

Universidad Nacional de Mar del Plata

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Eléctrica

Prediseño sistema mareomotriz con flotadores

Autor/es

Nombres y Apellidos: Leandro Mastromarino

DNI: 38396093

Nro. Legajo Alumno: 10228

Mail de contacto: leandromastromarino@gmail.com

Carrera Ingeniería Electromecánica

Director/es del Proyecto

Director: Ing. Ricardo Zucal

Mar del Plata, **18** de Abril de 2024



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



Proyecto Final de Grado

2023

Prediseño sistema mareomotriz con flotadores

Autor : Leandro Mastromarino

Tutor: Ricardo Zucal

Carrera: Ingeniería Electromecánica

Evaluadores:

Dr. Justo José Roberts

Ing. Fernández, Roberto

Dr. Caldera, Martín

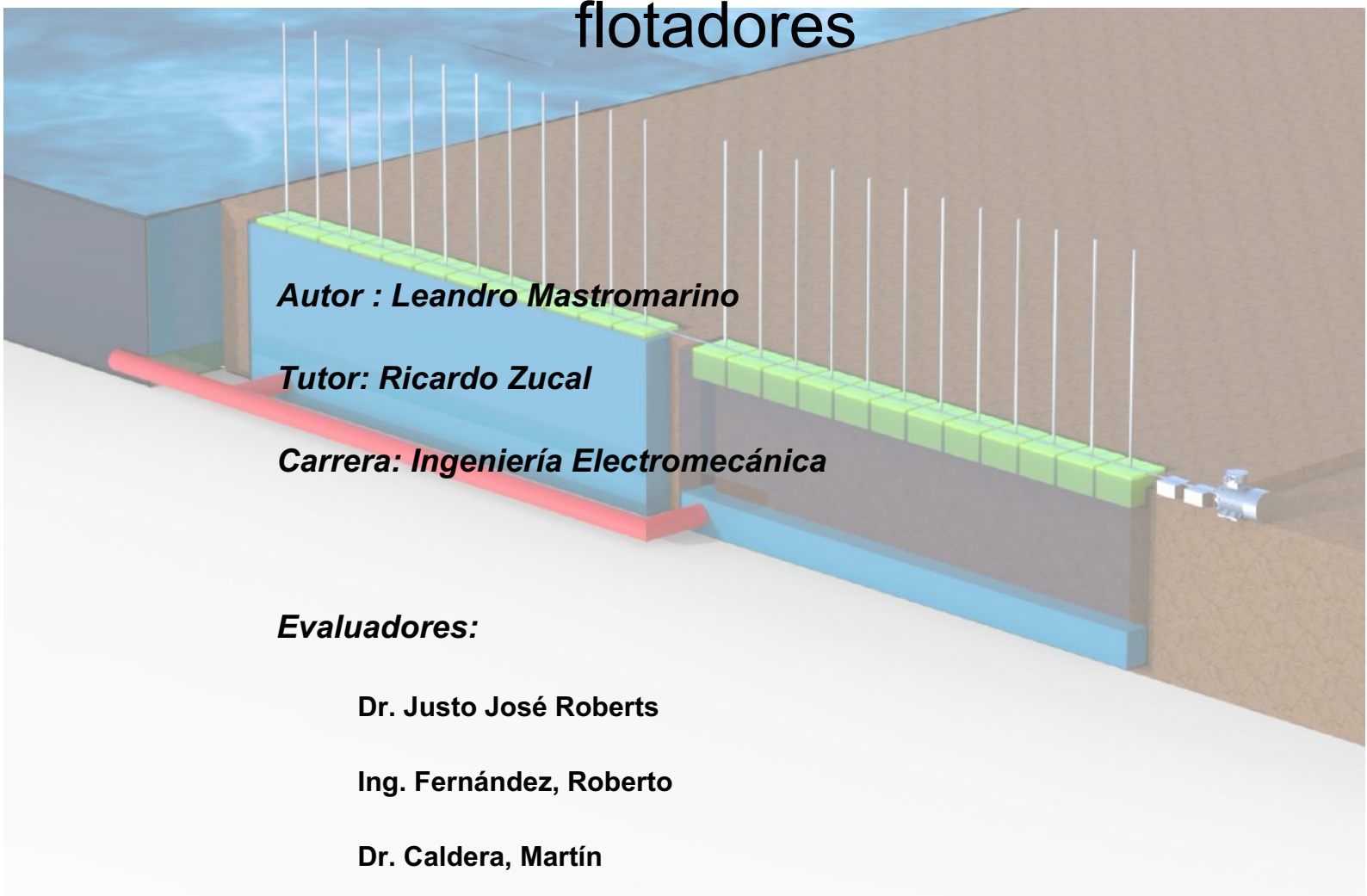


Tabla de contenido

TABLA DE CONTENIDO	2
1 RESUMEN	12
2 INTRODUCCIÓN	14
2.1 OBJETIVOS	15
3 MARCO TEÓRICO	16
3.1 ENERGÍAS RENOVABLES	16
3.2 MATRIZ ENERGÉTICA	21
3.2.1 <i>Matriz Energética Argentina</i>	24
3.3 ENERGÍA DEL MAR.....	31
3.4 MAREAS	33
3.4.1 <i>El origen de las fuerzas de marea</i>	36
3.4.2 <i>Componentes de la fuerza de marea</i>	40
3.4.3 <i>Elevación de la capa de agua</i>	42
3.4.4 <i>Rotación de la Tierra</i>	43
3.4.5 <i>Mareas producidas por el Sol y la Luna</i>	46
3.4.6 <i>Mareas en el mundo</i>	47
3.4.7 <i>Métodos de generación de energía mareomotriz</i>	48
3.5 FLOTABILIDAD.....	55
3.6 ESTADO DEL ARTE EN ARGENTINA.....	55
3.6.1 <i>Antecedentes</i>	56
4 CINEMÁTICA DEL SISTEMA	57
4.1 MOVIMIENTO INTERMITENTE	58
4.2 MOVIMIENTO CONTINUO	58

4.2.1	Secuencia 6 horas	59
4.2.2	Secuencia 3 horas	62
4.3	VELOCIDAD DE FLOTADOR	67
5	DINÁMICA DEL SISTEMA	76
5.1	FLOTADOR EN DESCENSO.....	77
5.2	FLOTADOR EN ASCENSO.....	78
6	ENERGÍA DEL SISTEMA.....	81
7	DISEÑO DE SISTEMA	83
7.1	GENERADOR.....	83
7.2	FRENO EJE	85
7.3	ENGRANAJES.....	86
7.3.1	Cálculo Engranaje 3.....	87
7.3.2	Cálculo de cremallera.....	105
7.3.3	Cálculo Engranaje 1.....	106
7.3.4	Cálculo Engranaje 2.....	122
7.3.5	Embrague.....	137
7.4	CAJA MULTIPLICADORA.....	140
7.5	ENGRANAJE RODAMIENTOS DE ÚNICO SENTIDO	148
7.6	FLOTADORES.....	168
7.6.1	Guías de flotador.....	172
7.6.2	Viga de flotador	173
7.6.3	Traba de flotadores	177
7.6.4	Escape de aire	185
7.7	PILETONES	186

7.8	EJES.....	190
7.8.1	Eje colector.....	192
7.8.2	Cálculo eje 1 y 2.....	197
7.9	CAÑERÍAS	201
7.9.1	Ingreso y egreso de agua	201
7.9.2	Mantenimiento.....	203
7.10	VÁLVULAS	204
7.10.1	Válvula en piletones.....	204
7.10.2	Válvula en flotadores	207
7.11	ESTRUCTURA GENERAL.....	210
7.12	FUNCIONAMIENTO	211
7.12.1	Piletones	212
7.12.2	Flotadores.....	214
8	CÁLCULOS FINALES.....	216
8.1.1	Engranajes.....	216
8.1.2	Generador.....	218
8.1.3	Energía Generada.....	218
9	COMPARATIVA CON SISTEMAS YA ESTABLECIDOS.....	219
9.1.1	Aerogenerador	220
9.1.2	Paneles solares.....	225
9.1.3	Energía en hogar	228
9.1.4	Beneficios frente a otro tipo de energía renovable	229
10	CONCLUSIONES	229
11	CONSIDERACIONES A FUTURO	231

12 BIBLIOGRAFÍAS..... 232

Índice de Figuras

FIGURA 1-1 ESQUEMA DE MAQUETA INICIAL.....	12
FIGURA 1-2 MOVIMIENTO DE MAQUETA INICIAL.....	14
FIGURA 3-1 CANTIDAD DE ENERGÍA GENERADA POR FUENTES RENOVABLES FUENTE [1].....	18
FIGURA 3-2 ENERGÍA SOLAR Y EÓLICA MUNDIAL EN 2020 FUENTE [2].....	20
FIGURA 3-3 DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA POR LOS PRINCIPALES PAÍSES FUENTE [1].....	20
FIGURA 3-4 DESGLOSE POR TIPO DE ENERGÍA EN 2022.....	21
FIGURA 3-5 COMPARACIÓN DE CONSUMO EN ENERGÍA RENOVABLE Y NO RENOVABLE	22
FIGURA 3-6 VARIACIÓN EN EL TIEMPO DE CONSUMO ENERGÉTICO POR CONTINENTES	23
FIGURA 3-7. DATOS CAMESA DE MATRIZ ENERGÉTICA EN ARGENTINA [4].....	25
FIGURA 3-8 DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA POR TIPO EN EL TIEMPO [4]	25
FIGURA 3-9 MAPA DE SISTEMA ENERGÉTICO EN ARGENTINA.....	26
FIGURA 3-10 ENERGÍA PROVENIENTES DE COMBUSTIBLES FÓSILES.....	27
FIGURA 3-11 ENERGÍA PROVENIENTE DE FUENTE EÓLICA.....	28
FIGURA 3-12 ENERGÍA PROVENIENTE DE FUENTE NUCLEAR	29
FIGURA 3-13 ENERGÍA PROVENIENTE DE FUENTE HIDRÁULICA	30
FIGURA 3-14 ENERGÍA PROVENIENTE DE FUENTE SOLAR.....	31
FIGURA 3-15 MAREAS EN FUNCIÓN DE LA POSICIÓN DE LA LUNA Y LA TIERRA FUENTE: WWW.EMAZE.COM	34
FIGURA 3-16 DISTRIBUCIÓN DE MAREAS EN FUNCIÓN DE LA POSICIÓN DE LA TIERRA, EL SOL Y LA LUNA.....	35
FIGURA 3-17 FUERZAS DE ATRACCIÓN DE LA LUNA HACIA LA TIERRA	37
FIGURA 3-18 FUERZA DE MAREA EN LA TIERRA.....	38
FIGURA 3-19 FORMA DE LA SUPERFICIE DEBIDO A LA FUERZA DE ATRACCIÓN Y ROTACIÓN DE LA TIERRA	42
FIGURA 3-20 FUERZA DE ATRACCIÓN TENIENDO EN CUENTA LA VELOCIDAD ANGULAR DE LA TIERRA	44
FIGURA 3-21 DISTRIBUCIÓN DE ALTURAS DE MAREAS EN EL MUNDO. FUENTE: [2]	47
FIGURA 3-22 GRÁFICA DE ENERGÍA CINÉTICA Y POTENCIA EN EL OCEANO FUENTE: WWW.OVACEN.COM	50
FIGURA 3-23 TIPO DE TURBINAS EN EL MAR.....	50
FIGURA 3-24 TURBINA DE EJE HORIZONTAL FUENTE: WWW.TOTALENERGIES.ES.....	51
FIGURA 3-25 PRESA EN EL OCEANO FUENTE: HTTPS://WWW.HIDROJING.COM/7-PRESAS-CON-MAYOR-CAPACIDAD-DE-PRODUCCION-HIDROELECTRICA/	52
FIGURA 3-26 ILUSTRACIÓN DE LAGUNAS DE MAREA FUENTE:[9].....	53
FIGURA 3-27 ILUSTRACIÓN DE ENERGÍA MAREOMOTRIZ DINÁMICA FUENTE [9]	54
FIGURA 4-1 GRÁFICO SENOIDAL REPRESENTATIVO DEL COMPORTAMIENTO DE LAS MAREAS FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR.....	58
FIGURA 4-2 ILUSTRACIÓN DE SECUENCIA DE 6 HORAS A LAS 0HS FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	60
FIGURA 4-3 ILUSTRACIÓN DE SECUENCIA DE 6 HORAS A LAS 6HS FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	60
FIGURA 4-4 ILUSTRACIÓN DE SECUENCIA DE 6 HORAS A LAS 12HS FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	61
FIGURA 4-5 ILUSTRACIÓN DE SECUENCIA DE 6 HORAS A LAS 18HS FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	61
FIGURA 4-6 ILUSTRACIÓN DE SECUENCIA DE 6 HORAS A LAS 0HS 2DO DÍA FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR.....	62

FIGURA 4-7 ILUSTRACIÓN DE SECUENCIA DE 6 HORAS A LAS 6HS 2DO DÍA FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	62
FIGURA 4-8 ILUSTRACIÓN DE GRÁFICO SENOIDAL EN LA AMPLITUD MÁXIMA FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	63
FIGURA 4-9 RESUMEN DE SECUENCIA DE 3 HORAS FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	64
FIGURA 4-10 SECUENCIA DE 3 HORAS A LAS 23HS FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	65
FIGURA 4-11 SECUENCIA DE 3 HORAS A LAS 2 HRS FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	65
FIGURA 4-12 SECUENCIA DE 3 HORAS A LAS 5 HRS FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	66
FIGURA 4-13 SECUENCIA DE 3 HORAS A LAS 8 HRS FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	66
FIGURA 4-14 TABLA CON ALTURA DE MAREAS DE ENERO Y FEBRERO AÑO 2022 FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	68
FIGURA 4-15 TABLA CON ALTURA DE MAREAS DE MARZO Y ABRIL AÑO 2022 FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	69
FIGURA 4-16 TABLA CON ALTURA DE MAREAS DE MAYO Y JUNIO AÑO 2022 FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	70
FIGURA 4-17 TABLA CON ALTURA DE MAREAS DE JULIO Y AGOSTO AÑO 2022 FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	71
FIGURA 4-18 TABLA CON ALTURA DE MAREAS DE SEPTIEMBRE Y OCTUBRE AÑO 2022 FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	72
FIGURA 4-19 TABLA CON ALTURA DE MAREAS DE NOVIEMBRE Y DICIEMBRE AÑO 2022 FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	73
FIGURA 4-20 VISTA FRONTAL DE PILETÓN FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	75
FIGURA 4-21 VISTA FRONTAL DEL SISTEMA EN 3D FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	76
FIGURA 5-1 FUERZA DE FLOTADOR ELEVADO FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	77
FIGURA 5-2 FUERZAS DE FLOTADOR SUMERGIDO FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	79
FIGURA 5-3 VALORES DE COEFICIENTE DE ARRASTRE FUENTE:	
HTTP://CYBERTESIS.UACH.CL/TESIS/UACH/2018/BMFCIH7130/DOC/BMFCIH7130.PDF	80
FIGURA 7-1 DISEÑO DE SISTEMA INICIAL FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	83
FIGURA 7-2 FICHA TÉCNICA DE GENERADOR	84
FIGURA 7-3 CURVA DE EFICIENCIA DE GENERADOR	85
FIGURA 7-4 TABLA DE FRENO DE EJE	86
FIGURA 7-5 ESQUEMA SIMPLIFICADO CON FRENO FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	86
FIGURA 7-6 SISTEMA DE ENGRANAJES FUENTE: ELABORADO POR EL AUTOR	87
FIGURA 7-7 ENGRANAJES RECTOS	88
FIGURA 7-8 TENSIONES ADMISIBLES DE DISTINTOS MATERIALES FUENTE[12]	89
FIGURA 7-9 TABLA PARA EVITAR INTERFERENCIA EN ENGRANAJES FUENTE [12]	90
FIGURA 7-10 TABLA DE FACTOR DE FORMA Y FUENTE:[12]	90
FIGURA 7-11 TIPOS DE SISTEMAS MOTORES IMPULSADOS	94
FIGURA 7-12 CALIDAD DE ENGRANJE QV	95
FIGURA 7-13 FACTOR DE ENGRANAJE KV FUENTE:[12]	95
FIGURA 7-14 FACTOR DE MONTAJE KM	96
FIGURA 7-15 FACTOR DE GEOMETRÍA J FUENTE [12]	97
FIGURA 7-16 FACTOR DE DURACIÓN FUENTE[14]	98
FIGURA 7-17 FACTOR DE DURACIÓN KL Y CL	99
FIGURA 7-18 FACTOR DE CONFIABILIDAD FUENTE [12]	100
FIGURA 7-19 DUREZA DE ACERO FUENTE [12]	100

FIGURA 7-20 COEFICIENTE ELÁSTICO Cp FUENTE [12]	102
FIGURA 7-21 FACTOR DE GEOMETRÍA FUENTE [12]	103
FIGURA 7-22 DUREZA DE ACERO FUENTE [12].....	104
FIGURA 7-23 FACTOR DE FORMA FUENTE [12]	105
FIGURA 7-24 TENSIONES ADMISIBLES DE MATERIALES FUENTE [12]	108
FIGURA 7-25 FACTOR DE FORMA FUENTE [12].....	109
FIGURA 7-26 TIPOS DE SISTEMAS MOTORES E IMPULSADOS	111
FIGURA 7-27 CALIDAD DE ENGRANAJE FUENTE [13]	112
FIGURA 7-28 FACTORES DINÁMICOS Kv Y Cv FUENTE [12]	113
FIGURA 7-29 FACTOR DE MONTAJE.....	114
FIGURA 7-30 FACTOR DE GEOMETRÍA FUENTE [12]	115
FIGURA 7-31 FACTOR DE DURACIÓN FUENTE[14]	116
FIGURA 7-32 FACTOR DE DURACIÓN Kl Y Cl.....	117
FIGURA 7-33 FACTOR DE CONFIABILIDAD FUENTE [12]	118
FIGURA 7-34 DUREZA DE ACERO FUENTE [12].....	118
FIGURA 7-35 COEFICIENTE ELÁSTICO FUENTE [12]	120
FIGURA 7-36 FACTOR DE GEOMETRÍA FUENTE [12]	121
FIGURA 7-37 DUREZA DE ACERO FUENTE [12].....	122
FIGURA 7-38 TABLA DE INTERFERENCIAS DE ENGRANAJES FUENTE [12]	123
FIGURA 7-39 FACTOR DE FORMA FUENTE [12]	124
FIGURA 7-40 TIPOS DE SISTEMAS MOTORES E IMPULSADOS	126
FIGURA 7-41 CALIDAD DE ENGRANAJE.....	127
FIGURA 7-42 FACTORES DINÁMICOS Kv Y Cv FUENTE [12]	128
FIGURA 7-43 FACTOR DE MONTAJE Km	129
FIGURA 7-44 FACTOR DE GEOMETRÍA FUENTE [12]	130
FIGURA 7-45 FACTOR DE DURACIÓN FUENTE [14].....	130
FIGURA 7-46 FACTOR DE CONFIABILIDAD	132
FIGURA 7-47 DUREZA DE ACERO	133
FIGURA 7-48 COEFICIENTE ELÁSTICO.....	135
FIGURA 7-49 FACTOR DE GEOMETRÍA FUENTE [12]	136
FIGURA 7-50 DUREZA DE ACERO FUENTE [12].....	137
FIGURA 7-51 SISTEMA DE ENGRANAJES DE FLOTADORES FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR	138
FIGURA 7-52 ESQUEMA EMBRAGUE	139
FIGURA 7-53 FICHA TÉCNICA EMBRAGUE	140
FIGURA 7-54 CAJA ENGRANJE.....	141
FIGURA 7-55 SELECCIÓN CAJA ENGRANAJES	142
FIGURA 7-56 DIMENSIONES CAJA ENGRANAJES	143
FIGURA 7-57 ESQUEMA SISTEMA DE ENGRANAJES OWB FUENTE [15].....	148

FIGURA 7-58 ESQUEMA DE ÚNICO SENTIDO FUENTE [15]	149
FIGURA 7-59 ESQUEMA ENGRANJES DE ÚNICO SENTIDO FUENTE [15]	149
FIGURA 7-60 ENGRANJE DE ÚNICO SENTIDO FUENTE: WWW.SUMA-CHINA.COM	150
FIGURA 7-61 ESQUEMA DE OWB FUENTE [15].....	150
FIGURA 7-62 ESQUEMA DE OWB CON ENTRADA EN SENTIDO POSITIVO FUENTE [15].....	151
FIGURA 7-63 ESQUEMA DE OWB CON ENTRADA EN SENTIDO NEGATIVO FUENTE [15]	152
FIGURA 7-64 POSICIÓN EN EL SISTEMA DE ENGRANAJES OWB FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	152
FIGURA 7-65 FICHA TÉCNICA RODAMIENTOS ENGRANJE OWB	153
FIGURA 7-66 TENSIONES ADMISIBLES DE DISTINTOS MATERIALES FUENTE [12].....	154
FIGURA 7-67 TABLA DE INTERFERENCIA EN ENGRANAJES FUENTE [12].....	154
FIGURA 7-68 FACTOR DE FORMA Y FUENTE [12].....	155
FIGURA 7-69 TIPOS DE SISTEMAS MOTORES E IMPULSADOS	157
FIGURA 7-70 CALIDAD DE ENGRANAJES	158
FIGURA 7-71 FACTORES DINÁMICOS Kv Y Cv FUENTE [12]	159
FIGURA 7-72 FACTOR DE MONTAJE Km	160
FIGURA 7-73 FACTOR DE GEOMETRÍA FUENTE [12]	161
FIGURA 7-74 FACTOR DE DURACIÓN	161
FIGURA 7-75 FACTOR DE DURACIÓN PARA ENGRANAJES DE ACERO FUENTE [12]	162
FIGURA 7-76 FACTOR DE CONFIABILIDAD FUENTE [12].....	163
FIGURA 7-77 DUREZA DE ACERO FUENTE [12].....	164
FIGURA 7-78 COEFICIENTE ELÁSTICO FUENTE [12]	166
FIGURA 7-79 FACTOR DE GEOMETRÍA FUENTE [12]	167
FIGURA 7-80 DUREZA DE ACERO FUENTE [12].....	168
FIGURA 7-81 DIMENSIONES FLOTADOR FUENTE : ELABORACIÓN PDEL AUTOR.....	169
FIGURA 7-82 TELA DE FIBRA DE VIDRIO Y RESINA	169
FIGURA 7-83 FLOTADOR CON GUÍAS Y VIGA FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	174
FIGURA 7-84 PROPIEDADES MECÁNICAS DE ACERO S275.....	175
FIGURA 7-85 TABLA DE VIGAS IPE.....	176
FIGURA 7-86 VISTA FRONTAL DE PILETONES CON ESTRUCTURA FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	177
FIGURA 7-87 PASADOR FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	178
FIGURA 7-88 ACTUADOR DE PASADOR FUENTE: LINEARTEC.....	181
FIGURA 7-89 CAPACIDAD DE CARGA DE ACTUADOR.....	181
FIGURA 7-90 CONSUMO DE ACTUADOR EN FUNCIÓN DE LA CARGA FUENTE: LINEARTEC	182
FIGURA 7-91 VIGA CON AGUJEROS FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	185
FIGURA 7-92 SENSOR DE BARRERA FUENTE: WWW.KEYENCE.COM	185
FIGURA 7-93 FLOTADOR CON GUÍAS, VIGA Y TUBO PVC. FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR	186
FIGURA 7-94 VISTA AÉREA PILETÓN FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	189
FIGURA 7-95 VISTA LATERAL DE PILETÓN FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR	189

FIGURA 7-96 VISTA AÉREO SUPERIOR DE PILETONES FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	189
FIGURA 7-97 VISTA FRONTAL DE PILETONES EN 3D FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	189
FIGURA 7-98 EJES DEL SISTEMA FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR	192
FIGURA 7-99 DIMENSIONES EJE COLECTOR FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	192
FIGURA 7-100 PROPIEDADES FÍSICAS DE MATERIALES	193
FIGURA 7-101 ILUSTRACIÓN DE EJE HUECO	194
FIGURA 7-102 EJE HUECO SELECCIONADO FUENTE: TENARIS	195
FIGURA 7-103 DEFORMACIONES PERMISIBLES FUENTE [17].....	197
FIGURA 7-104 EJE 1 Y 2 FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	198
FIGURA 7-105 CATÁLOGO DE EJES DE HIERROS TORRENT S.A.....	199
FIGURA 7-106 DEFORMACIONES PERMISIBLES	200
FIGURA 7-107 TABLA DE VELOCIDADES MÁXIMAS SEGÚN TIPO DE TUBERÍA FUENTE: WWW.INGENIEROCIVIL.COM	202
FIGURA 7-108 CAÑERÍAS EN 3D FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	203
FIGURA 7-109 VISTA FRONTAL DE PILETONES CON CAÑERÍAS FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR	203
FIGURA 7-110 VISTA FRONTAL DE PILETON CON VÁLVULA EN CAÑERÍA FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR	204
FIGURA 7-111 VÁLVULA DE CAÑERÍA	205
FIGURA 7-112 TABLA DE DIÁMETROS DE VÁLVULA.....	205
FIGURA 7-113 TABLA DE RANGOS DE PRESIÓN Y TEMPERATURA DE VÁLVULA	206
FIGURA 7-114 GRÁFICO DE PRESIÓN EN FUNCIÓN DE TEMPERATURA.....	206
FIGURA 7-115 ACTUADOR ELÉCTRICO DE VÁLVULA	207
FIGURA 7-116 POSICIÓN DE VÁLVULA EN FLOTADOR FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	207
FIGURA 7-117 CURVA SENOIDAL DE MAREAS.....	208
FIGURA 7-118 VÁLVULA DE FLOTADORES.....	209
FIGURA 7-119 FICHA TÉCNICA DE VÁLVULA DE FLOTADORES	210
FIGURA 7-120 VISTA AÉREO Y FRONTAL DE PILETÓN FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR	211
FIGURA 7-121 GRÁFICO SENOIDAL DE MAREA FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	212
FIGURA 7-122 RESUMEN DE SECUENCIA DE MOVIMIENTO FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR.....	213
FIGURA 7-123 VISTA LATERAL DE PILETONES Y FLOTADORES CON SENSORES FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR	216
FIGURA 8-1 CURVA DE EFICIENCIA DEL GENERADOR.....	218
FIGURA 9-1 TURBINA EN CAÑERÍA DE ENTRADA Y SALIDA DE AGUA FUENTE: ELABORACIÓN DEL AUTOR	231
FIGURA 9-2 CURVA TÍPICA DE AEROGENERADOR FUENTE: ARGOLABE	220
FIGURA 9-3 VALORES DE GENERACIÓN, POTENCIA Y FACTOR DE CARGA INSTALADOS EN ARGENTINA EN INSTALACIONES DE AEROGENERADORES. FUENTE DEL AUTOR	222
FIGURA 9-4 FICHA TÉCNICA AEROGENERADOR DE BORNAY	223
FIGURA 9-5 CURVA DE POTENCIA Y ENERGÍA DEL AERONEGARADOR SELECCIONADO. FUENTE: BORNAY	224
FIGURA 9-6 RADIACIÓN SOLAR DEL SOL EN ARGENTINA. EN ENERO Y EN JUNIO	225
FIGURA 9-7 VALORES DE GENERACIÓN, POTENCIA Y FACTOR DE CARGA INSTALADOS EN ARGENTINA EN INSTALACIONES FOTOVOLTAICAS. FUENTE DEL AUTOR	226

FIGURA 9-8 FICHA TÉCNICA PANEL SOLAR MARCA TRINISOLAR227

FIGURA 9-9 DIMENSIONES PANER SOLAR SELECCIONADO. FUENTE: TRINISOLAR228

1 Resumen

El siguiente trabajo surge de la necesidad de resolver una cuestión planteada al profesor Ricardo Zucal acerca de un novedoso sistema diseñado por dos emprendedores que han sido calificados y acompañados durante el año 2022 por la “Incubadora de Empresas de la UNMDP”, siendo derivados a una consulta técnica al Departamento de Ing. Mecánica de nuestra Facultad.

Ante esta instancia, se conformó un equipo de trabajo, conformado por docentes y alumnos del área Proyecto de dicho Departamento. Hemos llevado a cabo varias reuniones con los propietarios de esta idea, con el propósito de entender el funcionamiento que habían ideado, así como para explicar cuál sería el alcance de este proyecto. En dichas reuniones nos fueron poniendo al tanto que esta idea les había surgido hace ya varios años y que a lo largo del tiempo han ido desarrollando maquetas y perfeccionando el sistema. Su necesidad consiste en la realización de un estudio del caso, un diseño ingenieril del sistema y un cálculo de la energía que podría generar.

El esquema de la maqueta presentada es el siguiente:

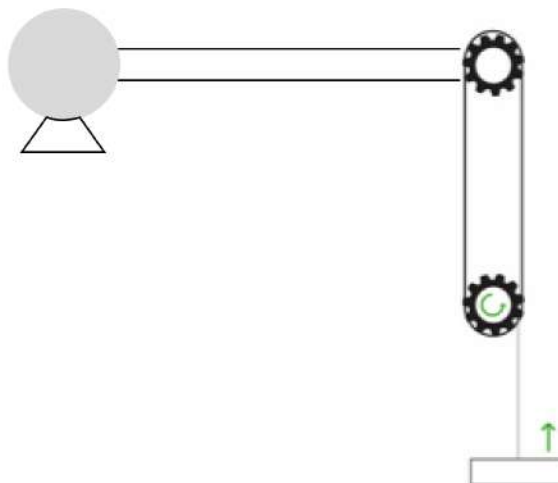


Figura 1-1 Esquema de maqueta inicial

El sistema planteado, realmente novedoso, surge como alternativa a las energías renovables existentes hasta el momento y propone una solución a las dificultades que cada una de ellas presenta.

Su enfoque se centra especialmente en resolver la problemática recurrente en los sistemas de energías renovables en los océanos, la cual se caracteriza por el difícil mantenimiento o el elevado costo de los mismos.

Este sistema planteado a grandes rasgos busca aprovechar la diferencia de alturas de las mareas para obtener energía eléctrica.

Se plantea el uso de un flotador que se eleva cuando la marea sube y desciende cuando la marea baja. El mismo es sujetado a una cadena que se encuentra entre dos engranajes.

- El movimiento ascendente lo permite la fuerza de empuje proveniente de la diferencia de densidad entre el aire (con flotador vacío) y el agua del mar.
- El movimiento descendente por el propio peso del flotador sumado al agua que contiene el mismo.

El llenado y vaciado del sistema se lleva a cabo mediante una válvula que se acciona manualmente una vez que el flotador concluye su movimiento.

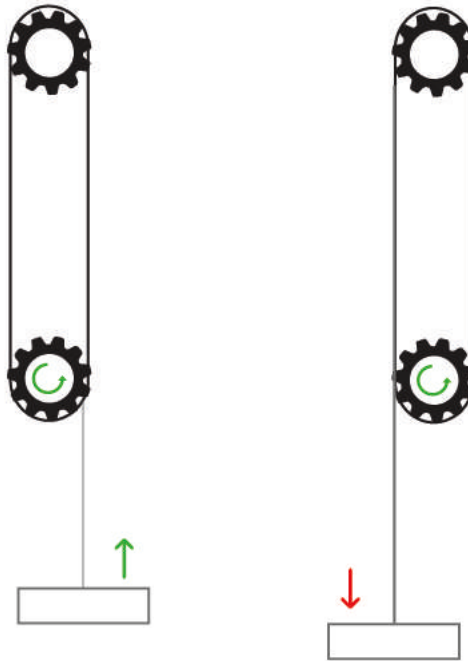


Figura 1-2 Movimiento de maqueta inicial

Además, con el fin de permitir el movimiento de los engranajes en un solo sentido y así lograr que el generador siempre gire en la misma dirección, se vincula manualmente el flotador a ambos lados de los engranajes. Un lado será utilizado para el movimiento ascendente del mismo y el otro para el movimiento descendente.

Como se puede observar, es un sistema básico y manual que carece de estudios y diseños ingenieriles. La tarea de este trabajo, considerando la base previamente descrita, consiste en diseñar un sistema automatizado a gran escala y determinar, por un lado, la cantidad de energía que se puede generar, y por otro, la factibilidad técnica económica de su implementación.

2 Introducción

En la época actual, la demanda de energía se encuentra en constante aumento y, en lugar de disminuir, se observa un crecimiento aún mayor en el consumo de energía. Este incremento en el consumo de energía se atribuye principalmente al crecimiento de la población, lo que a su vez conduce a un consumo elevado de combustibles fósiles. Esto plantea desafíos significativos en la lucha contra el cambio climático, ya que el uso de estas fuentes de energía convencionales, en todas sus formas

(industrial, generación eléctrica, transporte, etc.), constituye la principal causa de las emisiones de gases de efecto invernadero.

Esta es una de las múltiples razones por las cuales resulta imperativo brindar una mayor atención al desarrollo e innovación de fuentes de energía renovables. Estas energías son recursos limpios e inagotables proporcionados por la naturaleza misma. Su utilización conlleva una serie de ventajas, siendo la reducción del efecto invernadero y la protección de nuestro planeta las más importantes. En otras palabras, las energías no renovables representan un camino insostenible que la sociedad no debe seguir recorriendo.

En este trabajo se busca plantear una alternativa novedosa a las energías renovables, para así poder reducir nuestra huella ecológica.

2.1 Objetivos

El objetivo de este trabajo es realizar un prediseño de un sistema de generación de energía mareomotriz utilizando la mecánica de los flotadores mencionados previamente. La relevancia de este trabajo radica en ser un estudio sin precedentes sentando las bases para futuros interesados en el tema y promoviendo el avance de las energías renovables.

Esta aclaración se realiza 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.

Los objetivos específicos de este trabajo son:

- Prediseñar un sistema con flotadores para la obtención de energía.
- Realizar el prediseño disminuyendo los costos de mantenimiento, evitando al máximo el contacto de equipamientos con el agua.
- Calcular la generación de energía del prediseño planteado.
- Comparar el prediseño con métodos de energía renovables ya establecidos.

El prediseño en el contexto de esta tesis de ingeniería implica una serie de etapas fundamentales para el desarrollo eficiente de un sistema de obtención de energía a partir del movimiento del mar.

En primer lugar, se lleva a cabo una investigación del movimiento del mar y su viabilidad como fuente de energía renovable. Esto implica analizar las características de las corrientes marinas y otras variables relevantes para comprender cómo se puede aprovechar este recurso de manera efectiva.

Luego, se procede al estudio de diversas alternativas de conversión de energía utilizando el sistema obtenido por dichos emprendedores.

Se selecciona una alternativa, se realiza un análisis detallado de las fuerzas que intervienen en el sistema y se procede al diseño de una secuencia de movimiento del sistema en coordinación con el movimiento de marea para garantizar una obtención de energía óptima.

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

3 Marco Teórico

3.1 Energías 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

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.

La organización REN 21 (Renewable Energy Policy Network for the 21st Century) publicó el "Informe Global de Estado de las Energías Renovables 2018" (Renewables 2018 Global Status Report), que analiza las tendencias mundiales en el uso de energías renovables. Según el informe, el año 2017 marcó un récord en el campo de las energías renovables, caracterizado por un notable aumento en la capacidad de generación, una disminución de los costos, un aumento en la inversión y avances tecnológicos en apoyo de estas energías.

El crecimiento continuó en 2017, especialmente en el sector de la generación eléctrica, gracias a varios factores, como un mayor acceso a la financiación, preocupaciones relacionadas con la seguridad energética, el medio ambiente y la salud pública, la creciente demanda energética en economías en desarrollo y emergentes, la necesidad de acceso a electricidad y sistemas de cocina limpios, así como políticas y objetivos ambiciosos.

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.

Como se mencionó anteriormente, en 2017, la capacidad de generación de energía renovable experimentó su mayor aumento anual, con aproximadamente 178 GW instalados en todo el mundo, lo que representó un incremento de casi el 9% en comparación con 2016. La energía solar fotovoltaica lideró este crecimiento,

contribuyendo con casi el 55% de la capacidad renovable recién instalada. Además, se añadió más capacidad de energía solar fotovoltaica que la suma de adiciones netas de combustibles fósiles y energía nuclear. La energía eólica y la hidroeléctrica fueron responsables de la mayor parte del aumento de la capacidad restante, con contribuciones de más del 29% y casi el 11%, respectivamente. En la década de 2007 a 2017, la capacidad total de energía renovable se duplicó, mientras que la capacidad de energías renovables no hidroeléctricas se multiplicó por más de seis.

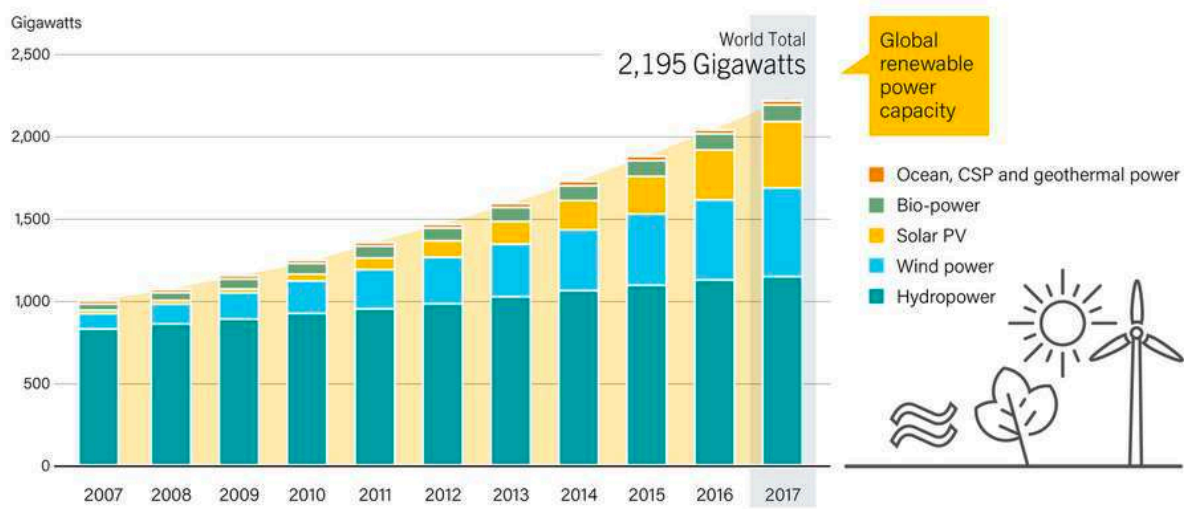


Figura 3-1 Cantidad de energía generada por fuentes renovables Fuente [1]

En líneas generales, en 2017, las fuentes de energía renovable representaron aproximadamente el 70% de las adiciones netas a la capacidad de energía a nivel global. Al término de ese año, la capacidad total de generación de energía renovable en todo el mundo alcanzó alrededor de 2,195 GW, suficiente para suministrar aproximadamente el 26.5% de la electricidad consumida en todo el planeta, siendo la energía hidroeléctrica responsable de aproximadamente el 16.4% de esta cifra.

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 algunas naciones, 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.

La relación entre el costo y la competitividad en la generación de energía renovable (sin subsidios) siguió mejorando en 2017. Aunque los costos globales promedio de la energía (LCOE) para tecnologías maduras como la bioenergía, la geotermia y la hidroeléctrica se mantuvieron relativamente estables en los últimos años, la energía solar y eólica experimentaron una constante disminución de costos y se volvieron cada vez más competitivas para satisfacer las nuevas demandas de generación eléctrica. El LCOE promedio ponderado global de la energía solar fotovoltaica a gran escala disminuyó un 73% entre 2010 y 2017, y la energía eólica en tierra se convirtió en una de las fuentes más competitivas para la nueva generación de energía.

En 2017, la diversificación de las ofertas de energía renovable dio lugar a precios históricamente bajos para la energía solar fotovoltaica y la eólica en varios países, con costos tan bajos como \$30 por megavatio-hora para la energía eólica terrestre y la solar fotovoltaica.

En algunos países, el sector de la energía comunitaria enfrentó desafíos durante el año, especialmente en lugares donde históricamente había sido fuerte, como Alemania y el Reino Unido. Esto se debió en gran parte a cambios en las políticas de tarifas de alimentación hacia sistemas de licitaciones que favorecen a las grandes corporaciones en detrimento de los actores comunitarios. Sin embargo, en otros países fuera de Europa, como Australia y Japón, la cantidad de proyectos comunitarios de energía eólica está en aumento.

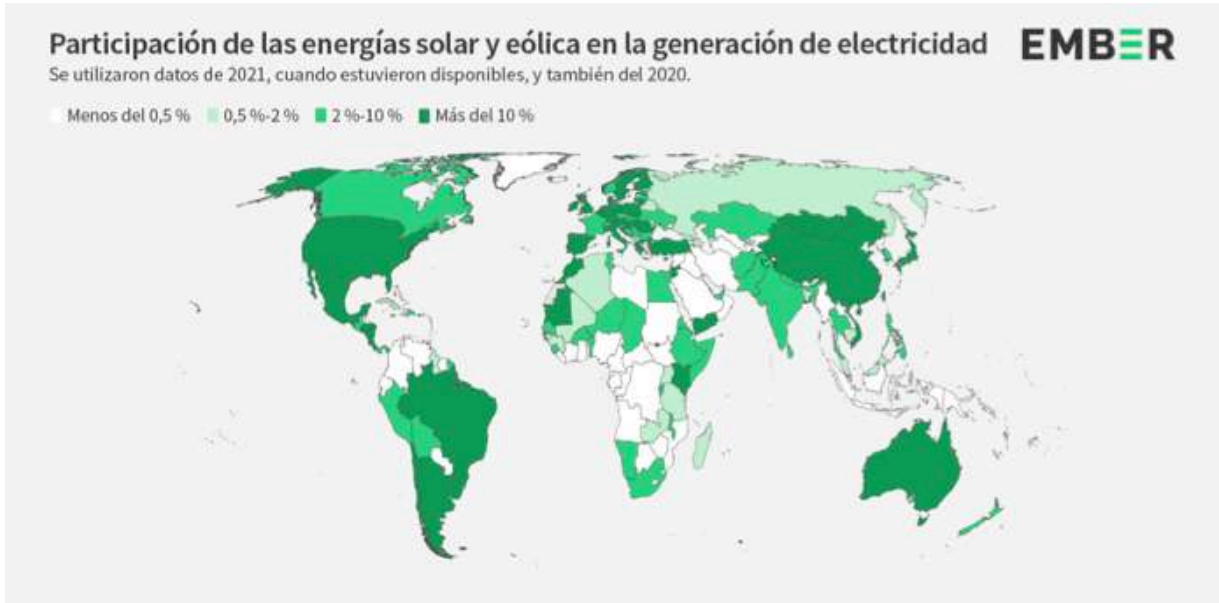


Figura 3-2 Energía solar y eólica mundial en 2020 Fuente [2]

China lideró en capacidad de energía renovable instalada a finales de 2017, con una clara ventaja sobre Estados Unidos, Brasil, Alemania e India, que superó a Canadá. China solo albergaba casi el 30% de la capacidad de energía renovable mundial, con una capacidad total de aproximadamente 647 GW.

Si se considera exclusivamente la capacidad no hidroeléctrica, los principales países fueron China, Estados Unidos y Alemania, seguidos de India, Japón y el Reino Unido, como se puede observar en los gráficos siguientes:

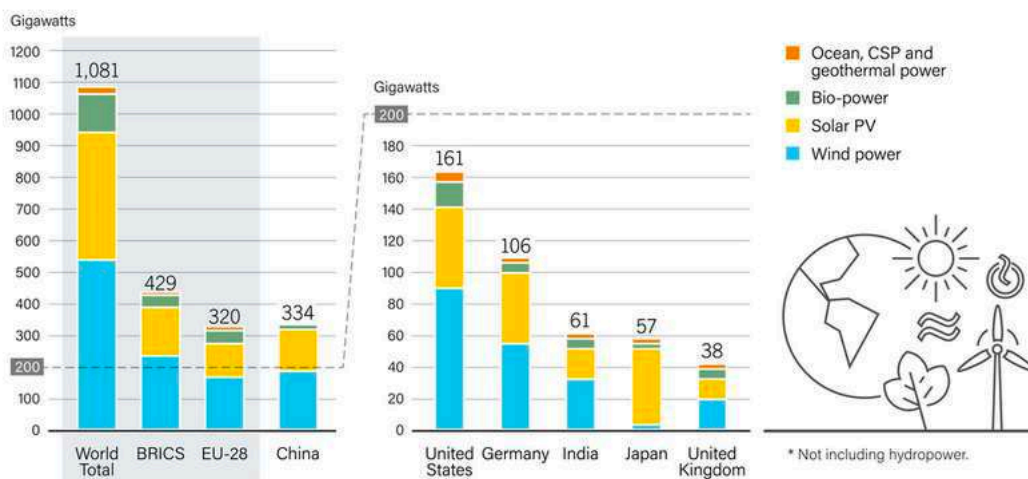


Figura 3-3 Distribución de energía por los principales países Fuente [1]

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, geotérmica 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.

Los datos del año 2022 a nivel mundial fueron los siguientes [3]:

Desglose por tipo de energía (2022) -
Mtoe

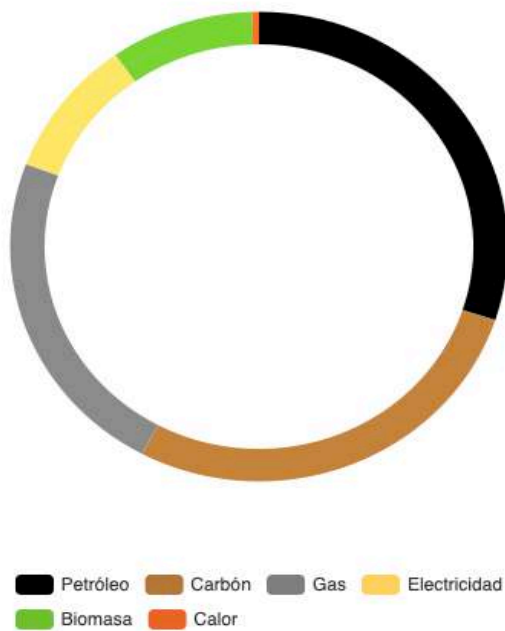


Figura 3-4 Desglose por tipo de energía en 2022. Fuente [3]

% de producción de electricidad
(2022) - %

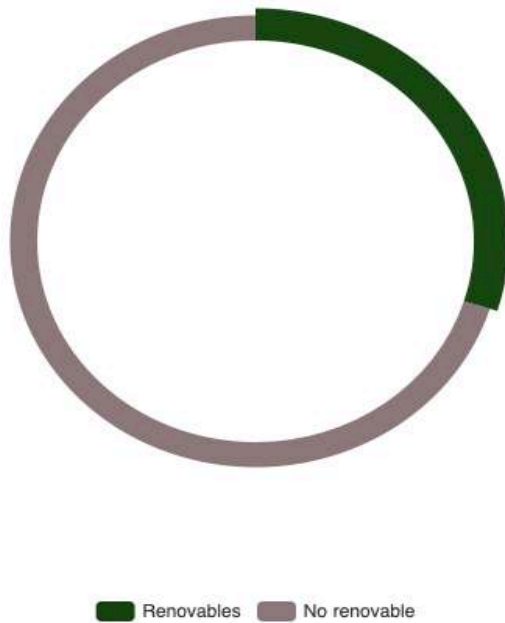


Figura 3-5 Comparación de consumo en energía renovable y no renovable Fuente [3]

La producción mundial de energía se aceleró en 2022 (+3,7 %), muy por encima de su media de 2010-2019 (+1,6 %/año). El crecimiento se vio impulsado por China (+5,6 %), Estados Unidos (+5,8 %), Arabia Saudí (+15 %), India (+7,9 %), Indonesia (+9,4 %) y Brasil (+7,8 %) y compensado en parte por la caída de Rusia (-4,4 %), la Unión Europea (-6,2 %) y África (-0,9 %, debido a las situaciones en Nigeria y Sudáfrica). Estos son los datos clave sobre producción energética en 2022: - Crudo: +5,4 %, impulsado por Arabia Saudí (+16 %) y Estados Unidos (+6,5 %) - Gas: estable a nivel mundial, debido a una menor demanda de gas y una caída del 12 % en la producción de Rusia, que se vio compensada por una mayor producción en Norteamérica (+4,8 %), Oriente Medio (+3,2 %), China (+6 %) y Australia (+7,3 %). - Carbón: +8,2 %, con crecimiento en China (+10 %), India (+14 %), Indonesia (+12 %), Europa (casi +5 %), Estados Unidos (+3 %), así como aumentos más moderados en Australia y Rusia y, por otra parte, descenso en Sudáfrica. - Electricidad: +2,3 %, con un crecimiento impulsado por China (+3,7 %), India (+9,7 %) y Estados Unidos (+3,2 %), pese a la caída del 3,6 % en la UE.

