

Universidad Nacional de Mar del Plata

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Eléctrica

**“Diseño de Sistema de Cambios de marcha para la Optimización de un
Convertidor Undimotriz”**

Autor

Nombres y Apellidos: Ignacio Santiago Garrone
DNI: 38418318 Nro. Legajo Alumno:10233
Mail de contacto: isgarrone@gmail.com
Carrera Ingeniería : Ingeniería Electromecánica

Director/es del Proyecto

Director: Ing. Ricardo Zucal

Mar del Plata, **13, de julio de 2023**



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

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

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



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

Universidad Nacional de Mar del Plata

Facultad de Ingeniería

Departamento de Ingeniería Eléctrica

**“Diseño de Sistema de Cambios de marcha para la Optimización de un
Convertidor Undimotriz”**

Autor

Nombres y Apellidos: Ignacio Santiago Garrone
DNI: 38418318 Nro. Legajo Alumno:10233
Mail de contacto: isgarrone@gmail.com
Carrera Ingeniería : Ingeniería Electromecánica

Director/es del Proyecto

Director: Ing. Ricardo Zucal

Mar del Plata, **13, de julio de 2023**



UNIVERSIDAD NACIONAL
de MAR DEL PLATA
.....

“Diseño de Sistema de Cambios de marcha para la Optimización de un Convertidor Undimotriz”

Ignacio Santiago Garrone

Universidad Nacional de Mar del Plata

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Eléctrica

Mar del Plata, Argentina 13 de Julio de 2023

“Diseño de Sistema de Cambios de marcha para la Optimización de un Convertidor Undimotriz”

**Trabajo final presentado como requisito para obtener el título de:
Ingeniero Electromecánicos**

Director: Ing. Ricardo Zucal

Universidad Nacional de Mar del Plata

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Eléctrica

Mar del Plata, Argentina 13 de julio de 2023

RESUMEN

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

La idea del trabajo se desprende de la experiencia adquirida durante la realización de las Prácticas Profesionales Supervisadas dentro del proyecto, participando del diseño mecánico del prototipo escala 1:10 de un convertidor undimotriz para ensayo y experimentación. Durante esta experiencia se observó que los diseños existentes, como el patentado por la UTN poseen, una multiplicación fija. Por lo tanto, surgió la propuesta de realizar un diseño superador, que permita de esta manera mejorar la generación eléctrica, realizando un aprovechamiento eficiente del recurso y darle mayor versatilidad.

El objetivo de este trabajo es diseñar un sistema de multiplicación con múltiples marchas, utilizando a tal fin, un tren de engranajes planetario de tipo epicicloidal, para ser utilizado en un convertidor undimotriz. La inclusión de este sistema en la cadena cinemática del convertidor permitiría optimizar la generación eléctrica en función de las condiciones de oleaje, para el mejor aprovechamiento del recurso.

Durante el desarrollo de este trabajo se revelará el estado del arte de la generación Undimotriz, se presentarán los parámetros claves del oleaje y se realizara una introducción a la teoría de olas, con miras a determinar los requerimientos para el diseño del convertidor. Se propondrá la selección de marchas que permitan optimizar el aprovechamiento del recurso energético de las olas en función de las características del generador eléctrico. Finalmente se procederá al Diseño mecánico incluyendo la evaluación de los materiales a utilizar para la construcción de un prototipo, el dimensionamiento de piezas y selección de componentes comerciales necesarios.

INDICE GENERAL

RESUMEN	4
INDICE DE TABLAS	8
INDICE DE FIGURAS	9
INTRODUCCION	12
CAPITULO 1: ENERGIA UNDIMOTRIZ.....	18
1.1 ¿Qué la energía undimotriz?	18
1.2 Características de la energía undimotriz	18
1.3 Convertidores undimotrices.....	19
1.4 Tecnologías de energía undimotriz	20
CAPITULO 2 : TEORIA DE OLAS	38
2.1 Conceptos de olas	38
2.2 Parámetros de olas.....	39
2.3 Transformación del oleaje.....	40
2.4 Velocidad de fase de una onda	41
2.5 Potencial de la energía de las olas.....	42
2.6 Caracterización del recurso marino	44
CAPITULO 3 : CONVERTIDOR UNDIMOTRIZ FI UNMDP.....	48
3.1 Prototipo Escala 1: 10.....	48
3.1.1 Sistema brazo-flotador:	49
3.1.2 Mecanismo de disociación de ejes	49
3.1.3 Freno Latching	50
3.1.4 Pre-Multiplicación.....	50
3.1.5 Rectificación mecánica	51
3.1.6 Multiplicación	51
3.1.7 Carcasa.....	51
3.2 Generador Eléctrico.....	52
3.3 Selección De Relaciones De Multiplicación Requeridas	56
3.4 Situación actual	57
CAPITULO 4 : MULTIPLICACION	62
4.1 Caja de cambios.....	62
4.2 CAJAS MANUALES.....	63
4.3 Cajas Automáticas	63
4.3.1 Caja de Trenes Epicycloidales	63
4.3.2 Caja de Doble Embrague.....	64
4.3.3 Transmisión Variable Continua.....	65

