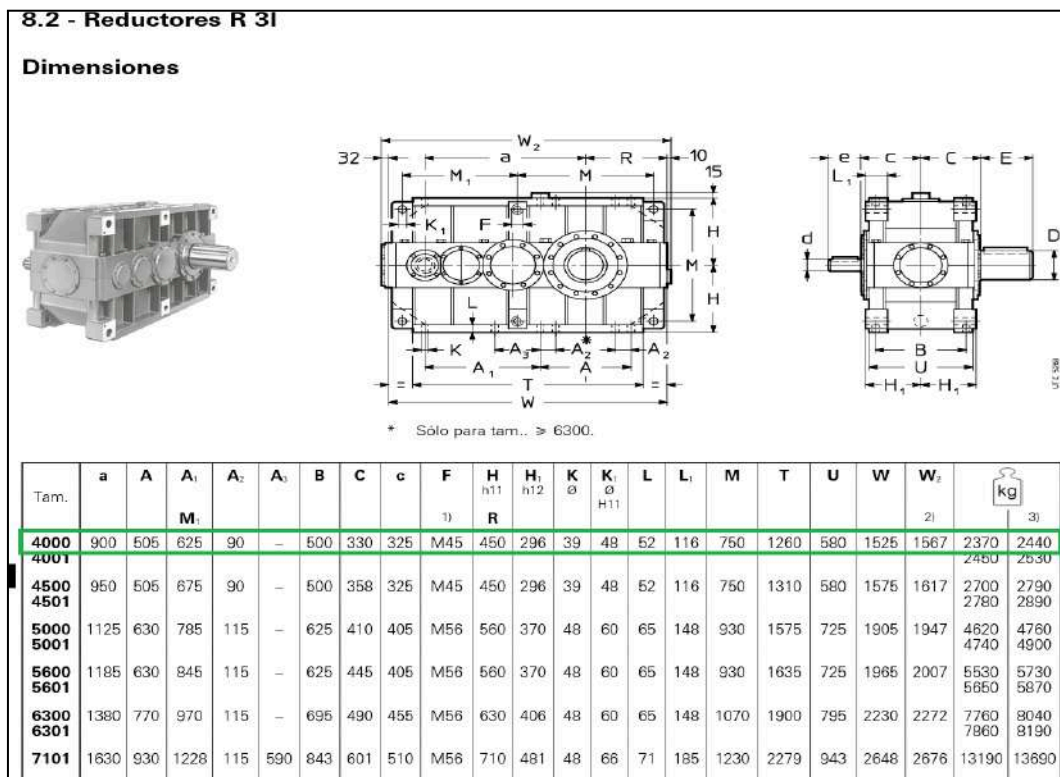


Figura 4.58 - Dimensiones caja engranajes

Por lo tanto, la caja multiplicadora Rossi seleccionada es de la Serie H, modelo 3L 4000 con las siguientes características:

- De ejes paralelos
- Relación de conversión  $i = 25$
- Diámetro entrada de 190 [mm]
- Diámetro de salida de 80 [mm]
- $P_{n2} = 40,8$  [KW]
- $M_{n2} = 109$  [KNm]
- $M_{n2\ max} = 180$  [KNm]

### Factor de servicio según fabricante

El factor de servicio  $f_s$  tiene en cuenta las distintas condiciones de funcionamiento (naturaleza de la carga, duración, frecuencia de arranque, velocidad angular  $n_2$ , otras consideraciones) a las que puede ser sometida la caja y que son necesarias para los cálculos de selección y verificación de la propia caja multiplicadora.

Las potencias y los pares indicados en el catálogo son nominales (es decir válidos para  $f_s = 1$ ).

Factor de servicio  $f_{s1}$  en función de la naturaleza de la carga y de la duración de funcionamiento:

Naturaleza de la carga <sup>1)</sup> de la máquina accionada		$f_{s1}$				
		Duración del funcionamiento [h/d]				
Ref.	Descripción	2	4	8	16	24
a	<b>Uniforme</b>	1	1	1	1,18	1,32
b	<b>Sobrecargas moderadas</b> (1,6 veces la carga normal)	1,12	1,18	1,25	1,5	1,7
c	<b>Sobrecargas fuertes</b> (2,5 veces la carga normal)	1,4	1,5	1,7	2	2,24

Figura 4.59 - Factor de servicio  $f_{s1}$

$$f_{s1} = 1$$

Factor de servicio  $f_{s2}$  en función de la naturaleza de la carga y de la frecuencia de arranque:

Naturaleza de la carga <sup>1)</sup> de la máquina accionada		$f_{s2}$					
		Frecuencia de arranque z [arr./h]					
Ref.	Descripción	1	2	4	8	16	32
a	<b>Uniforme</b>	1	1,06	1,12	1,18	1,25	1,5
b	<b>Sobrecargas moderadas</b> (1,6 veces la carga normal)	1	1	1,06	1,12	1,18	1,4
c	<b>Sobrecargas fuertes</b> (2,5 veces la carga normal)	1	1	1	1,06	1,12	1,32

Figura 4.60 - Factor de servicio  $f_{s2}$

$$f_{s2} = 1$$

Factor de servicio  $f_{s3}$  en función del tipo de motor:

Tipo del motor	$f_{s3}$
<b>Eléctrico, turbina</b>	1
<b>Eléctrico trifásico, freno</b>	1,06 <sup>4)</sup>
<b>De combustión</b> pluricilíndrico	1,25
<b>interior</b> monocilíndrico	1,5

Figura 4.61 - Factor de servicio  $f_{s3}$

$$f_{s3} = 1$$

Factor de servicio  $f_{s4}$  en función del grado de fiabilidad:

Grado de fiabilidad <sup>5)</sup>	$f_{s4}$
<b>Normal</b>	1
<b>Medio</b>	1,25
<b>Elevado</b>	1,4

Figura 4.62 - Factor de servicio  $f_{s4}$

$$f_{s4} = 1$$

Factor de servicio  $f_{s5}$  en función de la velocidad angular de salida  $n_2$ :

Velocidad de salida $n_2$ [min <sup>-1</sup> ]	$f_{s5}$
<b>&gt; 560</b>	1,32
<b>560 ÷ 355</b>	1,25
<b>355 ÷ 224</b>	1,18
<b>224 ÷ 140</b>	1,12
<b>140 ÷ 90</b>	1,06
<b>≤ 90</b>	1

Figura 4.63 - Factor de servicio  $f_{s5}$

$$f_{s5} = 1,06$$

Luego:

$$f_s = f_{s1} \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot f_{s4} \cdot f_{s5} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,06 = 1,06$$

Luego la potencia para dimensionar será:

$$P = P_{real} \cdot f_s = 7 \text{ [KW]} \times 1,06 = 7,42 \text{ [KW]}$$

La caja seleccionada soporta una potencia máxima de  $P_{n2} = 40,8 \text{ [KW]}$ , por lo que la selección se encuentra **verificada**.

**Verificación potencia térmica según fabricante**

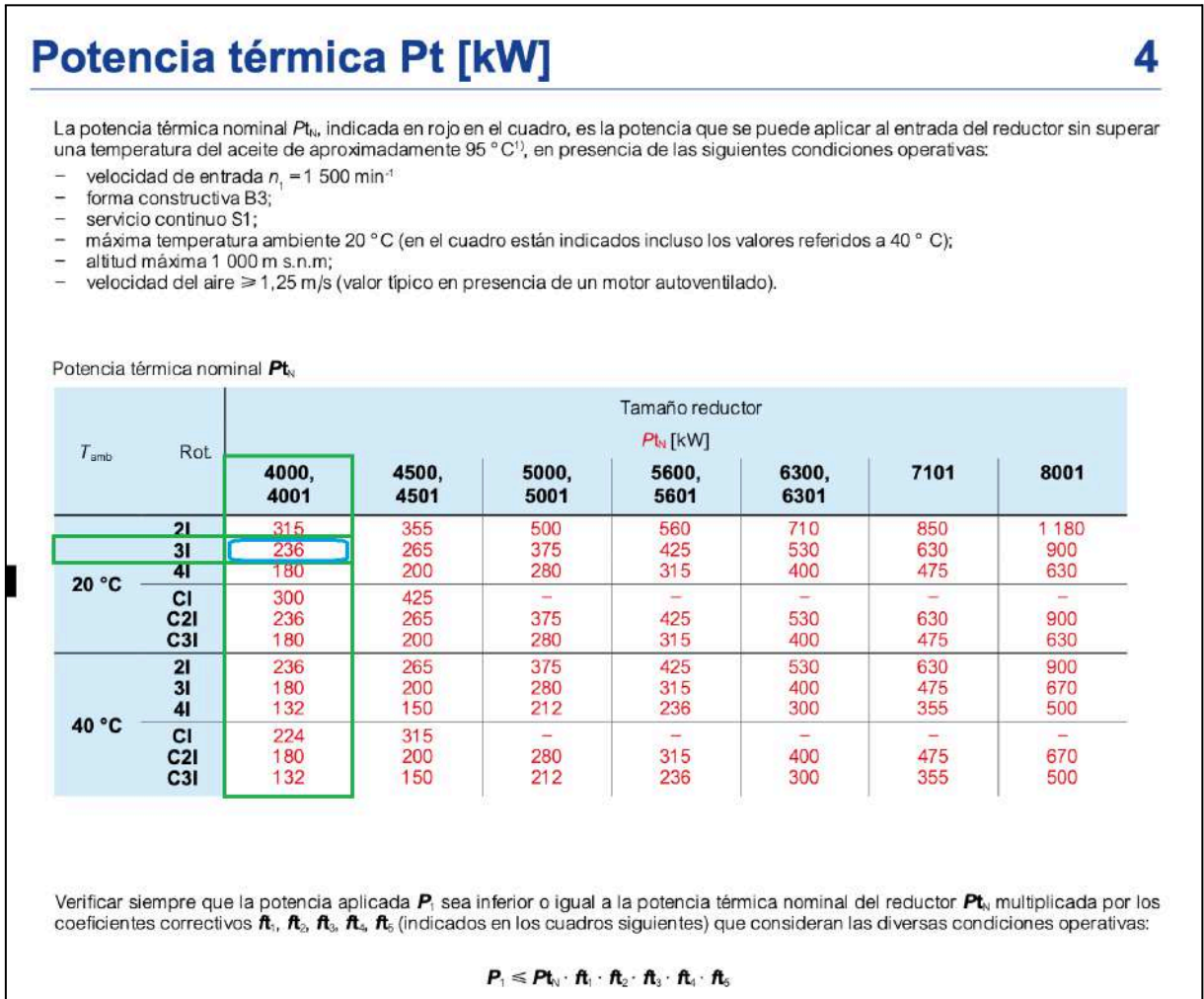


Figura 4.64 - Potencia térmica

La serie 3L 4000 tiene una potencia térmica nominal de 236 [KW].

Factor térmico  $f_{t1}$  ( $= f_{t1a} \cdot f_{t1b}$ ) en función del **sistema de refrigeración** y de la **velocidad en entrada  $n_1$**

Sistema de refrigeración			$f_{t1a} \cdot f_{t1b}$ velocidad en entrada $n_1$ [min <sup>-1</sup> ]				
			750	1 000	1 200	1 500	1 800
$f_{t1a}$	Convección natural	tren de engranajes 2I, CI 3I, 4I, C2I, C3I	1,18 1,06	1,12 1,06	1,06 1,03	1 1	0,85 0,95
		con 1 ventilador radial (ejes paralelos)	1,12	1,18	1,25	1,32	1,4
$f_{t1b}$	Ventilación forzada <sup>3) 4) 6)</sup>	con 2 ventiladores radiales (ejes paralelos) con 1 ventilador radial (ejes ortogonales)	1,25	1,4	1,6	1,8 <sup>5)</sup>	2
		Con serpentín de agua <sup>4)</sup>	2				

Factor térmico  $f_{t2}$  en función de la **temperatura ambiente** y del **servicio**

Temperatura máxima ambiente [°C]	Servicio continuo S1	$f_{t2}$ Servicio de carga intermitente S3 ... S6 Relación de intermitencia [%] para 60 min de funcionamiento <sup>7)</sup>			
		60	40	25	15
		50	0,6	0,71	0,8
40	0,75	0,9	1	1,12	1,25
30	0,9	1,06	1,18	1,32	1,5
20	1	1,18	1,32	1,5	1,7
≤ 10	1,12	1,32	1,5	1,7	1,9

Factor térmico  $f_{t3}$  en función de la **altitud de instalación**

Altitud s.n.m. [m]	$f_{t3}$
≤ 1 000	1
1 000 + 2 000	0,95
2 000 + 3 000	0,9
3 000 + 4 000	0,85
≥ 4 000	0,8

Factor térmico  $f_{t4}$  en función de la **forma constructiva** (ver también cap. 8, 10): donde no especificado  $f_{t4} = 1$

Tren de engranajes	$f_{t4}$ forma constructiva					
	B3	B6	B7	V5	V6	
2I	1	0,9	0,8	0,8	0,9	
3I	1	0,9	0,8	0,8	0,9	
4I	1	0,9	0,8	0,8	0,9	
CI	UO1A, UO1A sin, UO1F, UO1F sin, UO1N, UO1N sin UO1V, UO1V sin, UO1S, UO1S sin, UO1L, UO1L sin	1	0,85	0,71	0,85 rueda lenta abajo 0,71 rueda lenta arriba	
	UO1H, UO1H sin, UO1G, UO1G sin, UO1M, UO1M sin	0,85	0,71	0,6	0,71 rueda lenta abajo 0,6 rueda lenta arriba	
C2I	UO1A, UO1A sin, UO1F, UO1F sin, UO1N, UO1N sin UO1V, UO1V sin, UO1S, UO1S sin, UO1L, UO1L sin	1	0,9	0,8	0,9 rueda lenta arriba 0,8 rueda lenta abajo	
	UO1H, UO1G, UO1M	0,9	0,8	0,71	0,8 rueda lenta arriba 0,71 rueda lenta abajo	
C3I		1	0,9	0,8	0,9 rueda lenta abajo 0,8 rueda lenta arriba	

Figura 4.65 - Resumen tabla de factores térmicos

Velocidad del aire m/s	Ambiente de instalación	$f_{t5}$
< 0,63	muy estrecho o sin movimientos de aire o con reductor protegido	consultamos
0,63	estrecho y con movimientos del aire limitados	0,71
1	amplio y sin ventilación	0,9
1,25	amplio y con ligera ventilación (ej.: presencia de motor autoventilado)	1
2,5	abierto y ventilado	1,18
4	con fuertes movimientos del aire	1,32

Figura 4.66 - Factor térmico  $f_{t5}$

Donde:

➤  $F_{t1} = 1,06$

➤  $F_{t2} = 1$

- $F_{t3} = 1$
- $F_{t4} = 1$
- $F_{t5} = 1,18$

Luego:

$$P_1 < 236 [KW] \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,18 = 295,2 [KW]$$

Como  $P_1 = 7 [KW]$ , se cumple la condición y la caja multiplicadora queda **verificada**.

#### 4.3.5. ENGRANAJES RODAMIENTOS ÚNICO SENTIDO

El movimiento de los flotadores es de ascenso y descenso. Por lo que cuando el flotador asciende el engranaje girará en sentido anti-horario y cuando el flotador desciende en sentido horario.

Para que el generador gire siempre en el mismo sentido se debe diseñar un mecanismo que permita dicho movimiento. Este engranaje ya fue diseñado y aplicado por estudiantes e ingenieros de la facultad UNMDP.

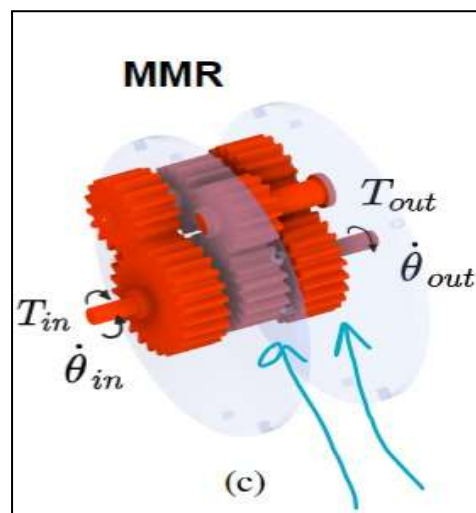


Figura 4.67 - Esquema sistema de engranajes OWB

Su funcionamiento fue estudiado en la investigación mencionada de la cuál se partió en este trabajo. Tomando esos datos se procede a realizar la verificación de los engranajes de dicho sistema de giro único.

Para comenzar el cálculo se hace un prediseño por Lewis. Partiendo de la igualdad entre  $F_t$  y  $F_b$  ( para verificar Lewis), y del dato de la fuerza que hace el flotador ya calculado anteriormente:

$$F_t = 503,23 [KN] = 51314,36 [Kgf]$$

$$F_b = b \times y \times p \times \sigma_{adm} = \rho \times y \times p^2 \times \sigma_{adm}$$

Como la obtención de la ecuación de Lewis está basada en el supuesto de que la carga está distribuida uniformemente en todo el ancho y en algunas ocasiones esto dista mucho de la realidad (debido a desalineación o alabeo de los dientes, soportes elásticos, etc), el ancho de la cara  $b$  no debe ser demasiado grande en comparación con el paso  $p$  del diente. Se consideran como buenas las siguientes proporciones (son sólo sugerencias, y podrá haber muchas excepciones):  $2.5 p < b < 4 p$ .

Por lo tanto, la relación  $\rho$  entre el ancho del engranaje ( $b$ ) y el paso ( $p$ ) debe tener un valor entre 2.5 y 4 para evitar la concentración de la carga en un extremo del ancho del diente. Se adopta el valor  $\rho = 4$ .

El  $\sigma_{adm}$  depende únicamente del material. Se opta por elegir un acero SAE 4340 (sin tratamiento) por lo cual  $\sigma_{adm} = 4550 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$ .

Material	$\sigma_{adm} [Kg/cm^2]$	HB
<b>Fundición gris</b>		
ASTM 25	560	174
ASTM 35	840	212
ASTM 50	1055	223
<b>Acero fundido (bajo carbono)</b>		
0.20% C (sin tratamiento térmico)	1400	180
0.20% C (templado en agua y revenido)	1750	250
<b>Acero al carbono forjado</b>		
SAE 1020 (endurecimiento sup. y templado en agua y revenido)	1260	156
SAE 1030 (sin tratamiento)	1400	180
SAE 1035 (sin tratamiento)	1600	190
SAE 1040 (sin tratamiento)	1750	202
SAE 1045 (sin tratamiento)	2100	215
SAE 1045 (endurecido por templado en agua y revenido)	2250	205
SAE 1050 (endurecido por templado en aceite y revenido)	2460	223
<b>Aceros aleados</b>		
SAE 2320 (endurecimiento sup. y templado en agua y revenido)	3500	225
SAE 2345 (endurecido por templado en aceite y revenido)	3500	475
SAE 3115 (endurecimiento sup. y templado en aceite y revenido)	2600	212
SAE 3145 (endurecido por templado en aceite y revenido)	3700	475
SAE 3245 (endurecido por templado en aceite y revenido)	4550	475
SAE 4340 (endurecido por templado en aceite y revenido)	4550	475
SAE 4640 (endurecido por templado en aceite y revenido)	3870	475
SAE 6145 (endurecido por templado en aceite y revenido)	4725	475
<b>Materiales a base de Cobre</b>		
SAE 43 (ASTM B147-52, 8 <sup>o</sup> ) (manganeso bronce)	1400	100
SAE 62 (ASTM B143-52, 1 <sup>o</sup> ) (bronce de cañón)	700	80
SAE 65 (ASTM B144-52, 3C) (fósforo bronce)	840	100
SAE 68 (ASTM B148-52, 98) (aluminio bronce tratado term.)	1540	180
<b>No metales</b>		
Baquelita, Micarta, Cederrón	420	

Figura 4.68 - Tensiones admisibles de distintos materiales



El número de dientes se selecciona de tal forma de evitar la existencia de interferencia en el conjunto. Se adopta un ángulo de presión de 20°, para el cual el valor mínimo que garantiza estas condiciones es de 18 dientes. Se decide adoptar Z=20.

14.5°		20°		25°	
Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda	Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda	Dientes piñón	Dientes máx. de la rueda
< 23	Interf.	< 13	Interf.	< 9	Interf.
23	26	13	16	9	13
24	32	14	26	10	32
25	40	15	45	11	249
26	51	16	101	12	∞
27	67	17	1309		
28	92	18	∞		
29	133				
30	219				
31	496				
32	∞				

Figura 4.69 - Tabla de interferencia en engranajes

Z	Ø = 14.5°	Ø = 20°	Stub Ø = 20°	Ø = 25°
10	0.056	0.064	0.083	0.076
12	0.067	0.078	0.099	0.088
13	0.070	0.083	0.103	0.093
14	0.072	0.088	0.108	0.098
15	0.075	0.092	0.111	0.102
16	0.077	0.094	0.115	0.106
17	0.080	0.096	0.117	0.109
18	0.083	0.098	0.120	0.112
19	0.087	0.100	0.123	0.115
20	0.090	0.102	0.125	0.118
21	0.092	0.104	0.127	0.120
23	0.094	0.106	0.130	0.124
25	0.097	0.108	0.133	0.128
27	0.100	0.111	0.136	0.131
30	0.102	0.114	0.139	0.135
34	0.104	0.118	0.142	0.140
38	0.107	0.122	0.145	0.144
43	0.110	0.126	0.147	0.148
50	0.112	0.130	0.151	0.152
60	0.114	0.134	0.154	0.156
75	0.116	0.138	0.158	0.161
100	0.118	0.142	0.161	0.166
150	0.120	0.146	0.165	0.171
300	0.122	0.150	0.170	0.176
Cremallera	0.124	0.154	0.175	0.180

Figura 4.70 - Factor de forma y

El factor de forma depende del número de dientes y del ángulo de presión. Para  $Z=20$  y  $\varphi=20^\circ$ , el factor y resulta:

$$y_{20} = 0,102$$

$$p = \sqrt{\frac{F_t}{4 \times y \times \sigma_{adm}}} = 52,6 [mm]$$

$$\text{Módulo} = \frac{p}{\pi} = 18 [mm]$$

$$D_p = M \times Z = 360 [mm]$$

$$\omega_{engranaje} = 100 [rpm]$$

$V = \omega \times R = 100 [rpm] \times 0,18 [m] = 10,47 [1/seg] \times 0,18 [m] = 1,9 [m/seg]$   
Una vez obtenido los parámetros del engranaje se debe proceder a la verificación del mismo que se realizará según Lewis y AGMA.

#### Verificación Lewis ( $F_t < F_b$ )

$$F_t = 503,23 [KN] = 51314,36 [Kgf]$$

$$F_b = 21,4 [cm] \times 0,102 \times 5,26 [cm] \times 4550 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right] = 51338,24 [Kgf]$$

Se puede observar que **verifica** al criterio de Lewis.

#### Verificación AGMA

##### ❖ **Flexión**

Una vez verificado el criterio de Lewis, debemos tomar otro criterio que tenga en cuenta las cargas de impacto que puedan presentarse y calcular que el engranaje tenga una resistencia a la fatiga correcta. El cálculo que propone la American Gear Manufacturers Association (AGMA) como resistencia a la flexión es la siguiente:

$$\sigma_t = \frac{W_T \times K_A}{K_V} \times \frac{K_S}{m \times F} \times \frac{K_M \times K_B \times K_I}{J}$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_{at} \times \frac{K_L}{K_T \times K_R}$$

Hay tres grupos de términos: el primero se relaciona con la carga, el segundo con el

tamaño de los dientes y el tercero con la distribución de los esfuerzos. Cada uno de los factores empíricos denominados K reflejan el daño extra causado por un efecto particular no uniforme identificable de forma separada.

- >  $\sigma_t$  = Esfuerzo calculado en la raíz del diente [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{adm}$  = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $\sigma_{at}$  = Esfuerzo admisible según el material [kg/cm<sup>2</sup>]
- >  $W_T = F_t$  = Carga tangencial transmitida [kg]
- >  $K_A$  = Factor de sobrecarga
- >  $K_V$  = Factor de velocidad
- > m = módulo [cm]
- > F = b = Ancho del engranaje [cm]
- >  $K_S$  = Factor de tamaño
- >  $K_M$  = Factor de distribución de carga
- >  $K_B$  = Factor de flexión del aro
- >  $K_I$  = Factor de engranaje intermedio
- > J = Factor de geometría
- >  $K_L$  = Factor de duración
- >  $K_T$  = Factor de temperatura
- >  $K_R$  = Factor de confiabilidad

- $W_T$

$$W_T = F_t = 51314,36 [Kgf]$$

- $K_A$

Factor de sobrecarga o de aplicación: considera que  $W_t$  es el valor promedio de la carga transmitida por lo que la carga máxima real puede ser varias veces mayor debido a choques, ya sean en el sistema motor o en el impulsado. Puede ser obtenido de las siguientes tablas:

Sistema matriz	Sistema impulsado		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
Uniforme	1,00	1,25	≥1,75
Choques ligeros	1,25	1,50	≥2,00
Choques medianos	1,50	1,75	≥2,25

Para transmisiones de incremento de velocidad de rectos y cónicos aumentese 0,01  $(Z_G/Z_P)^2$ . Para helicoidales se requieren otras consideraciones. Si se aplica un factor de sobrecarga específico úsese 1 para  $K_R(C_R)$  y  $K_L(C_L)$ .

Sistema	Característica	Ejemplos
Motriz	Uniforme	Motores eléctricos, turbinas
	Choques ligeros	Motores de combustión interna, multicilíndricos
	Choques medianos	Motores de combustión interna, monocilíndricos
Impulsado	Uniforme	Ventiladores centrífugos, agitadores de líquidos, transportadores de banda (alimentación uniforme)
	Choques moderados	Ventiladores del tipo de lóbulo, agitadores de líquidos y sólidos, transportadores de banda (alimentación variable)
	Choques intensos	Trituradoras de mineral, compresores monocilíndricos, transportadores recíprocos

Tabla 10 – Tipos de sistemas motores e impulsados

Figura 4.71 - Tipos de sistemas motores e impulsados

$$K_A = 1$$

- $K_V$

**Factor dinámico:** tiene en cuenta las fuerzas internas generadas por imprecisiones en la fabricación y en el engranaje de los dientes (exactitud del perfil del diente, elasticidad del material y la velocidad). Será función del grado de calidad  $Q_v$  del engranaje (tolerancia de fabricación).

Este factor se obtiene en función de la calidad del tipo de fabricación  $Q_v$  (tolerancia de fabricación), la velocidad angular del engrane y radio medio del engrane:

Números de calidad de engranes AGMA recomendados para varias aplicaciones.	
Aplicación	$Q_v$
Mezclador de cemento	3-5
Horno de cemento	5-6
Transmisiones de acerías	5-6
Cosechadora de maíz	5-7
Grúas	5-7
Prensa troqueladora	5-7
Transportador de minas	5-7
Máquina de cajas de papel	6-8
Mecanismo medidor de gas	7-9
Taladro mecánico pequeño	7-9
Lavadora de ropa	8-10
Impresora	9-11
Mecanismo de computadora	10-11
Transmisión de auto	10-11
Transmisión de antena de radar	10-12
Transmisión de propulsión marina	10-12
Transmisión de motor de aeronave	10-13
Giroscopio	12-14

Figura 4.72 - Calidad de engranajes

Se optó por tomarlo como  $Q_v=7$ . Luego:

$$V_p = \omega \times R_{medio} = 1,9 \left[ \frac{m}{seg} \right]$$

Entonces, con estos datos obtenemos el factor a partir de:

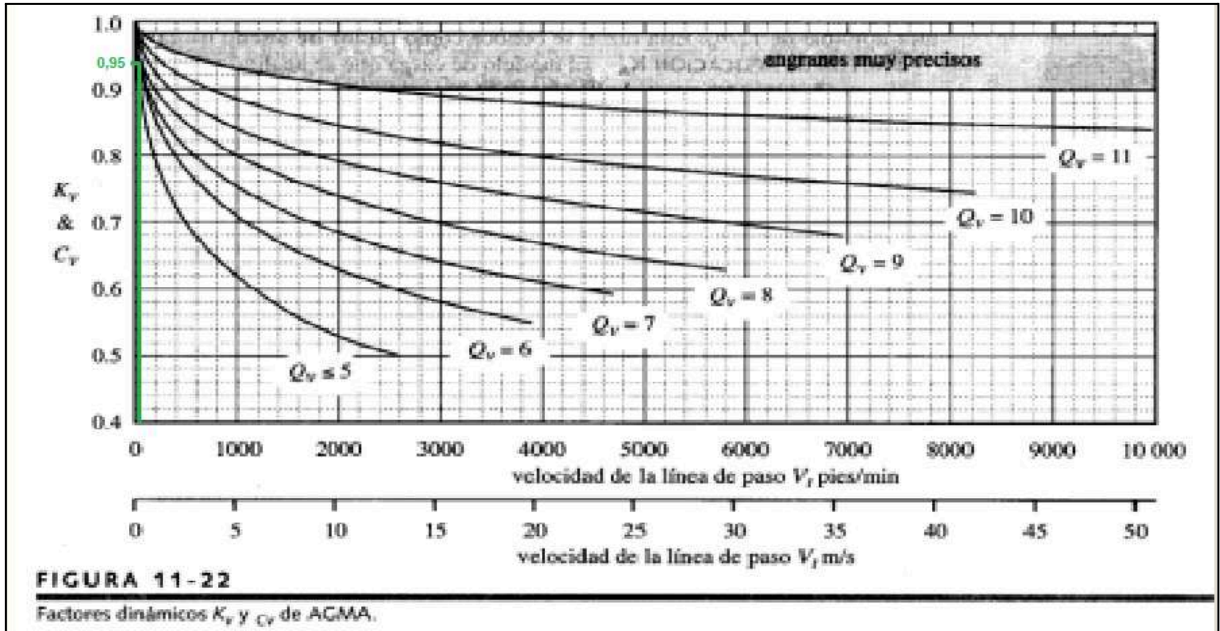


Figura 4.73 - Factores dinámicos  $K_v$  y  $C_v$

$$K_v = 0.95$$

- $K_S$

Factor de tamaño: su objetivo es considerar cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material. Depende principalmente del paso de los dientes, del diámetro de las ruedas, relación del tamaño entre los dientes y el diámetro de la rueda, ancho de la cara, esfuerzos máximos y gradiente de esfuerzos, relación entre la profundidad del temple superficial y el espesor de los dientes, templabilidad y tratamiento térmico de los materiales.

La recomendación de la AGMA es que se utilice un factor igual a la unidad “para la mayoría de los engranajes siempre que se haga una elección adecuada del acero para el tamaño de la pieza y el tratamiento térmico y el proceso de templado o endurecimiento.”

$$K_S = 1$$

- $K_M$

Factor de distribución de carga: se emplea para tomar en cuenta el desalineamiento de los ejes geométricos de rotación por algún motivo, errores de alineamiento originados por inexactitudes de los dientes, deflexiones elásticas causadas por la carga en ejes o árboles, cojinetes o en el alojamiento. En este caso, el engranaje tiene montaje interior y la cremallera está entre apoyos (montaje interior). Con estas consideraciones podemos entrar en la siguiente tabla.

Tipo de montaje	Aplicación		
	Ind. General	Automóviles	Aviones
Ambos engranes en montaje interior	1-1,00	1-1,00	1-1,25
Un engrane en montaje exterior	1,10-1,25	1,10-1,25	1,10-1,40
Ambos engranes en montaje exterior	1,25-1,40	-	1,25-1,50

Figura 4.74 - Factor de montaje  $K_M$

$$K_M = 1$$

- $K_I$

Factor de engranaje intermedio: considera que un engranaje de este tipo está sujeto a la vez a más ciclos de esfuerzo por unidad de tiempo y a cargas alternantes más elevadas.

En nuestro caso, ya que no hay engranajes medios:

$$K_I = 1$$

- $K_B$

Factor de flexión del aro: considera los casos de engranaje de gran diámetro, hecho con un aro en lugar de un disco sólido.

Para engranajes sólidos:

$$K_B = 1$$

- J

Factor de geometría: El factor de geometría evalúa la forma (o perfil) del diente, la posición en la cual se le aplica la carga más peligrosa, concentración de tensiones y corrección debido a la forma geométrica y a la repartición de la carga entre uno o más pares de dientes. Debemos entrar por el eje de las abscisas con  $Z=20$  hasta intersectar una curva de 20 dientes (ya que es la cantidad de dientes del otro engranaje con el cual engrana). Por lo tanto, se obtiene:

$$J = 0,31$$

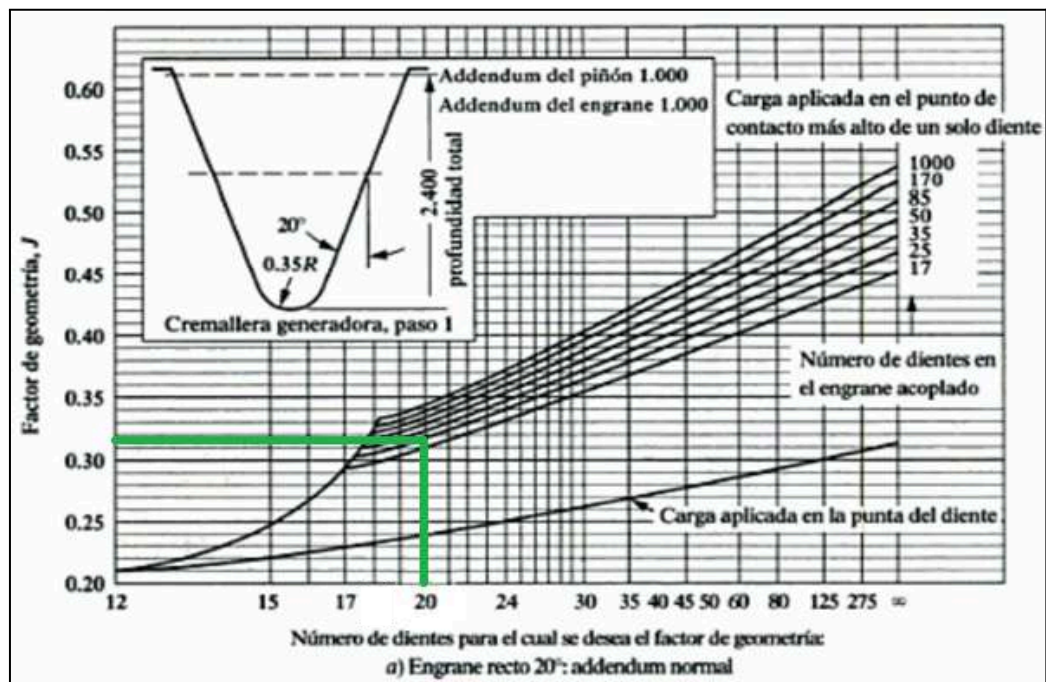


Figura 4.75 - Factor de geometría

- $K_L$

Factor de duración: Se utiliza para obtener altas duraciones en cuanto a ciclos de carga. Las resistencias están basadas en  $10^7$  ciclos de carga en los dientes.

Vida de diseño recomendada	
Aplicación	Vida de diseño (h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, soldadores industriales, maquinaria industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

*Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores. Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986*

Figura 4.76 - Factor de duración

Siguiendo la recomendación para la vida de diseño para una aplicación de tipo “Maquinaria industrial en general”, esta misma está en un rango de 20.000 a 30.000 horas. Por ende, el periodo puede calcularse como:

$$T[\text{seg}] = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{60}{n[\text{rpm}]} = \frac{60}{100[\text{rpm}]} = 0,6 [\text{seg}]$$

$$\text{Número de ciclos} = \frac{\text{Vida}}{\text{Periodo de cada ciclo}}$$

Considerando una vida de diseño de 30.000hs (108.000.000 segundos), el número de ciclos estará comprendido entre:

$$N = 180.000.000 \text{ ciclos}$$

Por lo tanto, considerando una dureza de 475 [HB]:

Nº de ciclos	C <sub>L</sub>	K <sub>L</sub>				
		160 HB	250 HB	450 HB	Carb. sup.	Cónicos Carb. Sup.
1.000	-	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10.000	1,5	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
100.000	1,3	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
1.000.000	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10.000.000	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
≥100.000.000	1,0	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0-0,8	1,0

Superficie carburizada se refiere de 55 a 63 HRC

*Tabla 17 – Factor de duración K<sub>L</sub> y C<sub>L</sub> para engranajes de acero*

Figura 4.77 - Factor de duración para engranajes de acero



$$K_L = 1$$

- $K_T$

Factor de temperatura: se utiliza para ajustar el valor del esfuerzo admisible tomando en consideración la temperatura.

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620}$$

donde  $T_F$  es la temperatura máxima de trabajo del aceite en °F

En los engranajes en los que el aceite o los cuerpos de los engranajes trabajan con temperaturas que no excedan de 250°F (120°C), al factor de temperatura se le puede asignar el valor de 1. Para acero, con temperaturas de trabajo entre 70 y 150°C.

Por lo tanto:

$$K_T = 1$$

- $K_R$

Factor de confiabilidad: el factor de seguridad o de confiabilidad forma parte de la ecuación a fin de asegurar alta confiabilidad, o en algunos casos para permitir diseñar con ciertos riesgos calculados. Este valor se toma como:

$$K_R = 0.85$$

Confiabilidad	$C_R, K_R$
0,9	0,85
0,99	1,00
0,999	1,25
0,9999	1,50

Figura 4.78 - Factor de confiabilidad

Con todos estos factores podemos obtener:

$$\sigma_t = \frac{51314,36 \times 1}{0,95} \times \frac{1}{1,8 \times 21,04} \times \frac{1 \times 1 \times 1}{0,31} = 4600,82 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

Se procede a obtener la tensión admisible del material a partir de la siguiente tabla, la cual, si bien no arroja un valor de tensión admisible para el caso del acero SAE 4340, dureza de 475 HB con un tratamiento superficial (ya que el valor dado entre paréntesis es para engranajes cónicos), se puede tener en cuenta los valores para aceros de menor dureza y consultando otras bibliografías, se tiene una tensión de fluencia de:

Material	Clase AGMA	Designación comercial	Tratamiento térmico	Dureza mín. en superficie	Dureza núcleo	Sat [lb/plg <sup>2</sup> ]	Sac [lb/plg <sup>2</sup> ]
Acero	De A-1 a A-5		Templado completo y revenido	P 180 HB		25-33.000 (14.000)	85-95.000 (85.000)
				240 HB		31-41.000	105-115.000
				300 HB		36-47.000 (19.000)	120-135.000 (120.000)
				360 HB		40-52.000	145-160.000
				400 HB		42-56.000	155-170.000
				(450 HB)		(25.000)	(145.000)
			Endurecido por flameo o inducción (patrón A)	50 HB		45-55.000	170-190.000
				54 HB			175-195.000
			Endurecido por flameo o inducción (patrón B)			22.000	

Figura 4.79 - Dureza de acero

$$\sigma_{at} = 65000 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right] = 4570 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = 4570 \times \frac{1}{1 \times 0,85} = 5376,47 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_t \leq \sigma_{adm}$$

Por lo tanto, el criterio AGMA de seguridad **verifica** que el diseño es apto a la flexión.

#### ❖ **Desgaste**

Se debe calcular una tensión en función de ciertos valores que se proponen, siendo:

$$\sigma_c = C_p \times \sqrt{W_t \times C_a \times C_v \times \frac{C_s}{D_p \times F} \times \frac{C_m \times C_f}{l}}$$

$$\sigma_{adm} = \sigma_{ac} \times \frac{C_L \times C_H}{C_T \times C_R}$$

Donde:

- $\sigma_c$  = Esfuerzo de contacto [kg/cm<sup>2</sup>]
- $\sigma_{adm}$  = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm<sup>2</sup>]
- $\sigma_{ac}$  = Esfuerzo admisible por contacto [kg/cm<sup>2</sup>]
- $C_p$  = Coeficiente elástico
- $W_T = F_t$  = Carga tangencial transmitida [kg]
- $C_A = K_A$  = Factor de sobrecarga
- $C_V = K_V$  = Factor de velocidad
- $F = b$  = Ancho del engranaje [pulgada] ó [cm]
- $C_S = K_S$  = Factor de tamaño
- $C_M = K_M$  = Factor de distribución de carga
- $C_F$  = Factor de estado o condición de la superficie
- $I$  = Factor de geometría
- $C_L = K_L$  = Factor de duración
- $C_T = K_T$  = Factor de temperatura
- $C_R = K_R$  = Factor de confiabilidad
- $C_H$  = Factor de relación de dureza
- $D_p$  = Diámetro primitivo

- $C_p$

Coeficiente Elástico: depende de las propiedades elásticas de los materiales de los engranes. De la teoría de las superficies de contacto cilíndricas se observa que el denominador contiene cuatro constantes elásticas, dos para el piñón y dos para su rueda, como un medio sencillo de combinar y tabular los resultados de diversas combinaciones de materiales de piñón y engrane.

La AGMA define este coeficiente según la siguiente tabla, la cual surge de cálculos a partir de los módulos de Poisson y de Young de cada material:

Material del Piñón	Material del Engrane					
	Acero	Fundición Maleable	Fundición Nodular	Fundición	Bronce de Aluminio	Bronce de Estaño
Acero	2300 (2800)	2180	2160	2100 (2450)	1950 (2400)	1900 (2350)
Fundición Maleable	2180	2090	2070	2020	1900	1850
Fundición Nodular	2160	2070	2050	2000	1880	1830
Fundición	2100 (2450)	2020	2000	1960 (2250)	1850 (2200)	1800 (2150)
Bronce de Aluminio	1950 (2400)	1900	1880	1850 (2200)	1750 (2150)	1700 (2100)
Bronce de Estaño	1900 (2350)	1850	1830	1800 (2150)	1700 (2100)	1650 (2050)

Relación de Poisson = 0,30 - Los valores entre ( ) son para engranajes cónicos

Figura 4.80 - Coeficiente elástico

$$C_P = 2300 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right]^{0,5} \rightarrow C_P = 610 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]^{0,5}$$

- $C_F$

Factor de estado o condición de la superficie: el factor depende del acabado superficial (según sea afectado por el cortado, cepillado, pulimentado, rectificado, etc.), de los esfuerzos residuales y de los efectos plásticos (endurecimiento por el trabajo). Puede tomarse como la unidad, a menos que las pruebas o experiencias en el sitio de trabajo indique otra cosa. Por lo tanto, se optó por tomar:

$$C_F = 1$$

- $I$

Factor de geometría: toma en cuenta el efecto de las proporciones dimensionales, tales como la curvatura del perfil durante el contacto, el ángulo de presión y la repartición de la carga. Teniendo el ángulo de presión ( $20^\circ$ ) y la relación de los engranajes ( $i=1$ ) y el número de dientes del piñón ( $N_p=20$ ) se puede hallar el factor de geometría. Por lo tanto:

$$I = 0,08$$

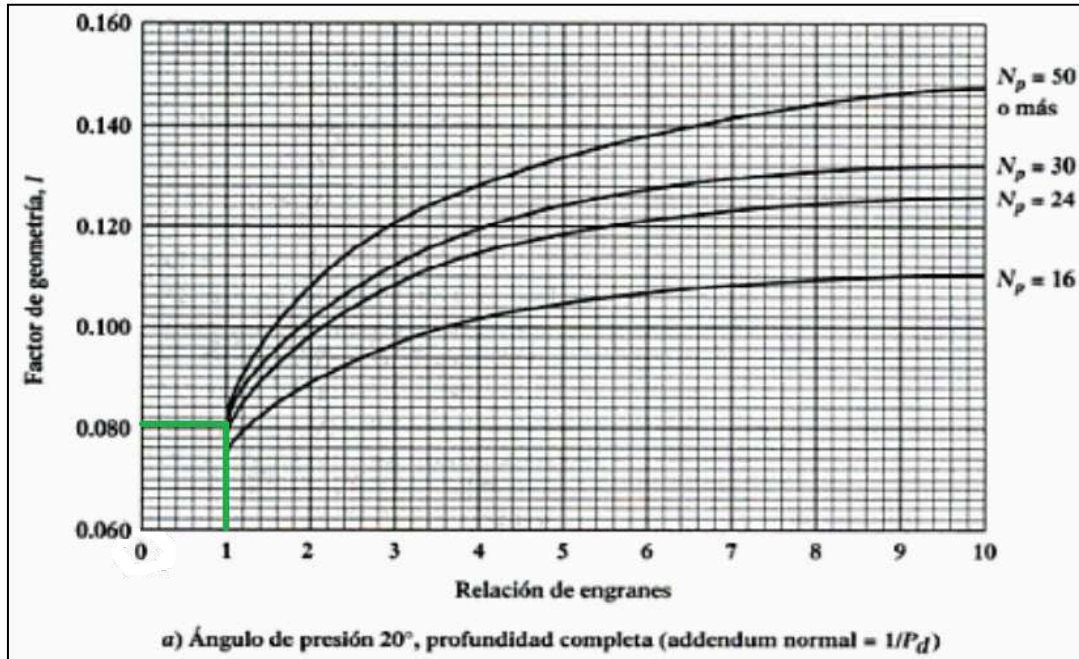


Figura 4.81 - Factor de geometría

•  $C_H$

Factor de relación de dureza: tiene en cuenta la diferencia de dureza entre la cremallera y el engranaje. Como ambos engranajes serán fabricados del mismo material, este factor se tomará como:

$$C_H = 1$$

De esta forma, ya contamos con todos los coeficientes requeridos para determinar el esfuerzo de contacto real y comparar este esfuerzo con el máximo admisible, resultando:

$$\sigma_c = 610 \times \sqrt{51314,36 \times 1 \times 0,95 \times \frac{1}{36 \times 21,04} \times \frac{1 \times 1}{0,08}} = 17301,83 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

Se procede a obtener la tensión admisible del material a partir de la siguiente tabla, la cual, si bien no arroja un valor de tensión admisible para el caso del acero SAE 4340, dureza de 475 HB con un tratamiento superficial (ya que el valor dado entre paréntesis es para engranajes cónicos), se puede tener en cuenta los valores para aceros de menor dureza y consultando otras bibliografías, se tiene una tensión de fluencia de:

Material	Clase AGMA	Designación comercial	Tratamiento térmico	Dureza mín. en superficie	Dureza núcleo	Sat [lb/plg <sup>2</sup> ]	Sac [lb/plg <sup>2</sup> ]	
Acero	De A-1 a A-5		Templado completo y revenido	P 180 HB		25-33.000 (14.000)	85-95.000 (85.000)	
				240 HB		31-41.000	105-115.000	
				300 HB		36-47.000 (19.000)	120-135.000 (120.000)	
				360 HB		40-52.000	145-160.000	
				400 HB		42-56.000	155-170.000	
				(450 HB)		(25.000)	(145.000)	
		Endurecido por flameo o inducción (patrón A)	50 HB		45-55.000	170-190.000		
	54 HB		175-195.000					
			Endurecido por flameo o inducción (patrón B)				22.000	

Figura 4.82 - Dureza de acero

$$\sigma_{at} = 220000 \left[ \frac{lb}{pulg^2} \right] = 15467,53 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_{adm} = 15467,53 \times \frac{1 \times 1}{1 \times 0,85} = 18197,09 \left[ \frac{Kgf}{cm^2} \right]$$

$$\sigma_c \leq \sigma_{adm}$$

Por lo tanto, la tensión de contacto real es inferior a la admisible y **verifica** el criterio ante desgaste superficial establecido por AGMA.