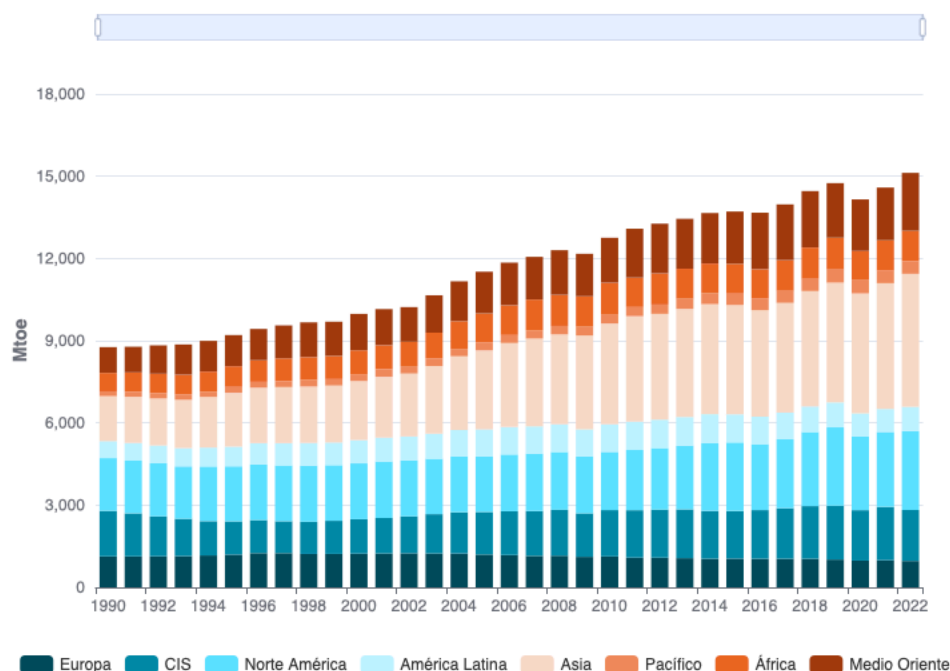


Figura 3-6 Variación en el tiempo de consumo energético por continentes Fuente [3]

En 2022, la cuota de las energías renovables en la oferta energética mundial volvió a aumentar (+1,5 puntos) hasta el 30 %, es decir, 10 puntos por encima del nivel de 2010. La cuota de las renovables en la oferta energética es históricamente alta en países con grandes recursos hidroeléctricos como Brasil, Colombia, Canadá, Nueva Zelanda, Suecia o Noruega (más de 2/3 de la electricidad generada). En otros países, las ambiciosas políticas de energías renovables y el descenso de los costes de producción de electricidad de las tecnologías solar y eólica han impulsado la generación de energía renovable y han contribuido al aumento significativo de la cuota de las energías renovables en la oferta energética. En Europa, ha crecido 18 puntos desde 2010, hasta el 43 %, con fuertes aumentos en Reino Unido (+36 puntos, hasta el 43 %), Países Bajos (+30 puntos, hasta el 40 %), Alemania (+27 puntos, hasta el 44 %) y Turquía (+15 puntos, hasta el 42 %). La cuota de las energías renovables en la oferta energética también aumentó 22 puntos hasta el 31 % en Australia, 14 puntos en Chile hasta el 55 %, 12 puntos en Estados Unidos (hasta el 22 %), China (hasta el 31 %), Japón (hasta el 22 %) y Tailandia (hasta el 18 %) y 8 puntos en Sudáfrica (hasta el 10 %).

3.2.1 Matriz Energética Argentina

La matriz energética primaria total de Argentina está dominada por el gas natural (55%) y el petróleo (33%), con la bioenergía contribuyendo con el 5%, y la energía hidroeléctrica y nuclear con otro 3% cada una. Argentina tiene la segunda reserva más grande de gas de esquisto y la cuarta reserva más grande de petróleo de esquisto a nivel mundial. En 2019, el país produjo 500.000 bpd de petróleo, de los cuales 89.000 bpd se exportaron, pero el país sigue siendo un importador neto de derivados del petróleo. [4]

En términos de generación de energía, Argentina depende del gas natural (65 %), la energía hidroeléctrica (18 %), seguida de la nuclear con un 8 %, la eólica (7 %) y la solar (1 %). Un conjunto de políticas públicas han impulsado proyectos a escala de servicios públicos en energías renovables variables, aprovechando sus ricos recursos solares y eólicos. El país se ha fijado el objetivo de que las energías renovables no hidroeléctricas alcancen el 20 % de la combinación de energía para 2025 y los esfuerzos recientes han desencadenado un mayor despliegue (2021: 12,5 %).

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.

Región	Eólica (MW)	Fotovoltaica (MW)	Hidráulica (MW)	Bioenergías (MW)	Total (MW)
NOA	158	703	119	72	1052
NEA	0	0	0	109	109
CUY	0	334	185	0	519
CEN	128	71	117	34	350
LIT	0	0	2	10	12
COM	253	0	32	2	287
PAT	1576	0	47	0	1623
BAS + GBA	1195	0	0	42	1237
Total	3310	1108	502	269	5189

Figura 3-7. Datos Cammesa de matriz energética en Argentina [4]

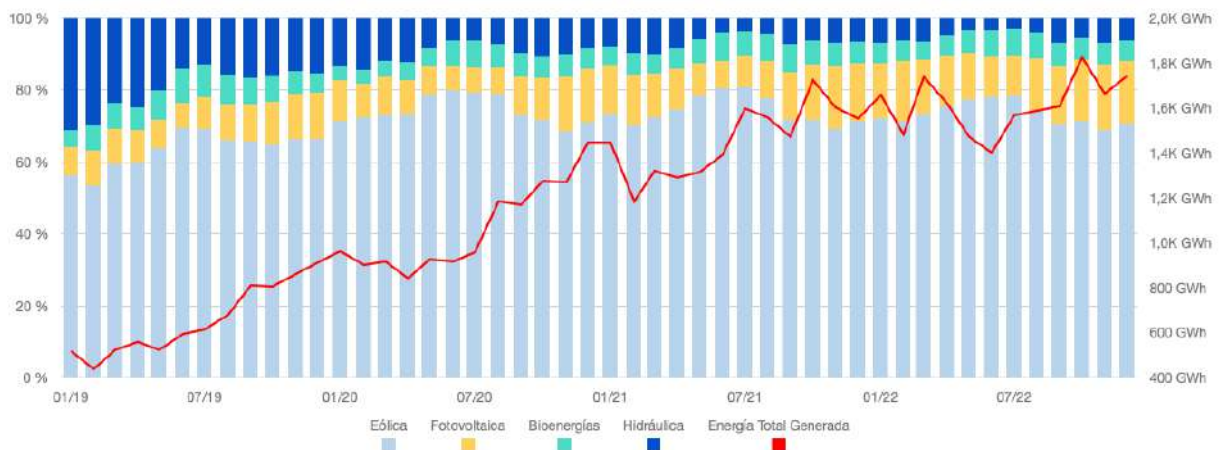


Figura 3-8 Distribución de energía por tipo en el tiempo [4]

Estructura del sistema energético de Argentina:



Figura 3-9 Mapa de Sistema energético en Argentina Fuente [4]

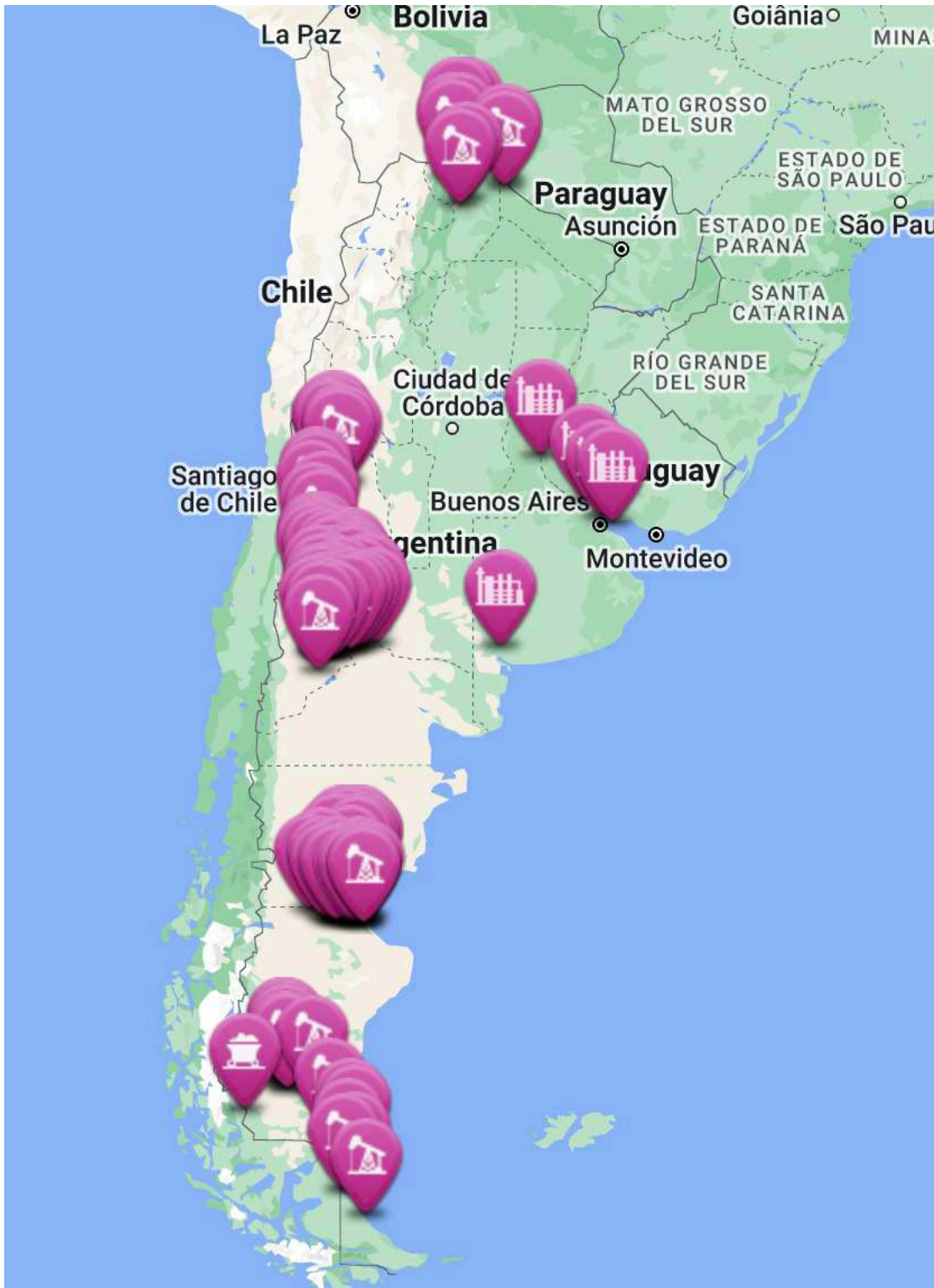


Figura 3-10 Energía provenientes de combustibles fósiles Fuente [4]



Figura 3-11 Energía proveniente de fuente eólica Fuente [4]



Figura 3-12 Energía proveniente de fuente nuclear Fuente [4]



Figura 3-13 Energía proveniente de fuente hidráulica Fuente [4]



Figura 3-14 Energía proveniente de fuente solar Fuente [4]

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 Maremotriz: 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 maremotriz 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: [6]

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 de un ciclo aproximado de 12 horas, se producen dos mareas altas y dos mareas bajas. ¿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 12 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

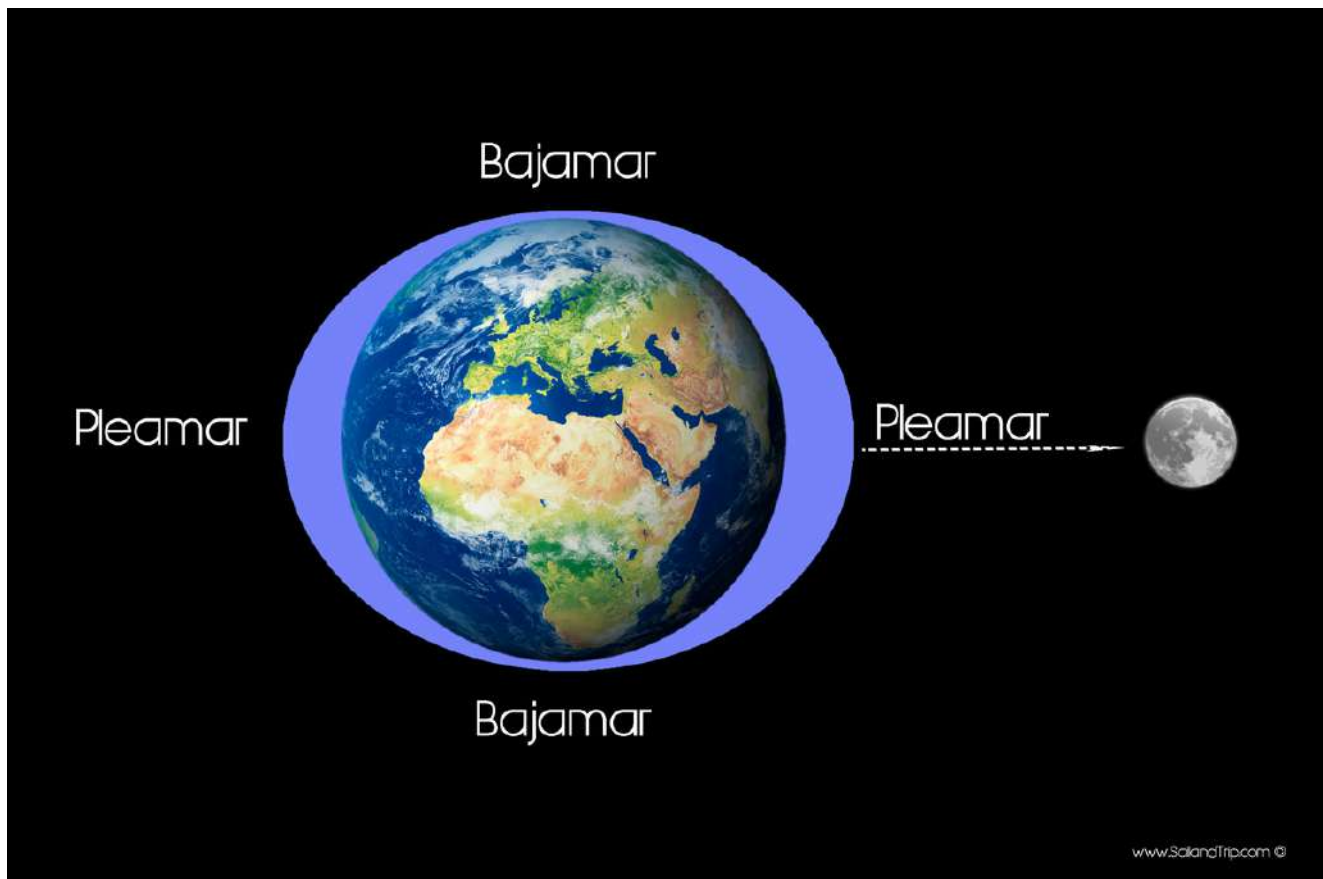


Figura 3-15 Mareas en función de la posición de la luna y la tierra Fuente: www.emaze.com

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° 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.

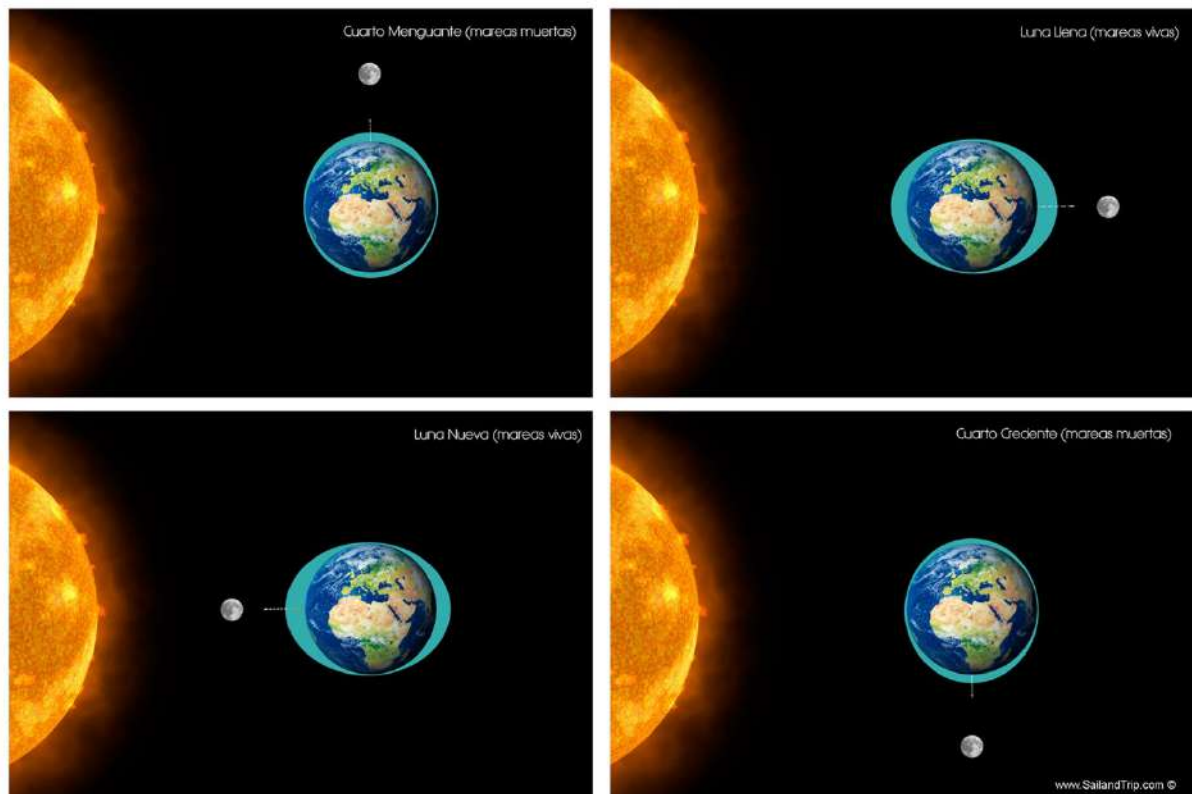


Figura 3-16 Distribución de mareas en función de la posición de la tierra, el sol y la luna

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 tanto las mareas son más altas y las pleamares son las de mayor valor “mareas vivas” esto ocurre en mayor medida con la luna nueva.

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 El origen de las fuerzas de marea

El origen de las fuerza de marea se debe a que la Tierra es un cuerpo extenso y el campo gravitatorio producido por la Luna o por el Sol no es homogéneo en todos sus puntos, ya que hay unos puntos que están más cercanos y otros más alejados de dichos cuerpos celestes.

Supondremos que la Tierra es un cuerpo rígido de forma esférica de radio R , que está cubierta por una capa de agua de espesor uniforme y de pequeña profundidad. El cuerpo perturbador, la Luna o el Sol se supone que está en el plano ecuatorial de la Tierra [7]

Aunque el Sol y la Luna se mueven, se considera que el agua está en todo momento en equilibrio, la velocidad y la aceleración de cualquier elemento de líquido respecto de la Tierra se supone despreciable.

Supondremos inicialmente, que el cuerpo perturbador es la Luna, las mismas fórmulas serán aplicables para el Sol. Finalmente, analizaremos el efecto combinado de la Luna y del Sol.

Consideremos la Tierra y la Luna inmóviles en el espacio estando sus centros separados una distancia r . La fuerza de marea, en una determinada posición P de la superficie de la Tierra, es igual a la diferencia entre la fuerza de atracción que la Luna ejerce sobre un objeto situado en dicha posición, y la fuerza de atracción que ejercería sobre tal objeto si estuviese en el centro de la Tierra.

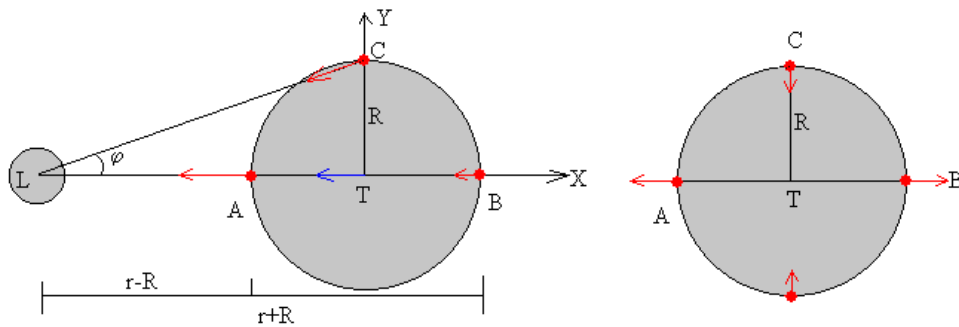


Figura 3-17 Fuerzas de atracción de la luna hacia la tierra

Dibujamos las fuerzas de atracción que ejerce la Luna (en color rojo) sobre un objeto de masa m situado en los puntos A, B y C, y la fuerza que ejercería (en color azul) sobre dicho objeto si estuviese situado en el centro T de la Tierra. A la derecha, se dibujan las fuerzas de marea (diferencia entre los vectores rojos y azul) en los puntos A, B y C.

En el centro de la Tierra T, la fuerza de atracción está dirigida hacia el centro de la Luna

$$\mathbf{F}_T = -G \frac{Mm}{r^2} \mathbf{i}$$

- En A, la fuerza de atracción que ejerce la Luna sobre un objeto de masa m es

$$\mathbf{F}_A = -G \frac{Mm}{(R-r)^2} \mathbf{i}$$

y la fuerza de marea \mathbf{f}_A en dicho punto es

$$\mathbf{f}_A = \mathbf{F}_A - \mathbf{F}_T = -GMm \left(\frac{1}{(r-R)^2} - \frac{1}{r^2} \right) \mathbf{i} \approx -GMm \frac{2R}{r^3} \mathbf{i}$$

Se ha hecho la aproximación $R \ll r$, el radio de la Tierra $R=6.37 \cdot 10^6$ m es mucho menor que la distancia entre el centro de la Tierra y el centro de la Luna $r=384.4 \cdot 10^6$ m

- En B, la fuerza de marea \mathbf{f}_B es

$$\mathbf{f}_B = \mathbf{F}_B - \mathbf{F}_T = -GMm \left(\frac{1}{(r+R)^2} - \frac{1}{r^2} \right) \mathbf{i} \approx GMm \frac{2R}{r^3} \mathbf{i}$$

- En C, la fuerza de atracción es

$$\mathbf{F}_C = -G \frac{Mm}{R^2 + r^2} (\cos \varphi \mathbf{i} + \sin \varphi \mathbf{j})$$

Teniendo en cuenta que el ángulo φ es muy pequeño, $\tan \varphi = R/r$, con $R=6.37 \cdot 10^6$ m, y $r=384.4 \cdot 10^6$ m, $\varphi=0.017$ rad. Por lo que $\cos \varphi \approx 1$, y $\sin \varphi \approx \tan \varphi = R/r$

$$\mathbf{f}_C = \mathbf{F}_C - \mathbf{F}_T \approx GMm \frac{R}{r^3} \mathbf{j}$$

Las fuerzas de marea en las posiciones A y B, en la línea que une la Luna y la Tierra son aproximadamente el doble en módulo, que en la posición C, perpendicular a dicha línea.

- En P, la fuerza de marea es.

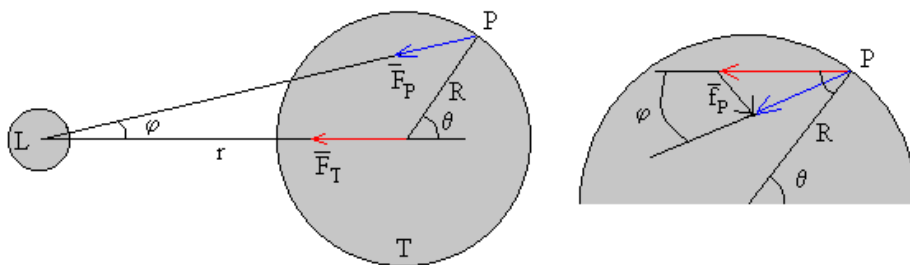


Figura 3-18 Fuerza de Marea en la Tierra

La fuerza que ejerce la Luna sobre un objeto de masa m situado en el punto P distante r_P del centro de la Luna será

$$F_P = G \frac{Mm}{r_P^2}$$

y está dirigida según la línea que une el punto P con el centro de la Luna

La fuerza de marea en P es la diferencia entre los vectores $\mathbf{f}_P = \mathbf{F}_P - \mathbf{F}_T$. Sea

- r_P el vector con origen en el centro de la Luna y extremo en P
- r es el vector con origen en la Luna y extremo en el centro de la Tierra
- R el vector con origen en la Tierra y extremo en el punto P

$$r_P = r + R$$

$$\mathbf{f}_P = -GMm \left(\frac{\mathbf{r}_P}{r_P^3} - \frac{\mathbf{r}}{r^3} \right) = -GMm \left(\frac{\mathbf{r} + \mathbf{R}}{r_P^3} - \frac{\mathbf{r}}{r^3} \right)$$

$$r_P^2 = (\mathbf{r} + \mathbf{R})^2 = r^2 + R^2 + 2\mathbf{r} \cdot \mathbf{R} \approx r^2 \left(1 + \frac{2\mathbf{r} \cdot \mathbf{R}}{r^2} \right)$$

$$\mathbf{f}_P \approx -\frac{GMm}{r^3} \left((\mathbf{r} + \mathbf{R}) \left(1 + \frac{2\mathbf{r} \cdot \mathbf{R}}{r^2} \right)^{\frac{3}{2}} - \mathbf{r} \right) \approx -\frac{GMm}{r^3} \left((\mathbf{r} + \mathbf{R}) \left(1 - \frac{3\mathbf{r} \cdot \mathbf{R}}{r^2} \right) - \mathbf{r} \right) \approx -\frac{GMm}{r^3} \left(\mathbf{R} - \mathbf{r} \frac{3\mathbf{r} \cdot \mathbf{R}}{r^2} \right)$$

- Para $\theta=0$, los vectores \mathbf{r} y \mathbf{R} tienen la misma dirección y sentido, obtenemos \mathbf{f}_B (véase la primer figura)
- Para $\theta=\pi/2$ los vectores \mathbf{r} y \mathbf{R} son perpendiculares, el producto escalar es cero, obtenemos \mathbf{f}_C
- Para $\theta=\pi$, los vectores \mathbf{r} y \mathbf{R} tienen la misma dirección y pero sentido opuesto, obtenemos \mathbf{f}_A .

Como apreciamos en la figura, solamente tenemos que calcular las fuerzas de marea en la mitad de la Tierra por encima del eje que une el centro de la Tierra y el centro de la Luna. Los puntos de la Tierra simétricos, por debajo de dicho eje, tienen fuerzas de marea iguales y de sentido contrario.

3.4.2 Componentes de la fuerza de marea.

Para calcular la componente radial de la fuerza de marea, hacemos el producto escalar $\mathbf{f}_P \cdot \mathbf{R} = f_R \cdot R$, donde f_R es la componente radial de la fuerza de marea

$$f_R = \frac{GMm}{r^3} R(3\cos^2 \theta - 1)$$

La componente tangencial f_t se calcula mediante el módulo del producto vectorial $|\mathbf{f}_P \times \mathbf{R}| = f_t \cdot R$

$$f_t = -3 \frac{GMm}{r^3} R \sin \theta \cos \theta$$

- La componente tangencial es cero, para $\theta=0$, punto B, $\theta=90^\circ$ punto C, $\theta=180^\circ$ punto A.
- La componente radial es máxima, para $\theta=0$, punto B, $\theta=180^\circ$ punto A. Es mínima, para $\theta=90^\circ$, punto C.

Datos

- Masa de la Luna $M=7.35 \cdot 10^{22}$ kg
- Distancia media entre el centro de la Tierra y el centro de la Luna $r=384.4 \cdot 10^6$ m
- Masa del Sol $M=1.98 \cdot 10^{30}$ kg
- Distancia media entre el centro de la Tierra y el centro del Sol $r=149.6 \cdot 10^9$ m
- Radio de la Tierra $R=6.37 \cdot 10^6$ m
- Constante $G=6.67 \cdot 10^{-11}$ Nm²/kg²

La fuerza de atracción que ejerce la Tierra sobre un objeto de masa m situado en su superficie es

$$F = \frac{GM_T m}{R^2} = \frac{6.67 \cdot 10^{-11} \cdot 5.98 \cdot 10^{24} \cdot m}{(6.37 \cdot 10^6)^2} = 9.83 \cdot m \text{ N}$$

El Sol está muy alejado de la Tierra, pero tiene una masa enorme. La Luna está cercana a la Tierra pero su masa es relativamente pequeña. La fuerza de atracción que ejerce el Sol sobre el c.m. de la Tierra es mayor que la fuerza que ejerce la Luna sobre el c.m. de la Tierra.

$$F_L = \frac{GM_L m}{r^2} = \frac{6.67 \cdot 10^{-11} \cdot 7.35 \cdot 10^{22} \cdot m}{(384.4 \cdot 10^6)^2} = 3.32 \cdot 10^{-5} \cdot m \text{ N}$$

$$F_S = \frac{GM_S m}{r^2} = \frac{6.67 \cdot 10^{-11} \cdot 1.98 \cdot 10^{30} \cdot m}{(149.6 \cdot 10^9)^2} = 5.90 \cdot 10^{-3} \cdot m \text{ N}$$

El cociente es $F_S/F_L=178$

Estimados el valor máximo de las fuerzas de marea en A o B ($\theta=0$), véase la primera figura

- Debidas a la Luna

$$f_L = 2 \frac{GM_L R}{r^2} \frac{R}{r} = 2 \frac{6.67 \cdot 10^{-11} \cdot 7.35 \cdot 10^{22} \cdot 6.37 \cdot 10^6 \cdot m}{(384.4 \cdot 10^6)^3} = 1.1 \cdot 10^{-6} \cdot m \text{ N}$$

- Debidas al Sol

$$f_S = 2 \frac{GM_S R}{r^2} \frac{R}{r} = 2 \frac{6.67 \cdot 10^{-11} \cdot 1.98 \cdot 10^{30} \cdot 6.37 \cdot 10^6 \cdot m}{(149.6 \cdot 10^9)^3} = 5.02 \cdot 10^{-7} \cdot m \text{ N}$$

El cociente entre estas dos fuerzas es $f_L/f_S=2.195$

Estas cifras nos indican que, las fuerzas de marea son muy pequeñas comparadas con la fuerza de atracción de la Tierra $9.83 \cdot m$ sobre un objeto de masa m situado en su superficie, pero sus efectos son notables.

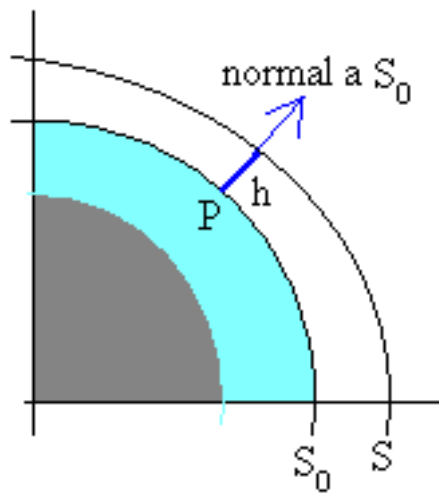
La fuerza de atracción del Sol sobre el centro de masa de la Tierra es mayor que la fuerza de atracción de la Luna, a pesar de que ésta está muy próxima a la Tierra. Sin embargo, la fuerza de marea producida por el Sol es más pequeña que la producida por la Luna.

3.4.3 Elevación de la capa de agua

El siguiente paso, es el cálculo de la energía potencial correspondiente a la fuerza de marea f_P . [8]

La forma S_0 de la superficie debido a la fuerza de atracción de la Tierra y a su rotación es la de un esferoide de revolución alrededor del eje polar.

La fuerza centrípeta, debida a la rotación de la Tierra alrededor de su eje, que es una fuerza independiente del tiempo, no añade nada a las fuerzas de marea.



El efecto del cuerpo perturbador (Sol, Luna o ambos) es el distorsionar ligeramente la superficie S_0 , para dar lugar a una nueva superficie S , donde S es una superficie equipotencial perpendicular a la resultante de todas las fuerzas, incluidas las de marea, que actúan en P .

Figura 3-19 Forma de la superficie debido a la fuerza de atracción y rotación de la tierra

Teniendo en cuenta, que el volumen de agua que cubre la Tierra permanece constante, se determina la elevación h del punto P de la superficie S_0 debida exclusivamente a las fuerzas de atracción del cuerpo perturbador.

$$h = \frac{M}{2M_T} \left(\frac{R}{r} \right)^3 R(3 \cos^2 \theta - 1)$$

donde M es la masa del cuerpo perturbador, $M_T=5.98 \cdot 10^{24}$ kg es la masa de la Tierra, R su radio, r la distancia entre el centro de la Tierra y el centro del cuerpo perturbador.

La máxima elevación corresponde al ángulo $\theta=0^\circ$ o $\theta=\pi$, cuando el cuerpo perturbador está delante o detrás, (puntos A y B de la primera figura) donde son máximas las fuerzas de marea.

La mínima elevación corresponde al ángulo $\theta=\pi/2$, (punto C de la primera figura). La máxima elevación es el doble en valor absoluto, de la mínima elevación. De modo que, la diferencia entre altura máxima de la bajamar y la pleamar es:

$$\Delta h_{max} = 3 \frac{M}{2M_T} \left(\frac{R}{r} \right)^3 R$$

Para las mareas producidas por la Luna

$$\Delta h_{max} = 3 \frac{7.35 \cdot 10^{22}}{2 \cdot 5.98 \cdot 10^{24}} \frac{(6.37 \cdot 10^6)^4}{(384.4 \cdot 10^6)^3} = 53.4 \text{ cm}$$

Para las mareas producidas por el Sol

$$\Delta h_{max} = 3 \frac{1.98 \cdot 10^{30}}{2 \cdot 5.98 \cdot 10^{24}} \frac{(6.37 \cdot 10^6)^4}{(149.6 \cdot 10^9)^3} = 24.4 \text{ cm}$$

3.4.4 Rotación de la Tierra

Ahora bien, esta no es la situación real. La Tierra se mueve respecto de su eje con un periodo de 24 h 22 min. La velocidad angular de rotación es $\omega=2\pi/P$.

La elevación en función de la latitud

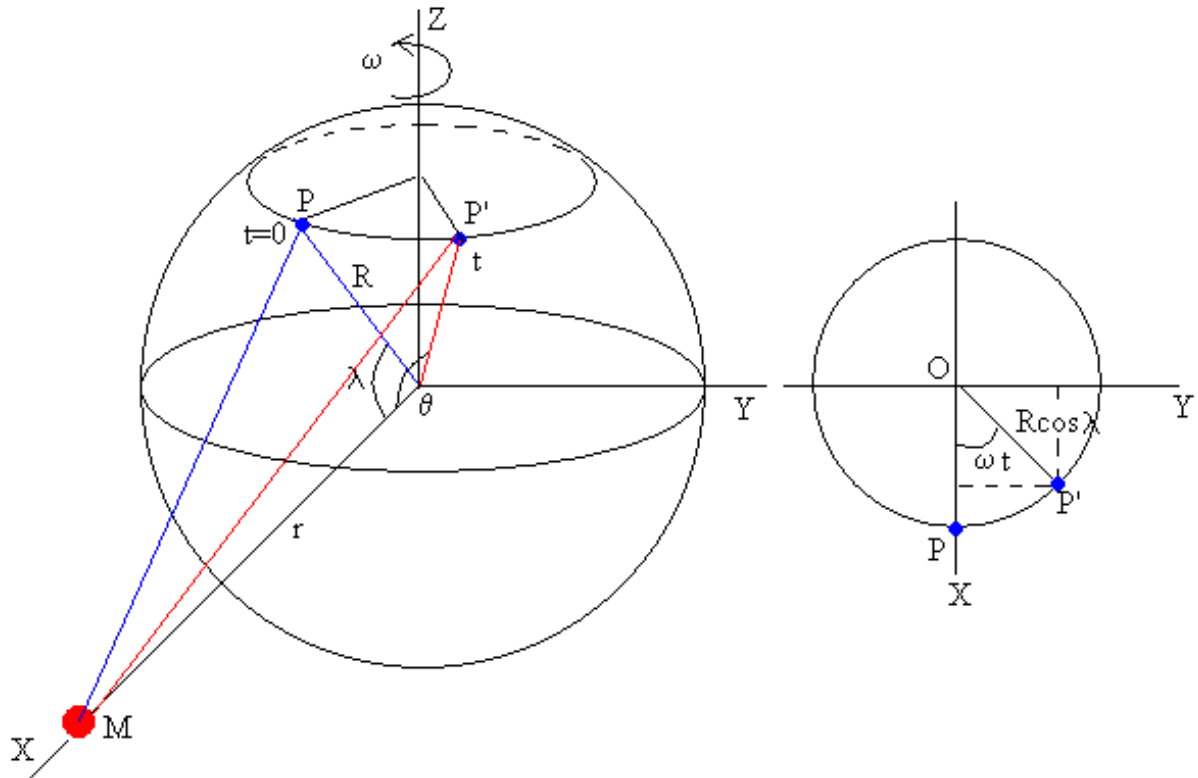


Figura 3-20 Fuerza de atracción teniendo en cuenta la velocidad angular de la tierra

Supongamos que en el instante $t=0$, el punto P sobre la superficie de la Tierra a una latitud λ , y el cuerpo perturbador M están en el plano XZ. Al cabo de un cierto tiempo t , debido a la rotación de la Tierra, el punto P se habrá desplazado a la posición P', el ángulo OPP' es ωt

El ángulo θ , formado por la recta que une el centro de la Tierra con el punto P' y el centro de la Tierra con el centro del cuerpo perturbador o bien, por el vector \mathbf{R} y el vector \mathbf{r} , se puede calcular por medio del producto escalar.

$$\mathbf{r} = r\mathbf{i}$$

$$\mathbf{R} = R\cos\lambda \cdot \cos(\omega t) \cdot \mathbf{i} + R\cos\lambda \cdot \sin(\omega t) \cdot \mathbf{j} + R\sin\lambda \cdot \mathbf{k}$$

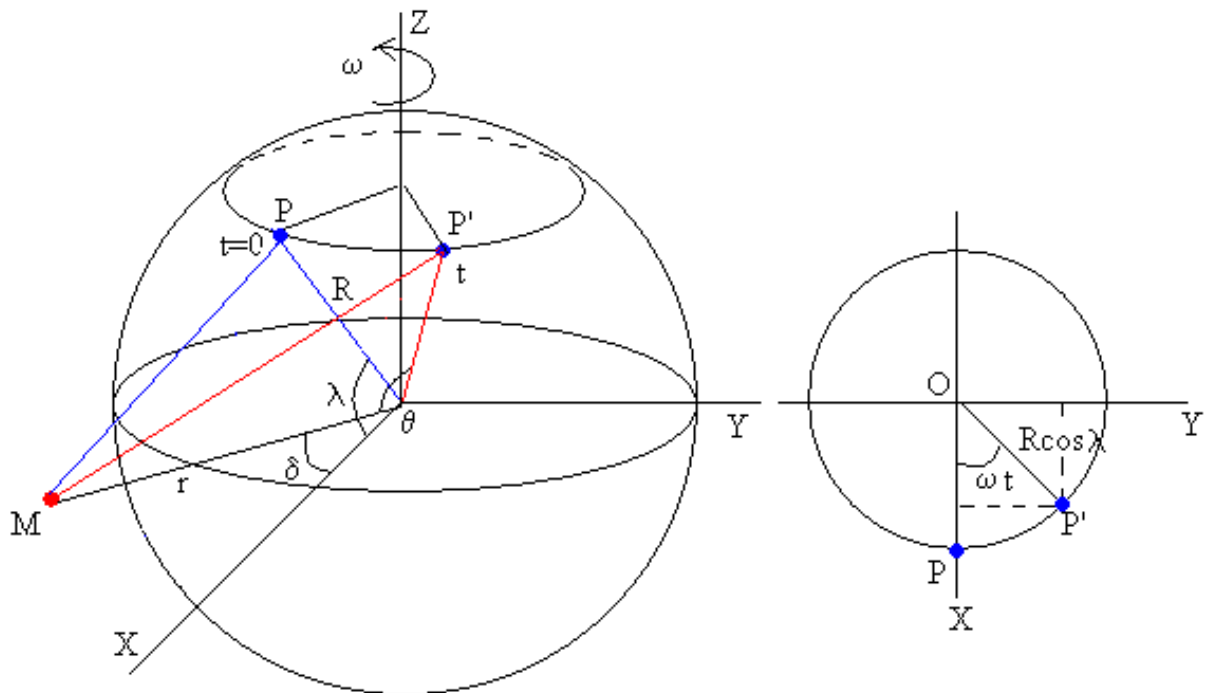
El producto escalar vale

$$\mathbf{r} \cdot \mathbf{R} = R \cdot r \cos\theta = R \cdot r \cos\lambda \cos(\omega t)$$

$$\cos\theta = \cos\lambda \cdot \cos(\omega t)$$

La elevación en función de la latitud y el ángulo de declinación

Si el cuerpo perturbador no está en el plano ecuatorial, sino que forma un ángulo δ , de declinación con dicho plano.



El vector \mathbf{r} se escribe ahora

$$\mathbf{r} = r \cos \delta \cdot \mathbf{i} + r \sin \delta \cdot \mathbf{k}$$

El producto escalar vale

$$\mathbf{r} \cdot \mathbf{R} = R \cdot r \cos \theta = R \cdot r \cos \lambda \cos(\omega t) \cos \delta + R r \sin \lambda \sin \delta$$

$$\cos \theta = \cos \lambda \cos(\omega t) \cos \delta + \sin \lambda \sin \delta$$

Finalmente, si P no parte del plano XZ (meridiano de Greenwich) sino de una meridiano inicial φ . La fórmula se convierte en

$$\cos \theta = \cos \lambda \cos(\omega t + \varphi) \cos \delta + \sin \lambda \sin \delta$$

Introduciendo $\cos \theta$ en la expresión de la elevación del agua, y teniendo en cuenta las identidades trigonométricas $\cos 2\beta = 2\cos^2\beta - 1$, $\sin^2\beta + \cos^2\beta = 1$, $\sin 2\beta = 2\sin\beta\cos\beta$, se llega al siguiente resultado.

$$h = \frac{MR^4}{2M_T r^3} \left(\begin{array}{l} \frac{3}{2} \text{sen } 2\delta \cdot \text{sen } 2\lambda \cos(\omega t + \varphi) + \\ \frac{3}{2} \cos^2 \delta \cos^2 \lambda \cos(2\omega t + 2\varphi) + \\ \frac{1}{2} (3\text{sen}^2 \lambda - 1)(3\text{sen}^2 \delta - 1) \end{array} \right)$$

- El primer sumando, depende armónicamente de ωt , y completa un periodo de oscilación cuando $\omega t = 2\pi$, es decir, cuando la Tierra da una vuelta completa. Estas son las mareas diurnas, lunares o solares según que M y r sean, respectivamente, los datos de la masa de la Luna y su distancia al centro de la Tierra, o los datos relativos al Sol.

En el ecuador estas mareas desaparecen ya que la latitud $\lambda = 0$. En cambio, se hacen grandes para latitudes de $\lambda = 45^\circ$.

- El segundo sumando, depende armónicamente de $2\omega t$, por tanto, cada 12 horas se produce un ciclo de marea. Su amplitud se hace nula en los polos $\lambda = 90^\circ$, y son máximas en el ecuador $\lambda = 0^\circ$.
- El tercer sumando, no depende del tiempo, y se anula para aquellas latitudes tales que $\text{sen}^2 \lambda = 1/3$, $\lambda \approx 35^\circ$, y tiene su máximo valor en los polos. Finalmente, depende del ángulo de declinación δ que a su vez depende del movimiento de la Luna y del Sol.

3.4.5 Mareas producidas por el Sol y la Luna

Cuando consideramos los efectos combinados de la de la Luna y del Sol, la elevación de la marea se obtiene sumando las elevaciones debidas cada uno de ellos.

$$h = \frac{M_L}{2M_T} \left(\frac{R}{r_L} \right)^3 R(3\cos^2 \theta - 1) + \frac{M_S}{2M_T} \left(\frac{R}{r_S} \right)^3 R(3\cos^2 \theta - 1)$$

La máxima diferencia de nivel entre la marea baja y pleamar es de $53.4+24.4=77.8$ cm. Cuando los dos cuerpos celestes están en conjunción alineados con la Tierra se producen la máxima elevación, y cuando están en cuadratura se producen la mínima elevación.

3.4.6 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 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.

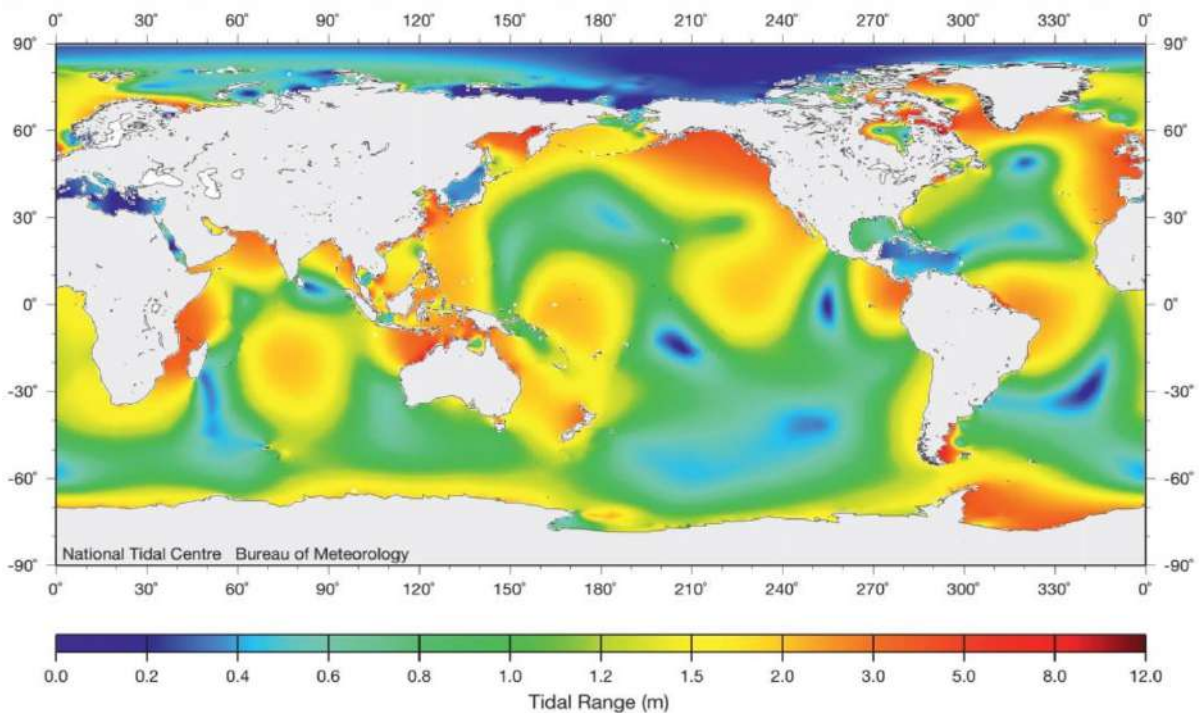


Figura 3-21 Distribución de alturas de mareas en el mundo. Fuente: [2]

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

3.4.7 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 25% de la demanda del planeta. Es muy importante entender que este tipo de energía renovable puede ser aprovechada por los humanos para generar una energía con poco impacto ambiental y ecológico.

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.