4.4 Comparativa de cajas automáticas	66
CAPITULO 5 : TRENES EPICICLOIDALES.....	68
5.1 Trenes Epicicloidales Compuestos	69
5.1.1 Tren Simpson	69
5.1.2 Tren Wilson.....	69
5.1.3 Tren Ravigneaux	70
5.2 Comparación de trenes compuestos.....	70
5.3 Cinemática del tren epicicloidal	71
5.3.1 Relaciones en trenes compuestos	72
5.3.2 Tren Ravigneaux	73
5.4 Elección Del Sistema De Multiplicación.....	73
5.5 Selección Del Sistema De Marchas.....	76
5.6 Análisis dinámico de un tren epicicloidal	79
5.7 Análisis dinámico del Sistema Ravigneaux	85
5.7.1 Análisis de 1° marcha.....	86
5.7.2 Análisis de 2° marcha.....	89
5.7.3 Análisis de 3° marcha.....	94
CAPITULO 6 : DISEÑO MECANICO	96
6.1 Parámetros Iniciales	96
6.2 Diseño de engranajes	98
6.2.1 Prediseño	98
6.2.2 Verificación por Buckingham	102
6.2.3 Verificación por Buckingham al Desgaste.....	107
6.2.4 Geometría de engranajes resultante.....	108
6.2.4 Consideraciones geométricas para su montaje.....	109
6.3 Diseño del sistema de ejes	110
6.3.1 Dinámica de ejes.....	111
6.4 Cálculo de ejes.....	123
6.4.1 Método de cálculo según ASME	123
6.4.2 Influencia de la relación de diámetros en una pieza hueca	126
6.4.3 Verificación según Soderberg	128
6.4.4 Verificación a las Deformaciones.....	141
6.4.5 Velocidad crítica.....	143
6.5 Selección de Rodamientos	144
6.5.1 Carga Dinámica:	145
6.5.2 Carga estática.....	146

6.5.3 Eje del Porta-Planetas.....	147
6.5.4 Eje del Sol S2.....	148
6.5.5 Eje del Sol S1.....	150
Altura de los hombros y radios de los filetes.....	151
8.5.6 Análisis de concentración de tensiones.....	152
6.6 Fijaciones.....	154
6.7 Chavetas.....	155
6.8 Elementos de mando.....	158
6.9 Eficiencia del sistema.....	159
CAPITULO 8: Modelo resultante.....	162
CAPITULO 9: CONCLUSIONES.....	167
ANEXOS.....	168
Anexo A: Dimensiones del generador eléctrico.....	168
Anexo B : Deducción de relaciones tren Simpson.....	169
Anexo C: Deducción de relaciones tren Ravigneaux.....	172
Anexo D: Planos.....	175

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: parámetros característicos por grupos de olas	45
Tabla 2: Valores Promedios de parámetros de olas	46
Tabla 3: parámetros del generador en función de la velocidad de rotación	55
Tabla 4: Relaciones de multiplicación ideales	57
Tabla 5: Relaciones de multiplicación Tren Simpson	72
Tabla 6: Relaciones de multiplicación Tren Ravigneaux	73
Tabla 7: Relaciones de multiplicación de la configuración elegida	76
Tabla 8: Numero de dientes	79
Tabla 9: Relaciones de transmisión obtenidas	79
Tabla 10: Relaciones finales del sistema	79
Tabla 11: Parámetros del convertidor tamaño real	96
Tabla 12: Parámetros del convertidor escala 1:10	97
Tabla 13: Numero de dientes de engranajes	99
Tabla 14: Factor de Forma . (Spotts, M. F. 2021)	99
Tabla 15: Factores de forma adoptados	100
Tabla 16: Tensiones admisibles [5]	100
Tabla 17: Factor dinámica [5]	105
Tabla 18: Tensión limite a la fatiga [5]	106
Tabla 19: Factor K [5]	108
Tabla 20: Características constructivas de los engranajes	109
Tabla 21: Diámetros de engranajes	109
Tabla 22: Diámetros máximos	110
Tabla 23: Coeficiente Cf y Ct	125
Tabla 24: Confiabilidad deseada	130
Tabla 25: Diámetros mínimos Eje S1	131
Tabla 26: Valores permisibles de deformaciones lineales y angulares (Budynas G. 2008)	141
Tabla 27: Desplazamiento angular y deflexion	142
Tabla 28: Velocidad critica	144
Tabla 29: Valores orientativos de vida util (SKF)	144
Tabla 30: Valores de factor de ajuste de la vida util	145
Tabla 31: Factor de seguridad estática	147
Tabla 32: Resaltes para rodamientos	151
Tabla 33: Dimensiones de Chavetas	155
Tabla 34: Factor de servicio	156
Tabla 35: Chavetas seleccionadas	157
Tabla 36: Longitudes de chavetas	157
Tabla 37: Dimensiones finales de chavetas	158
Tabla 38: Frenos y embragues	159
Tabla 39: Velocidades de rotación del generador	160
Tabla 40: Eficiencia de generación por grupo de olas	160
Tabla 41: Maximas eficiencias logradas por grupo de olas	160

INDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1: Evolución de la potencia instalada de energía renovable a nivel mundial [5]</i>	13
<i>Figura 2: Incidencia de energía renovable en la generación eléctrica mundial. [5]</i>	13
<i>Figura 3: Distribución porcentual de fuente renovables a nivel mundial en el año 2022 [5]</i>	14
<i>Figura 4: Composición de la matriz energético Argentina [6]</i>	14
<i>Figura 5: Distribución porcentual de fuente renovables en Argentina [6]</i>	15
<i>Figura 6 : Evolución de la generación renovable en Argentina [6]</i>	15
<i>Figura 7: Salter´s Duck [9] [10] [11]</i>	20
<i>Figura 8: Wave Plant OWC Azores [12]</i>	21
<i>Figura 9: BBDB [6]</i>	21
<i>Figura 10: Mutriku</i>	22
<i>Figura 11: OWC Opera [13]</i>	22
<i>Figura 12: SDE ENERGY [7]</i>	23
<i>Figura 13: Pelamis</i>	23
<i>Figura 14: Mark 3 [19]</i>	24
<i>Figura 15: Marmok A5 [21]</i>	24
<i>Figura 16: Dexawave</i>	25
<i>Figura 17: AquaMarine Power [22]</i>	25
<i>Figura 18: Unidad Wave Roller [23]</i>	26
<i>Figura 19: Granjas Wave Roller [23]</i>	26
<i>Figura 20 (b): Prototipo Wave Roller [23]</i>	26
<i>Figura 21: Voith Wavegen</i>	27
<i>Figura 22: Wello Penguin</i>	27
<i>Figura 23: AWS Ocean Energy [29]</i>	28
<i>Figura 24: Wave Dragon [30]</i>	29
<i>Figura 25: Proyecto Ceto [31]</i>	29
<i>Figura 26: Laminaria WEC [32]</i>	30
<i>Figura 27: Proyecto Wanshan [34]</i>	30
<i>Figura 28: Resen Waves [35]</i>	31
<i>Figura 29: Wave Piston [36]</i>	31
<i>Figura 30 (b) : cadena Wave Piston [36]</i>	32
<i>Figura 31: Weptos [36]</i>	32
<i>Figura 32: Rotores Salter Duck [36]</i>	33
<i>Figura 33: Prototipo Wave Start . (a) Prototipo de los Hermanos Hansen. (b) Escala 1/40 [38]</i>	33
<i>Figura 34: Wave Start escala 1:10 [38]</i>	34
<i>Figura 35: Wave Start escala 1:2 [38]</i>	34
<i>Figura 36: Diseño Wave Star híbrido [38]</i>	34
<i>Figura 37: Diseño UTN BA [39]</i>	35
<i>Figura 38: Tipos de ondas y fuerzas asociadas (Modificado de Kinsman B. , 2012)</i>	39
<i>Figura 39: parámetros de Olas. (Modificado de Kinsman B. , 2012)</i>	39
<i>Figura 40: Distribución Global del Potencial energético de olas. (Thorpe, TW , 1999)</i>	43
<i>Figura 41: Esquema de prototipo Convertidor Fi UNMDP</i>	48
<i>Figura 42: Diagrama en bloques de la generación de energía</i>	49
<i>Figura 43: Sistema brazo-Flotador</i>	49
<i>Figura 44: Sistema de disociación de ejes</i>	50
<i>Figura 45: Sistema de Freno de control</i>	50
<i>Figura 46: Sistema planetario</i>	51
<i>Figura 47: Rectificación mecánica</i>	51
<i>Figura 48: Carcasa y conjunto armado</i>	52
<i>Figura 49: Generador de imanes permanentes</i>	53