#### 4.3.6. EJES

##### Eje Colector

El piletón será atravesado por un mismo eje que es el eje colector. El largo del mismo es de 26 [m].

Dado el largo total del componente, se tomó la decisión de llevar a cabo el cálculo basado en el análisis de la torsión. Tras varias iteraciones y considerando los aspectos de rigidez a la torsión, se optó por seleccionar un **acero SAE 1045**. Esta elección se fundamenta en las propiedades del acero SAE 1045, en particular su módulo de elasticidad transversal (G), que resulta adecuado para las verificaciones necesarias. Además, el SAE 1045 presenta una resistencia satisfactoria a la corrosión del agua de mar, un factor crítico para esta aplicación.

**TABLA 1** Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería  
 Datos provenientes de varias fuentes. \* Estas propiedades son esencialmente similares para todas las aleaciones del material específico

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson $\nu$	Peso específico $\gamma$ lb/in <sup>3</sup>	Densidad de masa $\rho$ Mg/m <sup>3</sup>	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aleación de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro fundido gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro fundido dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro fundido maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero al carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de acero	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

\* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., N.Y., Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Propiedad	Condición de estudio del material		
	Trefilado en frío (Entrega)	Normalizado	Recocido
Esfuerzo último ( $\tau_{max}$ ) (MPa)	675,51	664,36	592,38
Deformación angular a la rotura ( $\gamma_{max}$ ) (rad/rad)	0,28	0,78	0,77

Figura 4.83 - Propiedades físicas de materiales

$$\Rightarrow G = 81 \text{ [GPa]} = 825970,13 \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\Rightarrow \tau_{max} = 675,5 \text{ [MPa]}$$

Ecuación para el cálculo de ejes por torsión:

$$\tau_{max} = \frac{T \times r}{J}$$

Donde:

- $\tau_{max}$ : tensión de corte máxima del material
- T: torque
- R: radio externo
- J: momento de inercia polar

Por motivos de costos, pesos y de facilidad de fabricación el eje se hará hueco.

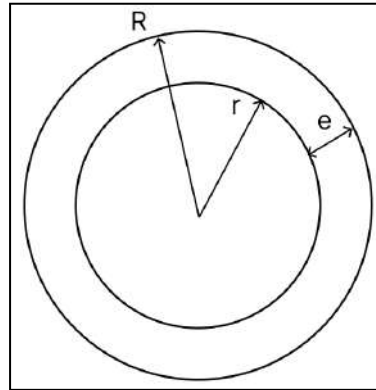


Figura 4.84 - Ilustración de eje hueco

Por lo que el momento de inercia de un eje hueco es:

$$J = \frac{\pi}{2} \times (R^4 - r^4)$$

El torque que se aplica a los engranajes del eje colector es la fuerza aplicada por el radio de acción.

$$T = F \times r = 503,23[\text{KN}] \times 0,144[\text{m}] = 72,465 [\text{KNm}]$$

Reemplazando J en  $\tau_{max} = \frac{T \times r}{J}$  se tiene el radio interno en función del radio externo como se muestra a continuación:

$$r = \sqrt[4]{R^4 - 0,000068 \times R}$$

Se analizan los distintos ejes ofrecidos por la empresa Tenaris en su catálogo, y teniendo en cuenta el Dp del engranaje del eje colector, se selecciona en primera instancia un eje de  $R = 96,840 [\text{mm}] = 0,096840 [\text{m}]$ . Luego se procederá a su verificación.

$$r = \sqrt[4]{(0,096840)^4 - 0,000068 \times (0,096840)} = 0,094974 [\text{m}]$$

$$e = R - r = 0,096840[\text{m}] - 0,094974[\text{m}] = 1,866 [\text{mm}]$$

Finalmente el eje será:

- Diámetro exterior: 19,368 [cm]
- Espesor: 2,54 [cm]
- Diámetro interior: 14,288 [cm]



### ❖ Cálculo de rigidez a la torsión

La deformación angular entre dos secciones cualquiera separadas una distancia L es:

$$\beta = \frac{180 \times M_t \times L}{\pi \times G \times J_p}$$

Donde:

- $M_t$  = momento torsor [Kgf x cm] = 738938,58 [Kgf x cm]
- L = separación entre secciones [cm]
- G = módulo de elasticidad transversal [ $\frac{Kgf}{cm^2}$ ]
- $J_p$  = momento de inercia polar [ $cm^4$ ] =  $\pi/32 \times (D^4 - d^4)$

$$\beta = \frac{180 \times 738938,58 \times 260}{\pi \times 825970,13 \times 3861,28} \rightarrow \beta = 13^\circ 42' 25,2''$$

Según se recomienda en la siguiente tabla, se debe cumplir que  $\beta_{max} < 0,01$  [rad/m] para "Árboles medios de destinación general", lo que equivale en este caso (con un eje de 26 [m]) a  $\beta_{max} < 14^\circ 53' 48,85''$ .

**Tabla 7.1** Deformaciones permisibles de árboles. Fuente: Ivanov<sup>[3]</sup>

Deformación	Aplicación	Deformación permisible*	
Deflexión (debida a flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002...0.0003)L$ , donde $L$ es la distancia entre apoyos
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01...0.03)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005...0.007)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
		Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$ , donde $h$ es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003...0.0005)D$ , donde $D$ es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida a flexión)	$\varphi$	En el sitio de asiento de ruedas dentadas	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En un cojinete	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En el asiento de rodamientos de bolas	$[\varphi] = 0.01$ rad
		En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos	$[\varphi] = 0.0025$ rad
		En el asiento de rodamientos cónicos	$[\varphi] = 0.0016$ rad
		En el asiento de rodamientos esféricos	$[\varphi] = 0.05$ rad
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	$\theta/L$	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L] = 0.0045...0.006$ rad/m
		Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L] = 0.00175$ rad/m
		Árboles medios de destinación general	$[\theta/L] = 0.009$ rad/m
		Árboles de cardanes de vehículos ( $d = 30...50$ mm)	$[\theta/L] = 0.005...0.007$ rad/m

\* Otras recomendaciones<sup>[4]</sup> indican que:  $y \leq 0.005$  in en los asientos de ruedas dentadas;  $\varphi_1 + \varphi_2 < 0.03^\circ$ , donde  $\varphi_1$  y  $\varphi_2$  son las deflexiones angulares de un par de ruedas dentadas engranando; y que  $y$  en cojinetes de contacto deslizante debe ser menor que el espesor de la película de aceite.  
 \* El módulo,  $m$ , de una transmisión por ruedas dentadas es un parámetro que define el tamaño de los dientes.

Figura 4.85 - Deformaciones permisibles

Por lo tanto, se verifica la condición de:

$$\beta < \beta_{\max}$$

La deformación angular se **verifica**.

### Ejes 1 y 2

Estos ejes son los que irán del generador al inversor y del inversor a la caja multiplicadora respectivamente. El largo de los mismos se estableció en 2 metros.

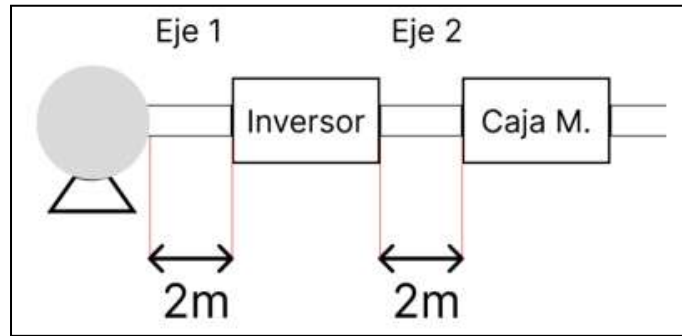


Figura 4.86 - Ejes 1 y 2

Por el mismo motivo que el eje colector, se selecciona acero SAE 1045, pero a diferencia del mismo, estos ejes serán macizos.

Por lo tanto para un eje macizo se tiene que:

$$J_p = \frac{\pi}{2} \times R^4$$

De la ecuación de  $\tau_{max}$  despejando el radio obtenemos que:

$$R = \sqrt[3]{\frac{2 \times T}{\pi \times \tau_{max}}}$$

Por otro lado podemos decir que:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{7 [KW]}{10,47 [rad/seg]} = 0,669 [KJ] = 6817,59 [Kgf \times cm]$$

Por lo que:

$$R = \sqrt[3]{\frac{2 \times 6817,59}{\pi \times 6888}} = 0,8575 [cm]$$

Dado que ese valor de radio de eje es mínimo, se adopta un eje macizo de diámetro 5,715 [cm] de Hierros Torrent el cuál va a ser verificado al esfuerzo de torsión.

#### ❖ Cálculo de rigidez a la torsión

La deformación angular entre dos secciones cualquiera separadas una distancia L es:

$$\beta = \frac{180 \times M_t \times L}{\pi \times G \times J_p}$$

Donde:

- $M_t$  = momento torsor [Kgf x cm] = 6817,59 [Kgf x cm]
- $L$  = separación entre secciones [cm]
- $G$  = módulo de elasticidad transversal [ $\frac{Kgf}{cm^2}$ ]
- $J_p$  = momento de inercia polar [ $cm^4$ ] =  $\frac{\pi}{2} \times R^4$

$$\beta = \frac{180 \times 6817,59 \times 200}{\pi \times 825970,13 \times 104,73} \rightarrow \beta = 0^\circ 54' 10,8''$$

Según se recomienda en la siguiente tabla, se debe cumplir que  $\beta_{max} < 0,01$  [rad/m] para “Árboles medios de destinación general”, lo que equivale en este caso (con un eje de 2 [m]) a  $\beta_{max} < 1^\circ 8' 45,6''$ .

**Tabla 7.1** Deformaciones permisibles de árboles. Fuente: Ivanov<sup>[3]</sup>

Deformación	Aplicación	Deformación permisible*	
Deflexión (debida a flexión)	y	Deflexión máxima en árboles que soportan ruedas dentadas	$[y] = (0.0002...0.0003)L$ , donde $L$ es la distancia entre apoyos
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cilíndricas	$[y] = (0.01...0.03)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
		En el sitio de asiento de ruedas dentadas cónicas e hipoidales	$[y] = (0.005...0.007)m$ , donde $m$ es el módulo de la transmisión
		Deflexión máxima en los árboles de los motores asíncronos	$[y] = 0.1h$ , donde $h$ es la holgura entre el rotor y el estator
		Deflexión máxima en árboles de ventiladores	$[y] = (0.0003...0.0005)D$ , donde $D$ es el diámetro del rotor
Deflexión angular (debida a flexión)	$\varphi$	En el sitio de asiento de ruedas dentadas	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En un cojinete	$[\varphi] = 0.001$ rad
		En el asiento de rodamientos de bolas	$[\varphi] = 0.01$ rad
		En el asiento de rodamientos de rodillos cilíndricos	$[\varphi] = 0.0025$ rad
		En el asiento de rodamientos cónicos	$[\varphi] = 0.0016$ rad
		En el asiento de rodamientos esféricos	$[\varphi] = 0.05$ rad
Ángulo de torsión (por unidad de longitud)	$\theta/L$	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L] = 0.0045...0.006$ rad/m
		Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L] = 0.00175$ rad/m
		Árboles medios de destinación general	$[\theta/L] = 0.009$ rad/m
		Árboles de cardanes de vehículos ( $d = 30...50$ mm)	$[\theta/L] = 0.005...0.007$ rad/m

\* Otras recomendaciones<sup>[4]</sup> indican que:  $y \leq 0.005$  in en los asientos de ruedas dentadas;  $\varphi_1 + \varphi_2 < 0.03^\circ$ , donde  $\varphi_1$  y  $\varphi_2$  son las deflexiones angulares de un par de ruedas dentadas engranando; y que  $y$  en cojinetes de contacto deslizante debe ser menor que el espesor de la película de aceite.  
 \* El módulo,  $m$ , de una transmisión por ruedas dentadas es un parámetro que define el tamaño de los dientes.

Figura 4.87 - Deformaciones permisibles

Por lo tanto, se verifica la condición de:

$$\beta < \beta_{max}$$

La deformación angular se **verifica**.

### ❖ Freno de Eje

Se coloca un freno en el eje anterior al generador para asegurar que la velocidad del eje no supere las 100 [rpm]. Se selecciona un freno de eje de la marca Mayr, el mismo tiene la posibilidad de variar el torque de frenado en función de la velocidad de eje pre-configurada.



Figura 4.88 - Ilustración del freno del eje

Technical Data				Size										
				2	4	8	16	32	60	100	150	250	500	1000
Braking torque <sup>1-1)</sup>	Standard brake <sup>1)</sup> Type 891.0____ Type 891.2____ <sup>9)</sup>	M <sub>N</sub>	[Nm]	2	4	8	16	32	60	100	150	250	500	1000 <sup>4) 10)</sup>
	Holding brake Type 891.1____ Type 891.5____	M <sub>N</sub>	[Nm]	4	8	16	32	64	100	180	280	460	900 <sup>4)</sup>	1800 <sup>4)</sup>
Electrical power		P <sub>N</sub>	[W]	19	25	29	38	46	69	88	98	120	152	160
Maximum speed	Standard brake	n <sub>max</sub>	[rpm]	6000	5000	4000	3500	3000	3000	3000	4200	3600	3000	2500 <sup>10)</sup>
	Holding brake	n <sub>max</sub>	[rpm]	6000	5000	4000	3500	3000	3000	3000	3000	2500	2000	1500
Idle speed	Standard brake		[rpm]	9000	8800	7000	5600	4700	7200	6200	5400	4700	3800	3200
	Holding brake		[rpm]	9000	8800	7000	5600	7800	7300	6200	5400	4700	3800	3200
Reference speed		n <sub>ref</sub>	[rpm]	6000	5000	4000	3000	1500	1500	1500	750	750	750	750
Weight		m	[kg]	0.76	1.1	1.8	3.4	4.5	7.4	13.6	19.2	33.3	38	79

Figura 4.89 - Tabla de Freno de Eje

Dado el torque calculado para el eje de entrada al generador, cuyo valor fue calculado anteriormente (eje n° 1 → 6817,59 [Kgf × cm] = 668,97 [Nm]) se selecciona el freno de 1000 [Nm].

### 4.3.7. FLOTADORES

Los *flotadores* van a ser realizados en fibra de vidrio tipo E y resina, material planteado e investigado en la tesis “Prediseño sistema mareomotriz con flotadores”. Este material es recomendado para aplicaciones marítimas, ya que es resistente a la corrosión y tiene una excelente resistencia a la tracción. Además, esta fibra de vidrio

también tiene una buena resistencia a la fatiga y a la intemperie, lo que la hace ideal para su uso en entornos marinos.

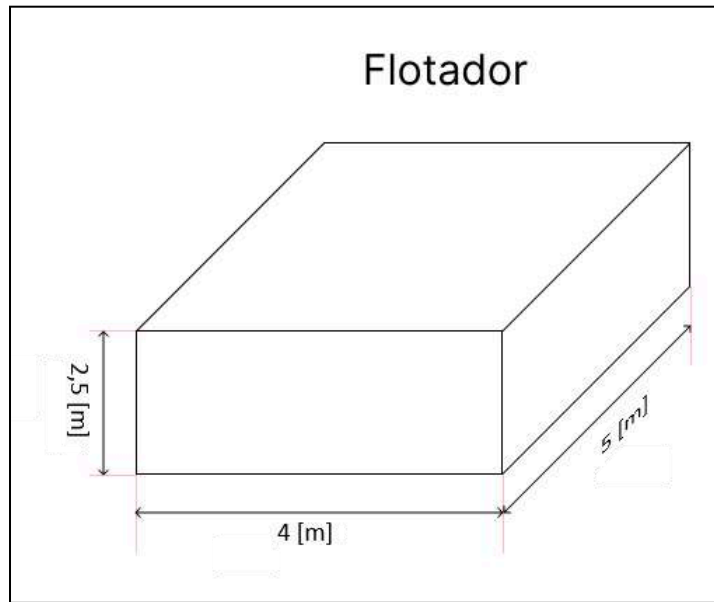


Figura 4.90 - Dimensiones flotador

Las *guías* de los flotadores se harán del mismo material que se utilizará en los ejes, es decir, SAE 1045 ya que el mismo es resistente a la corrosión. El huelgo con respecto al flotador será de 1 [cm]. Este huelgo permite que, por un lado, no haya roce entre las guías y el flotador y por el otro, que se mantenga siempre en contacto la cremallera con el engranaje. Este centímetro de huelgo en 14 [m] de cremallera representa una inclinación de :

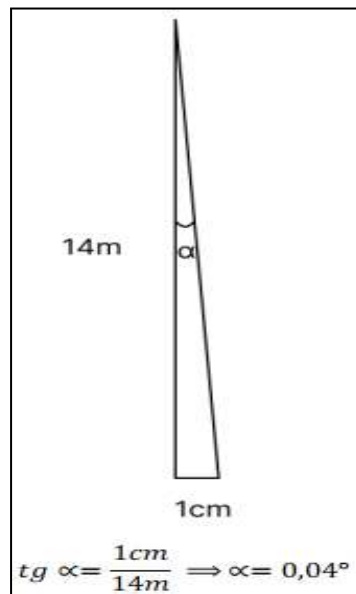


Figura 4.91 - Huelgo

Para soportar el peso de cada flotador se realiza una estructura de hormigón, y para el soporte del flotador con la estructura de hormigón se utiliza una viga.

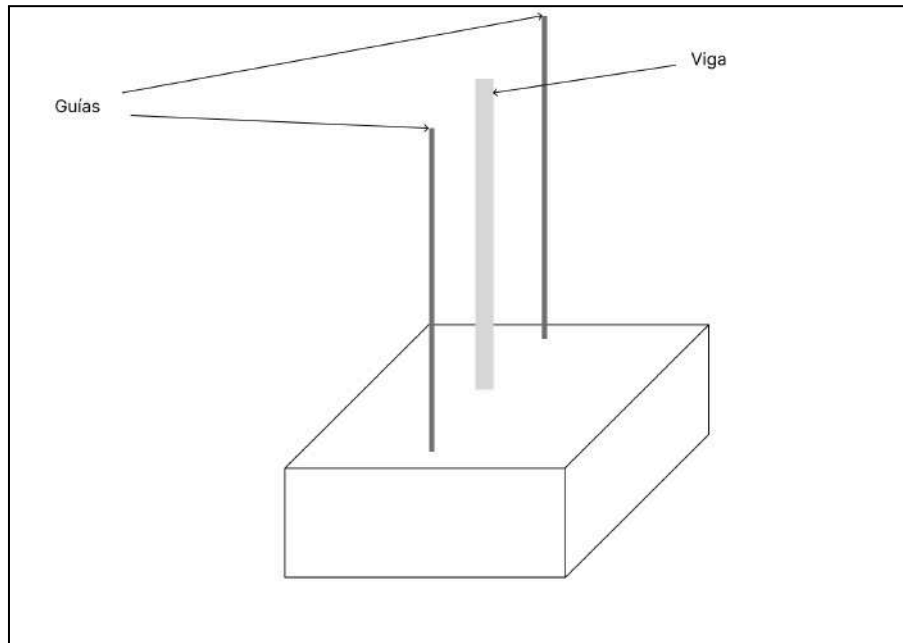


Figura 4.92 - Flotador con guías y viga

El dimensionamiento de la *viga* se lleva a cabo teniendo en cuenta el peor de los casos posibles que será cuando el flotador esté lleno de agua. Eso sería un peso de 503,230 [KN]. Además se le agrega una tolerancia de 10% para tener en cuenta el peso de los demás componentes. Se selecciona un perfil de viga IPE por ser un perfil común en el mercado y se opta por un acero S275 cuyas propiedades mecánicas son:

Propiedades mecánicas		
Espesor nominal, mm	Límite elástico mínimo, MPa	Límite de resistencia, MPa
<3	275	430-580
≥3 ≤ 16	275	410-560
> 16 ≤ 40	265	410-560
> 40 ≤ 63	255	410-560
> 63 ≤ 80	245	410-560
> 80 ≤ 100	235	410-560
> 100 ≤ 150	225	400-540
> 150 ≤ 200	215	380-540
> 200 ≤ 250	205	380-540
> 250 ≤ 400	195	380-540

Figura 4.93 - Propiedades mecánicas de acero S275

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \Rightarrow A = \frac{P}{\sigma_x} = \frac{503,23 \times 10^3 \times 1,1}{275 \times 10^6} = 2,01 \times 10^{-3} [m^2] = 20,1 [cm^2]$$

Con dicho valor obtenido, se procede a seleccionar la viga como se muestra a continuación:

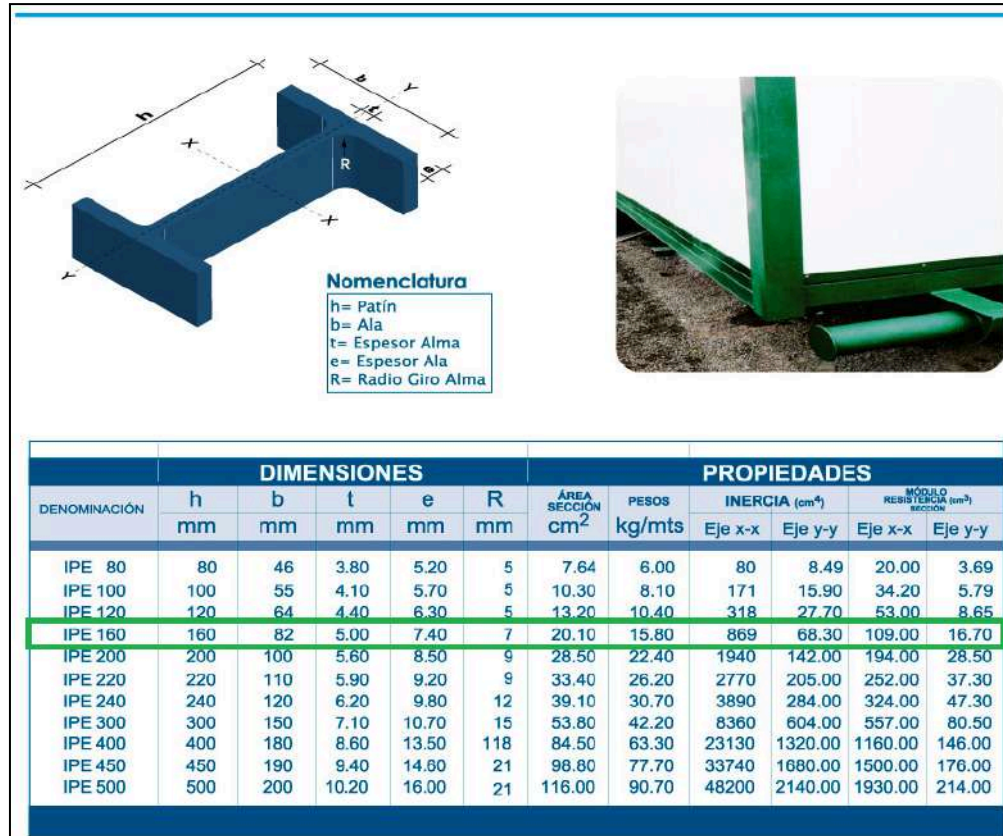


Figura 4.94 - Tabla de vigas IPE

Se opta por utilizar una viga IPE 160 de acero S275 con una sección de 20,1 [cm<sup>2</sup>] y un peso de 15,8 [kg/m].

El alto de la viga se establece teniendo en cuenta la altura máxima de marea del año que es de 12,4 [m]. Se deja 0,5 [m] de cada lado y se redondea para quedar un largo de 13,5 [m].

El peso total de la viga es de : 15,8 [kg/m] x 13,5 [m] = 215 [Kg].

Teniendo en cuenta el 10% de sobredimensión inicial, los 215 [Kg] están ampliamente contemplados.

Para trabar los flotadores se utiliza un *pasador*, el cuál debe ser dimensionado de tal manera que soporte el peso del flotador y de la estructura. Se realizará del mismo material que se utilizó para la viga (acero S275). Sabiendo que el espesor de la viga es de 5 [mm] se adopta un largo del pasador de 2 [cm].



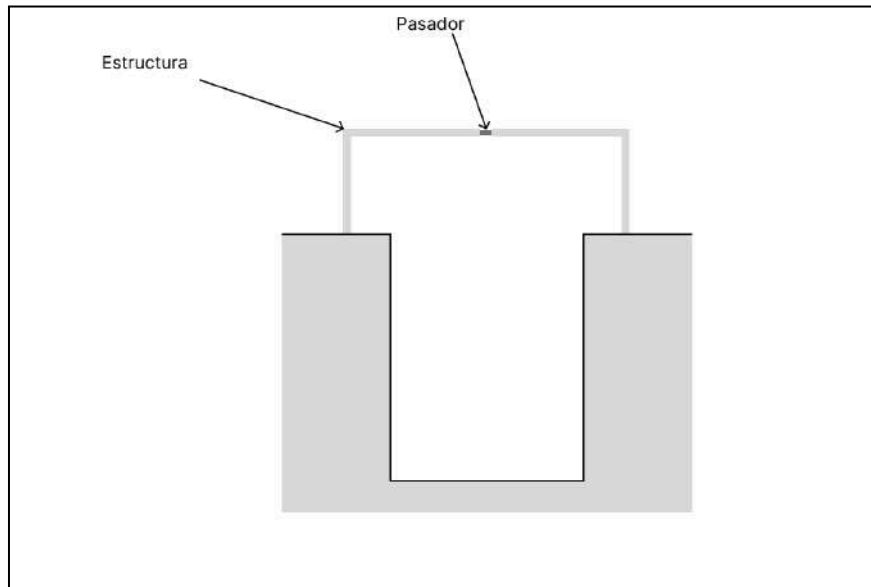


Figura 4.95 - Vista frontal de pilotes con estructura

Se obtendrán las dimensiones haciendo el cálculo por esfuerzo cortante y luego se verificará al esfuerzo de flexión.

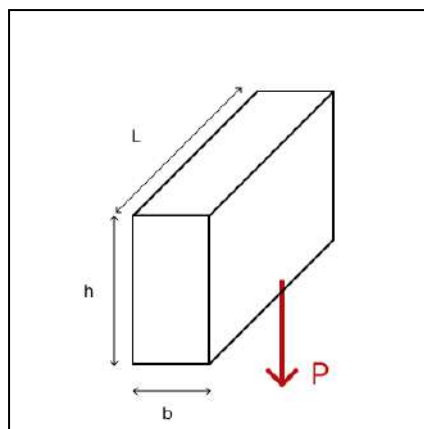


Figura 4.96 - Pasador

#### ❖ Cálculo de esfuerzo cortante

Se tiene que:

$$\zeta_{max} = \frac{P \times Q}{I \times b}$$

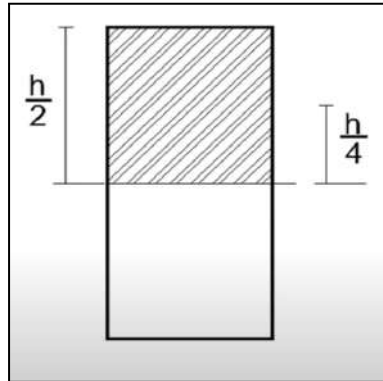


Figura 4.97 - Distancias para calcular momento de inercia del pasador

Con:

$$I = \frac{b \times h^3}{12}$$

$$Q = \frac{b \times h^2}{8}$$

Por lo tanto, se llega a la siguiente expresión:

$$\zeta_{max} = \frac{3 \times P}{2 b \times h}$$

Finalmente:

$$bh = \frac{3P}{2\zeta_{max}} = \frac{3 \times 503,23 \times 10^3}{2 \times 275 \times 10^6} = 2,75 \times 10^{-3} [m^2] = 27,5 [cm^2]$$

Si  $b = 2 [cm]$ , entonces:

$$h = \frac{27,5 [cm^2]}{2 [cm]} = 13,75 [cm]$$

Las dimensiones quedan de la siguiente manera:

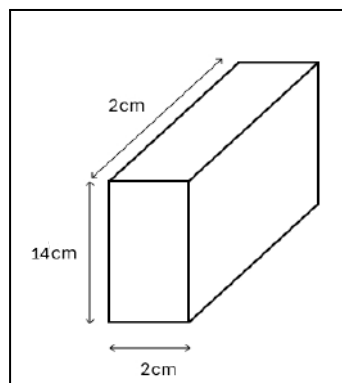


Figura 4.98 - Medidas finales del pasador

❖ **Verificación al esfuerzo por flexión**

Se tiene que:

$$\sigma_{max} = \frac{M \times y}{I}$$

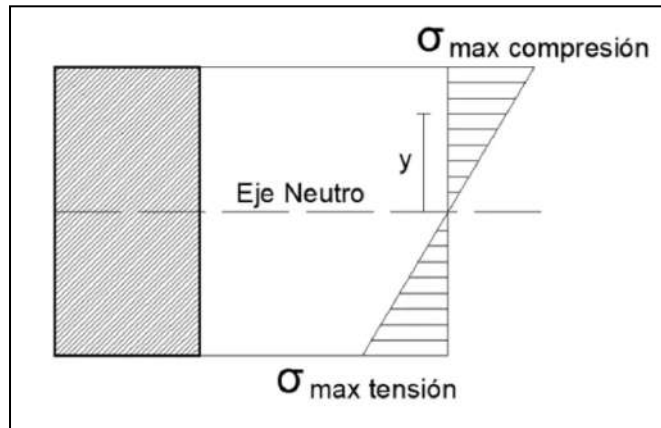


Figura 4.99 - Distribución de esfuerzo en el pasador

Luego:

$$I = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{0,02 \times (0,14^3)}{12} = 4,6 \times 10^{-6}$$

Llegando finalmente a:

$$\sigma = \frac{(P \times \frac{L}{2}) \times \frac{h}{2}}{I} = \frac{(503,23 \times 10^3 \times 0,01) \times 0,07}{4,6 \times 10^{-6}} = 76,6 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{max} = 275 \text{ [MPa]}$$

Como  $\sigma \leq \sigma_{max}$ , el pasador seleccionado cumple la **verificación**.

Para el automatismo del pasador, se selecciona un *actuador* de la marca Lineartec accionado eléctricamente.



Figura 4.100 - Actuador de pasador

La capacidad del mismo es de 125Kg:

Capacidad de Carga 125 Kg					
Largo de Recorrido (mm)	Voltaje	Lento	Estándar	Rápido	Peso del equipo (kg)
50.8	12	W2-12-125-5-50.8	W2-12-125-15-50.8	W2-12-125-20-50.8	4.75
50.8	24	W2-24-125-5-50.8	W2-24-125-15-50.8	W2-24-125-20-50.8	4.75
101.6	12	W2-12-125-5-101.6	W2-12-125-15-101.6	W2-12-125-20-101.6	4.90
101.6	24	W2-24-125-5-101.6	W2-24-125-15-101.6	W2-24-125-20-101.6	4.90
203.2	12	W2-12-125-5-203.2	W2-12-125-15-203.2	W2-12-125-20-203.2	5.21
203.2	24	W2-24-125-5-203.2	W2-24-125-15-203.2	W2-24-125-20-203.2	5.21
304.8	12	W2-12-125-5-304.8	W2-12-125-15-304.8	W2-12-125-20-304.8	5.52
304.8	24	W2-24-125-5-304.8	W2-24-125-15-304.8	W2-24-125-20-304.8	5.52

Figura 4.101 - Capacidad de carga de actuador

Como el pasador debe ser movido 5mm, se selecciona la primera opción de 12V. Dado que el peso del pasador es muy bajo, el consumo del actuador también lo es. A su vez sólo será activado cuando se realice el proceso de trabe/destrabe del flotador.

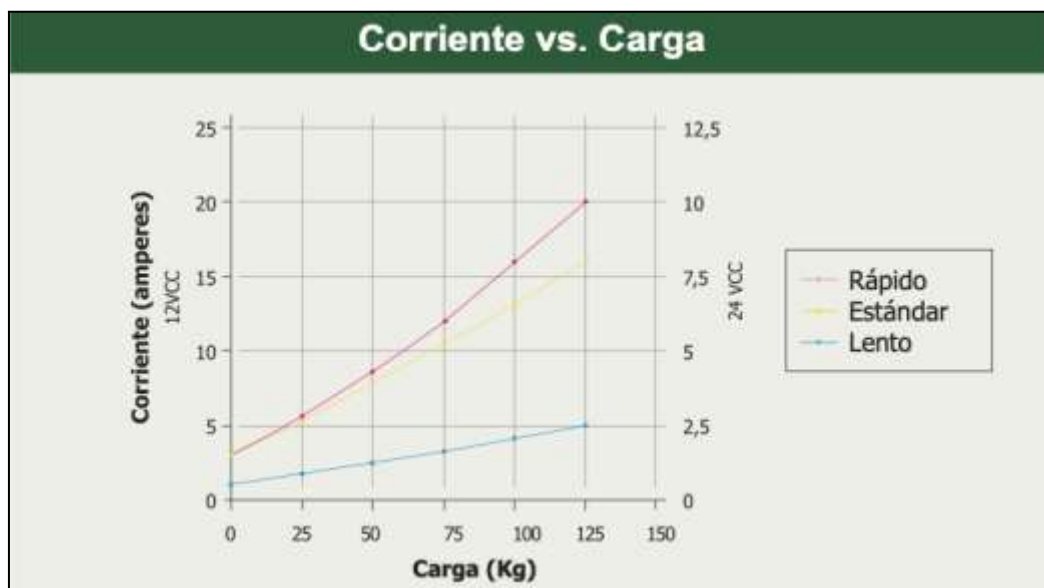


Figura 4.102 - Consumo de actuador en función de la carga

La viga seleccionada anteriormente tendrá agujeros donde pasará el pasador. Se dejará 20 cm de cada extremo y se separarán los mismos en 20 [cm].

Aprovechando las ranuras que se deben hacer a la viga para que atravesase el pasador, se elige el siguiente sistema para conocer la posición de cada flotador:

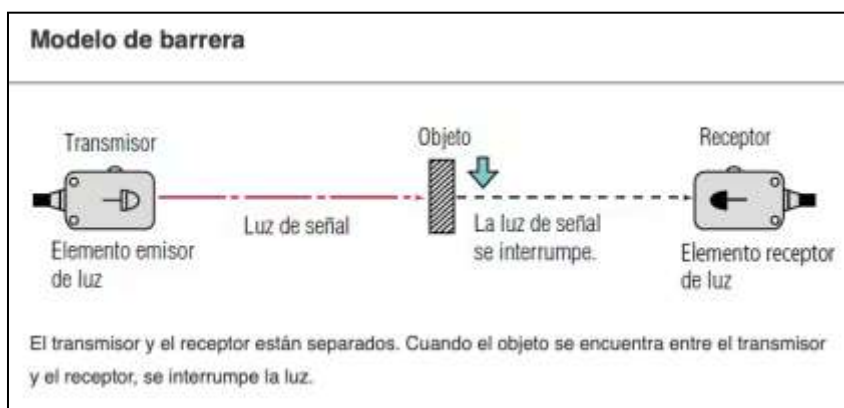


Figura 4.103 - Sensor de barrera

Es un sistema de barrera fotoeléctrico con transmisor y receptor. En este caso el objeto será la viga. Cuando el receptor recibe la luz de señal significa que está en presencia de un agujero en la viga. En función de la cantidad de veces que recibe luz, será la posición a la cual se encuentra el flotador.

Para la calibración del punto inicial se debe poner el flotador en el punto más bajo. Es decir cuando esté en el primer agujero. Ese es el punto más bajo posible de cada flotador que será a 0,2 [m] de la base del piletón (marea baja – altura mínima: 0,2 [m]).

Por otro lado, como se comentó anteriormente, el flotador será vaciado y llenado con agua pero a su vez hay una parte en la secuencia donde el flotador debe ser llenado de agua y el piletón se encuentra lleno de agua también. Para poder lograr eso primero se debe quitar el aire del interior del flotador, lo cual resulta imposible hacerlo por la válvula si alrededor del flotador se encuentra agua. Es por esa razón que se decidió colocar un tubo de PVC que irá hasta la superficie. Entonces cuando se abre la válvula para el ingreso de agua, se desplaza todo el aire del interior para luego llenar el flotador de agua. Se aprovechan las guías para mantener el tubo en vertical, por lo que el esquema sería el siguiente:

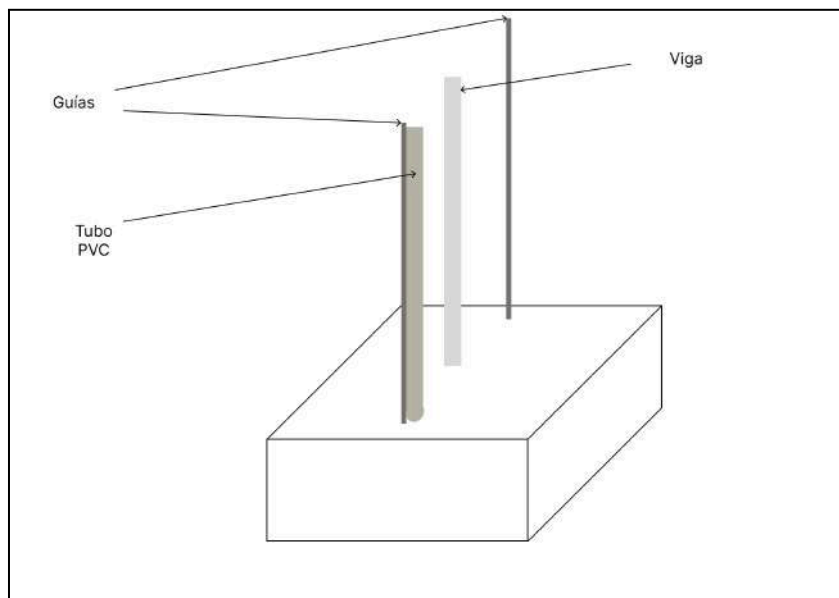


Figura 4.104 - Flotador con guías, viga y tubo PVC

Por último, luego de pensar diferentes tipos de automatizaciones para el sistema, se optó por una automatización a través de *sensores*. Esto se debe principalmente a que, como se explicó anteriormente, al ser el ciclo de marea distinto a 24 horas, resulta imposible poder llevar a cabo la secuencia de flotadores por tiempo.

Se colocará un sensor de nivel en el piletón que se moverá en función de la altura de llenado del mismo. A su vez se colocará un sensor de altura en cada flotador, de manera que cuando cada flotador esté próximo al nivel de agua del piletón, se detenga y comience el movimiento del siguiente flotador.

Recordando que cada flotador tiene una medida de 4m x 5m x 2,5m, definiendo una distancia de 0,2m entre flotadores y dejando un espacio de 0,5 m entre el primer y último flotador con las paredes del piletón, las medidas serán de:

$$\text{Largo: } 6 * 4 \text{ [m]} + 5 * 0,2 \text{ [m]} + 2 * 0,5 \text{ [m]} = 26 \text{ [m]}$$

$$\text{Ancho: } 5 \text{ [m]} + 2 * 0,5 \text{ [m]} = 6 \text{ [m]}$$

El alto se establece teniendo en cuenta la altura máxima de marea del año que es de 12,4 [m]. Por lo tanto, se define una altura de 13 [m].

El material de los piletones debe ser aquel que soporte el medio agresivo como lo es el agua de mar, es por eso que se decide llevarlo a cabo con hormigón.

#### 4.3.8. CAÑERÍAS Y VÁLVULAS

Para hacer el cálculo de las cañerías se necesita calcular el tiempo necesario de vaciado y llenado del piletón. Se toma el peor caso posible que sería el caso donde se debe vaciar o llenar la totalidad del piletón. En ese caso, el volumen del piletón es:

$$V = 26 \text{ [m]} \cdot 6 \text{ [m]} \cdot 12,4 \text{ [m]} = 1935 \text{ [m}^3\text{]}$$

Teniendo en cuenta la cinemática del sistema planteado, ese volumen debe ser llenado o vaciado en lo que tarda en llegar la marea a pleamar o bajamar. El caudal de agua se calcula como:

$$Q = \frac{1935 \text{ [m}^3\text{]}}{6 \times 3600 \text{ [seg]}} = 0,09 \text{ [} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \text{]}$$

Se establece una velocidad de fluido de 3 m/s según el siguiente cuadro:

Tipo de tubería	Velocidad máxima, m/s
Concreto simple hasta 45 cm de diámetro	3.0
Concreto reforzado de 61 cm diámetro o mayores	3.5
Fibrocemento	5.0
Poli (cloruro de vinilo) PVC	5.0
Polietileno de alta densidad	5.0

Figura 4.105 - Tabla de velocidades máximas según tipo de tubería

Como:

$$Q = v \times A \Rightarrow A = \frac{Q}{v} = 0,03 \text{ [m}^2\text{]}$$

El área de la sección es  $A = \pi \times r^2$ , por lo que el radio de la misma será:

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = 0,1 \text{ [m]} \Rightarrow \text{Diámetro} = 20 \text{ [cm]}$$

Se cumple la **verificación** ya que el diámetro es menor a 45 [cm]. Por lo tanto, la cañería de llenado y vaciado de los piletones se harán de concreto simple con un diámetro de 20 [cm].

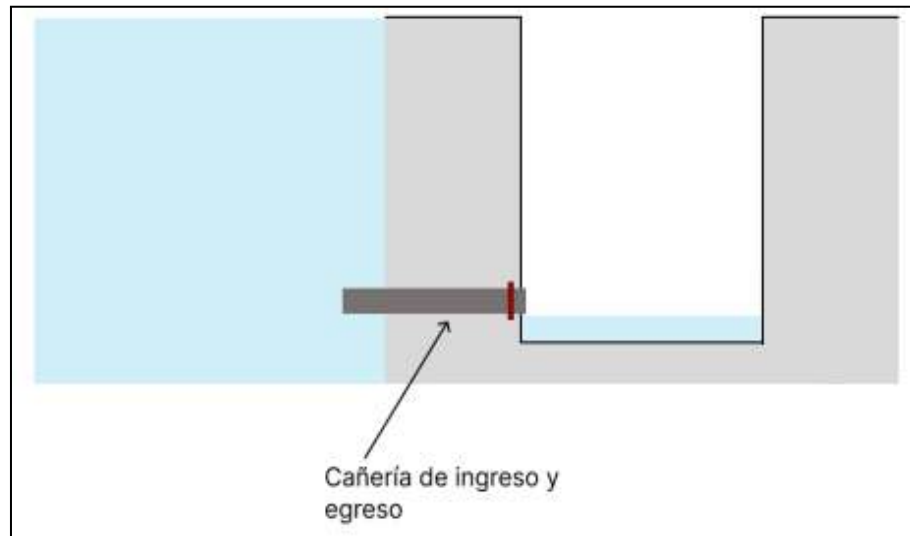


Figura 4.106 - Vista frontal del piletón con cañerías

A continuación, se detallarán las *válvulas* utilizadas para el sistema:

#### ❖ Para el piletón

La cañería dimensionada anteriormente permite el ingreso y egreso de agua al piletón. Dado la secuencia descrita, el ingreso y egreso de agua deberá ser controlado. Esto se llevará a cabo por medio de una válvula colocada en la cañería como muestra la siguiente figura:

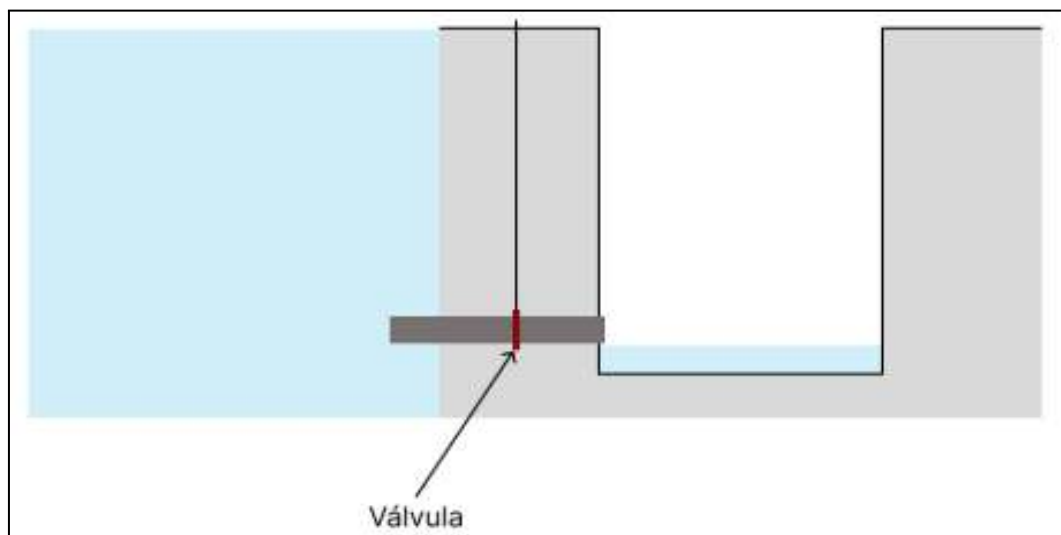


Figura 4.107 - Vista frontal de piletón con válvula en cañería

Para seleccionar la válvula se debe calcular la presión a la cual será sometida. Para eso se toma el peor caso registrado que fue una altura de 12,4 metros. A este valor se le agrega un factor de seguridad de 1,5. Este factor tomado se debe a que en ocasiones excepcionales es posible que la marea supere el valor máximo. En caso



de que esto ocurra, para ser precavido se opta por dicho valor de seguridad. Es decir que la altura para la cual se dimensionará será de 18,6 [m].

La presión de agua con esa altura será de:

$$P = \delta \times g \times h$$

$$P = 1027[\text{Kg}/\text{m}^3] \times 9,8[\text{m}/\text{s}^2] \times (12,4 \times 1,5)[\text{m}] = 187,2 [\text{KPa}] = 1,9 [\text{Bar}]$$

La válvula seleccionada es de la marca Valmec.