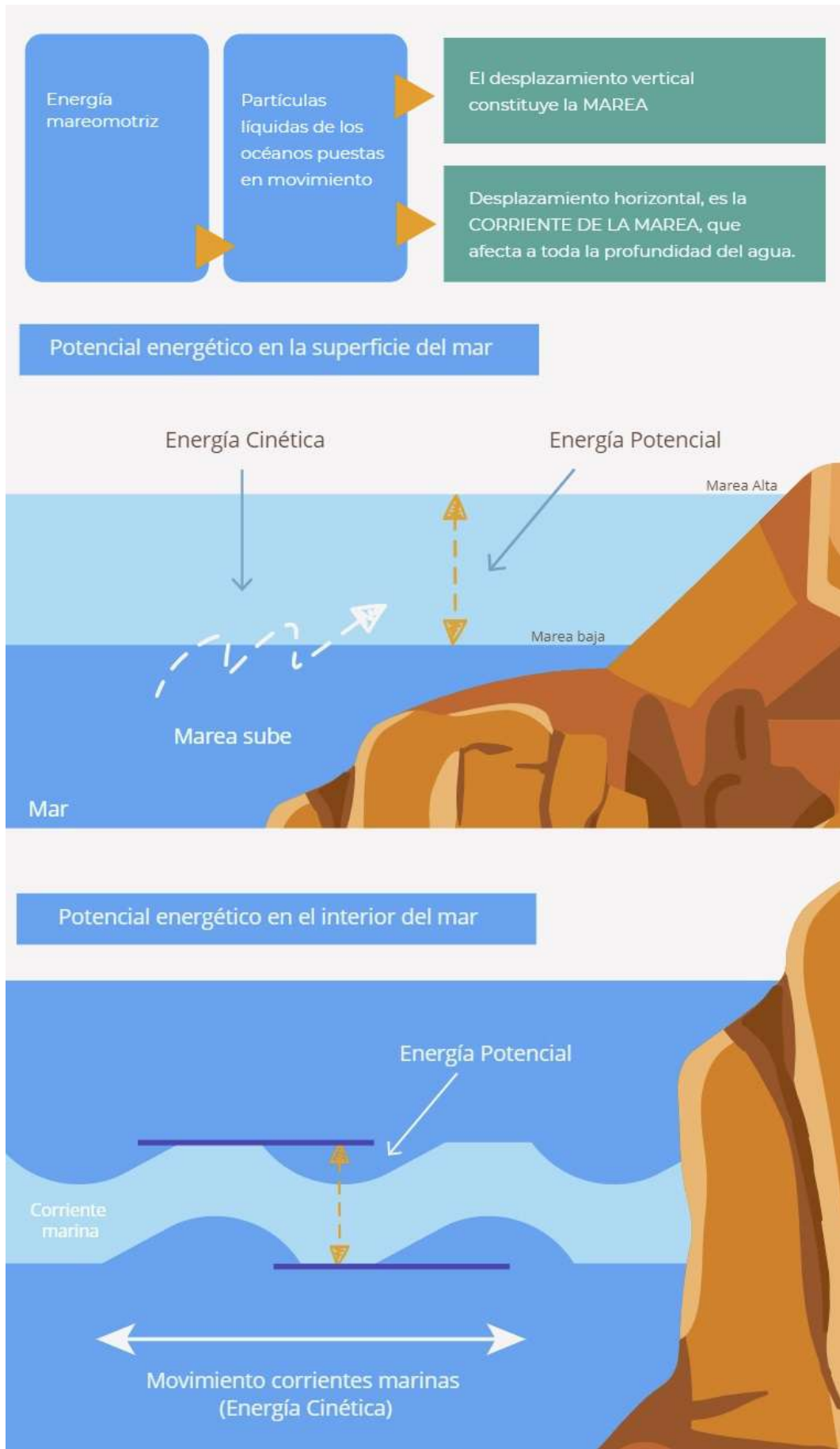


Figura 3-22 Gráfica de energía cinética y potencia en el océano Fuente: www.ovacen.com

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

3.4.7.1 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 3-23 Tipo de turbinas en el mar



Figura 3-24 Turbina de eje horizontal Fuente: www.totalenergias.es

3.4.7.2 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 electricidad.

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 3-25 Presa en el océano Fuente: <https://www.hidrojing.com/7-presas-con-mayor-capacidad-de-produccion-hidroelectrica/>

También existen otros tipos de métodos de generación de energía mareomotriz

3.4.7.3 Lagunas de Marea



Figura 3-26 Ilustración de lagunas de marea Fuente:[9]

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. [9]

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.

Las lagunas de marea geográficamente dispersas con un retraso de tiempo entre el pico de producción también aplanarían el pico de producción proporcionando una producción cercana a la carga de base, aunque a un costo más alto que algunas otras alternativas, como el almacenamiento de energía renovable de calefacción urbana. La

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

3.4.7.4 Energía mareomotriz dinámica

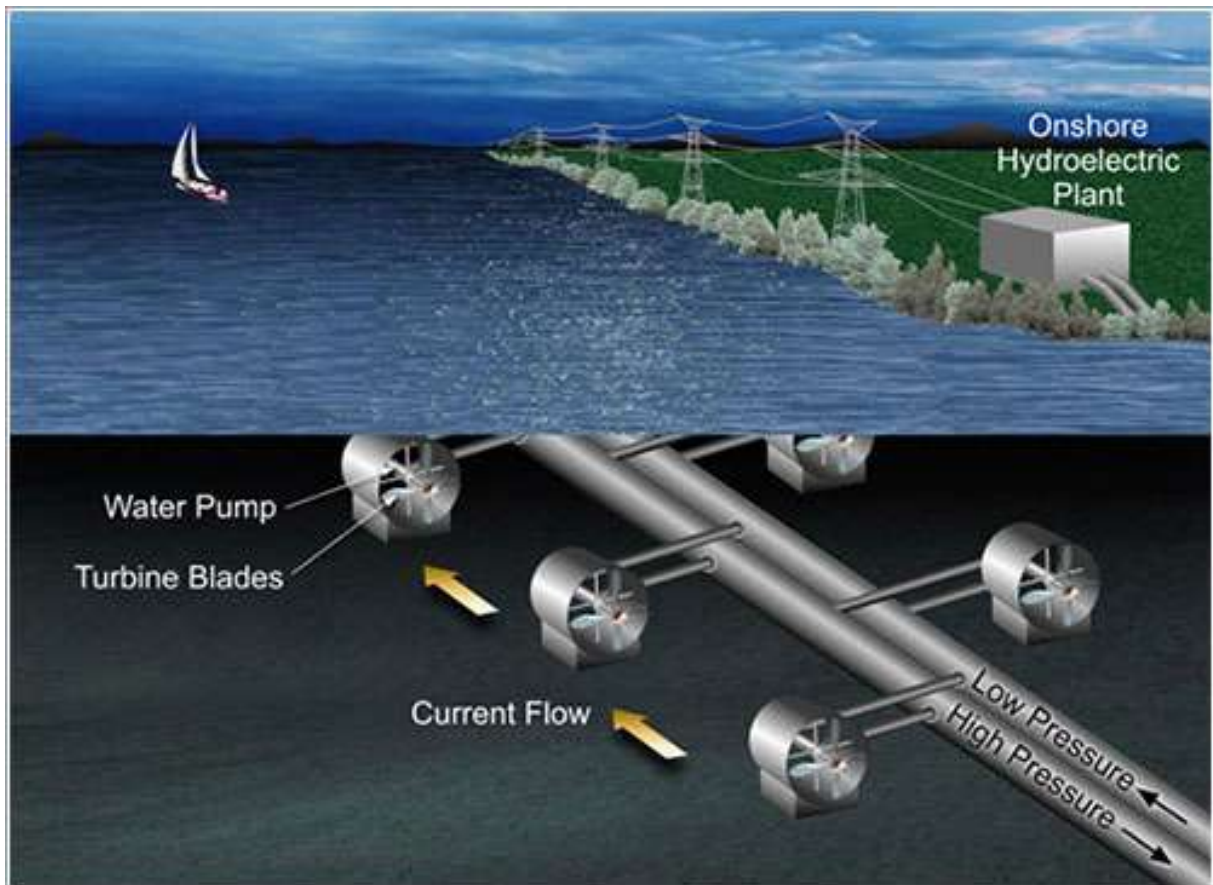


Figura 3-27 Ilustración de energía mareomotriz dinámica Fuente [9]

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. [9]

3.5 Flotabilidad

La flotabilidad es la capacidad de un cuerpo para permanecer en la superficie del agua o flotar en ella. El principio físico que rige la flotabilidad es el Teorema de Arquímedes, que establece que el empuje o la fuerza que actúa sobre un objeto sumergido en un fluido es igual al peso del volumen de fluido desplazado por ese objeto.

$$E = \rho V_{sum} g$$

Un cuerpo sumergido en el agua flotará si el empuje ascendente generado por el Teorema de Arquímedes es mayor que el peso del cuerpo. Esto ocurre cuando el volumen de agua desplazado por el cuerpo es mayor que el volumen del cuerpo. Por el contrario, si el peso del cuerpo es mayor que el empuje ascendente generado, el cuerpo se sumergirá.

La flotabilidad es un concepto clave en el diseño de estructuras flotantes, tales como barcas, buques, plataformas petrolíferas, entre otros. El Teorema de Arquímedes es utilizado para determinar la flotabilidad necesaria para mantener una estructura flotando en el agua, y para calcular el volumen de agua desplazado por la estructura y el peso necesario para equilibrarla. Además, la flotabilidad también es importante en la evaluación de la estabilidad de estas estructuras y en la prevención de accidentes relacionados con la flotabilidad.

3.6 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 km², 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 mismas a lo largo de su extenso litoral marítimo. Recorriendo sus características propias asociadas con estos fenómenos naturales, si bien es fundamental la evaluación del recurso para una adecuada selección de lugares y definición de las características de los equipos para su aprovechamiento, es posible definir un escenario potencial para el uso energético sustentado tanto en las mareomotriz, como en las corrientes asociadas a ellas y la undimotriz, quedando como

desafío estudios de investigación y desarrollo el gradiente salino en las desembocaduras de los ríos, la biomasa a base de las macroalgas marinas y el gradiente térmico a partir de reservorios geotérmico costeros. [10]

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 ^[5].

3.6.1 Antecedentes

Hay cierta experiencia en el tema de aprovechamiento de la energía del mar en el país. La 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. [11]

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:
 - Modulo 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).

4 Cinemática del Sistema

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

Es importante recordar que se ha optado por la locación de Santa Cruz como el sitio para llevar a cabo este estudio. En Argentina, la naturaleza de las mareas son semidiurnas. En otras palabras, 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, observaremos 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:

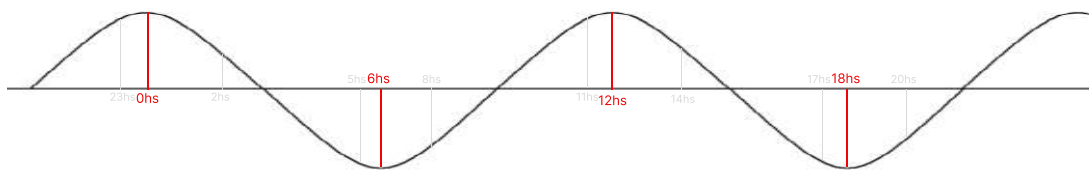


Figura 4-1 Gráfico senoidal representativo del comportamiento de las mareas Fuente: Elaborado por el autor

4.1 Movimiento intermitente

Este diseño se basa en un flotador único que se mueve de acuerdo con el ciclo de mareas. El flotador presenta un movimiento ascendente durante un período de aproximadamente 6 horas, seguido de un movimiento descendente de igual duración. Sin embargo, debido a la naturaleza variable de la altura del mar, el flotador puede quedarse inactivo en ciertos momentos, lo que resulta en la detención del generador asociado. Esto no solo reduce la eficiencia del sistema, sino que también puede causar un deterioro del generador debido al aumento en el número de arranques y paradas.

Como ventaja, este diseño puede ser llevado a cabo a mar abierto y se evitarían obras civiles como veremos en las dos próximas secuencias de movimiento.

4.2 Movimiento continuo

Se presentarán dos casos potenciales que permitirían generar un movimiento continuo, asegurando que el generador permanezca en movimiento constante, en contraste con el enfoque previo. Además, como se explorará en el próximo capítulo

dedicado a la Dinámica, las fuerzas resultantes durante la fase de ascenso y descenso del flotador son similares. Esto implica que las velocidades en ambas direcciones también lo son. Esta característica simplifica el diseño de los componentes mecánicos para operar a una sola velocidad constante.

En ambos escenarios, el control del nivel del agua se convierte en un requisito esencial. Para lograrlo, se propone la implementación de depósitos regulables (se llamarán piletones), los cuales pueden ser controlados mediante válvulas para regular la entrada y salida del flujo de agua. Además, resulta crucial administrar el momento en que se permite el movimiento de los flotadores. En función de esta necesidad, se planifica la inclusión de dispositivos de bloqueo que restringirán el desplazamiento de los flotadores en secuencias específicas. Esta medida permitirá gestionar la entrada o salida de agua en los depósitos correspondientes según lo requerido. Posteriormente, se liberarán los bloqueos para permitir el movimiento ascendente o descendente de los flotadores en momentos específicos.

Se propondrán dos secuencias distintas para el movimiento continuo:

4.2.1 Secuencia 6 horas

En este sistema de movimiento, el ciclo completo del flotador requiere 6 horas para completarse. Con el objetivo de mantener un movimiento continuo y asegurar la presencia constante de un flotador en movimiento, se determina que se necesitan al menos 3 flotadores en funcionamiento. Esto garantiza que mientras uno de ellos está generando energía, los otros dos se encuentran en fases inactivas. Sin embargo, es importante resaltar que esta configuración presenta una desventaja, ya que cada flotador pasará aproximadamente 18 horas en un ciclo de 24 horas sin contribuir a la generación de energía. Este aspecto resulta poco deseable, considerando que solamente estarían generando energía durante un tercio del tiempo total.

La secuencia de movimiento será la siguiente:

Aclaraciones:

los flotadores celestes corresponden a flotadores llenos de agua, los grises corresponden a vacíos.

La línea que cruza a todos los piletones corresponde al nivel de marea en ese momento.

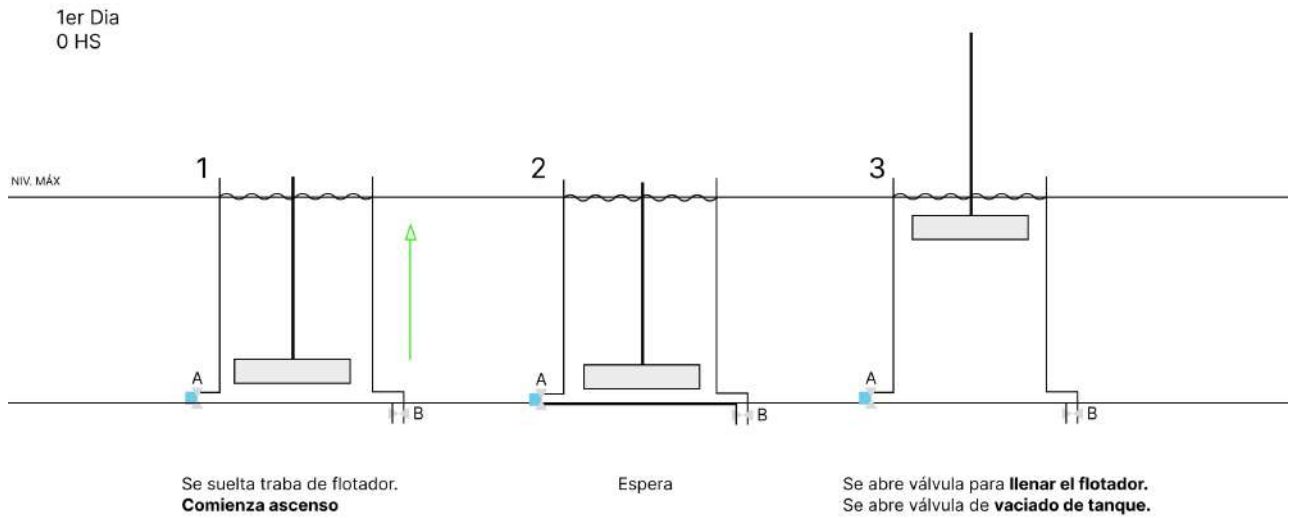


Figura 4-2 Ilustración de secuencia de 6 horas a las 0HS Fuente: Elaborado por el autor

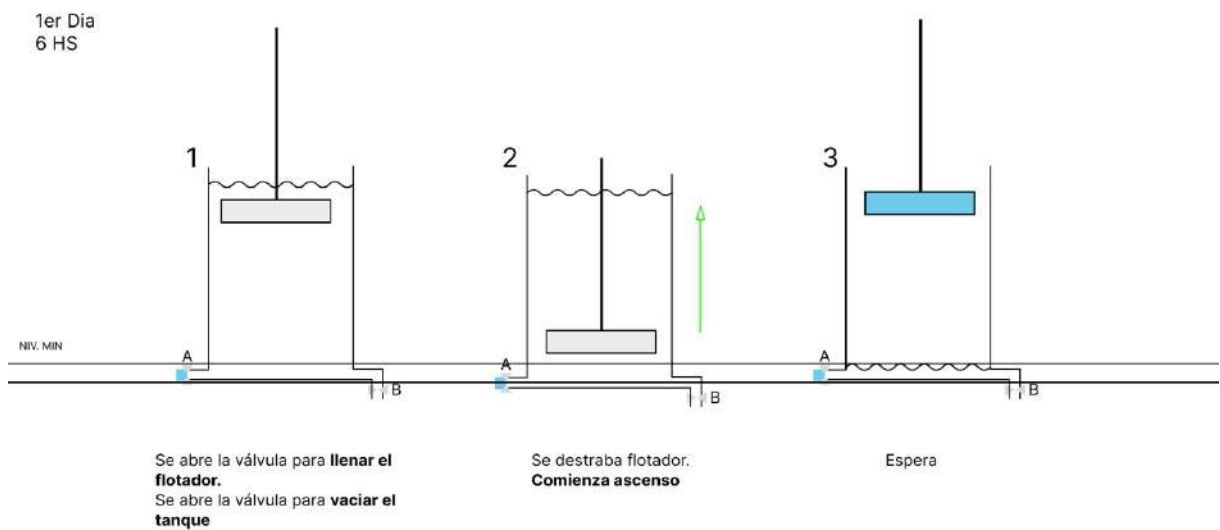


Figura 4-3 Ilustración de secuencia de 6 horas a las 6HS Fuente: Elaborado por el autor

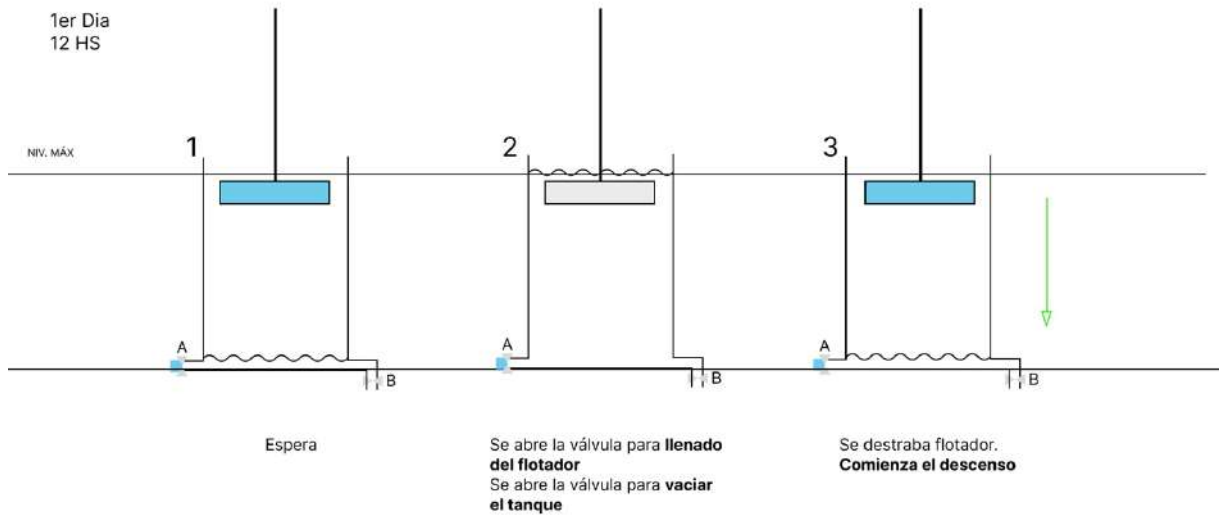


Figura 4-4 Ilustración de secuencia de 6 horas a las 12HS Fuente: Elaborado por el autor

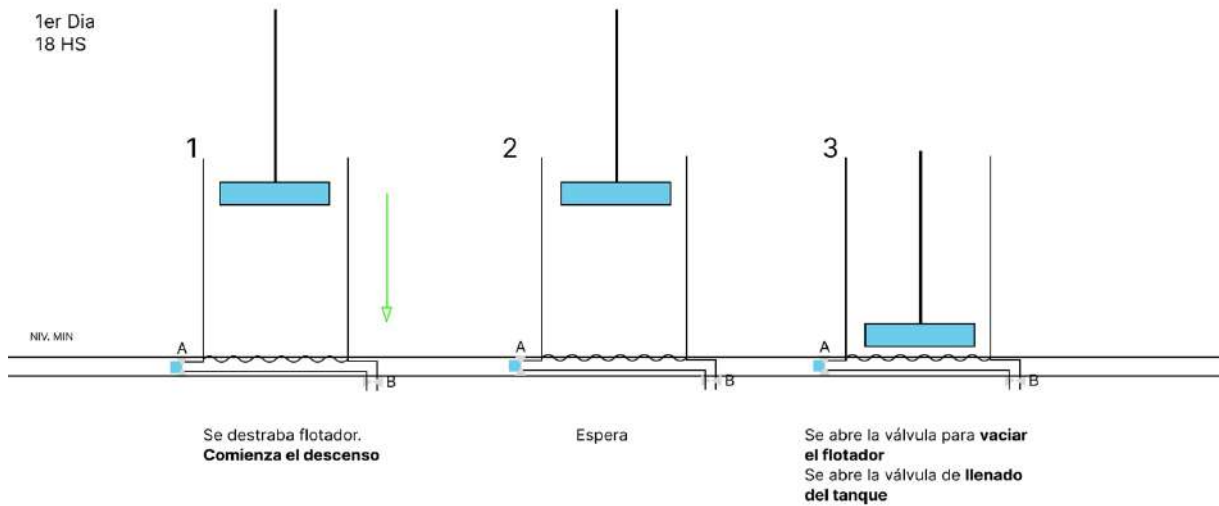


Figura 4-5 Ilustración de secuencia de 6 horas a las 18HS Fuente: Elaborado por el autor

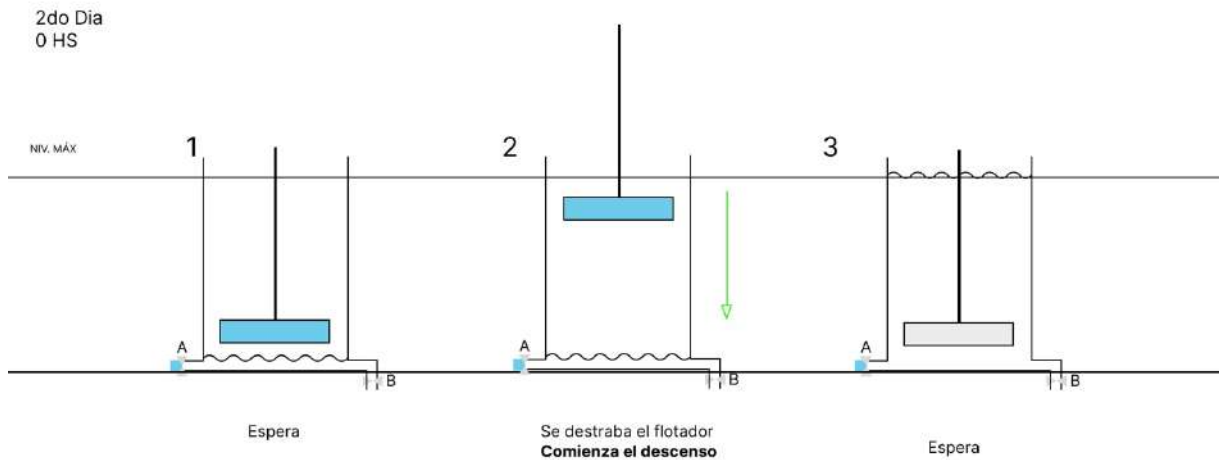


Figura 4-6 Ilustración de secuencia de 6 horas a las 0HS 2do día Fuente: Elaborado por el autor

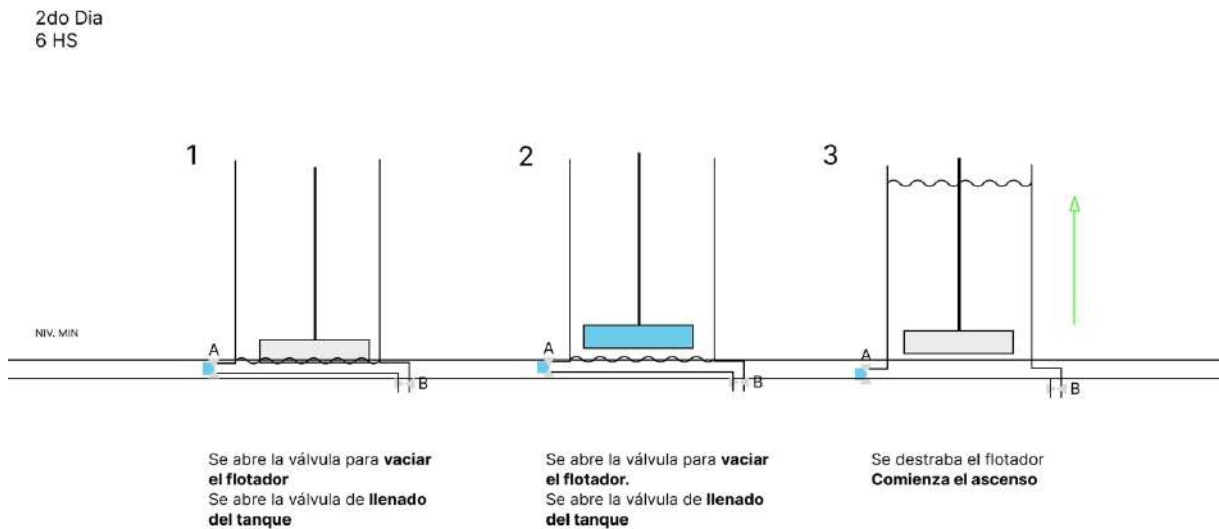


Figura 4-7 Ilustración de secuencia de 6 horas a las 6HS 2do día Fuente: Elaborado por el autor

Con este último movimiento finaliza la secuencia de 6 horas con tres piletos, a continuación se explicará la secuencia de 3 horas.

4.2.2 Secuencia 3 horas

Como se discutió en el segmento anterior, el aspecto no deseado de tener los flotadores sin generar energía durante 12 de las 18 horas de su ciclo se abordará mediante la siguiente solución propuesta.

Al analizar el gráfico, se observa que el movimiento de las mareas se asemeja a una función senoidal. Estos tipos de gráficos tienen la característica de presentar pendientes pequeñas en las proximidades de su amplitud máxima. En otras palabras, durante los períodos cercanos a las mareas de bajamar y pleamar, la diferencia en la altura del agua es mínima.

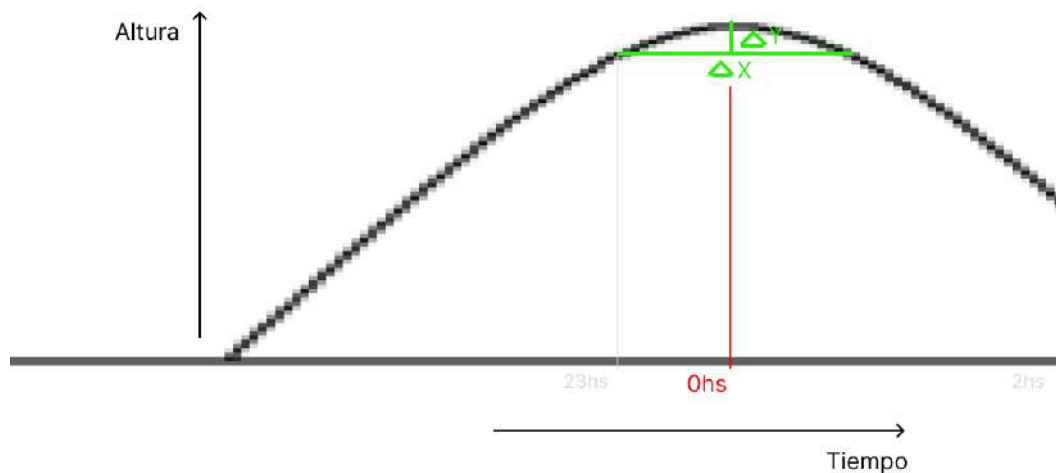


Figura 4-8 Ilustración de gráfico senoidal en la amplitud máxima Fuente: Elaborado por el autor

Esta característica se aprovechó para determinar el intervalo entre los flotadores y la elección del momento adecuado para liberar cada uno y permitir su movimiento.

Se llevaron a cabo pruebas con diferentes secuencias que involucraban 1, 2 y 3 flotadores, cada una con distintos intervalos de movimiento. El objetivo principal fue identificar el diseño óptimo que permitiera el mayor número de ciclos ascendentes y descendentes en un día, utilizando la menor cantidad posible de flotadores.

La secuencia que demostró ser más eficiente consiste en emplear dos flotadores con intervalos de 3 horas entre sus movimientos. La elección del momento para liberar los flotadores no es aleatoria, sino que se basa en la estrategia de liberar el primer flotador una hora antes de la marea máxima, de manera que inicie su movimiento ascendente antes del pico de la marea. Refiriéndonos al gráfico senoidal proporcionado, en el cual el punto máximo de la marea es a las 00:00 Hrs, el primer movimiento ascendente del flotador 1 se desencadena a las 23:00 Hrs.

El movimiento sería de la siguiente manera:

Aclaraciones: Las línea rojas denotan las mareas mínimas y máximas del día. La línea negra la marea en el momento correspondiente.

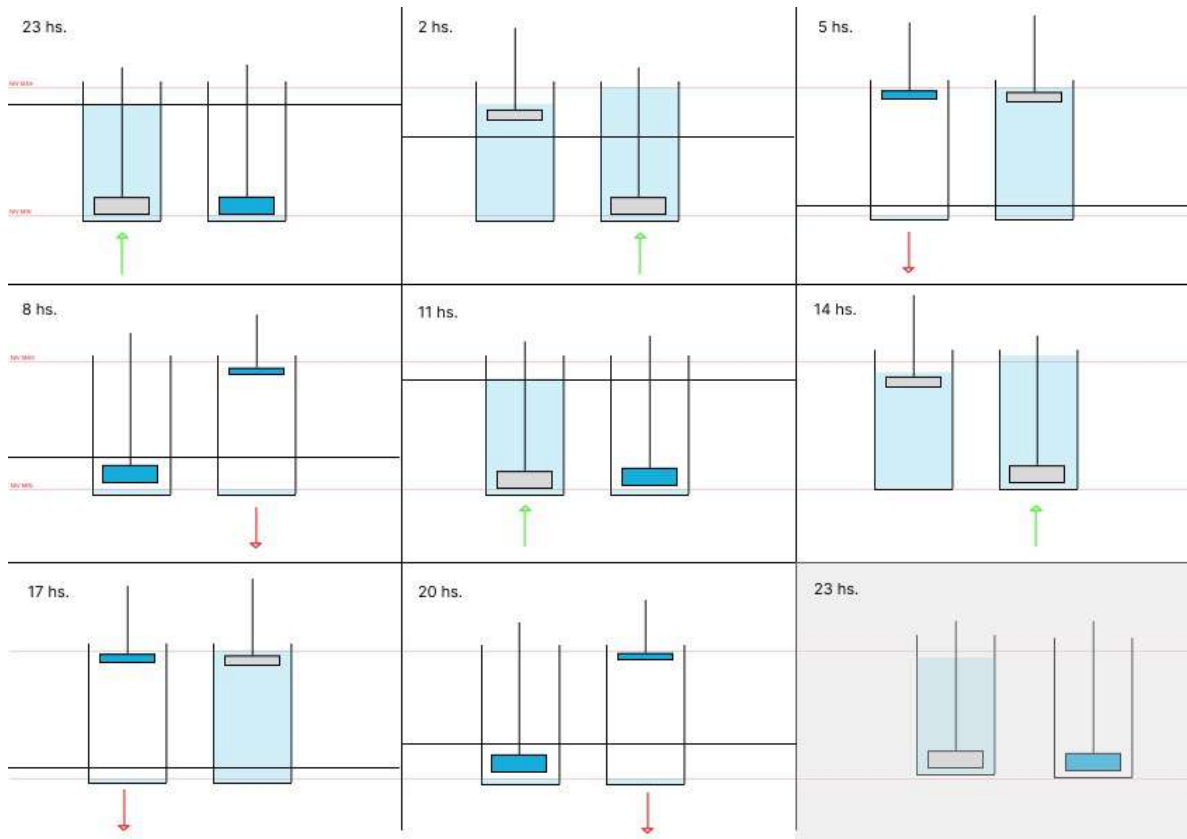


Figura 4-9 Resumen de secuencia de 3 horas Fuente: Elaborado por el autor

A continuación, se detalla cada horario particular:

23 Hrs: El nivel de agua es prácticamente el máximo.

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

Piletón 2: Se abre la válvula de llenado de piletón. Se abre la válvula de vaciado de flotador.

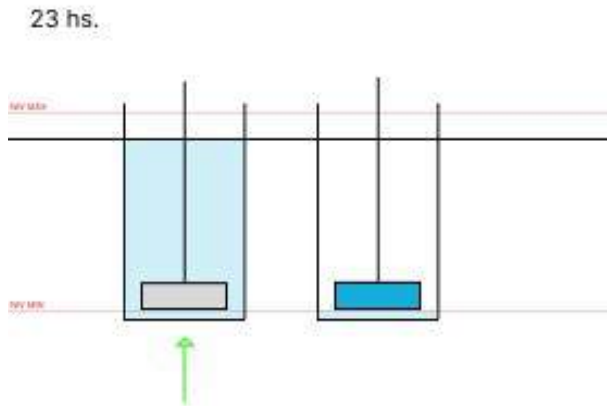


Figura 4-10 Secuencia de 3 horas a las 23Hs Fuente: Elaborado por el autor

2 Hrs: 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 de tanque

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

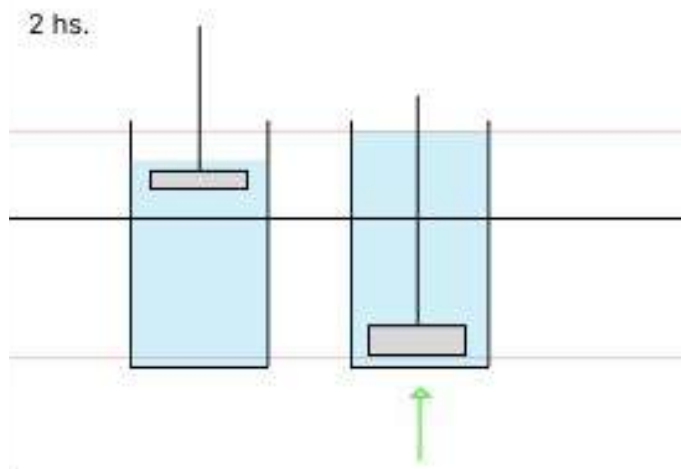


Figura 4-11 Secuencia de 3 horas a las 2 Hrs Fuente: Elaborado por el autor

5 Hrs: El nivel de agua se encuentra prácticamente en el nivel de marea baja

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

Piletón 2: Se traba flotador en su punto más alto. Se abre la válvula de llenado de flotador y de vaciado de piletón

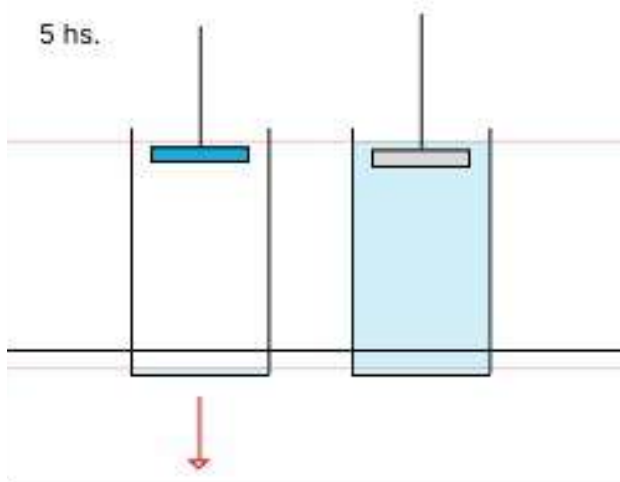


Figura 4-12 Secuencia de 3 horas a las 5 Hrs Fuente: Elaborado por el autor

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

Piletón 1: Se traba flotador en altura mínima y se abre la válvula para vaciar el flotador. Se abre válvula de llenado de piletón.

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

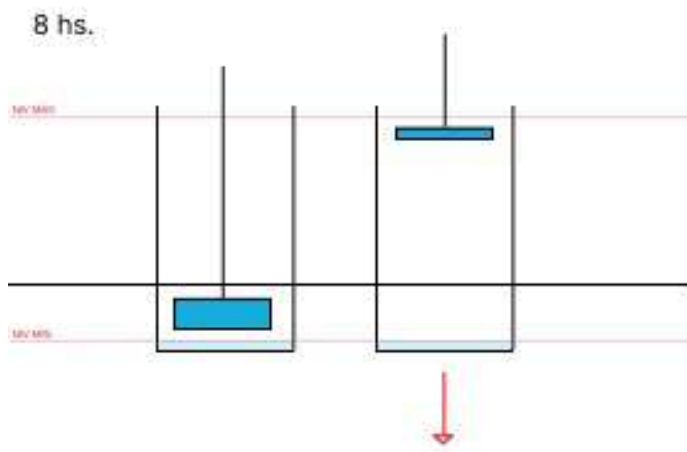


Figura 4-13 Secuencia de 3 horas a las 8 Hrs Fuente: Elaborado por el autor

La secuencia recién explicada se repite una vez más y se completa el día con dos mareas bajamar y dos mareas pleamar.

4.3 Velocidad de flotador

Para hacer el cálculo de velocidad se debe saber cuál es la distancia promedio diaria recorrida por los flotadores. Luego de una larga búsqueda no se pudo encontrar el promedio de las mareas altas ni bajas. Se pudo obtener los datos exactos de las mareas bajamar y pleamar de cada día. Se registraron estos datos diarios durante el año 2022 y se volcaron en una planilla de cálculo.

Los resultados se muestran en la tabla 4-14 , 4-15, 4-16 y 4-17 donde los valores de bajamar, pleamar y diferencia están expresados en metros.

Fecha	Max	Min	Diferencia	Fecha	Max	Min	Diferencia
1-ene	11,3	2,8	8,5	1-feb	11,5	0,8	10,7
2-ene	11,5	2,5	9	2-feb	11,7	0,5	11,2
3-ene	11,7	2,2	9,5	3-feb	11,7	0,4	11,3
4-ene	11,6	2	9,6	4-feb	11,7	0,7	11
5-ene	11,5	1,9	9,6	5-feb	11,5	1,3	10,2
6-ene	11,3	1	10,3	6-feb	11,2	2	9,2
7-ene	11,1	1,4	9,7	7-feb	10,8	2,8	8
8-ene	10,8	2	8,8	8-feb	10,3	3,4	6,9
9-ene	10,4	2,7	7,7	9-feb	9,8	4	5,8
10-ene	10,1	3,4	6,7	10-feb	9,2	4,6	4,6
11-ene	9,8	4	5,8	11-feb	8,8	4,8	4
12-ene	9,6	3,9	5,7	12-feb	8,7	4,6	4,1
13-ene	9,6	4,2	5,4	13-feb	8,8	4,8	4
14-ene	9,6	3,9	5,7	14-feb	9,1	4,7	4,4
15-ene	9,7	3,6	6,1	15-feb	9,6	4,2	5,4
16-ene	9,7	3,3	6,4	16-feb	10,1	2,3	7,8
17-ene	9,9	3	6,9	17-feb	10,7	1,7	9
18-ene	10	2,6	7,4	18-feb	11	1,3	9,7
19-ene	10,2	2,2	8	19-feb	11,4	1,2	10,2
20-ene	10,4	2,8	7,6	20-feb	11,6	1,3	10,3
21-ene	10,6	2	8,6	21-feb	11,5	1,8	9,7
22-ene	10,7	1,9	8,8	22-feb	11,3	2,6	8,7
23-ene	10,7	2,2	8,5	23-feb	10,8	2,9	7,9
24-ene	10,6	2,7	7,9	24-feb	10,3	3,5	6,8
25-ene	10,4	3,2	7,2	25-feb	9,7	3,9	5,8
26-ene	10,1	3,6	6,5	26-feb	9,4	3,6	5,8
27-ene	9,9	3,7	6,2	27-feb	9,8	2,8	7
28-ene	10	3,5	6,5	28-feb	10,4	1,9	8,5
29-ene	10,2	2,9	7,3				
30-ene	10,7	2,1	8,6				
31-ene	11,1	1,3	9,8				
Enero			7,8	Febrero			7,8

Figura 4-14 Tabla con altura de mareas de Enero y Febrero año 2022 Fuente: Elaborado por el autor

Fecha	Max	Min	Diferencia	Fecha	Max	Min	Diferencia
1-mar	11	1,2	9,8	1-abr	11,8	0,8	11
2-mar	11,5	0,6	10,9	2-abr	11,8	1	10,8
3-mar	11,8	0,4	11,4	3-abr	11,9	1,3	10,6
4-mar	11,9	1	10,9	4-abr	11,7	1,6	10,1
5-mar	11,9	0,9	11	5-abr	11,4	2,1	9,3
6-mar	11,8	1,5	10,3	6-abr	10,9	2,7	8,2
7-mar	11,5	2	9,5	7-abr	10,3	3,2	7,1
8-mar	11	2,6	8,4	8-abr	9,7	3,8	5,9
9-mar	10,4	3,3	7,1	9-abr	9	4,3	4,7
10-mar	9,8	4	5,8	10-abr	8,4	4,6	3,8
11-mar	9,1	5,1	4	11-abr	8	4,7	3,3
12-mar	8,4	4,9	3,5	12-abr	8,1	4,3	3,8
13-mar	8,1	4,9	3,2	13-abr	8,8	3,5	5,3
14-mar	8,2	4,5	3,7	14-abr	9,7	2,7	7
15-mar	8,7	3,7	5	15-abr	10,6	1,9	8,7
16-mar	9,5	2,8	6,7	16-abr	11,4	1,4	10
17-mar	10,4	2	8,4	17-abr	12	1,1	10,9
18-mar	11,1	1,3	9,8	18-abr	12,3	0,9	11,4
19-mar	11,7	0,9	10,8	19-abr	12,4	1,1	11,3
20-mar	12	0,9	11,1	20-abr	12,2	1,1	11,1
21-mar	12,2	1,1	11,1	21-abr	11,7	1,6	10,1
22-mar	12,1	1,3	10,8	22-abr	11	2,3	8,7
23-mar	11,7	1,9	9,8	23-abr	10,2	2,8	7,4
24-mar	11	2,6	8,4	24-abr	9,5	3,1	6,4
25-mar	10,3	3,3	7	25-abr	9,4	2,9	6,5
26-mar	9,5	3,7	5,8	26-abr	9,7	2,5	7,2
27-mar	9,2	3,3	5,9	27-abr	10,3	2,1	8,2
28-mar	9,7	2,6	7,1	28-abr	10,8	1,7	9,1
29-mar	10,3	1,9	8,4	29-abr	11,2	1,6	9,6
30-mar	11	1,2	9,8	30-abr	11,4	1,6	9,8
31-mar	11,5	0,9	10,6				
Marzo			8,3	Abril			8,2

Figura 4-15 Tabla con altura de mareas de Marzo y Abril año 2022 Fuente: Elaborado por el autor

Fecha	Max	Min	Diferencia	Fecha	Max	Min	Diferencia
1-may	11,4	0,6	10,8	1-jun	10,3	2,5	7,8
2-may	11,2	1,7	9,5	2-jun	10,4	2,7	7,7
3-may	11,4	2	9,4	3-jun	10,1	2,8	7,3
4-may	11	2,4	8,6	4-jun	9,8	3	6,8
5-may	10,5	2,8	7,7	5-jun	9,5	3,1	6,4
6-may	10	3,2	6,8	6-jun	9,3	3,3	6
7-may	9,5	3,5	6	7-jun	9,2	3,4	5,8
8-may	9,1	3,9	5,2	8-jun	9,1	3,5	5,6
9-may	8,7	4,1	4,6	9-jun	9,2	3,5	5,7
10-may	8,5	4,1	4,4	10-jun	9,6	3,3	6,3
11-may	8,6	4,1	4,5	11-jun	10,1	3	7,1
12-may	9,1	3,9	5,2	12-jun	10,6	2,8	7,8
13-may	9,9	3,3	6,6	13-jun	11,1	2,3	8,8
14-may	10,8	2,7	8,1	14-jun	11,4	1,8	9,6
15-may	11,4	2,2	9,2	15-jun	11,6	1,3	10,3
16-may	11,8	1,9	9,9	16-jun	11,8	1	10,8
17-may	12	1,5	10,5	17-jun	11,7	0,8	10,9
18-may	12,2	1,1	11,1	18-jun	11,4	0,9	10,5
19-may	12	1	11	19-jun	11,1	1,1	10
20-may	11,5	1	10,5	20-jun	10,7	1,6	9,1
21-may	11	1,3	9,7	21-jun	10,4	2,1	8,3
22-may	10,4	1,7	8,7	22-jun	10,1	2,6	7,5
23-may	9,9	2,1	7,8	23-jun	9,9	3	6,9
24-may	9,7	2,5	7,2	24-jun	9,9	3,3	6,6
25-may	9,9	2,6	7,3	25-jun	9,9	3,5	6,4
26-may	10,2	2,6	7,6	26-jun	10,1	3,3	6,8
27-may	10,5	2,6	7,9	27-jun	10,1	3,1	7
28-may	10,7	2,6	8,1	28-jun	10,1	2,9	7,2
29-may	10,8	2,4	8,4	29-jun	10	2,8	7,2
30-may	10,7	2,3	8,4	30-jun	9,9	2,7	7,2
31-may	10,5	3,2	7,3				
Mayo			8,0	Junio			7,7

Figura 4-16 Tabla con altura de mareas de Mayo y Junio año 2022 Fuente: Elaborado por el autor

Fecha	Max	Min	Diferencia	Fecha	Max	Min	Diferencia
1-jul	9,9	2,7	7,2	1-ago	10,3	2	8,3
2-jul	9,9	2,6	7,3	2-ago	10,5	2	8,5
3-jul	9,8	2,5	7,3	3-ago	10,6	2,1	8,5
4-jul	9,9	2,5	7,4	4-ago	10,6	2,5	8,1
5-jul	9,9	2,6	7,3	5-ago	10,4	3	7,4
6-jul	9,9	2,8	7,1	6-ago	10,1	3,5	6,6
7-jul	9,9	3,1	6,8	7-ago	9,9	3,9	6
8-jul	9,8	3,3	6,5	8-ago	9,8	3,7	6,1
9-jul	9,9	3,5	6,4	9-ago	10	3,3	6,7
10-jul	10	3,5	6,5	10-ago	10,5	2,6	7,9
11-jul	10,3	3,2	7,1	11-ago	10,9	1,8	9,1
12-jul	10,7	2,6	8,1	12-ago	11,3	1,1	10,2
13-jul	11	2,7	8,3	13-ago	11,5	0,6	10,9
14-jul	11,3	1,3	10	14-ago	11,7	0,4	11,3
15-jul	11,5	0,8	10,7	15-ago	11,7	0,5	11,2
16-jul	11,6	0,5	11,1	16-ago	11,6	0,9	10,7
17-jul	11,6	0,5	11,1	17-ago	11,3	1,6	9,7
18-jul	11,4	0,8	10,6	18-ago	10,8	2,4	8,4
19-jul	11,1	1,3	9,8	19-ago	10,3	0,2	10,1
20-jul	10,7	2	8,7	20-ago	9,7	4	5,7
21-jul	10,3	2,8	7,5	21-ago	9,1	4,7	4,4
22-jul	9,9	3,5	6,4	22-ago	8,8	4,5	4,3
23-jul	9,5	3,9	5,6	23-ago	8,9	4,4	4,5
24-jul	9,4	4,1	5,3	24-ago	9,1	3,6	5,5
25-jul	9,4	3,9	5,5	25-ago	9,4	3,2	6,2
26-jul	9,5	3,6	5,9	26-ago	9,7	2,7	7
27-jul	9,6	3,3	6,3	27-ago	10	2,2	7,8
28-jul	9,7	3,1	6,6	28-ago	10,4	1,8	8,6
29-jul	9,8	2,8	7	29-ago	10,6	1,6	9
30-jul	10	2,5	7,5	30-ago	11	1,7	9,3
31-jul	10,1	2,2	7,9	31-ago	11,2	2	9,2
Julio			7,6	Agosto			8,0

Figura 4-17 Tabla con altura de mareas de Julio y Agosto año 2022 Fuente: Elaborado por el autor

Fecha	Max	Min	Diferencia	Fecha	Max	Min	Diferencia
1-sep	11,2	2	9,2	1-oct	11,2	2,5	8,7
2-sep	11	2,5	8,5	2-oct	10,6	3,1	7,5
3-sep	10,6	3,2	7,4	3-oct	9,9	3,4	6,5
4-sep	10,1	3,6	6,5	4-oct	9,5	4,3	5,2
5-sep	9,7	4,3	5,4	5-oct	9,7	3,2	6,5
6-sep	9,6	3,6	6	6-oct	10,2	2,6	7,6
7-sep	10	3,1	6,9	7-oct	10,8	2	8,8
8-sep	10,6	2,3	8,3	8-oct	11,3	1,4	9,9
9-sep	11,1	1,5	9,6	9-oct	11,6	1,1	10,5
10-sep	11,5	0,9	10,6	10-oct	11,8	1	10,8
11-sep	11,7	0,6	11,1	11-oct	11,8	1,2	10,6
12-sep	11,8	0,6	11,2	12-oct	11,6	1,6	10
13-sep	11,8	0,9	10,9	13-oct	11,3	2,2	9,1
14-sep	11,6	1,4	10,2	14-oct	10,8	2,7	8,1
15-sep	11,2	2,2	9	15-oct	10,3	3,2	7,1
16-sep	10,6	3	7,6	16-oct	9,7	3,8	5,9
17-sep	10	3,8	6,2	17-oct	9	4,3	4,7
18-sep	9,4	4,2	5,2	18-oct	8,5	4,6	3,9
19-sep	8,8	4,6	4,2	19-oct	8,3	5,3	3
20-sep	8,4	5,4	3	20-oct	8,3	4,6	3,7
21-sep	8,5	4,7	3,8	21-oct	8,8	4,5	4,3
22-sep	8,8	4,3	4,5	22-oct	9,5	3,8	5,7
23-sep	9,3	3,7	5,6	23-oct	10,2	3	7,2
24-sep	9,9	3,1	6,8	24-oct	10,9	2,3	8,6
25-sep	10,5	2,5	8	25-oct	11,5	1,8	9,7
26-sep	11	1,9	9,1	26-oct	11,9	1,5	10,4
27-sep	11,5	1,6	9,9	27-oct	12,1	1,4	10,7
28-sep	11,6	1,5	10,1	28-oct	11,9	1,5	10,4
29-sep	11,7	1,7	10	29-oct	11,6	1,8	9,8
30-sep	11,6	2	9,6	30-oct	11,1	2,2	8,9
				31-oct	10,5	2,7	7,8
Septiembre			7,8	Octubre			7,8

Figura 4-18 Tabla con altura de mareas de Septiembre y Octubre año 2022 Fuente: Elaborado por el autor

Fecha	Max	Min	Diferencia	Fecha	Max	Min	Diferencia
1-nov	9,9	2,9	7	1-dic	9,9	3,5	6,4
2-nov	9,7	3,9	5,8	2-dic	10	2,5	7,5
3-nov	9,9	2,7	7,2	3-dic	10,3	2,5	7,8
4-nov	10,3	2,4	7,9	4-dic	10,6	2,5	8,1
5-nov	10,8	2	8,8	5-dic	11	2,4	8,6
6-nov	11,3	2	9,3	6-dic	11,3	2,3	9
7-nov	11,6	1,6	10	7-dic	11,3	2,1	9,2
8-nov	11,7	1,7	10	8-dic	11,2	2,1	9,1
9-nov	11,7	1,8	9,9	9-dic	10,9	2,2	8,7
10-nov	11,3	2	9,3	10-dic	10,5	2,5	8
11-nov	10,9	2,4	8,5	11-dic	10,2	2,8	7,4
12-nov	10,5	2,8	7,7	12-dic	9,8	3	6,8
13-nov	9,9	3,3	6,6	13-dic	9,5	3,3	6,2
14-nov	9,4	3,7	5,7	14-dic	9,2	3,5	5,7
15-nov	8,9	4	4,9	15-dic	9	3,7	5,3
16-nov	8,6	4,6	4	16-dic	8,9	3,9	5
17-nov	8,4	4,3	4,1	17-dic	9	3,8	5,2
18-nov	8,5	4,8	3,7	18-dic	9,3	4,1	5,2
19-nov	9	4	5	19-dic	9,8	3,7	6,1
20-nov	9,7	3,5	6,2	20-dic	10,4	3,1	7,3
21-nov	10,4	3	7,4	21-dic	11	2,5	8,5
22-nov	11,1	2,3	8,8	22-dic	11,4	2	9,4
23-nov	11,7	1,8	9,9	23-dic	11,7	1,5	10,2
24-nov	12	1,4	10,6	24-dic	11,8	1,1	10,7
25-nov	12	1,3	10,7	25-dic	11,7	0,9	10,8
26-nov	11,8	1,3	10,5	26-dic	11,5	0,8	10,7
27-nov	11,5	1,4	10,1	27-dic	11,3	1,1	10,2
28-nov	11,1	1,7	9,4	28-dic	10,9	1,5	9,4
29-nov	10,6	2,1	8,5	29-dic	10,6	2	8,6
30-nov	10,1	2,3	7,8	30-dic	10,3	2,6	7,7
				31-dic	10,1	3,5	6,6
Noviembre			7,8	Diciembre			7,9

Figura 4-19 Tabla con altura de mareas de Noviembre y Diciembre año 2022 Fuente: Elaborado por el autor

Datos obtenidos:

Promedio Diferencia [m]	7,9
Promedio Bajamar [m]	2,6
Promedio pleamar [m]	10,5
Altura máxima Registrada [m]	12,4
Altura mínima registrada [m]	0,2

Como la secuencia planteada es de 3 horas, cada flotador tendría un período de movimiento de 3 horas, por lo que su velocidad sería:

$$V = \frac{X}{T} = \frac{7,9[m]}{3.3600[s]} = 7,3 \cdot 10^{-4} \left[\frac{m}{s} \right] = 0,07 \left[\frac{cm}{s} \right]$$

Como se detallará en secciones posteriores, es importante resaltar que esta velocidad está directamente relacionada con la velocidad angular de los engranajes empleados en el sistema. La presencia de esta baja velocidad conlleva dificultades al momento de seleccionar los componentes adecuados y al elegir una caja de velocidades apropiada para el sistema.