<i>Figura 50: Especificaciones del generador eléctrico</i>	53
<i>Figura 51: Curva característica Voltaje del generador vs rpm</i>	54
<i>Figura 52:: Curva característica Potencia vs rpm</i>	54
<i>Figura 53: : Curva característica Torque vs rpm</i>	54
<i>Figura 54: Curva característica Eficiencia del generador</i>	54
<i>Figura 55:Diagrama de la cadena de transmisión fabricada</i>	57
<i>Figura 56: Fabricación y montaje</i>	58
<i>Figura 57: Esquema del montaje de la cadena de transmisión con elementos para ensayo</i>	59
<i>Figura 58 : Instrumental de medición y Motor DCPM</i>	59
<i>Figura 59 : Montaje del prototipo de convertidor</i>	60
<i>Figura 60 :Placa de adquisición</i>	60
<i>Figura 61 : Ensayo experimental del sistema</i>	61
<i>Figura 62: (a) Tren de engranajes ordinarios.(Norton R.L. 2011). (b) Esquema de caja manual</i> <i>.(Alvarado Chávez A. 2004)</i>	63
<i>Figura 63:Caja de accionamiento manual. Fuente: Crouse, W. H. (1993)</i>	63
<i>Figura 64:Esquema tren planetario (Norton R. L 2011)</i>	64
<i>Figura 65:Esquema de caja planetaria (Brejcha, M. F. 1978)</i>	64
<i>Figura 66: Caja automática doble embrague. (Águeda Casado, E. 2012)</i>	65
<i>Figura 67:Caja de cambio CVT (Águeda Casado, E. 2012)</i>	65
<i>Figura 68: Posibles configuraciones de polea CVT (Águeda Casado, E. 2012)</i>	66
<i>Figura 69:Esquema de tren epicicloidal (Modificada de : Audi 2003)</i>	68
<i>Figura 70: Transmisión Simpson (Domínguez Soriano, E. J. 2012)</i>	69
<i>Figura 71: Acoplamiento Wilson (Domínguez Soriano, E. J. 2012)</i>	70
<i>Figura 72: Acoplamiento Ravigneaux (Domínguez Soriano, E. J. 2012)</i>	70
<i>Figura 73: Elementos de tren planetario (Brejcha, M. F. 1978)</i>	71
<i>Figura 74:Tren epicicloidales en serie</i>	74
<i>Figura 75: Esquema de tren epicicloidal serie</i>	74
<i>Figura 76:Esquema comparativo de posibles configuraciones de trenes</i>	75
<i>Figura 77: Esquema de configuración elegida</i>	76
<i>Figura 78: Modelo 3 de sistema</i>	76
<i>Figura 79: Esquema de tren epicicloidal compuesto</i>	78
<i>Figura 80:Esquema de tren epicicloidal simple</i>	80
<i>Figura 81:Diagrama de cuerpo aislado del sol</i>	81
<i>Figura 82:Diagrama de cuerpo aislado del planeta</i>	82
<i>Figura 83: Diagrama de cuerpo aislado de la corona</i>	83
<i>Figura 84:Diagrama de cuerpo aislado del Brazo</i>	84
<i>Figura 85: Esquema del tren Ravigneaux</i>	85
<i>Figura 86:Diagrama de cuerpo aislado de la corona</i>	86
<i>Figura 87:Diagrama de cuerpo aislado del Planeta exterior</i>	87
<i>Figura 88:Diagrama de cuerpo aislado de planetas interiores</i>	88
<i>Figura 89:Diagrama de cuerpo aislado sobre S1</i>	89
<i>Figura 90:Diagrama de cuerpo aislado de la corona en la 2º Marcha</i>	90
<i>Figura 91:Diagrama de cuerpo aislado del planeta exterior en la 2º Marcha</i>	91
<i>Figura 92: Diagrama de cuerpo aislado de los planetas interiores en la 2º marcha</i>	92
<i>Figura 93:Diagrama de cuerpo aislado del sol S1 en la 2º marcha</i>	92
<i>Figura 94:Diagrama de cuerpo aislado del sol S2 en la 2º marcha</i>	93
<i>Figura 95:Maximos Errores admisibles en engranajes [5]</i>	104
<i>Figura 96:Error probable Máximos [5]</i>	104
<i>Figura 97:Relación de apoyo (Budynas G. 2008)</i>	109
<i>Figura 98:Esquema de ensamblaje de tren epicicloidal</i>	110
<i>Figura 99: Sistema de ejes</i>	111
<i>Figura 100: Diagrama de cuerpo aislado S1</i>	111
<i>Figura 101: Esfuerzos aplicados sobre el eje S1</i>	112