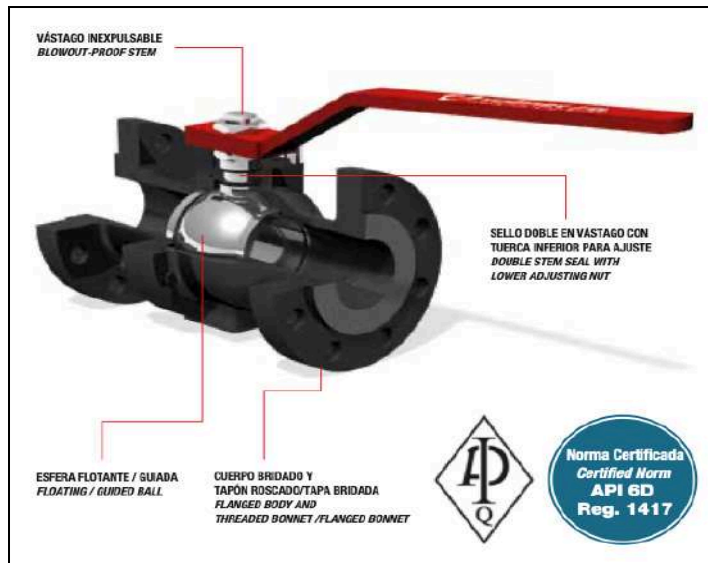


Figura 4.108 - Válvula de cañería

Las características técnicas son proporcionadas por el fabricante y se muestran a continuación:

Características Técnicas Technical Features	
Diametro Nominal Nominal Diameter	1 1/4" a 20" 1 1/4" to 20"
Pasaje Port	Total Full Bore
Normas de Diseño Design Norms	API 6D - ASME B16.34 - ASME B16.5 - ASME B16.10 ISO 10497 (API 6FA) - MSS SP6 - API 607
Series Class	ASME 150 / 300 / 600
Extremos Ends	Bridados RF, RJ, FF, BW (Butt Weld) Flanged RF, RJ, FF, BW (Butt Weld)
Materiales Externos External Materials	Acero al Carbono, Acero Inoxidable, Bronce Carbon Steel, Stainless Steel, Bronze
Materiales Internos Internal Materials	Acero al Carbono, Acero Inoxidable Carbon Steel, Stainless Steel
Medios de Operación Operation Drives	Palanca, Actuador Eléctrico o Neumático (Simple Efecto / Doble Efecto) Reductor a Sin fin y Corona Handle, Electrical or Pneumatic Actuator (Single Effect / Double Effect) Manual Gear Operator

Rangos de Presión y Temperatura ASME B16.34 Pressure and Temperature Range ASME B16.34									
T (°C)	ASTM A216 WCB			ASTM A351 CF8			ASTM A351 CF8M		
	150	300	600	150	300	600	150	300	600
-20 -38	19.6	51.1	102.1	19	49.6	99.3	19.0	51.1	102.1
50	19.2	50.1	100.2	18.3	47.8	95.6	19.2	50.1	100.2
100	17.7	46.6	93.2	15.7	40.9	81.7	17.7	46.6	93.2
150	15.8	45.1	90.2	14.2	37.0	74.0	15.8	45.1	90.2
200	13.8	43.8	87.6	13.2	34.5	69.0	13.8	43.8	87.6
250	12.1	41.9	83.9	12.1	32.5	65.0	12.1	41.9	83.9

Figura 4.109 - Ficha técnica de válvula

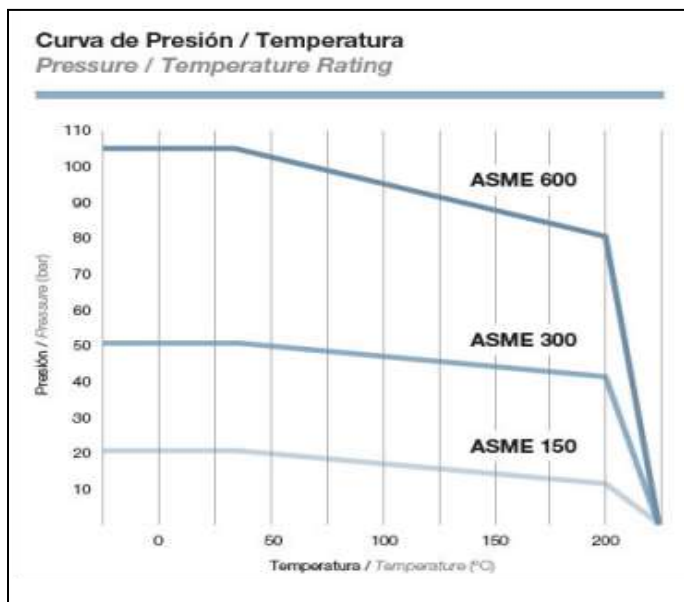


Figura 4.110 - Gráfico de presión en función de temperatura

Se puede apreciar que en el rango de temperaturas de 0 - 25 °C, la presión de trabajo de 1,9 [Bar] se encuentra por debajo del límite admisible para el modelo ASME 150.

Luego, teniendo en cuenta el diámetro de la cañería previamente dimensionada se procede a seleccionar la válvula adecuada:

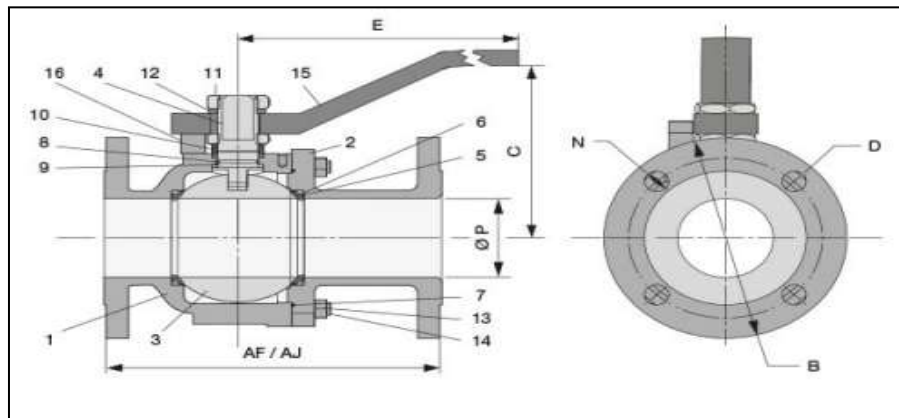


Figura 4.111 - Dimensiones de la válvula

Ø	150										300										600									
	Ø P	B	C	AF/AJ	E	N	Tq	Cv	Peso		P	B	C	AF/AJ	E	N	Tq	Cv	Peso		P	B	C	AF/AJ	E	N	Tq	Cv	Peso	
	mm										mm										mm									
½"	14	90	50	108/ -	120	4x16	5.8	15	1.5		14	95	50	140/152	120	4x16	8.2	15	2.1		14	95	65	165/163	150	4x22	9.7	15	2.8	
¾"	19	100	55	117/ -	120	4x16	6.9	50	1.8		19	115	55	152/165	150	4x19	12	50	2.65		19	115	80	191/191	150	4x19	15	50	3.3	
1"	25	110	87	127/ -	150	4x16	12.4	95	2.5		25	125	87	165/178	150	4x19	19	95	3.1		25	125	85	216/216	150	4x19	33	95	3.75	
1¼"	32	115	110	140/ -	150	4x16	23.5	130	3.6		32	135	110	178/ -	220	4x19	30	130	5.6		32	135	120	229/229	220	4x19	49	130	7.5	
1½"	38	125	115	165/ -	220	4x16	28.4	245	6		38	155	115	191/203	270	4x22	38	245	10.6		38	155	134	241/241	230	4x22	63	245	16	
2"	50	150	147	178/191	230	4x19	44	440	11		50	165	147	216/232	290	8x19	68	440	12.1		50	165	146	292/295	290	8x19	88	440	21	
2½"	63	180	155	191/203	290	4x19	64.6	700	14.5		63	190	155	241/257	290	8x22	99	700	17		63	190	146	330/333	290	8x22	161	700	25.3	
3"	75	190	190	203/216	430	4x19	83.3	1000	20		75	210	190	283/298	430	8x22	170	1000	26		75	210	195	356/359	530	8x22	177	1000	38	
4"	101	230	220	229/241	430	8x19	247	2100	37		101	255	-	305/321	RN1	8x22	390	2100	56.2		101	275	-	432/435	RN1	8x25	680	2100	70	
6"	152	280	-	394/406	RN1	8x22	430	5500	81		152	320	-	403/419	RN3	12x22	800	5500	104		152	355	-	559/562	RN3	12x28	1310	5500	148	
8"	203	345	-	457/470	RN3	8x22	635	9800	128		203	380	-	502/518	RN3	12x25	1300	9800	176		203	420	-	660/664	RN5	12x32	1760	9800	236	
10"	254	405	-	533/546	RN3	12x25	1240	16000	196		254	445	-	568/584	RN5	16x28	1800	16000	330		254	510	-	787/791	RN5	16x35	3000	16000	527	
12"	303	485	-	610/622	RN5	12x25	1720	24000	320		303	520	-	648/664	RN5	16x32	2210	24000	430		303	560	-	838/841	RN7	20x35	5400	24000	788	
14"	334	535	-	686/699	RN5	12x28	1980	34000	380		334	585	-	762/778	RN5	20x32	3190	34000	510		334	605	-	888/892	RN9	20x38	7000	34000	940	
16"	385	595	-	762/775	RN5	16x28	2460	46000	530		385	650	-	838/854	RN7	20x35	3970	46000	712		385	685	-	991/994	RN9	20x42	9200	46000	1320	

Figura 4.112 - Especificaciones del modelo de válvula

El propio fabricante permite adaptar la válvula a un *actuador* para ser comandada eléctricamente, con lo cual se va a poder facilitar la automatización de llenado y vaciado del piletón.

<b>Actuador Neumático o Eléctrico</b> <i>Pneumatic or Electrical Actuator</i>	<p>Las válvulas VALMEC se complementan con los actuadores neumáticos y eléctricos OMAL, que permiten automatizar las operaciones de apertura y cierre de válvulas mediante aire, señal eléctrica o la combinación de ambas.</p> <p>La gama de actuadores OMAL-VALMEC cubre toda las aplicaciones necesarias en la industria cuando se requiera automatización y control. Están disponibles para todos los modelos de válvulas de 1/4" a 20".</p> <p>Adicionalmente VALMEC dispone de una serie de accesorios para control y/o accionamiento de los actuadores como ser indicadores de posición y límite de carrera, mecánicos o magnéticos, cajas indicadoras con límite de carrera y posicionadores.</p> <p><i>VALMEC valves are complemented with OMAL pneumatic and electrical actuators that allow to automate the operation of valves with the air supply, electrical and combination of both.</i></p> <p><i>The range of OMAL-VALMEC actuators covers all necessary applications in the industry when it requires automation and control. Available from 1/4" to 20" for all models.</i></p> <p><i>Additionally VALMEC has a several accessories to control or drive of the actuators, like mechanical or magnetic limit switches, limit switch and positioner are available.</i></p>
--	---

Figura 4.113 - Actuador eléctrico de válvula

### ❖ Para los flotadores

Se colocará una única válvula para vaciar y llenar los flotadores que irá colocada en la cara lateral del flotador próximo a la base.

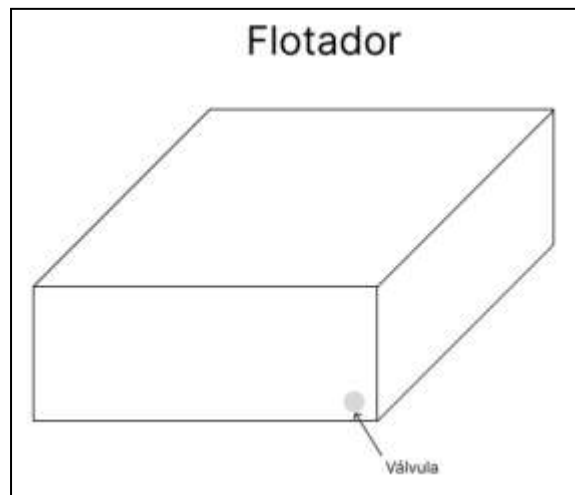


Figura 4.114 - Posición de válvula en flotador

Para seleccionar la válvula primero se debe calcular el diámetro del orificio por el cual saldrá e ingresará el agua al flotador. Para eso se debe definir el tiempo de vaciado o llenado de los flotadores. Resulta difícil definir esto con exactitud ya que depende de la marea. Tomando una posición conservadora, se establecerá el tiempo en 30 minutos. Por otro lado, se debe fijar una velocidad de entrada y salida de agua que será de 3 m/s.

El caudal de agua se calcula como:

$$Q = \frac{50[m^3]}{0,5 \times 3600[seg]} = 0,03 [m^3/seg]$$

Como:

$$Q = v \times A \Rightarrow A = \frac{Q}{v} = 0,01 [m^2]$$

Si lo establecemos de forma circular, el área es  $A = \pi \times r^2$ , por lo que el radio de la sección será:

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = 0,06 [m]$$

Por lo tanto, el diámetro D será 12 [cm].

Con respecto a la presión de agua a la cual será sometida:

$$P = \delta \times g \times h$$

$$P = 1027 [Kg/m^3] \times 9,8 [m/s^2] \times 2,5 [m] = 25,16 [KPa] = 0,25 [Bar]$$

Se selecciona una válvula de la marca Coax ya que cuenta con válvulas especiales en aplicaciones marítimas. Teniendo en cuenta la presión hallada y el diámetro recientemente calculado, se selecciona una válvula de dos vías comandada eléctricamente cuyo modelo es FCF-K 125.

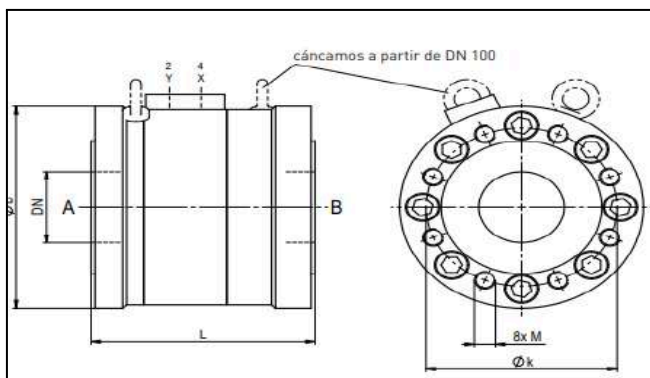


Figura 4.115 - Válvula de flotadores

A continuación, se pueden observar las dimensiones junto con las características técnicas de la misma:

conexiones	bridas PN 16/40
función	NC
rango de presión	0-40 bar
factor $K_v$	$98 \text{ m}^3/\text{h} - 315 \text{ m}^3/\text{h}$
sentido de flujo	A → B según marcado
ciclos de conmutación	$30 - 50 \text{ }^1/\text{min}$
tiempos de conmutación	apertura 250 - 3000 ms cierre 300 - 3000 ms
temperatura del fluido	60 °C válvula piloto montada
temperatura ambiente	50 °C válvula piloto montada
peso	10 - 31 kg
voltaje nominal	$U_n$ 24 V DC $U_n$ 230 V 40-60 Hz AC
protección	IP65 (P54) DIN 40 050
funcionamiento continuo	ED 100%

Figura 4.116 - Ficha técnica de válvula de flotadores



tipo		FCF-K 65	FCF-K 80	FCF-K 100	FCF-K 125
<sup>1)</sup> diametro de paso		DN 65 mm	DN 80 mm	DN 100 mm	DN 125 mm
<sup>2)</sup> factor $K_v$	$\text{m}^3/\text{h}$	98	122	220	315
<sup>3)</sup> ciclos de conmutación	1/min	50	50	40	30
<sup>4)</sup> tiempos de conmutación	ms apertura	250-3000	350-3000	450-3000	700-3000
	ms cierre	400-3000	350-3000	300-3000	450-3000
<sup>5)</sup> peso	kg	10	12	20	31
<sup>6)</sup> consumo de aire	$\text{cm}^3/\text{Hub}$	75	105	235	495
construcción longitud	L	170	180	240	300
bridas PN 16 DIN EN 1092-1	ØD	185	200	230	260
	Øk	145	160	180	210
bridas PN 40 DIN EN 1092-1	M	M16	M16	M16	M16
	ØD	185	200	235	270
	Øk	145	160	190	220
	M	M16	M16	M20	M24

Figura 4.117 - Especificaciones de válvula de flotadores

#### 4.4. CÁLCULOS FINALES

Finalmente, se desarrollarán los cálculos energéticos finales del sistema planteado teniendo en cuenta las pérdidas del mismo ya que la estimación de energía generada se había calculado en base a un sistema ideal, es decir, sin pérdidas.

Con el fin de realizar un cálculo más cercano a la realidad, se corregirá este valor teniendo en cuenta los siguientes componentes que generan pérdidas de energía:

##### ❖ Engranajes

Dentro del cuál tenemos los siguientes casos:

##### 1. Cremallera - Engranaje n° 3

Dado que para conocer la eficiencia de un par de engranajes hay que tener en cuenta muchos factores, para conocer esto con precisión se suele recurrir a la medición de potencia en la entrada y salida del par de engranajes para saberlo con precisión. Como en este caso no es posible, conociendo que los engranajes utilizados en el sistema son engranajes rectos y que estos tienen una eficiencia alta de entre 97 y 99%, se establece un rendimiento del 99% dado que se trabajará con velocidades bajas.

$$\eta_{3-c} = 0,99$$

##### 2. Engranaje 2- Engranaje 1

Lo mismo que se explicó para el caso anterior aplica para este conjunto de engranajes.

$$\eta_{2-1} = 0,99$$

##### 3. Caja multiplicadora

La eficiencia de la caja multiplicadora según fabricante está entre 0,93 y 0,95. Se adopta el siguiente valor:

$$\eta_{cm} = 0,94$$

##### 4. Sistema Inversor

Para el caso del sistema inversor, según se explicó anteriormente, se adoptará una eficiencia algo menor que el caso de engranajes 1, 2 y 3 dado que la velocidad es significativamente mayor.

$$\eta_{si} = 0,97$$

##### ❖ Generador

El generador seleccionado para el sistema cuenta con la siguiente curva de eficiencia :

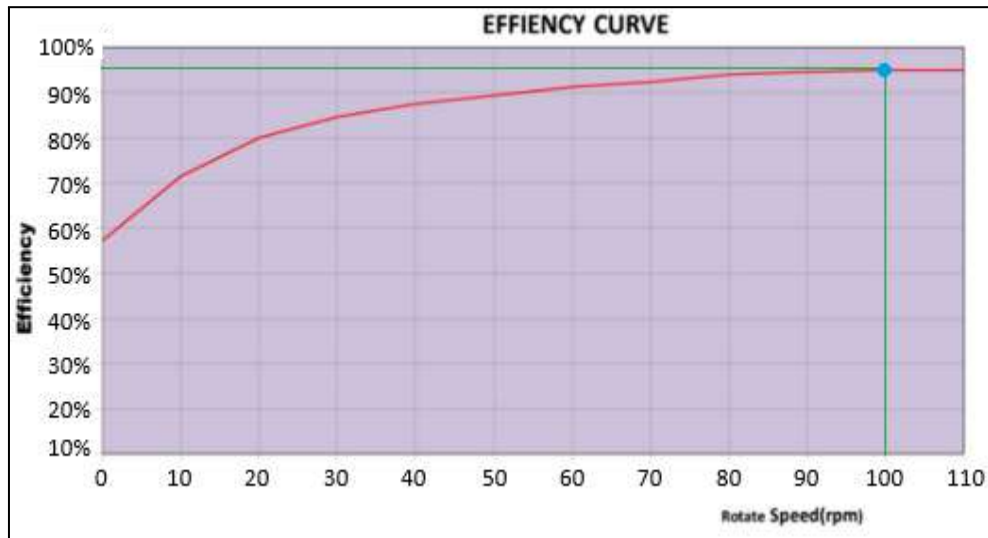


Figura 4.118 - Curva de eficiencia del generador

El diseño del sistema se ha concebido de manera que la velocidad de giro del generador sea de 100 [rpm]. Teniendo esto en cuenta, se estima que la eficiencia del generador será de 92%.

$$\eta_{\text{generador}} = 0,92$$

Por otro lado, un factor importante a tener en cuenta en los sistemas de energía renovable es el factor de carga. El factor de carga se refiere al porcentaje de la capacidad nominal de un generador que se utiliza en una determinada carga eléctrica. En este caso particular que el sistema estará funcionando siempre a plena carga, es decir a la potencia nominal del generador, se atribuye un factor de carga de 1.

Finalmente, teniendo en cuenta las pérdidas comentadas anteriormente la potencia generada por el sistema será:

$$Potencia_{\text{real}} = Potencia_{\text{ideal}} * \eta_{\text{total}} * f_c$$

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{3-c} * \eta_{2-1} * \eta_{cm} * \eta_{si} * \eta_{\text{generador}} = 0,83$$

Entonces:

$$Potencia_{\text{real}} = 7[KW] * 0,83 * 1 = 5,81 [KW]$$

Con esta potencia se obtiene una energía de:

$$Energía = 5,81 [KW] \times 1 [hs] = 5,81 [KWh]$$



La energía diaria generada por el sistema sería (recordando que el ciclo de los flotadores se repite 4 veces en el día):

$$\text{Energía diaria} = 5,81 \text{ [KWh]} \times 4 = 23,24 \text{ [KWh/día]}$$

Además, se puede calcular la energía mensual y anual como:

$$\text{Energía mensual} = 23,24 \text{ [KWh/día]} \times 30 \text{ [días]} = 697,2 \text{ [KWh/mes]}$$

$$\text{Energía anual} = 23,24 \text{ [KWh/día]} \times 365 \text{ [días]} = 8,5 \text{ [MWh/año]}$$

El sistema final se representa esquemáticamente de la siguiente manera:

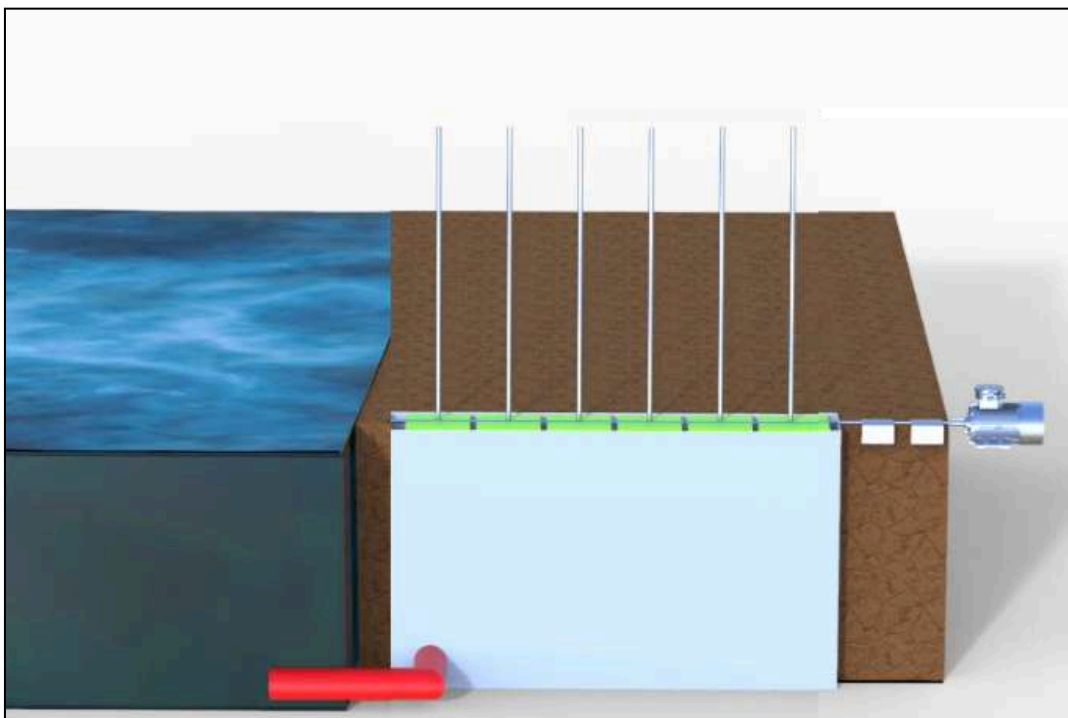


Figura 4.119 - Vista frontal del diseño en 3D

## 5. TURBINAS

En este capítulo se llevará a cabo un estudio del beneficio y factibilidad de implementar al sistema de flotadores un aporte de energía eléctrica mediante la utilización de una turbina hidráulica en la interconexión entre el piletón y el mar. De esta forma, se busca aprovechar nuevamente el flujo de agua que se tiene en dicha zona logrando así un aporte energético extra a la fábrica para favorecer su sustentabilidad.

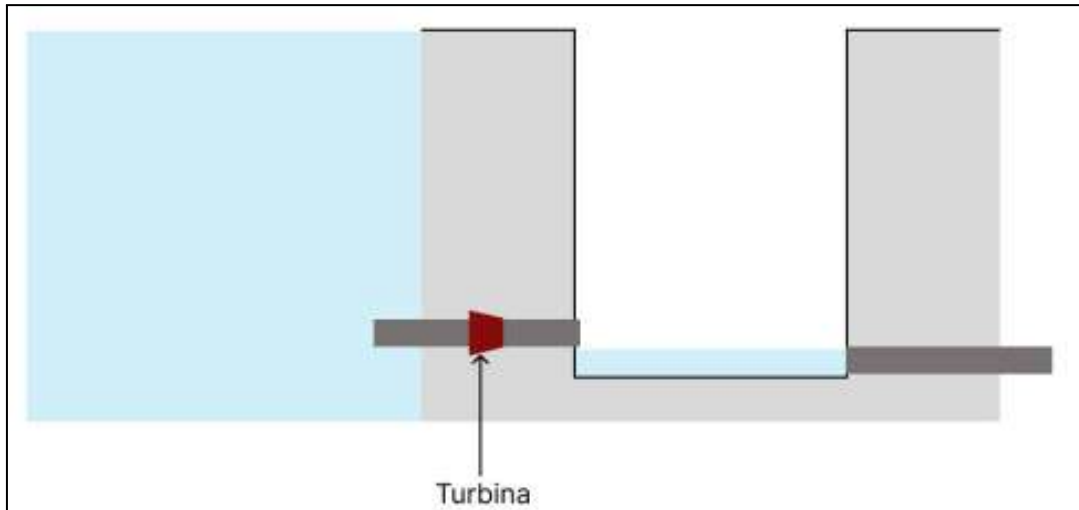


Figura 5.1 - Ubicación esquemática de la turbina

Una turbina hidráulica es un elemento que aprovecha la energía cinética y potencial del agua para producir un movimiento de rotación que, transferido mediante un eje, mueve directamente una máquina o bien un generador que transforma la energía mecánica en eléctrica.

Es decir, es una turbomáquina motora que absorbe energía de una corriente fluida (agua) y restituye energía mecánica. Puesto que se trata de una turbomáquina, su principio de funcionamiento se basa en la ecuación de Euler. La aplicación más extendida de las turbinas hidráulicas es la generación de energía eléctrica.

Las turbinas operan bajo rangos muy amplios de desniveles, pudiendo variar de pocos metros (el mínimo económico se encuentra alrededor de los 3 m) a miles de metros (pudiendo superar los 1500 m). Para operar eficientemente en un rango tan amplio de desniveles, se han diseñado diversos tipos de turbinas que pueden clasificarse principalmente en:

1. Turbinas de acción: El caudal de agua se utiliza en forma de chorro a la presión atmosférica, para lo que previamente se ha de transformar toda la energía potencial del agua en energía cinética. Estas pueden ser del tipo:

- a. Turbina Pelton.
- b. Turbina Turgo.

c. Turbina Michell-Banki

2. Turbina de reacción: El agua se utiliza a una presión superior a la atmosférica, por lo que solo una parte de su energía es cinética. Estas se clasifican en función de la forma del rodete y de la trayectoria de la partícula de agua y pueden ser del tipo:

- a. Turbina Francis.
- b. Turbina Kaplan en sus distintas variantes.
- c. Turbina Deriaz

Otras clasificaciones de las turbinas pueden ser:

1. Según el número específico de revoluciones:

- a. Turbina lenta.
- b. Turbina normal.
- c. Turbina rápida.
- d. Turbina extra rápida.

2. Según la posición del eje:

- a. Turbina horizontal.

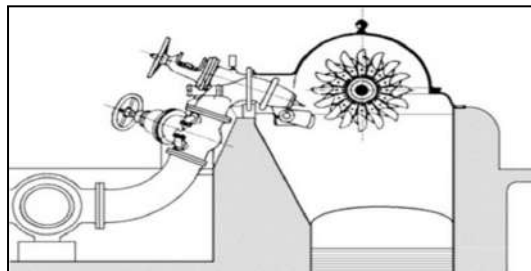


Figura 5.2 - Turbina horizontal

- b. Turbina vertical.

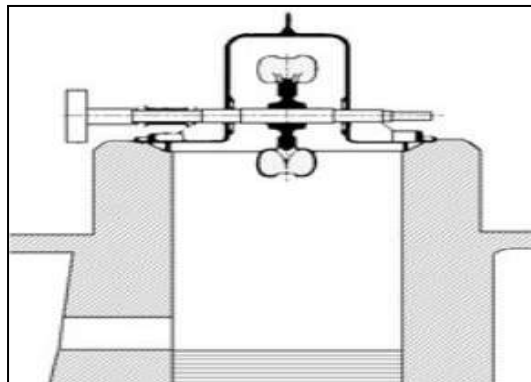


Figura 5.3 - Turbina vertical

3. Según el modo de admisión del líquido:

- a. Turbina de admisión parcial: el líquido ataca a una parte del rodete
- b. Turbina de admisión total: el líquido ataca a todo el rodete

4. Según la dirección del líquido a la entrada:

- a. Turbina tangencial
- b. Turbina axial
- c. Turbina radial
- d. Turbina diagonal

5. Según el modo de operación:

- a. Turbina reversible: estas se utilizan en el caso de tener una central hidroeléctrica reversible. Es una central que además de transformar la energía potencial del agua en eléctrica, tiene la capacidad de aumentar dicha energía potencial consumiendo para ello energía eléctrica. Suele darse en caso de centrales que turbinan/bombear el agua entre dos embalses a distinta altura.

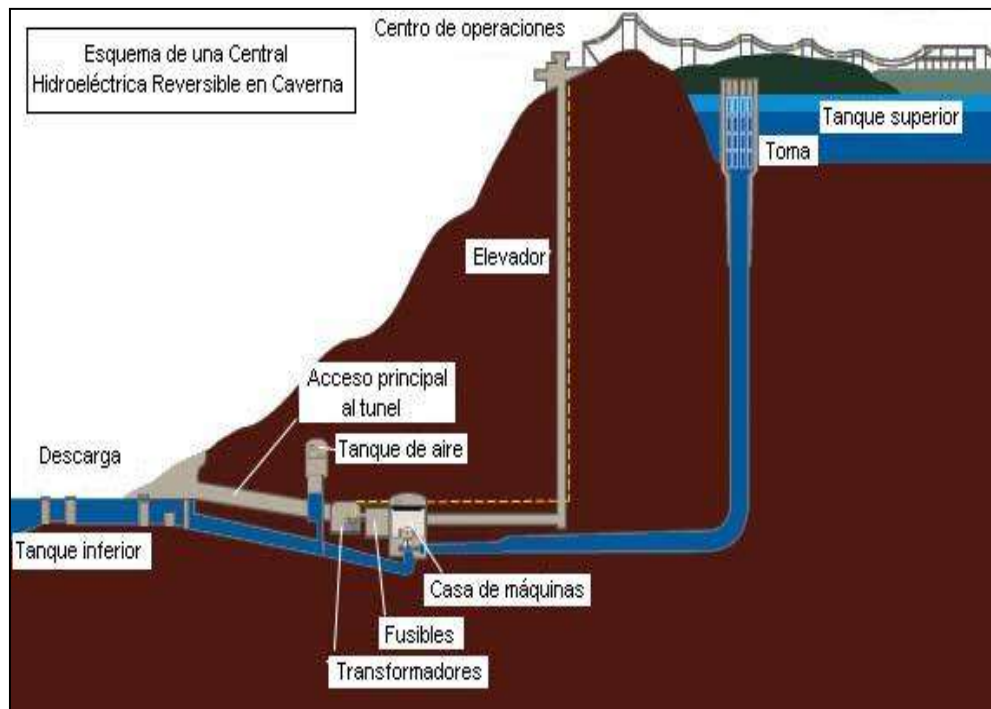


Figura 5.4 - Central Hidráulica

- b. Turbina no reversible: son las que se utilizan en una central que sólo turbinan, es decir, convierten la energía potencial del agua en energía eléctrica.

Las turbinas más utilizadas en la práctica ingenieril son las del tipo Pelton (TP), Francis (TF) y Kaplan (TK). A continuación, se muestran las turbinas más destacadas a nivel mundial:

<b>TURBINAS DE MAYOR CAPACIDAD</b>						
	<b>Mayor capacidad</b>			<b>Mayor salto</b>		
	<b>TK</b>	<b>TF</b>	<b>TP</b>	<b>TK</b>	<b>TF</b>	<b>TK</b>
Central	Takka	Itaipú	Bieudron	Orlik	Häusling	Bieudron
Pais	Siria	Br/Pa	Suiza	Chec.	Austria	Suiza
H (m)	60 m	112	1874	71	744	1874
Q (m <sup>3</sup> /s)	450	690	25	150	25	25
P (MW)	242	715	423	94	180	423
D (m)	9,2	8,5	4,63	4,6	2,77	4,63
N (rpm)	150	90,9/92,3	428,6	187	600	428,6

Figura 5.5 - Capacidad y Salto de los distintos tipos de turbinas

Las turbinas tienen unas partes fijas, que se encargan del encauzamiento del flujo en una forma hidráulicamente eficiente y otras móviles que realizan la transformación de la energía hidráulica en mecánica y del control y regulación del caudal de agua utilizado. Las principales partes fijas y móviles de las turbinas de acción y de reacción son:

<b>Turbinas de acción</b>	<b>Turbinas de reacción</b>
<b>Partes fijas</b>	
Conducto distribuidor	Cámara espiral y antedistribuidor
Foso de la turbina	Tubo de aspiración
Carcasa	Tapa de la turbina
<b>Partes móviles</b>	
Inyectores	Distribuidor
Rodete	Rodete
Eje	Eje
Deflector	

Figura 5.6 - Características de turbinas de acción y reacción

El paso de una corriente fluida a través de una turbina provoca cambios en la magnitud y dirección de la velocidad del fluido, lo cual da lugar a la aparición de un par en el eje (Teorema del momento angular). Los elementos necesarios para que esto suceda son análogos a los de una bomba, pero dispuestos en orden inverso:

1. Canal de llegada o tubería forzada: Debe tener una válvula de cierre lento para evitar el golpe de ariete.

2. Caja espiral de una turbina: Es análoga a la voluta de una bomba centrífuga; transforma presión en velocidad (al contrario que la voluta).

3. El distribuidor de una turbina: Es análogo a la corona directriz de una bomba. Actúa transformando presión en velocidad (también es un órgano de regulación).

4. El rodete de una turbina: Es análogo al rodete de una bomba. Absorbe energía del fluido y la convierte en energía mecánica.

5. El tubo de aspiración: Es análogo al tubo de aspiración de una bomba. Es el órgano de desagüe y su función es crear una succión a la salida de la turbina (depresión).

Hay que tener en cuenta que no en todos los casos existen todos los elementos citados, sino que depende del tipo de turbina.

A continuación, se realiza un desarrollo de las turbinas más utilizadas en la actualidad y que tienen más relevancia en la práctica ingenieril.

### **Turbina Pelton**

Son turbinas de flujo transversal, y de admisión parcial. Proviene directamente de la evolución de los antiguos molinos de agua, y en vez de contar con álabes o palas se dice que tienen cucharas. Están diseñadas para trabajar con saltos de agua muy grandes, pero con caudales pequeños (alrededor de 10 m<sup>3</sup>/s).

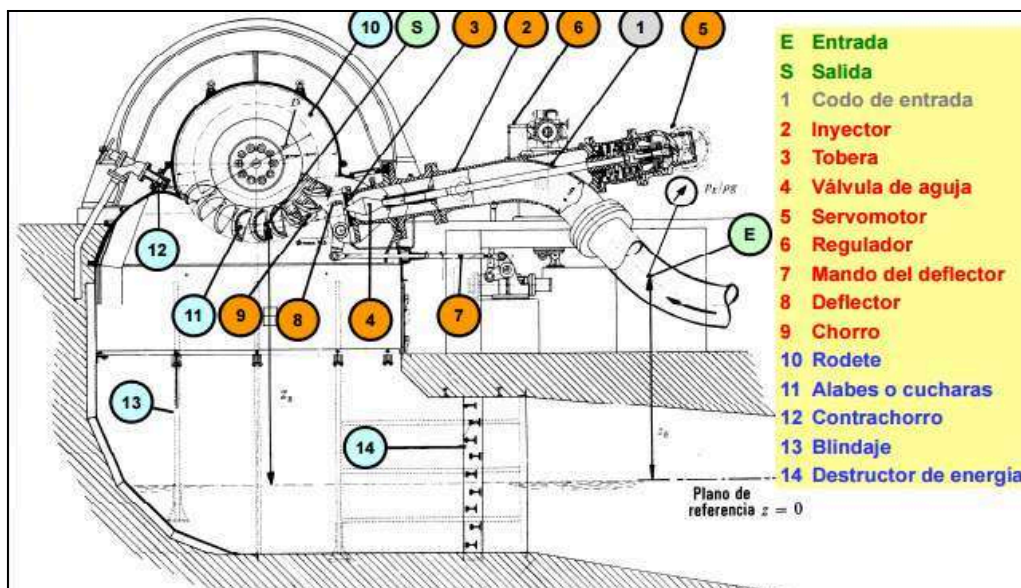


Figura 5.7 - Partes de la turbina Pelton

1. Rodete: Constituida por un disco con cazoletas o cucharas (generalmente se disponen entre 14 y 24) dispuestas a intervalos regulares en su periferia que reciben el impacto de uno o varios chorros de agua procedentes de un inyector. El disco se acopla rígidamente al eje alternador, al cual transmite la energía recibida de los chorros de agua a alta velocidad. Pueden estar dispuestas con un eje horizontal con 1 o 2 rodetes (es muy poco frecuente encontrar más de 2 rodetes) y uno o más inyectores, o bien de eje vertical con un solo rodete y uno o más inyectores.

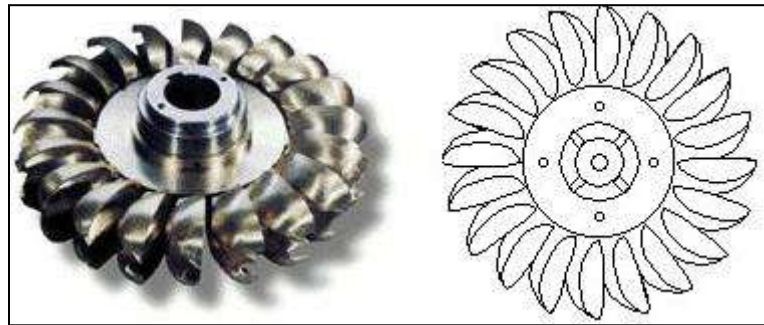


Figura 5.8 - Rodete de la turbina Pelton

2. Inyectores: Son los mecanismos encargados de controlar el caudal a turbinar y de transformar el flujo a presión del conducto de alimentación en un chorro de alta velocidad a la presión atmosférica dirigida tangencialmente a la circunferencia descrita por los centros de impacto de las cazoletas o cucharas. El mecanismo consiste en una válvula de aguja que se desplaza axialmente en una tobera controlada por un vástago, lo que permite a la aguja adoptar cualquier posición entre totalmente cerrada o totalmente abierta, controlando el caudal que sale de la misma. Poseen pequeños deflectores que se pueden colocar en la trayectoria del chorro para desviarlo al foso de la turbina haciendo posible establecer tiempos de cierre largos para evitar daños en el rodete en casos de emergencia. Se pueden disponer uno o varios inyectores en una misma turbina, colocados radialmente incrementando la potencia que genera la turbina. El chorro de agua debe ser lo más compacto posible, y el mismo sale a una velocidad de entre 80 y 140 m/s, o incluso más en saltos de agua mayores a 1000 m.

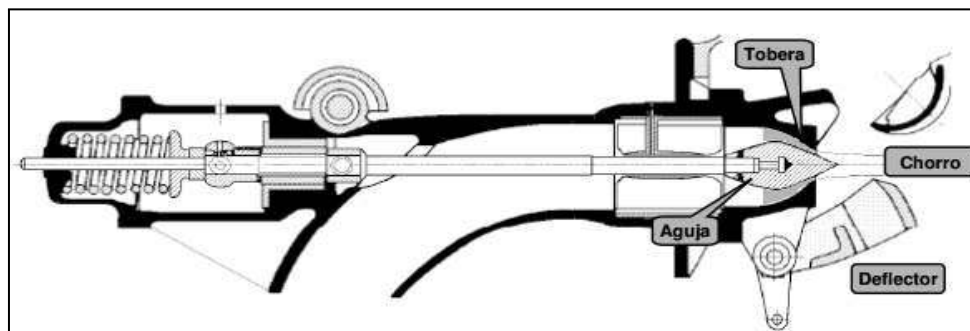


Figura 5.9 - Inyectores de la turbina Pelton

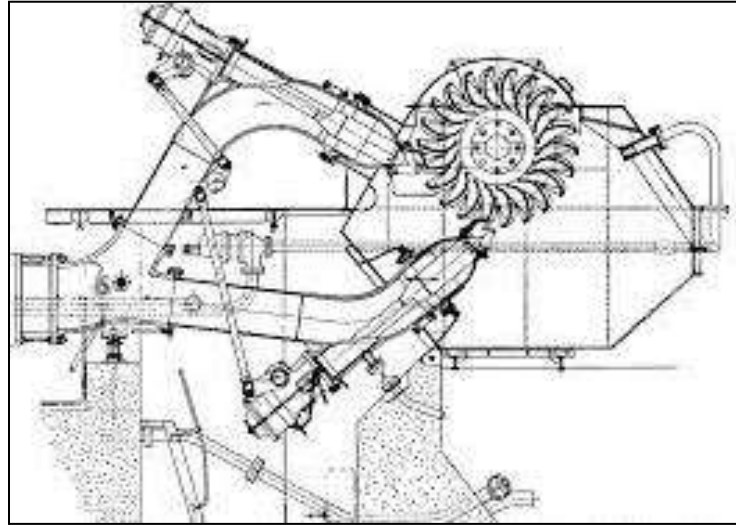


Figura 5.10 - Ubicación de inyectores de la turbina Pelton

3. Eje: Las turbinas de eje horizontal tienen un eje común para la turbina y el alternador que soporta la flexión inducida por las fuerzas radiales consecuencia del impacto de los chorros y del peso de todo el elemento giratorio. No se precisan cojinetes axiales, sino collarines que centren el rodete con respecto al chorro de agua.

Las turbinas de eje vertical se equipan con cojinetes de empuje encima del alternador (que debe soportar el peso de la turbina y de los elementos) y 2 cojinetes guías, uno superior y otro inferior.

4. Distribuidor: La alimentación de los inyectores se realiza mediante un conducto distribuidor que comienza en la brida de salida de la válvula esférica de protección de la turbina y que, mediante las bifurcaciones, llega a cada uno de los inyectores. La disposición y configuración de los distribuidores es muy variada en función del tipo de turbina.

El distribuidor de las turbinas de eje vertical se dispone en el plano horizontal del eje del rodete y suele tener la forma de anillo del cual parten los sucesivos ramales que se dirigen tangencialmente hacia la circunferencia descrita por los centros de impacto de las cazoletas.

En las turbinas de eje horizontal se construye una bifurcación horizontal con ramales que se dirigen hacia cada uno de los rodetes, y que posteriormente se bifurca de nuevo en un plano vertical para alimentar los inyectores.



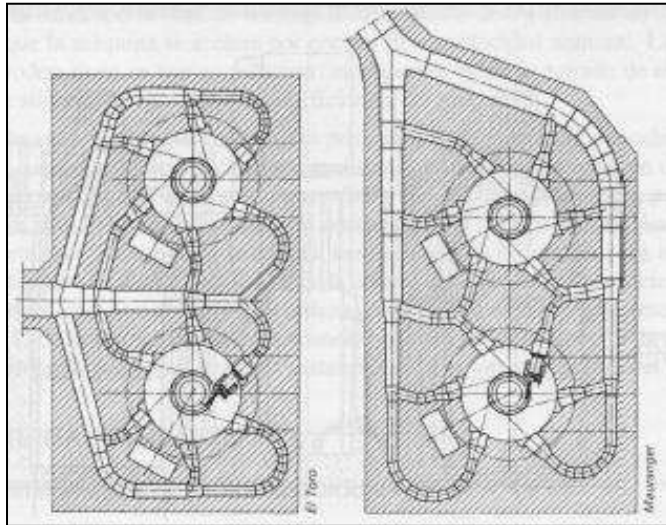


Figura 5.11 - Distribuidor de la turbina Pelton

**5. Carcasa y foso:** La carcasa es la cubierta de chapa de acero soldado que cubre el rodete y los inyectores para evitar salpicaduras. El foso es el espacio donde toda el agua que se inyecta en el rodete, se deposita para luego retomar el curso aguas abajo.

**Funcionamiento de turbinas Pelton:** La sucesiva transformación de la energía se efectúa del siguiente modo:

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

### **Turbina Francis**

Se conocen como turbinas de sobrepresión por ser ésta variable en el rodete, o también como turbinas de admisión centrípeta o total por encontrarse el rodete sometido a la influencia directa del agua en toda su periferia. Están diseñadas para trabajar con saltos de agua medios y caudal de entre 2 y 200 m<sup>3</sup>/s.

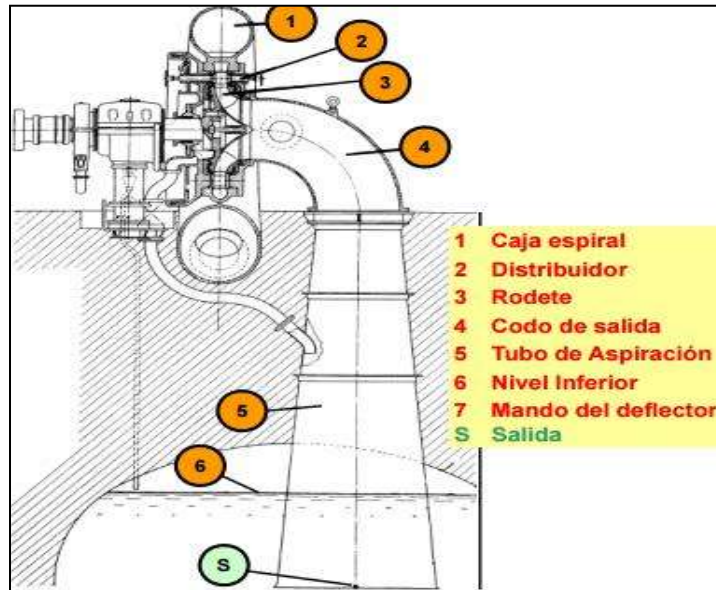


Figura 5.12 - Partes de la turbina Francis

1. Rodete: Consta de una serie de álabes unidos por partes internas superior a un núcleo central o corona y por la parte externa inferior a una banda. La corona y la banda son superficies de revolución que giran próximas a las partes fijas de la turbina, por lo que existe una holgura a través de la cual pueden producirse fugas de agua hacia la tapa de la turbina y hacia el tubo de aspiración. El número de álabes del rodete debe ser distinto al número de álabes del distribuidor para evitar vibraciones. Además, el número de álabes se encuentra entre 10 y 22 o más para saltos de agua mayores.



Figura 5.13 - Rodete de la turbina Francis

2. Distribuidor: Es el encargado de regular y controlar el flujo hacia el rodete, está integrado por una serie de palas o álabes giratorios de perfil hidrodinámico situados entre el antedistribuidor y el rodete, y por un sistema de accionamiento para colocar los álabes con la orientación y abertura deseada. Los álabes se disponen regularmente a lo largo de una circunferencia concéntrica con el eje de la turbina y cada álabe puede girar alrededor de un eje propio para tomar una posición entre

totalmente abierta o totalmente cerrada. Se disponen de entre 8 y 28 alabes, dependiendo del salto de agua disponible.