Debido a estas consideraciones, después de un proceso iterativo que involucró la velocidad, los engranajes y el generador, se tomó la decisión de **reducir el período de movimiento de los flotadores a 15 minutos**. Esta modificación no solo aborda

los desafíos asociados con la baja velocidad, sino que también resulta en un aumento significativo en la cantidad de energía generada por el sistema.

Ahora la velocidad de los flotadores será:

$$V = \frac{X}{T} = \frac{7,9[m]}{0,25.3600[s]} = 0,0088 \left[\frac{m}{s} \right] = \mathbf{0,88} \left[\frac{cm}{s} \right]$$

En cada secuencia de 3 horas, es decir en cada piletón, se necesitarán

$$\mathbf{N^{\circ}Flotadores} = \frac{3}{0,25} = \mathbf{12}$$

Es decir que genera 12 veces más energía que si la secuencia de los flotadores fuera de 3 horas.

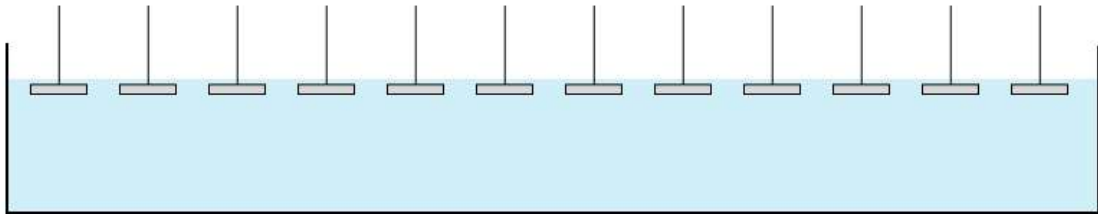


Figura 4-20 Vista frontal de piletón Fuente: Elaborado por el autor

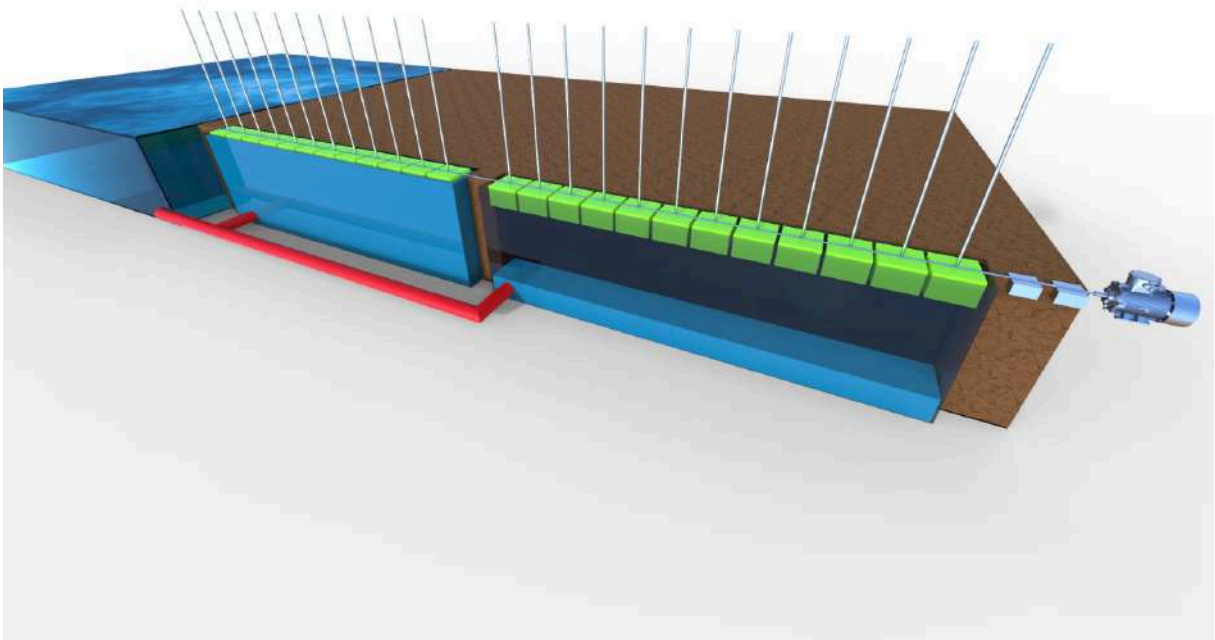


Figura 4-21 Vista Frontal del sistema en 3D Fuente: Elaborado por el autor

5 Dinámica del Sistema

En esta sección, se procederá al análisis de las fuerzas resultantes durante el movimiento ascendente y descendente del flotador. Para lograr esto, es esencial determinar las dimensiones adecuadas para el flotador. Claramente, resulta lógico afirmar que un flotador de mayor tamaño tendrá un peso superior, lo que se traducirá en una mayor capacidad de generación de energía. No obstante, es necesario considerar que la instalación de los flotadores requiere obras civiles para ubicarlos en "piletones", y que dimensiones más grandes implicarán costos más elevados en esta infraestructura. Además, según lo expuesto en el capítulo anterior, se necesitarán 24 flotadores para que solo uno esté activo en un momento determinado, lo que significa que todos los flotadores deben ubicarse en el mismo depósito.

Después de una serie de iteraciones y considerando tanto la carga que los engranajes deben soportar como la ganancia en generación de energía, así como la búsqueda de dimensiones que sean convenientes desde un punto de vista mecánico, se ha llegado

a la conclusión de que los flotadores adoptarán las siguientes medidas estándar: 3 metros de longitud, 3 metros de ancho y 2 metros de altura.

Luego, se demostrará que, en términos de generación de energía, la dimensión de cada lado carece de relevancia.

Esa medida da un total de $V_c = 18m^3$

5.1 Flotador en descenso

Cuando el cuerpo se encuentra descendiendo las fuerzas que actúan son el peso y la fuerza del generador que es igual y contraria al peso.

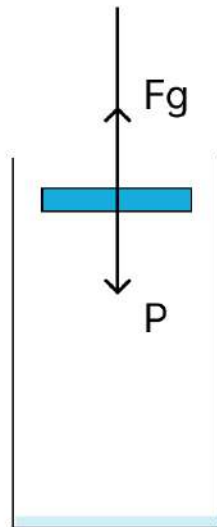


Figura 5-1 Fuerza de flotador elevado Fuente: Elaborado por el autor

Con esto se obtiene

$$\Sigma F = ma = 0 \Rightarrow a = 0 \Rightarrow V = cte$$

El peso correspondiente al propio flotador y el peso del agua que contiene el mismo.

Si se desprecia el peso del flotador frente a la masa de agua se obtiene:

$$P = m \cdot g$$

Teniendo en cuenta que los flotadores tienen $18m^3$ y que la densidad del agua de mar es $1027 \frac{kg}{m^3}$ se obtiene:

$$m = V \cdot \delta = 1027 \frac{kg}{m^3} \cdot 18m^3 = 18486 [Kg]$$

$$P = m \cdot g = 18,5[T] \cdot 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 181,3 [KN]$$

5.2 Flotador en ascenso

La fuerza de empuje presente en un fluido surge debido a las diferencias de presión entre dos puntos dentro de dicho fluido, generadas a raíz de la variación en la densidad del fluido en función de la profundidad. Esta fuerza actúa de manera perpendicular a cualquier superficie sumergida en el fluido, y se dirige en sentido contrario a la fuerza de gravedad.

En este caso particular los flotadores estarán vacíos, por lo que se aprovecha la diferencia de densidad entre el aire y el agua para el desplazamiento ascendente del flotador hacia la superficie.

Desde una perspectiva matemática, es posible expresar la fuerza de empuje mediante el principio de Arquímedes. Según este principio, la fuerza de empuje es equivalente al peso del fluido desplazado por el volumen del objeto sumergido.

$$E = g \cdot \delta \cdot V$$

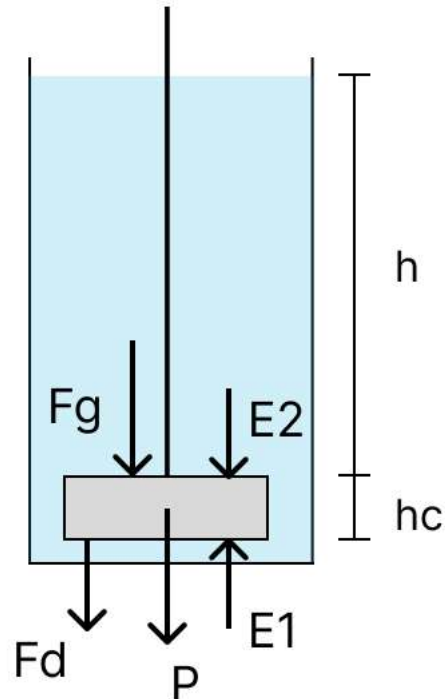


Figura 5-2 Fuerzas de flotador sumergido Fuente: Elaborado por el autor

Siendo:

Fd: resistencia del agua al movimiento

E1: Empuje del agua al área inferior

E2: Empuje del agua al área superior

P: Peso del flotador

Fg: Fuerza del generador

Resistencia del agua al movimiento Fd

Fuerza de resistencia de un liquido a un cuerpo en movimiento :

$$F_D = \frac{1}{2} C \rho A v^2$$

- C es el coeficiente de fricción, que depende de la geometría del objeto y del número de Reynolds.

Shape	Drag Coefficient	Shape	Drag Coefficient
Sphere	0.47	Long Cylinder	0.82
Half-sphere	0.42	Short Cylinder	1.15
Cone	0.50	Streamlined Body	0.04
Cube	1.05	Streamlined Half-body	0.09
Angled Cube	0.80		

Figura 5-3 Valores de coeficiente de Arrastre Fuente:
<http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2018/bmfcih713o/doc/bmfcih713o.pdf>

Se adopta: **C=1,05**

- V es la velocidad relativa. **V= 8,8 · 10⁻³ m/s**
- A es el área de referencia mostrada por el objeto a la corriente.

Suponiendo el flotador rectangular de 3m x 3m: **A=9m²**

$$F_d = \frac{1}{2} 1,05 \cdot 1000 \frac{Kg}{m^3} \cdot 9m^2 \cdot \left(8,8 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s}\right)^2 = 0,36N$$

Es decir que esta fuerza de resistencia **es despreciable** frente a la fuerza del empuje que se calculará a continuación:

Despreciando la fuerza de resistencia, la sumatoria de fuerzas queda de la siguiente manera:

$$\sum F = E_1 - (E_2 + P + F_g) = g \cdot \delta_L \cdot (h + h_c) \cdot A_c - g \cdot \delta_L h \cdot A_c - m_c g - F_g$$

$$\sum F = g \cdot \delta_L \cdot h_c A_c - m_c g - F_g$$

La ecuación anterior demuestra que la fuerza resultante es independiente de la posición h que se ubique el flotador. Esto es importante ya que significa que el flotador mantendrá un **movimiento uniforme** a lo largo de todo su recorrido ascendente.

Como $V_c = h_c \cdot A_c$

$$\sum F = g \cdot \delta_L \cdot V_c - m_c \cdot g - F_g$$

Con esta última expresión queda demostrado, como se mencionó anteriormente, que la fuerza resultante del flotador es independiente de la forma del mismo.

Si se desprecia la masa del flotador

$$\sum F = g \cdot \delta_L \cdot V_c - F_g = 0 \Rightarrow g \cdot \delta_L \cdot V_c = F_g$$

$$E = g \cdot \delta_L \cdot V_c = 1027 \left[\frac{Kg}{m^3} \right] \cdot 9,8 \left[\frac{m}{s^2} \right] \cdot 18[m^3] = 181,3[KN]$$

Comparando la fuerza recién obtenida con la fuerza obtenida en 5.1, se puede ver que son las mismas. Esto como se había anticipado en el capítulo 4 permite que las velocidad de ascenso y descenso del flotador sea la misma y por ende diseñar el sistema con un único generador y mantener la misma eficiencia.

6 Energía del sistema

Para calcular la potencia que genera el sistema se calcula el torque del engranaje que irá solidario a la cremallera.

Para eso se debe calcular el diámetro del engranaje. Este cálculo se hará en el capítulo 7.2 teniendo en cuenta que la velocidad de bajada del flotador debe ser $8,8 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s}$ según 4.3.

El cálculo dió como resultado un diámetro de 0,18m

$$T = P \frac{D}{2} = 181 \text{ KN} \cdot 0,09\text{m} = 16,29 \text{ KNm}$$

$$V = w \cdot r \Rightarrow w = \frac{v}{r} = \frac{8,8 \cdot 10^{-3} \frac{m}{s}}{0,09\text{m}} = 0,098 \frac{\text{rad}}{s} = 0,93 \text{ rpm}$$

Para calcular la potencia se debe calcular el torque en el eje del generador. El mismo será calculado en el próximo capítulo, pero se adelanta que la velocidad nominal del mismo será de 100 rpm

Suponiendo una potencia constante hasta el generador:

$$P = cte \Rightarrow T w = T_{ge} w_{ge} \Rightarrow T_{ge} = T \cdot \frac{w}{w_{ge}} = 16,29 \text{ KNm} \frac{0,93 \text{ rpm}}{100 \text{ rpm}} = 0,15 \text{ KNm}$$

Como:

$$P = T w = 0,15 \text{ KNm} \cdot 100 \text{ rpm} = 150 \text{ Nm} \cdot 10,47 \frac{\text{rad}}{s} = 1570,5 \text{ W} = 1,57 \text{ KW}$$

Recordando que el sistema se diseño para que no se detenga en ningún momento la energía generada será:

$$E = 1,57 \text{ KWh}$$

Energía diaria generada:

$$1,6 \text{ KWh} \cdot 24 = 38,4 \text{ KWh/día}$$

Energía mensual generada:

$$38,4 \text{ KWh} \cdot 30 \text{ dias} = 1152 \text{ KWh/mes}$$

Energía anual generada:

$$38,4 \text{ KWh} \cdot 365 \text{ dias} = 14.016 \frac{\text{KWh}}{\text{año}} = 14 \frac{\text{MWh}}{\text{año}}$$

7 Diseño de Sistema

Se detallarán los componentes del sistema planteado. Para simplificar la explicación se irán añadiendo a la figura los distintos componentes.

En primera instancia tendremos el sistema de flotadores contenidos en los dos piletones, seguido de un sistema de engranajes para aumentar la velocidad y permitir el giro del generador en el rango de operación.

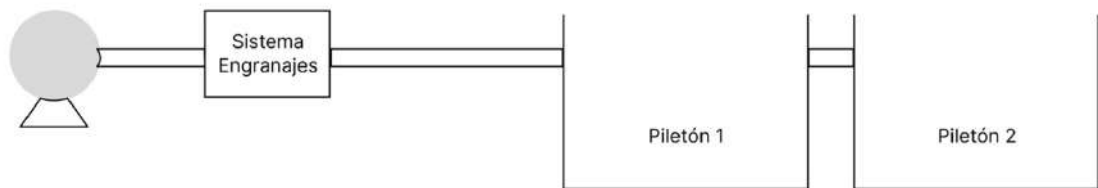


Figura 7-1 Diseño de sistema inicial Fuente: Elaborado por el autor

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

7.1 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 greenergy acorde a la potencia dimensionada en el capítulo 6.

Model	GDG-3KW-100	GDG-3KW-180	GDG-5KW-100	GDG-5KW-150	GDG-10KW-100
Rated Power	3KW	3KW	5KW	6KW	10KW
Rated Rotate Speed	100RPM	180RPM	100RPM	150RPM	100RPM
Rated Voltage	380VAC	380VAC	380VAC	380VAC	400VAC
Rated Current	4.6	4.7	7.6	15.2	14.5
Efficiency	>85%	>85%	>88%	>88%	>88%
Wending Method	Y	Y	Y	Y	Y
Insulating Resistance	100Mohm Min(500V DC)	100Mohm Min(500V DC)	100Mohm Min(500V DC)	100Mohm Min(500V DC)	100Mohm Min(501V DC)
Leakage Level					
Start Torque	<1N/M				
Phase Type	3 Phase	3 Phase	3 Phase	3 Phase	3 Phase
Structure	Out rotor	Out rotor	Out rotor	Out rotor	Out rotor
Stator	Coreless wire coil	Coreless wire coil	Coreless wire coil	Coreless wire coil	Coreless wire coil
Rotor	Rare Earth Permanent Magnet	Rare Earth Permanent Magnet	Rare Earth Permanent Magnet	Rare Earth Permanent Magnet	Rare Earth Permanent Magnet
Generator Shell Diameter	620	550	700	620	770
Generator Shell Length	410	330	400	410	590
Weight	110	65	125	110	245
Shaft diameter	80	78	98	80	85
Generator shell material	Aluminum alloy	Aluminum alloy	Aluminum alloy	Aluminum alloy	Aluminum alloy
Shaft material	Carbon steel	Carbon steel	Carbon steel	Carbon steel	Carbon steel
Bearing	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing	Deep groove ball bearing

Figura 7-2 Ficha técnica de generador

Se selecciona el primer generador dado que se tiene una potencia de 1,6KW y el seleccionado es de 3KW.

Por otro lado, se selecciona el generador que tiene menor velocidad de funcionamiento (100RPM) ya que como se vio en el capítulo 6.2 la velocidad que se tiene es de 0,84 rpm, y la caja de engranajes que se seleccionará en capítulos posteriores tendrá menor relación de conversión que si se seleccionara el de 180 (RPM). Esto implica una mejora eficiencia del sistema.

Curva de generador

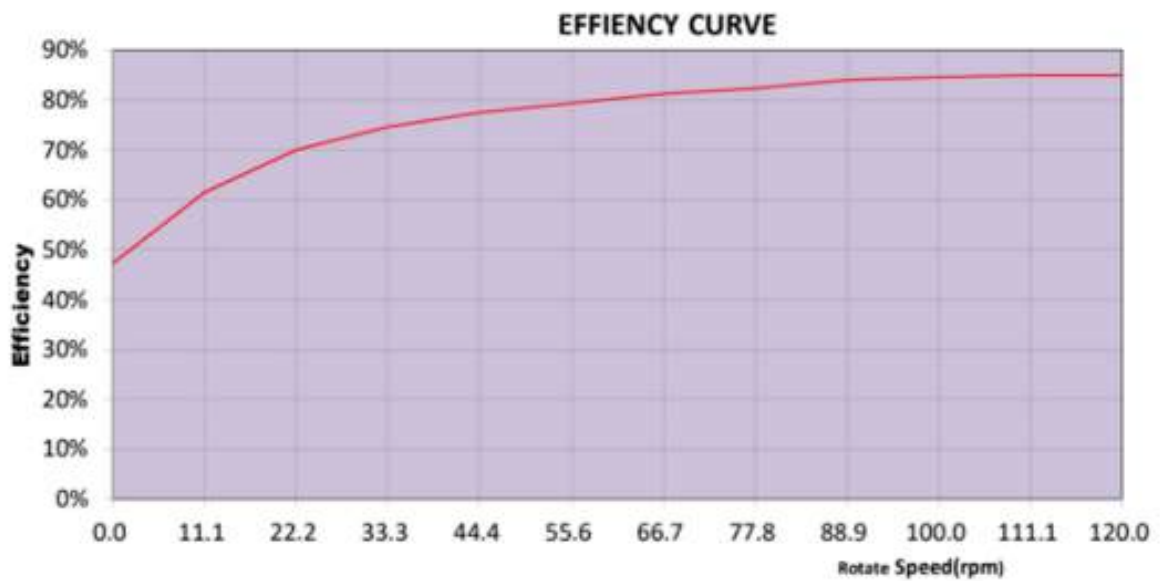


Figura 7-3 Curva de eficiencia de generador

Se seleccionarán los componentes para tener una velocidad de funcionamiento entre 90 y 110 RPM y que la eficiencia del generador sea la máxima posible.

7.2 Freno eje

Se coloca un freno en el eje anterior al generador para asegurar que la velocidad del eje no supera las 100RPM.

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 preconfigurada. Desde 3 RPM a hasta 4500RPM



Technical Data				Size											
				2	4	8	16	32	60	100	150	250	500	1000	
Braking torque ^{1,1)}	Standard brake ¹⁾ Type 891.0_ _ _ Type 891.2_ _ _ ⁹⁾	M_N	[Nm]	2	4	8	16	32	60	100	150	250	500	1000	
	Holding brake Type 891.1_ _ _ Type 891.5_ _ _	M_N	[Nm]	4	8	16	32	64	100	180	280	460	900	1800	
Electrical power		P_N	[W]	19	25	29	38	46	69	88	98	120	152	160	
Maximum speed	Standard brake	n_{max}	[rpm]	6000	5000	4000	3500	3000	3000	3000	4200	3600	3000	2500 ¹⁰⁾	
	Holding brake	n_{max}	[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_{ref}	[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 7-4 Tabla de Freno de Eje

Dado el torque calculado en 7.8 se selecciona el freno de 250 NM.

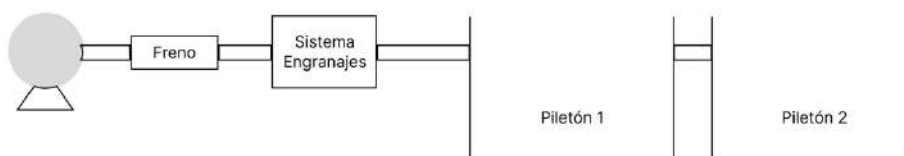


Figura 7-5 Esquema simplificado con freno Fuente: Elaborado por el autor

7.3 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**.

Inicialmente, se consideró la posibilidad de instalar una única caja de engranajes para elevar la velocidad de los flotadores hasta el nivel requerido por el generador eléctrico. Sin embargo, debido a razones que se explicarán en secciones posteriores, esta opción se reveló inviable. Como resultado, después de evaluar varias alternativas y llevar a cabo cálculos pertinentes, se llegó a la elección del siguiente diseño:

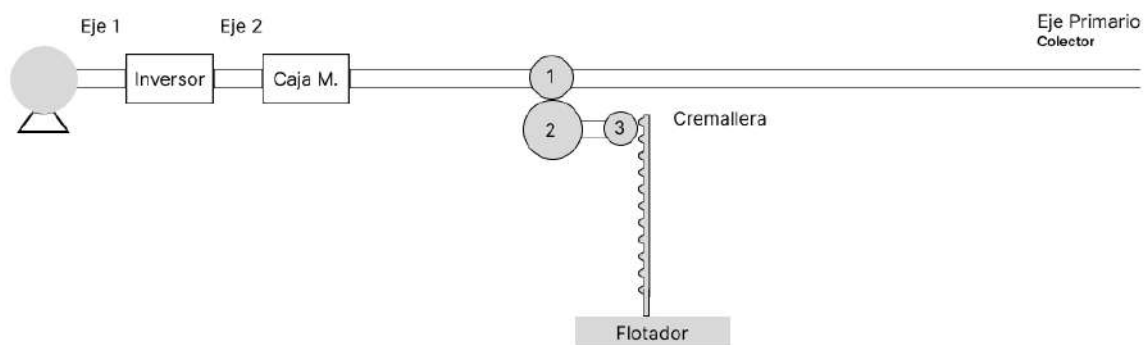


Figura 7-6 Sistema de engranajes Fuente: Elaborado por el autor

A continuación se realizará el cálculo de la cremallera y los engranajes 1, 2 y 3.

7.3.1 Cálculo Engranaje 3

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



Figura 7-7 Engranajes rectos

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

7.3.1.1 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:

$$F_t = 181300 \text{ [N]} = 18.487,45 \text{ [Kg]}$$

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

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): $2.5 p < b < 4 p$. [12]

Por lo tanto, la relación ρ entre el ancho del engranje (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 σ_{adm} y luego de haber realizado varias iteraciones se selecciona el acero SAE 4340 (sin tratamiento) de $\sigma_{adm} = 4550$ [Kg/cm²].

<i>Material</i>	σ_{adm} [Kg/cm ²]	HB
Fundición gris		
ASTM 25	560	174
ASTM 35	840	212
ASTM 50	1025	223
Acero fundido (bajo carbono)		
0.20% C (sin tratamiento térmico)	1400	180
0.20% C (templado en agua y revenido)	1750	250
Acero al carbono forjado		
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
Aceros aleados		
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
Materiales a base de Cobre		
SAE 43 (ASTM B147-52, 8 ^o) (manganeso bronce)	1400	100
SAE 62 (ASTM B143-52, 1 ^o) (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
No metales		
Baquelita, Micarta, Cederrón	420	

Figura 7-8 Tensiones admisibles de distintos materiales Fuente[12]

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 7-9 Tabla para evitar interferencia en engranajes Fuente [12]

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 7-10 Tabla de factor de forma y Fuente:[12]

El factor de forma depende del número de dientes y del ángulo de presión. Para Z=18 y $\phi=20^\circ$, el factor y resulta:

$$y_{18} = 0.098$$

$$p = \text{raiz}\left(\frac{F_t}{4 \cdot y \cdot \sigma_{adm}}\right) = \frac{18487,45 \text{ [Kg]}}{4 \cdot 0,098 \cdot 4550} = 3,22 \text{ [cm]} = 32.2 \text{ [mm]}$$

$$M = \frac{p}{\pi} \Rightarrow 10,25 \text{ mm. Se adopta } M=10\text{mm}$$

$$D_p = M * Z \Rightarrow 180 [mm]$$

$$V = \omega \cdot R \Rightarrow \omega = \frac{V}{R} = \frac{0,0088 \frac{[m]}{[s]}}{\frac{0,18}{2} [m]} = 0,098 \left[\frac{rad}{s} \right] = 0,94 [rpm]$$

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

7.3.1.2 Verificamos Lewis ($F_t < F_b$)

$$F_t = \frac{450000 * N}{n * p_e * Z} = 18.487,45 [Kg]$$

$$F_b = b * y * p * \sigma_{adm} = 12.88 * 0.098 * 3.22 * 4550 = 18.493,1 [Kg]$$

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

Ahora se verificará por AGMA.

7.3.1.3 Verificación mediante AGMA

La verificación de los engranes está basado 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. En el momento de realización del presente proyecto, la normativa objeto de estudio es la publicación más reciente disponible.

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 del diente son estándar.
- Se desprecian las fuerzas de rozamiento.

Campo de aplicación de la NORMA

La norma ANSI/AGMA 2101-D04 proporciona un método de cálculo mediante el cual 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. [13]

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

- Los dientes están dañados.
- Engranajes rectos con un grado de recubrimiento, Σ , inferior a 1.0.
- Engranajes rectos o helicoidales con un grado de recubrimiento, Σ , 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.

7.3.1.3.1 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:

$$\sigma_t = \frac{W_t * K_a}{K_v} * \frac{K_s}{m * F} * \frac{K_m * K_b * K_I}{J}$$
$$\sigma_{adm} = \sigma_{at} * \frac{K_L}{K_T * K_R}$$

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.

- ❖ σ_t = Esfuerzo calculado en la raíz del diente [kg/cm²]
- ❖ σ_{adm} = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm²]
- ❖ σ_{at} = Esfuerzo admisible según el material [kg/cm²]
- ❖ $W_t = F_t$ = Carga tangencial transmitida [kg]
- ❖ K_a = Factor de sobrecarga
- ❖ K_v = Factor de velocidad
- ❖ m = módulo [cm]
- ❖ $F = b$ = Ancho del engrane [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

- **Wt:** Carga tangencial transmitida: se determina de la siguiente manera:

$$W_t[kgf] = \frac{71620 * N[HP]}{n[rpm] * R[cm]}$$

La carga tangencial transmitida se determina igual a la obtenida anteriormente con

Lewis:

$$W_t = F_t = 18487.45 [Kg]$$

- **Ka:** Factor de sobrecarga o de aplicación. Considera que **Wt** 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		
	Uni forme	Choques moderados	Choques intensos
Uni forme	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 $(Z_G/Z_F)^2$. Para helicoidales se requieren otras consideraciones. Si se aplica un factor se 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

Figura 7-11 Tipos de sistemas motores impulsados

El sistema impulsado se caracteriza por choques moderados por lo que el factor de sobrecarga toma el siguiente valor: $K_a = 1$

- **Kv:** Factor dinámico. Tiene en cuenta las fuerzas internas generadas por imprecisiones en la fabricación y en el engrane 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 7-12 Calidad de engranje Q_v

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

$$V_p = \omega * R_{medio} = 0,0088 \text{ m/s}$$

Entonces, con estos datos obtenemos el factor K_v a partir de la figura 52, que resulta:

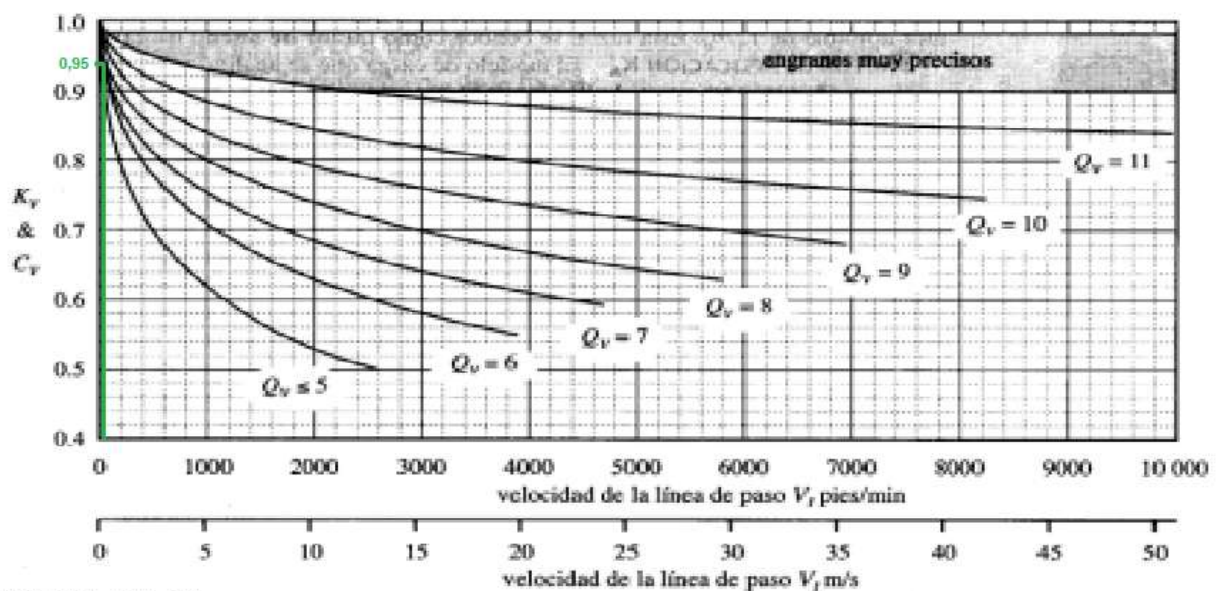


FIGURA 11-22 Factores dinámicos K_v y C_v de AGMA.

Figura 7-13 Factor de engranje K_v Fuente:[12]

$$K_v = 0.95$$

- **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 7-14 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 $K_I = 1$ ya que no hay engranajes medios.

- **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 $J=0,7$.

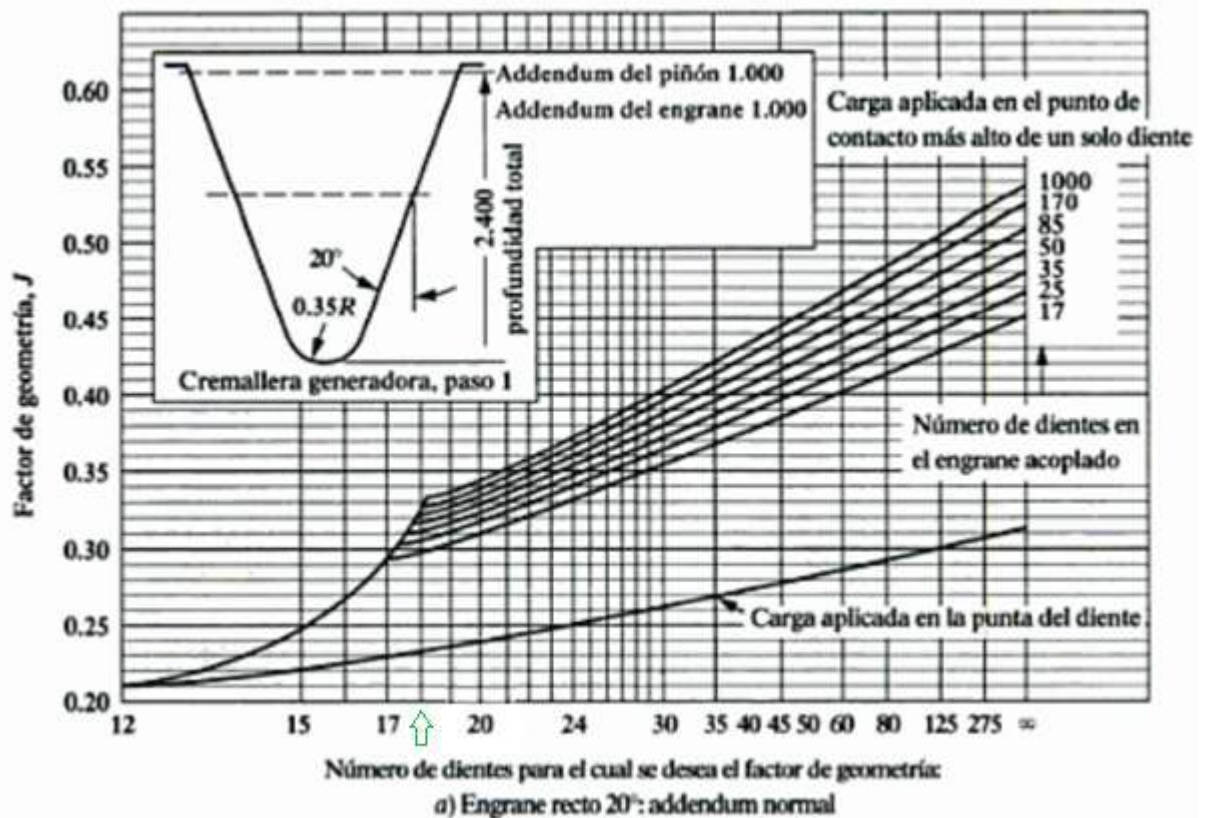


Figura 7-15 Factor de geometría J Fuente [12]

- **KL:** 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

Figura 7-16 Factor de duración Fuente[14]

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:

$$T[seg] = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{n[rpm] * \frac{2\pi}{60}} = \frac{60}{n[rpm]} = \frac{60}{0,94 [rpm]} = 63,83 \text{ segundos}$$

$$\text{Número de Ciclos} = \frac{\text{Vida}}{\text{Periodo de cada Ciclo}}$$

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

$$N = 1.700.000 \text{ ciclos}$$

Suponiendo un trabajo continuo los 365 días del año y recordando que funcionan 15 minutos por hora la duración sería de :

$$\frac{30000 \text{ hs}}{365 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{hs}}{\text{día}} \cdot \frac{1}{4}} = 13,7 \text{ años}$$

Dureza: 475 HB

Por lo tanto:

N° de ciclos	C _L	K _L				
		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

Figura 7-17 Factor de duración KL y CL

$$K_L = 1.2$$

- **KT:** Factor de temperatura: Se utiliza para ajustar el valor del esfuerzo admisible tomando en consideración la temperatura.

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

Tf: temperatura máxima de trabajo en F

En los engranajes en los que el aceite o los cuerpos de los engranajes trabajan con temperaturas que no exceden 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, Kt=1.

- **KR:** 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 igual a 0.85.

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

Figura 7-18 Factor de confiabilidad Fuente [12]

De esta forma, resulta:

$$\sigma_t = \frac{18487.45 [kg] * 1}{0.95} * \frac{1}{1 [cm] * 12.88[cm]} * \frac{1 * 1 * 1}{0,7} = 2158,43 \text{ kg/cm}^2$$

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 ²]	Sac [lb/plg ²]	
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 7-19 Dureza de acero Fuente [12]

$$\sigma_{at} = 65.000 \frac{lb}{pulg^2} = 4570 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 4570 \text{ kg/cm}^2 * \frac{1.2}{1 * 0,85} = 6451,77 \text{ kg/cm}^2$$

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

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

Ahora se verificará el criterio de desgaste.

7.3.1.3.2 Desgaste

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

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

$$\sigma = W^t K_0 K_v K_s \frac{P_d K_m K_B}{F J}, \sigma_c = C_p \sqrt{W^t K_0 K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}}$$

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

La actual norma Agma

Donde:

- ❖ σ_c = Esfuerzo de contacto [kg/cm²]
- ❖ σ_{adm} = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm²]
- ❖ σ_{ac} = Esfuerzo admisible por contacto [kg/cm²]
- ❖ 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 engrane [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

Donde se mantienen los mismos valores de aquellos factores que se calcularon anteriormente como K_i .

- **Cp:** 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.

$$C_p [\sqrt{lb/psig^2}] = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_R^2}{E_R} \right)}}$$

La AGMA define este coeficiente según la tabla 20, 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 7-20 Coeficiente elástico Cp Fuente [12]

$$C_p = 2300 [lb/pulg^2]^{0,5} \rightarrow C_p = 610 [kg/cm^2]^{0,5}$$

- **Cf:** Factor de estado o condición de la superficie: El factor depende del acabado superficial (según sea afectado por el cortado, acepillado, 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 indiquen 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 $I = 0,3$.

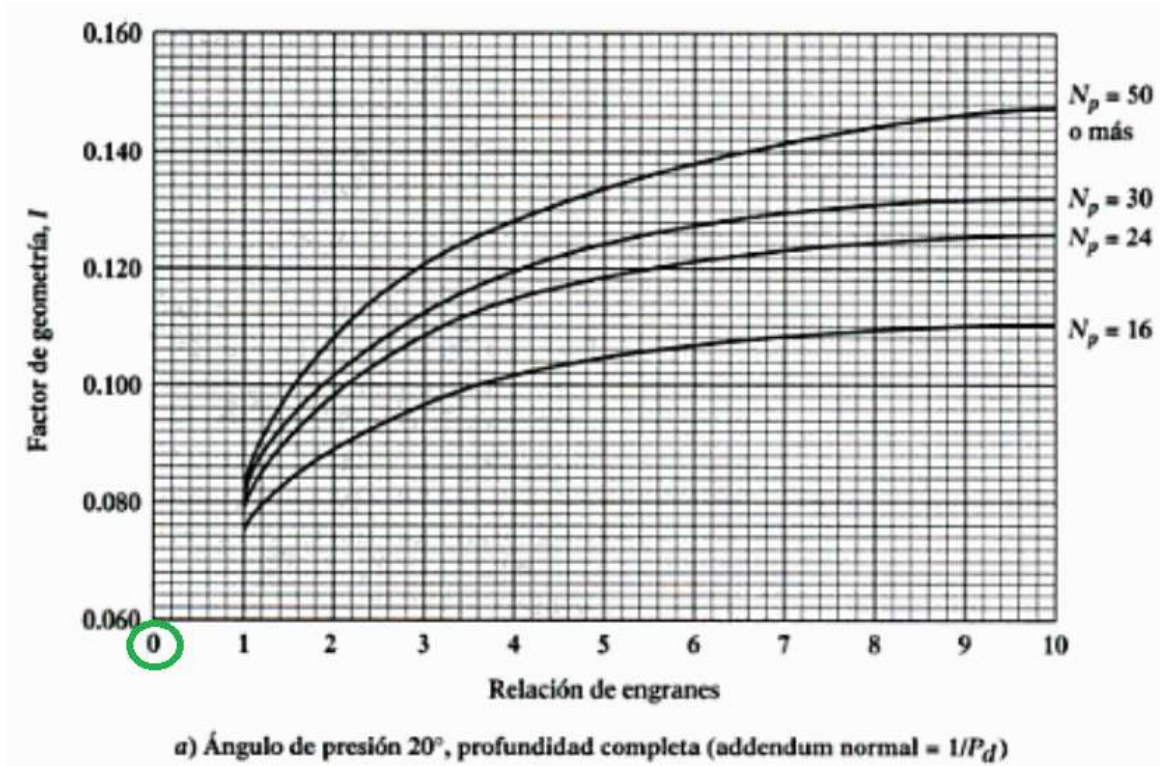


Figura 7-21 Factor de geometría Fuente [12]

- **CH:** 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:

$$\sigma_c = 610 * \sqrt{18487.45 * 1 * 0,95 * \frac{1}{18[cm] * 12.88[cm]} * \frac{1 * 1}{0,3}} = 9693,4 \text{ kg/cm}^2$$

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 ²]	Sac [lb/plg ²]
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 7-22 Dureza de acero Fuente [12]

$$\sigma_{ac} = 220.000 \text{ lb/pulg}^2 = 15.467,53 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 15.467,53 \text{ kg/cm}^2 * \frac{1.2 * 1}{1 * 0,85} = 21.836,5 \text{ kg/cm}^2$$

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

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

7.3.2 Cálculo de 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:

$$F_b = b * y * p * \sigma_{adm}$$

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.

Tabla de factor de forma:

Z	$\Theta = 14.5^\circ$	$\Theta = 20^\circ$	Stub $\Theta = 20^\circ$	$\Theta = 25^\circ$
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 7-23 Factor de forma Fuente [12]

Tomando este caso particular donde el engranaje y cremallera son del mismo material, al aumentar el factor de forma aumenta el F_b .

Y 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, de 13 metros de largo. 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 0,94 RPM, debemos aumentar la velocidad del eje a 100RPM 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 situara previo 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.

Es este el motivo principal de la decisión de poner un par de engranajes previo a la caja de engranajes ya que, como se verá más adelante, se debió bajar el torque para poder seleccionar un embrague adecuado.

7.3.3 Cálculo Engranaje 1

Para comenzar con el diseño, se investigó en distintas bibliografías que es lo recomendable para casos similares al planteado que 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° . Luego se verificará por los métodos de Lewis y AGMA.