Figura 102: Dimensiones preliminares del eje S1	113
Figura 103: Esfuerzos de corte eje S1	114
Figura 104: Momento flector eje S1	114
Figura 105: Momento Torsor eje S1	114
Figura 106: Diagrama eje S2	115
Figura 107: Diagrama cuerpo aislado S2	115
Figura 108: Fuerzas aplicadas sobre eje S2	116
Figura 109: Dimensiones tentativas eje S2	117
Figura 110: Esfuerzos de corte Eje S2	118
Figura 111: Momento Flector Eje S2	118
Figura 112: Fuerzas aplicadas sobre el eje del planeta	119
Figura 113: Dimensiones tentativas eje del planeta	120
Figura 114: Esfuerzo de corte Eje planeta	120
Figura 115: Momento Flector Eje Planeta	121
Figura 116: Fuerzas aplicadas sobre Eje del Brazo	122
Figura 117: Esfuerzo de corte Eje Brazo	123
Figura 118: Momento Flector Eje Brazo	123
Figura 119: Resistencia relativa en función de la relación de diámetros	127
Figura 120: Pesos relativos en función de la relación de diámetros	127
Figura 121: Comparativa del comportamiento de la resistencia y el peso	128
Figura 122: diámetros mínimos Eje S1	132
Figura 123: Solido igual resistencia Eje S1	132
Figura 124: Geometría Eje S1	133
Figura 125: diámetros mínimos Eje S2	134
Figura 126: Solido igual resistencia Eje S2	135
Figura 127: Geometría Eje S2	135
Figura 128: diámetros mínimos Eje planetas	137
Figura 129: Solido igual resistencia Eje planetas	137
Figura 130: Geometría del eje de los planetas	138
Figura 131: diámetros mínimos Eje protoplanetas	139
Figura 132: Solido igual resistencia eje porta planetas	140
Figura 133: Geometría Eje portaplanetas	141
Figura 134: Cargas en rodamientos (SKF)	145
Figura 135: Factor Kt	152
Figura 136: Dimensiones de chavetas	155
Figura 137: Esquema de montaje elementos de mando	158
Figura 138: Comparativa de eficiencia con y sin multiplicación	161

INTRODUCCION

La energía es el elemento que impulsa crecimiento y desarrollo de la sociedad, y permitió alcanzar los estándares de vida modernos. Sin embargo, sostener estos niveles de desarrollo implica dar respuesta al incremento de una enorme demanda de consumo energético, que trae aparejado consecuencias ambientales y sociales.

En 2021 se registró el récord de los 4 principales indicadores del cambio climático: las concentraciones de gases de efecto invernadero, el calor de los océanos, el aumento del nivel del mar, y la acidificación de los océanos [4].

“Esta es otra señal clara de que las actividades humanas están causando cambios a escala planetaria en la tierra, en el océano y en la atmósfera, con ramificaciones dramáticas y duraderas” (Asamblea General de las Naciones Unidas 2022).

Vivir en un mundo interconectado demanda la responsabilidad de contemplar las consecuencias de los complejos sistemas de la sociedad actual. Y se debe reconocer la importancia del medio ambiente y la utilización de sus recursos para alcanzar el bienestar del ser humano.

Mediante los (ODS) Objetivos del Desarrollo Sostenible de cara al 2030, busca hallar soluciones a las problemáticas que debemos afrontar como comunidad humana.

El séptimo objetivo propuesto en los ODS consiste en: “garantizar el acceso a una energía asequible, fiable, sostenible y moderna para todos”. Según la agencia internacional de la energía (IEA) el 20 % de la población mundial no cuenta con acceso a un suministro de energía eléctrica segura y estable [2]. Las proyecciones presentadas por el banco mundial indican que aun con las medidas y tendencias actuales para el 2030, 670 millones de personas seguirán sin tener acceso a la energía eléctrica. [3]

Uno de los grandes desafíos que enfrenta el mundo en esta década, radica en la interrogante ¿Como garantizar el acceso equitativo a la energía, de modo de satisfacer dichas necesidades de una manera eficiente, segura, y sin comprometer el delicado equilibrio ambiental?

“ El informe Estado del clima de hoy es una triste letanía del fracaso de la humanidad para abordar la alteración del clima(...) El sistema energético mundial está roto y nos acerca cada vez más a la catástrofe climática(...) Los combustibles fósiles son un callejón sin salida, ambiental y económicamente(...)El único futuro sostenible es el renovable.”(António Guterres, secretario general de las Naciones Unidas , 2022)

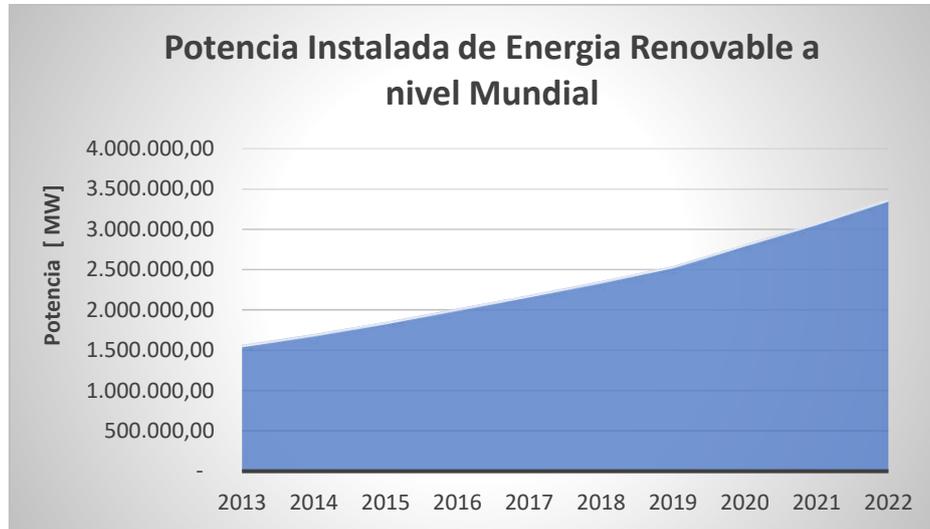
Es evidente que esta situación requiere un cambio de paradigma, es preciso impulsar la transición energética, para salir de un modelo de predominancia de las energías de origen fósil, que es la principal causa del cambio climático y dar protagonismo a las energías renovables y la generación distribuida.