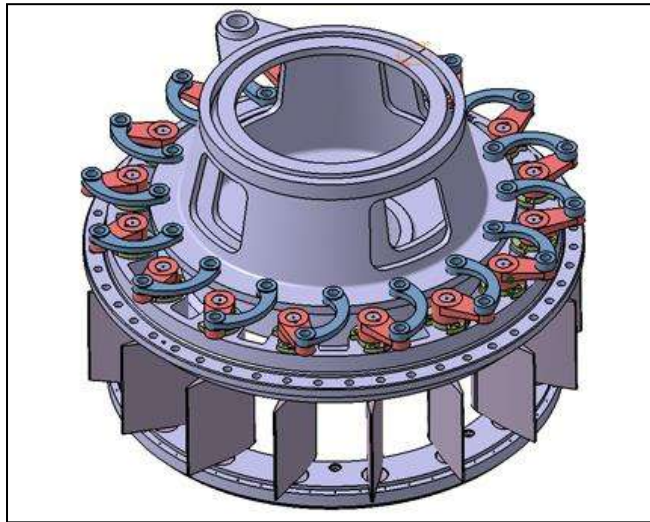


Figura 5.14 - Distribuidor de la turbina Francis

**3. Cámara espiral y antedistribuidor:** La cámara espiral o caracol es la pieza de sección transversal circular y directriz en forma de espiral que recibe el caudal de agua a presión de la tubería forzada y la distribuye regularmente a lo largo de la periferia del antedistribuidor (anillo con álabes fijos), que encauza el flujo hacia el rodete.

La cámara tiene una sección circular de diámetro decreciente, ya que se debe conservar una velocidad constante debido a que el caudal disminuye uniformemente desde la sección de entrada hasta el final. En consecuencia, las cámaras espirales se fabrican con virolas troncocónicas soldadas a 2 placas anulares que, conectadas por unas palas o álabes fijos, forman un anillo muy rígido (denominado a esto antedistribuidor). Los álabes fijos del antedistribuidor se disponen en números de entre 10 y 20, soldados a intervalos equidistantes. Una vez instalada la cámara y antedistribuidor, se realiza sobre la misma una prueba con agua a presión tapando las salidas del antedistribuidor para comprobar la eficiencia y estanqueidad de las uniones.

**4. Eje:** El mismo se puede disponer de manera vertical u horizontal. El par motor del rodete se transmite al eje de la turbina mediante una junta con pernos que, en las turbinas de mayor tamaño, se endurecen mediante un tratamiento térmico.

**5. Tubo de aspiración:** Es el conjunto que une la salida del rodete con la descarga y cuya finalidad es recuperar la mayor parte de la energía cinética del agua. Para ello, el tubo de aspiración se dispone con una sección útil creciente que ocasiona una gradual reducción de la velocidad sin que se produzcan irregularidades en el flujo. En las turbinas de eje vertical se forma por un cono de aspiración, un codo y una parte horizontal. En las turbinas de eje horizontal, la forma del tubo de aspiración depende de la disposición de la turbina y la descarga.

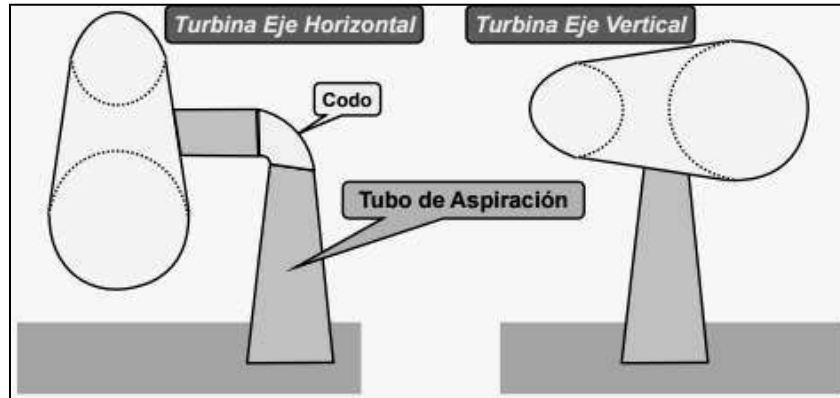


Figura 5.15 - Tubo de Aspiración de la turbina Francis

**6. Tapa de la turbina:** son piezas metálicas adosadas a los anillos del antedistribuidor que sirven de asiento a los cojinetes de los álabes móviles y envuelven a la corona (tapa superior) y a la banda del rodete (tapa inferior). Estas tapas impiden la fuga de agua.

**Funcionamiento de una turbina Francis:** La sucesiva transformación de la energía se efectúa del modo siguiente:

- La energía potencial gravitatoria del agua embalsada se convierte, salvo pérdidas, una parte en energía de presión y otra parte en cinética en su llegada a la turbina.
- En el distribuidor, la altura de presión disminuye a costa de aumentar la altura cinética, aunque esta conversión no es tan completa como en el caso de las turbinas de acción.
- La entrada de agua en el rodete se realiza de forma prácticamente radial, incidiendo sobre los álabes y cediendo a éstos la mayor parte posible de su energía.
- En consecuencia, la presión disminuye notablemente y también la velocidad del agua a la salida del rodete. El tubo de aspiración permite aprovechar la energía disponible en el flujo de salida.

### **Turbina Kaplan**

Las turbinas Kaplan son turbinas de reacción y de admisión total, cuyo funcionamiento es adecuado para pequeños saltos de hasta 50 m y caudales medios y grandes (15 m<sup>3</sup>/s). Se conocen también como turbinas de doble regulación.

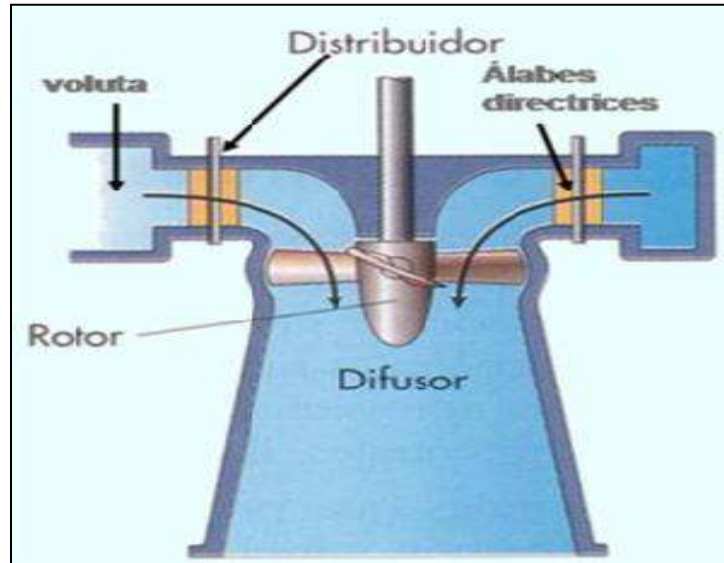


Figura 5.16 - Partes de la turbina Kaplan

1. Rodete: Tiene una forma de una hélice de barco con palas cuyo número va de 3 a 8 que pueden girar para conseguir la orientación más eficiente en función del salto existente y del caudal a turbinar. El rodete consta de 3 partes, el cubo (también denominado ojiva, que es un cilindro hueco que termina en forma cónica), las palas (que pueden ser móviles o fijas para regular el caudal turbinado) y el mecanismo de orientación.

2. Cámara espiral y antedistribuidor: La cámara espiral tienen una disposición y función parecidas a la de las turbinas Francis, su construcción puede ser de acero o de hormigón armado, dependiendo del salto disponible a utilizar, y suelen llamarse de admisión parcial porque no rodean totalmente el anillo del antedistribuidor, sino en un ángulo de entre 180° y 270°.

En los antedistribuidor de admisión parcial, los álabes tienen una disposición irregular, ya que en la parte frontal de la cámara en la que el agua fluye directamente hacia el rodete se necesitan álabes más curvos y cercanos con objeto de crear la necesidad de circulación mientras que en el extremo posterior donde la circulación ya está formada, los álabes tienen una directriz más recta y están más separados.

Turbinas sin cámara espiral: En este tipo de turbinas se puede omitir la cámara espiral y el antedistribuidor de las turbinas Kaplan convencionales para saltos pequeños con un conducto de toma frontal de sección decreciente con el conjunto de álabes del distribuidor, situado en una superficie cónica perpendicular a la anterior. Así mismo, se sustituye el tubo de aspiración acodado por un tubo de aspiración recto en prolongación de la cámara de admisión. Esta disposición es más ventajosa desde el punto de vista hidráulico ya que hay menos pérdidas de carga, mayor capacidad de turbinación, mayor superficie ocupada, menor volumen de excavación y de hormigonado. De esto surgen turbinas del tipo Bulbo, Bulbo en pozo, en S, Tubular.

### **Turbina Michell - Banki**

La turbina de flujo transversal o Michell Banki es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. Sus ventajas principales están en su sencillo diseño y su fácil construcción lo que la hace atractiva en el balance económico de un aprovechamiento a pequeña escala. No obstante esto no impide que la turbina se utilice en grandes instalaciones. Aunque la turbina de flujo transversal se conoce como una máquina de pequeña escala, existen actualmente máquinas de este tipo de hasta 6 MW.

Las principales características de esta máquina son las siguientes:

- La velocidad de giro puede ser seleccionada en un amplio rango
- El diámetro de la turbina no depende necesariamente del caudal
- Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento con pequeñas turbinas
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un álabe ajustable

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular.

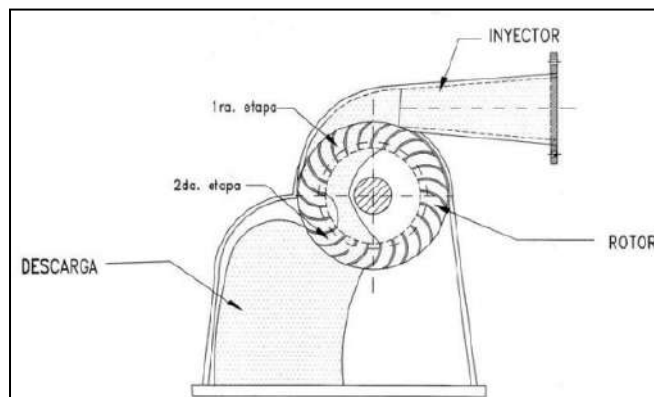


Figura 5.17 - Partes de la turbina Michell-Banki

El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular-circular. Este inyector es el que dirige el agua hacia el rotor a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes del mismo, y que guía el agua para que entre al rotor con un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía.

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de turbina de doble efecto, y de las cuales la primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda alrededor del 30% restante.

Una característica atractiva de esta máquina es la forma aplanada de su curva de rendimiento. Esto se logra con un diseño de la turbina con admisión parcial. Por

ejemplo: si se divide el rotor en 3 partes iguales y la admisión del agua se puede realizar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rodete.

Se pueden resumir los parámetros principales de cada turbina (incluyendo otros modelos menos utilizados) en el siguiente cuadro:

<b>Tabla 4.1 Características principales de turbinas hidráulicas</b>							
TURBINA	Inventor y año de patente	$N_s$ (rpm, HP, m) rpm	Q m <sup>3</sup> /s	H m	P kW	$\eta_{m\acute{a}x}$ %	
A C C	PELTON	Lester Pelton (EE.UU.) 1880	1 Ch: 30 2 Ch: 30-50 4 Ch: 30-50 6 Ch: 50-70	0.05-50	30-1800	2-300000	91
	TURGO	Eric Crewdson (G. Bretaña) 1920	60-260	0.025-10	15-300	5-8000	85
	MICHELL- BANKI	A.G. Michell (Australia) 1903 D. Banki (Hung.) 1917-1919	40-160	0.025-5	1-50 (200)	1-750	82
R	Bomba rotodinámica	Dionisio Papin (Francia) 1689	30-170	0.05-0.25	10-250	5-500	80
E A C C	FRANCIS	James Francis (G. Bretaña) 1848	L: 60-150 N: 150-250 R: 250-400	1-500	2-750	2-750000	92
	DERIAZ	P. Deriaz (Suiza) 1956	60-400	500	30-130	100,000	92
I Ó	KAPLAN y de hélice	V. Kaplan (Austria) 1912	300-800	1000	5-80	2-200000	93
N	AXIALES: - Tubular - Bulbo - Generador periférico	Kuhne-1930 Hugenin-1933 Harza-1919	300-800	600	5-30	100,000	93

Nota.  $N_s$ : velocidad específica  
Ch: chorro  
L: lento  
N: normal  
R: rápida

Figura 5.18 - Parámetros principales de los distintos tipos de turbinas

De acuerdo al valor del salto H podemos hacer una clasificación del mismo en:

Salto	Altura
Bajo	menos de 15 m
Medio	de 15 a 50 m
Elevado	mas de 50 m

Figura 5.19 - Clasificación del salto según la altura

Por otro lado, teniendo dicha altura podemos definir qué tipo de turbina es la más adecuada para el caso particular como se observa en la siguiente figura:

Tipo de turbina	Horquilla de salto en metros
Kaplan y hélice	$2 < H < 20$
Francis	$10 < H < 350$
Pelton	$50 < H < 1300$
Michell-Banki	$3 < H < 200$

Figura 5.20 - Elección de turbina de acuerdo al salto

Por último podemos mencionar algunas ventajas y desventajas de las turbinas hidráulicas:

#### Ventajas

- ❖ Poner en funcionamiento la turbina hidráulica es menor en comparación con otras turbinas
- ❖ Es una fuente de energía renovable
- ❖ La eficiencia de este sistema es alta
- ❖ La contaminación ambiental es casi nula

#### Desventajas

- ❖ Puede afectar negativamente al medio ambiente, en lo que respecta a los cambios que su construcción genera en el ecosistema
- ❖ Las temporadas de muchas sequías pueden suponer un problema
- ❖ La etapa constructiva es muy costosa

### **5.1. DISEÑO DEL SISTEMA**

Se procede a realizar un estudio de los distintos componentes que conforman el sistema planteado para lograr una generación de energía eléctrica a partir del flujo de agua que se tiene al momento del llenado/vaciado del piletón.



### 5.1.1. TURBINA

Para seleccionar la turbina debemos hallar los valores de caudal y altura del caso bajo estudio ya que son datos necesarios para ingresar a los gráficos correspondientes. Con respecto a la altura, la misma corresponde a la diferencia promedio de mareas que fue obtenida en el capítulo anterior.

Por otro lado, se procede a calcular el caudal de acuerdo a la siguiente expresión:

$$Q_{promedio} = \frac{\text{volumen de agua [m}^3\text{]}}{\text{tiempo [seg]}}$$

El volumen de agua del piletón se puede calcular como:

$$V_{promedio} = \text{largo}_{pileton} * \text{ancho}_{pileton} * \text{altura}_{marea}$$

$$V_{promedio} = 27[m] * 7[m] * 7,9[m] = 1493,1 [m^3]$$

Luego de un análisis del comportamiento del sistema y de las turbinas disponibles en el mercado, se optó por extender las medidas del piletón adoptando los valores mencionados para lograr un valor de caudal coherente con los parámetros de selección de los fabricantes y también por una cuestión de emplazamiento de los flotadores.

Teniendo en cuenta el funcionamiento del sistema planteado, dicho volumen obtenido debe ser llenado o vaciado en lo que tarda en llegar la marea a pleamar o bajar. Sabiendo que esto se lleva a cabo en un periodo de 6 horas en el cual hay una hora al inicio y una al final donde el nivel de la marea se mantiene constante, el caudal de agua se calcula como:

$$Q_{promedio} = \frac{1493,1 [m^3]}{4 \times 3600 [seg]} = 0,104 \left[ \frac{m^3}{s} \right]$$

Ya habiendo obtenido los parámetros necesarios, se ingresa al siguiente gráfico del cuál se obtendrá el tipo de turbina más óptimo para el caso bajo estudio:

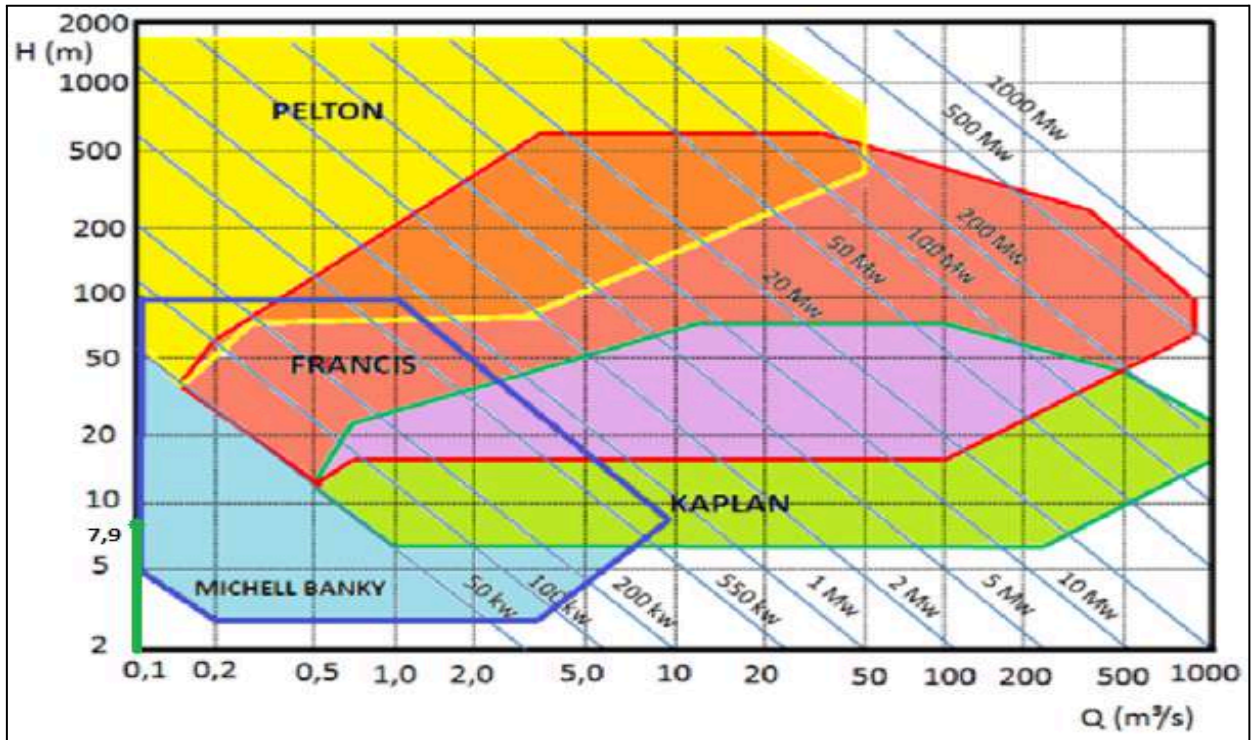


Figura 5.21 - Elección de turbina de acuerdo al salto y caudal

Finalmente, se concluye que la turbina a utilizar será la Michell-Banki o también denominada turbina de flujo cruzado como la que se expone a continuación:

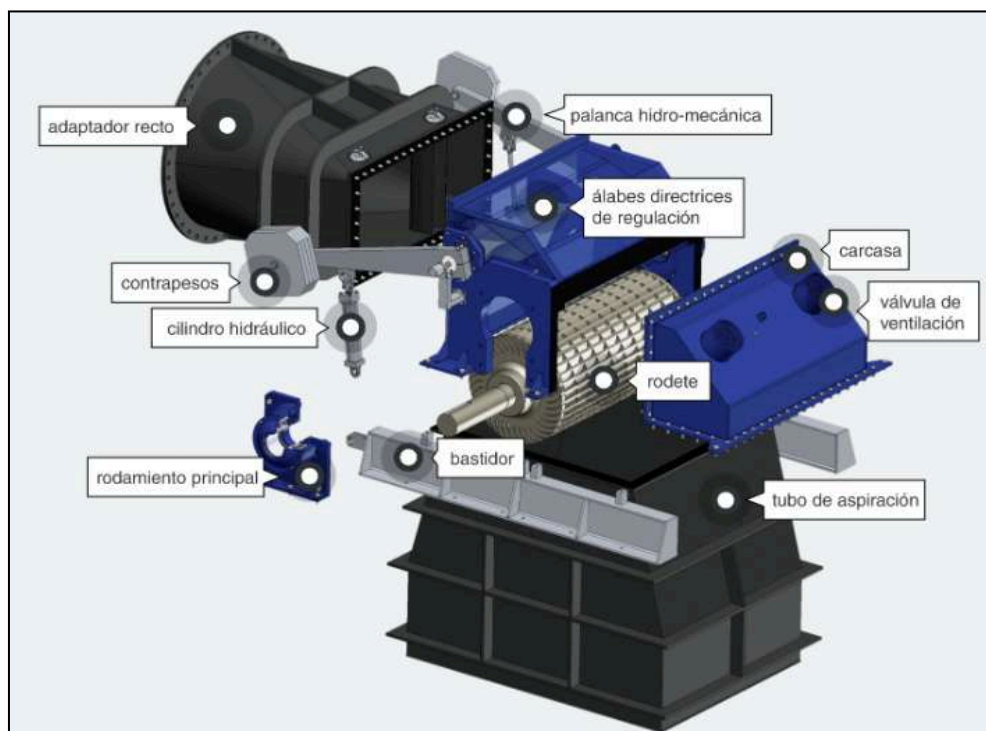


Figura 5.22 - Turbina Michell-Banki

Entre las principales ventajas de esta turbina se pueden mencionar:

- Bajo costo y buena regulación
- Su diseño simple hace accesible su construcción en talleres de mecánica industrial convencionales
- Mayor producción anual en caudales variables por alta eficiencia
- Resulta poco afectada por fenómenos como cavitación y erosión por arena
- Inicia su funcionamiento con solo 6% de caudal
- Diseño de rodete que evita atascos
- Alta tolerancia en saltos variables
- Sencillo montaje y mínima obra civil
- Prácticamente libre de mantenimiento
- Alta tolerancia ante sustancias diversas y abrasivas

Por el lado de las desventajas se podría decir que:

- Posee un único sentido de circulación del fluido
- Mayor ruido y vibraciones en comparación con otras turbinas debido a su diseño y operación
- La máxima eficiencia de este tipo de turbinas es menor en comparación con otras turbinas hidráulicas

A continuación, se procede a seleccionar del fabricante Remote HydroLight una turbina que cumpla con los requerimientos del sistema:

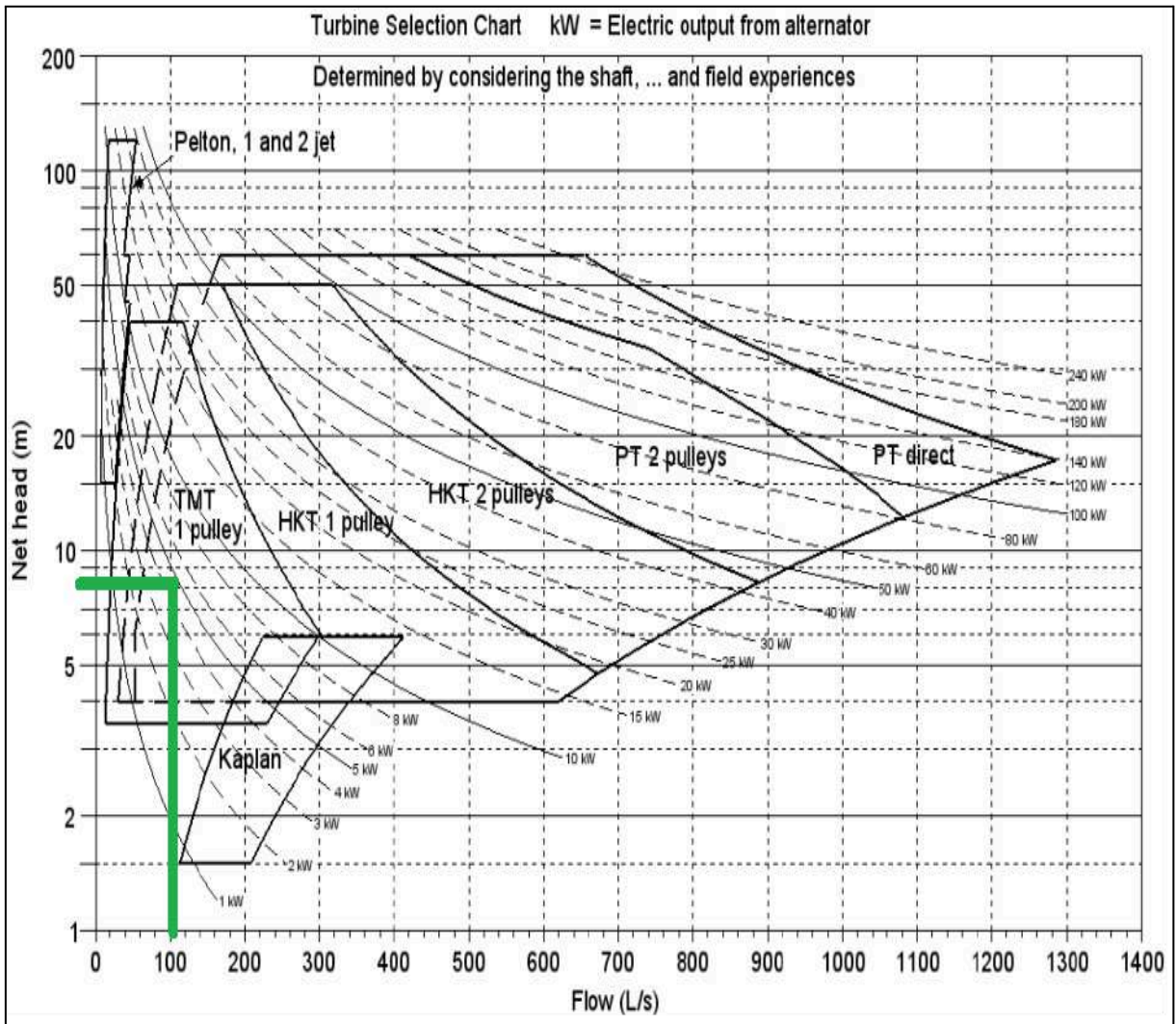


Figura 5.22 - Modelo de turbina según caudal y salto

La turbina a utilizar sería la “TMT one pulley” generando así una potencia de 5 [KW] aproximadamente para la cual se tienen las siguientes especificaciones técnicas:

Basic information about the TMT, HKT, and PT Cross Flow turbines			
Turbine	TMT	HKT	PT
Service duty	Light duty 16 hr/day	Medium duty	Heavy duty 24 hr/day
Rotor diameter (mm)	270	340	340
Blade thickness (mm)	3.1	5.1	5.1
Number of blades	24	24	24
Bearing type	Spherical roller	Spherical roller	Spherical roller
Bearing ID/OD/thickness (mm)	40/90/33	50/110/40	75/160/55
SKF Number	22308 CC	22310 CC	22315 CC
Maximum rotor width (mm)	500	1000	1000
Number of drive pulley	1	1 or 2	2 or direct drive
Flow adjustment	Door or manual valve	Manual valve or valve using hydraulic jack	Valve using hydraulic jack
Most common pulley size	2B - 22 inch	4B - 24 inch	4C - 24 inch
Most common V-belt length	B - 114 inch	B - 114 inch	C - 150 inch
Shaft fatigue break protection*	No	Yes	Yes

Figura 5.23 - Características principales de la turbina

Con respecto a la eficiencia de la turbina, se puede observar que la misma ronda en un 75% aproximadamente:

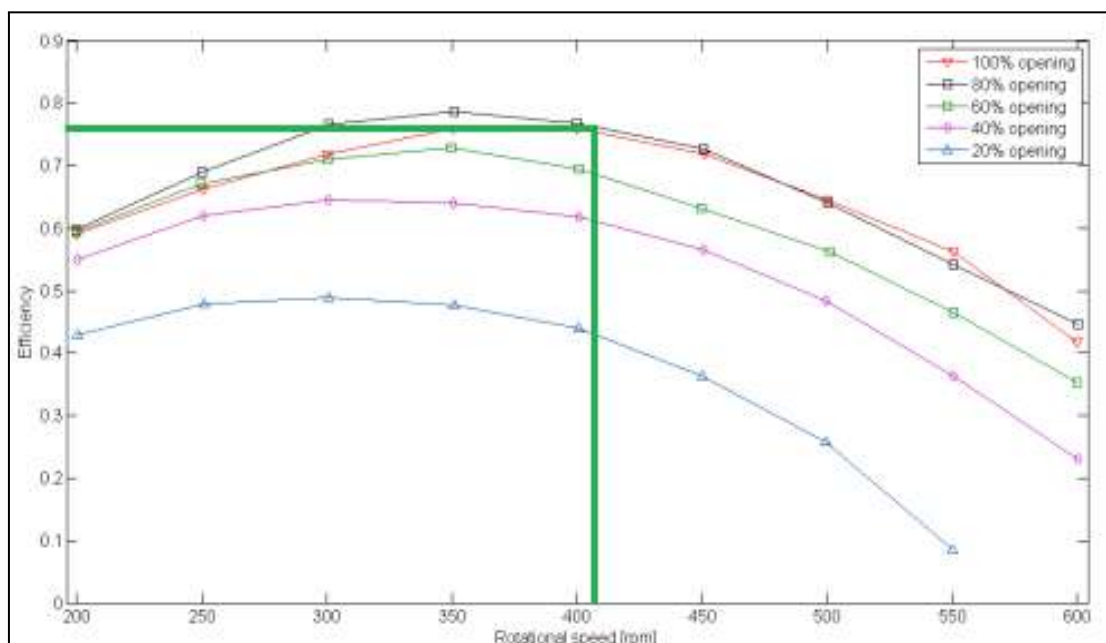


Figura 5.24 - Eficiencia de la turbina

Luego, observando el siguiente gráfico se puede concluir que:

- ❖ Para este caso, se utilizara una turbina cuyo rotor no se divide sino que es uno solo a lo largo de todo el flujo de agua que lo cruza, es decir no hay divisores o también denominados cámaras internas
- ❖ El valor de  $b_o$  (diámetro de entrada de la turbina) es de 150 [mm] coincidente con el esquema de la misma

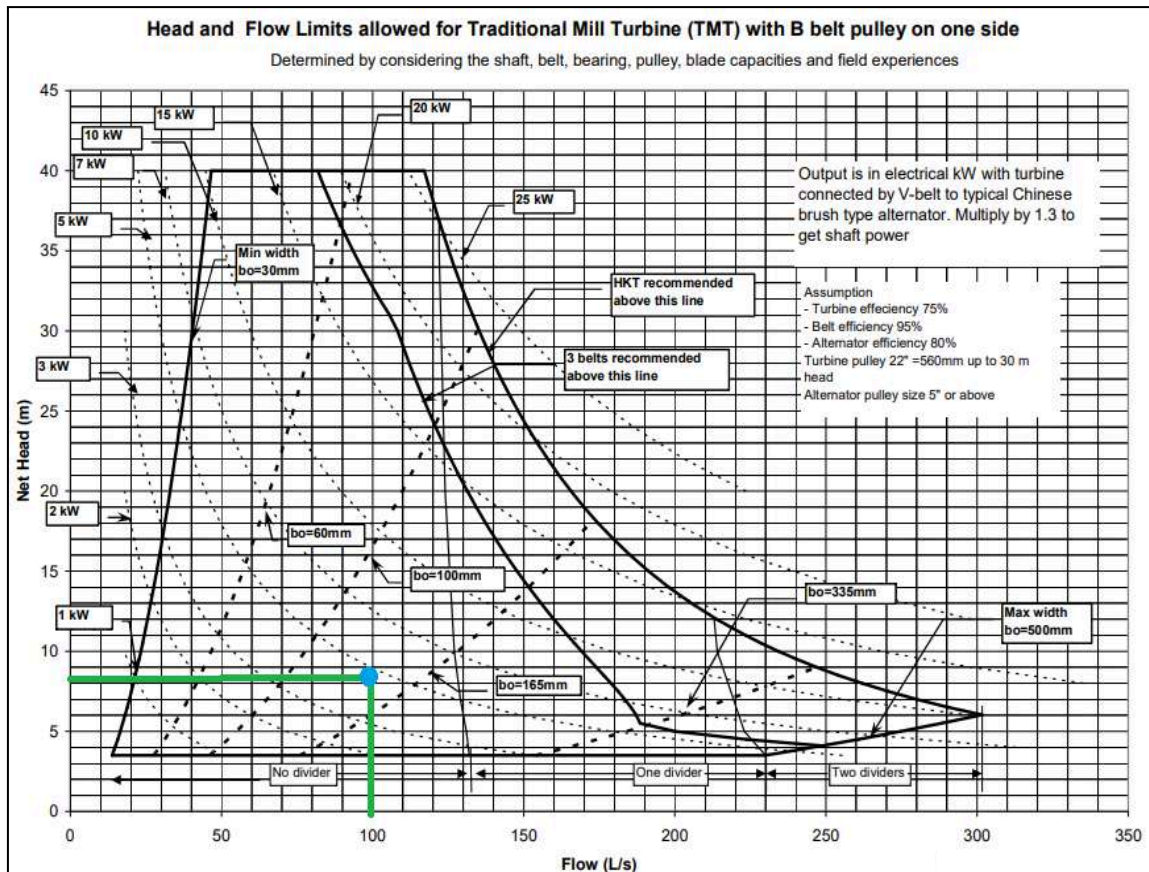


Figura 5.25 - Poleas y correas que se utilizan para el modelo de turbina

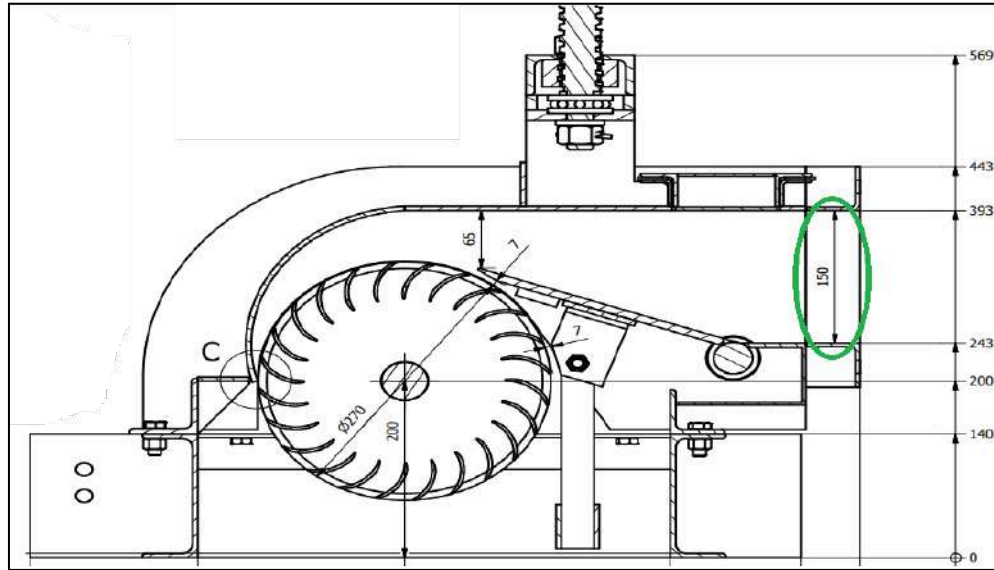


Figura 5.26 - Dimensiones de la turbina

Cabe destacar que el gráfico anteriormente utilizado toma como hipótesis un diámetro de patea de turbina de 22 [in.] para alturas menores a 30 [m] y un diámetro de patea de generador de 5 [in.] o más, las cuales se cumplen como se demostrará posteriormente en este capítulo. También considera que la eficiencia de la turbina es de 75%, la de la correa de transmisión 95% y la del generador del 80% logrando un rendimiento del conjunto del 57%. De esta forma, se procede a corroborar el valor de la potencia generada con la siguiente ecuación proporcionada por el fabricante:

$$P = \eta_t * Q * h * g = 0.57 * 0,1 \left[ \frac{m^3}{s} \right] * 7,9 [m] * 9,81 \left[ \frac{m^2}{s} \right] = 4,5 [KW]$$

La velocidad de rotación óptima del rotor se puede calcular de la siguiente manera:

$$n_{\text{óptimo}} = \frac{40 * \sqrt{h_n}}{D_{\text{rotor}}}$$

Para este caso en particular se tiene que:

$$\diamond h_n = 7,9 [m]$$

$$\diamond D_{\text{rotor}} = 270 [mm] = 0,27 [m]$$

Por lo tanto:

$$n_{\text{óptimo}} = \frac{40 * \sqrt{7,9}}{0,27} = 416 [rpm]$$

Dicha velocidad es la más óptima para obtener la mayor eficiencia de la turbina.

El conjunto estará compuesto por la turbina junto con el sistema de transmisión para lograr así el funcionamiento del generador:

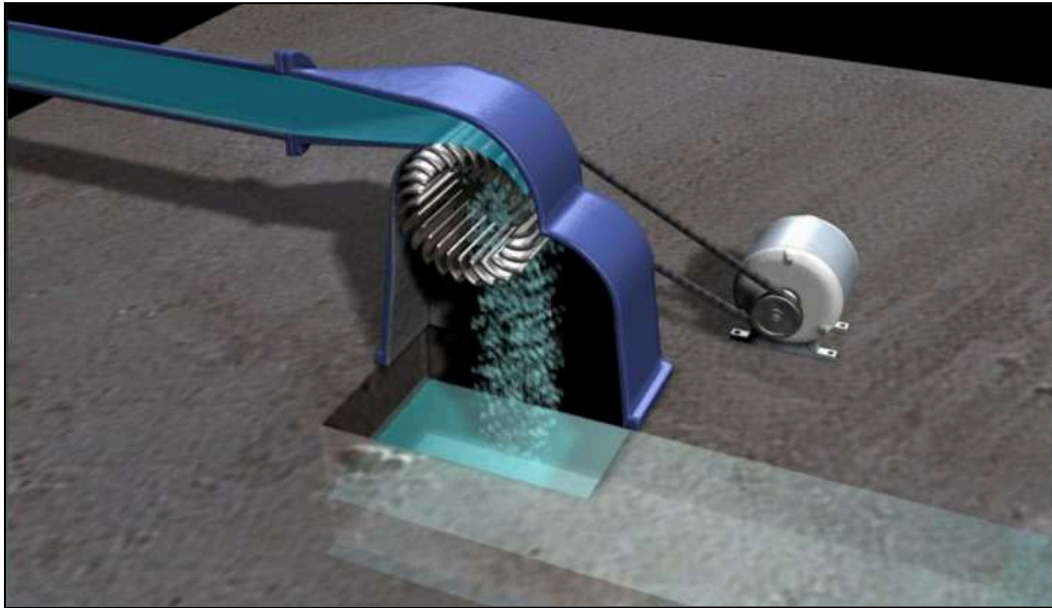


Figura 5.27 - Esquema del sistema en 3D

Por lo tanto, ya habiendo hecho un análisis de la turbina más apropiada para este caso, se llevará a cabo una investigación detallada acerca del resto de los componentes del sistema. Es decir, se procede a realizar un estudio tanto de la parte mecánica, constituida por las poleas junto con las correas de transmisión como de la parte eléctrica, compuesta por el generador. Además, se estudiará la parte hidráulica en la cual se contemplan las cañerías y válvulas necesarias.

### 5.1.2. POLEAS

Por otro lado, se calcula el diámetro óptimo de la polea del generador teniendo en cuenta que el mismo gira a 1500 [rpm] para lograr una frecuencia de 50 [Hz]:

$$D_{polea\ gen.} = \frac{n_{\acute{o}ptimo} * \text{diámetro polea turbina [in.]}}{1500}$$

Para nuestro caso:

$$\diamond n_{\acute{o}ptimo} = 416 [rpm]$$

$$\diamond \text{Diámetro polea turbina} = 22 [in.] \text{ (sugerido)}$$

Por lo tanto:

$$D_{polea\ gen.} = \frac{416 [rpm] * 22 [in.]}{1500} = 6,1 [in.]$$



Dicha polea puede variar de 0,9 a 1,2 veces el diámetro óptimo obtenido para lograr un tamaño que esté disponible en el mercado, dando un rango de 5,49 - 7,32 [in.]. Sin embargo, es posible utilizar una polea de turbina más grande para que la polea del generador también pueda serlo en caso de ser necesario para su selección, con la ventaja de aumentar la vida útil de la correa de transmisión. Por otro lado, la turbina de flujo cruzado puede girar un poco más lento o más rápido que la velocidad óptima y aun así tener una buena eficiencia.

Finalmente se utilizan poleas de tipo 2B (dos canales - correas tipo B) del fabricante SIT como se muestra a continuación:

Tabla de compatibilidad entre los principales tipos de correa trapezoidal y las poleas SIT

PERFIL CORREAS	CLASICAS				ESTRECHAS				RMA			
	Z	A	B	C	SPZ	SPA	SPB	SPC	3V	5V	8V	
SECCION	10x6	13x8	17x11	22x14	9,7x8	12,7x10	17,3x13	22x18	9,5x8	16x13,5	25,5x23	
PERFIL POLEAS CIEGAS	SPZ	●	-	-	-	●	-	-	-	●	-	-
	SPA	-	●	-	-	-	●	-	-	-	-	-
	SPB	-	-	●	-	-	-	●	-	-	●	-
	C	-	-	-	●	-	-	-	○	-	-	-
PERFIL POLEAS TAPER	SPZ	●	-	-	-	●	-	-	-	●	-	-
	SPA	-	●	-	-	-	●	-	-	-	-	-
	SPB	-	-	●	-	-	-	●	-	-	●	-
	SPC	-	-	-	●	-	-	-	●	-	-	-

● = SI      ○ = NO

Figura 5.28 - Tabla de poleas del fabricante SIT

Se optó por utilizar poleas ciegas para ambos casos, de tipo SPB las cuales son compatibles con las correas a utilizar.

Para el caso del generador, se tenía una polea de 6,1 [in.] (154,9 [mm]) de diámetro óptimo por lo cual se decidió implementar una de 150 [mm] (5,9 [in.]) de diámetro. A pesar de ser un diámetro levemente menor, dicho valor sigue estando dentro del rango sugerido por el fabricante.

Polea Trapecial Ciega SPB-B-5V																										
Ø primitivo dw (mm)	N° canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Ø primitivo dw (mm)	N° canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Ø primitivo dw (mm)	N° canales	Figura	M (mm)	L (mm)												
60	1	P	40	35	132	1	D	60	35	280	1	3R	75	45												
	2	P	40	48		2	D	60	48		2	3R	75	50												
71	1	P	45	35		3	D	75	50		3	3R	88	60	300	1	3R	75	50							
						4	D	80	50		4	3R	96	65												
						5	D	80	60		5	3R	104	75												
						6	D	80	60		6	3R	104	80												
2	P	45	48	140	1	D	60	35	3	3R	88	60	2	3R						80	50					
3	P	45	67	2	D	65	48	4	3R	88	60	3	3R	88						60						
75	1	P	45	35	150	2	D	65	50	315	2	3R	88	60												
															2	P	45	48	3	D	75	50	3	3R	88	60
															3	P	45	67	4	D	80	50	4	3R	96	65
4	D	80	50	5											3R	104	75									
5	D	80	60	6											3R	120	90									
6	D	88	60	160											1	D	65	40	355	2	3R	88	60			
80	1	P	50	35	2	D	68	50	3	3R	96	60														
					2	P	50	48	4	D	80	50	4	3R	96	65										
					3	P	50	67	5	D	88	50	5	3R	104	75										
					4	P	52	86	6	D	88	60	6	3R	120	90										
					5	P	58	105	6	D	88	65														

Figura 5.29 - Polea del generador

Para el caso de la turbina, se tenía una polea de 22 [in.] (558,8 [mm]) de diámetro sugerido por lo cual se seleccionó una de 560 [mm] (22,04 [in.]) de diámetro. Dicho valor difiere muy poco de lo recomendado por el fabricante, con lo cual no habría inconvenientes en su implementación.

Polea Trapecial Ciega SPB-B-5V														
Ø primitivo dw (mm)	Nº canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Ø primitivo dw (mm)	Nº canales	Figura	M (mm)	L (mm)	Ø primitivo dw (mm)	Nº canales	Figura	M (mm)	L (mm)
85	1	P	50	35	170	1	D	65	40	400	2	6R	88	60
	2	P	50	48		2	D	68	50		3	6R	96	65
	3	P	52	67		3	D	80	50		4	6R	104	75
	4	P	58	86		4	D	88	50		5	6R	112	85
	5	P	58	105		5	D	88	60		6	6R	120	100
						6	D	104	65					
90	1	P	50	35	180	1	D	65	40	450	2	6R	88	60
	2	P	50	48		2	D	68	50		3	6R	96	65
	3	P	58	67		3	D	80	50		4	6R	104	75
	4	P	65	50		4	D	88	60		5	6R	112	85
	5	P	65	50		5	D	88	70		6	6R	120	100
						6	D	104	70					
95	1	P	52	35	190	1	D	65	40	500	2	6R	96	65
	2	P	55	48		2	D	68	50		3	6R	104	75
	3	P	58	67		3	D	80	50		4	6R	112	85
	4	P	65	50		4	D	88	60		5	6R	120	90
	5	P	65	50		5	D	88	70		6	6R	128	100
						6	D	104	70					
100	1	P	52	35	200	1	D	68	40	560	2	6R	96	65
	2	P	55	48		2	D	68	50		3	6R	104	75
	3	P	58	67		3	D	80	50		4	6R	112	85
	4	P	65	50		4	D	88	60		5	6R	120	90
	5	P	65	50		5	D	88	70		6	6R	128	105
						6	D	104	80					
106	1	D	50	35	212	1	D-6F	68	40	630	2	6R	104	75
	2	D	55	48		2	D-6F	68	50		3	6R	120	90
	3	P	65	50		3	D	80	50		4	6R	128	105
	4	P	65	50		4	D	88	60		5	6R	145	115
	5	P	75	50		5	D	88	70		6	6R	145	115
						6	D	104	80					

Figura 5.30 - Polea de la turbina

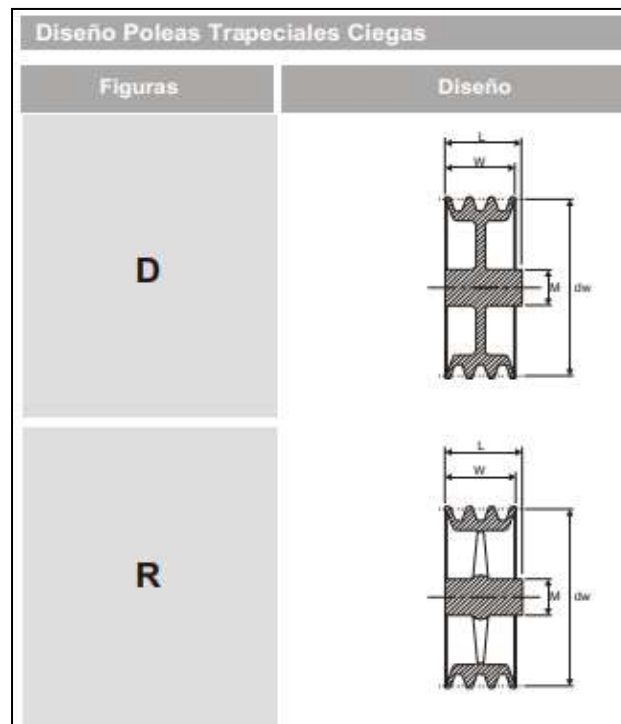


Figura 5.31 - Diseño de poleas

### 5.1.3. CORREAS

Con respecto a la correa de transmisión se recomienda que sea trapezoidal de tipo B con una longitud de 114 [in.]. Se procede a seleccionar la misma del catálogo del fabricante Dunlop, el cual muestra las medidas características de la sección transversal tipo B:

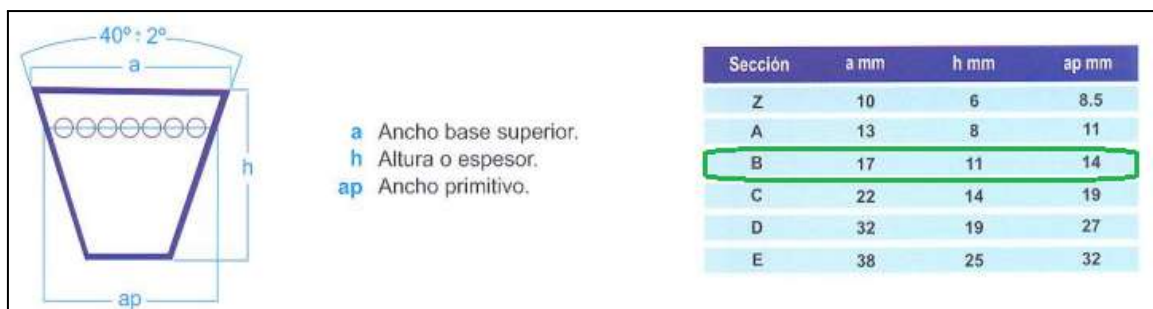


Figura 5.32 - Sección de correa trapezoidal

Luego, teniendo en cuenta la longitud sugerida:

Tabla N° 6	Longitud primitiva nominal					
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
111	-	2859	2869	2888	2902	-
112	-	2878	2888	2907	2928	-
113	-	2903	2914	2933	2954	-
<b>114</b>	-	2929	<b>2943</b>	2959	2981	-
115	-	2954	2964	2983	3007	-
116	-	2979	2993	3012	3033	-
117	-	3005	3019	3038	3059	-
118	-	3033	3043	3062	3076	-
119	-	3059	3069	3088	3102	-
120	-	3081	3091	3110	3124	-

Figura 5.33 - Longitud de correa

Estas correas presentan una eficiencia entre el 93% y el 97% dando una eficiencia promedio del 95% por lo que se verifica el valor utilizado anteriormente.