7.3.3.1 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:

$$F_t = 181300 \text{ [N]} = 18487.45 \text{ [Kg]}$$

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

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 ρ 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 σ_{adm} depende únicamente del material. Se opta por elegir un acero SAE 4340 (sin tratamiento) por lo cual $\sigma_{adm} = 4550 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$

<i>Material</i>	σ_{adm} [Kg/cm ²]	HB
<i>Fundición gris</i>		
ASTM 25	560	174
ASTM 35	840	212
ASTM 50	1055	223
<i>Acero fundido (bajo carbono)</i>		
0.20% C (sin tratamiento térmico)	1400	180
0.20% C (templado en agua y revenido)	1750	250
<i>Acero al carbono forjado</i>		
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
<i>Aceros aleados</i>		
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
<i>Materiales a base de Cobre</i>		
SAE 43 (ASTM B147-52, 8 ^o) (manganeso bronce)	1400	100
SAE 62 (ASTM B143-52, 1 ^o) (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
<i>No metales</i>		
Baquelita, Micarta, Cederrón	420	

Figura 7-24 Tensiones admisibles de materiales Fuente [12]

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 7-25 Factor de Forma Fuente [12]

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

$$y_{16} = 0.094$$

$$p = \text{raiz}\left(\frac{F_t}{4 \cdot y \cdot \sigma_{adm}}\right) = \frac{18487,45 \text{ [Kg]}}{4 \cdot 0,094 \cdot 4550} = 3,28 \text{ [cm]} = 32,8 \text{ [mm]}$$

$$M = \frac{p}{\pi} \Rightarrow 10,46 \text{ mm. Se adopta } M=11 \text{ mm}$$

$$D_p = M * Z \Rightarrow 176 \text{ [mm]}$$

$$\omega = 4 \text{ [rpm]}$$

7.3.3.2 Verificamos Lewis ($F_t < F_b$)

$$F_t = \frac{450000 * N}{n * p_e * Z} = 18.487,45 \text{ [Kg]}$$

$$F_b = b * y * p * \sigma_{adm} = 13,12 * 0.094 * 3,28 * 4550 = 18.405,5 \text{ [Kg]}$$

Se puede observar que **verifica**.

7.3.3.3 Verificación mediante AGMA

Las suposiciones para las cuales se pueden aplicar 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 del diente son estándar.
- Se desprecian las fuerzas de rozamiento.

7.3.3.3.1 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:

$$\sigma_t = \frac{W_t * K_a}{K_v} * \frac{K_s}{m * F} * \frac{K_m * K_b * K_I}{J}$$
$$\sigma_{adm} = \sigma_{at} * \frac{K_L}{K_T * K_R}$$

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.

- ❖ σ_t = Esfuerzo calculado en la raíz del diente [kg/cm²]
- ❖ σ_{adm} = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm²]
- ❖ σ_{at} = Esfuerzo admisible según el material [kg/cm²]
- ❖ $W_t = F_t$ = Carga tangencial transmitida [kg]
- ❖ K_a = Factor de sobrecarga
- ❖ K_v = Factor de velocidad
- ❖ m = módulo [cm]
- ❖ $F = b$ = Ancho del engrane [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

- **Wt:** Carga tangencial transmitida: se determina de la siguiente manera:

$$W_t[kgf] = \frac{71620 * N[HP]}{n[rpm] * R[cm]}$$

La carga tangencial transmitida se determina igual a la obtenida anteriormente con

Lewis:

$$W_t = F_t = 18.487,45 [Kg]$$

- **Ka:** Factor de sobrecarga o de aplicación. Considera que **Wt** 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	Característica	Ejemplos
<i>Motriz</i>	Uniforme	Motores eléctricos, turbinas
	Choques ligeros	Motores de combustión interna, multicilíndricos
	Choques medianos	Motores de combustión interna, monocilíndricos
<i>Impulsado</i>	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

Figura 7-26 Tipos de sistemas motores e impulsados

Sistema motriz	Sistema impulsado		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
<i>Uniforme</i>	1,00	1,25	$\geq 1,75$
<i>Choques ligeros</i>	1,25	1,50	$\geq 2,00$
<i>Choques medianos</i>	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 $K_L(C_L)$.

El sistema impulsado se caracteriza por choques moderados por lo que el factor de sobrecarga toma el siguiente valor: $K_a = 1$

- **K_v :** Factor dinámico. Tiene en cuenta las fuerzas internas generadas por imprecisiones en la fabricación y en el engrane 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 engranaje 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 7-27 Calidad de engranaje Fuente [13]

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

$$V_p = \omega * R_{medio} = 0,037 \text{ m/s}$$

Entonces, con estos datos obtenemos el factor K_v a partir de la figura 52, que resulta:

$$K_v = 0.95$$

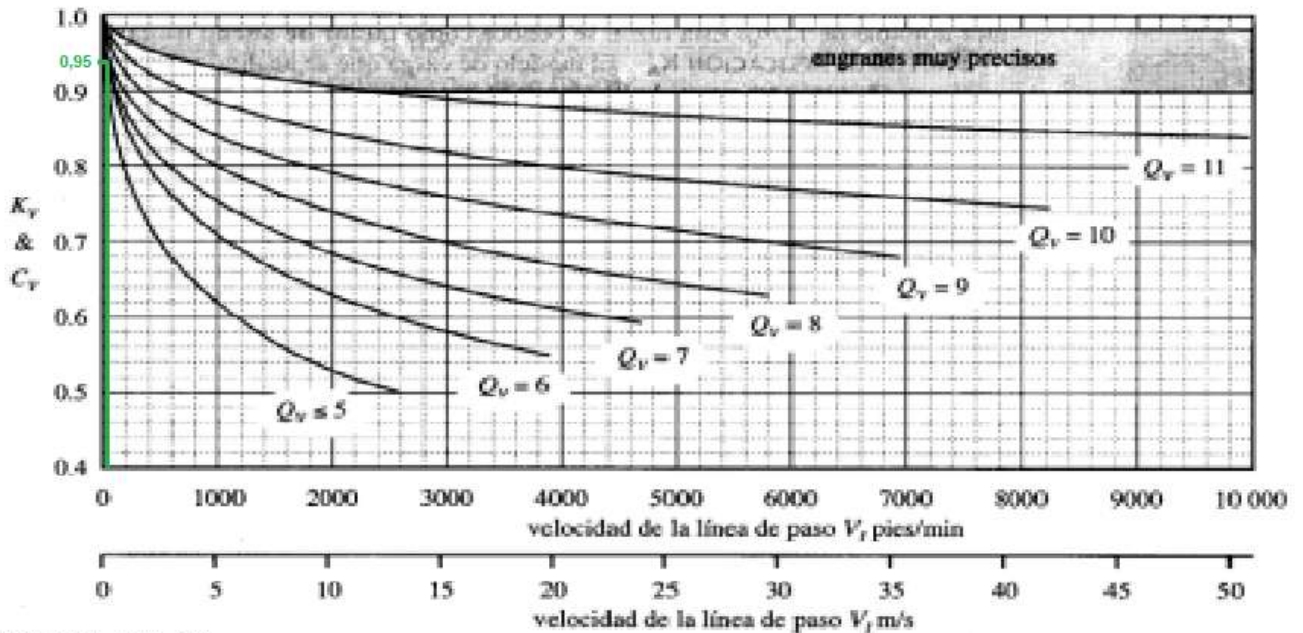


Figura 7-28 Factores dinámicos K_v y C_v Fuente [12]

- **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 el otro engranaje 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 7-29 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 $K_I = 1$ ya que no hay engranajes medios.

- ***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 68 dientes (ya que es la cantidad de dientes del otro engranaje con el cual engrana). Por lo tanto, se obtiene $J=0,27$.

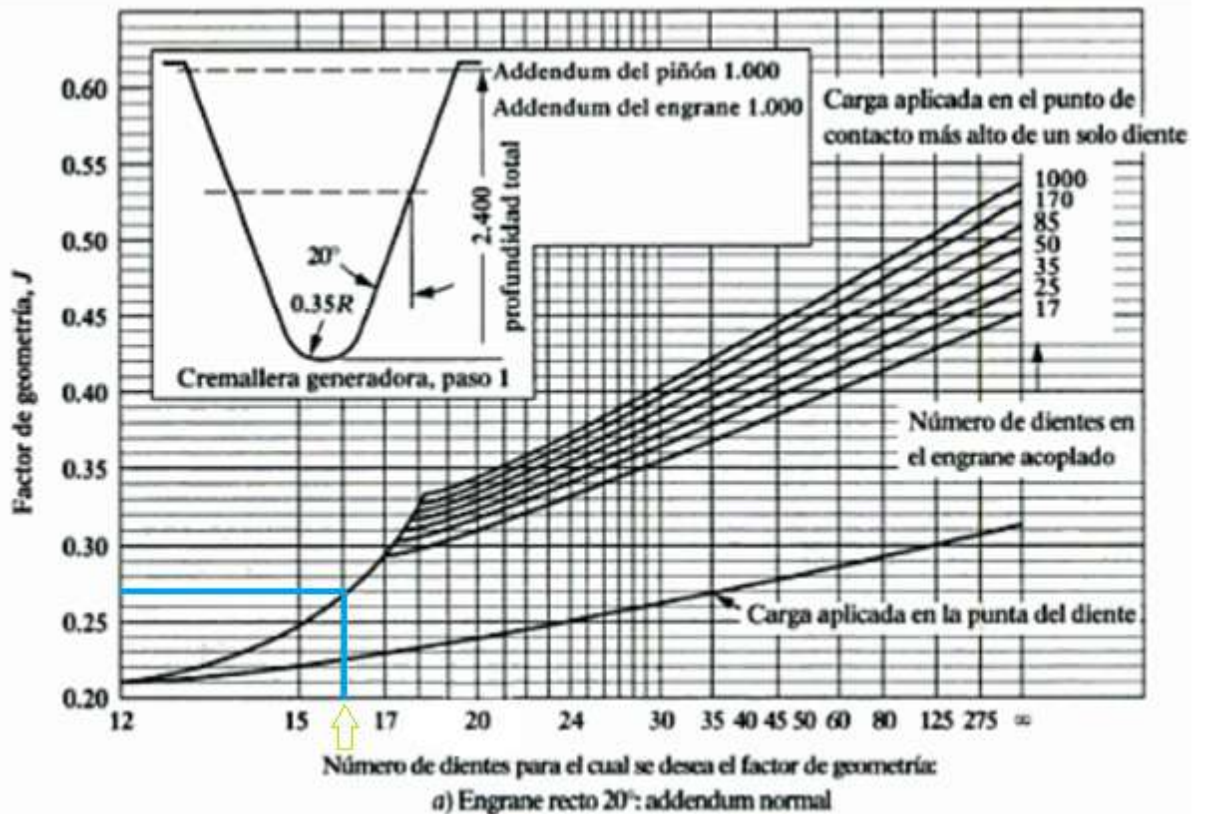


Figura 7-30 Factor de geometría Fuente [12]

- **KL:** 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

Figura 7-31 Factor de duración Fuente[14]

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:

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

$$\text{Número de Ciclos} = \frac{\text{Vida}}{\text{Periodo de cada Ciclo}}$$

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

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

Suponiendo un trabajo continuo los 365 días del año y recordando que funcionan 15 minutos por hora la duración sería de :

$$\frac{30000 \text{ hs}}{365 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{hs}}{\text{día}} \cdot \frac{.1}{4}} = 13,7 \text{ años}$$

La dureza es de 475 HB, por lo tanto:

N° de ciclos	C _L	K _L				
		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

Figura 7-32 Factor de duración K_L y C_L

$$K_L = 1.0$$

- **KT:** 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 exceden 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.

- **KR:** 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 igual a 0.85.

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

Figura 7-33 Factor de confiabilidad Fuente [12]

De esta forma, resulta:

$$\sigma_t = \frac{18487.45 [kg] * 1}{0.95} * \frac{1}{1,1 [cm] * 13,12[cm]} * \frac{1 * 1 * 1}{0,27} = 4994,17 kg/cm^2$$

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 ²]	Sac [lb/plg ²]
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 7-34 Dureza de acero Fuente [12]

$$\sigma_{at} = 65.000 \frac{lb}{pulg^2} = 4570 kg/cm^2$$

$$\sigma_{adm} = 4570 kg/cm^2 * \frac{1}{1 * 0,85} = 5376,5 kg/cm^2$$

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

Por lo tanto, el criterio AGMA de seguridad **verifica** que el diseño es apto a la flexión. Ahora debemos determinar si se verifica el criterio al desgaste.

7.3.3.3.2 Desgaste

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

$$\sigma_c = C_P * \sqrt{W_t * C_a * C_v * \frac{C_S}{D_p * F} * \frac{C_m * C_f}{I}}$$

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

Donde:

- ❖ σ_c = Esfuerzo de contacto [kg/cm²]
- ❖ σ_{adm} = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm²]
- ❖ σ_{ac} = Esfuerzo admisible por contacto [kg/cm²]
- ❖ 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 engrane [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

Donde se mantienen los mismos valores de aquellos factores que se calcularon anteriormente como K_i .

- **Cp**: 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.

$$C_p [\sqrt{lb/pulg^2}] = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_R^2}{E_R} \right)}}$$

La AGMA define este coeficiente según la tabla 20, 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 7-35 Coeficiente elástico Fuente [12]

$$C_p = 2300 [\text{lb/pulg}^2]^{0,5} \rightarrow C_p = 610 [\text{kg/cm}^2]^{0,5}$$

- **C_f**: Factor de estado o condición de la superficie: El factor depende del acabado superficial (según sea afectado por el cortado, acepillado, 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 indiquen 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 ($i=4,255$) y el número de dientes del piñón ($N_p=16$) se puede hallar el factor de geometría. Por lo tanto, $I = 0,102$.

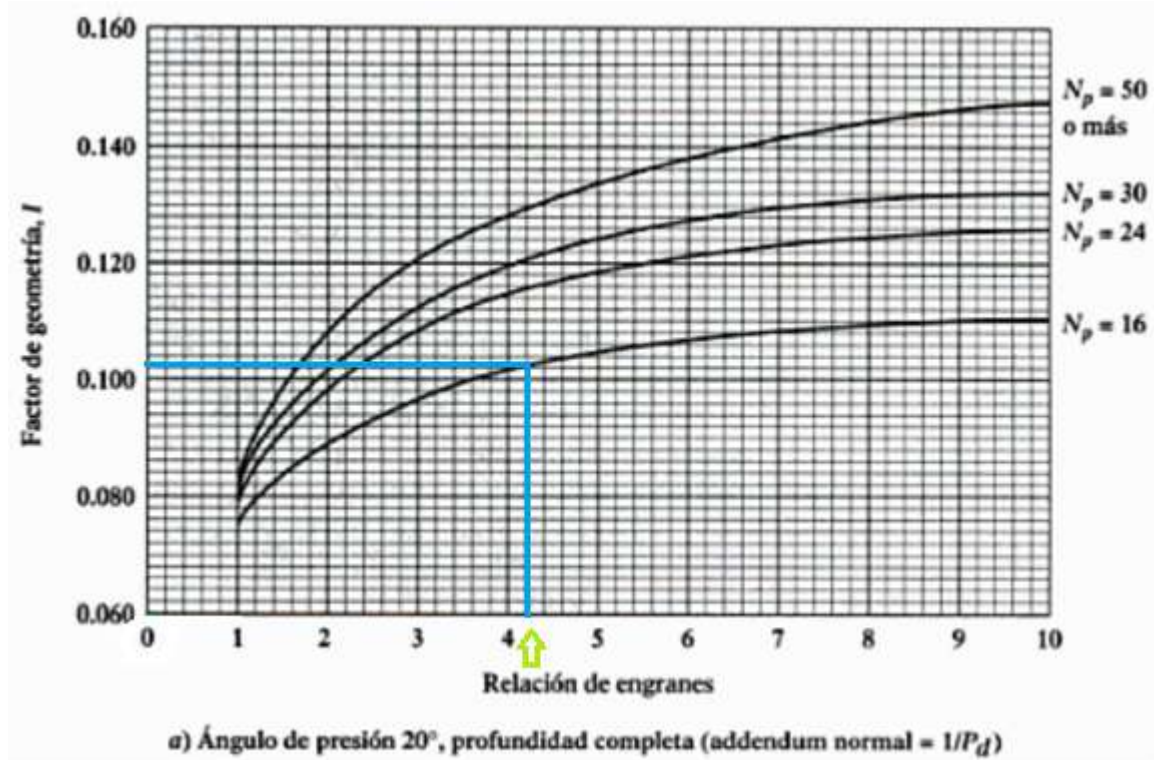


Figura 7-36 Factor de geometría Fuente [12]

- **CH:** Factor de relación de dureza: tiene en cuenta la diferencia de dureza entre los engranajes. Como ambos engranajes tendrán la misma dureza, 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:

$$\sigma_c = 610 * \sqrt{18487.45 * 1 * 0,95 * \frac{1}{17,6[cm] * 12.92[cm]} * \frac{1 * 1}{0,102}} = 16785,8 \text{ kg/cm}^2$$

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 ²]	Sac [lb/plg ²]	
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 7-37 Dureza de acero Fuente [12]

$$\sigma_{ac} = 220.000 \text{ lb/pulg}^2 = 15.467,53 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 15.467,53 \text{ kg/cm}^2 * \frac{1 * 1}{1 * 0,85} = 18.197,1 \text{ kg/cm}^2$$

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

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

7.3.4 Cálculo Engranaje 2

7.3.4.1 Prediseño por fórmula de Lewis

Recordando que la velocidad del engranaje de los flotadores (secundario) es de 0,94 RPM y necesitamos una velocidad de 4 RPM en el eje colector, podemos obtener la relación de transmisión entre engranajes:

$$i = \frac{N_2}{N_1} = \frac{4}{0,94} = 4,25$$

$$Z_1 = Z_2 \cdot i = 16 \cdot 4,25 = 68$$

Como el módulo es el mismo para ambos engranajes (M=11), podemos obtener el D_p del engranaje bajo estudio como:

$$D_p = M \cdot Z = 11 \cdot 68 = 748 \text{ mm}$$

Luego, se puede apreciar en la siguiente tabla que con $Z=16$ (piñón) y un ángulo de presión de 20° , el Z_{\max} para la rueda es de 101. Como en nuestro caso tenemos que $Z=68$ (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	<i>Interf.</i>	< 13	<i>Interf.</i>	< 9	<i>Interf.</i>
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 7-38 Tabla de interferencias de engranajes Fuente [12]

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 7-39 Factor de forma Fuente [12]

El factor de forma depende del número de dientes y del ángulo de presión. Para $Z=68$ y $\phi=20^\circ$, el factor y resulta:

$$y_{68} = 0,136$$

$$p = \text{raiz}\left(\frac{F_t}{4 \cdot y \cdot \sigma_{adm}}\right) = \frac{18487,45 \text{ [Kg]}}{4 \cdot 0,136 \cdot 4550} = 2,73 \text{ [cm]} = 27.3 \text{ [mm]}$$

$$M = 11 .$$

$$D_p = 748 \text{ [mm]}$$

$$\omega = 0,94 \text{ [rpm]}$$

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

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

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

7.3.4.2 Verificamos Lewis ($F_t < F_b$)

$$F_t = \frac{450000 * N}{n * p_e * Z} = 18.487,45 \text{ [Kg]}$$

$$F_b = b * y * p * \sigma_{adm} = 10,92 * 0.136 * 2,73 * 4550 = 18.447,41 \text{ [Kg]}$$

Se puede observar que **verifica**

7.3.4.3 Verificación mediante AGMA

Las suposiciones para las cuales se pueden aplicar 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 del diente son estándar.
- Se desprecian las fuerzas de rozamiento.

7.3.4.3.1 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:

$$\sigma_t = \frac{W_t * K_a}{K_v} * \frac{K_s}{m * F} * \frac{K_m * K_b * K_I}{J}$$

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

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.

- ❖ σ_t = Esfuerzo calculado en la raíz del diente [kg/cm²]
- ❖ σ_{adm} = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm²]
- ❖ σ_{at} = Esfuerzo admisible según el material [kg/cm²]
- ❖ $W_t = F_t$ = Carga tangencial transmitida [kg]
- ❖ K_a = Factor de sobrecarga
- ❖ K_v = Factor de velocidad
- ❖ m = módulo [cm]
- ❖ $F = b$ = Ancho del engrane [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

- **Wt:** Carga tangencial transmitida: se determina de la siguiente manera:

$$W_t[kgf] = \frac{71620 * N[HP]}{n[rpm] * R[cm]}$$

La carga tangencial transmitida se determina igual a la obtenida anteriormente con

Lewis:

$$W_t = F_t = 18487,45 [Kg]$$

- **Ka:** Factor de sobrecarga o de aplicación. Considera que **Wt** 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

Sistema	Característica	Ejemplos
<i>Motriz</i>	Uniforme	Motores eléctricos, turbinas
	Choques ligeros	Motores de combustión interna, multicilíndricos
	Choques medianos	Motores de combustión interna, monocilíndricos
<i>Impulsado</i>	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)
		Trituradoras de mineral, compresores

Figura 7-40 Tipos de sistemas motores e impulsados

impulsado. Puede ser obtenido de las siguientes tablas:

Sistema motriz	Sistema impulsado		
	Uniforme	Choques moderados	Choques intensos
<i>Uniforme</i>	1,00	1,25	$\geq 1,75$
<i>Choques ligeros</i>	1,25	1,50	$\geq 2,00$
<i>Choques medianos</i>	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 $K_L(C_L)$.

El sistema impulsado se caracteriza por choques moderados por lo que el factor de sobrecarga toma el siguiente valor:

$$K_a = 1$$

- **K_v :** Factor dinámico. Tiene en cuenta las fuerzas internas generadas por imprecisiones en la fabricación y en el engrane 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 7-41 Calidad de engranaje

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

$$V_p = \omega * R_{medio} = 0,037 \text{ m/s}$$

Entonces, con estos datos obtenemos el factor K_v a partir de la figura 52, que resulta:

$$K_v = 0.95$$

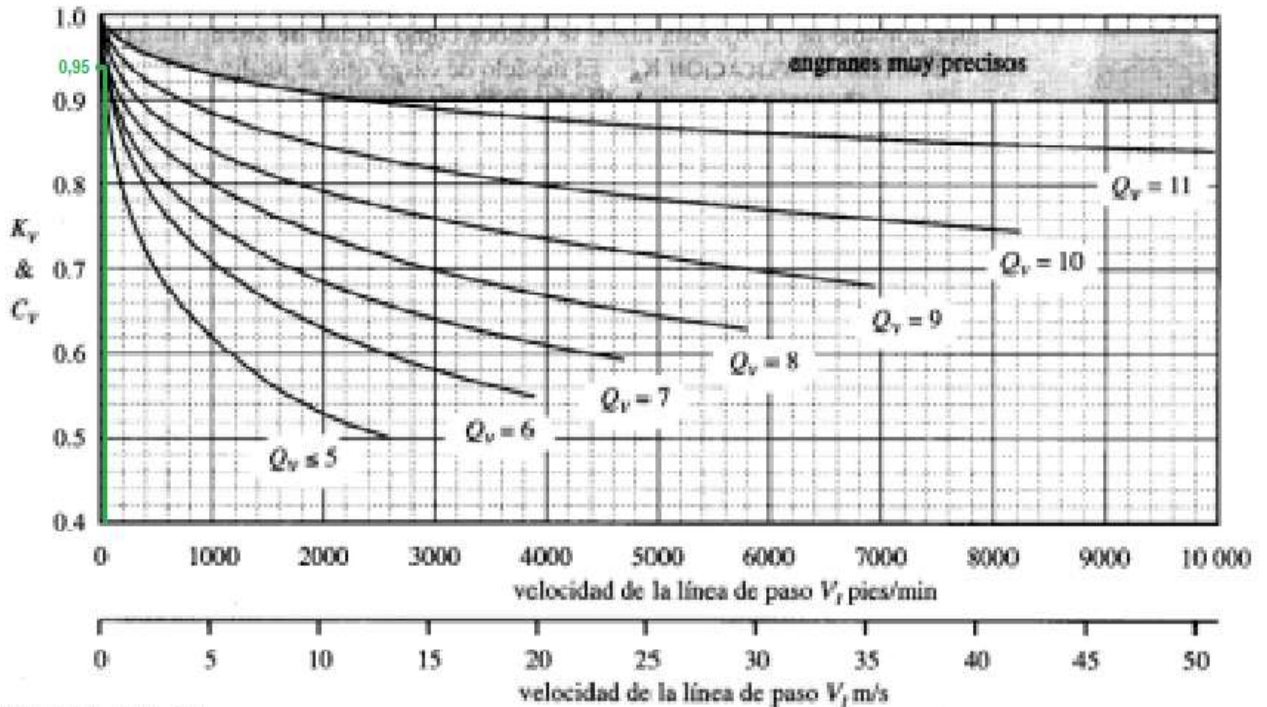


FIGURA 11-22

Figura 7-42 Factores dinámicos K_v y C_v Fuente [12]

- **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 7-43 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 $K_I = 1$ ya que no hay engranajes medios.

- **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 $Z=68$ hasta intersectar una curva de $Z=16$ (ya que es la cantidad de dientes del otro engranaje con el cual engrana). Por lo tanto, $J=0,41$.

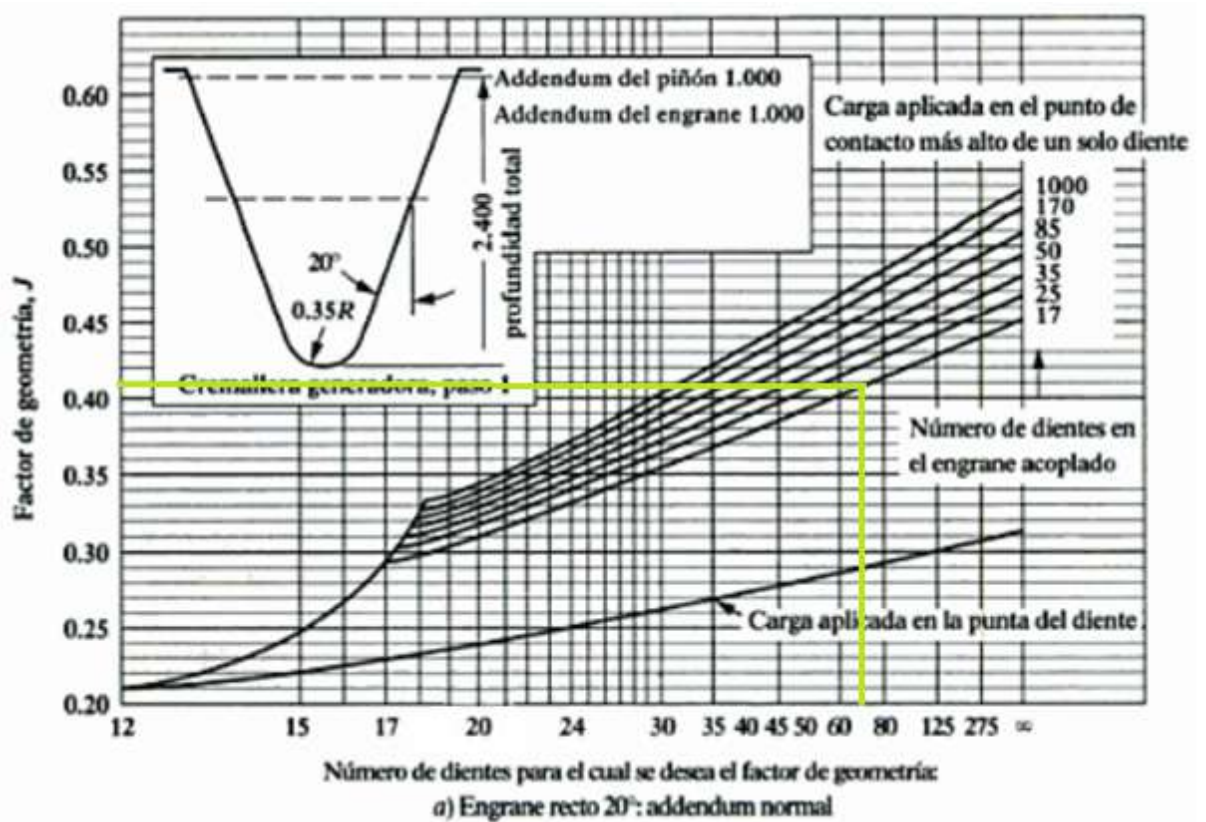


Figura 7-44 Factor de geometría Fuente [12]

- **KL:** 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

Figura 7-45 Factor de duración Fuente [14]

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:

$$T[seg] = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{n[rpm] * \frac{2\pi}{60}} = \frac{60}{n[rpm]} = \frac{60}{0,94 [rpm]} = 63,83 \text{ segundos}$$

$$\text{Número de Ciclos} = \frac{\text{Vida}}{\text{Periodo de cada Ciclo}}$$

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

$$N = 1.700.000 \text{ ciclos}$$

Suponiendo un trabajo continuo los 365 días del año y recordando que funcionan 15 minutos por hora la duración sería de :

$$\frac{30000 \text{ hs}}{365 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{hs}}{\text{día}} \cdot \frac{1}{4}} = 13,7 \text{ años}$$

La dureza es de 475 HB, por lo tanto:

Nº de ciclos	C _L	K _L				
		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_L y C_L para engranajes de acero

$$K_L = 1.2$$

- **KT:** 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 exceden 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 igual a 0.85.

Confiabilidad	C _R , K _R
0,9	0,85
0,99	1,00
0,999	1,25
0,9999	1,50

Figura 7-46 Factor de confiabilidad

De esta forma, resulta:

$$\sigma_t = \frac{18487,45 [kg] * 1}{0,95} * \frac{1}{1,1 [cm] * 10,92[cm]} * \frac{1 * 1 * 1}{0,41} = 3951,43 kg/cm^2$$

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 ²]	Sac [lb/plg ²]
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 7-47 Dureza de acero

$$\sigma_{at} = 65.000 \frac{lb}{pulg^2} = 4570 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 4570 \text{ kg/cm}^2 * \frac{1,2}{1 * 0,85} = 6451,76 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{at} \leq \sigma_{adm}$$

Por lo tanto, el criterio AGMA de seguridad **verifica** que el diseño es apto a la flexión. Ahora se debe verificar el criterio al desgaste.

7.3.4.3.2 Desgaste

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

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

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

Donde:

- ❖ σ_c = Esfuerzo de contacto [kg/cm²]
- ❖ σ_{adm} = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm²]
- ❖ σ_{ac} = Esfuerzo admisible por contacto [kg/cm²]
- ❖ 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 engrane [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

Donde se mantienen los mismos valores de aquellos factores que se calcularon anteriormente como K_i .

- **Cp:** 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.

$$C_p[\sqrt{b/pu1g^2}] = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_R^2}{E_R} \right)}}$$

La AGMA define este coeficiente según la tabla 20, 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 7-48 Coeficiente elástico

$$C_p = 2300 [lb/pulg^2]^{0,5} \rightarrow C_p = 610 [kg/cm^2]^{0,5}$$

- **C_f**: Factor de estado o condición de la superficie: El factor depende del acabado superficial (según sea afectado por el cortado, acepillado, 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 indiquen 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=4,25) y el número de dientes de la rueda (N_p=68) se puede hallar el factor de geometría. Por lo tanto, $I = 0,130$.

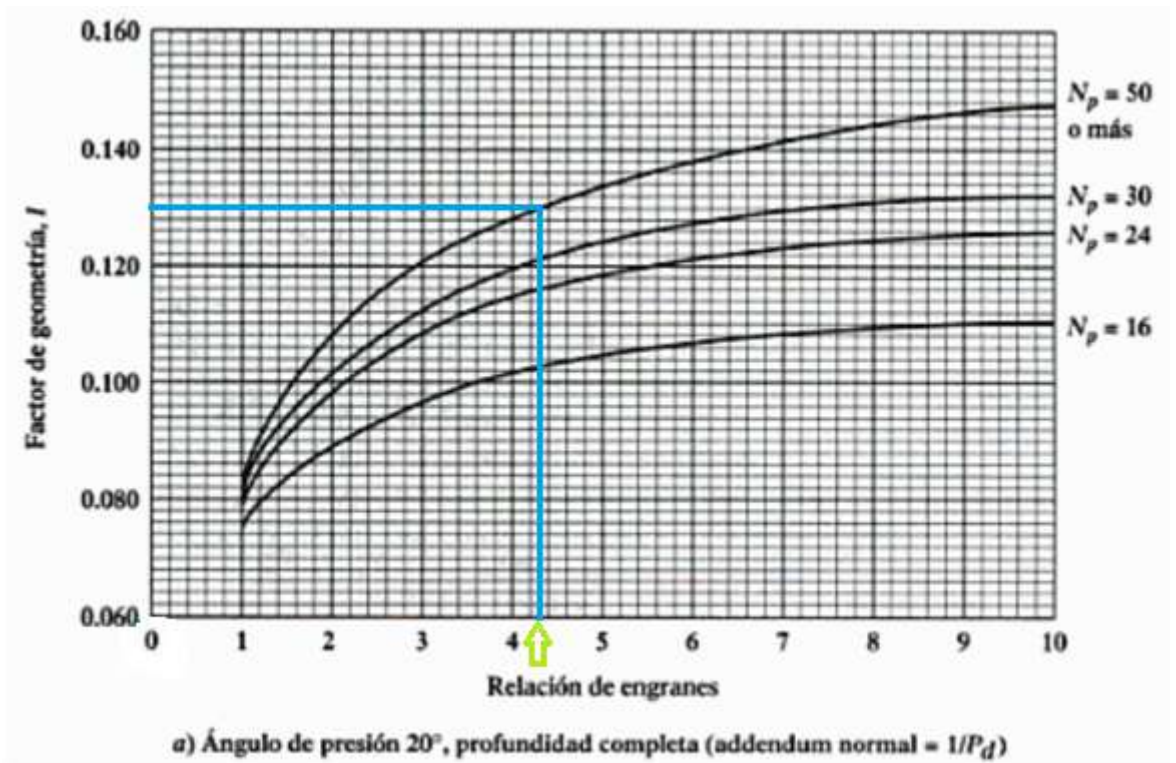


Figura 7-49 Factor de geometría Fuente [12]

- **CH:** Factor de relación de dureza: tiene en cuenta la diferencia de dureza entre los engranajes. 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:

$$\sigma_c = 610 * \sqrt{18487.45 * 1 * 0,95 * \frac{1}{74,8[cm] * 10,92[cm]} * \frac{1 * 1}{0,13}} = 7845,1 \text{ kg/cm}^2$$

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 ²]	Sac [lb/plg ²]
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 7-50 Dureza de acero Fuente [12]

$$\sigma_{ac} = 220.000 \text{ lb/pulg}^2 = 15.467,53 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 15.467,53 \text{ kg/cm}^2 * \frac{1,2 * 1}{1 * 0,85} = 21.836,51 \text{ kg/cm}^2$$

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

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

7.3.5 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:

Torque en engranje 3:

$$T_3 = F \cdot r_3$$

Siendo F la fuerza que debe soportar el engranaje, que es la calculada en el capítulo 5, y r la distancia del centro de acción de la fuerza. En este caso el radio del engranaje 3.

$$T_3 = 181,3 \text{ KN} \cdot \frac{0,18\text{m}}{2} = 16,32 \text{ KNm}$$

Dado que ese valor es significativamente alto, lo que complica la búsqueda de un embrague que cumpla con estas especificaciones y también resulta en costos elevados, se ha optado por incorporar un sistema de engranaje adicional 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.

El sistema es el que se presenta a continuación:

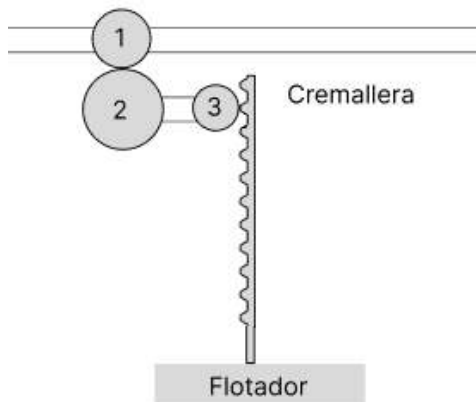


Figura 7-51 Sistema de engranajes de flotadores Fuente: elaboración del autor

Recordando los diámetros primitivos calculados en 7.2.3 y 7.2.4, la relación de conversión es:

$$\frac{176\text{mm}}{748\text{mm}} = 0,235$$

El torque en el engranaje 1 será de $16,32\text{KNm} \cdot 0,235 = 3,8 \text{ KNm}$

Tomando un factor de seguridad de 1,1, el torque para dimensionar el embrague será de $3,8\text{KNm} \cdot 1,1 = 4,2\text{ KNm}$


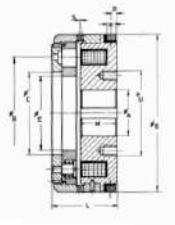
Se selecciona un embrague de la marca GOIZPER

ELECTROMAGNETIC TOOTHED CLUTCHES 4.40, 4.41 AND 4.42 SERIES

EMBRAGUES ELECTROMAGNETICOS DE DIENTES SERIE 4.40, 4.41 Y 4.42

Serie 4.40

ELECTROMAGNETIC SLIPRING TOOTHED CLUTCHES / EMBRAGUES ELECTROMAGNETICOS DE DIENTES CON COLECTOR

The transmission is done connecting the frontal teeth of the driving part with the corresponding teeth of the driven part.

The clutch release time is short and there is not residual torque.

That type of clutches do not admit sliding thus their size determination is very important. The transmissible torque should be higher than the resultant torque M_d or that corresponding to the maximum torque of the motor.

The clutches may be installed horizontally or vertically. In the last case the drooping plate will occupy the lower position.

The front teeth may be triangular or trapezoidal using the triangular shape specially for engaging in stopping position.

Clutches could be manufactured with special teeth in order to get engagement in a certain position.

The engagement must be done at low revolutions or once stopped. However the disengagement could be done at any speed.

La transmisión se realiza por acoplamiento del dentado frontal de la parte conductora con el dentado correspondiente de la parte conducida.

El tiempo de desembrague es corto y su par residual es nulo.

Debido a que este tipo de embragues no admiten deslizamiento, la determinación de su tamaño es muy importante, debiendo ser su par transmisible superior al par resultante M_d o al correspondiente al par máximo del motor.

Los embragues pueden ser montados horizontal o verticalmente y en este último caso, el plato de arastre ocupará la posición inferior.

El dentado frontal puede ser triangular o trapezoidal, utilizando el primero de ellos especialmente para embragar en parado.

Se pueden construir con dentado especial para embragar en una posición determinada.

Deben ser embragados en parado o a bajas revoluciones; en cambio el desembrague puede ser a cualquier velocidad.

SIZE	04	08	11	23	40	10	18	38	55
Torque Nm	40	100	160	300	500	1000	2000	4000	6000
Voltage V	24*								
Power W	12	30	29	40	50	63	72	195	115
Weight Kg	0,5	1	1,50	2,3	3,4	5,2	10,5	20	24
Speed max. min ¹	4.500	4.000	3.600	3.000	2.500	2.100	1.300	1.400	1.000
Motor size	4	8	15	35	75	220	450	1.500	1.500
Armst. Size Kg/cm ²	1,5	3	7	22	45	150	220	1.000	1.500
Ø A min.	15	17	20	21	21	31	41	46	51
Ø A max.	25	30	40	46	55	75	85	100	110
Ø C H.	32	42	50	90	70	95	100	130	150
Ø D	20	32	35	114	134	198	198	250	282
Ø F	28	38,5	44	53	60	86	90	112	123
K	8	8	8	8	10	16	19	10	19
L	29	39	40	45	55	62	79	82	89
M	17	23	25	27,5	31	38	38,5	42,5	46
F	4,5	5	5,5	6	7	7	7	8,5	8,5
S	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,8	0,8
Ø Ø max.	34	44	54	65	75	101	115	151	162
SCREW	3044	2085	2085	2085	2085	2048	2048	2082	2082
Disc Ring Ø Ø	45	55	65	85	100	120	135	160	160
PNC	285	286	288	288	2910	2810	2812	2814	2818
Alt. Key	1	1	1	2 x 150*	2 x 160*	2 x 150*	4 x 90*	4 x 90*	4 x 90*

*THE TECH. CARDS PROPERTY OF GOIZPER PARA EL DISEÑO POR UN PROPIETARIO TRABAJAN.
 *OPERAZIONE SOTTO RICETTA OTTIMIZZAZIONE SPANNA.

Figura 7-52 Esquema embrague

SIZE		04	08	11	23	45	10	18	36	55
Torque	Nm	40	100	160	300	500	1000	2000	4000	6000
Voltage	V	24*								
Power	W	12	20	29	40	50	63	72	105	115
Weight	Kg	0,5	1	1,50	2,3	3,4	6,2	10,5	20	24
Speed max.	min ⁻¹	4.500	4.000	3.600	3.000	2.500	2.100	1.800	1.400	1.000
J Magnet side Armat. Side	Kg cm ²	4	8	15	35	75	220	450	1.500	1.800
		1,5	3	7	22	45	150	220	1.000	1.500
Ø A min.		15	17	20	21	21	31	41	48	51
Ø A max.		25	30	40	48	55	75	85	100	110
Ø C H ₂		32	42	50	60	70	90	100	130	150
Ø D		70	82	95	114	134	168	198	250	262
Ø E		28	36,5	44	53	60	80	90	112	123
K		6	8	8	8	10	10	10	10	10
L		29	38	40	45	55	62	70	83	89
M		17	23	25	27,5	31	35	38,5	42,5	46
P		4,5	5	5,5	6	7	7	7	8,5	8,5
S		0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,6	0,8	0,8
Ø U max.		34	44	54	65	76	101	119	151	162
SCREWS		3xM4	3xM5	3xM6	3xM6	3xM8	6xM8	6xM10	6xM12	6xM14
Disc fixing Ø B		45	55	65	80	100	120	150	180	190
PINS		2Ø5	2Ø6	2Ø6	2Ø8	2Ø10	3Ø10	3Ø12	3Ø14	3Ø18
N.º Keyw		1	1	1	2 a 180°	2 a 180°	2 a 180°	4 a 90°	4 a 90°	4 a 90°

Figura 7-53 Ficha técnica embrague

Se selecciona el **modelo 55** que soporta un toque de hasta 6 KNm y tiene una velocidad máxima de funcionamiento de 1000 RPM.

7.4 Caja multiplicadora

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

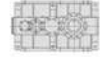
Se selecciona una caja multiplicadora del fabricante Rossi.

Serie H



Figura 7-54 Caja engranje

7 - Cuadros de selección (reductores de ejes paralelos)



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

Tren de engr.	i_N	n_{N2} min ⁻¹	Tamaño reductor											
			P_{N2} [kW]											
			M_{N2} (M_{2max}) [kN m]											
			4000	4001	4500	4501	5000	5001	5600	5601	6300	6301	7101	8001
2l	10	9	101 106 (180)	113 118 (205)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	11,2	8	89,1 106 (180)	99,2 118 (205)	109 132 (243)	124 150 (250)	-	-	-	-	-	-	-	-
	12,5	7,1	80,4 106 (180)	89,5 118 (205)	96,5 132 (243)	110 150 (250)	-	-	-	-	-	-	-	-
	14	6,3	70,8 106 (180)	78,8 118 (205)	86,9 132 (243)	92,4 140 (250)	135 200 (355)	159 236 (412)	181 272 (487)	186 281 (560)	248 376 (630)	266 404 (800)	447 670 (1250)	614 950 (1700)
	16	5,6	61,4 106 (175)	68,4 118 (200)	76,6 132 (243)	87,1 150 (250)	118 200 (355)	139 236 (400)	160 272 (487)	175 297 (560)	220 384 (630)	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 (255)	108 200 (355)	127 236 (400)	140 272 (462)	151 292 (530)	206 400 (650)	232 450 (750)	351 670 (1220)	483 950 (1700)
	20	4,5	49,1 106 (175)	54,7 118 (200)	60,5 132 (243)	68,7 150 (250)	94,2 200 (355)	111 236 (400)	128 272 (487)	143 303 (560)	174 385 (630)	200 450 (800)	311 670 (1250)	439 950 (1800)
	22,4	4	44,4 106 (185)	49,4 118 (190)	53,3 132 (230)	60,6 150 (255)	83,8 200 (355)	98,8 236 (400)	112 272 (482)	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 (205)	48,4 132 (212)	55 150 (243)	76,2 200 (335)	89,9 236 (375)	99,9 272 (462)	109 298 (530)	-	-	260 710 (1250)	371 1000 (1800)	
3l	28	3,15	35,9 109 (180)	40,1 122 (205)	42,8 132 (236)	48,7 150 (250)	67,7 206 (355)	82,2 250 (412)	88,1 272 (487)	97,2 300 (560)	133 388 (630)	154 450 (800)	242 710 (1250)	327 1000 (1800)
	31,5	2,8	31,1 109 (180)	34,8 122 (205)	40 140 (243)	45,8 160 (250)	59,2 206 (355)	71,9 250 (400)	80,5 280 (487)	90 313 (560)	119 400 (630)	132 450 (800)	210 710 (1250)	284 1000 (1800)
	35,5	2,5	28,6 109 (180)	32 122 (205)	34,8 140 (243)	39,8 160 (250)	53,7 206 (355)	65,2 250 (400)	70,6 280 (462)	78,8 313 (530)	107 400 (630)	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 (250)	47 206 (355)	57,1 250 (400)	64,4 280 (487)	72,5 315 (560)	93 400 (630)	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 (255)	42,7 206 (355)	51,8 250 (400)	56 280 (462)	63 315 (530)	82,9 400 (630)	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 (250)	37,3 206 (355)	45,3 250 (400)	50,7 280 (487)	57,1 315 (560)	72 400 (630)	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 (255)	34,7 206 (355)	42,1 250 (400)	44,5 280 (462)	50 315 (530)	65,8 400 (630)	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 (250)	30,3 206 (355)	36,8 250 (400)	41,2 280 (487)	46,4 315 (560)	57,2 400 (630)	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 (255)	27,3 206 (355)	33,1 250 (400)	36,1 280 (462)	40,7 315 (530)	52,7 400 (630)	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 (250)	23,9 206 (355)	29 250 (400)	32,5 280 (487)	36,5 315 (560)	45,8 400 (630)	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 (255)	21,9 206 (355)	26,5 250 (400)	28,5 280 (462)	32 315 (530)	41,3 400 (630)	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 (250)	19,1 206 (355)	23,2 250 (400)	26 280 (487)	29,2 315 (560)	36,1 400 (630)	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)	-	-	-	-	

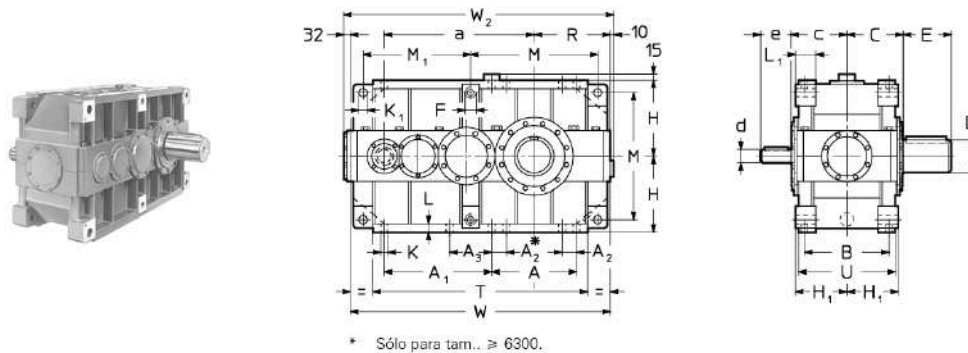
Figura 7-55 Selección caja engranjes

Se selecciona el modelo **3L de ejes paralelos** con relación de conversión de **25**.

Las dimensiones son las siguientes:

8.2 - Reductores R 3I

Dimensiones



8

Tam.	a	A	A ₁	A ₂	A ₃	B	C	c	F	H _{h11}	H _{h12}	K	K _i	L	L ₁	M	T	U	W	W ₂	kg	
																					1)	2)
4000 4001	900	505	625	90	-	500	330	325	M45	450	296	39	48	52	116	750	1260	580	1525	1567	2370 2450	2440 2530
4500 4501	950	505	675	90	-	500	358	325	M45	450	296	39	48	52	116	750	1310	580	1575	1617	2700 2780	2790 2890
5000 5001	1125	630	785	115	-	625	410	405	M56	560	370	48	60	65	148	930	1575	725	1905	1947	4620 4740	4760 4900
5600 5601	1185	630	845	115	-	625	445	405	M56	560	370	48	60	65	148	930	1635	725	1965	2007	5530 5650	5730 5870
6300 6301	1380	770	970	115	-	695	490	455	M56	630	406	48	60	65	148	1070	1900	795	2230	2272	7760 7860	8040 8190
7101	1630	930	1228	115	590	843	601	510	M56	710	481	48	66	71	185	1230	2279	943	2648	2676	13190	13690
8001	1880	1008	1286	145	596	944	682	577	M90	900	544	80	95	85	250	1574	2590	1064	3086	3114	20430	21150

Figura 7-56 Dimensiones caja engranajes

Reductor Rossi Serie H modelo 3L 4000, $i=25$, ejes paralelos con diámetro entrada de 190 mm y diámetro de salida de 80 mm ($Pn2=40,8$ KW, $Mn2=109$ KNm, $Mn2max=180KNm$).

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 sometido el reductor y que son necesarias para los cálculos de selección y verificación del propio reductor.