La generación renovable representa el 29 % del total de la producción de energía eléctrica global, y este número continúa en aumento. No obstante, las metas planteadas por la (ONU) Organización de las Naciones Unidas, de llevar dicho valor al 60 % en el año 2030, es aún muy distante. [4]

En la Figura 1 se representan los datos extraídos del informe realizado a comienzos de este año por la agencia intergubernamental de energías renovables (IRENA), en el mismo se evidencia

como en la última década se produjo un incremento sostenido de la capacidad instalada de las energías generadas a partir de fuentes renovables. [5]

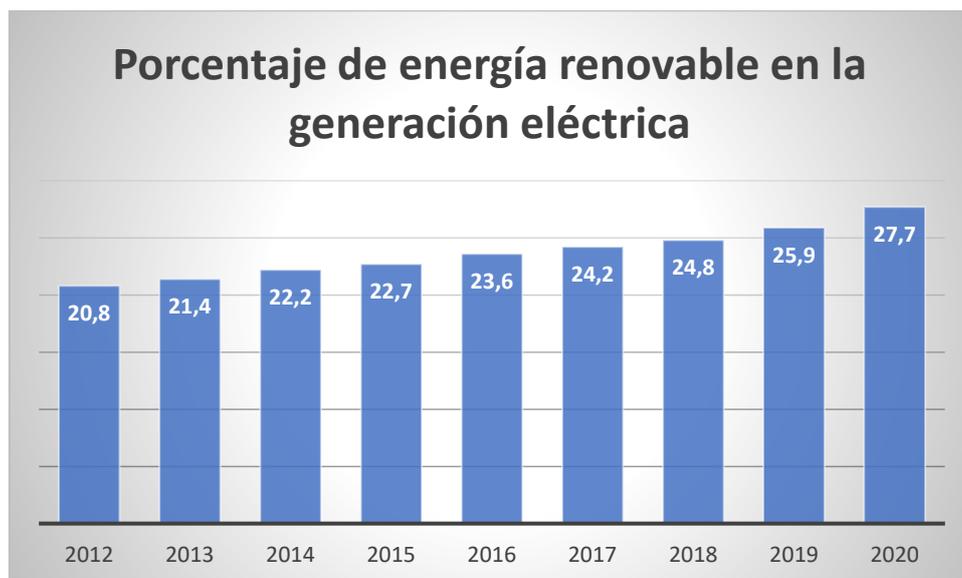
Figura 1: Evolución de la potencia instalada de energía renovable a nivel mundial [5]



La tendencia creciente de la adopción de energías limpias es alentadora, no obstante, datos aportados por la misma fuente muestran la incidencia real de las energías renovables en la generación eléctrica global, lo cual puede observarse en la Figura 2. [5]

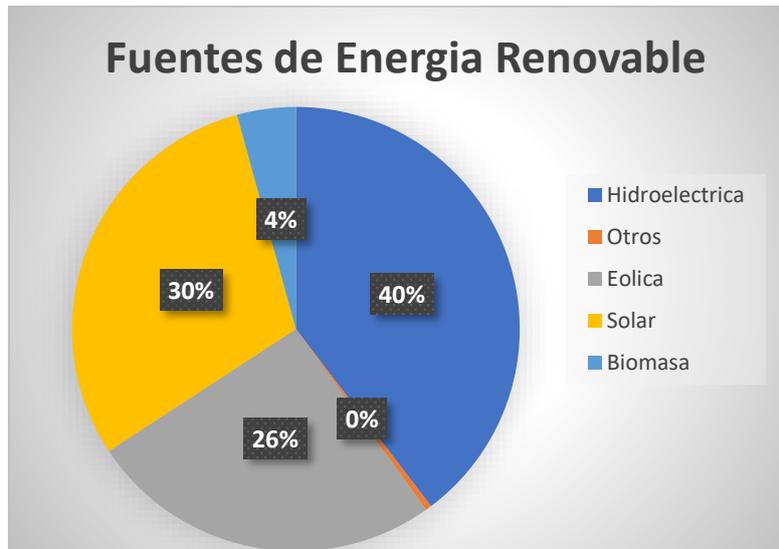
Al analizar ambos gráficos en conjunto, se observa que en la última década la potencia de energías renovables instaladas se ha duplicado, en contraste la incidencia porcentual de las mismas en la generación de energía entre el 2012 y el 2020 solo aumento un 7%. Esto se debe principalmente al aumento significativo del consumo de energía en dicho periodo.