### 5.1.4. GENERADOR

Con respecto al generador el mismo debe cumplir las condiciones de diseño (5 [KW] aproximadamente y 1500 [rpm]) por lo que se decidió utilizar el modelo Y112-4L de la empresa Xinda Green Energy cuyas especificaciones son las siguientes:

Power	Voltage	50Hz Speed	Current	Power Factor	Efficiency	Rated Torque	Peak Torque	Frame No	Length	Weight
4 kw	380V	1500 RPM	6.8A	0.98	92.8%	25.5Nm	50Nm	Y112-4M	400	43kg
5 kw	380V	1500 RPM	8.4A	0.98	93.0%	31.8Nm	60Nm	Y112-4L	400	46kg
5.5 kw	380V	1500 RPM	9.2A	0.98	93.1%	35.0Nm	70Nm	Y112-4L	400	46kg
6 kw	380V	1500 RPM	10.1A	0.98	93.2%	38.2Nm	80Nm	Y112-4L	400	50kg

Figura 5.34 - Ficha técnica del generador

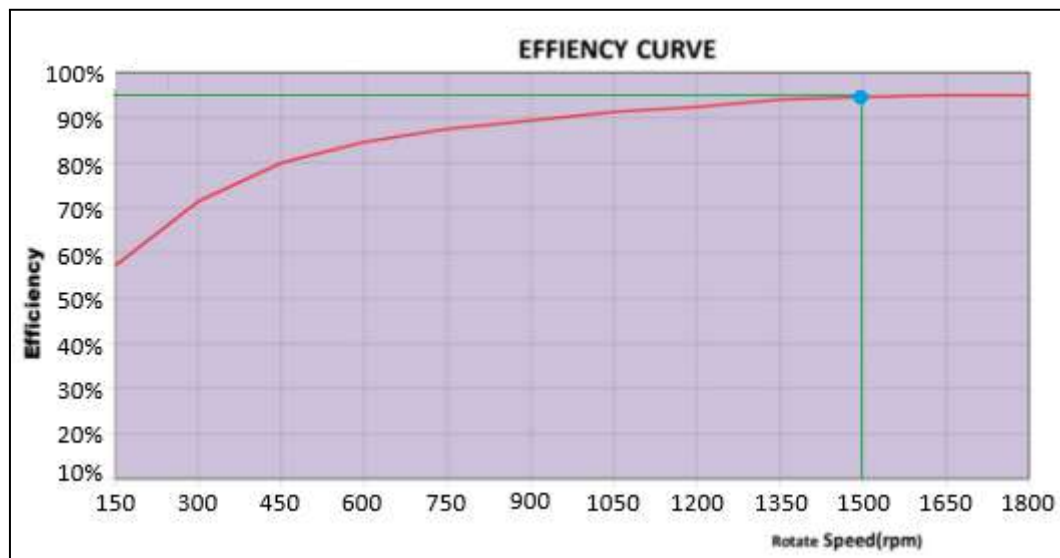


Figura 5.35 - Curva de eficiencia del generador

A continuación, se muestra esquemáticamente la estructura del generador junto con sus dimensiones:



Figura 5.36 - Ilustración real del generador

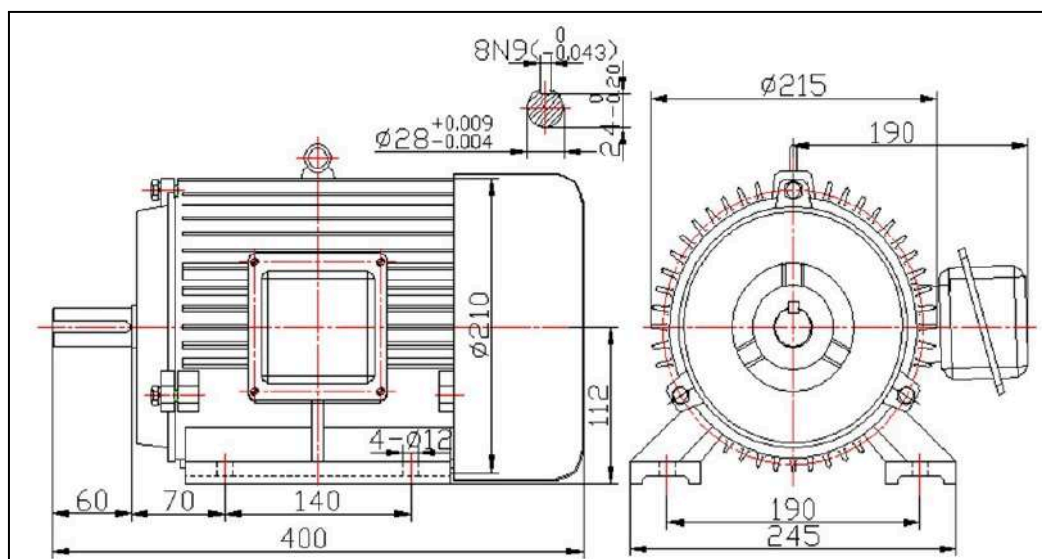


Figura 5.37 - Dimensiones del generador

### 5.1.5. CAÑERÍAS Y VÁLVULAS

Debido a que las turbinas Michell-Banki funcionan con un único sentido de circulación del agua, es decir que no son bi-direccionales, se debe diseñar un sistema de *cañerías* con el fin de que el flujo siempre circule por la turbina en su correcta dirección a pesar de que el agua ingrese o egrese del piletón. Para lograr esto se plantea el siguiente esquema:

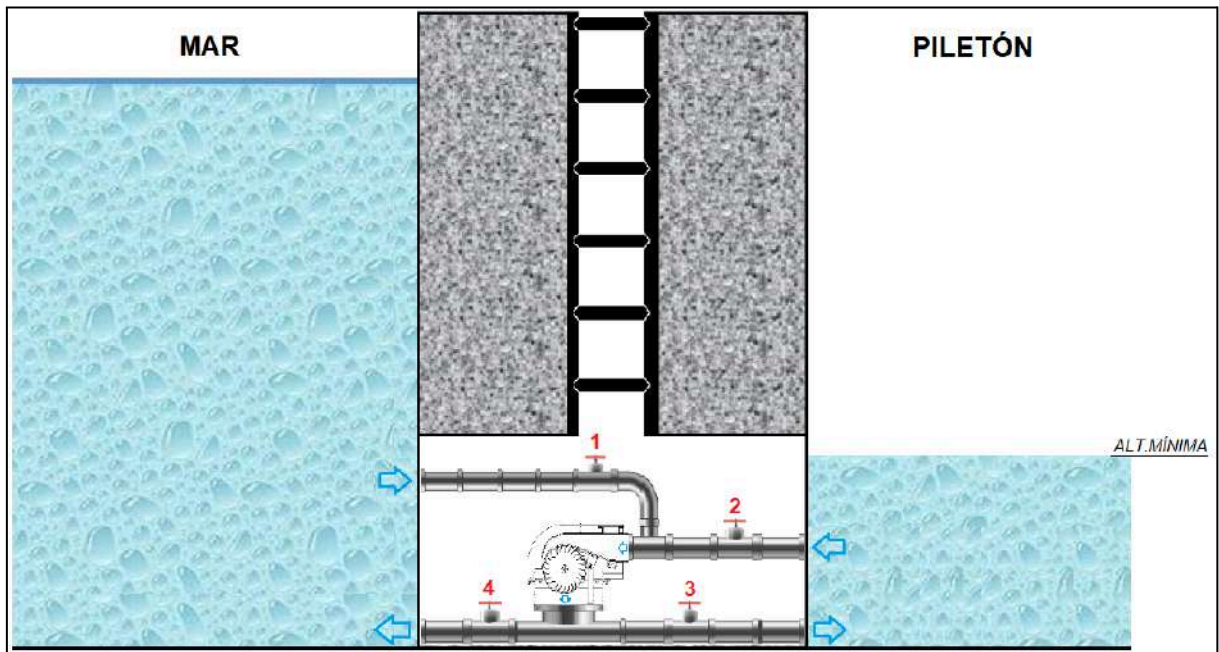


Figura 5.38 - Vista lateral del sistema

Durante el llenado del piletón, se cierran las válvulas 2 y 4 mientras que las válvulas 1 y 3 permanecen abiertas. Por otro lado, durante el vaciado del mismo, se procede a la inversa, es decir que se abren las válvulas 2 y 4 en tanto que la 1 y 3 se cierran.

Con la implementación de la turbina al sistema bajo análisis, se verán modificadas las cañerías dimensionadas en el capítulo anterior. Como el diámetro de entrada de la turbina es de 150 [mm], se decidió optar por cañerías de dicho diámetro por lo que la verificación de las mismas se detalla a continuación:

$$Q = v \times A \Rightarrow v = \frac{Q}{A}$$

El área de la sección es  $A = \pi \times r^2 = \pi * (0,075[m])^2 = 0,02 [m^2]$

Por lo tanto:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0,1[m^3/s]}{0,02[m^2]} = 5 [m/s]$$

Como la velocidad hallada es de 5 [m/s], se cuenta con 3 tipos de tuberías que son aptas para esta condición de uso. En este caso se opta por una cañería de fibrocemento dado que la estructura del piletón será fabricada del mismo material.

Tipo de tubería	Velocidad máxima, m/s
Concreto simple hasta 45 cm de diámetro	3.0
Concreto reforzado de 61 cm diámetro o mayores	3.5
Fibrocemento	5.0
Poli (cloruro de vinilo) PVC	5.0
Polietileno de alta densidad	5.0

Figura 5.39 - Tabla de velocidades máximas según tipo de tubería

Por último, para seleccionar las *válvulas* que permitirán el correcto funcionamiento del sistema, se debe calcular la presión a la cual será sometida. Para eso se toma el peor caso registrado que fue una altura de 12,4 metros. A este valor se le agrega un factor de seguridad de 1,5. Este factor tomado se debe a que en ocasiones excepcionales es posible que la marea supere el valor máximo. En caso de que esto ocurra, para ser precavido se opta por dicho valor de seguridad. Es decir que la altura para la cual se dimensionará será de 18,6 [m].

La presión hidrostática con dicha altura será de:

$$P = \delta \times g \times h$$

$$P = 1027[Kg/m^3] \times 9,8[m/s^2] \times 18,6[m] = 187,2 [KPa] = 1,9 [Bar]$$

Las válvulas a utilizar son de la marca Valmec cuyas características técnicas son proporcionadas por el fabricante y se muestran a continuación:



Figura 5.40 - Válvula de cañería



<b>Características Técnicas</b> <i>Technical Features</i>	
<b>Diametro Nominal</b> <i>Nominal Diameter</i>	1¼" a 20" <i>1¼" to 20"</i>
<b>Pasaje</b> <i>Port</i>	Total <i>Full Bore</i>
<b>Normas de Diseño</b> <i>Design Norms</i>	API 6D - ASME B16.34 - ASME B16.5 - ASME B16.10 ISO 10497 (API 6FA) - MSS SP6 - API 607
<b>Serie</b> <i>Class</i>	ASME 150 / 300 / 600
<b>Extremos</b> <i>Ends</i>	Bridados RF, RJ, FF, BW (Butt Weld) <i>Flanged RF, RJ, FF, BW (Butt Weld)</i>
<b>Materiales Externos</b> <i>External Materials</i>	Acero al Carbono, Acero Inoxidable, Bronce <i>Carbon Steel, Stainless Steel, Bronze</i>
<b>Materiales Internos</b> <i>Internal Materials</i>	Acero al Carbono, Acero Inoxidable <i>Carbon Steel, Stainless Steel</i>
<b>Medios de Operación</b> <i>Operation Drives</i>	Palanca, Actuador Eléctrico o Neumático (Simple Efecto / Doble Efecto) Reductor a Sin fin y Corona <i>Handle, Electrical or Pneumatic Actuator (Single Effect / Double Effect)</i> <i>Manual Gear Operator</i>

<b>Rangos de Presión y Temperatura ASME B16.34</b> <i>Pressure and Temperature Range ASME B16.34</i>									
T (°C)	ASTM A216 WCB			ASTM A351 CF8			ASTM A351 CF8M		
	150	300	600	150	300	600	150	300	600
-20 -38	19.6	51.1	102.1	19	49.6	99.3	19.0	51.1	102.1
50	19.2	50.1	100.2	18.3	47.8	95.6	19.2	50.1	100.2
100	17.7	46.6	93.2	15.7	40.9	81.7	17.7	46.6	93.2
150	15.8	45.1	90.2	14.2	37.0	74.0	15.8	45.1	90.2
200	13.8	43.8	87.6	13.2	34.5	69.0	13.8	43.8	87.6
250	12.1	41.9	83.9	12.1	32.5	65.0	12.1	41.9	83.9

Figura 5.41 - Ficha técnica de válvula

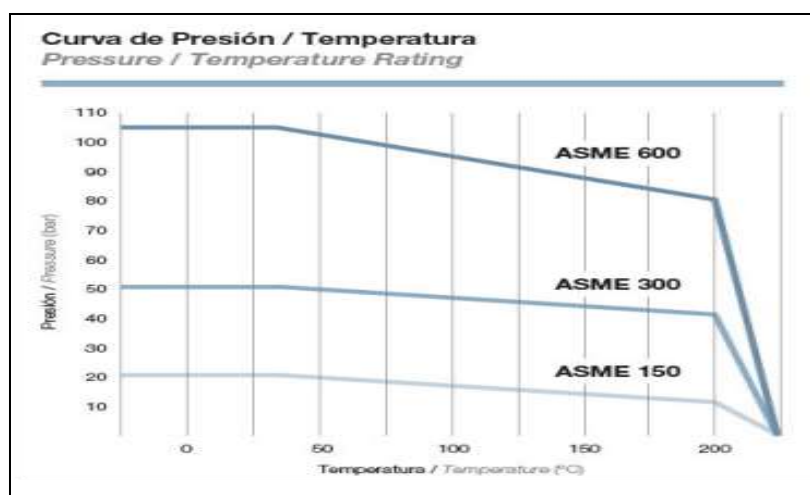


Figura 5.42 - Gráfico de presión en función de temperatura

Se puede apreciar que en el rango de temperaturas de 0 - 25 °C, la presión de trabajo de 1,9 [Bar] se encuentra por debajo del límite admisible para el modelo ASME 150.

Luego, teniendo en cuenta el diámetro de la cañería previamente dimensionada se procede a seleccionar la válvula adecuada:

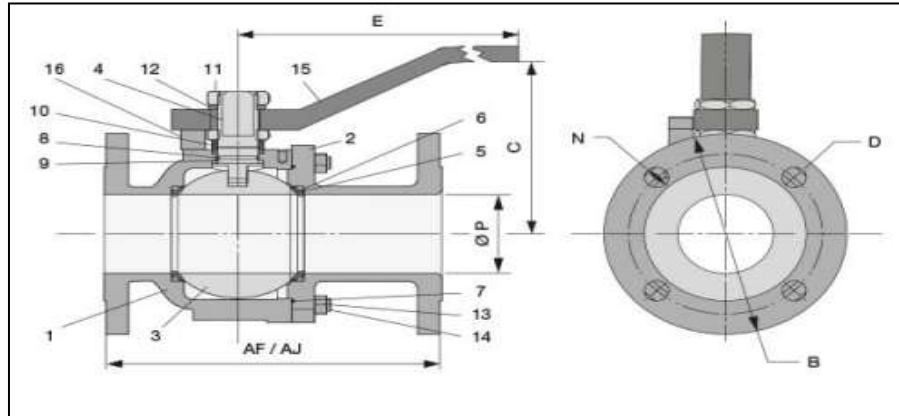


Figura 5.42 - Dimensiones de la válvula

Ø	150								
	Ø P	B	C	AF/AJ	E	N	Tq	Cv	Peso Weight
	mm						Num	G/min	Kg
1/2"	12.5	89	72	108/ -	118	4	5.8	15	1.5
3/4"	19	99	72	117/ -	118	4	6.9	50	1.8
1"	25.4	108	90	127/ -	140	4	12.4	95	2.5
1 1/4"	32	118	90	140/ -	160	4	23.5	130	3.6
1 1/2"	38	127	95	165/ -	210	4	28.4	245	6
2"	49	153	150	178/191	260	4	44	440	11
2 1/2"	62	178	165	191/203	260	4	64.6	700	14.5
3"	76.2	191	215	203/216	385	4	83.3	1000	20
4"	101.4	229	246	229/241	485	8	247	2100	37
6"	152.4	278	278	394/406	R	8	430	5500	81
8"	203.2	335	335	457/470	R	8	635	9800	128
10"	254	406	-	533/546	R	12	1240	16000	196
12"	304.6	483	-	610/622	R	12	1720	24000	320

Figura 5.42 - Especificaciones de la válvula

El propio fabricante permite adaptar la válvula a un actuador para ser comandada eléctricamente, con lo cuál se va a poder facilitar la automatización de llenado y vaciado del piletón.

<p><b>Actuador Neumático o Eléctrico</b> <b>Pneumatic or Electrical Actuator</b></p>	<p>Las válvulas VALMEC se complementan con los actuadores neumáticos y eléctricos OMAL, que permiten automatizar las operaciones de apertura y cierre de válvulas mediante aire, señal eléctrica o la combinación de ambas.</p> <p>La gama de actuadores OMAL-VALMEC cubre toda las aplicaciones necesarias en la industria cuando se requiera automatización y control. Están disponibles para todos los modelos de válvulas de 1/4" a 20".</p> <p>Adicionalmente VALMEC dispone de una serie de accesorios para control y/o accionamiento de los actuadores como ser indicadores de posición y límite de carrera, mecánicos o magnéticos, cajas indicadoras con límite de carrera y posicionadores.</p> <p><i>VALMEC valves are complemented with OMAL pneumatic and electrical actuators that allow to automate the operation of valves with the air supply, electrical and combination of both.</i></p> <p><i>The range of OMAL-VALMEC actuators covers all necessary applications in the industry when it requires automation and control. Available from 1/4" to 20" for all models.</i></p> <p><i>Additionally VALMEC has a severals accessories to control or drive of the actuators, like mechanical or magnetic limit switches, limit switch and positioner are available.</i></p>
	

Figura 5.43 - Actuador eléctrico de válvula

## 5.2. CÁLCULOS FINALES

Finalmente, habiendo desarrollado dicho sistema complementario a los flotadores, se procede a realizar los cálculos finales y el aporte energético logrado por el conjunto, teniendo en cuenta las características de los componentes utilizados.

Dado que se había obtenido la potencia generada a partir de una eficiencia del generador del 80%, se recalcula la misma con la eficiencia del generador seleccionado cuyo valor es de 93% :

$$P = \eta_t * Q * h * g = 0,66 * 0,1 \left[ \frac{m^3}{s} \right] * 7,9 [m] * 9,81 \left[ \frac{m^2}{s} \right] = 5,11 [KW]$$

A pesar de ser un valor levemente superior a la potencia nominal del generador, aún se sigue trabajando en el régimen óptimo de funcionamiento del mismo sin alterarlo.

Por otro lado, debido a que las poleas seleccionadas anteriormente difieren en unos pocos milímetros de los valores óptimos, se procede a verificar el nuevo punto de operación del generador. Con los tamaños elegidos, se obtiene una relación de transmisión de:

$$k = \frac{D_{polea\ turbina}}{D_{polea\ generador}} = \frac{560 [mm]}{150 [mm]} = 3,73$$

El valor hallado es algo superior a la relación óptima:

$$k_{\text{óptima}} = \frac{D_{polea\ turbina}}{D_{polea\ generador}} = \frac{558,8 [mm]}{154,9 [mm]} = 3,61$$

Por lo cual, al tener una velocidad de giro de la turbina de 416 [rpm] se obtiene:

$$k = \frac{w_{\text{generador}}}{w_{\text{turbina}}} \rightarrow w_{\text{generador}} = k * w_{\text{turbina}} = 1550 \text{ [rpm]}$$

Variando así un 3,33% con respecto de su valor nominal. Sin embargo, como se puede apreciar en el siguiente gráfico, a pesar de la pequeña variación en la relación de transmisión se sigue manteniendo la eficiencia del generador logrando así que la potencia generada sea la calculada.



Figura 5.44 - Curva de eficiencia del generador

Con esta potencia se obtiene una energía de:

$$\text{Energía} = 5,11 \text{ [KW]} \times 1 \text{ [hs]} = 5,11 \text{ [KWh]}$$

La energía diaria generada por el sistema sería (recordando que la turbina va a generar las 24 horas del día):

$$\text{Energía diaria} = 5,11 \text{ [KWh]} \times 24 = 122,64 \text{ [KWh/día]}$$

Además, se puede calcular la energía mensual y anual como:

$$\text{Energía mensual} = 122,64 \text{ [KWh/día]} \times 30 \text{ [días]} = 3679,2 \text{ [KWh/mes]}$$

$$\text{Energía anual} = 122,64 \text{ [KWh/día]} \times 365 \text{ [días]} = 44,76 \text{ [MWh/año]}$$

## 6. AEROGENERADORES

Es objetivo de este capítulo realizar un análisis con respecto al aporte energético que se obtendría implementando un sistema de generación a partir de la energía eólica considerando que el lugar geográfico de la fábrica es una zona en la que el viento siempre está presente con velocidades considerables. Para lograr esta generación energética se hará uso de turbinas eólicas denominadas aerogeneradores los cuales son muy implementados en la actualidad en diversos ámbitos ingenieriles.

Los aerogeneradores son dispositivos que utilizan la energía del viento para producir electricidad. La energía eólica es una fuente de energía renovable y limpia que se ha convertido en una alternativa a los combustibles fósiles.

El proceso de conversión implica varias etapas:

1. **Captación del viento:** las palas del aerogenerador captan la energía cinética del viento. La velocidad y el diseño de las palas son cruciales para maximizar la eficiencia.
2. **Conversión de energía:** la rotación de las palas hace girar un eje que está conectado a un generador. Este generador convierte la energía mecánica en eléctrica.
3. **Transmisión:** la electricidad generada se transmite a través de un sistema de cables y transformadores hasta llegar a la red eléctrica o directamente a los usuarios finales.

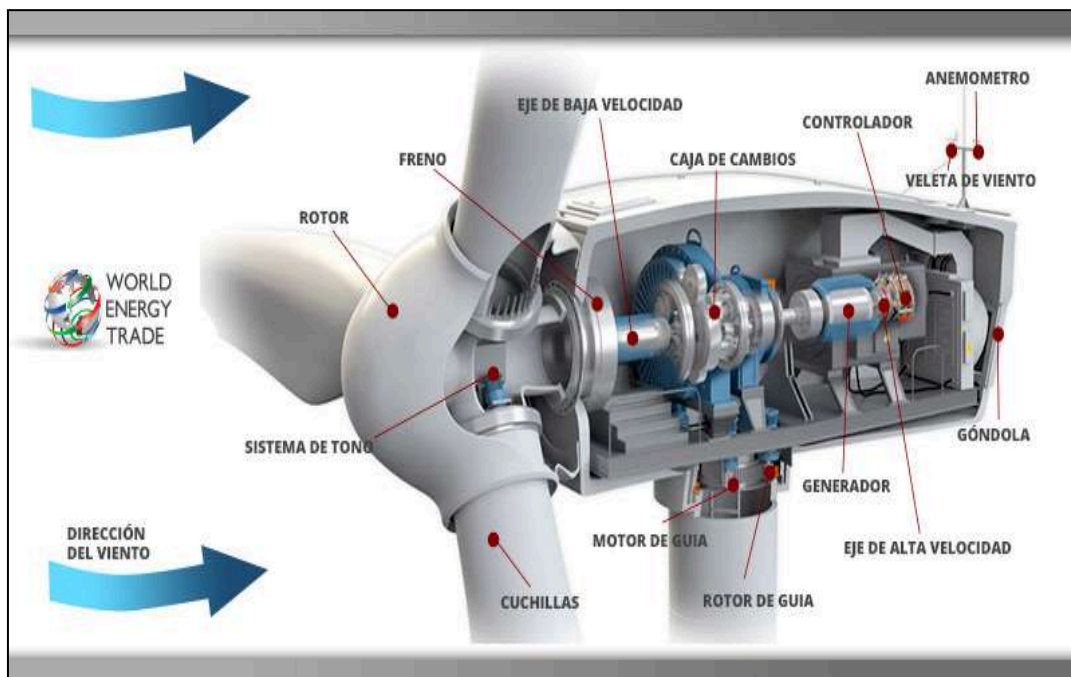


Figura 6.1 - Partes de un aerogenerador

Existen diferentes tipos de aerogeneradores, cada uno con sus propias ventajas y desventajas. A continuación, se presentan los tipos de aerogeneradores más comunes:

### Aerogeneradores de eje horizontal

Los aerogeneradores de eje horizontal son los más comunes y se utilizan principalmente en parques eólicos. Tienen una torre alta y una hélice que gira en un plano horizontal. Son más eficientes a altas velocidades del viento.



Figura 6.2 - Aerogenerador de eje horizontal

### Aerogeneradores de eje vertical

Los aerogeneradores de eje vertical tienen una hélice que gira en un plano vertical. Son más compactos y pueden ser instalados en lugares donde los aerogeneradores de eje horizontal no pueden ser instalados. Sin embargo, son menos eficientes y generan menos energía que los aerogeneradores de eje horizontal.



Figura 6.3 - Aerogenerador de eje vertical

#### Aerogeneradores de pequeña escala

Los aerogeneradores de pequeña escala son ideales para hogares y pequeñas empresas. Pueden ser instalados en el techo de una casa o en un poste. Son menos eficientes que los aerogeneradores de gran escala, pero pueden reducir significativamente la demanda de energía eléctrica solicitada a la empresa proveedora.



Figura 6.4 - Aerogenerador de pequeña escala

### Aerogeneradores offshore

Los aerogeneradores offshore se instalan en el mar y pueden ser más grandes que los aerogeneradores terrestres. El viento es más constante y fuerte en el mar, lo que los hace más eficientes. Sin embargo, la instalación y mantenimiento son más costosos.



Figura 6.5 - Aerogeneradores Off-Shore

### Aerogeneradores flotantes

Los aerogeneradores flotantes se instalan en aguas profundas y son ideales para lugares donde los aerogeneradores offshore no pueden ser instalados. Son más costosos que los aerogeneradores offshore y requieren tecnología más avanzada.



Figura 6.6 - Aerogeneradores Flotantes



A continuación se hace un resumen de las ventajas y desventajas de los tipos de aerogeneradores más utilizados en la actualidad:

Tipo de aerogenerador	Ventajas	Desventajas
Aerogeneradores de eje horizontal	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mayor eficiencia en la generación de energía</li> <li>• Mayor durabilidad</li> <li>• Más fáciles de mantener</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mayor costo de instalación</li> <li>• Requieren de un viento constante y fuerte</li> <li>• Mayor impacto visual</li> </ul>
Aerogeneradores de eje vertical	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Más silenciosos</li> <li>• Menor impacto visual</li> <li>• Funcionan con vientos de baja velocidad y dirección variable</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Menor eficiencia en la generación de energía</li> <li>• Menor durabilidad</li> <li>• Más difíciles de mantener</li> </ul>

Figura 6.7 - Ventajas y desventajas de aerogeneradores

Dentro de los de eje horizontal podemos distinguir ejes paralelos a la dirección del viento (como los convencionales molinos) y perpendiculares a dicha dirección. Y a su vez, entre los paralelos, caben dos alternativas según el rotor sea dispuesto en la parte anterior del eje (posición a barlovento), o en el posterior (posición a sotavento), entendiéndose que el origen lo define el sentido del viento.

El número de palas de los aerogeneradores de eje horizontal es, normalmente, de dos o tres, si bien existieron algunos prototipos monopala.

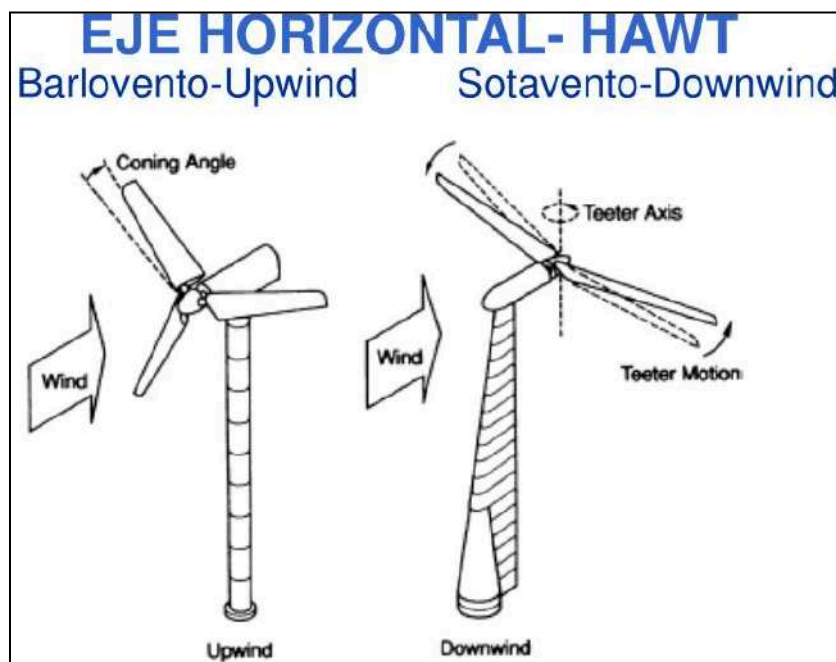


Figura 6.8 - Disposición del aerogenerador

Dentro de las aeroturbinas de eje vertical, se pueden destacar los siguientes diseños:

- ❖ Máquina de rotor tipo *Savonious*, cuya sección recta tiene forma de S y en la que la acción fundamental del viento sobre ella tiene el carácter de resistencia. Esta máquina tiene un rendimiento bajo, por lo que únicamente es idónea, por su simplicidad, para potencias muy pequeñas.



Figura 6.9 - Aerogenerador Savonious

- ❖ Máquinas de rotor tipo *Darrieus* integrada por varias palas cuya sección recta tiene la forma de un perfil aerodinámico, basándose su funcionamiento en la fuerza de sustentación generada gracias a dicho perfil. Las palas están unidas por sus extremos al eje vertical, estando arqueadas como se muestra a continuación:



Figura 6.10 - Aerogenerador Darrieus

Por otro lado pueden realizarse otras clasificaciones como lo son:

❖ Potencia nominal

- Aerogenerador de pequeña potencia: turbinas de hasta 30 kW. Sus aplicaciones más comunes son la carga de baterías, instalaciones remotas de telecomunicaciones, instalaciones domésticas, pequeñas instalaciones aisladas, etc. La mayoría de estas aplicaciones son sistemas aislados de la red y se instalan cerca del centro de consumo.
- Aerogenerador de mediana potencia: turbinas entre 30 kW y 300 kW. Se utilizan fundamentalmente para alimentar demandas eléctricas importantes. Si bien existen casos de sistemas aislados de la red, se trata por lo general de instalaciones interconectadas con la red eléctrica.
- Aerogenerador de gran potencia: turbinas de más de 300 kW. Se utilizan fundamentalmente en la producción de electricidad, para inyectarla a la red eléctrica.

- ❖ Número de palas
  - Según el número de palas se pueden diferenciar máquinas: bipalas (2 palas), tripalas (3 palas) y multipalas (más de 3 palas).
- ❖ Mecanismo de regulación de potencia
  - Paso fijo: las palas se mantienen en una posición fija con respecto a su eje, se ajustan durante el montaje y permanecen invariables durante el funcionamiento. Debido al uso completamente pasivo de las palas, esta regulación es simple y fiable en cualquier condición. Con este sistema se producen variaciones en la producción según sea la intensidad del viento. Un extremo de la pala se puede girar 90° en torno a su eje. Este movimiento se utiliza como sistema principal de frenado y es lo que se denomina aerofreno.
  - Paso variable: las palas pueden girar sobre su propio eje para regular el paso. A altas velocidades de viento se ajusta el ángulo de la pala, por lo que se puede mantener la potencia de salida prácticamente constante en dichas condiciones.

Los distintos elementos que contiene un aerogenerador son los siguientes:

- ❖ Soportes
- ❖ Sistema de captación
- ❖ Sistema de orientación
- ❖ Sistema de regulación
- ❖ Sistema de transmisión
- ❖ Sistema de generación

A continuación se detalla cada uno de estos elementos, lo que permitirá comprender mejor las variaciones en el rendimiento global del sistema y proporcionará las bases para su diseño y construcción.

### **Soportes**

Las máquinas eólicas se colocan sobre un soporte, que debe ser capaz de tolerar todo el empuje del viento que transmita el sistema de captación y las eventuales vibraciones. Por otra parte, su altura debe ser suficiente para evitar que las turbulencias debidas al suelo afecten al funcionamiento y superar los posibles obstáculos cercanos, que puedan perturbar el viento. Dentro de estos dispositivos se pueden distinguir los soportes autoportantes y los soportes atirantados.

Los soportes autoportantes pueden ser de estructura metálica (parecida a las utilizadas para el transporte de energía eléctrica), sobre la que hay que colocar una plataforma de servicio para facilitar el mantenimiento de la máquina. También

pueden ser de hormigón con lo cual se crean menos turbulencias que los de estructura metálica. Las torres tubulares autoportantes pueden usarse cuando lo permita el peso de la máquina (<1000 kg) y sea imposible utilizar un soporte atirantado a causa del relieve del terreno.



Figura 6.11 -Soporte de aerogenerador

Siempre que el terreno lo permita es aconsejable, para aerogeneradores pequeños, utilizar un soporte atirantado basculante, que facilita el mantenimiento en el suelo con mayor comodidad y sin peligro, tanto del aerogenerador como del propio soporte. El atirantamiento debe realizarse en cuatro direcciones y la unión de los cables al suelo debe hacerse a través de tensores que permitan regular la tensión del cable.

### ***Sistemas de captación: el rotor***

El rotor es el elemento principal de un aerogenerador. Está compuesto por un determinado número de palas, siendo su misión la transformación de la energía cinética del viento en energía mecánica utilizable. Existe gran variedad de rotores y su clasificación más usual se realiza en función de la disposición del eje.

En la siguiente ilustración se muestran los ejemplos más típicos de rotores de eje horizontal:

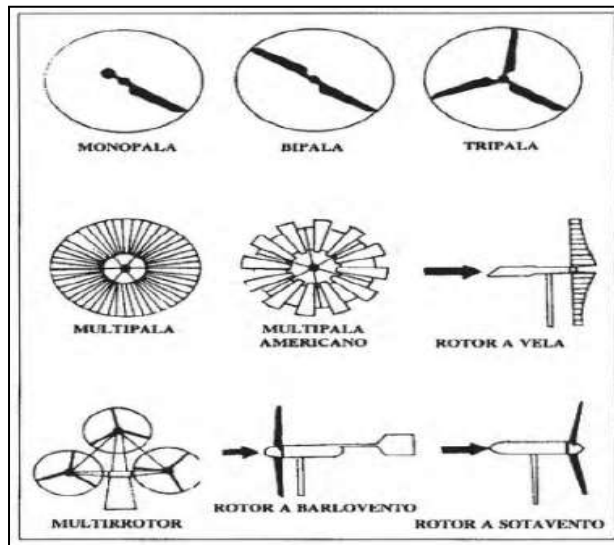


Figura 6.12 - Rotores de aerogeneradores de eje horizontal

Por otro lado la imagen que sigue muestra los diseños más usuales de rotores de eje vertical:

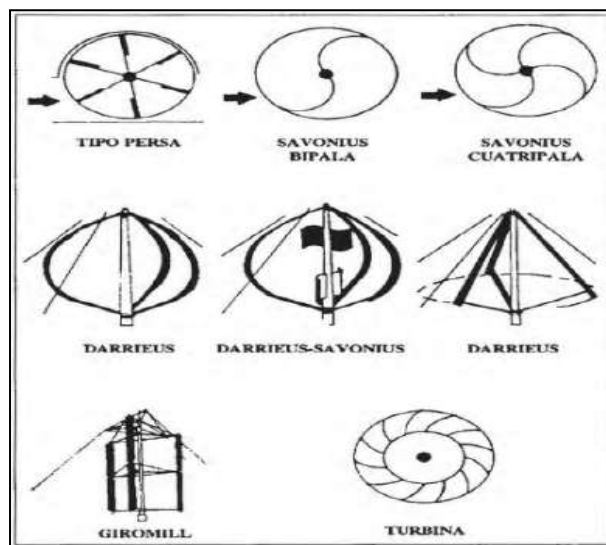


Figura 6.13 - Rotores de aerogeneradores de eje vertical

Las características generales de un rotor se definen por los siguientes parámetros:

- ❖ Velocidad típica
- ❖ Solidez
- ❖ Rendimiento aerodinámico

La *velocidad típica* o coeficiente de velocidad,  $X$ , se define como la relación entre la velocidad de la punta de la pala ( $w R$ ) y la velocidad del viento ( $v$ ). Este parámetro

adimensional permite clasificar los rotores en lentos (velocidad típica próxima a 1) o rápidos (velocidad típica de 5 a 8).

La *solidez* se define como la relación entre la superficie proyectada por las palas y la superficie descrita por las mismas en su movimiento de rotación. Este parámetro permite comparar diferentes tipos de rotores desde el punto de vista de la eficacia del material utilizado y de la sencillez constructiva. Evidentemente, un multipala tiene una solidez próxima a 1, mientras que un bipala puede llegar a valores de este parámetro de hasta 0,1.

El *rendimiento aerodinámico* o coeficiente de potencia,  $C_p$ , expresa la parte de la energía del viento que se transforma en energía mecánica en el eje del rotor. Como se explicará más adelante, el teorema de Betz expresa que bajo condiciones ideales, el rendimiento aerodinámico de los rotores alcanza un máximo del 59%. En realidad, dicho rendimiento oscila entre el 20 y el 40%, según los tipos de rotores (número de palas) y en función de la velocidad típica de operación.

### **Sistemas de orientación**

Aunque los aerogeneradores de eje vertical no necesitan orientación, prácticamente todos los de eje horizontal precisan de un sistema que oriente el rotor, es decir, que de alguna manera detecte la dirección del viento y sitúe el rotor en su misma dirección. Ello disminuye los esfuerzos y las pérdidas de potencia.

Los aerogeneradores de eje horizontal están sometidos a fuertes esfuerzos durante los cambios de velocidad y dirección del viento. Por ello, el sistema de orientación deberá cumplir la condición de mantener el rotor de cara al viento sin provocar grandes cambios de dirección del rotor cuando se produzcan cambios rápidos de la dirección del viento. Existen varios dispositivos de orientación, elegidos generalmente de acuerdo con la potencia de la instalación eólica.

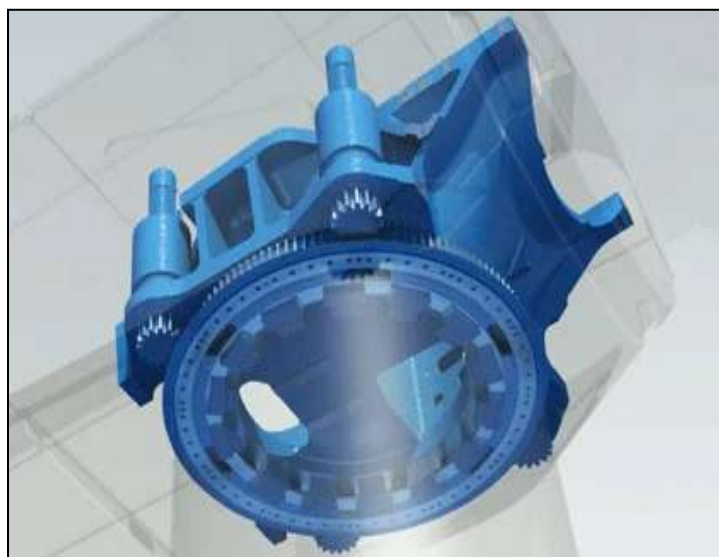


Figura 6.14 - Sistema de orientación

## **Sistemas de regulación**

Los sistemas de regulación tienen como objetivo controlar la velocidad de rotación y el par motor en el eje del rotor, evitando las fluctuaciones producidas por la velocidad del viento.

Los sistemas más sencillos operan sólo en la etapa de exceso de potencia, evitando velocidades de rotación demasiado elevadas (vientos fuertes), que podrían poner en peligro la integridad del aerogenerador (sistemas de frenado). Estos se utilizan solamente en máquinas de pequeña potencia y, en general, en instalaciones en las que son aceptables variaciones en la potencia de salida.

Por otra parte, los sistemas más elaborados, o bien mantienen las fluctuaciones en la velocidad de giro dentro de unos márgenes muy estrechos, o bien permiten al sistema adaptarse a cualquier condición de viento y de potencia.

Los dos grandes grupos de sistemas de regulación vienen definidos por su forma de actuación. En unos, el control se realiza por actuación sobre el rotor, aumentando o disminuyendo la potencia absorbida. En los otros, la regulación se lleva a cabo sobre el eje motor. Los primeros sólo son posibles en rotores de eje horizontal, mientras que los segundos se pueden adaptar a cualquier tipo.

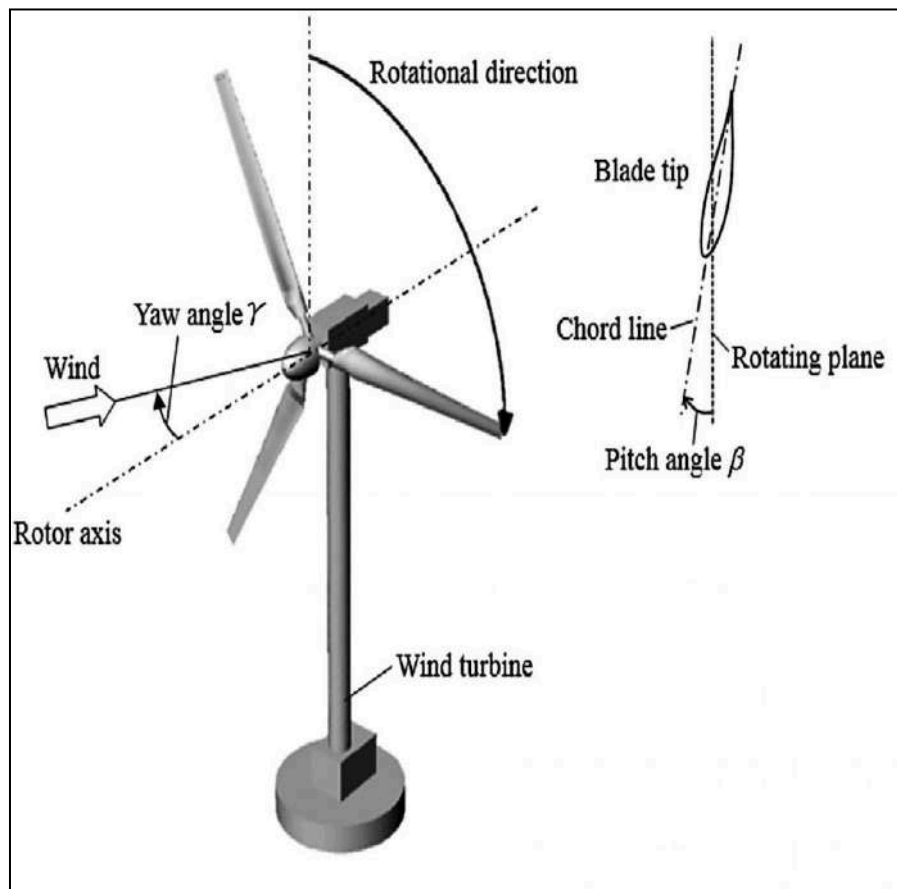


Figura 6.15 - Sistema de regulación



### **Sistemas de transmisión**

La energía mecánica obtenida en el rotor debe ser transmitida de alguna forma para poder ser aprovechada en una determinada tarea.

Cuando se trata de aerogeneradores es necesario aumentar la velocidad de giro, ya que generalmente los rotores tienen velocidades de rotación demasiado bajas ( $< 200$  rpm) como para poder accionar directamente un generador de energía eléctrica. Por lo tanto, para los aerogeneradores es imprescindible intercalar una caja multiplicadora entre el rotor y el generador.