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 ¹⁾ de la máquina accionada		fs₁ Duración del funcionamiento [h/d]				
Ref.	Descripción	2	4	8	16	24
a	Uniforme	1	1	1	1,18	1,32
b	Sobrecargas moderadas (1,6 veces la carga normal)	1,12	1,18	1,25	1,5	1,7
c	Sobrecargas fuertes (2,5 veces la carga normal)	1,4	1,5	1,7	2	2,24

$$fs_1 = 1,32$$

Factor de servicio fs_2 en función de la naturaleza de la carga y de la frecuencia de arranque

Naturaleza de la carga ¹⁾ de la máquina accionada		fs₂ Frecuencia de arranque z [arr./h]					
Ref.	Descripción	1	2	4	8	16	32
a	Uniforme	1	1,06	1,12	1,18	1,25	1,5
b	Sobrecargas moderadas (1,6 veces la carga normal)	1	1	1,06	1,12	1,18	1,4
c	Sobrecargas fuertes (2,5 veces la carga normal)	1	1	1	1,06	1,12	1,32

$$fs_2 = 1$$

Factor de servicio fs_3 en función del **tipo de motor**

Descripción	Tipo del motor	fs₃
Eléctrico, turbina		1
Eléctrico trifásico, freno		1,06 ⁴⁾
De combustión interior	pluricilíndrico	1,25
	monocilíndrico	1,5

$$fs_3 = 1$$

Factor de servicio fs_4 en función del **grado de fiabilidad**

Grado de fiabilidad ⁵⁾	fs_4
Normal	1
Medio	1,25
Elevado	1,4

$$fs_4 = 1$$

Factor de servicio fs_5 en función de la **velocidad angular de salida** n_2

Velocidad de salida n_2 [min ⁻¹]	fs_5
> 560	1,32
560 ÷ 355	1,25
355 ÷ 224	1,18
224 ÷ 140	1,12
140 ÷ 90	1,06
≤ 90	1

$$fs_5 = 1,06$$

$$\text{Luego } fs = fs_1 \cdot fs_2 \cdot fs_3 \cdot fs_4 \cdot fs_5 = 1,32 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,06 = 1,4$$

$$\text{Luego la potencia para dimensionar será } P = P_{real} \cdot fs = 1,57KW \cdot 1,4 = 2,2KW$$

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

Verificación potencia térmica según fabricante:

Potencia térmica P_t [kW]

4

La potencia térmica nominal P_{t_n} , indicada en rojo en el cuadro, es la potencia que se puede aplicar al entrada del reductor sin superar una temperatura del aceite de aproximadamente 95 °C⁽¹⁾, en presencia de las siguientes condiciones operativas:

- velocidad de entrada $n_1 = 1\ 500\ \text{min}^{-1}$
- forma constructiva B3;
- servicio continuo S1;
- máxima temperatura ambiente 20 °C (en el cuadro están indicados incluso los valores referidos a 40 °C);
- altitud máxima 1 000 m s.n.m;
- velocidad del aire $\geq 1,25\ \text{m/s}$ (valor típico en presencia de un motor autoventilado).

Potencia térmica nominal P_{t_n}

T_{amb}	Rot.	Tamaño reductor						
		4000, 4001	4500, 4501	5000, 5001	5600, 5601	6300, 6301	7101	8001
20 °C	2I	315	355	500	560	710	850	1 180
	3I	236	265	375	425	530	630	900
	4I	180	200	280	315	400	475	630
	CI	300	425	—	—	—	—	—
	C2I	236	265	375	425	530	630	900
	C3I	180	200	280	315	400	475	630
40 °C	2I	236	265	375	425	530	630	900
	3I	180	200	280	315	400	475	670
	4I	132	150	212	236	300	355	500
	CI	224	315	—	—	—	—	—
	C2I	180	200	280	315	400	475	670
	C3I	132	150	212	236	300	355	500

Verificar siempre que la potencia aplicada P_1 sea inferior o igual a la potencia térmica nominal del reductor P_{t_n} , multiplicada por los coeficientes correctivos f_1, f_2, f_3, f_4, f_5 (indicados en los cuadros siguientes) que consideran las diversas condiciones operativas:

$$P_1 \leq P_{t_n} \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5$$

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}, f_{t1b}				
				velocidad en entrada n_1 [min^{-1}]				
				750	1 000	1 200	1 500	1 800
f_{t1a}	Convección natural	tren de engranajes	2I, CI	1,18	1,12	1,06	1	0,85
			3I, 4I, C2I, C3I	1,06	1,06	1,03	1	0,95
f_{t1b}	Ventilación forzada ^{3) 4) 6)}	con 1 ventilador radial (ejes paralelos)		1,12	1,18	1,25	1,32	1,4
		con 2 ventiladores radiales (ejes paralelos)		1,25	1,4	1,6	1,8 ⁵⁾	2
		con 1 ventilador radial (ejes ortogonales)						
		Con serpentín de agua ⁴⁾		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 ⁷⁾			
		60	40	25	15
50	0,6	0,71	0,8	0,95	1
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_{t3} en función de la **forma constructiva** (ver también cap. 8, 10): donde no especificado $f_{t3} = 1$

Tren de engranajes	f_{t3}				
	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

Siendo:

$$F_{t1} = 1,06$$

$$F_{t2} = 1$$

$$F_{t3} = 1$$

$$F_{t4} = 1$$

$$F_{t5} = 0,9$$

Luego:

$$P_1 < 236KW \cdot 1,06 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,9 = 225KW$$

Como $P_1=1,5KW$, se cumple la condición y la caja multiplicadora **queda verificada**.

7.5 Engranaje rodamientos de 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.[15]

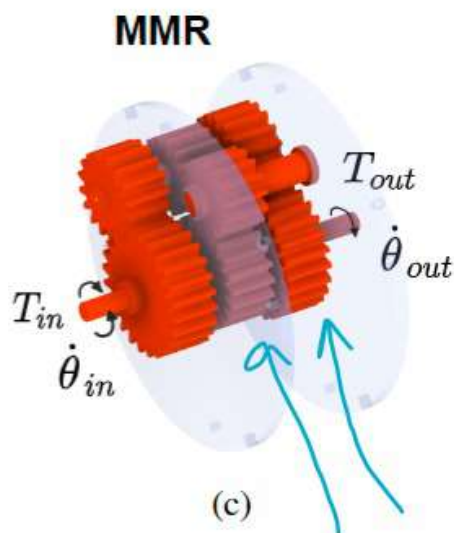


Figura 7-57 Esquema sistema de engranajes OWB Fuente [15]

El sistema cuenta con dos engranajes de único sentido (OWB), un inversor y dos engranajes solidarios a cada OWB.

Los engranajes de único sentido están formados por rodamientos que permite el acople o desacople al eje según corresponda.

Estos están dispuestos uno en sentido horario y otro antihorario.

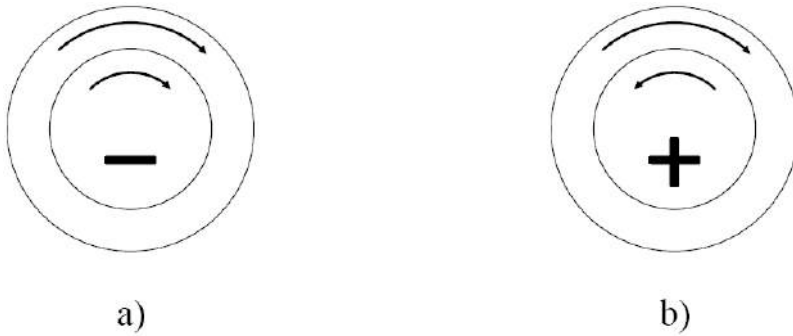


Figura 7-58 Esquema de único sentido Fuente [15]

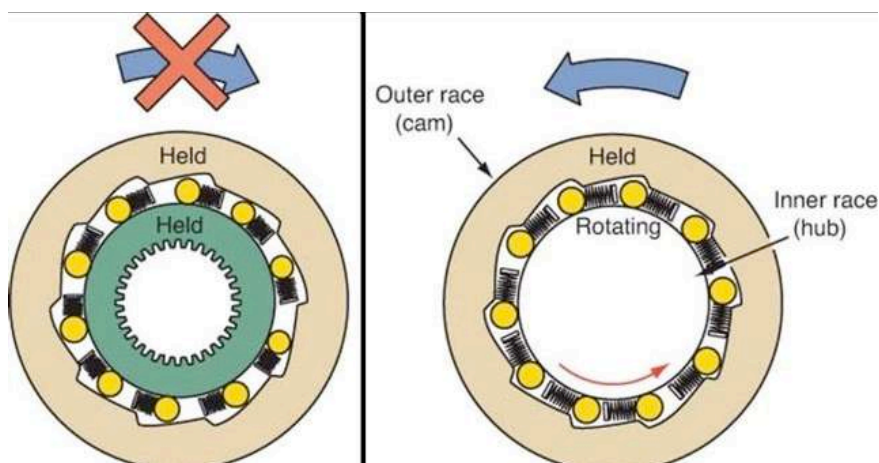


Figura 7-59 Esquema engranajes de único sentido Fuente [15]



Figura 7-60 Engranje de único sentido Fuente: www.suma-china.com

Para explicar el funcionamiento se establece el diseño del Ingeniero Morales

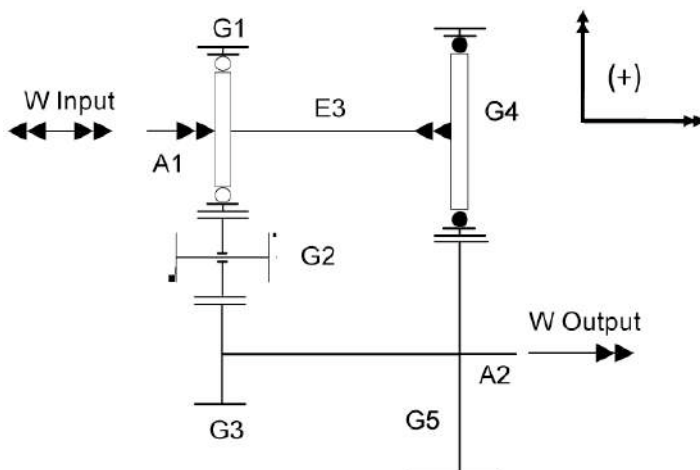


Figura 7-61 Esquema de OWB Fuente [15]

G1 y G4 son los engranjes OWB. G1 permitirá el sentido positivo y G4 el negativo.

G2 es el inversor

G3 y G5 son engranajes solidarios

A1: eje de entrada. Permite el movimiento positivo y negativo.

A2: eje de salida. Girará únicamente en sentido positivo

A continuación se explicara cada caso:

7.5.1.1 Giro positivo de eje

El eje de entrada gira en sentido positivo. El engranaje G1 tiene el mismo sentido de funcionamiento por lo que permite el acople del eje. Cambia el sentido de giro por el inversor y permite que el eje de salida gire en sentido positivo.

Por el otro lado el engranaje G4 debido a los rodamientos del OWB no tiene permitido el acople en sentido negativo.

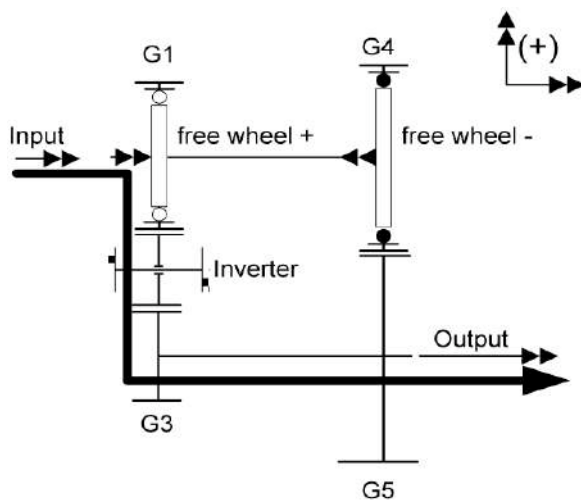


Figura 7-62 Esquema de OWB con entrada en sentido positivo Fuente [15]

7.5.1.2 Giro negativo de eje

El eje de entrada gira en sentido negativo. El engranaje G4 al tener sentido negativo, acopla y permite el giro en sentido positivo del eje de salida.

Caso contrario el engranaje G1 al tener sentido positivo, los rodamientos del OWB no permiten el acople con el engranaje G2.

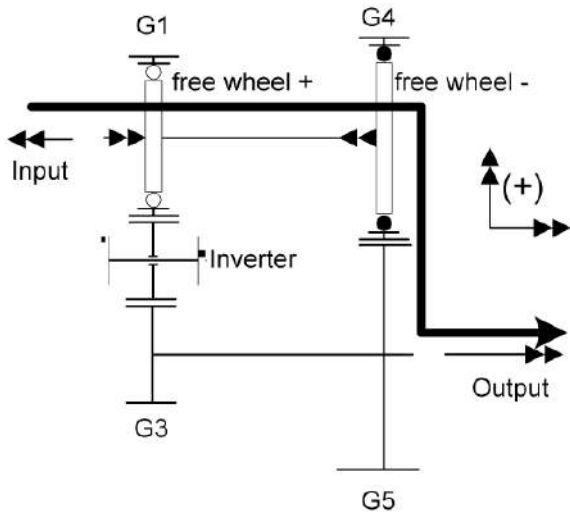


Figura 7-63 Esquema de OWB con entrada en sentido negativo Fuente [15]

A efectos prácticos y económicos se sitúa este sistema de engranajes en la ubicación donde la velocidad es más alta para reducir costos de materiales y fabricación.

Dicho esto se sitúa este sistema seguido del generador, luego de la caja de engranajes.

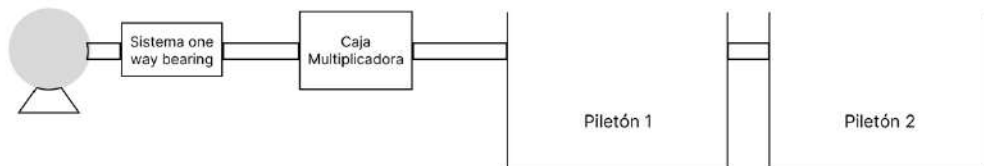


Figura 7-64 Posición en el sistema de engranajes OWB Fuente: elaboración del autor

Los rodamientos del sistema One way bearing serán de la marca McMaster



Bearing Trade Number	For Shaft Dia., mm	For Housing ID, mm	Wd., mm	Ring Material	Radial Load Cap., lbs.		Max. Speed, rpm	Max. Torque, ft.-lbs.	Lubrication	Temp. Range, °F	ABEC Rating	Each	
					Dynamic	Static							
Sealed													
FZ 6201 2RS	12	32	14	Steel	1,150	530	10,000	6.5	Lubricated	-40° to 170°	ABEC-1	4752N23	\$193.76
FZ 6202 2RS	15	35	16	Steel	1,160	540	8,400	15	Lubricated	-40° to 170°	ABEC-1	4752N24	197.85
FZ 6203 2RS	17	40	17	Steel	1,270	640	7,300	23	Lubricated	-40° to 170°	ABEC-1	4752N25	208.78
FZ 6204 2RS	20	47	19	Steel	1,540	940	6,000	64	Lubricated	-40° to 170°	ABEC-1	4752N26	215.59
FZ 6205 2RS	25	52	20	Steel	1,620	1,040	5,200	70	Lubricated	-40° to 170°	ABEC-1	4752N27	221.06
FZ 6206 2RS	30	62	21	Steel	1,730	1,270	4,200	165	Lubricated	-40° to 170°	ABEC-1	4752N28	234.69
FZ 6207 2RS	35	72	22	Steel	1,830	1,490	3,600	240	Lubricated	-40° to 170°	ABEC-1	4752N29	251.06
FZ 6208 2RS	40	80	27	Steel	2,010	1,790	3,000	305	Lubricated	-40° to 170°	ABEC-1	4752N33	296.09

Figura 7-65 Ficha técnica rodamientos engranaje OWB

7.5.1.3 Cálculo de engranaje de OWB

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:

$$F_t = 181300 \text{ [N]} = 18487.45 \text{ [Kg]}$$

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

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 ρ 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 σ_{adm} depende únicamente del material. Se opta por elegir un acero SAE 4340 (sin tratamiento) por lo cual $\sigma_{adm} = 4550 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$

Material	σ_{adm} [lbg/plg ²]	HB
Fundición gris		
ASTM 25	8.000	174
ASTM 35	12.000	212
ASTM 50	15.000	223
Acero Vaciado (bajo carbono)		
0.20% C (sin tratamiento térmico)	20.000	180
0.20% C (templado en agua y revenido)	25.000	250
Acero al carbono forjado		
SAE 1020 (endurecimiento sup. y templado en agua y revenido)	18.000	156
SAE 1030 (sin tratamiento)	20.000	180
SAE 1035 (sin tratamiento)	23.000	190
SAE 1040 (sin tratamiento)	25.000	202
SAE 1045 (sin tratamiento)	30.000	215
SAE 1045 (endurecido por templado en agua y revenido)	32.000	205
SAE 1050 (endurecido por templado en aceite y revenido)	35.000	223
Aceros aleados		
SAE 2320 (endurecimiento sup. y templado en agua y revenido)	50.000	225
SAE 2345 (endurecido por templado en aceite y revenido)	50.000	475
SAE 3115 (endurecimiento sup. y templado en aceite y revenido)	37.000	212
SAE 3145 (endurecido por templado en aceite y revenido)	53.000	475
SAE 3245 (endurecido por templado en aceite y revenido)	65.000	475
SAE 4340 (endurecido por templado en aceite y revenido)	65.000	475
SAE 4640 (endurecido por templado en aceite y revenido)	55.000	475
SAE 6145 (endurecido por templado en aceite y revenido)	67.500	475
Materiales a base de Cobre		
SAE 43 (ASTM B147-52, 8A) (manganeso bronce)	20.000	100
SAE 62 (ASTM B143-52, 1A) (bronce de cañón)	10.000	80
SAE 65 (ASTM B144-52, 3C) (fósforo bronce)	12.000	100
SAE 68 (ASTM B148-52, 98) (aluminio bronce tratado term.)	22.000	180
No metales		
Baquelita, Micarta, Celerón	8.000	

Figura 7-66 Tensiones admisibles de distintos materiales Fuente [12]

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 20 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 7-67 Tabla de interferencia en engranajes Fuente [12]

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 7-68 Factor de forma y Fuente [12]

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

$$y_{20} = 0.108$$

$$p = \text{raiz}\left(\frac{F_t}{4 \cdot y \cdot \sigma_{adm}}\right) = \frac{18487,45 \text{ [Kg]}}{4 \cdot 0,102 \cdot 4550} = 3,15 \text{ [cm]} = 31.5 \text{ [mm]}$$

$$M = \frac{p}{\pi} \Rightarrow 10,02 \text{ mm. Se adopta } M=11\text{mm}$$

$$D_p = M * Z \Rightarrow 220 \text{ [mm]}$$

$$V = \omega \cdot R = 100\text{RPM} \cdot \frac{0,22}{2} = 10,47 \cdot 0,11 = 1,15 \text{ m/s}$$

7.5.1.3.1 Verificación por Lewis

Para la verificación de Lewis se debe comparar que $F_t < F_b$

Se calcula F_t :

$$F_t = \frac{450000 * N}{n * p_e * Z} = 18487.45 \text{ [Kg]}$$

Se calcula F_b :

$$F_b = b * y * p * \sigma_{adm} = 12.6 * 0.108 * 3.15 * 4550 = 19503.66 \text{ [Kg]}$$

Como $F_t < F_b$ la verificación por Lewis **cumple la condición**.

7.5.1.3.2 Verificación por AGMA

7.5.1.3.2.1 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:

$$\sigma_t = \frac{W_t * K_a}{K_v} * \frac{K_s}{m * F} * \frac{K_m * K_b * K_I}{J}$$
$$\sigma_{adm} = \sigma_{at} * \frac{K_L}{K_T * K_R}$$

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.

- ❖ σ_t = Esfuerzo calculado en la raíz del diente [kg/cm²]
- ❖ σ_{adm} = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm²]
- ❖ σ_{at} = Esfuerzo admisible según el material [kg/cm²]
- ❖ $W_t = F_t$ = Carga tangencial transmitida [kg]
- ❖ K_a = Factor de sobrecarga
- ❖ K_v = Factor de velocidad
- ❖ m = módulo [cm]
- ❖ $F = b$ = Ancho del engrane [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

- **Wt:** Carga tangencial transmitida: se determina de la siguiente manera:

$$W_t[kgf] = \frac{71620 * N[HP]}{n[rpm] * R[cm]}$$

La carga tangencial transmitida se determina igual a la obtenida anteriormente con

Lewis:

$$W_t = F_t = 18487.45 [Kg]$$

- **Ka:** Factor de sobrecarga o de aplicación. Considera que **Wt** 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 7-69 Tipos de sistemas motores e impulsados

Como los flotadores no impondrán choques fuertes, es un movimiento prácticamente uniforme se dispone el valor: $K_a = 1$

- **K_v :** Factor dinámico. Tiene en cuenta las fuerzas internas generadas por imprecisiones en la fabricación y en el engrane 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 7-70 Calidad de engranajes

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

$$V_p = 1,15 \text{ m/s}$$

Entonces, con estos datos obtenemos el factor K_v a partir de la figura 52, que resulta:

$$K_v = 0.85$$

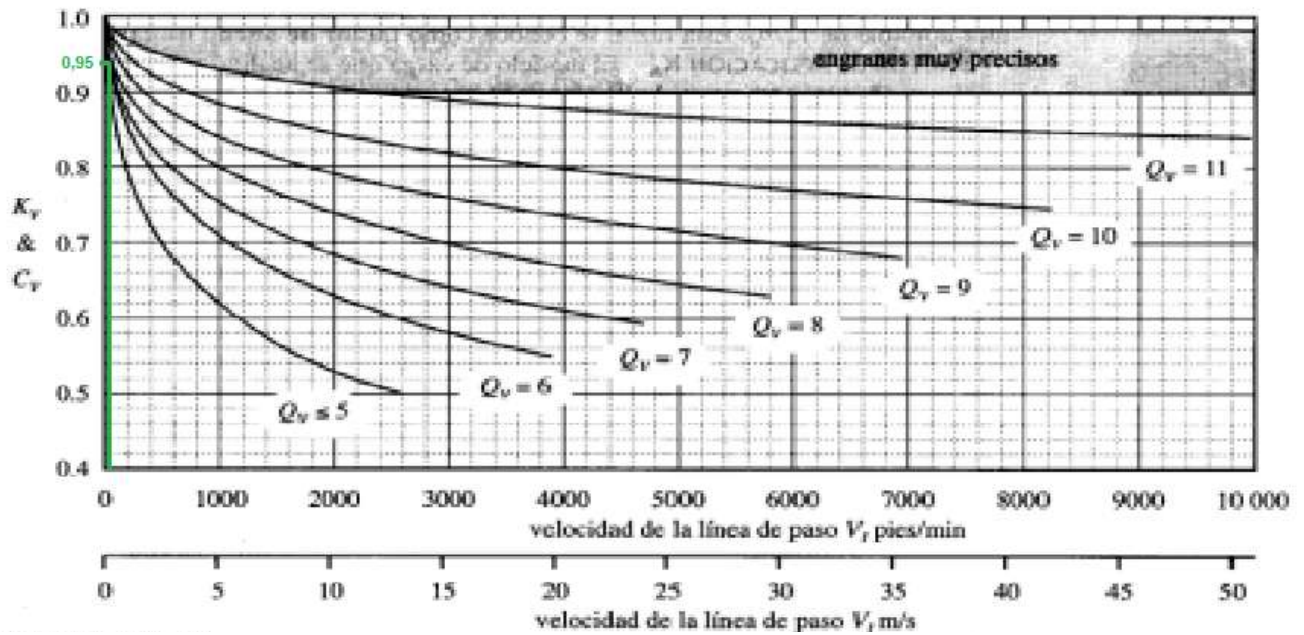


Figura 7-71 Factores dinámicos K_v y C_v Fuente [12]

- **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 7-72 Factor de montaje K_m

$$K_m = 1$$

- **K_l :** 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 $K_l = 1$ ya que no hay engranajes medios.

- **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 dientes infinitos (ya que es una cremallera). Como en el gráfico no se cuenta con esta curva, se adopta $J=0,7$. Este valor se obtiene extrapolando la curva y chocando con el eje de 20 dientes.

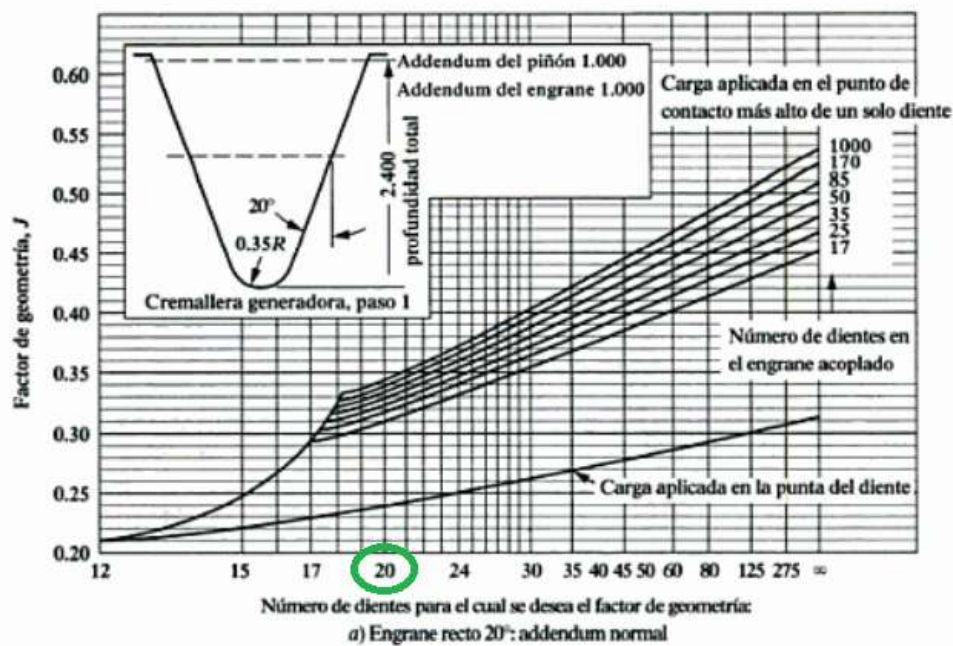


Figura 7-73 Factor de geometría Fuente [12]

KL: 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 7-74 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:

$$T[\text{seg}] = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{n[\text{rpm}] * \frac{2\pi}{60}} = \frac{60}{n[\text{rpm}]} = \frac{60}{0,8 [\text{rpm}]} = 75 \text{ segundos}$$

$$\text{Número de Ciclos} = \frac{\text{Vida}}{\text{Periodo de cada Ciclo}}$$

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

$$N = 1.440.000 \text{ ciclos}$$

Dureza: 475 HB

Por lo tanto:

N° de ciclos	C _i	K _L				
		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

Figura 7-75 Factor de duración para engranajes de acero Fuente [12]

$$K_L = 1.2$$

- **KT:** 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 exceden 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 igual a 0.85.

Confiabilidad	C _R , K _R
0,9	0,85
0,99	1,00
0,999	1,25
0,9999	1,50

Figura 7-76 Factor de confiabilidad Fuente [12]

De esta forma, resulta:

$$\sigma_t = \frac{18487.45 [kg] * 1}{0.85} * \frac{1}{1.1 [cm] * 12.6[cm]} * \frac{1 * 1 * 1}{0,7} = 2240,7 kg/cm^2$$

La tensión admisible del material se obtiene a partir de la siguiente tabla, la cual nos muestra que para el acero SAE 4340 (con un tratamiento superficial) se tiene una dureza de 475 HB y una tensión de fluencia de:

Material	Clase AGMA	Designación comercial	Tratamiento térmico	Dureza mín. en superficie	Dureza núcleo	Sat [lb/plg ²]	Sac [lb/plg ²]
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 7-77 Dureza de acero Fuente [12]

$$\sigma_{adm} = 25.000 \text{ lb/pulg}^2 = 1757.67 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 1757.67 \text{ kg/cm}^2 * \frac{1.2}{1 * 0,85} = 2481.42 \text{ kg/cm}^2$$

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

Por lo tanto, el criterio AGMA de seguridad **verifica** que el diseño es apto a la **flexión**. Ahora se debe determinar si se verifica el criterio al desgaste.

7.5.1.3.2.2 Desgaste

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

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

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

Donde:

- ❖ σ_c = Esfuerzo de contacto [kg/cm²]
- ❖ σ_{adm} = Esfuerzo de diseño máximo admisible [kg/cm²]
- ❖ σ_{ac} = Esfuerzo admisible por contacto [kg/cm²]
- ❖ 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 engrane [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

Donde se mantienen los mismos valores de aquellos factores que se calcularon anteriormente como K_i .

- **Cp:** 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.

$$C_p[\sqrt{lb/pu1g^2}] = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_R^2}{E_R} \right)}}$$

La AGMA define este coeficiente según la tabla 20, 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 7-78 Coeficiente elástico Fuente [12]

$$C_p = 2800 [lb/pulg^2]^{0,5} \rightarrow C_p = 742.43 [kg/cm^2]^{0,5}$$

- **C_f**: Factor de estado o condición de la superficie: El factor depende del acabado superficial (según sea afectado por el cortado, acepillado, 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 indiquen 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 intersecta ninguna curva de N_p, por lo que se decide adoptar $I = 0,3$.

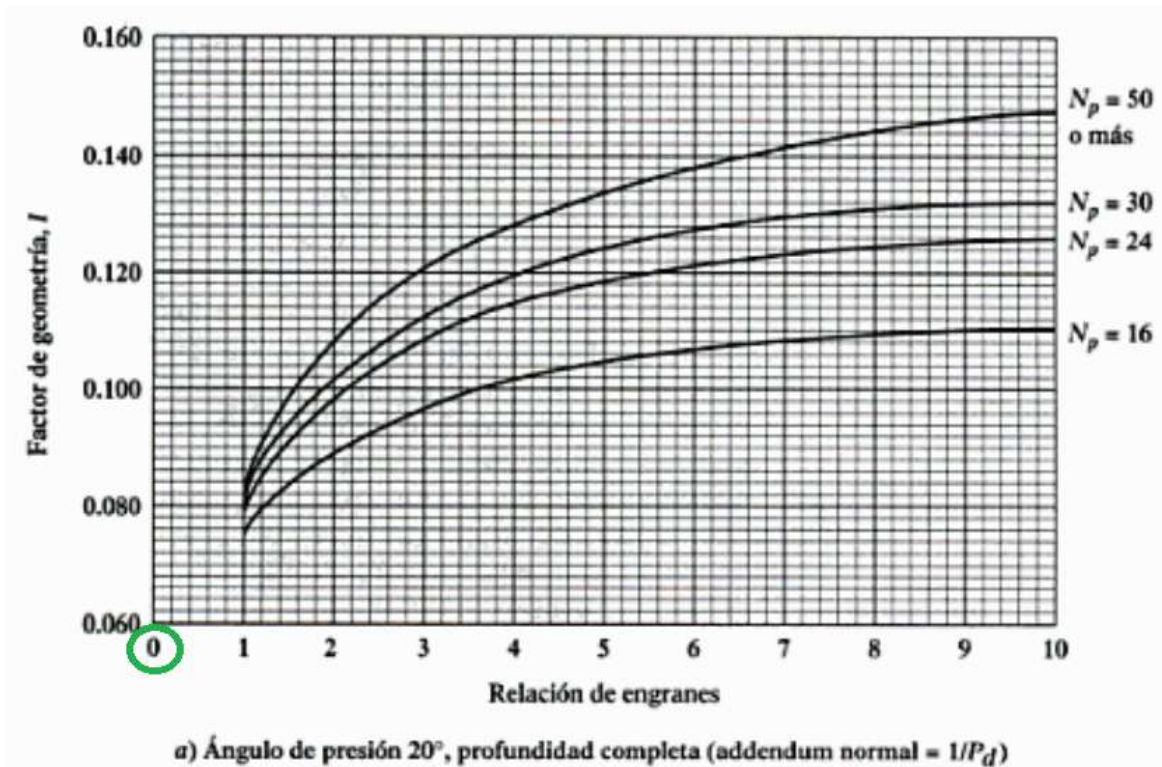


Figura 7-79 Factor de geometría Fuente [12]

- **CH:** 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:

$$\sigma_c = 742,43 * \sqrt{\frac{18487.45 * 1}{0.95} * \frac{1}{22[cm] * 12.6[cm]} * \frac{1 * 1}{0,3}} = 11357,3 \text{ kg/cm}^2$$

Según la siguiente tabla, siendo el **acero SAE 4340** que presenta una dureza máxima de 475 HB, el esfuerzo máximo admisible resulta, aproximadamente:

Material	Clase AGMA	Designación comercial	Tratamiento térmico	Dureza mín. en superficie	Dureza núcleo	Sat [lb/plg ²]	Sac [lb/plg ²]
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 7-80 Dureza de acero Fuente [12]

$$\sigma_{ac} = 145000 \text{ lb/pulg}^2 = 10194.51 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{adm} = 10194.51 \text{ kg/cm}^2 * \frac{1.2 * 1}{1 * 0.85} = 14392.25 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{ac} \leq \sigma_{adm}$$

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

7.6 Flotadores

Recordando lo visto anteriormente las dimensiones de los flotadores serán de 3m x 3m x 2m.

Flotador

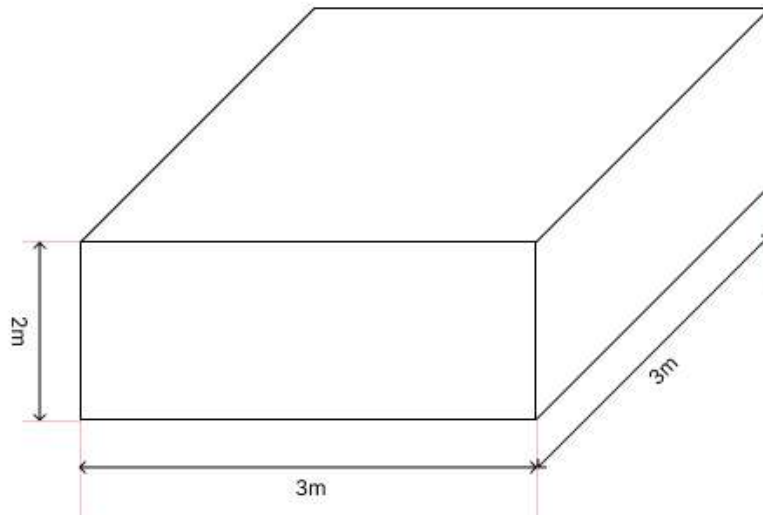


Figura 7-81 Dimensiones flotador Fuente : elaboración pdel autor

Estos tendrán contacto con el agua de mar por lo que tendrán que ser de un material que soporte la corrosión y además las 18 Toneladas de agua que irán contenidas.

Es por eso que se optó por diseñarlos de fibra de vidrio y resina.



Figura 7-82 Tela de fibra de vidrio y resina

La fibra de vidrio es un material compuesto por filamentos delgados y largos de vidrio, conocidos como hilos de fibra de vidrio, que se entrelazan y se combinan con una matriz de resina termoestable o termoplástica para formar una estructura sólida y resistente.

La composición química de la fibra de vidrio puede variar según la aplicación específica, pero generalmente se compone de sílice (SiO_2), boro (B_2O_3), aluminio (Al_2O_3) y otros compuestos inorgánicos. Los hilos de fibra de vidrio se fabrican a partir de una mezcla de estos materiales, que se calientan a altas temperaturas para formar filamentos delgados y largos.

Los tipos de fibras de vidrio se clasifican en función de la composición química de la fibra de vidrio y su estructura molecular. Los tipos más comunes incluyen: [16]

1. Fibra de vidrio de álcali: Esta fibra de vidrio se produce utilizando álcalis como agente de flujo durante el proceso de fabricación. La fibra de vidrio de álcali tiene una excelente resistencia a la corrosión, lo que la hace ideal para su uso en la construcción de estructuras que estarán expuestas a ambientes corrosivos. Además, esta fibra de vidrio tiene una alta resistencia mecánica, lo que la hace ideal para su uso en aplicaciones estructurales.
2. Fibra de vidrio E: Esta fibra de vidrio se conoce como fibra de vidrio de "uso general". La fibra de vidrio E tiene una excelente resistencia mecánica y es resistente a la mayoría de los productos químicos. Esta fibra de vidrio se utiliza comúnmente en la fabricación de piezas estructurales y componentes eléctricos, como paneles de carrocería, piezas de avión y aislantes eléctricos.
3. Fibra de vidrio S: Esta fibra de vidrio tiene una resistencia a la tracción superior a la fibra de vidrio E y una resistencia a la rotura mucho más alta. La fibra de vidrio S también es resistente a la mayoría de los productos químicos y se utiliza en aplicaciones de alta resistencia, como la fabricación de piezas de barcos, tuberías y tanques.
4. Fibra de vidrio AR: Esta fibra de vidrio tiene una resistencia superior a la corrosión y se utiliza comúnmente en aplicaciones que están expuestas a ambientes corrosivos. La fibra de vidrio AR se produce mediante el recubrimiento de la fibra de

vidrio con un agente de acoplamiento que mejora su resistencia a la corrosión. Esta fibra de vidrio se utiliza en la fabricación de componentes para aplicaciones en la industria química, petrolera, marina y aeroespacial.

Para aplicaciones marítimas, se recomienda el uso de fibra de vidrio E, 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.

En cuanto al proceso de fabricación, se recomienda la laminación en molde cerrado para la producción de piezas de fibra de vidrio para aplicaciones marítimas. Este proceso implica la colocación de un material de refuerzo de fibra de vidrio en un molde cerrado y la inyección de una resina termoestable. La resina se distribuye uniformemente a través de la fibra de vidrio mediante vacío y/o presión, y luego se cura para formar una pieza rígida y resistente.

Este proceso permite la creación de piezas de alta calidad con una excelente resistencia y durabilidad. Además, también permite la integración de características adicionales, como orificios y soportes, directamente en la pieza.

Se investigó con distintos proveedores de la Ciudad de Mar del Plata que se dedican a hacer este tipo de aplicaciones para barcos y nos comentaron que es algo totalmente factible.

Como se comentó en el capítulo 5, la masa del flotador se despreció frente a la masa de agua. Ahora que se tiene las dimensiones y material del flotador se hará el cálculo de la masa.

Para eso se determinó un espesor de 5mm.

La densidad de la fibra de vidrio es de 2200 Kg/m³.

El área del flotador es :

$$A = 2 \cdot 2m \cdot 3m + 2 \cdot 3m \cdot 2m + 2 \cdot 3m \cdot 3m = 42 \text{ m}^2$$

$$V = A \cdot \text{espesor} = 42\text{m}^2 \cdot 0,005 \text{ m} = 0,21 \text{ m}^3$$

$$m = \delta \cdot V = 2200 \cdot 0,21 = 462 \text{ Kg}$$

Recordando que la masa contenida en el flotador es de 18486Kg, la masa del flotador con respecto a la masa de agua representa un :

$$\frac{m_{flotador}}{m_{agua}} \cdot 100\% = \frac{462\text{Kg}}{18486\text{Kg}} \cdot 100\% = 2,5\%$$

Queda validada la despreciación de la masa del flotador frente a la masa de agua.

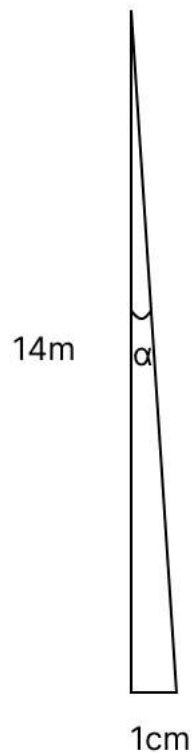
7.6.1 Guías de flotador

Es posible que dado por el movimiento del agua en el interior del piletón se produzca también el movimiento transversal de los flotadores. Esto es una situación que se quiere evitar por lo que se colocan guías a los flotadores.

Las mismas se harán del mismo material que se utilizará en los ejes SAE 1045 ya que los mismos son resistentes 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 1 cm de huelgo en 14 m de cremallera representa una inclinación de :



$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1\text{cm}}{14\text{m}} \Rightarrow \alpha = 0,04^\circ$$

Se colocarán dos unidades, una a cada lado de la viga que se detallará a continuación.

7.6.2 Viga de flotador

Para soportar el peso de cada flotador se realiza una estructura de hormigón que se verá en el capítulo 8.10. Para el soporte del flotador con la estructura de hormigón se utiliza una viga.

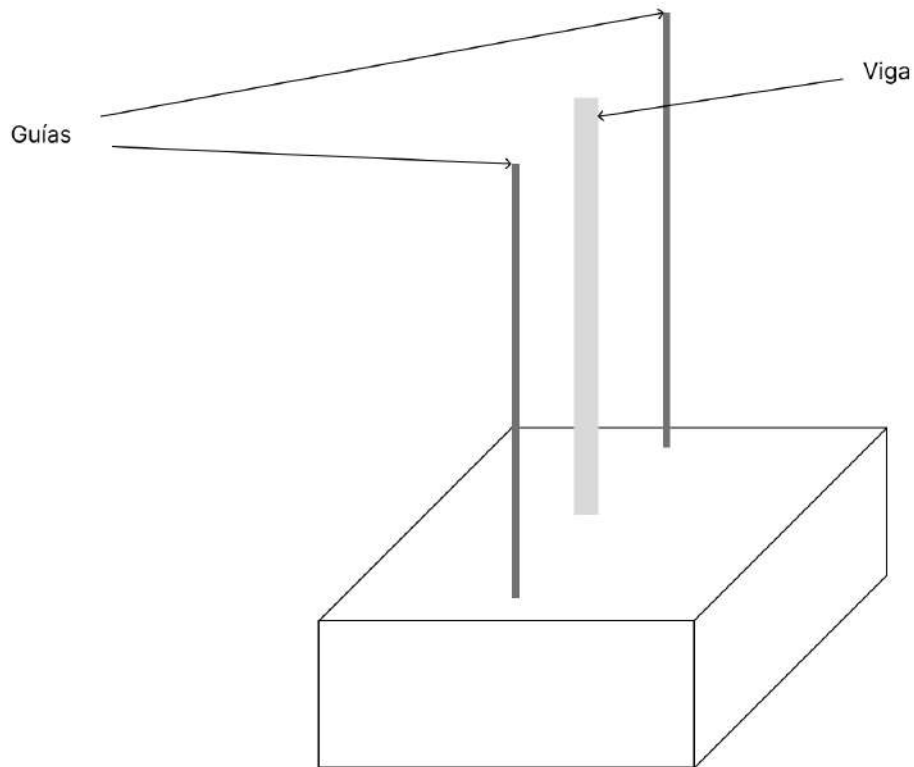


Figura 7-83 Flotador con guías y viga Fuente: elaboración del autor

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 181,3 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.

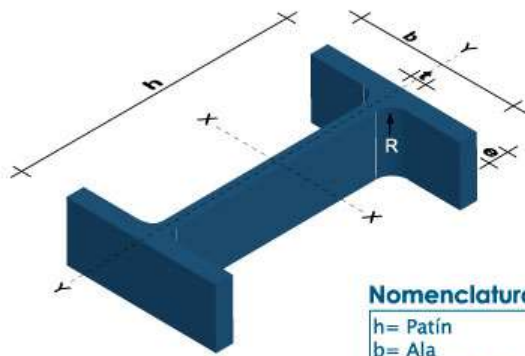
Se selecciona un acero S275 cuyas propiedades mecánicas son:

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 7-84 Propiedades mecánicas de acero S275

$$\sigma_x = \frac{P}{A} \Rightarrow A = \frac{P}{\sigma_x} = \frac{181,3 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{275 \cdot 10^6} = 7,25 \cdot 10^{-4} [m^2] = 7,25 [cm^2]$$



Nomenclatura
 h= Patín
 b= Ala
 t= Espesor Alma
 e= Espesor Ala
 R= Radio Giro Alma



DENOMINACIÓN	DIMENSIONES					PROPIEDADES					
	h	b	t	e	R	ÁREA SECCIÓN cm ²	PESOS kg/mts	INERCIA (cm ⁴)		MÓDULO RESISTENCIA (cm ³) SECCIÓN	
	mm	mm	mm	mm	mm			Eje x-x	Eje y-y	Eje x-x	Eje y-y
IPE 80	80	46	3.80	5.20	5	7.64	6.00	80	8.49	20.00	3.69
IPE 100	100	55	4.10	5.70	5	10.30	8.10	171	15.90	34.20	5.79
IPE 120	120	64	4.40	6.30	5	13.20	10.40	318	27.70	53.00	8.65
IPE 160	160	82	5.00	7.40	7	20.10	15.80	869	68.30	109.00	16.70
IPE 200	200	100	5.60	8.50	9	28.50	22.40	1940	142.00	194.00	28.50
IPE 220	220	110	5.90	9.20	9	33.40	26.20	2770	205.00	252.00	37.30
IPE 240	240	120	6.20	9.80	12	39.10	30.70	3890	284.00	324.00	47.30
IPE 300	300	150	7.10	10.70	15	53.80	42.20	8360	604.00	557.00	80.50
IPE 400	400	180	8.60	13.50	118	84.50	63.30	23130	1320.00	1160.00	146.00
IPE 450	450	190	9.40	14.60	21	98.80	77.70	33740	1680.00	1500.00	176.00
IPE 500	500	200	10.20	16.00	21	116.00	90.70	48200	2140.00	1930.00	214.00

Figura 7-85 Tabla de vigas IPE

Aplicando un factor de seguridad de 1,2, la sección mínima es de $A=7,25 \cdot 1,2=8,7$ [cm²].

Se selecciona un IPE 100 cuya sección es de 10,3 cm².

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 13,5m

El peso total de la viga es de : $8,10 \text{ kg/m} \cdot 13,5\text{m} = 110 \text{ Kg}$

Teniendo en cuenta el 10% de sobredimensión inicial los 110Kg están ampliamente contemplados.

7.6.3 Traba de flotadores

Este pasador debe ser dimensionado de tal manera que soporte el peso del flotador y de la estructura.