Figura 2: Incidencia de energía renovable en la generación eléctrica mundial. [5]



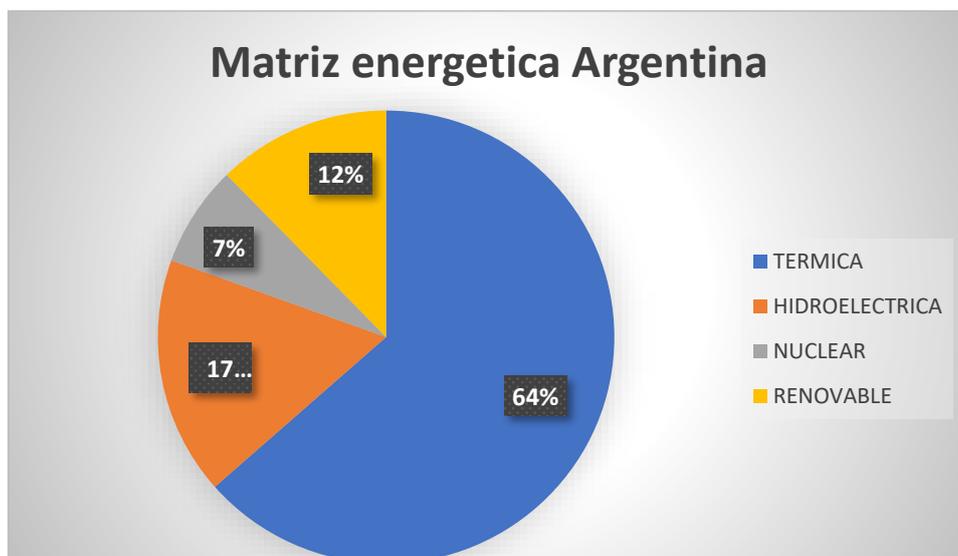
En la Figura 3 se representa la distribución porcentualmente dentro de las principales fuentes de generación renovables. Siendo la predominante la Hidroeléctrica (1.392.598 MW) , seguida por la Energía Solar (1.053.115 MW) , la energía Eólica (898.824 MW) y Biomasa (148.912 MW). Existen otras fuentes de energías limpias, de adopción más recientes como la geotérmica y las energías del mar que representan en conjunto 15.401 MW. (IRENA 2023)

Figura 3: Distribución porcentual de fuente renovables a nivel mundial en el año 2022 [5]



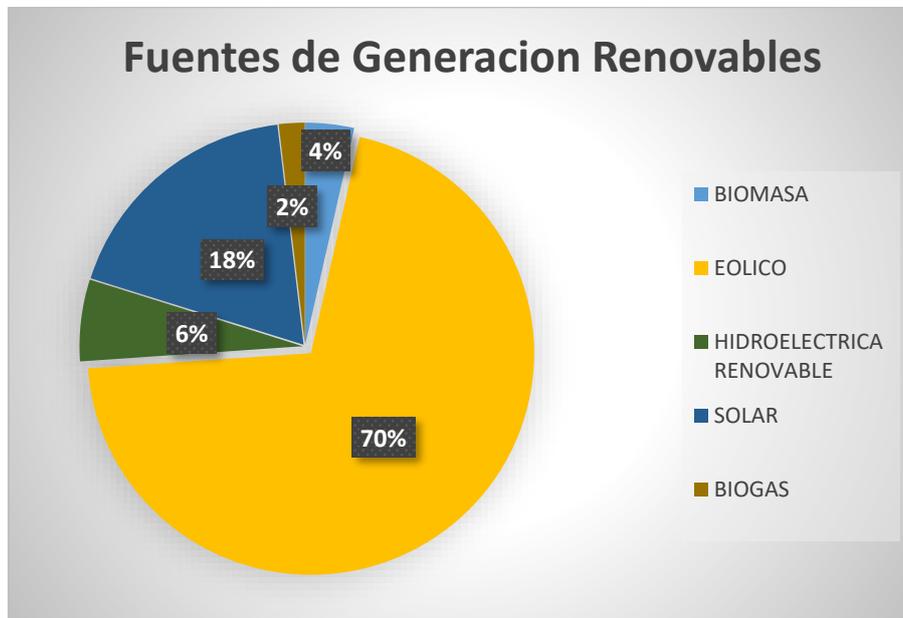
El contexto energético argentino no escapa a la situación global, datos obtenidos de los informes anuales realizados por la Compañía Administradora Del Mercado Mayorista Eléctrico (CAMMESA), revelan como se compone la matriz energética del país. En la Figura 4 se representa de manera grafica como se distribuye la generación de energía en argentina. Evidenciando la fuerte dependencia de la energía térmica convencional. [6]

Figura 4: Composición de la matriz energético Argentina [6]



Actualmente en Argentina la fuente predominante de energía limpia es la Energía Eólica y en segundo lugar la Solar. En la Figura 5 puede observarse como se distribuye las fuentes de generación de energías renovables del país.