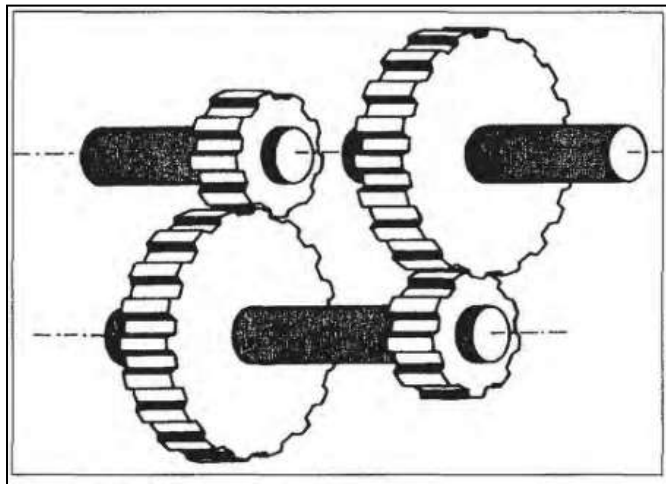


Figura 6.16 - Sistema de transmisión

En el mercado se encuentran estos dispositivos de diferentes tipos para toda la escala de potencias y con adecuadas relaciones de multiplicación, siendo los multiplicadores de engranajes tipo planetario, con ejes de entrada y salida coaxiales, los que proporcionan multiplicaciones más elevadas en espacios más reducidos. Otro sistema muy utilizado es el multiplicador de engranajes cónicos, que permite disponer el eje de salida perpendicular al de entrada.

En definitiva, el sistema de transmisión de la mayoría de los aerogeneradores actuales se ajusta a un mismo esquema general, tanto para los de eje horizontal como vertical. El sistema consta de un eje primario acoplado directamente al de rotación del captador, que a través de un multiplicador transmite la potencia al eje del generador (eje secundario).

Los rendimientos actuales de estos sistemas varían entre el 95 y el 99% y su funcionamiento es bastante silencioso.

### **Sistemas de generación**

El sistema eléctrico de una aeroturbina está condicionado por las características de operación del rotor (velocidad constante o variable) y por el sistema de aprovechamiento de la energía obtenida (conexión directa a la red, uso directo o almacenamiento). La tensión generada depende de la velocidad de giro y del

número de polos mientras que la intensidad de la corriente está relacionada con la tensión y con la carga.

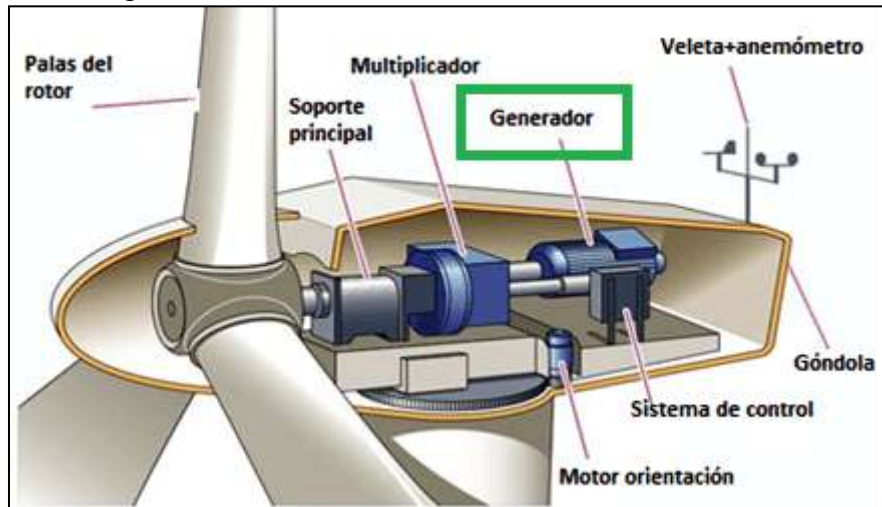


Figura 6.17 - Sistema de generación

Una vez estudiados los diversos componentes que conforman un sistema de aprovechamiento de energía eólica, es necesario analizar los distintos factores que hay que tener en cuenta a la hora de diseñar y construir una instalación. Se trata, en definitiva, de determinar:

- ❖ El emplazamiento
- ❖ El tamaño del aerogenerador
- ❖ El aspecto económico

Antes de pensar en instalar un aerogenerador en un lugar determinado, es necesario realizar una evaluación del potencial eólico de la zona. A primera vista, como la velocidad del viento es el factor energético predominante, se puede suponer que los emplazamientos más adecuados son aquellos en los que sopla el viento con velocidades más elevadas. Sin embargo, si se tienen en cuenta las características operacionales de las aeroturbinas, habrá que considerar no sólo el valor medio de las velocidades del viento, sino también su distribución temporal.

Con respecto a la selección del tipo adecuado de aerogenerador, la misma es esencial para cualquier proyecto de energía eólica. Los aerogeneradores varían en tamaño, forma y capacidad de generación de energía, por lo que es importante elegir el tipo correcto para maximizar la producción de energía y minimizar los costos.

En primera instancia, es necesario evaluar la velocidad del viento en el lugar donde se instalará la turbina eólica. Dicha velocidad determinará el tamaño y la capacidad del aerogenerador a utilizar. Además, es importante considerar el costo del mismo y el tiempo de retorno de la inversión.

Es importante también evaluar la calidad del viento en la zona donde se instalará el aerogenerador, lo cual se puede hacer a través de mediciones y análisis de datos.

Otras consideraciones importantes incluyen la disponibilidad de piezas de repuesto y la facilidad de mantenimiento.

La caracterización de un aerogenerador se realiza según los parámetros que se definen a continuación:

- ❖ Velocidad de arranque: velocidad mínima del viento a partir de la cual el aerogenerador produce energía eléctrica
- ❖ Velocidad nominal: velocidad del viento que permite generar la potencia nominal
- ❖ Velocidad de parada: velocidad máxima del viento que puede soportar el aerogenerador produciendo energía sin dañarse
- ❖ Área de captación: superficie del sistema captador del aerogenerador perpendicular al viento

En la siguiente figura, se puede observar la relación que existe entre la potencia y los distintos parámetros de velocidad. Evidentemente, la potencia nominal del aerogenerador es considerablemente inferior a la potencia eólica máxima dada por el límite de Betz. Este límite se debe a la necesidad de mantener un flujo de viento a través del aerogenerador ya que si todo el viento fuera detenido para extraer su energía, no podría pasar a través del rotor, lo que detendría el movimiento de las palas y, por ende, la generación de energía.

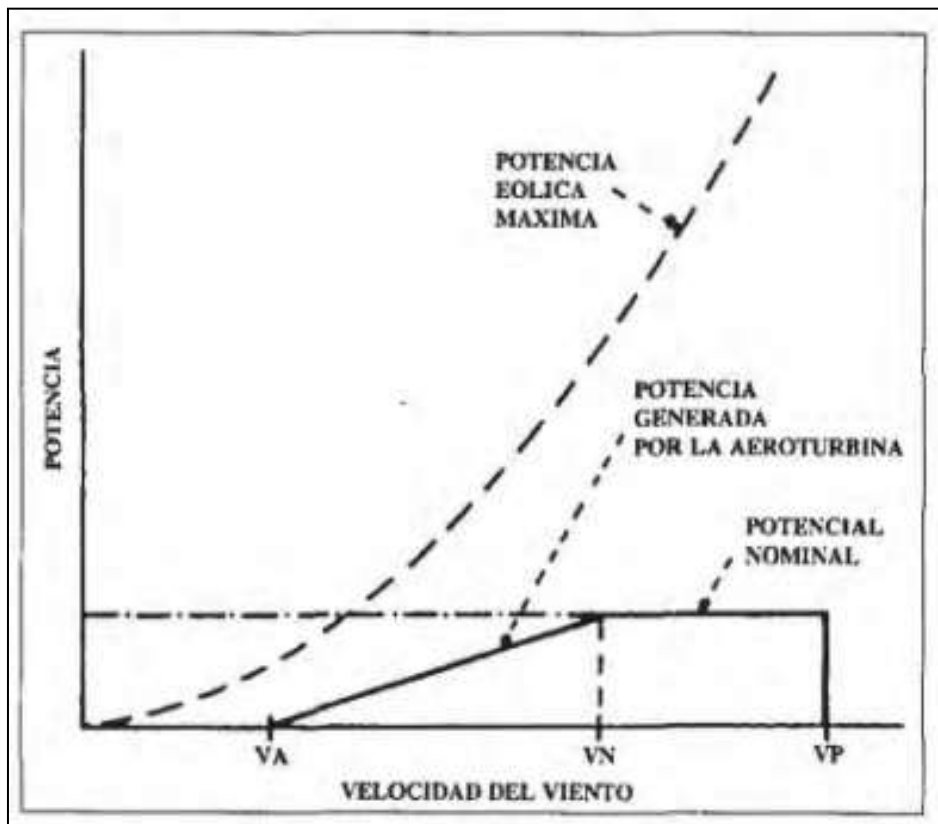


Figura 6.18 - Gráfico de Potencia vs Velocidad del viento

Para obtener un mejor aprovechamiento de la energía del viento, hay que elegir cuidadosamente la velocidad de diseño de la aeroturbina y buscar un emplazamiento en el que la velocidad del viento tenga un elevado valor medio y sople con regularidad. Es necesario, por tanto, disponer de una información meteorológica detallada sobre la estructura y distribución de los vientos. Las mediciones estadísticas permiten elaborar:

- ❖ Mapas eólicos
- ❖ Distribuciones de velocidad
- ❖ Perfil de velocidades

Los mapas eólicos proporcionan información global sobre el nivel medio de los vientos en una determinada zona geográfica, demostrando las zonas más idóneas desde el punto de vista energético.

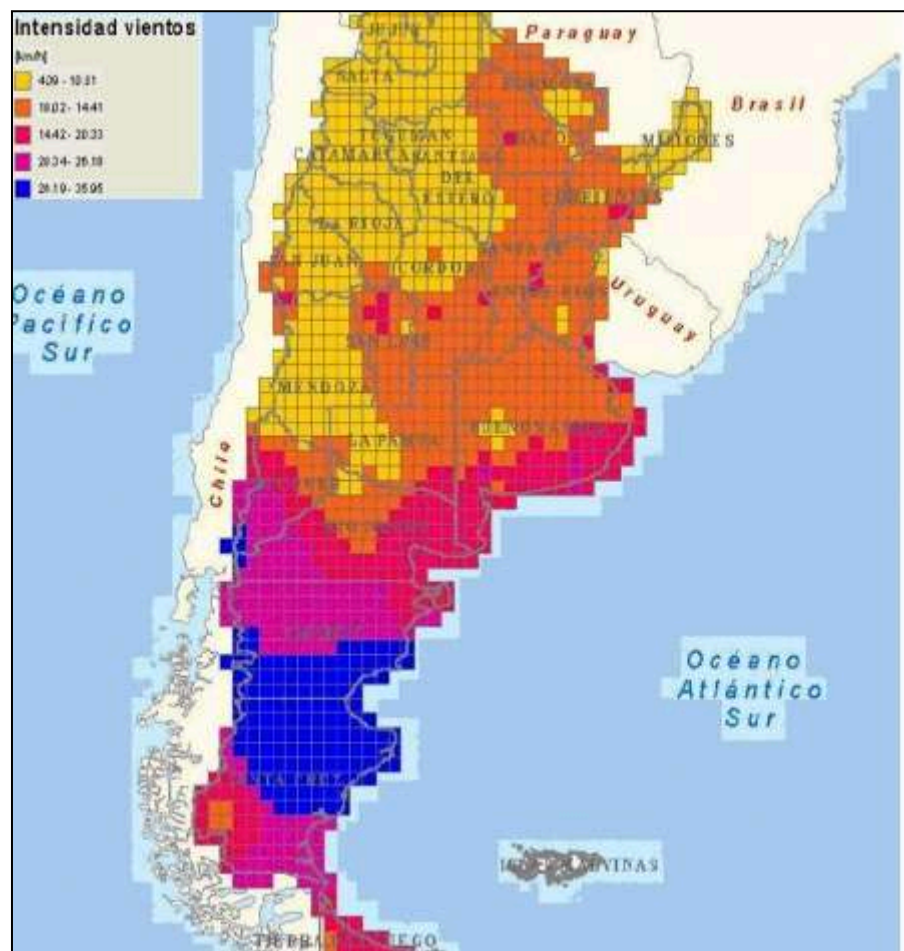


Figura 6.19 - Mapa eólico de Argentina

El estudio a escala zonal de un mapa eólico incluye la determinación de la distribución de velocidades, que proporciona el número de horas al año en las que el viento tiene una dirección y una velocidad determinadas. Ello se consigue construyendo una rosa de los vientos, que muestra los períodos de calmas y aquéllos en los que el viento sopla en una determinada dirección con una cierta

velocidad. A partir de estas medidas se obtienen por procedimientos estadísticos las curvas de distribución de velocidades.

Las más utilizadas en aplicaciones eólicas son la distribución de Weibull y la de Raleigh. Con ayuda de estas curvas y conociendo los márgenes de velocidades del viento entre los que funciona la turbina, se pueden obtener las horas previsible de actuación de la máquina a lo largo del año.

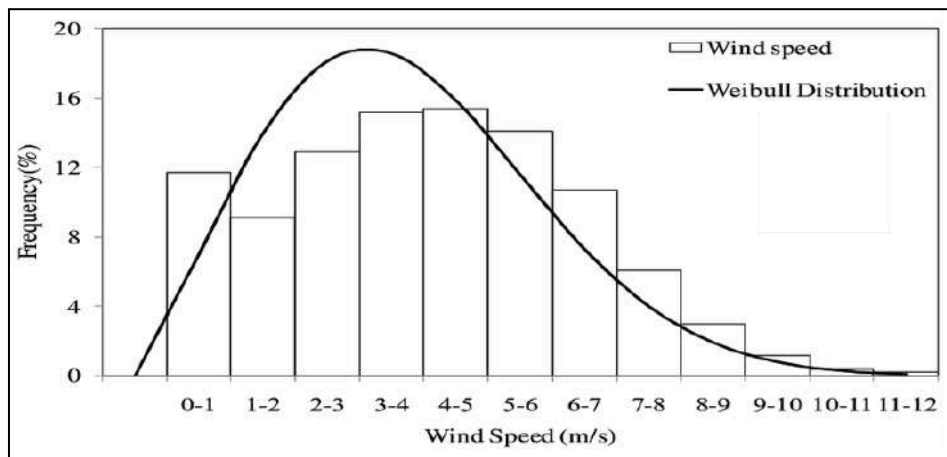


Figura 6.20 - Distribución de Weibull

Por otro lado, la finalidad de un estudio puntual es obtener el perfil de velocidades, es decir la variación de la velocidad del viento con la altura. Con la información que proporciona el perfil de velocidades se puede determinar la altura más adecuada para instalar el rotor.

Por último podemos mencionar algunas ventajas y desventajas de los aerogeneradores:

### Ventajas

- ❖ Instalación sencilla. Los elementos individuales se instalan in situ y la góndola se monta en el mástil
- ❖ No crea ondas infrasónicas
- ❖ Capaz de funcionar a altas velocidades de viento
- ❖ Uso de materiales innovadores que alargan la vida útil de la unidad

### Desventajas

- ❖ Alteran el equilibrio térmico natural
- ❖ Una eficiencia relativamente baja
- ❖ Ocupan una gran superficie
- ❖ Suponen una amenaza para las aves

## 6.1. DISEÑO DEL SISTEMA

En primera instancia, analizando el lugar de emplazamiento del sistema y considerando el aspecto económico, se decidió implementar aerogeneradores del tipo horizontal ya que poseen mayor eficiencia en la generación de energía eléctrica sumado a una mayor durabilidad y un mantenimiento más sencillo debido a su diseño y construcción.

Para determinar el aerogenerador a implementar, como primer paso se debe hacer un estudio de las condiciones climatológicas con respecto al viento en la zona donde se va a llevar a cabo el emplazamiento de la turbina eólica.

Para esto se realiza un análisis de la variabilidad del viento a partir de los datos otorgados por el centro meteorológico en Caleta Olivia durante el último año. Finalmente se obtuvo la distribución que se muestra a continuación y se halló un valor promedio de la velocidad del viento:

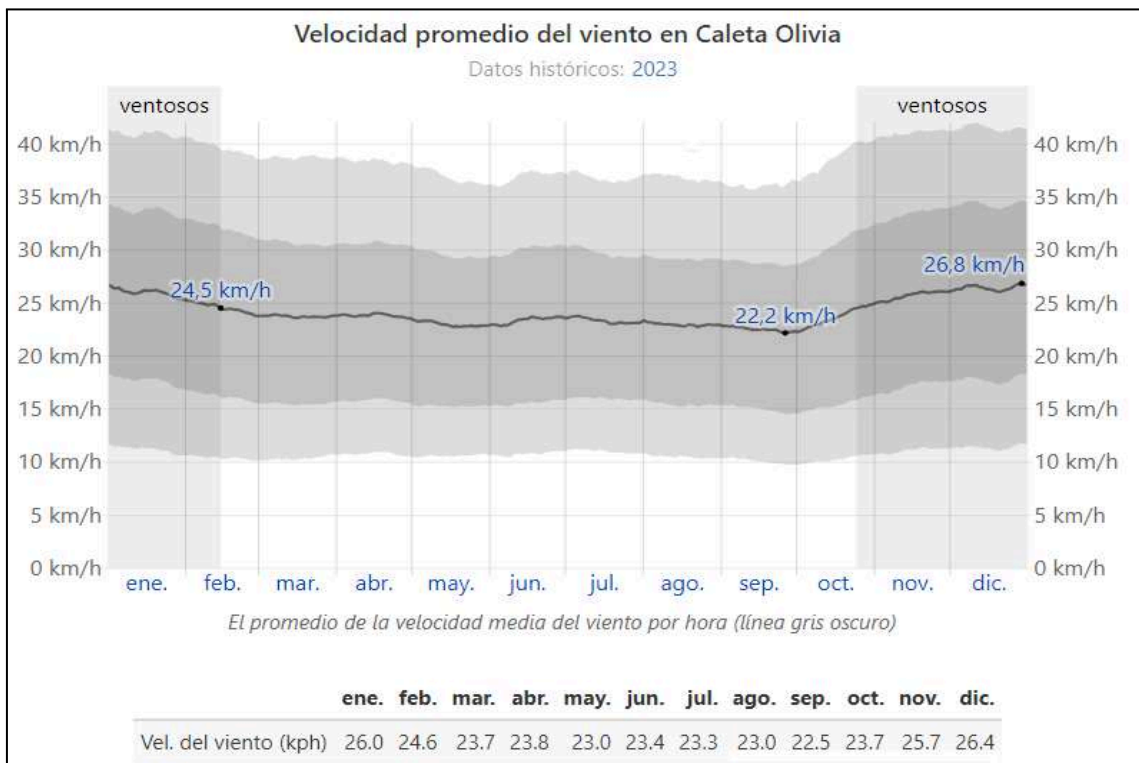


Figura 6.21 - Datos de la velocidad promedio del viento en Caleta Olivia

De los datos que brinda el gráfico anterior, se puede obtener el promedio de la velocidad del viento como:

$$v_{promedio} = \frac{26,0 + 24,6 + 23,7 + 23,8 + 23,0 + 23,4 + 23,3 + 23,0 + 22,5 + 23,7 + 25,7 + 26,4}{12} = 24,09 \text{ [km/h]}$$

$$v_{promedio} = 6,69 \text{ [m/s]}$$

Otro dato importante a tener en cuenta es la dirección preponderante del viento en la zona bajo estudio. Esta información se puede obtener del siguiente gráfico:

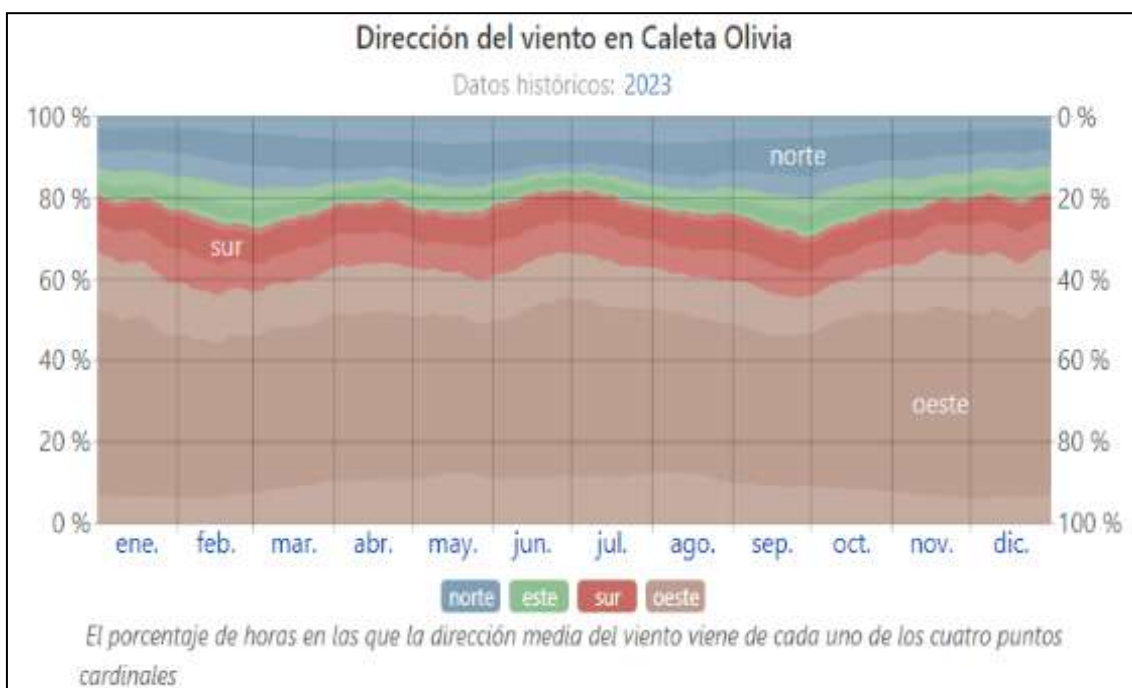


Figura 6.22 - Datos de la dirección del viento en Caleta Olivia

De esta ilustración se puede observar que la dirección media del viento durante el año 2023 en la región de Caleta Olivia fue del sector Oeste.

Los datos obtenidos de las velocidades del viento a lo largo de los meses tratan sobre el vector del viento promedio por hora del área (velocidad y dirección) a 10 metros sobre el nivel del suelo.

Las fuerzas de rozamiento y el efecto de frenado debido a las irregularidades del terreno son más intensos en las capas que se encuentran en contacto con el terreno por lo que la distribución de velocidades con la altura sigue una ley de tipo exponencial dada por la siguiente expresión:

$$\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{h_1}{h_2}\right)^\gamma$$

Donde  $v_1$  y  $v_2$  son las velocidades del viento a las alturas  $h_1$  y  $h_2$  respectivamente. El parámetro  $\gamma$  depende de la topografía del terreno y de las condiciones meteorológicas. El valor de  $\gamma$  se puede obtener del siguiente gráfico:

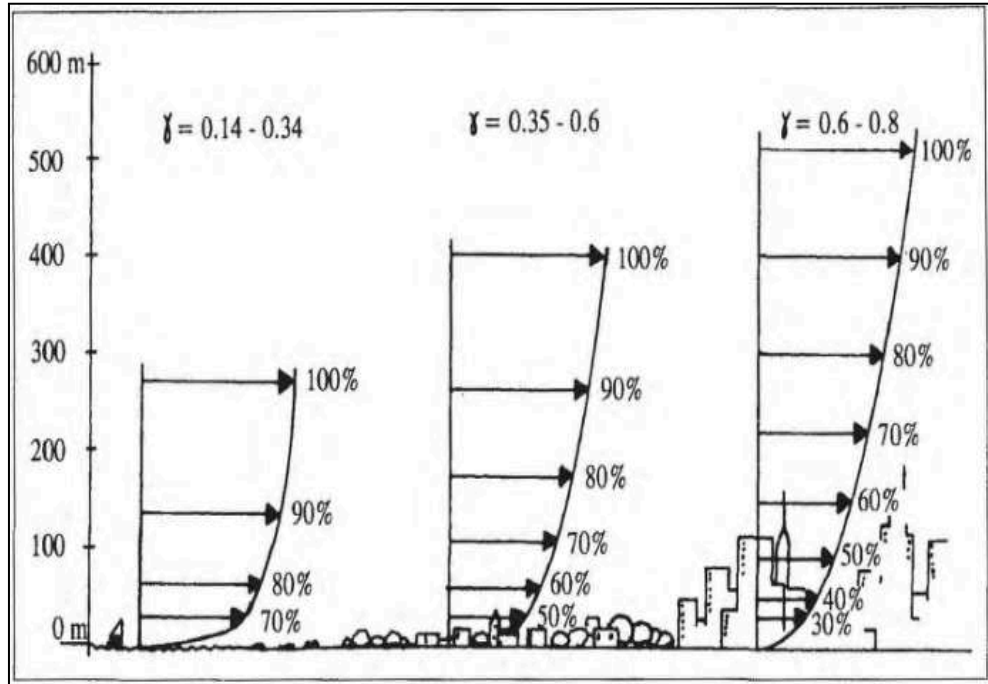


Figura 6.23 - Valores posibles del factor  $\gamma$

Para el caso bajo estudio, se tiene un terreno llano por lo que el valor de  $\gamma$  se encontrará entre 0,14 - 0,34. Se decide tomar el promedio de dichos valores llegando a un valor de 0,24.

Habiendo obtenido estos datos, la expresión del perfil de velocidad para la región bajo estudio queda:

$$v_1 = v_{prom} * \left( \frac{h_1}{h_{prom}} \right)^{0,24}$$

Para representar esta curva característica, se toman distintos valores de altura ( $h_n$ ) y se calcula la velocidad del viento ( $v_n$ ) a dicho valor:

$$v_n [m/s] = 6,69 [m/s] * \left( \frac{h_n}{10} \right)^{0,24}$$



Altura [m]	Velocidad [m/s]
10	6,7
20	7,9
30	8,7
40	9,3
50	9,8
60	10,3
70	10,7
80	11,0
90	11,3
100	11,6

Figura 6.24 - Variación de la velocidad del viento con respecto a la altura

Estos datos se vuelcan en una planilla excel con el fin de trazar el gráfico correspondiente:

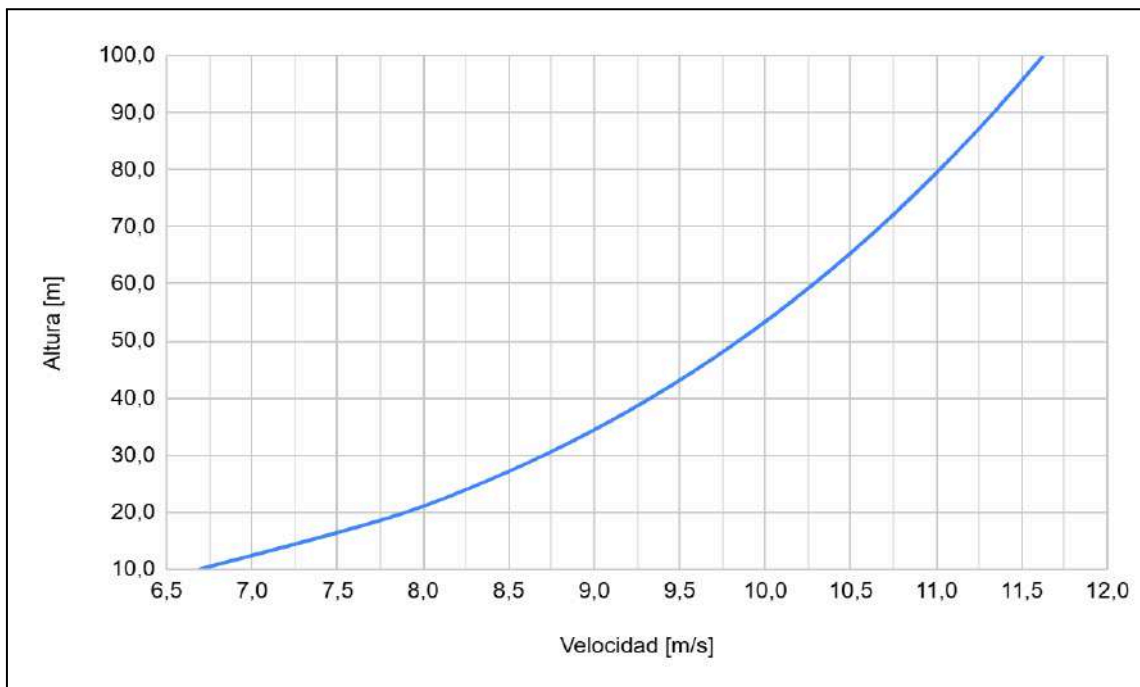


Figura 6.25 - Perfil de velocidad del viento

Con estos datos de velocidad del viento en función de la altura, se procede a buscar distintas alternativas de aerogeneradores que se encuentren disponibles en el mercado y que sean aptos para el caso bajo estudio. Investigando los diversos modelos ofrecidos por los fabricantes y analizando los parámetros principales de cada uno de ellos (altura de la torre, área de captación, velocidades características, potencia nominal entre otros), se decidió presentar las siguientes alternativas:

### **Emergya Wind Technologies**

De este fabricante se selecciona el modelo DW52 de 250 [KW] el cual tiene una altura de torre de 35 [m] por lo que, según el gráfico anterior, se tiene una velocidad promedio del viento de 9 [m/s] a dicha cota. Este modelo posee las siguientes curvas características, donde se puede apreciar que con la velocidad mencionada se estaría generando la potencia nominal:

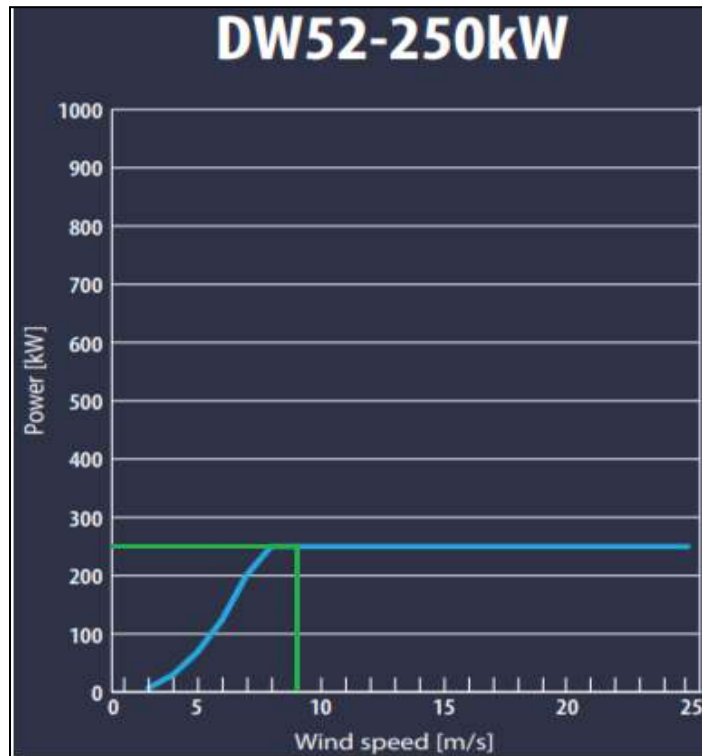


Figura 6.26 - Valor de potencia del aerogenerador DW52

Con respecto a la producción anual de energía, se puede observar que para una velocidad promedio del viento de 9 [m/s] se producirían idealmente 1700 [MWh/año] aproximadamente:

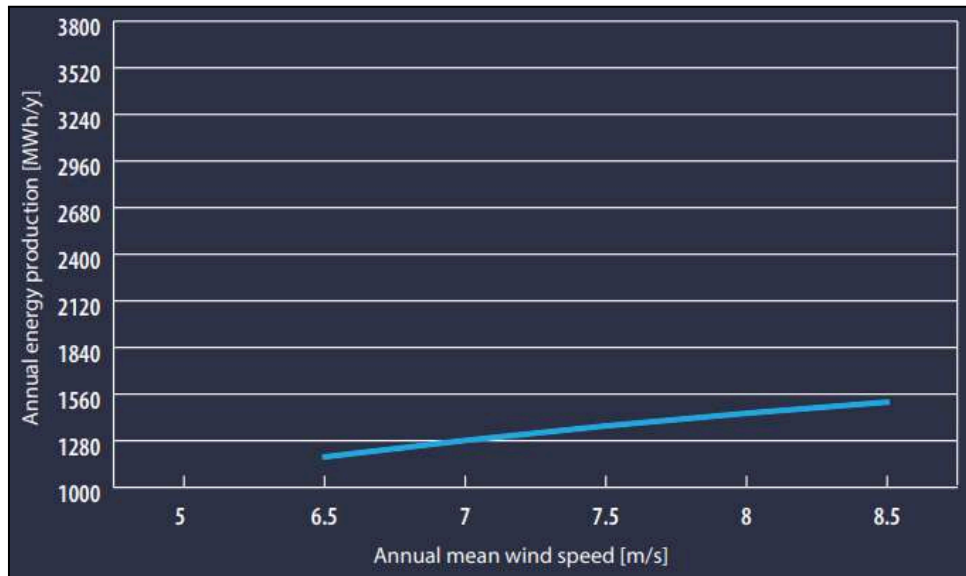


Figura 6.27 - Valor de energía anual del aerogenerador DW52

Las medidas principales de este modelo junto con sus velocidades características son mostradas a continuación:

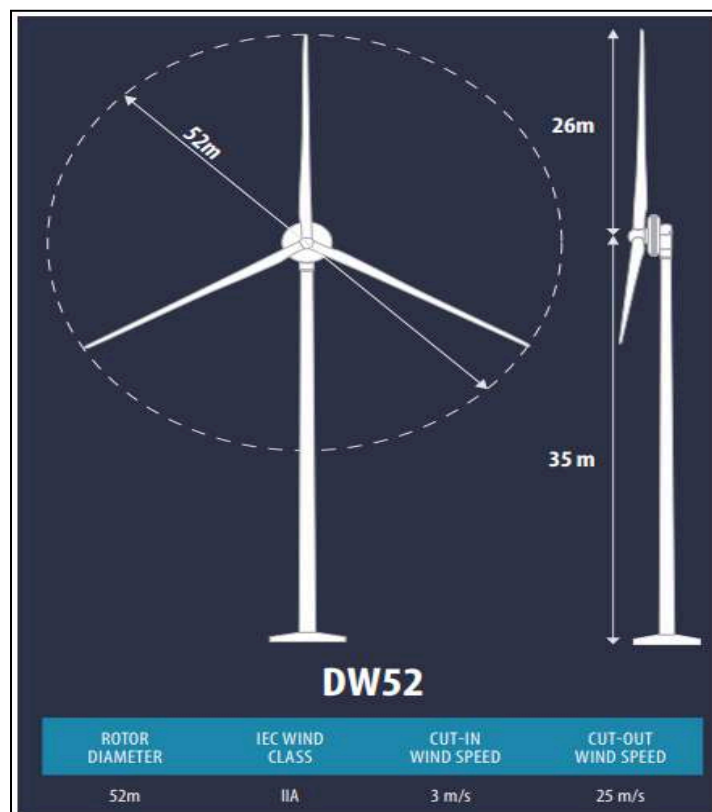


Figura 6.28 - Dimensiones del aerogenerador DW52

## Electrica Wind

De este fabricante se decidió optar por el modelo GARBÍ100/28 con una potencia de 100 [KW] y una altura de torre de 35 [m]. Al igual que el modelo anterior, para dicha altura se tiene una velocidad promedio del viento de 9 [m/s]. A continuación, se detallan las características principales de este equipo junto con sus cotas:

<p>■ <b>DATI GENERALI</b> GENERAL DATA</p> <p>Potenza Nominale   Grid power 100 kW</p> <p>Classe di Vento   Wind class IEC IIIA / IIA</p> <p>Diametro del Rotore   Rotor diameter 28 m</p> <p>Altezza Navicella   Hub height 35 m (all' asse del Rotore)</p> <p>Vel. di Avviamento   Cut-in wind speed 2.5 m/s</p> <p>Vel. Potenza Nominale   Rated wind speed 9.0 m/s</p> <p>Vel. di Arresto   Cut-off wind speed 25.0 m/s</p> <p>■ <b>ROTORE</b> ROTOR</p> <p>Numero di Pale   Number of blades 3</p> <p>Orientamento   Position Contravento   Upwind</p> <p>Modello Pala   Blade model WN135 (Progettazione interna) (own design)</p> <p>Lunghezza Pala   Length 13.5 m</p> <p>Velocità di Rotazione   Rotor velocity 47.7 r.p.m.</p> <p>Controllo del Passo   Control: Regolazione Collettiva con Azionamento Idraulico Collective pitch with hydraulic cylinder</p> <p>■ <b>NAVICELLA</b> NACELLE</p> <p>Struttura in Acciaio   Steel main structure</p> <p>Peso appross.   Weight 11,500 kg (Mozzo incluso) (hub included)</p> <p>Controllo Attivo dell' Imbardata con 3 motoriduttori Active yaw by 3 motorgears</p>	<p>■ <b>GENERATORE</b> GENERATOR</p> <p>Sincrono / Magneti Permanenti   Synchronous / Permanent Magnet</p> <p>Tensione in Uscita   Voltage 400 V</p> <p>Vel. di Rotazione   Generator rated veloc. 470 r.p.m.</p> <p>Frequenza di Generazione   Frequency 5-35 Hz</p> <p>Fabbricante   Manufacturer ABB</p> <p>■ <b>INVERTITORE</b> CONVERTER</p> <p>Full Power   Full Power</p> <p>Quattro Quadranti   Four parts</p> <p>Moduli IGBT   IGBT Modules</p> <p>Tensione in uscita   Output 400 V / 50 Hz</p> <p>Controllo diretto della Coppia   Torque direct control</p> <p>Fabbricante   Manufacturer ABB</p> <p>■ <b>TORRE</b> TOWER</p> <p>Altezza   Height 34.3 m</p> <p>Diseño   Design Cilindrica 3 sezioni 3 cylindrical sections</p> <p>Diametro   Diameter: 1.200 mm</p> <p>Peso Appross   Weight 16,600 kg</p> <p>■ <b>MOLTIPLICATORE DI GIRI</b> GEARBOX</p> <p>Stadi   Stages 2 in Parallelo   parallel ones</p> <p>Fattore di Moltiplicazione   Ratio 9.85</p> <p>Senza Circuito di Raffreddamento   No cooling circuit</p>
---	---

Figura 6.29 - Ficha técnica del aerogenerador GARBÍ100/28

Con respecto a la potencia generada, al tener una velocidad de 9 [m/s], la misma corresponde al valor nominal del aerogenerador como se muestra en su curva de potencia:

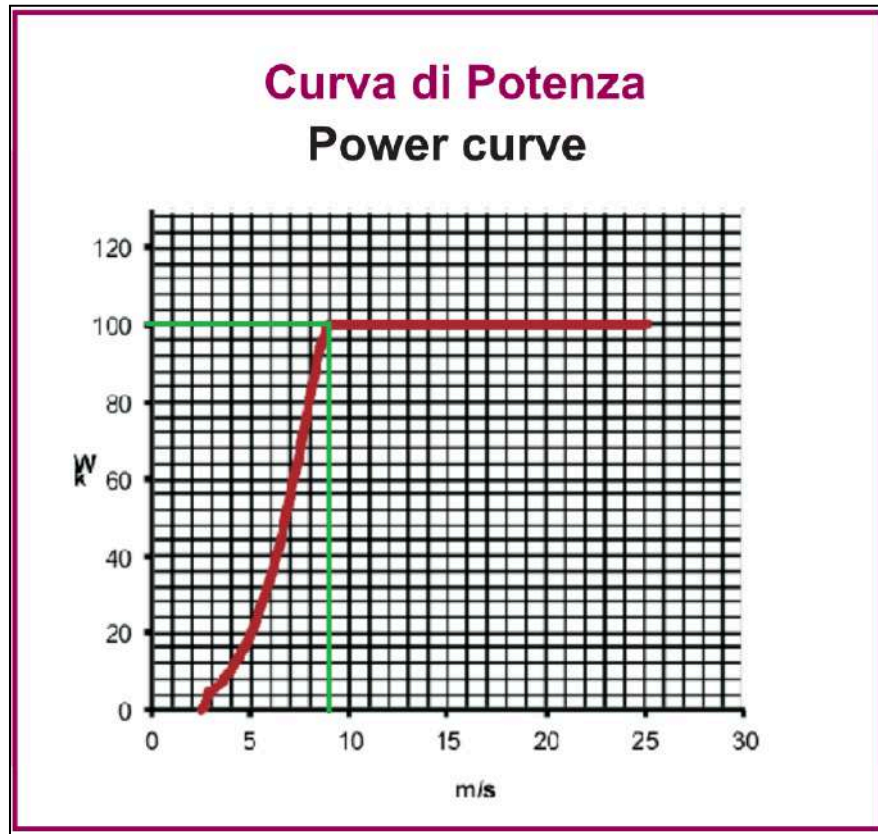


Figura 6.30 - Valor de potencia del aerogenerador GARB100/28

### **Ghrepower**

De este fabricante se selecciona el modelo FD21-50 de potencia nominal 50 [KW]. Al igual que las propuestas anteriores, se tendrá una velocidad promedio del viento de 9 [m/s] ya que se optará por una altura de torre de 35 [m]. Sus características más relevantes se detallan a continuación:

Model	FD21-50	FD21-60	FD21-100	Tower Height(m)	30/36/42	36/42
Design Class	IECIIA			Weight(kg)	9100	
Rated Power(kW)	50	60	100	Braking way	pitch/mechanical/electromagnetic	
Rotor Diameter(m)	21			Speed Regulation	pitch/active stall	
Rated Wind Speed(m/s)	9	10	13	Lightning Protection	blade flash grounding	
Rated RPM (rpm)	50	52	60	Surface Anti-corrosion	C5	
Cut-in Wind Speed(m/s)	3			Blade Material	FRP	
Cut-out Wind Speed(m/s)	25			Generator	PMDD	
Extreme Wind Speed(m/s)	59.5			Protection Class	IP54	
Noise Level dB(A)	56			Monitoring System	CUBE2.0	
Operating Temperature (°C)	-20~50			Lifespan (year)	20	

Figura 6.31 - Ficha técnica del aerogenerador FD21-50

Con dicha velocidad promedio del viento se estará generando prácticamente la potencia nominal del aerogenerador como se muestra en su curva de potencia:

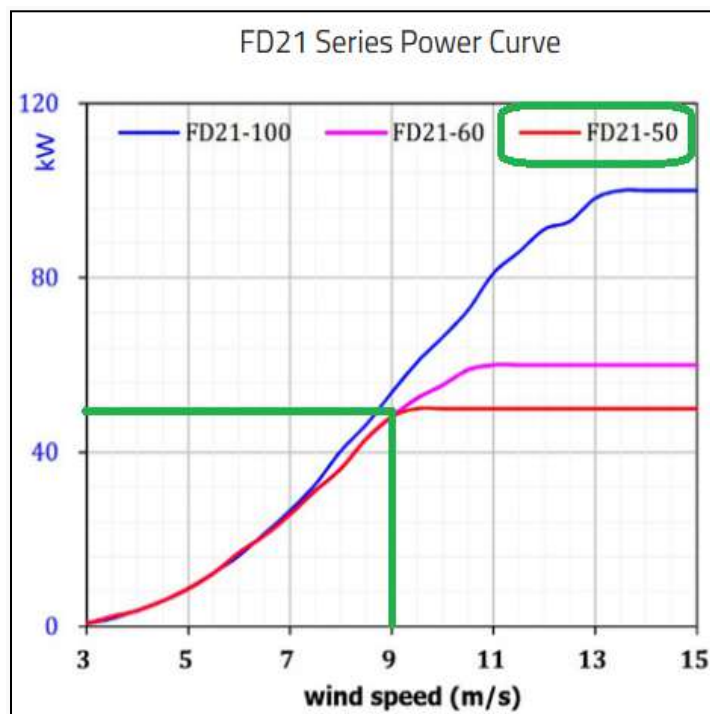


Figura 6.32 - Valor de potencia del aerogenerador FD21-50

Y en cuanto a la producción anual de energía, se puede observar que se producirían idealmente 240 [MWh/año] aproximadamente:

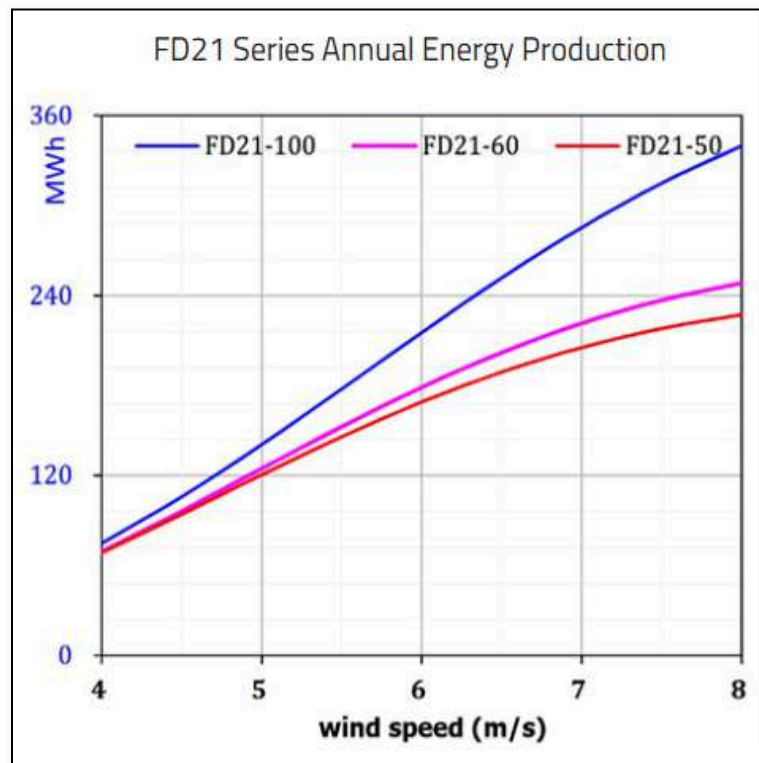


Figura 6.33 - Valor de energía anual del aerogenerador FD21-50

## 6.2. CÁLCULOS FINALES

De los modelos detallados anteriormente se opta por elegir el que más se adecue al consumo energético diario de la fábrica debido a que el objetivo es consumir lo máximo posible la energía eléctrica generada por las energías renovables tratando de disminuir al máximo el excedente y en el caso de que existiese, almacenarlo para su futuro consumo.

Por esta razón, teniendo en cuenta el consumo que conlleva la fábrica se decide utilizar el modelo DW52 del fabricante Emergya Wind Technologies ya que el valor de energía generada es el más cercano al necesario para satisfacer las demandas pico de la planta.

Por otro lado, es importante hablar acerca de las pérdidas de energía en el aerogenerador, debido a que no toda la energía producida por los mismos es utilizable. Esto se debe a la existencia de una serie de pérdidas energéticas que es necesario analizar para obtener el aporte energético real logrado por el sistema.

El escenario de pérdidas se compone de los siguientes factores:

### ***Pérdidas eléctricas***

La energía eléctrica producida en cada aerogenerador tiene que pasar por el sistema de control, por el generador y por el cableado. Durante este tránsito existen

pérdidas eléctricas que, dependiendo del tipo de generador, cableado, controlador y de la distancia entre el aerogenerador y la fábrica, pueden rondar entre **2 - 4%**. Se decide adoptar un valor de pérdidas eléctricas promedio, es decir **3%**.