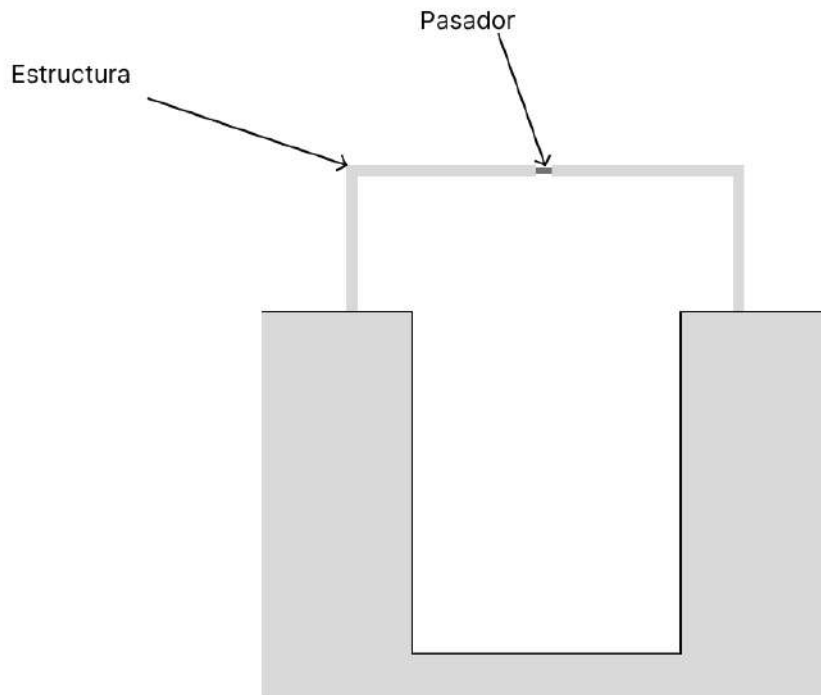


Figura 7-86 Vista frontal de piletones con estructura Fuente: elaboración del autor

El espesor de la viga seleccionada es de 4,1mm, por lo que se establece un largo de pasador $L=2\text{cm}$. Además se adopta el mismo material. Acero S275

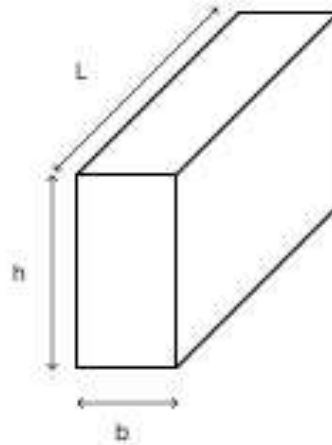
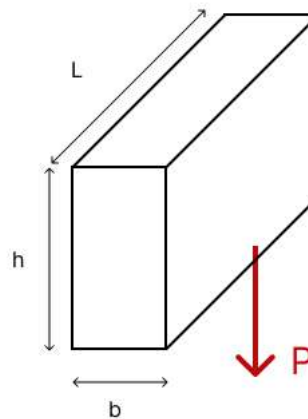


Figura 7-87 Pasador Fuente: elaboración del autor

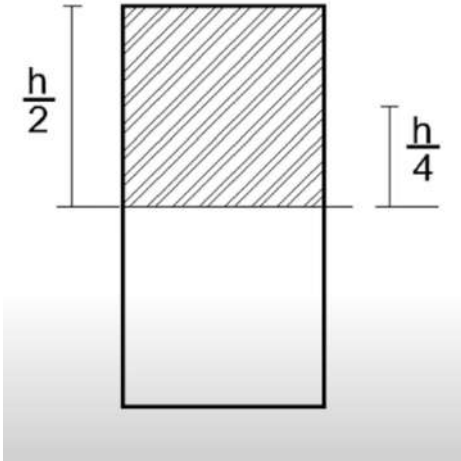


Se obtendrán las dimensiones haciendo el cálculo por esfuerzo cortante y luego se verificará al esfuerzo de flexión

Cálculo de esfuerzo Cortante

$$\sigma_{max} = \frac{16 L P}{D^3} \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{16 L P}{\sigma_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 0,005m \cdot 181 \cdot 10^3 \left[\frac{Kg \cdot m}{s^2}\right]}{275 \cdot 10^6 \left[\frac{Kg \cdot m}{s^2 \cdot m^2}\right]}} = 0,037m$$

$$\zeta_{max} = \frac{V Q}{I b}$$



Siendo para una sección rectangular masiva:

$$I = \frac{b h^2}{12}$$

$$Q = \frac{b h^2}{8}$$

Reemplazando:

$$\zeta_{max} = \frac{3 P}{2 b \cdot h}$$

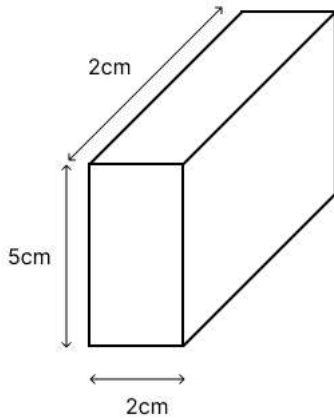
Despejando bh:

$$bh = \frac{3 P}{2 \zeta_{max}} = \frac{3 \cdot 181 \cdot 10^3}{2 \cdot 275 \cdot 10^6} = 9,8 \cdot 10^{-4} m^2$$

Estableciendo b=2 cm

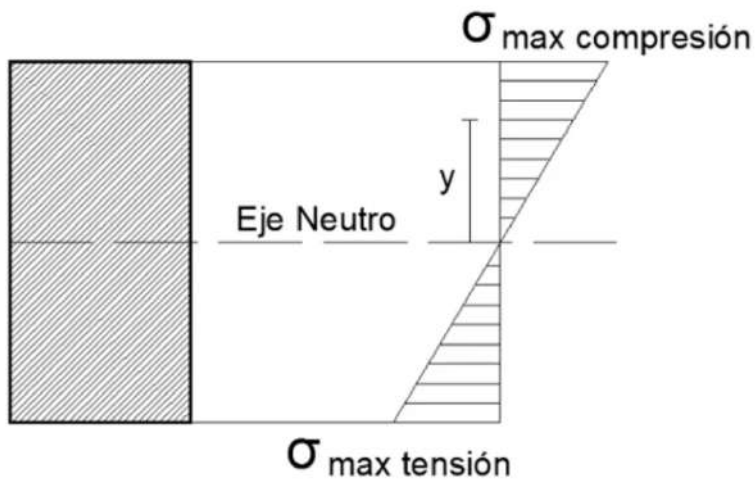
$$h = \frac{9,8 cm^2}{2 cm} = 4,9 cm$$

Las dimensiones quedan de la siguiente manera:



Verificación al esfuerzo por flexión

$$\sigma_{max} = \frac{M y}{I}$$



Cálculo de momento de Inercia

$$I = \frac{b h^3}{12} = 0,02 \cdot \frac{(0,05)^3}{12} = 2 \cdot 10^{-7}$$

$$\sigma = \frac{P \cdot \frac{L}{2} \cdot \frac{h}{2}}{I} = 181 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,01 \cdot 0,025}{2 \cdot 10^{-7}} = 226 \text{ Mpa}$$

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 7-88 Actuador de pasador Fuente: Lineartec

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 7-89 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 solo será activado cuando se realice el proceso de trabe/destrabe o destrabe/trabe del flotador.

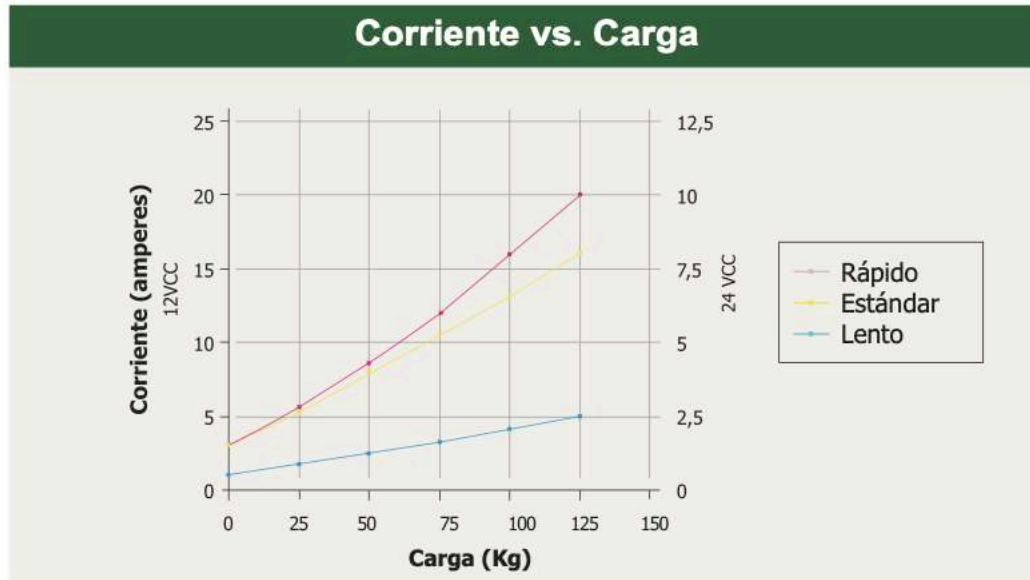


Figura 7-90 Consumo de actuador en función de la carga Fuente: Lineartec

La viga seleccionada anteriormente tendrá agujeros donde pasará el pasador.

Se dejará 20 cm de cada extremo y se separaran los mismos en 20cm.

Marea alta- altura máxima: 12,4m

Marea Alta- altura mínima: 8,1 m

Diferencia marea Alta: 4,3 m

Mareabaja – altura máxima:5,1 m

Marea baja – altura mínima: 0,2m

Diferencia marea Baja: 4,9 m

Para mecanizar de ambos lados iguales se harán agujeros hasta 5,4 m

Sumandole los 0,2 m quedaría la viga mecanizada hasta los 5,6 m de cada lado

Quedarían $\frac{560cm}{24cm} = 23,3$ agujeros de cada lado.

Se harán 24 perforaciones que darán un largo total de 24. 24 cm=576cm

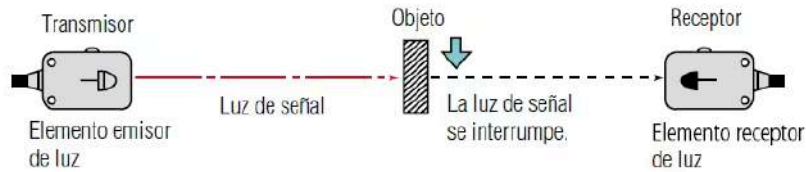
La ilustración es la siguiente:



Figura 7-91 Viga con agujeros Fuente: elaboración del autor

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:

Modelo de barrera



El transmisor y el receptor están separados. Cuando el objeto se encuentra entre el transmisor y el receptor, se interrumpe la luz.

Figura 7-92 Sensor de barrera Fuente: www.Keyence.com

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 0,2m de la base del piletón.

7.6.4 Escape de aire

Por otro lado, como se comentó anteriormente, el flotador será vaciado y llenado con agua. Como se ve en 4.2.2 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 hacer eso primero se debe quitar el aire del interior. Hacer esto por la válvula resulta imposible 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, primero se corre todo el aire del interior para luego llenar el flotador de agua. Se aprovecha las guías para mantener al tubo en vertical.

El esquema sería el siguiente:

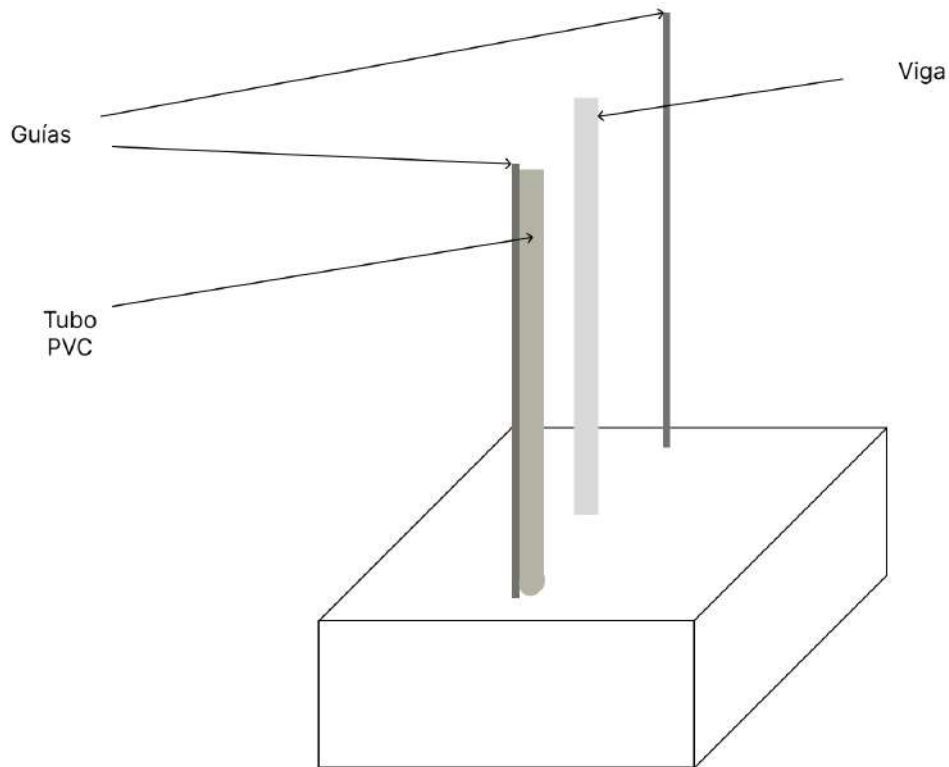


Figura 7-93 Flotador con guías, viga y tubo PVC. Fuente: elaboración del autor

7.7 Piletones

Recordando que cada flotador tiene una medida de 3m x 3m, definiendo una distancia de 0,3 m 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:

Largo: $12 \cdot 3,3\text{m} + 2 \cdot 0,5\text{m} = 40,6\text{m}$

Ancho: $2 \cdot 0,5\text{m} + 3\text{m} = 4\text{m}$

El **alto** se establece teniendo en cuenta la altura máxima de marea del año que es de **12,4 m**.

El material de los piletones debe ser aquel que soporte los medios agresivos del agua de mar, es por eso que se decide llevarlo a cabo con hormigón.

El agua de mar provoca un proceso muy complejo sobre el hormigón en el que intervienen gran número de parámetros mecánicos, físicos, químicos, biológicos y

atmosféricos. Sin embargo, la agresividad química de los componentes del agua marina sobre los productos de hidratación del cemento, en especial el hidróxido de magnesio ($Mg(OH)_2$) y el sulfato cálcico ($CaSO_4$), provocan expansiones debidas a la reacción álcali-árido, si hay árido reactivo, a la presión de cristalización de sales en el hormigón, a la acción del hielo en climas fríos, a la corrosión de las armaduras y a la erosión física debida al oleaje. Estas acciones aumentan la permeabilidad del hormigón, lo que retroalimenta el proceso. Son los iones sulfato del interior de la matriz los que reaccionan con el monosulfatoaluminato produciendo estringita, que es la responsable de la expansión y la rotura. Con todo, el agua de mar es menos agresiva para el hormigón que cada una de las soluciones que la componen individualmente debido a que el comportamiento expansivo asociado con formación de estringita está inhibido por la presencia de cloruros y facilita su solubilidad. Además, el CO_2 disuelto en el agua carbonata gradualmente al hormigón, formando una capa superficial de carbonato cálcico que actúa como protector frente al ataque del hidróxido de magnesio y del sulfato cálcico los cuales terminan colmatando los poros restantes.

Esquemas de los piletones:

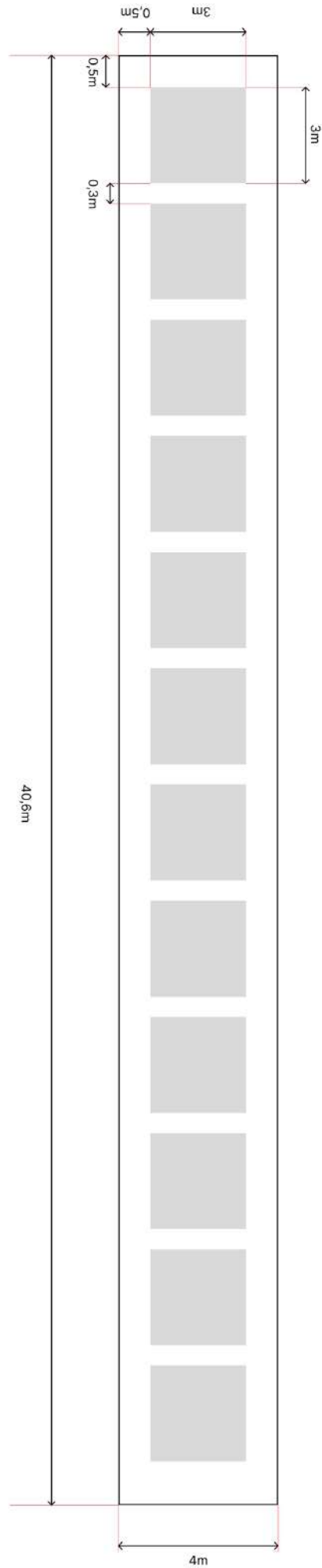


Figura 7-94 Vista aérea piletón Fuente: elaboración del autor

Vista lateral

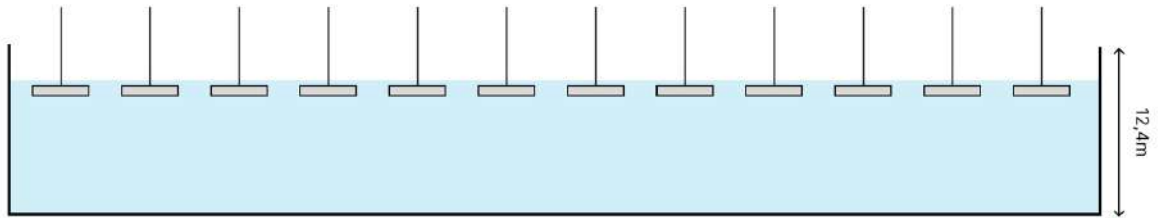


Figura 7-95 Vista lateral de piletón Fuente: elaboración del autor

Vista aérea superior

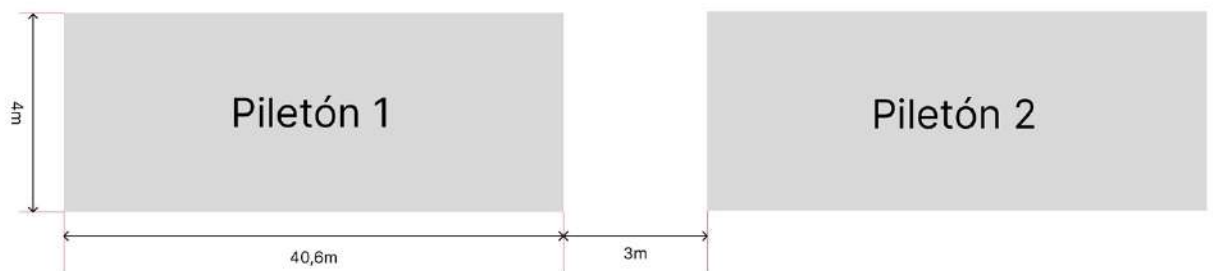


Figura 7-96 Vista aéreo superior de piletones Fuente: elaboración del autor

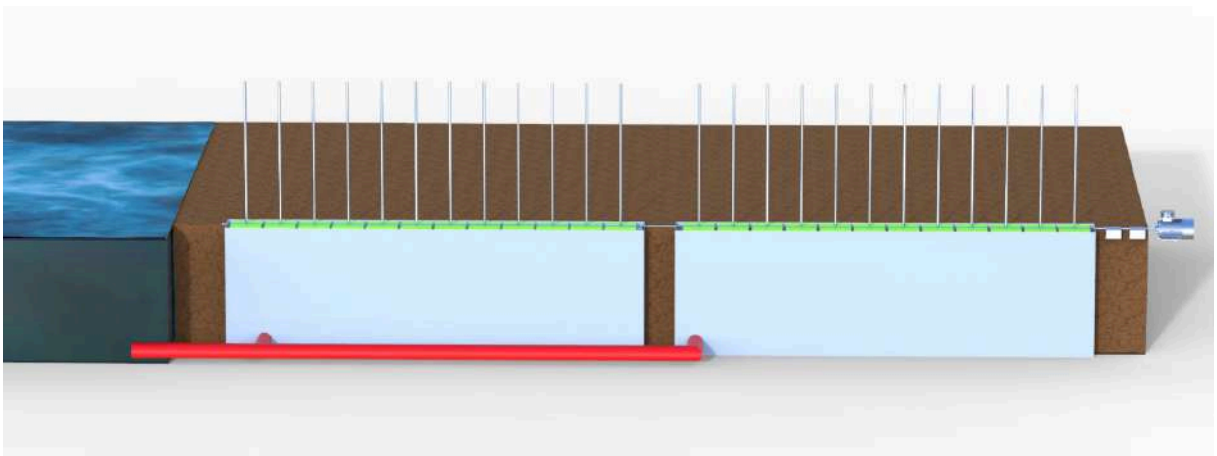


Figura 7-97 Vista frontal de piletones en 3D Fuente: elaboración del autor

7.8 Ejes

A continuación, se calculará los ejes del siguiente sistema:

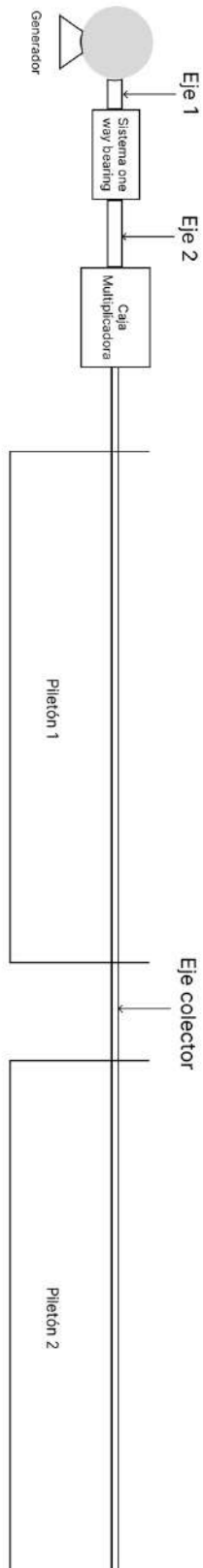


Figura 7-98 Ejes del sistema Fuente: elaboración del autor

7.8.1 Eje colector

Los piletones serán atravesados por un mismo eje que es el eje colector. El largo del mismo es de 85 mts.

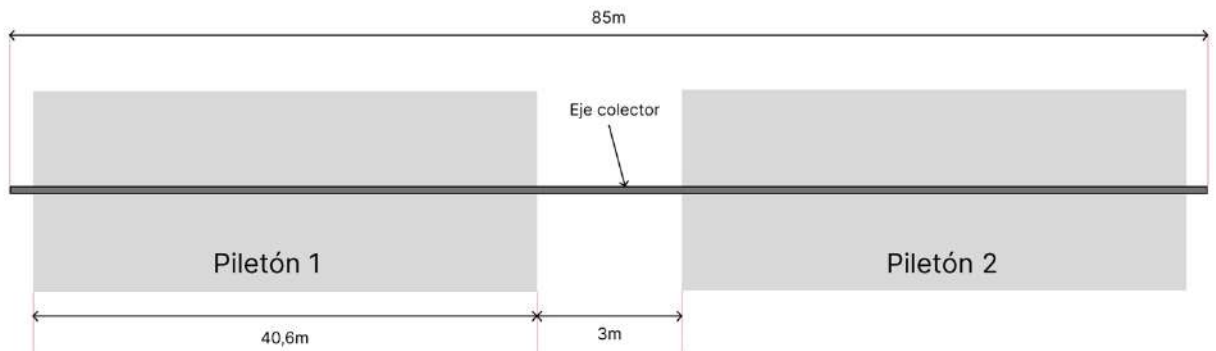


Figura 7-99 Dimensiones eje colector Fuente: elaboración del autor

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 una aleación de 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 ν	Peso específico γ lb/in ³	Densidad de masa ρ Mg/m ³	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 (τ_{max}) (MPa)	675,51	664,36	592,38
Deformación angular a la rotura (γ_{max}) (rad/rad)	0,28	0,78	0,77

Figura 7-100 Propiedades físicas de materiales

$$G = 81 \text{ [GPa]}$$

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

Ecuación para el cálculo de ejes por torsión:

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

τ_{max} : tensión de corte máxima del material

T: torque

R: radio externo

J: momento de inercia polar

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

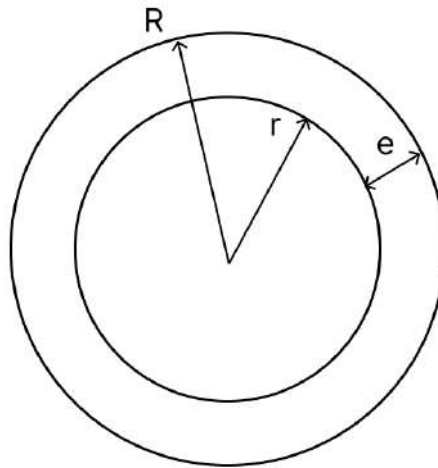


Figura 7-101 Ilustración de eje hueco

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

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

R: radio externo

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

$$T = F \cdot r = 181,3 \cdot \frac{0,176}{2} = 15,95 \text{ [KNm]}$$

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

$$r = \sqrt[4]{R^4 - 1,5 \cdot 10^{-5} \cdot R}$$

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 $R = 73,05 \text{ mm} = 0,07305 \text{ m}$. Luego se procederá a su verificación.

$$r = \sqrt[4]{(0,07305 \text{ m})^4 - 1,5 \cdot 10^{-5} \cdot 0,07305 \text{ m}} = 0,07 \text{ m}$$

$$e = R - r = 0,07305 \text{ m} - 0,07 \text{ m} = 3,05 \text{ mm}$$

Finalmente el eje será:

Diametro exterior: 5,75"

Espesor: 0,42"

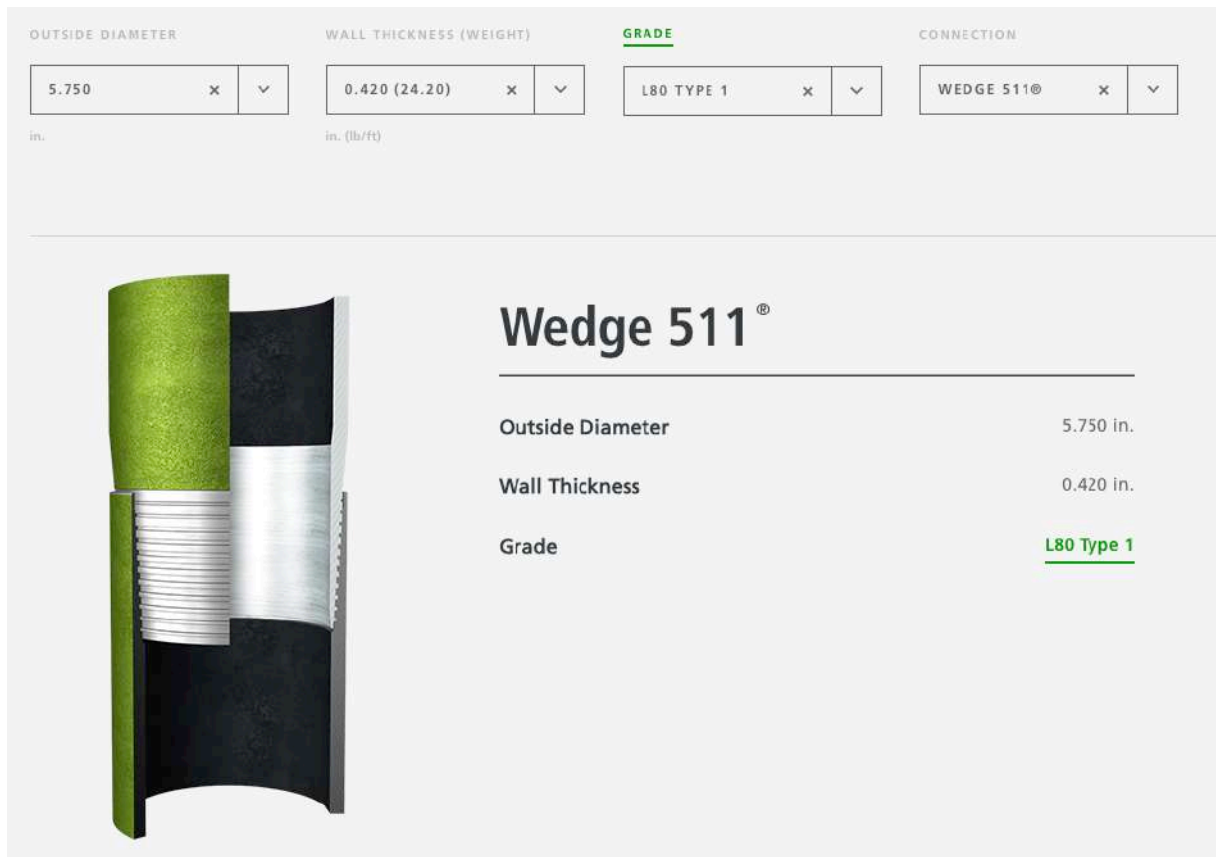


Figura 7-102 Eje hueco seleccionado Fuente: Tenaris

7.8.1.1 Cálculo de rigidez a la torsión

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

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

Mt = momento torsor [Kg.cm]

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

L = separación entre secciones (cm)

G = módulo de elasticidad transversal (kg/cm²)

J_p = momento de inercia polar (cm⁴)

Por lo tanto:

G: Elegimos un SAE 1045 cuyo módulo de elasticidad transversal es igual a 825970,13 [Kg/cm²]

L: La longitud de separación se toma como la longitud total del eje colector la cuál es de 85 [m] = 8500 [cm]

J_p = momento de inercia polar (cm⁴) = $\pi/32 * (D^4 - d^4) = \pi/32 * (14,61^4 - 12,47^4) = 2100 \text{ cm}^4$

$$\beta = \frac{180 * 162.644,74 \text{ [Kg*cm]} * 8500 \text{ [cm]}}{\pi * 825.970,13 \text{ [kg/cm}^2\text{]} * 2100 \text{ [cm}^4\text{]}}$$

$$\beta = 45^\circ 39' 59,5''$$

Según se recomienda en la siguiente bibliografía [17], se debe cumplir que $\beta_{\max} < 0,01 \text{ rad/m}$ para "Arboles medios de destinación general", lo que equivale en este caso (con un eje de 85m) a $\beta_{\max} < 48^\circ 42' 5,1''$.

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)	φ	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)	θ/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^[4] indican que: $y \leq 0.005$ in en los asientos de ruedas dentadas; $\varphi_1 + \varphi_2 < 0.03^\circ$, donde φ_1 y φ_2 son las deflexiones angulares de un par de ruedas dentadas engranando; y que y en cojinetes de contacto deslizando 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 7-103 Deformaciones permisibles Fuente [17]

Por lo tanto, se verifica la condición de:

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

La deformación angular se **verifica**.

7.8.2 Cálculo eje 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 mismo se estableció en 2 metros.

Por el mismo motivo que el eje colector, se selecciona acero SAE 1045.

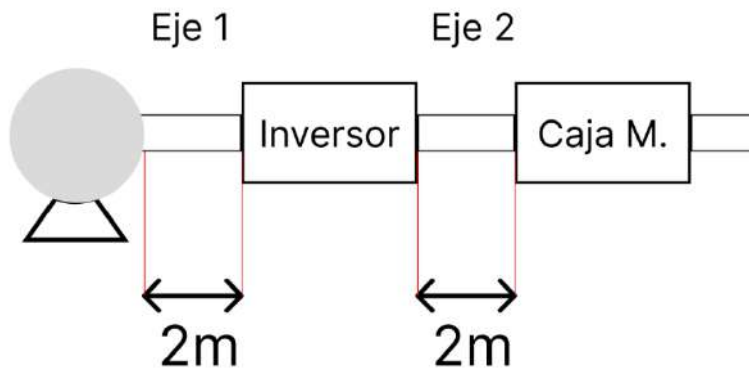


Figura 7-104 Eje 1 y 2 Fuente: elaboración del autor

Para estos ejes se tiene que:

G: SAE 1045 cuyo módulo de elasticidad transversal es igual a 825970,13 [Kg/cm²].

L: La longitud de separación se toma como la longitud total del eje la cual se asume como 2 [m] = 200 [cm].

Para un eje sólido se tiene que el momento de inercia polar es:

$$J = (\pi/2) * R^4$$

Despejando el radio:

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

Además, se sabe que:

$$T = \frac{P}{\omega} = 1,6 \text{ [KW]} / 10,47 \text{ [rad/seg]} = 0,153 \text{ [KJ]} = 1560,17 \text{ [Kg.cm]}$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{2 * T}{\pi * \tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{2 * 1560,17}{\pi * 825970}} = 0,1 \text{ cm}$$

Por lo que $R = 10 \text{ mm}$ ($D = 20 \text{ mm}$). Dicho valor es menor al eje de la caja/generador debido a que la potencia del sistema también es menor que la potencia admisible para la cual están fabricados dichos elementos.

Como el eje de salida de la caja y el eje del generador es de $D = 80 \text{ mm}$, se adopta como diámetro de los ejes bajo dimensionamiento un valor de $D = 38,1 \text{ mm}$ del catálogo del fabricante Hierros Torrent S.A.

Hierro Te

Dimensiones		3,17	4,76	6,35
En mm.	Pulg.	1/8	3/16	1/4
19,10	3/4	0,80		
22,20	7/8	1,04		
25,40	1	1,10		
31,70	1,14	1,54	2,27	
38,10	1,52	1,92	2,75	
44,40	1,74		3,22	
50,80	2		3,69	4,38

Figura 7-105 Catálogo de ejes de Hierros Torrent S.A.

7.8.2.1 Cálculo de rigidez a la torsión

A continuación, se debe verificar el eje sometido a torsión.

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

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

M_t = momento torsor [Kg.cm]

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

L = separación entre secciones (cm)

G = módulo de elasticidad transversal (kg/cm²)

J_p = momento de inercia polar (cm^4)

Reemplazando los valores obtenidos:

$$\beta = \frac{180 * 1560,17 [Kg*cm] * 200 [cm]}{\pi * 825.970,13 [kg/cm^2] * 20,7 [cm^4]}$$

$$\beta = 1^\circ 2' 44''$$

Según se recomienda en la siguiente bibliografía[17], se debe cumplir que $\beta_{max} < 0,01$ rad/m para “Arboles medios de destinación general”, lo que equivale en este caso (con un eje de 2m) a $\beta_{max} < 1^\circ 8' 45''$.

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)	φ	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)	θ/L	Grúas desplazables y portátiles	$[\theta/L] = 0.0045...0.006$ rad/m
		Husillos de tornos y taladros	$[\theta/L] = 0.00175$ rad/m
		Arboles medios de destinación general	$[\theta/L] = 0.009$ rad/m
		Arboles de cardanes de vehículos ($d = 30...50$ mm)	$[\theta/L] = 0.005...0.007$ rad/m

* Otras recomendaciones^[4] indican que: $y \leq 0.005$ in en los asientos de ruedas dentadas; $\varphi_1 + \varphi_2 < 0.03^\circ$, donde φ_1 y φ_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 7-106 Deformaciones permisibles

Por lo tanto, se verifica la condición:

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

Se puede observar que la deformación angular se **verifica**.

7.9 Cañerías

7.9.1 Ingreso y egreso de agua

Para hacer el cálculo de cañería se necesita calcular el tiempo necesario de vaciado y llenado de los piletos.

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 de:

$$V = 12,4[\text{m}] \cdot 40,6 [\text{m}] \cdot 4[\text{m}] = 2014 [\text{m}^3]$$

Teniendo en cuenta la cinemática del sistema planteado, ese volumen debe ser llenado o vaciado en lo que tarda cada secuencia, es decir 1 hora.

El caudal de agua se calcula como:

$$Q = \frac{2014[\text{m}^3]}{1.3600[\text{s}]} = 0,56 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

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 7-107 Tabla de velocidades máximas según tipo de tubería Fuente: www.ingenierociivil.com

$$\text{Como } Q = v \cdot A \Rightarrow A = \frac{Q}{v} = \frac{0,56 \left[\frac{m^3}{s} \right]}{3 \left[\frac{m}{s} \right]} = 0,18 \text{ m}^2$$

El área de un cilindro es $A = \pi \cdot r^2$

$$\text{El radio del eje será: } r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,18 \text{ m}^2}{\pi}} = 0,24 \text{ m}$$

Es decir 48 cm de diámetro.

Como **no verifica** la condición ya que para velocidades de 3 m/s se estipula, como máximo un diámetro de 45 cm, se pasa a la siguiente opción (según el cuadro superior) que es una tubería de concreto reforzado. Se establece un diámetro estándar de 24 pulgadas para simplificar la fabricación. A continuación, se verifica la cañería seleccionada.

24 pulgadas=60,96 cm

$$A = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot 0,305^2 = 0,3 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0,56 \left[\frac{m^3}{s} \right]}{0,3 \text{ m}^2} = 1,87 \frac{m}{s}$$

Se cumple la verificación ya que la velocidad es menor a 3,5 m/s

Por lo tanto, la **cañería** de llenado y vaciado de los piletos se harán de **concreto reforzado con un diámetro de 24 pulgadas**.

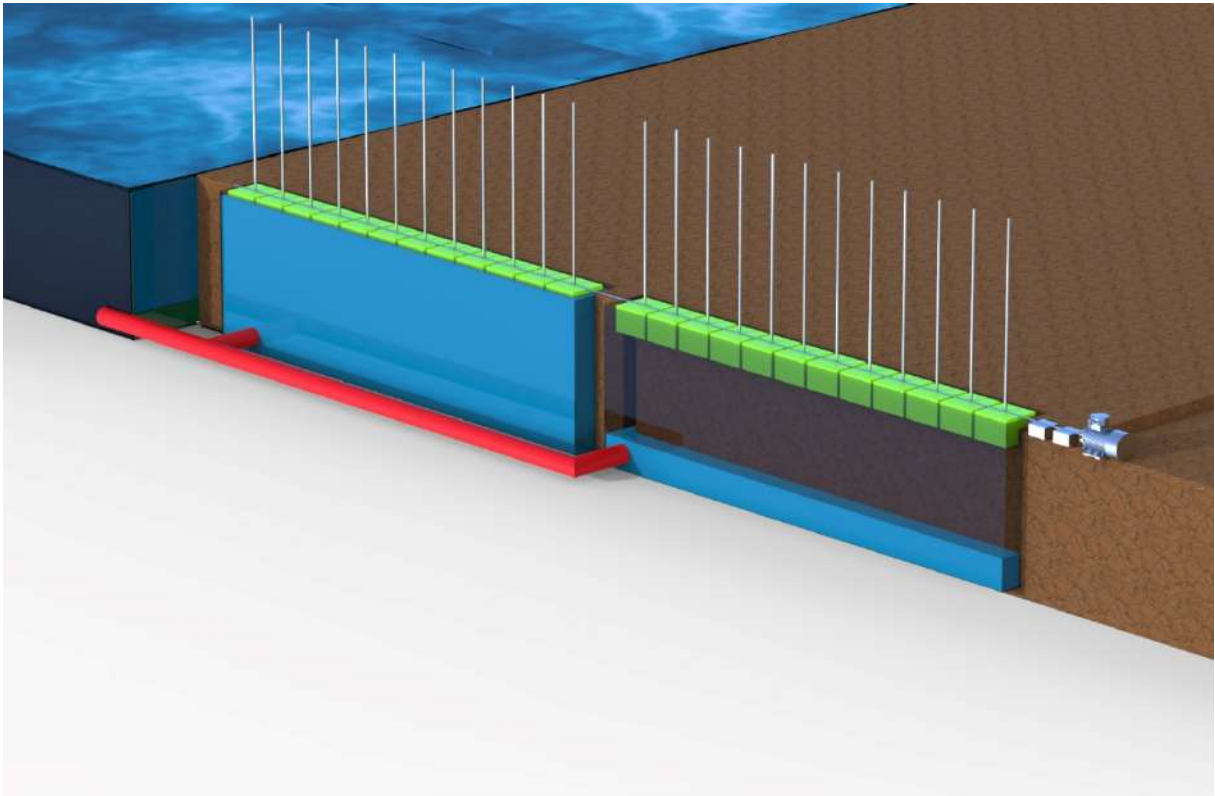


Figura 7-108 Cañerías en 3D Fuente: elaboración del autor

7.9.2 Mantenimiento

Se colocarán cañerías que se utilizarán exclusivamente para casos de mantenimiento. Se colocará una en cada piletón que se ubicarán en la zona más próxima al piso para permitir el vaciado completo de cada piletón.

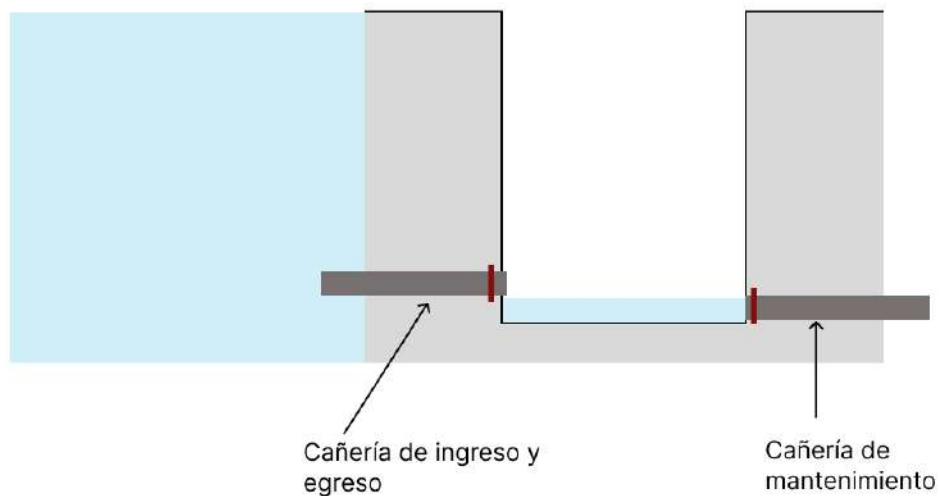


Figura 7-109 Vista frontal de piletones con cañerías Fuente: elaboración del autor

Se colocará la misma cañería calculada en 7.8.1. La válvula que se colocará se analizará en el capítulo siguiente.

7.10 Válvulas

A continuación, se detallarán las válvulas utilizadas para el sistema:

7.10.1 Válvula en piletones

La cañería dimensionada en 7.8 permite el ingreso y egreso de agua al piletón.

Dado la secuencia descrita en 4.2 el ingreso y egreso de agua deber ser controlado. Esto se llevará a cabo por medio de una válvula colocada en la cañería como muestra la siguiente figura:

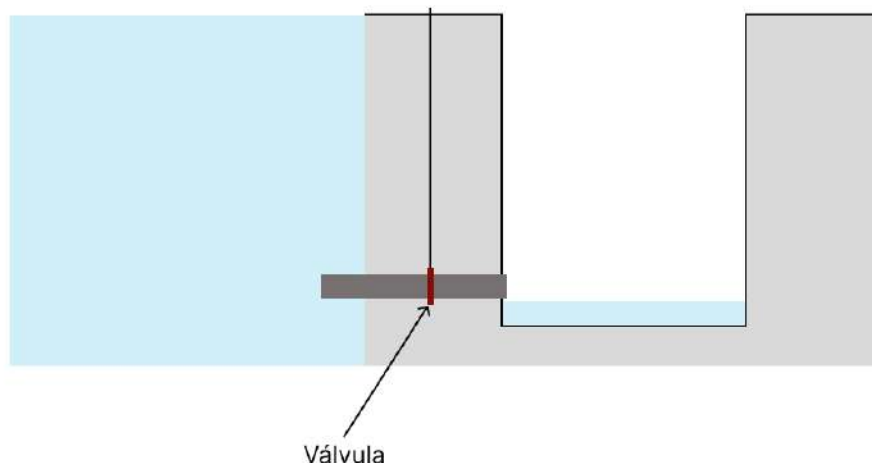


Figura 7-110 Vista frontal de piletón con válvula en cañería Fuente: elaboración del autor

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 13 metros. A este valor se le agrega un factor de seguridad de 2. Este factor tomado se debe a que en ocasiones excepcionales es posible que la marea duplique el valor máximo. En caso de que esto ocurra, para ser precavido se opta por ese valor de seguridad.

Es decir que la altura para la cual se dimensionará será de:

$$\frac{13}{0,5} = 26 \text{ metros}$$

La presión de agua con esa altura será de:

$$P = \delta gh = 1027 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 9,8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \cdot 26[\text{m}] = 261,7[\text{KPa}] = 2,61[\text{Bar}]$$

La válvula seleccionada es de la marca Valmec.

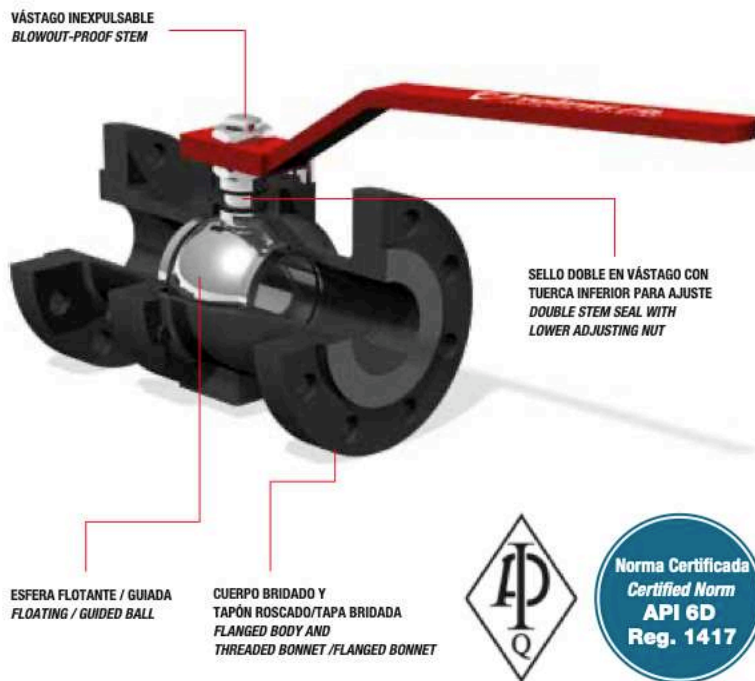


Figura 7-111 Válvula de cañería

Ø	150									300									600										
	ØP	B	C	AF/AJ	E	N	Tq	Cv	Peso Weight	P	B	C	AF/AJ	E	N	Tq	Cv	Peso Weight	P	B	C	AF/AJ	E	N	Tq	Cv	Peso Weight		
	mm									mm									mm										
1/2"	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	
3/4"	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	
1 1/4"	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
1 1/2"	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	
2 1/2"	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	-	889/892	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 7-112 Tabla de diámetros de válvula

Se selecciona la serie 150 de diámetro 12”.

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 7-113 Tabla de Rangos de presión y temperatura de válvula

Dado la tabla de temperatura, verifica el rango de funcionamiento.

Curva de Presión / Temperatura
Pressure / Temperature Rating

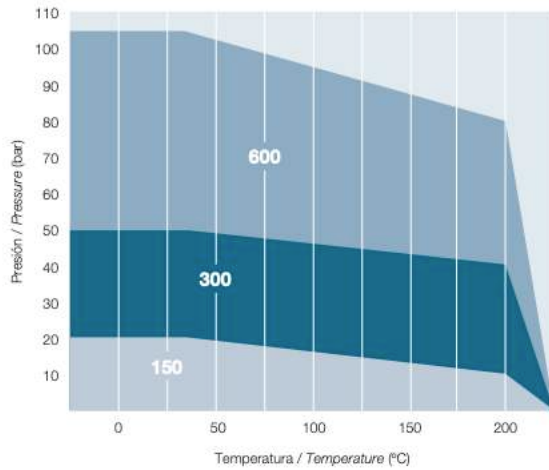


Figura 7-114 Gráfico de presión en función de temperatura

Dado el gráfico de presión, verifica el rango de funcionamiento.

El propio fabricante permite adaptar la válvula para ser comandada eléctricamente.

Actuador Neumático o Eléctrico
Pneumatic or Electrical Actuator



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.

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".

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.

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.

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.

Additionally VALMEC has a severais accessories to control or drive of the actuators, like mechanical or magnetic limit switches, limit switch and positioner are available.

Figura 7-115 Actuador eléctrico de válvula

Con esta adaptación se permite la automatización del proceso de llenado y vaciado de los piletones.

7.10.2 Válvula en flotadores

Se colocará una única válvula para vaciar los flotadores que irán colocadas en la cara lateral del flotador próximo a la base.

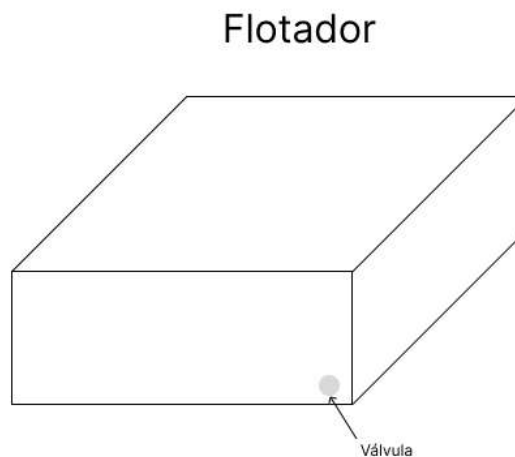


Figura 7-116 Posición de válvula en flotador Fuente: elaboración del autor

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 del mar. Pero viendo el

gráfico senoidal que presenta, se puede deducir que los flotadores podrán tardar alrededor de una hora entre vaciado y llenado. Esto se debe a que el nivel de agua de los piletones debe ser menor o mayor del de los flotadores según corresponda. Y según la secuencia que se verá en 7.11 bastará con una hora.

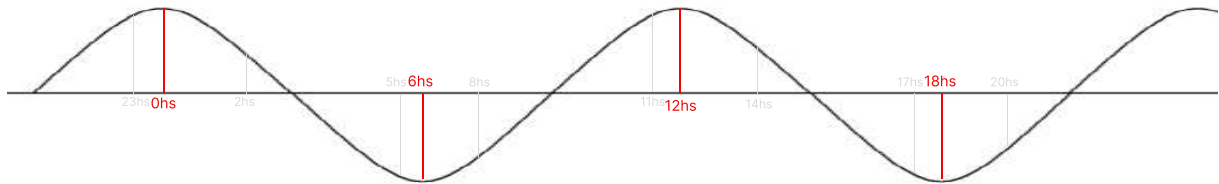


Figura 7-117 Curva senoidal de mareas

Igualmente, tomando una posición conservadora, se establecerá el tiempo en 30 minutos.

También se debe fijar una velocidad de entrada y salida de agua que será de 3 m/s.

El caudal de agua se calcula como:

$$Q = \frac{18[m^3]}{\frac{1}{2} \cdot 3600[s]} = 0,01 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$\text{Como } Q = v \cdot A \Rightarrow A = \frac{Q}{v} = \frac{0,01 \left[\frac{m^3}{s} \right]}{3 \left[\frac{m}{s} \right]} = 0,0033 \text{ m}^2$$

Si lo establecemos de forma circular el área $A = \pi \cdot r^2$

$$\text{El radio del eje será: } r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,0033 \text{ m}^2}{\pi}} = 0,032 \text{ m}$$

El diámetro D será 6,5 cm

Se selecciona una válvula de la marca Coax que es una empresa con válvulas especiales en aplicaciones marítimas.