### ***Pérdidas por disponibilidad***

Los aerogeneradores sufren paradas debido a revisiones o reparaciones, de manera que no siempre están disponibles para funcionar, aunque haya viento. Lo mismo ocurre, si es necesario parar los aerogeneradores porque la fábrica así lo requiere. Esto supone unas pérdidas de energía del orden del **3%**.

### ***Histéresis de los vientos***

Existen dos posibles escenarios en los cuales el aerogenerador no estaría en movimiento y por ende no generaría energía eléctrica. Por un lado, cuando un aerogenerador supera su velocidad de desconexión se para por seguridad y no volverá a ponerse en funcionamiento hasta que la velocidad del viento se sitúe por debajo de dicho valor. En realidad, la re-conexión no se lleva a cabo instantáneamente cuando la velocidad del viento se sitúa inmediatamente por debajo de la máxima admisible, sino que existe un margen hasta que el aerogenerador vuelve a conectar, que suele estar (dependiendo del modelo) en torno al 10% de la velocidad máxima (velocidad de re-conexión). Por eso, durante ese intervalo de tiempo en el que el aerogenerador para y vuelve a conectar, existe una pérdida de energía, que puede ser del orden del **1%**.

Por otro lado, existe la posibilidad de que en ciertos momentos dados la velocidad del viento puede estar por debajo del mínimo requerido para que el aerogenerador comience su movimiento. Por eso, durante ese intervalo de tiempo en el que el aerogenerador no se encuentra en funcionamiento, existe una pérdida de energía que puede ser del orden del **2%**.

### ***Contaminación de las palas***

Las palas de los aerogeneradores están expuestas a la intemperie, y se manchan de polvo, insectos, hielo, etc; de manera que su superficie pierde propiedades aerodinámicas y baja su rendimiento. Esto implica unas pérdidas cercanas al **1%**.

### ***Garantía de la curva de potencia***

Los fabricantes de aerogeneradores son los que proporcionan las curvas de potencia que serán empleadas en los análisis de producción energética. Normalmente, las curvas de potencia otorgadas por los fabricantes son más optimistas de lo que luego sucede en la realidad. Por ello, con el fin de ser más objetivos, se suele aplicar una penalización a la producción energética estimada con estas curvas del orden del **3 - 5%**. Se decide adoptar un valor promedio en cuanto a este ítem, es decir **4%**.



En conclusión, el escenario de pérdidas energéticas de un aerogenerador que relaciona la energía teórica y real es del orden del **12 - 16%** dependiendo de cada caso en particular.

Finalmente, habiendo desarrollado dicho sistema, se procede a realizar los cálculos finales y el aporte energético logrado por el conjunto, teniendo en cuenta las características del aerogenerador y las pérdidas involucradas.

De lo mencionado anteriormente con respecto a las pérdidas, se adopta un valor promedio de las mismas, por lo que el valor a utilizar será **14%** logrando así un rendimiento del sistema del 86%. Por lo que el valor de potencia disponible será:

$$P_{\text{útil}} = \eta_t * P_{\text{aerogenerador}} = 0,86 * 250[KW] = 215 [KW]$$

Con esta potencia se obtiene una energía de:

$$\text{Energía} = 215 [KW] \times 1 [hs] = 215 [KWh]$$

La energía diaria generada por el aerogenerador sería:

$$\text{Energía diaria} = 215 [KWh] \times 24 = 5160 [KWh/día]$$

Además, se puede calcular la energía mensual y anual generada como:

$$\text{Energía mensual} = 5160 [KWh/día] \times 30 [días] = 154,8 [MWh/mes]$$

$$\text{Energía anual} = 5160 [KWh/día] \times 365 [días] = 1883,4 [MWh/año]$$

Se puede apreciar que hay una diferencia entre la energía anual obtenida analíticamente y el valor que se obtiene de la figura 6.27 brindada por el fabricante. Esta diferencia se debe a que se realizó un cálculo optimista en cuanto a la velocidad del viento, mientras que el fabricante realiza el cálculo con una velocidad anual promedio. Con lo cuál se observa que el valor estimado de energía anual es de 1700 [MWh/año].

## **7. ALMACENAMIENTO**

En este capítulo se va a tratar todo lo relacionado con respecto al almacenamiento de la energía eléctrica excedente producida por las fuentes renovables desarrolladas en los capítulos anteriores.

El almacenamiento de energía forma parte, de una forma u otra, tanto de los procesos naturales como de los artificiales de aprovechamiento de energía. Existen muchos tipos de sistemas de almacenamiento energético, por lo que su clasificación tiende a ser muy compleja. En la mayoría de los casos, son de fundamental importancia dos características:

- ❖ La cantidad de energía almacenada
- ❖ El tiempo de almacenamiento

Asimismo son importantes, tanto la forma de energía que se va a consumir como las variaciones en la velocidad del consumo, pero los parámetros claves a considerar cuando se comparan sistemas de almacenamiento son, en efecto, la densidad energética y el tiempo de almacenamiento.

El amplio campo de aplicaciones posibles de los sistemas de almacenamiento evidentemente no se puede cubrir con un solo método. Se clasifican así los sistemas de almacenamiento de energía en cuatro grandes grupos, según la forma de energía que es almacenada:

- ❖ Almacenamiento térmico
- ❖ Almacenamiento químico y electroquímico
- ❖ Almacenamiento mecánico
- ❖ Almacenamiento eléctrico y magnético

A continuación se hace un resumen de las características principales de cada uno de los tipos de almacenamiento energético mencionados.

### **ALMACENAMIENTO TÉRMICO**

El almacenamiento directo del calor en sólidos o fluidos aislados puede realizarse a bajas temperaturas, pero la energía sólo se puede recuperar de forma eficaz como calor. La conversión a otras formas de energía, como pueden ser la eléctrica o la mecánica, será ineficaz debido a las limitaciones termodinámicas. Sin embargo, este sistema de almacenamiento es ideal para aplicaciones tales como la calefacción de espacios cerrados, para la cual sólo se necesita energía térmica de baja calidad.

Los medios de almacenamiento propuestos en estos casos incluyen el agua, piedras y diversos hidratos salinos. El agua caliente es, debido a su bajo coste, el medio de almacenamiento preferido cuando la energía calorífica se va a utilizar a

temperaturas inferiores a los 100°C. También han sido considerados otros materiales para su uso en sistemas de calefacción, tales como la grava o la tierra.

Para las aplicaciones en otros rangos de temperatura se prefiere el almacenamiento en sólidos, ya que la temperatura no debe estar limitada por el punto de ebullición del agua. Para la utilización en sistemas de muy altas temperaturas, el fluido transmisor es aire caliente, conducido a través de un material poroso.

Los principales problemas asociados al almacenamiento térmico son los siguientes:

- Establecer una superficie de transmisión de calor adecuada, con objeto de conseguir un rápido intercambio de energía hacia y desde la unidad de almacenamiento
- Evitar las fugas caloríficas hacia los alrededores, con objeto de obtener un tiempo de pérdida elevado comparado con el tiempo requerido de almacenamiento

Por otra parte, el almacenamiento térmico puede realizarse aprovechando dos mecanismos básicos bien diferenciados:

- Almacenamiento del calor sensible
- Almacenamiento del calor latente

Almacenar calor sensible consiste en utilizar la capacidad calorífica del medio al aumentar su temperatura, mientras que almacenar calor latente consiste en utilizar el calor asociado a un cambio de fase del medio (fusión o vaporización), que se produce a temperatura constante.

### **ALMACENAMIENTO QUÍMICO Y ELECTROQUÍMICO**

Existe la posibilidad técnica de producción de compuestos químicos mediante la energía eléctrica excedente que se desea almacenar. El producto químico más sencillo que puede producirse de forma convencional es el hidrógeno, que puede obtenerse por diversas vías. Este hidrógeno resultaría entonces el combustible del cual se extraería posteriormente la energía útil, para lo que se están estudiando diferentes tecnologías.

Por su parte, la electricidad puede transformarse y almacenarse directamente como energía química en acumuladores electroquímicos, comúnmente llamados baterías, de los cuales se recupera la energía en forma de corriente eléctrica.

A continuación se explican, a modo de resumen, los aspectos más relevantes de cada tipo.

## ❖ Hidrógeno

El hidrógeno parece ser la solución para los almacenamientos de energía a largo plazo, en una forma relativamente concentrada y fácil de utilizar. Las ventajas que presenta se pueden resumir en los siguientes puntos:

- Es compatible con cualquier forma de energía primaria
- Existe en cantidades ilimitadas en la naturaleza en forma de agua y su utilización es cíclica
- Es el combustible menos contaminante ya que en su combustión térmica, de producirse algún gas nocivo, serían óxidos de nitrógeno y sólo en muy pequeñas cantidades
- Tanto sus características de combustión como de consumo electroquímico son muy favorables

El hidrógeno se puede obtener por métodos termoquímicos, bien descomponiendo térmicamente el agua de forma directa, o bien haciéndola reaccionar con otros productos (hidrocarburos). La descomposición térmica del agua utilizando energía calorífica de alta calidad es un proceso de gran rendimiento en la transformación (superior al 60%), pero adolece de grandes problemas técnicos de los materiales aún no resueltos satisfactoriamente.

Si se dispone directamente de electricidad, se puede obtener hidrógeno mediante un proceso electroquímico de electrólisis (descomposición del agua mediante una corriente eléctrica). Aunque mediante este proceso se pueden alcanzar rendimientos superiores al 50%, los factores económicos aún no son demasiado favorables.

Finalmente, se puede obtener hidrógeno directamente a partir de la luz solar por medio de la fotólisis del agua, proceso similar al que se produce en algunas etapas de la fotosíntesis de las plantas y que está proporcionando importantes perspectivas para el futuro. La fotólisis se lleva a cabo con ayuda de una sustancia fotosensible (complejos de piridina y rutenio) depositada sobre un soporte mecánico. La oxidación-reducción de esta sustancia provoca, junto con otra que actúa de par redox, la descomposición del agua en sus elementos constituyentes.

Una vez obtenido el hidrógeno éste se puede almacenar en cantidades masivas para lo cual se han considerado diferentes tecnologías. Aunque en todos los casos el almacenamiento de hidrógeno plantea problemas de seguridad que encarecen el proceso.

Los almacenamientos de cantidades masivas de hidrógeno comprimido pueden efectuarse en el interior de distintas capas de terreno:

- Capas acuíferas
- Cavidades salinas

- Cavidades artificiales

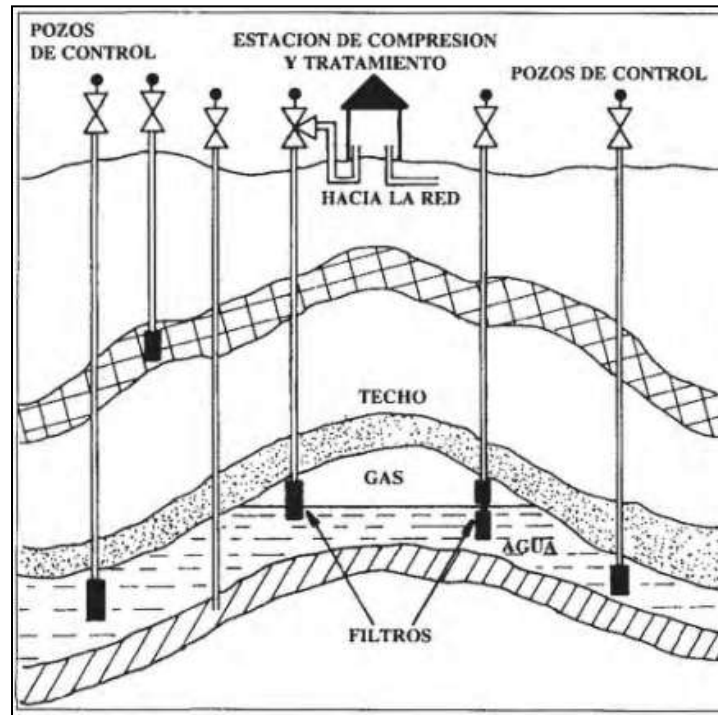


Figura 7.1 - Almacenamiento de hidrógeno

Los almacenamientos de hidrógeno en fase líquida o a elevadas presiones sólo se pueden prever para cantidades relativamente reducidas. Presentan inconvenientes desde el punto de vista de la seguridad, por lo que aún son necesarias investigaciones metalúrgicas para el almacenamiento de cantidades importantes de hidrógeno por los dos métodos indicados.

El almacenamiento de hidrógeno en forma de hidruros reversibles puede ser una solución satisfactoria para el problema de la acumulación de pequeñas cantidades de hidrógeno de forma segura. Este sistema está basado en la absorción de hidrógeno por parte de un metal o una aleación metálica a temperatura constante, aumentando la presión. Al ser este proceso reversible, al aumentar la temperatura y/o disminuir la presión, se producirá una desorción del hidrógeno contenido en el hidruro metálico formado, recuperándose aquél en forma gaseosa.

Este tipo de acumulación del hidrógeno presenta como ventajas más destacadas las condiciones de seguridad y su densidad en hidrógeno, mayor incluso que el elemento en su estado líquido. Su principal inconveniente es el peso muerto correspondiente al metal, así como la necesidad de trabajar con hidrógeno de elevada pureza, ya que otros gases acompañantes contaminarían el metal.

Actualmente se presentan como materiales más utilizados para almacenamiento las aleaciones de FeTi y LaNi<sub>5</sub>, que forman hidruros de baja temperatura, y las de Mg y Mg<sub>2</sub>Ni y mezclas de ellos, que forman hidruros de alta temperatura.

La reducción de los costes, aún muy elevados, está llevando en todo el mundo a trabajos de investigación para buscar aleaciones metálicas más ligeras y económicas.

Para extraer nuevamente la energía almacenada como hidrógeno, basta con someterlo directamente en un ciclo térmico de Brayton (comprimiendo el gas, añadiendo calor y expansionando luego a través de una turbina de gas). El rendimiento de este ciclo es próximo al 60%, pero plantea actualmente problemas de costes.

Otra manera de extraer dicha energía almacenada es mediante las denominadas pilas de combustible, que si bien también plantean problemas económicos, se espera un importante futuro debido a su gran fiabilidad.

Una pila de combustible es una célula electroquímica que transforma de manera directa y continua la energía química de un combustible (hidrógeno) y un oxidante (oxígeno) en electricidad mediante un proceso que implica un sistema electrolito - electrodos invariantes. Su funcionamiento se comprende mejor si se compara con el proceso inverso de la electrólisis, ya citado como sistema de producción de hidrógeno a partir del agua.

El principio de la electrólisis es la reacción que tiene lugar cuando una corriente eléctrica pasa a través del agua, liberando hidrógeno en el ánodo (+) y oxígeno en el cátodo (-). En las pilas de combustible el procedimiento es a la inversa: el polo negativo se alimenta con hidrógeno y el polo positivo con oxígeno, que se combinan formando agua y producen corriente eléctrica. El combustible y el oxidante se introducen a cada lado de los electrodos, en forma gaseosa, absorbiéndose por el electrolito. Este puede estar formado por diversas disoluciones ácidas o alcalinas, aunque la tendencia actual es a encontrar electrolitos sólidos, aunque se tenga que operar a temperaturas más elevadas. Los electrodos suelen ser de platino u otro metal noble.

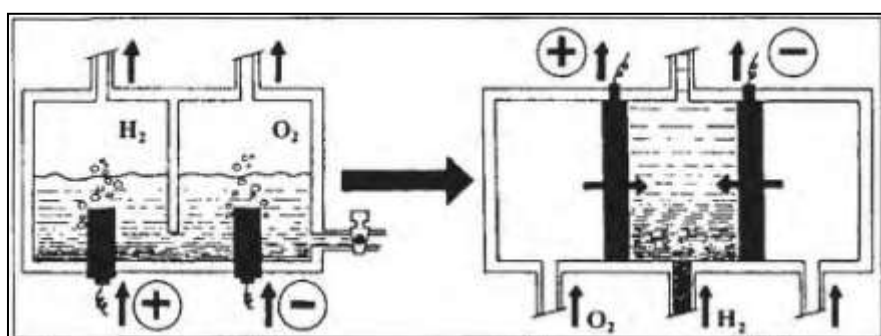


Figura 7.2 - Pila de combustible para almacenar hidrógeno

La pila de combustible se caracteriza por unos rendimientos de conversión elevados, superiores a los de otros acumuladores electroquímicos. Sin embargo, sus costes aún son prohibitivos, aunque se espera que en el futuro alcancen mayor auge, fundamentalmente si se mejora la economía de los sistemas de acumulación de hidrógeno, que parece estar llamado a ser uno de los más importantes medios portadores de energía.

### ❖ Acumuladores electroquímicos: baterías

Los acumuladores electroquímicos o baterías son sistemas que permiten almacenar electricidad en forma de energía química. Consisten en dos electrodos situados a ambos lados de un electrolito. Los electrodos intercambian iones con el electrolito y electrones con el circuito externo.

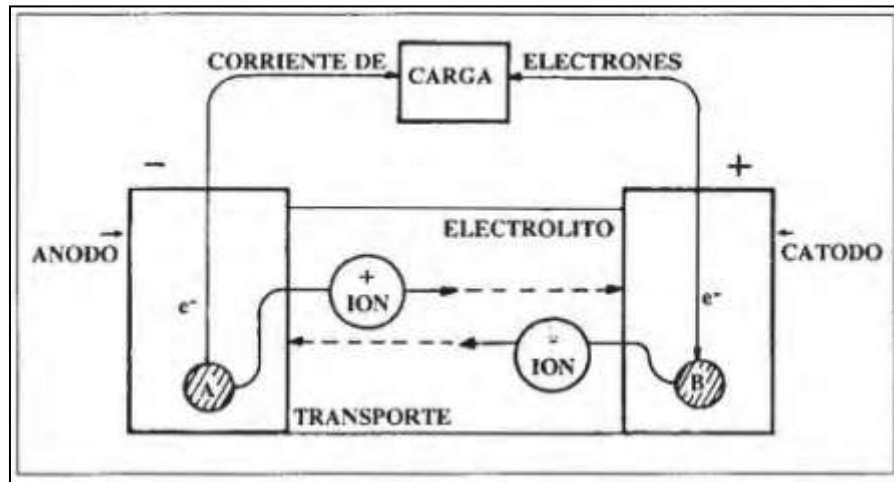


Figura 7.3 - Acumulador electroquímico

El ánodo es el electrodo oxidante, es decir, envía iones positivos hacia el electrolito durante la descarga y electrones hacia el circuito exterior. Al suministrar corriente positiva al electrolito, el ánodo se queda él mismo con carga negativa y actúa como fuente de electrones para el circuito externo. El cátodo actúa como absorbedor de electrones. La fuerza electromotriz (fem) es la diferencia de potencial entre los electrodos y constituye la fuerza impulsora de la corriente eléctrica. La tensión real de la batería resulta ser la fem menos la caída de tensión en el interior de la misma. Para mantener su valor y, consecuentemente, la corriente, los electrones se han de producir en el ánodo y ser usados en el cátodo. Como ningún proceso químico puede generar carga neta, en el electrolito ha de producirse un transporte de cargas, en forma de iones, entre los electrodos.

El electrolito debe ser conductor de iones, pero no de electrones, ya que en tal caso se produciría un cortocircuito en la célula y se descargara por sí misma. La resistencia interna de la célula es aquella que se opone al transporte de cargas en el circuito interno, dependiendo de la carga del sistema. Evidentemente, cuanto menor valor tenga, menores serán también las pérdidas de energía del sistema.

La capacidad de almacenamiento energético de los acumuladores es del orden de 15 a 50 W /h \* kg, cantidad muy poco significativa. Esta capacidad varía con la edad de los elementos, condiciones de carga, tensión de fin de descarga, régimen de descarga y temperatura.

Los acumuladores presentan un gran interés en los estudios actuales de almacenamiento de electricidad en la gama de potencias medias y períodos de almacenamiento limitados, para lo cual ofrecen las siguientes ventajas:

- Existen industrialmente
- Son perfectamente modulares
- Entran inmediatamente en acción

Sin embargo, todavía no existen acumuladores industriales de gran tamaño con una larga duración y que tengan un precio bajo o incluso aceptable. Actualmente, la utilización en el rubro automotor es el objeto de la mayor parte de las investigaciones.

El rendimiento energético de las baterías, relación entre la energía suministrada al acumulador y la restituida por el mismo, varía en función de un gran número de factores, pero se encuentra entre el 70 y el 75%.

Las demandas técnicas que se requieren de estos sistemas, como cualquier otro sistema de almacenamiento, son:

- Densidad energética suficientemente alta
- Densidad de potencia
- Duración

Ello ha conducido a numerosas investigaciones en los últimos años, con el fin de mejorar las características de los acumuladores electroquímicos, no sólo en lo que respecta a sus características técnicas, sino en el ámbito de reducir en lo posible sus altos costes. Los diversos tipos de acumuladores que se conocen se pueden clasificar en los siguientes grupos:

- Acumuladores de plomo-ácido
- Acumuladores alcalinos
- Acumuladores especiales
- Acumuladores redox
- Pilas de combustible

Los **acumuladores de plomo - ácido** son actualmente los únicos aceptables desde el punto de vista de las inversiones y el coste de explotación, a pesar de su baja densidad energética, elevado tiempo de recarga y la necesidad de un cuidadoso mantenimiento. Casi la mitad del peso de la batería es debido a los órganos accesorios a la misma: rejillas para sostener la materia activa, vástagos polares, conexiones, bornes, cubeta y otros componentes, por lo que se ha intentado reducir el peso utilizando materiales de baja densidad. La introducción de fibras de carbono como cátodos no sólo ha conseguido aligerar el sistema, sino que también ha aumentado su capacidad energética.



Los **acumuladores alcalinos** poseen un electrolito formado por una disolución de hidróxido de potasio (KOH) al 25%. En este caso, el electrolito no interviene en la reacción, por lo que su densidad y composición permanecen constantes.

Estos acumuladores tienen las ventajas de poseer robustez mecánica y química, una mayor duración y son más ligeros que las baterías de plomo. La densidad másica de energía del elemento alcalino es superior a la del elemento de plomo, pero la densidad energética por unidad de volumen resulta menor.

Las baterías alcalinas se comportan muy mal a baja temperatura, y su rendimiento (55 a 65%) es netamente inferior al de los acumuladores de plomo. Si a ello se une que son más caras que las de plomo, se comprende que no puedan utilizarse para importantes almacenamientos de energía.

Dentro de los **acumuladores especiales** destacan los de *electrolitos sólidos*, en los que la transferencia de cargas (iones) se realiza en estado sólido a través del electrolito, que suele ser de B-alúmina, siendo los electrodos líquidos, de sodio y azufre fundidos (operando a 300°C).

Los problemas que plantea el electrolito, que es un producto cerámico, son numerosos, no estando resuelto tampoco el problema de la estanqueidad del sistema.

Los **acumuladores redox** se caracterizan por su almacenamiento externo de reactivos, dado que el proceso electroquímico tiene lugar entre especies disueltas y los electrodos (generalmente de carbón) intercambian electrones no interviniendo en la reacción ni experimentando ningún cambio físico.

La gran ventaja de estos sistemas es que aparentemente pueden funcionar a un número ilimitado de ciclos carga-descarga, aunque existe una considerable incertidumbre acerca de los costes totales de estos dispositivos.

Respecto a las **pilas de combustible** mencionadas anteriormente, es necesario indicar que se están haciendo ensayos utilizando bien combustibles directos (metano, metanol, amoníaco e hidrazina), o bien combustibles indirectos (gas de síntesis o gas natural), que se transforman en el interior de la célula para producir un gas más reactivo, que se alimenta entonces al ánodo. Así mismo se estudian oxidantes distintos del aire o el oxígeno, como, por ejemplo, el cloro.

En la siguiente figura se resume la capacidad energética de algunos tipos de acumuladores electroquímicos:

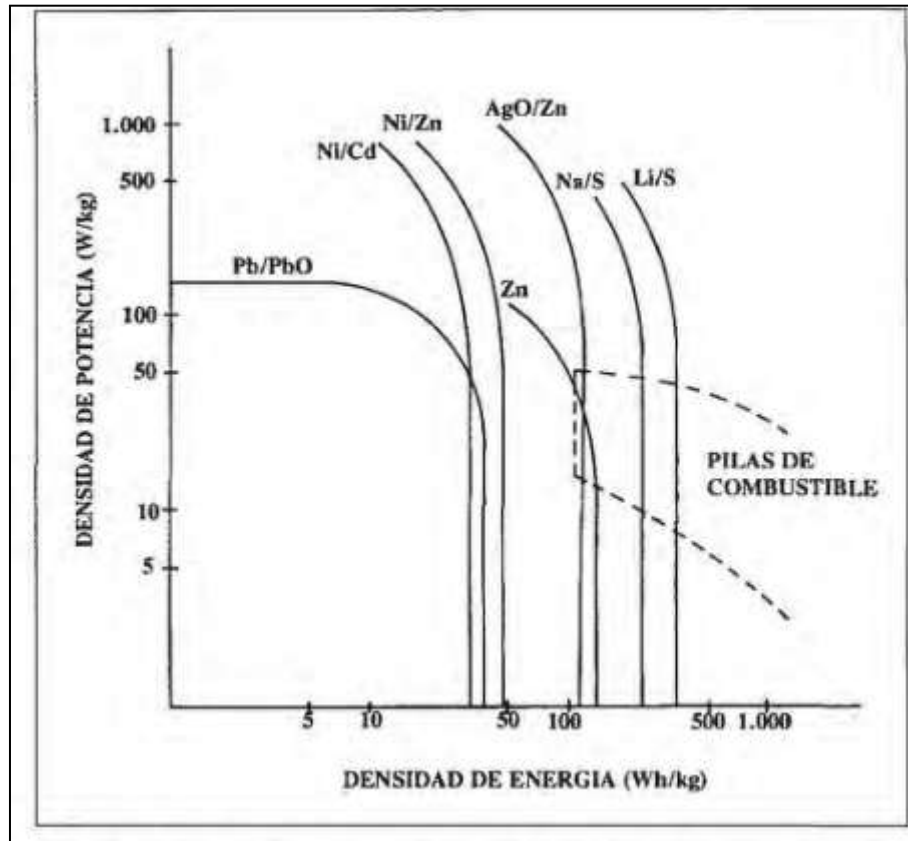


Figura 7.4 - Capacidad energética de acumuladores electroquímicos

## ALMACENAMIENTO MECÁNICO

En algunos casos se puede optar por el almacenamiento en forma de energía mecánica, bien directamente o transformando la energía eléctrica en mecánica, para posteriormente volverla a recuperar. Se estudiarán dos tipos de almacenamiento en forma de energía mecánica, correspondientes a los dos aspectos que puede presentar este tipo de energía: energía potencial y energía cinética.

### ❖ Energía potencial: resortes, compresión de gases y bombeo de agua

Cuando un sistema mecánico se encuentra en un estado tal que tiene la posibilidad de liberar energía por sí mismo y, por tanto, producir trabajo, se dice que el sistema posee energía potencial.

Un sistema mecánico sencillo que puede almacenar energía potencial, aunque en cantidades muy reducidas, es un resorte. La relación entre la fuerza aplicada al resorte,  $F$ , y la expansión lineal que permite dicha fuerza,  $s$ , viene dada por la ley de Hooke  $F=ks$  siendo  $k$  la constante de elasticidad del resorte.

La densidad energética de un resorte o de cualquier otro sistema de almacenamiento basado en un material elástico es bastante baja, mientras que la densidad de potencia es alta (la expansión puede ser muy rápida). Sin embargo,

debido a su baja densidad energética es muy improbable que estos sistemas encuentren aplicación en almacenamientos masivos de energía.

La compresión de gases es otra vía para almacenar energía mecánica. Cuando se usa un pistón para comprimir un gas, la energía queda almacenada en el gas y puede ser liberada invirtiendo el movimiento del pistón.

El almacenamiento de energía a gran escala en forma de aire comprimido en cuevas naturales o artificiales es actualmente viable tanto técnica como económicamente. La energía acumulada puede utilizarse aplicando turbinas de baja presión, pero esta aplicación proporciona rendimientos muy bajos. El sistema puede mejorarse enfriando durante el proceso de compresión y calentando el aire antes de la expansión. Si se reducen las fugas al mínimo, el rendimiento de este sistema es del orden del 70 al 75%.

El almacenamiento por bombeo de agua es el único método de acumulación de energía a gran escala de uso generalizado. Cuando una masa de agua  $m$ , está situada en el campo gravitatorio terrestre a una altura  $h$  sobre un nivel arbitrario,  $h_0$ , su contenido en energía potencial viene dado por la ecuación:

$$W=mg (h-h_0 )$$

donde  $g$  es la aceleración de la gravedad ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ).

Cuando se deja bajar el agua hasta el nivel  $h_0$ , la energía potencial almacenada se transforma en energía cinética, que se utiliza para mover turbinas hidráulicas acopladas a generadores eléctricos. Evidentemente, el bombeo previo del agua a una cierta altura consume energía, pero los actuales sistemas de turbinas hidráulicas reversibles (funcionan como bombas y como turbinas, indistintamente) permiten obtener rendimientos globales del sistema del 70 al 75%, almacenando cantidades de energía comprendidas entre los 200 y los 2.000 MW /h.

La diferencia de nivel se puede obtener de dos formas:

- Bombeo a embalses elevados
- Bombeo desde cavernas subterráneas

Ambos procedimientos tienen el inconveniente de tener una aplicación limitada, debido a la dificultad de encontrar emplazamientos topográficamente adecuados y con cantidades de agua suficientes para que la instalación funcione en condiciones óptimas, pero parece que las perspectivas de almacenamiento subterráneo son mejores y con menos dificultades para encontrar emplazamientos idóneos.

En cualquier caso, el almacenamiento por bombeo es el sistema más adecuado para almacenar grandes cantidades de energía, bien procedentes de grandes aerogeneradores, o bien de centrales hidroeléctricas o térmicas convencionales, principalmente para su uso en las horas punta de demanda.

### ❖ Energía cinética: volantes de inercia

En los sistemas de almacenamiento de energía cinética, ésta es acumulada como inercia en una masa giratoria, denominada volante de inercia. Esta forma de almacenar energía por pequeños períodos de tiempo es uno de los conocidos desde hace más tiempo (tornos de alfarero, máquinas de vapor). La aplicación de volantes de inercia para almacenamientos más largos es mucho menos reciente.

El contenido energético depende principalmente de la velocidad angular y del radio, siendo menos importante la masa total del sistema.

Por otro lado, el conseguir una alta velocidad angular depende de la resistencia a la tracción del material, con lo que la energía cinética máxima almacenable por unidad de masa será directamente proporcional a la resistencia e inversamente proporcional a la densidad. Es decir, se consiguen altas densidades de energía con materiales resistentes, pero ligeros. Este es el motivo por el que el desarrollo de estos sistemas depende fuertemente del avance en la tecnología de materiales.

En la práctica, el almacenamiento energético se logra acelerando el volante, que debe girar sobre un eje apoyado sobre cojinetes y perfectamente lubricado, de forma que sus pérdidas por rozamiento sean mínimas. El sistema se completa con un alternador o una bomba que se conectan cuando se necesita recuperar la energía a costa de frenar el volante.

Los rendimientos de los volantes de inercia son del orden del 70 al 85%. Con fibras extremadamente delgadas en forma de volante anular (se están ensayando otras formas) en que la resistencia a la ruptura supere los 15 kg/mm<sup>2</sup>, se puede pensar en almacenar más de 400 W/h\*kg, en lugar de los 50 W/h\*kg que se consiguen con el mejor acero.

Aunque el volante de inercia presenta las ventajas de necesitar bajo mantenimiento, poder utilizar inmediatamente su energía en varias formas y buen rendimiento, todavía es necesaria mucha investigación para dotar a este sistema de aprovechamiento comercial.

## **ALMACENAMIENTO ELÉCTRICO Y MAGNÉTICO**

El método más inmediato de almacenamiento de electricidad es, naturalmente, en forma de un campo eléctrico, o bien en forma de un campo magnético.

El sistema más simple de acumular la energía en un campo eléctrico es en un condensador. El condensador es un dispositivo que permite absorber cargas eléctricas cuando se establece entre sus extremos un campo eléctrico, con lo que se acumula la electricidad. Está formado por dos placas metálicas, separadas una distancia, entre las cuales se encuentra un material denominado dieléctrico (aislante), cuya característica fundamental es su permisividad,  $\epsilon$ .

La cantidad de energía acumulada depende del tipo de material usado como dieléctrico, por lo que se ha intentado buscar materiales con un alto valor de este parámetro. A pesar de todo, utilizando buenos dieléctricos no se consiguen densidades energéticas superiores a los 0,15 W/h\*m<sup>3</sup> con campos eléctricos del orden de los 10 millones de V /m. Estos valores son muy bajos, si se comparan con otros sistemas de almacenamiento, por ejemplo, baterías.

Sin embargo, la densidad de potencia puede ser extraordinariamente alta cuando se cortocircuita un condensador, mucho más alta que para cualquier batería. Esto significa que los condensadores pueden encontrar importantes aplicaciones como sistemas de acumulación cuando se necesita una elevada potencia, por lo que no se deben excluir estos sistemas como futuras unidades de almacenamiento de energía para tales aplicaciones.

También los campos magnéticos pueden ser utilizados para almacenar energía. Cuando se conecta una bobina a una fuente de tensión constante, la intensidad de la corriente provoca un campo magnético. Este hecho implica una absorción de energía, que puede ser liberada de nuevo como corriente eléctrica en otro circuito.

El almacenamiento magnético en superconductores constituye el único sistema de acumulación que conserva la energía eléctrica en su propia forma sin ninguna conversión, pudiendo ser el rendimiento global del sistema superior al 90%, por lo que se presenta como una alternativa de extraordinario potencial para el futuro del almacenamiento de energía.

## **7.1. DISEÑO DEL SISTEMA**

De los sistemas de almacenamiento mencionados y explicados anteriormente se optó por elegir el almacenamiento electroquímico, es decir, baterías.

Todo sistema de generación de energía autónomo (solar, eólico, minihidráulico) requiere de baterías para la acumulación de la energía generada durante las horas de insolación, viento, etc.

El tamaño de estas baterías puede ser desde un simple acumulador monoblock de 12 Volt nominales, hasta un banco de baterías de gran capacidad en 48 Volt nominales.

La capacidad de almacenaje de energía del banco de baterías se calcula teniendo en cuenta, entre otros, los siguientes factores:

- ❖ Voltaje y demanda de energía de la carga a alimentar
- ❖ Lugar geográfico de la instalación
- ❖ Autonomía pretendida para el sistema

El sistema de almacenamiento a diseñar se esquematiza con el siguiente diagrama en bloques:

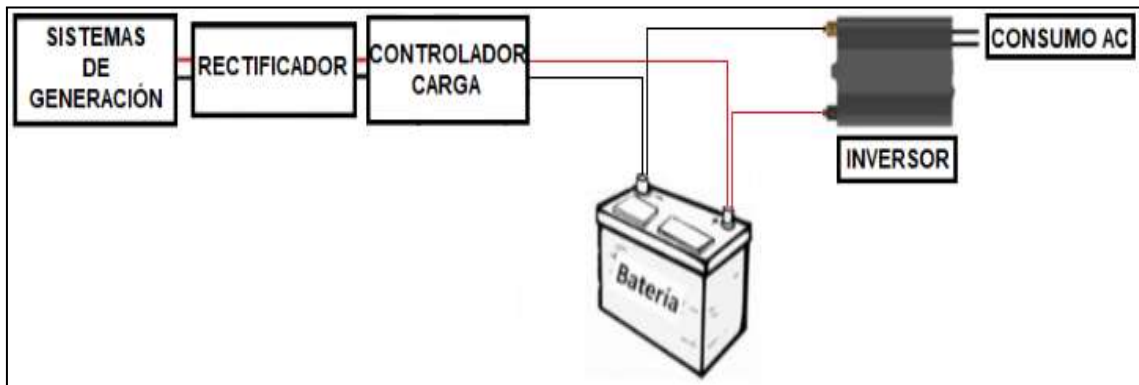


Figura 7.5 - Esquematización del sistema de almacenamiento

### 7.1.1. BANCO DE BATERÍAS

Para seleccionar el banco de baterías se debe saber cuánta es la energía excedente de los distintos sistemas de generación y así obtener la energía eléctrica total excedente.

#### ❖ Flotadores

De este sistema hay dos instantes de generación en los cuales la fábrica de redes de pesca no hace uso de la misma, estos momentos serían los correspondientes al movimiento de los flotadores en los horarios de 23hs-00hs y de 05hs-06hs. Durante estos instantes hay un excedente de energía eléctrica igual a:

$$\text{Energía} = \text{Potencia [KW]} \times \text{tiempo [hs]}$$

$$\text{Energía diaria}_{\text{excedente}} = (5,81 \text{ [KW]} \times 1 \text{ [hs]}) \times 2 = 11,62 \text{ [KWh/día]}$$

#### ❖ Turbina

El excedente de la energía eléctrica generada gracias a la implementación de la turbina mareomotriz se debe calcular considerando los horarios en los cuales hay generación pero no hay consumo por parte de la fábrica. Esto sucede en el rango horario de 18hs-00hs (pleamar) y 00hs-06hs (bajamar). La energía excedente en estos rangos será:

$$\text{Energía} = \text{Potencia [KW]} \times \text{tiempo [hs]}$$

$$\text{Energía diaria}_{\text{excedente}} = (5,11 \text{ [KW]} \times 6 \text{ [hs]}) \times 2 = 61,32 \text{ [KWh/día]}$$

#### ❖ Aerogenerador

Para obtener cuánta es la energía excedente a partir del uso del aerogenerador planteado se debe observar el horario en el cual la fábrica no está realizando

consumos. Esto ocurre entre las 18hs y las 06hs del día siguiente, por lo que el excedente energético tendrá un valor de:

$$\text{Energía} = \text{Potencia [KW]} \times \text{tiempo [hs]}$$

$$\text{Energía diaria}_{\text{excedente}} = 215 \text{ [KW]} \times 12 \text{ [hs]} = 2580 \text{ [KWh/día]}$$

Con estos datos se puede obtener el valor final de la energía diaria excedente. Otra consideración que hay que tener es que en el horario de 18hs a 06hs hay un consumo de energía eléctrica correspondiente a la iluminación exterior de la fábrica. Dicho consumo va a ser absorbido por la generación realizada gracias al aerogenerador, siempre y cuando se cumpla con la velocidad mínima del viento requerida para su funcionamiento. Sabiendo esto el valor buscado será:

$$\text{Energía diaria}_{\text{excedente total}} = (2580 - 6,84) + 61,32 + 11,62$$

$$\text{Energía diaria}_{\text{excedente total}} = 2646,1 \text{ [KWh/día]}$$

Una vez obtenida la energía total se debe calcular la capacidad de las baterías como:

$$C_{\text{bat}} = \frac{\text{Energía}_{\text{total}}}{P_d * V_{cc}}$$

Donde:

- ❖  $P_d$  = profundidad de descarga de la batería (para las baterías que serán utilizadas el valor de la profundidad de descarga es 0,5)
- ❖  $V_{cc}$  = voltaje de funcionamiento de las baterías (se escogen baterías de 48 [V])

Si se desea almacenar toda la energía excedente el resultado sería:

$$C_{\text{bat}} = \frac{2646,1 \text{ [KWh]}}{0,5 * 48 \text{ [V]}} = 110.254 \text{ [Ah]}$$

La capacidad de una batería se expresa en Ah en C100, esto significa que la descarga de amperes/hora se descargará completamente al haber transcurrido 100 horas.

Por otra parte, si la batería se descarga totalmente en 10 horas (C10), los amperes/hora que se pueden utilizar serán muy inferiores a los de régimen de descarga C100.

Por eso si aumentamos el flujo de descarga de una batería, cuanto más rápida es la descarga también lo será la reacción química ya que son directamente proporcional. También al aumentar el régimen de descarga la sulfatación se incrementará provocando en las placas internas de la batería acumulación de poros.

En la mayoría de las aplicaciones de las baterías va expresado en C100 ya que se considera que la batería debe ser capaz de aportar una autonomía entre 3-4 días que es lo equivalente a 100 horas. Como ya sabemos el consumo suele variar con frecuencia pero es un cálculo medio del régimen de descarga.

Hay que tener en cuenta que en momentos puntuales, al conectar dispositivos eléctricos con potencias elevadas o picos de potencia la batería tendrá un régimen de descarga en torno al C10 y cuando sean consumos mínimos como una lámpara led el régimen de descarga será C200. Por lo que el valor generalizado de la batería se considera que es en C100, con el cual se llevará a cabo el resto del análisis del sistema.

Por lo tanto, para lograr el almacenamiento de toda la energía excedente, serán utilizadas baterías de plomo-ácido de 48 [V] del fabricante Hoppecke, modelo Power VL 2-3500 cuyas características se detallan a continuación:



Figura 7.6 - Batería de 48 [V]



Nombre Antiguo	Nombre Nuevo	Capacidad C100 (Ah)	Capacidad C-10 (Ah)
4 OPzS 200	power VL 2-215	290	213
5 OPzS 250	power VL 2-270	363	266
6 OPzS 300	power VL 2-325	436	320
5 OPzS 350	power VL 2-390	525	390
6 OPzS 420	power VL 2-470	630	468
7 OPzS 490	power VL 2-550	735	546
6 OPzS 600	power VL 2-690	900	686
8 OPzS 800	power VL 2-920	1200	915
10 OPzS 1000	power VL 2-1150	1500	1140
12 OPzS 1200	power VL 2-1380	1800	1370
12 OPzS 1500	power VL 2-1610	2232	1610
16 OPzS 2000	power VL 2-2150	3000	2150
20 OPzS 2500	power VL 2-2690	3720	2680
24 OPzS 3000	power VL 2-3230	4464	3220
26 OPzS 3250	power VL 2-3500	4900	3488

Figura 7.7 - Datos del modelo de batería a utilizar

Para lograr la capacidad hallada serán necesarias:

$$N^{\circ}_{baterías} = \frac{110254 [Ah]}{4900 [Ah]} = 23 \text{ baterías}$$

Por lo tanto, para poder almacenar toda la energía excedente generada por las fuentes renovables se necesitarán 23 baterías conectadas en paralelo de las mencionadas anteriormente.

Como esta opción no resulta de mucha conveniencia, la energía excedente no va a ser almacenada en su totalidad, sino que se va a utilizar una parte para cargar las baterías y tener ese almacenamiento para el uso de la iluminación y las oficinas de la fábrica y en caso de emergencia para ser utilizada por los mismos consumos. Debido a esto la demandada de potencia será igual a:

CARGA	POTENCIA [kW]
ILUMINACIÓN DEPOSITO	1,00
ILUMINACIÓN PLANTA	2,20
OFICINAS	10,00

Figura 7.8 - Cargas que utilizan la energía almacenada

Considerando que las cargas mencionadas funcionan con una tensión de 220 [V] la corriente que consumen se puede calcular como:

$$I[A] = \frac{Potencia [W]}{Tensión [V]} = \frac{13200 [W]}{220 [V]} = 60 [A]$$

Luego se debe calcular la energía que demandan dichas cargas:

$$Energía = Potencia [W] \times tiempo [hs]$$

$$Energía_{demanda} = (1[KW] \times 6[hs]) + (2,2[KW] \times 12[hs]) + (10[KW] \times 6[hs])$$

$$Energía_{demanda} = 92400 [Wh]$$

Con este dato y considerando que se van a utilizar baterías de 48 [V] y un factor Pd de 0,5 se obtiene que:

$$C_{bat} = \frac{92400 [Wh]}{0,5 * 48 [V]} = 3850 [Ah]$$

Para lograr esto serán utilizadas baterías de plomo-ácido de 48 [V] Hoppecke Power VL 2-920, cuyas características se detallan a continuación:



Figura 7.9 - Batería a utilizar

Nombre Antiguo	Nombre Nuevo	Capacidad C100 (Ah)	Capacidad C10 (Ah)
4 OPzS 200	<a href="#">power VL 2-215</a>	290	213
5 OPzS 250	<a href="#">power VL 2-270</a>	363	266
6 OPzS 300	<a href="#">power VL 2-325</a>	436	320
5 OPzS 350	<a href="#">power VL 2-390</a>	525	390
6 OPzS 420	<a href="#">power VL 2-470</a>	630	468
7 OPzS 490	<a href="#">power VL 2-550</a>	735	546
6 OPzS 600	<a href="#">power VL 2-690</a>	900	686
8 OPzS 800	<a href="#">power VL 2-920</a>	1200	915
10 OPzS 1000	<a href="#">power VL 2-1150</a>	1500	1140
12 OPzS 1200	<a href="#">power VL 2-1380</a>	1800	1370
12 OPzS 1500	<a href="#">power VL 2-1610</a>	2232	1610
16 OPzS 2000	<a href="#">power VL 2-2150</a>	3000	2150
20 OPzS 2500	<a href="#">power VL 2-2690</a>	3720	2680
24 OPzS 3000	<a href="#">power VL 2-3230</a>	4464	3220
26 OPzS 3250	<a href="#">power VL 2-3500</a>	4900	3488

Figura 7.10 - Datos del modelo de batería a utilizar

El fabricante recomienda seguir los siguientes pasos para una larga durabilidad de las baterías:

❖ **Revisar anualmente el nivel de electrolito**

- En caso necesario rellenar con agua destilada (agua depurada max. conductividad 30 S/cm.) para situar el nivel entre las marcas máximo y mínimo.
- Si observamos un consumo excesivo de electrolito puede ser debido a una excesiva gasificación causada por una tensión de flotación muy elevada o por realizar demasiadas cargas de ecualización a la batería.

❖ **Utilizar los valores de tensión recomendados por el fabricante**

- Tensión de absorción: 57,6V
- Tensión de flotación: 53,52V - 54V
- Para un buen mantenimiento es conveniente realizar cargas completas diarias a la batería, o al menos 3-4 días a la semana
- Las cargas de ecualización son necesarias después de descargas profundas y de cargas insuficientes. Estas se pueden efectuar como se indica a continuación:
  - Con tensión constante de max. 2,4 V/celda durante un tiempo máximo de 72 horas
  - Hasta elevar la tensión de la batería a 60V - 64V
- Se recomienda realizar cargas de ecualización: para baterías nuevas 1 vez cada 50 días aprox, para baterías muy viejas se puede llegar incluso a 1 por semana.
- Hay que tener en cuenta que una tensión de flotación baja en la batería supondrá sulfatación excesiva en la misma, mientras que una tensión de flotación elevada producirá excesiva gasificación. Ambos factores acortan la vida de las baterías.
  - *Si nuestra instalación mantiene normalmente las baterías llenas (en flotación) fijamos el valor a 53,52V*
  - *Si nuestra instalación tiene consumo permanente y no está normalmente en flotación fijamos el valor a 54V o 54,4V*

❖ **Respetar las corrientes de carga de la batería**

- Normalmente la corriente de carga será alrededor del 10% de la capacidad nominal de la batería en C10. Nunca inferior al 5% ni superior al 20%.
- No superar en ningún caso la temperatura de 55°C en la batería.