Se selecciona una válvula de dos vías comandada eléctricamente

Válvulas coaxiales de 2/2 Vías de Accionamiento Directo

Las válvulas de solenoide con control directo de 2/2 y 3/2 vías consisten en válvulas de solenoide accionadas eléctricamente con dos o tres conexiones y dos posiciones de conmutación. Estas válvulas son herméticas hacia fuera y se han probado en el empleo de medios líquidos, gaseosos, contaminados o venenosos (tóxicos). En caso de un desgaste total de las juntas no puede salir ningún medio de proceso, las válvulas mantienen su estanqueidad.



Se selecciona el modelo MK10



Figura 7-118 Válvula de flotadores

Ficha técnica:

conexiones	roscas G 1/4 - G 3/4
función	NC / NO
rango de presión	0-16 / 0-40 bar
factor K_V	$2,5 \text{ m}^3/\text{h}$
fluido	gaseoso líquido contaminado
sentido de flujo	A → B según marcado
ciclos de conmutación	$200 \text{ }^1/\text{min}$
tiempos de conmutación	apertura 25 ms cierre 25 ms
temperatura del fluido	DC -10 °C — +100 °C AC -10 °C — +100 °C
temperatura ambiente	DC -10 °C — +80 °C AC -10 °C — +80 °C
peso	1,5 kg
voltaje nominal	U_n 24 V DC +5% / -10% U_n 230 V 40-60 Hz AC +5% / -10%
accionamiento	DC bobina de corriente continua AC bobina de corriente continua con rectificador integrado
grado de aislamiento	H 180 °C
protección	IP65
funcionamiento continuo	ED 100%
conexión	conector eléctrico DIN EN 175301-803, forma A, 4 posiciones x 90°, diámetro cable 6-8 mm M12x1 conector según DESINA / VDMA

Figura 7-119 Ficha técnica de válvula de flotadores

7.11 Estructura general

Para que una única estructura no soporte todo el peso de los 24 flotadores, se opta por la realización de una estructura por cada flotador.

Esta estructura se hará de cemento reforzado con la siguiente disposición.

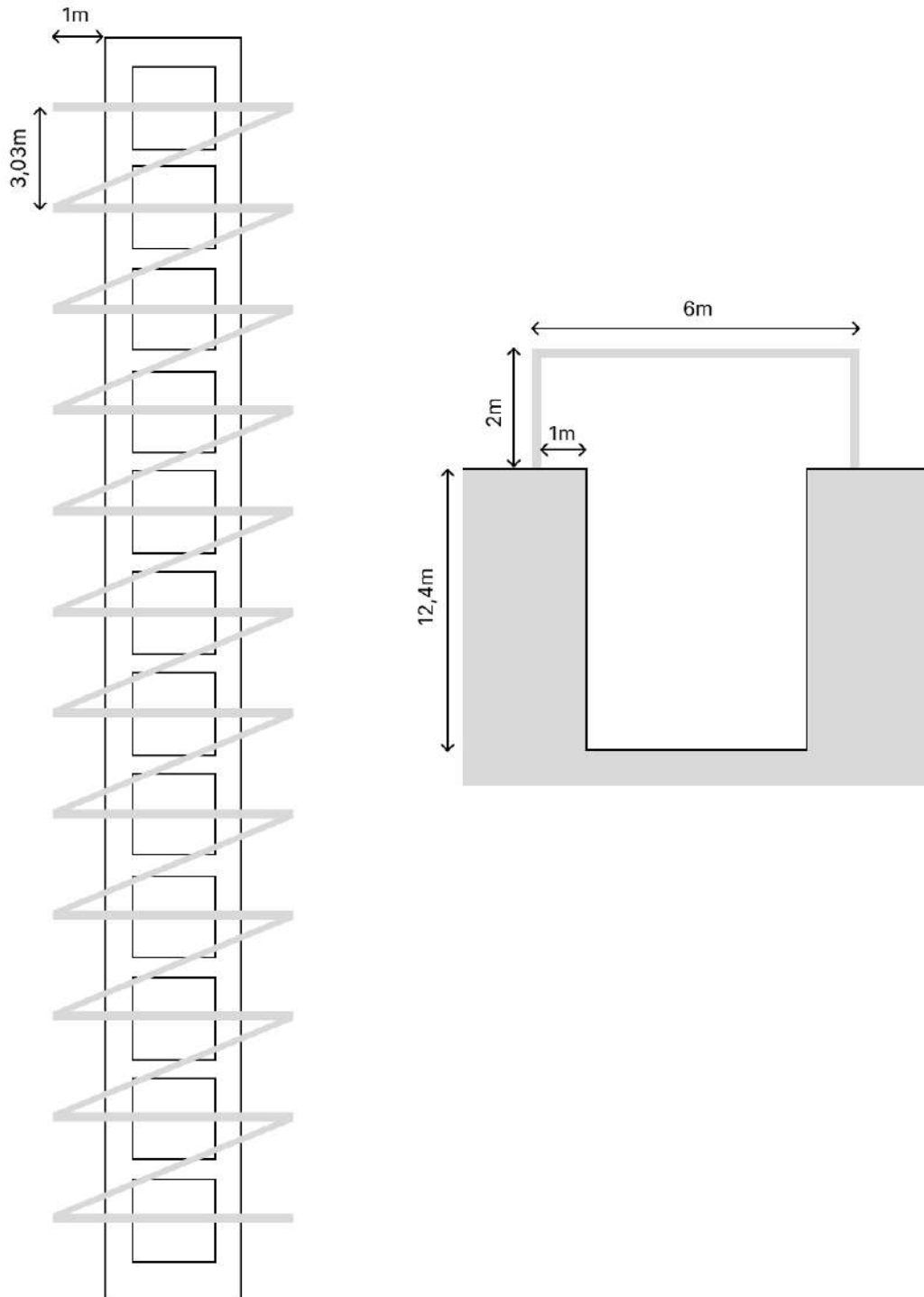


Figura 7-120 Vista aéreo y frontal de piletón Fuente: Elaboración del autor

7.12 Funcionamiento

Hasta aquí se han presentado los diferentes componentes que conforman el sistema, a continuación, se detallará como es el funcionamiento del mismo:

7.12.1 Piletones

Para la automatización del llenado y vaciado de los piletones se llevará a cabo a través de válvulas electro controladas y accionadas mediante automatismo.

Dado que tanto las alturas de marea como el horario de bajamar y pleamar son previsibles, se obtendrán los datos de horarios de marea máximo y mínima para automatizar el proceso.

Es importante obtener estos datos ya que el ciclo de marea diaria no es de 24 horas, sino de **24 horas, 50 minutos y 28 segundos teóricamente**. Al obtener los datos de marea previos se corrige esta diferencia en el ciclo diario.

Para facilitar la explicación se impone un horario de marea máxima a las 0hs y 12hs y marea mínima a las 6 hs y 18 hs.

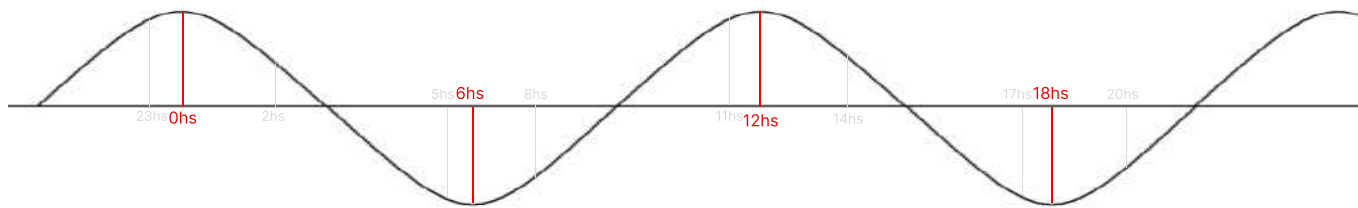


Figura 7-121 Gráfico senoidal de marea Fuente: Elaboración del autor

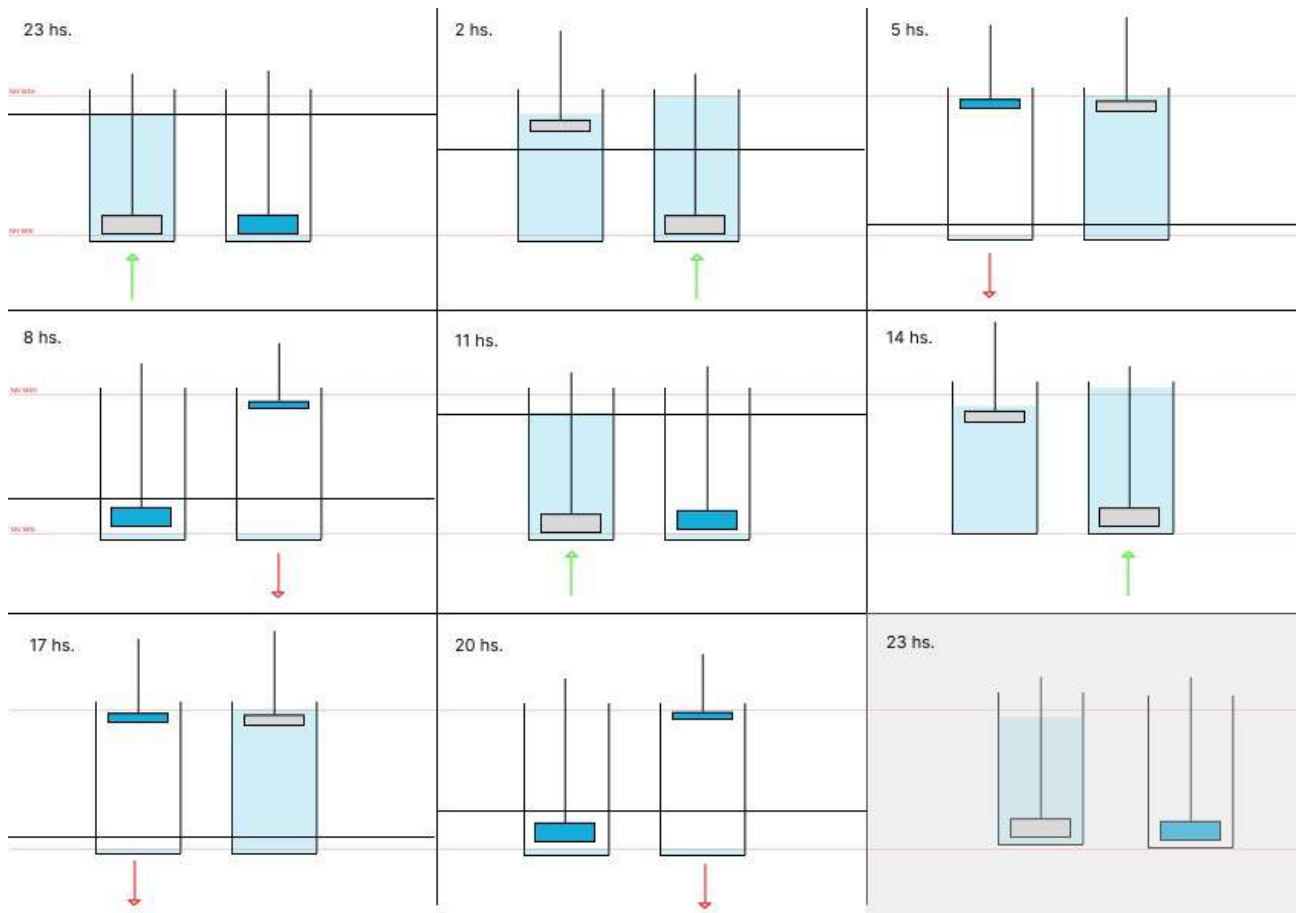


Figura 7-122 Resumen de secuencia de movimiento Fuente: elaboración del autor

Recordando la explicación dada en el capítulo 4 la secuencia del llenado y vaciado de los pilotes la secuencia será la siguiente:

23 Hs – 1 hora antes de la primera marea máxima del día:

Se abre la válvula de llenado del piletón 2. Cuando la marea sea máxima, es decir a las 24Hs, la válvula se cerrará. El piletón tendrá 1 hora para llenarse por completo.

2 Hs – 2 horas después de la primera marea máxima del día:

Se abre la válvula para vaciar el piletón 1.

5Hs – 1 hora antes de la primera marea mínima del día:

Se cierra la válvula del piletón 1.

Se abre la válvula del piletón 2 para vaciarlo. El mismo tendrá una hora para ser vaciado. 1 hora después, a las 6Hs en este caso, la válvula será cerrada.

8Hs – 2 Horas después de la primera marea mínima del día:

Se abre la válvula del piletón 1 y comienza el llenado.

La anterior fue la secuencia de automatización de las válvulas de llenado y vaciado de los piletones. Este proceso se repite una vez más para cerrar el ciclo diario que consta de dos mareas bajamar y dos mareas pleamar.

7.12.2 Flotadores

Luego de pensar diferentes tipos de automatizaciones se optó por una automatización a través de sensores en los piletones y el sistema explicado en 7.6.3 para conocer la altura de cada flotador. 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 la secuencia de flotadores por tiempo.

Se colocará un sensor de nivel en cada piletón que se moverá en función de la altura de llenado del mismo. De manera que cuando cada flotador esté próximo al nivel de agua del piletón, se detenga y comience el movimiento el flotador siguiente.

Sensores

Marca Wika



Señal de salida	
Tipo de señal	4 ... 20 mA
Carga en Ω	\leq (alimentación auxiliar- 10 V) 0,02 A - (longitud de cable en m x 0,14 Ω)
Alimentación de corriente	
Alimentación auxiliar	DC 10 ... 30 V

Datos técnicos

Datos de exactitud		
No linealidad según IEC 61298-2	$\leq \pm 0,2$ % del span	
Exactitud	→ Véase "Error máximo de medición según IEC 61298-2"	
Error máximo de medición según IEC 61298-2	$\leq \pm 0,5$ % del span	
No repetibilidad según IEC 61298-2	$\leq \pm 0,1$ % del span	
Coeficiente de temperatura medio entre 0 ... 50 °C [32 ... 122 °F]		
Punto cero	Rangos de medición $\leq 0,25$ bar	$\leq \pm 0,2$ % del span/10 K
	Rangos de medición $> 0,25$ bar	$\leq \pm 0,4$ % del span/10 K
Span	$\leq \pm 0,2$ % del span/10 K	
Estabilidad a largo plazo según DIN 16086	$\leq \pm 0,2$ % del span/año	
Condiciones de referencia	Según IEC 61298-1	

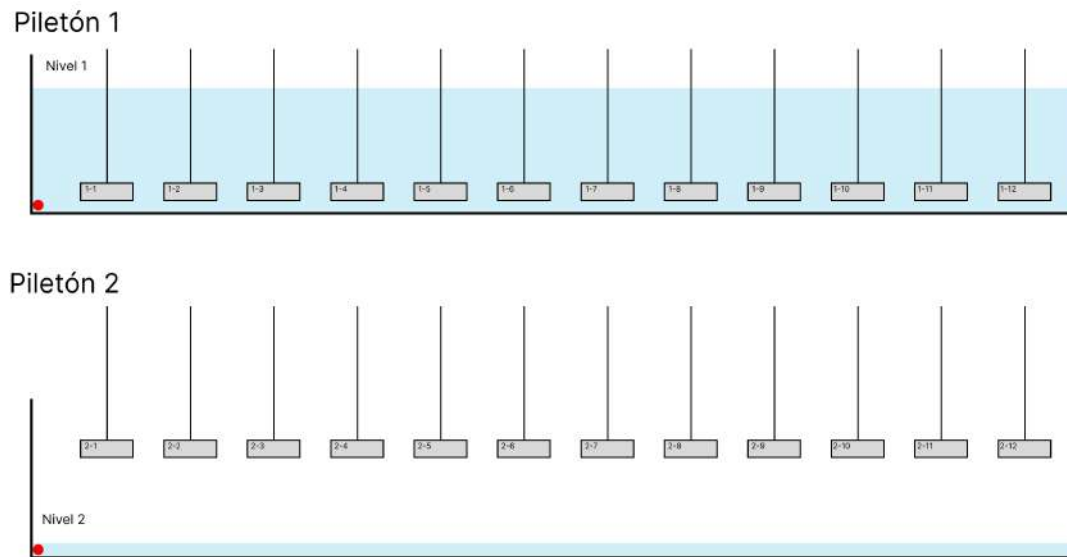


Figura 7-123 Vista lateral de piletones y flotadores con sensores Fuente: elaboración del autor

Comienza el ascenso de flotador 1-1 hasta que llega a la altura de nivel 1, luego comienza el ascenso del flotador 1-2 hasta que llega a la altura de nivel 1. Este proceso se reitera hasta que el flotador 1-12 comienza su ascenso hasta que llega a la altura de nivel 1.

Luego comienza el descenso del primer flotador del piletón 2. El flotador 2-1 desciende hasta la altura del nivel 2. Luego comienza el descenso el flotador 2-2 y así sucesivamente hasta llegar al flotador 2-12 llega al nivel 2 y se vuelve al comienzo de la secuencia.

8 Cálculos finales

La estimación de energía generada por el sistema en el capítulo 6, se calculó en base a un sistema ideal, 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:

8.1.1 Engranajes

Se tienen los siguientes sistemas:

- cremallera-engranaje 3:

Dado que para conocer la eficiencia de un par de engranajes hay que tener en cuenta muchos factores, para conocer este 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 trará con velocidades bajas.

$$\eta_{3-c} = 0,99$$

- Engranaje 2- Engranaje 1,

Lo mismo que se explicó para el caso anterior aplica para este.

$$\eta_{2-1} = 0,99$$

- Caja multiplicadora

La eficiencia de la caja multiplicadora según fabricante está entre 0,93 y 0,95. Se adopta el siguiente valor:

$$\eta_{cm} = 0,94$$

- 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.

$$\eta_{SI} = 0,97$$

8.1.2 Generador

El gráfico del Generador seleccionado en el capítulo 7.1 cuenta con la siguiente curva de eficiencia :

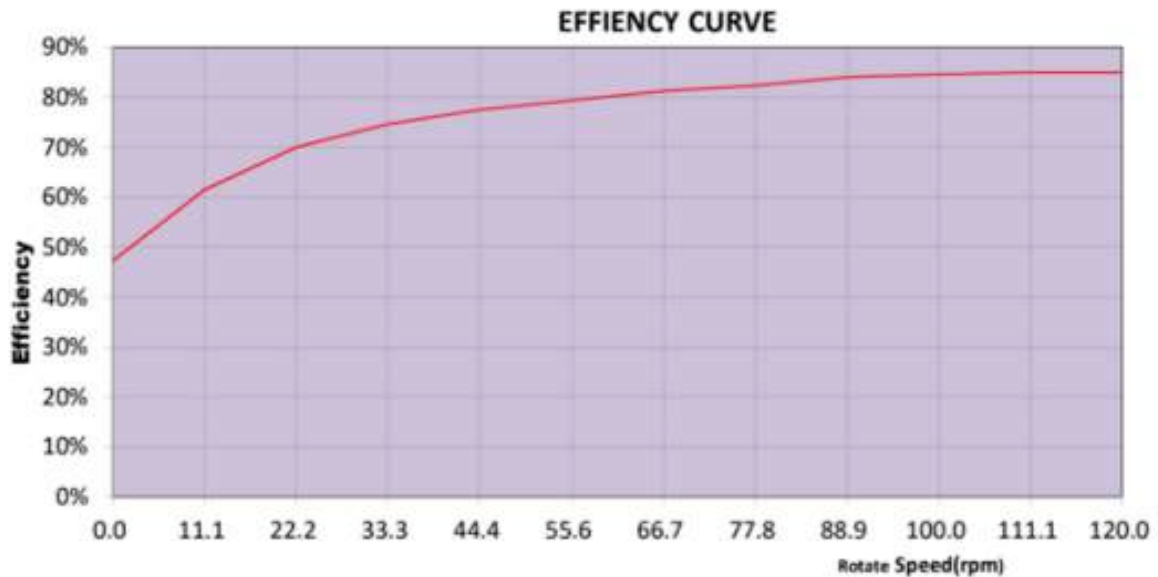


Figura 8-1 Curva de eficiencia del generador

El diseño del sistema se ha concebido de manera que la velocidad de giro del generador sea entre 90 y 110 RPM.

Teniendo esto en cuenta, se estima que la eficiencia del generador será entre 0,83 y 0,85. Se toma el valor medio y se establece una eficiencia de **0,84 para el generador**.

$$\eta_{GE} = 0,84$$

8.1.3 Energía Generada

Por otro lado un factor importante a tener en cuenta en los sistemas de energía renovables es el factor de carga.

El factor de carga se refiere a la fracción del tiempo en el que un generador está produciendo energía a su capacidad máxima en comparación con el tiempo total. En otras palabras, es una medida de la utilización de un sistema.

En este caso particular que el sistema estará funcionado las 24 horas del día, los 365 del año, se atribuirá un **factor de carga de 1**.

Cálculo de potencia teniendo en cuenta las pérdidas descritas anteriormente:

Según 6.3 la potencia es 1.6 KW. Teniendo en cuenta las pérdidas comentadas anteriormente la potencia generada por el sistema será:

$$P_{real} = P_{ideal} \cdot \eta_{total} \cdot f_c = P_{ideal} \cdot \eta_{3-c} \cdot \eta_{2-1} \cdot \eta_{cm} \cdot \eta_{SI} \cdot \eta_{GE} \cdot f_c =$$

$$P_{real} = 1.6KW \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,94 \cdot 0,97 \cdot 0,84 \cdot 1 = \mathbf{1,2 KW}$$

Con esta potencia se obtiene una energía de:

- Diaria:

$$1,2 KWh \cdot 24 = 28,8 \frac{KWh}{día}$$

- Anual:

$$28,8 \frac{KWh}{día} \cdot 365 días = 10512 \frac{KWh}{año} = \mathbf{10,5 \frac{MWh}{año}}$$

9 Comparativa con sistemas ya establecidos

Resulta interesante llevar a cabo una comparación entre este sistema propuesto y otros sistemas ya establecidos y en funcionamiento.

Se compara el diseño planteado con los dos sistemas de energía renovable más comunes: energía eólica y solar.

Se propone obtener que o que grupo de aerogeneradores y paneles solares se debería instalar para obtener una cantidad de energía similar al sistema de flotadores del trabajo.

9.1.1 Aerogenerador

Para hacer esta comparativa se debe mostrar cual es la curva típica de un aerogenerador

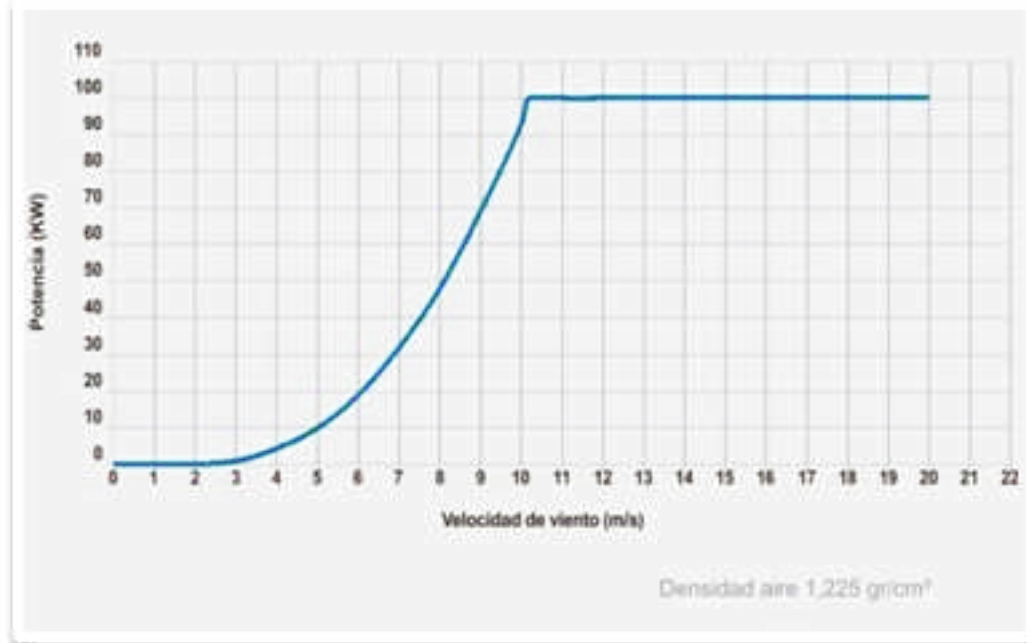


Figura 9-1 Curva típica de aerogenerador Fuente: Argolabe

Este gráfico muestra que prácticamente para valores menores a 3m/s la generación de energía es nula, y que va aumentando exponencialmente hasta los 10 m/s que se estabiliza por motivos de protección del aerogenerador.

El gráfico fue tomado del fabricante Argolabe y un modelo de 100KW. Si bien este gráfico es particular, en general los aerogeneradores tienen curvas similares ya que responde a la siguiente expresión.

$$f(v) = \frac{k}{c} \left(\frac{v}{c}\right)^{k-1} e^{-\left(\frac{v}{c}\right)^k}$$

Siendo:

C: el parámetro de escala de Weibull, con unidades iguales a las unidades de velocidad del viento

K: el parámetro de forma, sin unidades

V: la velocidad del viento

La gran diferencia del sistema desarrollado en este trabajo y un aerogenerador se encuentra en el factor de carga.

El factor de carga se expresa como un porcentaje y representa la cantidad de tiempo que se está generando energía en relación con su capacidad nominal.

Según los datos de 4095 registros [18] obtenidos por Cammesa desde enero del año 2021 a enero de 2024 el promedio del factor de carga para aerogeneradores en argentina fue de 48,1%.

	EOL	EOL	EOL
	Generación Média [MW]	Potencia Instalada [MW]	FACTOR DE CARGA [%]
ene-21	1.390	2.725	51,0%
feb-21	1.227	2.964	41,4%
mar-21	1.260	3.016	41,8%
abr-21	1.334	3.092	43,1%
may-21	1.378	3.153	43,7%
jun-21	1.551	3.169	48,9%
jul-21	1.736	3.169	54,8%
ago-21	1.620	3.169	51,1%
sept-21	1.464	3.169	46,2%
oct-21	1.659	3.169	52,4%
nov-21	1.537	3.169	48,5%
dic-21	1.488	3.291	45,2%
ene-22	1.602	3.291	48,7%
feb-22	1.568	3.291	47,7%
mar-22	1.704	3.291	51,8%
abr-22	1.691	3.291	51,4%
may-22	1.527	3.291	46,4%
jun-22	1.519	3.291	46,2%
jul-22	1.646	3.291	50,0%
ago-22	1.582	3.291	48,1%
sept-22	1.567	3.291	47,6%
oct-22	1.743	3.291	53,0%
nov-22	1.590	3.291	48,3%
dic-22	1.656	3.309	50,0%
ene-23	1.541	3.309	46,6%
feb-23	1.610	3.327	48,4%
mar-23	1.478	3.327	44,4%
abr-23	1.483	3.336	44,4%
may-23	1.563	3.360	46,5%
jun-23	1.731	3.387	51,1%
jul-23	1.451	3.405	42,6%
ago-23	1.937	3.405	56,9%
sept-23	1.585	3.549	44,7%
oct-23	1.752	3.593	48,7%
nov-23	2.027	3.674	55,2%
dic-23	1.648	3.705	44,5%
ene-24	1.791	3.705	48,3%
Promedio			48,1%

Figura 9-2 Valores de generación, potencia y factor de carga instalados en Argentina en instalaciones de aerogeneradores. Fuente del autor

Para obtener la misma cantidad de energía obtenida por el sistema de flotadores el aerogenerador tendrá que tener una potencia de:

$$P = \frac{1,2 \text{ KW}}{0,481} = 2,5 \text{ KW}$$

Con este resultado se puede ver que el sistema planteado, en cuanto a capacidad de energía generada respecta, se puede sustituir por un aerogenerador de 2,5 KW.

Se selecciona un aerogenerador de la marca BORNAY de esas características como referencia.

25.2+

Número de hélices	2
Diámetro	4,05 m
Material	Fibra de vidrio / carbono
Dirección de rotación	En sentido contrario a las agujas del reloj
Sistema de control	1) Regulador electrónico 2) Pasivo por inclinación
Características eléctricas	
Alternador	Trifásico de imanes permanentes
Imanes	Neodimio
Potencia nominal	3000 W
Voltaje nominal	220 Vac
RPM	@ 400
Controladores	Regulador MPPT Wind+ Multitensión: 12, 24, 48 Vdc Intensidad: Max. 125 Amp Tipo de batería: Inundada, AGM, Gel Lithio Interface Wind+ Bombeo directo de agua AC ó DC Telecom Conexión a red
Velocidad de viento	
Rango de funcionamiento	2 -30 m/s
Para arranque	3 m/s
Para potencia nominal	12 m/s
Para frenado automático	14 m/s
Máxima velocidad de viento	60 m/s

Figura 9-3 Ficha técnica aerogenerador de Bornay

Curva de potencia



Energía

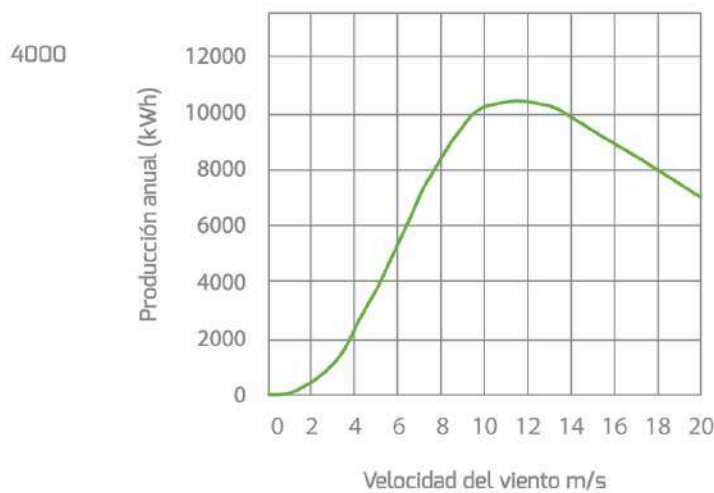


Figura 9-4 Curva de potencia y energía del aerogenerador seleccionado. Fuente:Bornay

Es importante destacar que este cálculo inicial se realiza con fines de obtener una visión general para las comparaciones entre modelos. Sin embargo, para obtener un cálculo más preciso, será necesario recopilar datos específicos, incluyendo las curvas de rendimiento del aerogenerador, así como información detallada sobre la velocidad y distribución del viento, la densidad del aire y otros factores relevantes en el lugar donde se planea la instalación. Estos datos son esenciales para realizar un análisis riguroso y una evaluación precisa de la eficiencia y el rendimiento del sistema.

9.1.2 Paneles solares

Argentina tiene un gran potencial para la energía solar.

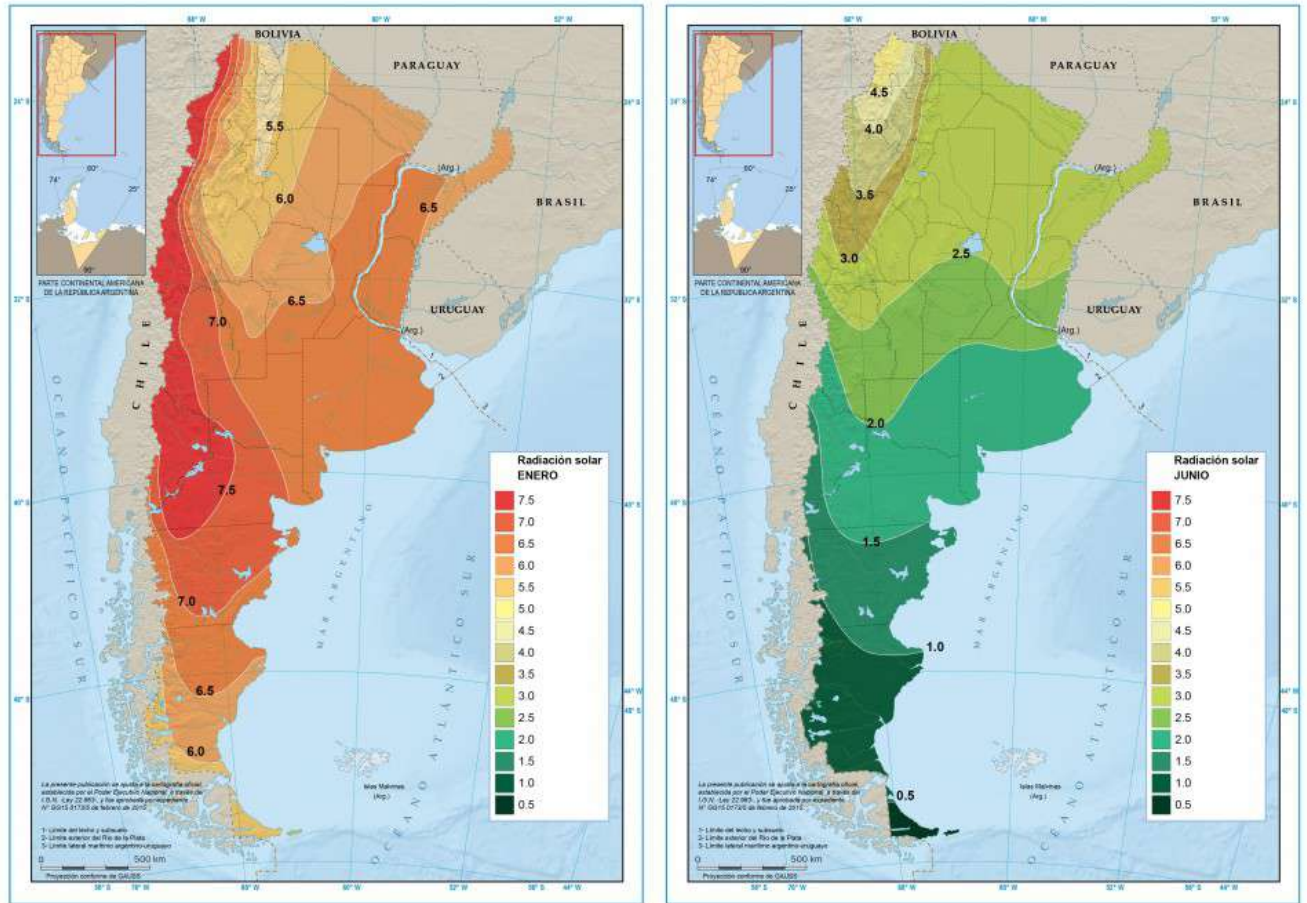


Figura 9-5 Radiación solar del sol en Argentina. En Enero y en Junio

Al igual que en el caso anterior se obtiene el promedio [18] del factor de carga para el caso de instalaciones fotovoltaicas que es de 29,9%.

	SOL	SOL	SOL
	Generación Media [MW]	Potencia Instalada [MW]	FACTOR DE CARGA [%]
ene-21	262	759	34,5%
feb-21	253	759	33,3%
mar-21	216	759	28,5%
abr-21	202	760	26,6%
may-21	165	760	21,8%
jun-21	147	760	19,3%
jul-21	187	860	21,7%
ago-21	222	860	25,8%
sept-21	257	860	29,9%
oct-21	358	1.060	33,8%
nov-21	389	1.060	36,7%
dic-21	336	1.060	31,7%
ene-22	345	1.060	32,5%
feb-22	365	1.060	34,5%
mar-22	354	1.065	33,3%
abr-22	318	1.065	29,9%
may-22	253	1.075	23,5%
jun-22	220	1.075	20,5%
jul-22	238	1.076	22,1%
ago-22	310	1.076	28,8%
sept-22	361	1.076	33,6%
oct-22	424	1.076	39,4%
nov-22	421	1.086	38,8%
dic-22	403	1.086	37,1%
ene-23	411	1.108	37,1%
feb-23	404	1.145	35,3%
mar-23	361	1.165	31,0%
abr-23	330	1.239	26,6%
may-23	243	1.290	18,9%
jun-23	248	1.312	18,9%
jul-23	267	1.312	20,4%
ago-23	342	1.312	26,1%
sept-23	408	1.312	31,1%
oct-23	462	1.312	35,2%
nov-23	487	1.312	37,1%
dic-23	502	1.366	36,8%
ene-24	507	1.410	35,9%
Promedio			29,9%

Figura 9-6 Valores de generación, potencia y factor de carga instalados en Argentina en instalaciones fotovoltaicas. Fuente del autor

$$P = \frac{1,2 \text{ KW}}{0,299} = 4,01 \text{ KW}$$

La potencia general de los paneles solares se encuentran entre 150W y 900W, por eso se seleccionó un panel solar de la marca TriniSolar de 585W

	182	182	Vertex
Power (W)	535~540	585	600+
Module eff.	21.1%	21.1%	21.2%
Weight (kg)	32.3	35	35.3
Length (mm)	2256	2438	2172
Width (mm)	1133	1135	1303
Area (m ²)	2.56	2.77	2.83
Isc (A)	13.85	13.87	18.4
Voc (V)	49.5	53.2	37.9
Per container (pcs)	620	496	620
Power in Per container (W)	334,800	290,160	341,000

Figura 9-7 Ficha técnica panel solar marca TriniSolar

Cuenta con las siguientes dimensiones:

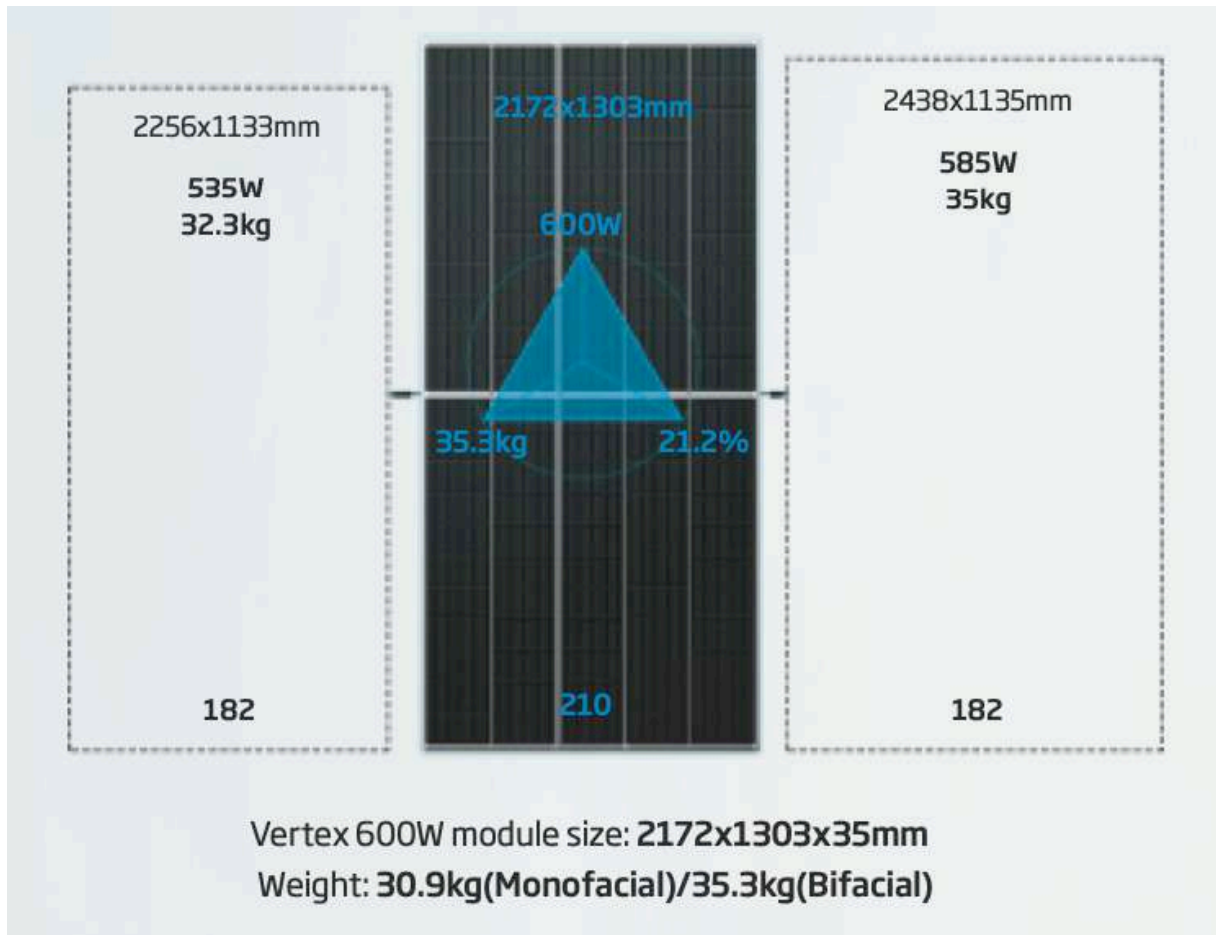


Figura 9-8 Dimensiones panel solar seleccionado. Fuente: Trinisolar

La cantidad de paneles solares para lograr la energía del sistema de flotadores será:

$$N^{\circ}Paneles = \frac{4001W}{585W} = 6,8 \cong 7 \text{ paneles}$$

9.1.3 Energía en hogar

Resulta de gran interés obtener datos concretos sobre la capacidad de energización del sistema propuesto. Con este fin, se ha estimado la cantidad de energía requerida por un hogar anualmente.

En Argentina se estima que una vivienda con una potencia contratada de 4,6 kW, que corresponde a una vivienda de 90m² aproximadamente, el consumo sea de 2703 kWh/año.

Teniendo este valor como referencia :

$$\frac{14 \frac{MWh}{año}}{2,7 \frac{MWh}{año}} = 5,2$$

Es decir que el sistema planteado puede alimentar 5 casas de estas características aproximadamente.

9.1.4 Beneficios frente a otro tipo de energía renovable

Este sistema presenta varias ventajas significativas en comparación con las tecnologías actuales en el ámbito de las energías renovables:

1. Predicción precisa de generación de energía: Una ventaja clave es la capacidad de estimar con precisión la cantidad de energía que se generará a lo largo del año. Esto se debe a que las mareas pueden preverse con anticipación, lo que facilita una planificación precisa de la generación energética.
2. Energía limpia y sin residuos: El sistema no genera desechos y produce energía limpia. No contamina el entorno marino, lo que es crucial para la conservación del medio ambiente. De todos modos, es importante mencionar que si bien durante su funcionamiento el sistema no genera un impacto debido a la emisión de GEI, considerando la etapa de construcción si se producirá alteraciones ambientales especialmente por remoción de tierras, pérdida de vegetación, migración de especies marinas y alteraciones en el lecho marino.
3. Ahorro y Facilidad de mantenimiento: El sistema ha sido diseñado para permitir un acceso sencillo a todos sus componentes fuera del agua. Esta disposición no solo prolonga la durabilidad de los componentes, sino que también reduce significativamente la necesidad de mantenimiento, lo que a su vez conlleva una disminución notable en los costos asociados al mantenimiento.

10 Conclusiones

Se pudo relevar el estado de arte de energías renovables en Argentina, se estudió el comportamiento de las mareas en el océano y se diseñó sin partir de ninguna base un sistema sin precedentes de obtención de energía mareomotriz.

Lo complejo radicó en obtener una secuencia de movimiento entre las mareas y él o los flotadores que permita el movimiento del eje del generador de manera eficiente. Se pensaron decenas de secuencias con distintas velocidades, distinta cantidad de flotadores y distintos momentos de liberación del movimiento.

Para llevar a cabo este trabajo se seleccionaron tres de esas ideas ya que se consideró que serían las más atractivas desde un punto de vista ingenieril y se eligió una de ellas para ser desarrollada.

Se calcularon las fuerzas que intervenían en los flotadores, logrando desprestigiar varias de ellas, permitiendo que la velocidad de subida y bajada de los flotadores sean las mismas. Esto logró una simplificación importante ya que, si se tuviese una velocidad distinta de bajada y subida, se debería haber colocado dos generadores (uno para cada movimiento) o llegar a una solución de compromiso. A su vez se colocaron engranajes One Way Bearing que permiten el movimiento del eje del generador en una única dirección, sin importar si el flotador se encuentra en movimiento ascendente o descendente.

Se calculó la cantidad de flotadores necesarios para obtener una velocidad que permita la selección de los componentes y la viabilidad del proyecto.

Se dimensionaron y seleccionaron todos los componentes del sistema.

Se han podido cumplir los objetivos planteados en el comienzo del trabajo, aunque, el diseño resulta complejo y de grandes dimensiones en relación a la cantidad de energía que se obtendría. Por lo tanto, resultó irrelevante realizar cálculos altamente precisos o un análisis económico para llevarlo a cabo.

Al comparar con los sistemas de paneles solares o aerogeneradores se logró ver con facilidad lo comentado anteriormente ya que los mismos son una manera mucho más sencilla y práctica de obtener la misma cantidad de energía.

11 Consideraciones a futuro

No obstante, no se descarta la posibilidad de complementar este sistema con otro método de generación de energía, como podría ser el caso de una turbina en la entrada y salida de agua de los piletones.

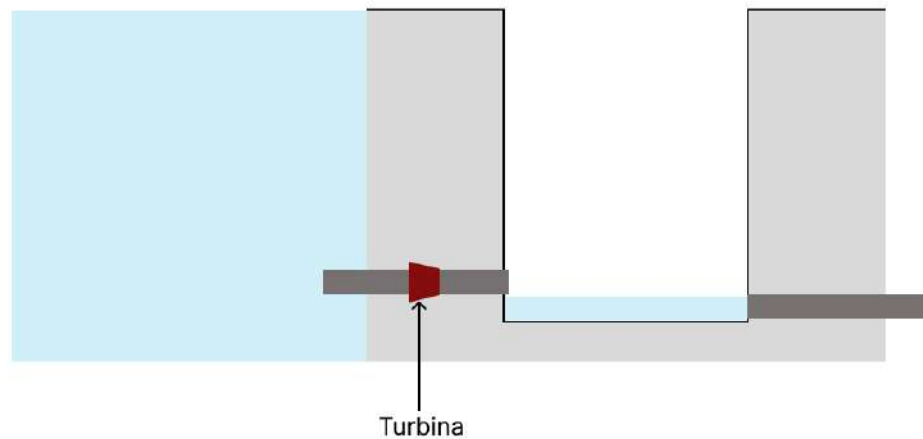


Figura 11-1 Turbina en cañería de entrada y salida de agua Fuente: elaboración del autor

También se evaluó la posibilidad de implementar uno de los diseños alternativos que se exploraron en el capítulo 4. Por ejemplo, el enfoque de movimiento intermitente, el cual, a pesar de no generar energía de manera continua las 24 horas del día, es un sistema considerablemente más sencillo. En este caso, se podrían disponer múltiples flotadores en paralelo, sincronizados para realizar el mismo movimiento, lo que incrementaría la capacidad de generación. Debido a la naturaleza intermitente de este enfoque, la energía generada podría aprovecharse para llevar a cabo procesos específicos en el momento de generación o almacenarse en un banco de baterías para su posterior uso.

Por último, otra opción a considerar es la utilización de esta energía directamente o su aplicación en procesos específicos, especialmente en el contexto de aplicaciones marítimas, como en barcos, donde podría encontrar un valor significativo.

12 Bibliografías

- [1] REN 21. https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2018_Full-Report_English.pdf
- [2] Ember https://ember-climate.org/app/uploads/2022/03/SP_Report-GER22.pdf
- [3] Energía y clima mundial. Enerdata <https://datos.enerdata.net/energia-total/produccion-energetica-mundial.html>
- [4] Cammesa
- [5] Fundacion YPF
- [6] N.N.. (2016). La marea que es y como se forma. Mayo 30, 2018, de Sail and Trip Sitio web: <https://sailandtrip.com/la-marea/>
- [7] Kapoulitsas G. *On the generation of tides*. Eur. J. Phys. 6 (1985)
- [8] Butikov E. *A dynamical picture of the oceanic tides*. Am. J. Phys. 70 (10) October 2002,
- [9] <https://www.solarpedia.info/energia-mareomotriz>
- [10] <https://www.argentina.gob.ar/ambiente/agua/mar-y-costas>
- [11] https://www.argentina.gob.ar/sites/default/files/energias_del_mar_2016_arg_innovadora_2020.pdf
- [12] Documentación de cátedra de Cálculo y elementos de máquinas. Facultad UNMDP
- [13] ANSI/AGMA 2101-D04. “Fundamental Rating Factors and Calculations Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth”.
- [14] Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, Standard for Mechanical Engineers, 9 edition

[15] Basic Conceptual Designs for Rectifiers of Inertial Transmissions, Francisco J. Morales and Francisco G. Benitez University of Seville

[16] The Manufacturing Technology of Continuous Glass Fibers.

[17] Ivanov, M.N. (1984) Elementos de máquinas. Moscú: Escuela Superior

[18] Cammesa. <https://cammesaweb.cammesa.com/download/factor-de-carga-eoyfv/>