❖ **Realizar un buen diseño de la instalación**

- Para que la batería dure hasta 20 años es necesario calcular bien la capacidad de la misma. Si la batería es entre 3 y 4 veces mayor al consumo diario esperado conseguiremos que diariamente se utilice solamente

alrededor del 20% de capacidad nominal de la batería y con un régimen de utilización cercano al C100. Por lo que las profundidades de descarga en los ciclos de la batería serán del 20% y la batería nos durará unos 8000 ciclos (20 años).

Como la capacidad de la batería es inferior a la necesaria habrá que utilizar más de una, resultando:

$$N^{\circ}_{baterías} = \frac{3850 [Ah]}{1200 [Ah]} = 4 \text{ baterías}$$

Por lo tanto, para lograr almacenar la energía mencionada será necesario el uso de 4 baterías conectadas en paralelo obteniendo así la capacidad deseada.

### **7.1.2. RECTIFICADOR Y CONTROLADOR DE CARGA**

En este apartado se procedió a investigar los diversos modelos de rectificadores junto con los controladores de carga para lograr una carga eficiente de la batería manteniendo los parámetros dentro de lo solicitado por el fabricante de la misma. Con esto se logra alargar su vida útil y obtener un mejor aprovechamiento de la misma.

Habiendo estudiado las opciones disponibles en el mercado se optó finalmente por utilizar el rectificador-controlador DC Power-L del fabricante Salicru que se muestra a continuación:



Figura 7.11 - Rectificador y Controlador de carga

Dicha gama de rectificadores-controladores de baterías están basados en la tecnología de tiristores controlados por microprocesador, con lo cual ofrece protección de máxima calidad y fiabilidad para cargas DC. La precisión de salida es mejor del +/- 1%.

Este dispositivo es apto para utilizar tanto con baterías de plomo-ácido como de níquel-cadmio. Cada tipo de batería requiere unas características especiales de carga las cuales serán gestionadas por el controlador. Además, tanto las alarmas como la monitorización y los indicadores de estado (tanto vía display como LEDs) son gestionados a través de un sistema de control digital. Los sistemas son personalizables dependiendo de la aplicación en particular sumado a que su instalación y puesta en marcha es muy sencilla. Por otro lado, requiere un bajo mantenimiento pudiendo trabajar por largos periodos sin atención especial. Posee una separación galvánica entre entrada y salida mediante transformador y cuenta con una desconexión automática por tensión mínima de batería o temperatura.

Recordando que el fabricante de las baterías aclara que la corriente de carga de la misma debe ser alrededor del 10% de la capacidad nominal en C10, se procede a seleccionar el modelo adecuado al caso bajo estudio. En otras palabras, al contar con 915 [Ah] en C10, dicha corriente de carga debe ser 91,5 [A] por lo que se decide utilizar el modelo DC-100-L que se detalla a continuación:

MODELO	INTENSIDAD SALIDA (A)	TENSIÓN ENTRADA (VAC)	TENSIÓN SALIDA (VDC)
DC-10-L	10	120 / 230	24 / 48 / 110 / 120 / 125 / 220
DC-20-L	20	120 / 230	24 / 48 / 110 / 120 / 125 / 220
DC-30-L	30	120 / 230	24 / 48 / 110 / 120 / 125 / 220
DC-50-L	50	120 / 230	24 / 48 / 110 / 120 / 125 / 220
DC-25-L	25	3 × 208 / 3 × 220 / 3 × 400	24 / 48 / 110 / 120 / 125 / 220
DC-50-L	50	3 × 208 / 3 × 220 / 3 × 400	24 / 48 / 110 / 120 / 125 / 220
DC-75-L	75	3 × 208 / 3 × 220 / 3 × 400	24 / 48 / 110 / 120 / 125 / 220
DC-100-L	100	3 × 208 / 3 × 220 / 3 × 400	24 / 48 / 110 / 120 / 125 / 220
DC-150-L	150	3 × 208 / 3 × 220 / 3 × 400	24 / 48 / 110 / 120 / 125 / 220
DC-200-L	200	3 × 208 / 3 × 220 / 3 × 400	24 / 48 / 110 / 120 / 125 / 220

Figura 7.12 - Datos del modelo de rectificador y controlador de carga a utilizar

El mismo cuenta con una corriente de salida de 100 [A], levemente superior a la solicitada, sin embargo la misma se encuentra dentro del margen permisible del 5 - 20 % (45,75 - 183 [A]) dado por el fabricante.

Este requisito se debe cumplir para asegurar que la batería reciba un valor adecuado de corriente durante el proceso de carga para optimizar su rendimiento y vida útil, previniendo un deterioro a corto plazo.

Las características técnicas del modelo seleccionado son las siguientes:

MODELO		DC POWER-L
TECNOLOGÍA		Tiristores
ENTRADA	Tensión nominal	120 / 230 V (F + N); 3 × 208 / 3 × 220 / 3 × 400 V (3F + N)
	Margen de tensión	±15%
	Frecuencia nominal	50/60 Hz
	Margen de frecuencia	±5%
	Factor de potencia	0,85
	Rendimiento	>85%
SALIDA	Tensión nominal DC	24 V, 48 V, 110 V, 120 V, 125 V, 220 V
	Tensión de flotación	2,27 V/celda (Pb) / 1,4 + 1,45 V/el (NiCd)
	Tensión de carga rápida	2,5 V/celda (Pb) / 1,5 V/el (NiCd)
	Tensión de carga excepcional / formación	2,7 V/celda (Pb) / 1,65 V/el (NiCd)
	Precisión	±1%
	Rizado (con baterías)	<1% <sup>(1)</sup>
	Intensidad monofásica	10 / 20 / 30 / 50 A <sup>(2)</sup>
	Intensidad trifásica	25 / 50 / 75 / 100 / 150 / 200 / 250 / 300 / 350 / 400 / 450 / 500 / 600 / 700 / 800 A <sup>(2)</sup>
BATERÍA	Protección	Contra sobretensiones y subtensiones
	Tipo de batería	PbCa (sellada o abierta) o NiCd
	Tipo de carga	IU constante según DIN 41773
	Tiempo de recarga	Hasta el 80% en 4 horas (0,2 C)
	Compensación tensión / temperatura	Si, personalizable según especificaciones de batería (mV / °C)
	Nº de celdas Pb	12 (24 V) / 24 (48 V) / 55 (110 V) / 60 (120 V) / 62 (125 V) / 110 (220 V)
	Nº de elementos de NiCd	19 (24 V) / 38 ÷ 39 (48 V) / 81 ÷ 86 (110 V) / 88 ÷ 94 (120 V) / 92 ÷ 96 (125 V) / 161 ÷ 173 (220 V)
COMUNICACIÓN	Puertos	RS-232/485 - 6 relés
	Slot inteligente	Si, uno / Opcional
	Protocolo	MODBUS SI
PROTECCIÓN	Entrada y Salida	Magnetotérmicos
	Batería	Fusibles
	Arranque suave (soft start)	Si
GENERALES	Temperatura de trabajo	-10° C ÷ +55° C <sup>(3)</sup>
	Temperatura de almacenaje	-20° C ÷ +70° C <sup>(4)</sup>
	Humedad relativa	Hasta 95%, sin condensar
	Altitud máxima de trabajo	Hasta 3000 m.s.n.m. <sup>(5)</sup>
	Color	RAL7035
	Rigidez dieléctrica (entrada/salida)	2500 V @1 min
	Grado de protección	IP20
	Ventilación	Natural
NORMATIVA	Seguridad	IEC/EN 61204-7, IEC 60146-1-1
	Compatibilidad electromagnética (CEM)	IEC/EN 61204-3 class A
	Certificaciones corporativas	ISO 9001, ISO 14001, ISO 45001

Figura 7.13 - Ficha técnica del modelo de rectificador y controlador de carga a utilizar

Dado que esta gama de rectificadores-controladores está diseñada para un total de 24 celdas para el caso de baterías de plomo-ácido de 48 [V], se deberán utilizar dos unidades del modelo seleccionado. Es decir, se hará uso de un gabinete por cada batería empleada.

### **7.1.3. INVERSOR**

El inversor de corriente se utiliza para transformar de corriente continua a corriente alterna. En este caso se necesita un inversor que transforme de 48 [V-CC] a 220 [V-CA] debido a que es la tensión a la cual funcionan las cargas mencionadas.

Para seleccionar el inversor hay algunos aspectos a tener en cuenta.

#### **❖ Integración de CA**

En primer lugar, el inversor debe integrarse perfectamente con el sistema de CA de su hogar. Considere estos factores:

- Capacidad de salida del inversor : la capacidad de salida de CA del inversor debe alinearse con las demandas de electricidad de su hogar. Sobredimensionar o subdimensionar el inversor puede afectar el rendimiento y la eficiencia del sistema.
- Compatibilidad con voltaje y frecuencia de CA domésticos: el voltaje y la frecuencia de salida del inversor deben coincidir con los estándares de la red local para evitar dañar los electrodomésticos o encontrar problemas de compatibilidad.

#### **❖ Sistema de batería**

Es vital considerar la compatibilidad del inversor con la salida CC de la batería, la que está determinada por:

- Voltaje de salida CC: al incorporar una batería de almacenamiento a su instalación solar , es crucial especificar el voltaje de entrada de CC para su inversor. Las opciones comunes incluyen 12V, 24V, 36V y 48V.
- Compatibilidad del tipo de batería: los inversores están diseñados para funcionar con tipos de baterías específicos, como plomo-ácido, iones de litio u otras tecnologías emergentes. Asegúrese de que su inversor sea compatible con la tecnología de batería elegida.

Mencionado todo esto se adopta un inversor de la marca Deye modelo SUN-14K-SG01LP1-EU cuyas especificaciones son las siguientes:





Figura 7.14 - Inversor

Model	SUN-12K-SG01LP1 -EU	SUN-14K-SG01LP1 -EU	SUN-16K-SG01LP1 -EU
<b>Battery Input Data</b>			
Battery Type	Lead-acid or Li-Ion		
Battery Voltage Range(V)	40-60V		
Max. Charging Current(A)	220A	250A	290A
Max. Discharging Current(A)	220A	250A	290A
Charging Curve	3 Stages / Equalization		
External Temperature Sensor	yes		
Charging Strategy for Li-Ion Battery	Self-adaption to BMS		
<b>AC Output Data</b>			
Rated AC Output and UPS Power(W)	12000	14000	16000
Max. AC Output Power(W)	13200	15400	17600
Peak Power(off grid)	2 times of rated power, 10S		
AC Output Rated Current(A)	54.5/52.2A	63.6/60.9A	72.7/69.6A
Max. AC Current(A)	60/57.4A	70/67A	80/76.5A
Max. Continuous AC Passthrough(A)	100A		
Power Factor	0.8 leading to 0.8 lagging		
Output Frequency and Voltage	50Hz/60Hz; 220/230Vac (single phase)		
Grid Type	Single Phase		
Total Harmonic Distortion (THD)	<3% (of nominal power)		
DC current injection	<0.5 In		
<b>Efficiency</b>			
Max. Efficiency	97.60%		
Euro Efficiency	96.50%		
MPPT Efficiency	>99%		

Figura 7.15 - Ficha técnica del inversor a utilizar

Por lo tanto, se puede verificar que el inversor cumple tanto las especificaciones de las baterías como las de la demanda.

## 7.2. ESQUEMATIZACIÓN DEL SISTEMA

El esquema final de la disposición de los elementos que componen el sistema de almacenamiento se muestra a continuación:

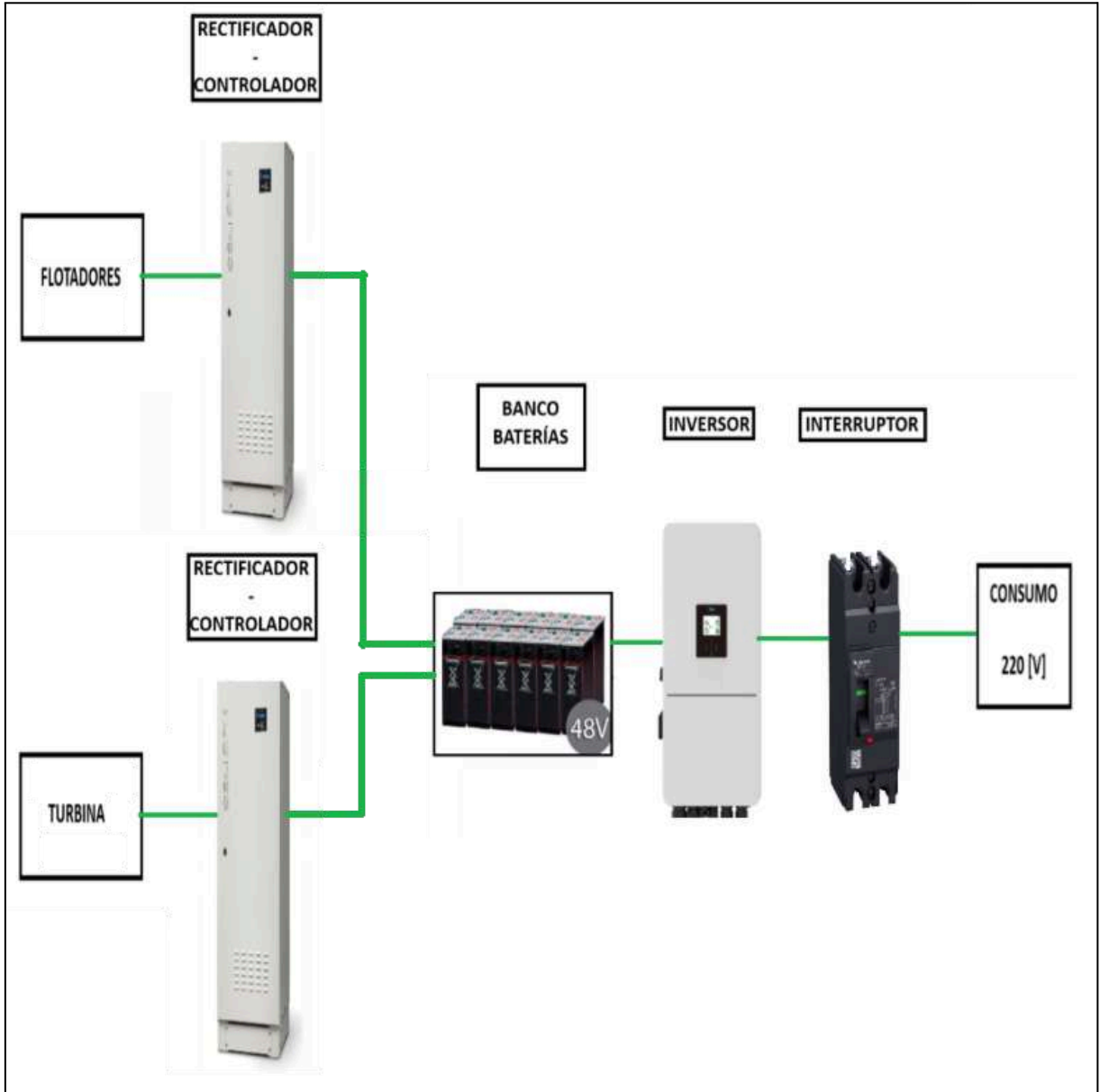


Figura 7.16 - Esquematación del sistema de almacenamiento

El interruptor automático ubicado luego del inversor se utiliza para que, en caso de que se corte el suministro de energía proveniente de la empresa distribuidora, se accione y permita la alimentación de las cargas principales de la fábrica. Además, se puede accionar cuando se desee hacer uso de la energía almacenada en el banco de baterías con el fin de alimentar las cargas previamente mencionadas.

## 8. DIAGRAMA DEL SISTEMA

En este apartado se va a representar en forma esquemática cómo sería el conexionado de cada fuente de energía renovable con la fábrica bajo estudio.

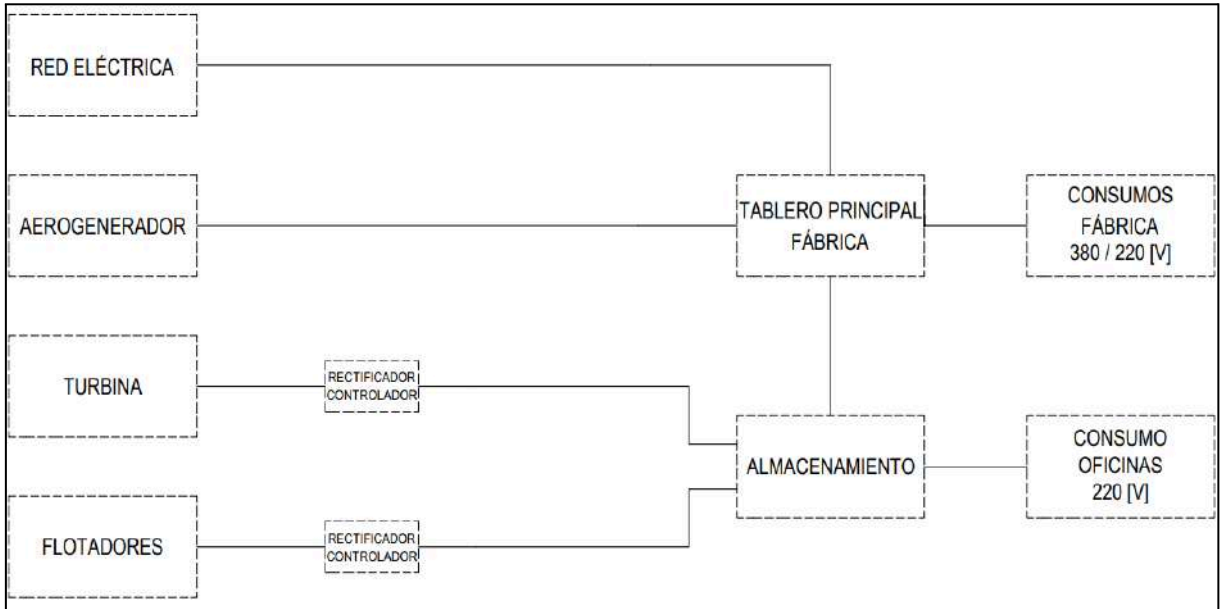


Figura 8.1 - Diagrama en bloques del sistema

Se puede apreciar que el aerogenerador se conecta directamente al tablero principal de la fábrica debido a su elevada potencia la cual requerirá una gran inversión económica en el sistema de almacenamiento para poder hacer uso de su máxima potencia. Por otro lado, el suministro de la turbina y de los flotadores se utilizan para alimentar las baterías para su posterior uso en las cargas de 220 [V].

## 9. ANÁLISIS ECONÓMICO

Es realmente complicado establecer en forma precisa los costos que tendría la construcción de un sistema de este tipo. Para llevar a cabo este sistema hay que tener en cuenta todos los costos relacionados a cada uno de los diferentes tipos de generación de energía utilizando las fuentes renovables.

A continuación se detalla, en forma de resumen, un listado de todos los aspectos correspondientes a cada subsistema que deben analizarse para obtener un costo estimativo de la inversión total requerida.

### ❖ Flotadores

En este sistema se pueden considerar los siguientes costos:

- Fabricación de los flotadores
- Fabricación de los engranajes necesarios para el funcionamiento del sistema
- Fabricación de los ejes correspondientes para lograr el movimiento del generador
- Construcción de la estructura portante para los flotadores
- Movimientos de tierra para hacer el piletón
- Construcción de la canalización requerida para la entrada y salida del agua
- Compra del generador correspondiente a este sistema
- Compra de todos los accesorios necesarios (tuberías, válvulas, sensores, cableados, etc)
- Costos de instalación del sistema
- Costos de mantenimiento que conlleva el sistema

Dentro de este sistema se puede observar que el costo de fabricación, adquisición e instalación de los diversos componentes necesarios conlleva una inversión inicial muy elevada en comparación con la energía útil que se genera. Por lo tanto, el costo de repago de este sistema será demasiado alto, es decir, el periodo de tiempo necesario para recuperar la inversión inicial será considerablemente extenso, incluso llegando a superar la vida útil del sistema, por lo que no se hará un análisis detallado del aspecto económico del mismo.

## ❖ Turbina

Para el caso de este diseño hay que tener en cuenta los siguientes costos:

- Construcción del espacio bajo tierra para el alojamiento de la turbina y el generador
- Construcción de la canalización del agua para permitir el funcionamiento de la turbina
- Compra de la turbina y del generador necesario para conectarlo junto a ella
- Compra de todos los accesorios necesarios (tuberías, válvulas, sensores, cableados, poleas, correas, etc)
- Costos de instalación del sistema
- Costos de mantenimiento del sistema

En este sistema, se puede hacer un cálculo estimativo en el cual por un lado se requiere de una inversión aproximada de U\$D 3000 para la adquisición del generador y además se le debe sumar un monto de U\$D 2500 para la compra de la turbina. Así, se necesita una inversión inicial de U\$D 5500 para adquirir ambos componentes.

Por otro lado, podemos calcular cuánto es el costo de energía por mes que se ahorrará gracias al aporte de la fuente renovable, teniendo en cuenta el cuadro tarifario correspondiente a la zona de emplazamiento de la fábrica.

Cálculo Estimado de Importe		Conceptos	Importes
Categoría	COMERCIALES	Consumo Estimado kWh	3679,2 kWh
<input checked="" type="checkbox"/> Energía		Energía	\$ 255.654,46
<input type="checkbox"/> Agua		Agua	\$ 0
<input type="checkbox"/> Cloaca		Cloaca	\$ 0
Localidad	Caleta Olivia	Servicio de Energía Publica	\$ 1.000,00
Consumo	3679,2	<b>Importe Total Estimado</b>	<b>\$256.654,46</b>
<input type="button" value="Calcular Consumo"/>		El importe estimado no incluye impuestos (i.v.a, otros)	

Figura 9.1 - Costo de energía ahorrada por mes utilizando la turbina

Por último se procede a calcular cuántos meses llevará recuperar la inversión inicial para realizar este sistema. Para desarrollar los cálculos correspondientes todos los valores se expresarán en U\$D realizando las conversiones necesarias teniendo en cuenta la cotización oficial de la moneda (1 dolar oficial = 1042,5 pesos argentinos). Este tiempo se calculará teniendo en cuenta el precio de compra de dicha energía por parte de la empresa distribuidora, el cuál es aproximadamente un 40% del precio anterior, por lo que el cálculo resulta:

$$Tiempo = \frac{5500 [U\$D]}{98.48 [U\$D/mes]} = 56 \text{ meses} \leq \text{vida útil}$$

En conclusión, se puede observar que el periodo de repago del sistema es menor a la vida útil del mismo (25 años), por lo que resulta viable la inversión.

### ❖ Aerogenerador

Las consideraciones a tener en cuenta en este sistema para poder estimar sus costos son las siguientes:

- Compra del aerogenerador
- Costos de instalación del sistema
- Compra de equipamiento auxiliar y accesorios necesarios
- Costos de mantenimiento

En este sistema la inversión inicial aproximada para la compra del aerogenerador es de U\$D 280.000 de acuerdo al precio brindado por el fabricante Emergya Wind Technologies.

Por otro lado, podemos calcular cuánto es el costo de energía por mes que se ahorrará gracias al aporte de la fuente renovable, teniendo en cuenta el cuadro tarifario correspondiente a la zona de emplazamiento de la fábrica, como se realizó para la turbina. Este valor de tarifa mensual es de \$8.786.403,5.

Por último se procede a calcular cuántos meses llevará recuperar la inversión inicial para realizar este sistema. Para desarrollar los cálculos correspondientes todos los valores se expresarán en U\$D realizando las conversiones necesarias teniendo en cuenta la cotización oficial de la moneda (1 dolar oficial = 1042,5 pesos argentinos). Este tiempo se calculará teniendo en cuenta el precio de compra de dicha energía por parte de la empresa distribuidora, el cuál es aproximadamente un 40% del precio anterior, por lo que el cálculo resulta:

$$Tiempo = \frac{2800000 [U\$D]}{3371,28 [U\$D/mes]} = 83 \text{ meses} \leq \text{vida útil}$$

En conclusión, se puede observar que el periodo de repago del sistema es menor a la vida útil del mismo (25 años), por lo que resulta viable la inversión.

## ❖ Almacenamiento

En cuanto a los costos necesarios para llevar a cabo el almacenamiento de la energía excedente se pueden mencionar los siguientes:

- Costo del banco de baterías
- Compra del rectificador / regulador de carga
- Adquisición del inversor
- Compra de equipamiento auxiliar y accesorios necesarios
- Costos de instalación del sistema
- Costos de mantenimiento

En este sistema la inversión inicial aproximada para la compra de todas las baterías es de U\$D 62.172 de acuerdo al precio brindado por el fabricante, mientras que el valor del inversor es de U\$D 2100 y el del rectificador-controlador es de U\$D 3500 .

Por otro lado, podemos calcular cuánto es el costo de energía por mes que se ahorrará gracias a la energía almacenada, teniendo en cuenta el cuadro tarifario correspondiente a la zona de emplazamiento de la fábrica.

Cálculo Estimado de Importe		Conceptos	Importes
Categoría COMERCIALES		Consumo Estimado kWh	2772 kWh
<input checked="" type="checkbox"/> Energía <input type="checkbox"/> Agua <input type="checkbox"/> Cloaca		Energía	\$ 199.748,45
Localidad Caleta Olivia		Agua	\$ 0
Consumo 2772		Cloaca	\$ 0
<input type="button" value="Calcular Consumo"/>		Servicio de Energía Pública	\$ 1.000,00
		<b>Importe Total Estimado</b>	<b>\$200.748,45</b>
El importe estimado no incluye impuestos (I.V.A., otros)			

Figura 9.2 - Costo de energía ahorrada por mes utilizando el almacenamiento

Por último se procede a calcular cuántos meses llevará recuperar la inversión inicial para realizar este sistema. Para desarrollar los cálculos correspondientes todos los valores se expresarán en U\$D realizando las conversiones necesarias teniendo en cuenta la cotización oficial de la moneda (1 dolar oficial = 1042,5 pesos argentinos).

$$Tiempo = \frac{67772 [U\$D]}{192,6 [U\$D/mes]} = 352 \text{ meses} \geq \text{vida útil}$$

En conclusión, se puede observar que el periodo de repago del sistema es mayor a la vida útil del mismo (10 años), por lo que resulta inviable la inversión.

Finalmente, se pueden estimar los costos de todo el proyecto dividiéndolo en 4 ítems, cuyos porcentajes rondan en los siguientes valores:

Categoría	Costo [%]
Obras civiles	15 - 40
Equipo electromecánico	45 - 55
Infraestructura	10 - 15
Costos indirectos	10 - 15

Figura 9.3 - Porcentaje de costo de acuerdo a la categoría

Los porcentajes varían dentro de los rangos de acuerdo a la tecnología que se aplique, la potencia a instalar, tipo de turbina, etc. La estructura de costos para este diseño se puede dividir en:

- **Inversión inicial**

- Activos Fijos

- ➔ Obras civiles

- Costos directos
- Costos indirectos

- ➔ Maquinaria y equipamiento

- ➔ Relacionados a la instalación de los distintos sistemas

- Activos intangibles

- Diseño final de proyecto

- Gastos misceláneos

- Asesoría técnica

- Supervisión

- **Mantenimiento y operación**

- Limpieza

- Lubricación

- Repuestos de elementos para generación

- Repuestos de elementos para transmisión



### **Vida útil del proyecto**

Se estima una vida útil del proyecto de 25 años tanto para el equipamiento electromecánico como para el sistema de transmisión de potencia y obras civiles. Se tiene en cuenta que se cumplirán las labores de mantenimiento previstas y en los tiempos pautados.

Como conclusión en cuanto al aspecto económico del sistema diseñado se puede decir que son numerosos los gastos a tener en cuenta para llevar a cabo el diseño y de los cuales la mayoría son de elevado valor. Es por ello que la inversión necesaria para fabricar este sistema de generación eléctrica sustentable sería más elevada en comparación con el gasto económico requerido en caso de que la alimentación de la fábrica fuese mediante la red eléctrica.

Teniendo en cuenta lo mencionado anteriormente se podría decir que el sistema no resultaría del todo rentable, amortizando la inversión a largo plazo. Sin embargo, comparado con los beneficios que conlleva la utilización de fuentes renovables y además, recordando que el emplazamiento de la fábrica se encuentra en una zona de difícil acceso a la red eléctrica, sigue siendo una buena alternativa. Además, se espera que en el futuro estos grandes gastos mencionados sean analizados más en profundidad para poder reducirlos con el fin de fomentar la generación eléctrica utilizando fuentes renovables.

## **10. PROPUESTAS DE CONTINUACIÓN**

En este apartado se proponen algunos aspectos a investigar en trabajos posteriores con el fin de seguir desarrollando lo analizado en este proyecto. Se considera de gran valor el desarrollo de trabajos en torno a los siguientes ítems:

### **Secuencia de movimiento**

Es posible la implementación de otras secuencias de movimientos para los flotadores, ya sea para generación continua o intermitente. En este último caso se podrían disponer múltiples flotadores en paralelo, sincronizados para realizar el mismo movimiento, lo que incrementaría la capacidad de generación.

Por otro lado, se podría evaluar la posibilidad de desarrollar el diseño alternativo de generación continua que se exploró en el capítulo 4, mejorando aún más el prediseño analizado en la tesis de la cual parte este trabajo.

### **Turbina**

Se evaluó la posibilidad de implementar otro tipo de turbina a la entrada/salida del piletón, como es el caso de la turbina Kaplan. Este tipo de turbina es apta para la altura que se tiene en este caso bajo estudio, sin embargo requiere de un mayor caudal para su correcto funcionamiento. Se podría llevar a cabo un análisis de este aspecto, con el fin de estudiar la posibilidad de un aumento del caudal para lograr la implementación de dicha turbina. Esto se podría lograr incrementando las medidas del piletón para aumentar el volumen de agua del mismo o bien trabajar sobre la variable del tiempo de vaciado/llenado del piletón por medio de válvulas en el piletón. De ser esto factible se estaría logrando un importante incremento en la generación de energía, ya que dicho modelo es capaz de entregar una potencia generada cuatro veces superior aproximadamente a la turbina Michell-Banki para una misma altura.

### **Plan de mantenimiento de la instalación**

Hay que tener en cuenta que se requeriría un plan de mantenimiento continuo del sistema sobre todo en los componentes sumergidos en el agua salada ya que van a estar expuestos a las distintas especies de moluscos que habitan allí. Cuando en su ambiente natural no encuentra piedras, busca fijarse a cualquier superficie dura como troncos, botellas, cascos de embarcaciones y tuberías.

El mayor inconveniente que produce esta invasión de moluscos es el fenómeno conocido como macrofouling. Se trata del ensuciamiento o taponamiento de las tuberías, hélices, guías de los flotadores o cualquier elemento que se encuentre en el mar ya que estas estructuras están construidas con materiales duros como el hierro o el acero y, al no encontrar piedras donde adherirse, millones de moluscos se

fijan sobre estas superficies causando la obstrucción de los sistemas e impidiendo así el flujo de agua.

El mecanismo más efectivo para combatir la plaga es la limpieza constante de dichos componentes para lo cual se requiere diagramar un plan de mantenimiento que se debe cumplir estrictamente para no perder eficiencia en la generación de energía mediante las fuentes renovables. Claro que esto implica dejar fuera de servicio los sistemas y, en consecuencia, interrumpir el suministro de de dichas fuentes hacia la fábrica.

Además, a pesar de dichas limpiezas programadas, irá aumentando inevitablemente la cantidad de moluscos entre los intervalos de mantenimiento por lo que hay que tenerlo en cuenta en el dimensionamiento de los distintos componentes. Esto se puede llevar a cabo mediante el uso de un “coeficiente de ensuciamiento” para desarrollar un cálculo más realista teniendo en cuenta este inconveniente que se dará a futuro.

### **Aerogenerador**

Como se analizó en el capítulo 6, es posible la implementación de otro tipo de aerogenerador como lo es el tipo vertical. Su implementación puede ser individual o conjunta. En el primer caso, se podrían reemplazar directamente los aerogeneradores horizontales por los verticales mientras que en el segundo caso se podrían utilizar tanto aerogeneradores verticales como horizontales para cubrir un amplio espectro de velocidades del viento. Con respecto a los de tipo vertical, su tamaño es menor y no tiene tanta influencia la condición atmosférica, ya que pueden generar energía con cualquier tipo de viento. Sin embargo, los aerogeneradores horizontales son más eficientes, porque alcanzan una mayor velocidad de rotación y, gracias a la elevación de la construcción de estos aerogeneradores, se aprovecha más el aumento de la velocidad del viento.

### **Energía excedente**

Con respecto al almacenamiento de la energía excedente se plantean dos aspectos posibles de ser estudiados en futuros trabajos. Por un lado, para aprovechar en su totalidad la energía excedente del sistema sin desaprovechar una fracción de la misma, se podría analizar la implementación de otras formas de almacenamiento energético, evitando el uso de una gran cantidad de baterías para lograr dicho objetivo. Partiendo del mecanismo de ejes y engranajes diseñado para el sistema de generación con flotadores, se podría diseñar un sistema de almacenamiento mecánico como los mencionados en el capítulo 7.

Por otro lado, sería de utilidad llevar a cabo un estudio de la inyección de dicha energía excedente a la red eléctrica, ya sea en su totalidad o una parte de la misma con el fin de obtener un beneficio económico sobre los costos eléctricos demandados por la empresa.

## **Paneles solares**

No obstante, no se descarta la posibilidad de complementar estos sistemas con otro método de generación de energía utilizando otras fuentes renovables, como podría ser el caso de los paneles solares. Estos dispositivos son muy utilizados en la actualidad y su proyección hacia el futuro es ampliamente favorable. Un aspecto importante a tener en cuenta es que producen energía en corriente continua, la cual se puede almacenar directamente en baterías hasta ser convertida en corriente alterna a través de inversores de voltaje para su posterior uso.

Existen diversos tipos de paneles solares, entre los cuales se encuentran los monocristalinos, los policristalinos y los de capa fina. Como ya se sabe, la energía solar es inagotable y se encuentra disponible en todo el mundo lo cual es un incentivo para su implementación. Además, contribuye a la reducción de la huella de carbono y una vez instalados, reducen significativamente las facturas de electricidad. Los paneles solares requieren poco mantenimiento y tienen una vida útil larga (25 a 30 años en promedio).

Sin embargo, su costo inicial es elevado amortizándose a largo plazo y su eficiencia disminuye en días nublados o en áreas con poca luz solar. Además para generar suficiente energía que sea de utilidad en este caso bajo estudio, se necesitaría una gran cantidad de paneles, lo que puede requerir espacio en techos o terrenos.

## 11. CONCLUSIONES

Se han podido cumplir los objetivos planteados en el comienzo del trabajo. Se logró relevar el estado del arte de las energías renovables en Argentina, se estudió el comportamiento de las mareas y del viento en la región de emplazamiento de la fábrica y se diseñó el sistema de aporte energético sustentable para poder cumplir con las necesidades de la misma.

Para poder llevar a cabo el sistema final se estudiaron todas las posibilidades en cuanto a energías renovables y se optó por las más indicadas para la ubicación de la empresa. Este estudio implicó aplicar los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera para obtener los datos y elementos del sistema necesarios con el fin de obtener un diseño funcional y aplicable ante una necesidad real.

En cada capítulo desarrollado fueron analizadas decenas de posibilidades buscando la mayor eficiencia energética del sistema, simplicidad y viabilidad económica. De las mismas, se seleccionaron las más atractivas desde un punto de vista ingenieril y se eligió una de ellas para ser desarrollada, dimensionando y seleccionando todos sus componentes.

Lo complejo radicó en obtener los componentes necesarios para cada sistema que se adapte a los requerimientos particulares de este proyecto. Se investigó por un amplio abanico de fabricantes de todo el mundo para lograr seleccionar los diversos mecanismos que componen cada sistema y que permiten que los mismos funcionen de manera correcta y eficiente.

Debido a que el diseño resulta complejo y de grandes dimensiones, resultó irrelevante realizar cálculos altamente precisos o un análisis económico detallado para llevarlo a cabo.

Con respecto a las energías, del estudio de la fábrica se obtiene que en los picos de consumo se tiene una demanda de 265,4 [KWh] en el horario de 11:00 [hs] a 13:00 [hs] y 223,77 [KWh] entre las 17:00 [hs] y 18:00 [hs]. La energía diaria demanda por la fábrica es de 632,45 [KWh] teniendo en cuenta todas las cargas funcionando de acuerdo a lo estudiado en los capítulos anteriores.

En cuanto a la energía eléctrica generada por las fuentes renovables podemos obtener que para los picos de demanda de la fábrica se generan (tomando como hipótesis que se disponen de condiciones de vientos frecuentes):

### ❖ 11:00 [hs] a 13:00 [hs]

En esta franja horaria se cuenta con la generación energética de los flotadores, la turbina y el aerogenerador. Con respecto a los flotadores, en esta franja horaria tenemos un ciclo de generación de los mismos, correspondiente a 5,81 [KWh]. Para la turbina se tiene una energía generada de 5,11 [KWh] y por último, con el aerogenerador se obtiene una generación de 430 [KWh]. Con estos datos se tiene que la energía generada en esta situación corresponde a 440,92 [KWh], por lo tanto

en este rango horario la energía demandada por la fábrica es menor a la energía generada lo que es una situación favorable.

❖ 17:00 [hs] a 18:00 [hs]

En esta situación también se tiene el aporte energético de las tres fuentes, es decir, intervienen los flotadores, la turbina y el aerogenerador. Los flotadores entregan una energía de 5,81 [KWh], la turbina genera 5,11 [KWh] y el aerogenerador está aportando 215 [KWh]. La contribución de las fuentes renovables da un total de 225,92 [KWh], lo cuál está por encima de la energía demandada por las cargas actuantes en ese horario.

Como conclusión de este análisis se puede comprobar que el aporte energético que brindan las fuentes renovables es satisfactorio para la demanda de la fábrica en los picos de consumo energético.

Por otro lado la energía diaria generada por las fuentes renovables da un total de 5305,88 [KWh] lo cuál es superior a los 632,45 [KWh] diarios demandados por la fábrica, por lo tanto se puede concluir que con las energías renovables se pueden satisfacer las demandas energéticas de la empresa a lo largo del día. Este excedente se almacena mediante bancos de baterías para disponer de esta energía en casos de emergencia y/o para alimentar a diario las cargas mencionadas en los capítulos anteriores. También, la energía almacenada en las baterías se podría considerar de utilizar en situaciones en las que no haya viento y por lo tanto la generación de energía disminuya.

En caso de que en alguna ocasión la energía generada por las fuentes renovables sea menor a la demandada por la fábrica, esta diferencia será aportada por la empresa distribuidora de energía eléctrica de la región.

De este análisis energético se concluye que los sistemas de aerogeneradores son una manera mucho más sencilla y práctica de obtener la misma cantidad de energía lograda mediante el sistema de flotadores o por las turbinas mareomotrices. Sin embargo, hay que recordar que este sistema es dependiente de la intermitencia de la disponibilidad del viento, es decir que su funcionamiento es posible siempre y cuando el viento tenga una velocidad por encima del valor mínimo requerido por el aerogenerador.

Si bien los elevados costos de inversión inicial y mano de obra especializada requerida para la adquisición y montaje de estos sistemas de aporte energético sustentable constituyen un impedimento en primer término, el aporte constante por parte del gobierno para alentar estas iniciativas, a través de subsidios e incentivos tanto para los consumidores como para los fabricantes de equipos, posibilita la inserción de las energías renovables en el país.

Además, considerando la dependencia del sistema energético argentino en los combustibles fósiles y el aumento de sus precios, la inversión en energías renovables sería conveniente ya que ayudaría a evitar factores de dependencia

geopolítica y promovería a la estabilización de los precios pagados por energía en el largo plazo, favoreciendo la previsibilidad económica.

Se debe considerar el hecho de que indefectiblemente en algún momento se revertirá el insostenible desfase entre los actuales precios ficticios de la energía eléctrica y sus costos reales de generación, escenario ante el cual un favorable marco regulatorio de conexión bidireccional a la red cobra vital importancia en la inserción de las energías renovables entre los usuarios.

Nuestro país tiene un gran potencial en materia de energías renovables pero se debe instrumentar un marco que ofrezca oportunidades para su aprovechamiento y poder así atender los desafíos económicos y ambientales a los que debemos hacer frente en el corto plazo. Esperamos que este documento sirva entonces como una demostración de las posibilidades con las que contamos a nuestro alrededor y despierte el interés necesario en la creación de soluciones energéticas sustentables, fomentando el uso e interés de los recursos renovables y contribuyendo a la protección del medio ambiente.

## 12. BIBLIOGRAFÍA

[SolarInfo. (2024, 2 Abril). “La energía solar representó el 73% del crecimiento mundial de las energías renovables en 2023”. SolarInfo. <https://www.solarinfo.es/2024/04/02/energia-solar-represento-73-crecimiento-mundial-energias-renovables-2023>

[EMBER. (2024, Mayo). “Record renewables propel the world towards a new era of falling fossil generation”. EMBER. <https://ember-climate.org/countries-and-regions/regions/world/>

[EMBER. (2024, Mayo). “Global Electricity Review 2024”. EMBER. [https://ember-climate.org/app/uploads/2024/04/ES\\_Global-Electricity-Review-2024.pdf](https://ember-climate.org/app/uploads/2024/04/ES_Global-Electricity-Review-2024.pdf)

[CAMMESA. (2023). “Informe anual 2023”. CAMMESA. <https://microfe.cammesa.com/static-content/CammesaWeb/download-manager-files/informe%20Anual/2024/Informe%20Anual%202023.pdf>

[CAMMESA

[AEE. (2024). “Anuario eólico 2024”. AEE. [AF-ANUARIO-AEE-2024-WEB\\_compressed.pdf](AF-ANUARIO-AEE-2024-WEB_compressed.pdf)

[Mastromarino, Leandro. (2023). “Prediseño sistema mareomotriz con flotadores”. Tesis. Mar del Plata: UNMdP.

[National Geographic. (2022, 2 Junio). “¿Qué es la energía eólica?”. National Geographic. ¿Qué es la energía eólica? | National Geographic

[REPSOL. (2023, 11 Septiembre). “La energía del viento”. REPSOL. Energía Eólica: qué es, cómo funciona y sus tipos

[Clima. (2024). “Viento”. Clima. ¿Qué es el viento? Tipos, cómo se forma y efectos | Clima.com

[Wikipedia. (2024). “Energía eólica”. Wikipedia. Energía eólica - Wikipedia, la enciclopedia libre

[Marín, José Luis. (2021, 7 Octubre). “Seis mapas para entender la producción de electricidad en el mundo”. EOM. <https://elordenmundial.com/mapas-y-graficos/mapas-produccion-electricidad-mundo/>

[García, Adiez. (2016, 10 Septiembre). “La energía eólica”. EOI. <https://www.eoi.es/blogs/redinnovacionEOI/2016/09/10/la-energia-eolica/>



[ ] Universidad Nacional de Santiago del Estero. (2019). “Turbinas: elección según velocidad específica y rendimiento”. Studocu. <https://www.studocu.com/es-ar/document/universidad-nacional-de-santiago-del-estero/obras-hidraulicas/turbinas-eleccion-segun-velocidad-especifica-y-rendimiento/10256206>

[ ] Yessenia, Rio. (2015). “MICROCENTRALES HIDROELÉCTRICAS”. Slideplayer. <https://slideplayer.es/slide/3907463/>

[ ] Gimenez Nuñez, Alejandro. (2018). “Centrales Hidroeléctricas”. Ingenierosenapuros. <https://ingenierosenapuros.wordpress.com/wp-content/uploads/2013/06/centrales-hidroelc3a9ctricas-041.pdf>

[ ] 3dFer. (2011). “Turbina Michelle Banki Optimizada modelo 3d”. Turbosquid. <https://www.turbosquid.com/es/3d-models/3d-model-of-turbine-banki-michelle/601350>

[ ] Owen, Schumacher., Anders, Austegard. (2015). “RHL/IAM CROSS FLOW TURBINE”. Remotehydrolight. [https://www.remotehydrolight.com/Introduction\\_Cross\\_flow\\_turbine.pdf](https://www.remotehydrolight.com/Introduction_Cross_flow_turbine.pdf)

[ ] Xinda Green Energy. <http://www.xindaenergy.com/>

[ ] Dunlop. “Correas”. <https://dunlop.com.ar/productos/correas/>

[ ] Sociedad Industrial de Transmisiones. <https://sitsa.es/es/>

[ ] Jarabo Fridrich, Francisco., Elortegui Escartin, Nicolás. (2000). “Energías Renovables”. [https://fjarabo.webs.ull.es/CV/3\\_Publicaciones/Libros/Textos/LIB\\_2000a%20-%20Energias%20renovables.pdf](https://fjarabo.webs.ull.es/CV/3_Publicaciones/Libros/Textos/LIB_2000a%20-%20Energias%20renovables.pdf)

[ ] Instituto Tecnológico de Canarias. (2008). “Energías renovables y eficiencia energética”. <https://www.cienciacanaria.es/files/Libro-de-energias-renovables-y-eficiencia-energetica.pdf>

[ ] Weatherspark. (2024). “El clima y el tiempo promedio en todo el año en Caleta Olivia”. Weatherspark. <https://es.weatherspark.com/y/27477/Clima-promedio-en-Caleta-Olivia-Argentina-durante-todo-el-a%C3%B1o#Figures-WindSpeed>

[ ] Lucena, Paola. (2023, 17 Abril). “Ventajas, desventajas y desarrollo de aerogeneradores”. Cesuma. <https://www.cesuma.mx/blog/ventajas-desventajas-y-desarrollo-de-aerogeneradores.html>

[]Ewtdirectwind.

[https://ewtdirectwind.com/wp-content/uploads/2023/11/EWT\\_DW52.pdf](https://ewtdirectwind.com/wp-content/uploads/2023/11/EWT_DW52.pdf)

[]Electriawind. <https://electriawind.com/lander>

[]Ghrepowe. <https://en.ghrepower.com/fd21-series/>

[]Efecto Estela. (2013, 24 Junio). “ Pérdidas de energía en un parque eólico”. Efectoestela.

<https://efectoestela.wordpress.com/2013/06/24/perdidas-de-energia-en-un-parque-eolico/>

[]Deye. Solar Grid-Tie Inverter Manufacturers, PV On-Grid Inverter | Deye

[]PowMr. (2023, 30 Octubre). “Off grid solar inverter choosing guide”. PowMr. Cómo elegir el mejor inversor para sistema fotovoltaico aislado o de a – PowMr

[]Ministerio de Servicios Públicos. (2023). “Manual del instalador calificado, sistema de generación distribuida de energía renovable integrada a la red eléctrica pública”. Ministerio de Servicios Públicos. [Manual-generacion-distribuida-completo-Final-Consorcio.pdf](#)

[]Keheng Battery. Batería de litio 48v 300ah al por mayor - Lifepo4 | Keheng

[]Salicru. <https://d7rh5s3nxmpy4.cloudfront.net/CMP1313/files/2/JM83700.pdf>

[]Monsolar. <https://www.monsolar.com/bateria-48v-hoppecke-power-vl-2-920.html>

[]Servicios Públicos Sociedad del Estado. <https://spse.ar/atencion-cliente#cuadroTarifario>