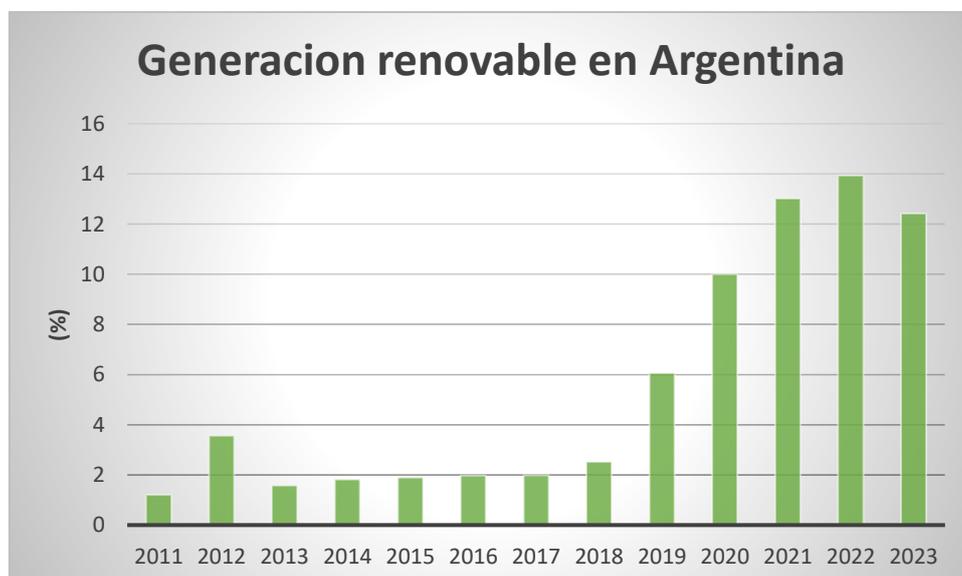
Figura 5: Distribución porcentual de fuente renovables en Argentina [6]



En la Figura 6 se representa la evolución de la generación renovable en el país. Puede observarse que en la última década se presenta un crecimiento considerable, como consecuencia del contexto mundial y de la aprobación de la Ley 27.191 del año 2015.

Si bien las fuentes renovables representan una proporción minoritaria de la generación energética. Los últimos años reflejaron una tasa de crecimiento muy superior a lo ocurrido en igual periodo a nivel global, lo cual se explica debido al atraso que presentaba el país en esta materia.

Figura 6 : Evolución de la generación renovable en Argentina [6]



Analistas y organismos internacionales coinciden en que es hora de priorizar la transformación de nuestro sistema energético y acelerar la transición a energías limpias. Para lograrlo Antonio Guterres (2022) enumera cinco acciones críticas a realizar [1]:

- Hacer de la tecnología de energías renovables un bien público mundial
- Mejorar el acceso global a componentes y materias primas
- Nivelar el campo de juego para las tecnologías de energía renovable
- Cambiar los subsidios energéticos de los combustibles fósiles a las energías renovables
- Triplicar la inversión en renovables hasta 2030, incluidas las inversiones en tecnología e infraestructura, para permitirnos alcanzar emisiones netas cero para 2050.

Desde estos organismos también se enfatiza que las tecnologías renovables como las Solar y Eólica se encuentran en el auge de su desarrollo. Y los avances en las mismas han llevado a ser más económicas que el carbón y otros combustibles fósiles [4].

No debe perderse de vista que si bien en el imaginario colectivo, suele asociarse el término energías renovables casi exclusivamente como sinónimo de la generación eólica, solar térmica o fotovoltaica. Existen otras fuentes que, a pesar de no estar tan difundidas y afianzadas, son hoy en día fuente de investigación y desarrollo. Y se prevé tenga un gran impacto en el futuro.

La energía proveniente del mar se posiciona así, como una fuente de energía muy prometedora, como alternativa a recursos renovables tradicionales previamente mencionados. Que entre otras ventajas busca cubrir las falencias de estos últimos a la hora de dar respuesta a la demanda en los horarios picos, dada la incapacidad de generación continua que presentan.

Pese al gran potencial que se le atribuye en la actualidad a la energía del mar, estas ideas no son nada nuevas, y han sido aprovechadas por la humanidad desde antaño. Remontando las primeras referencias históricas del uso del oleaje al siglo XIII, en China donde se utilizaba la energía de las olas para impulsar molinos. Por su parte su uso para la generación de electricidad se remonta a principios del siglo pasado, siendo el primer caso documentado el del francés Bouchaux-Pacei que, mediante un sistema neumático, precursor de los modernos sistemas de columnas oscilantes, pudo abastecer de energía una casa ubicada en la ciudad de Royan. Luego de esto en la década de 1920 le sucederían una serie de diseños en California, Japón, y Mónaco. [7]

Desde entonces la energía que pueden obtenerse de los mares han despertado el interés, fomentando la propagación de proyectos que buscan aprovechar las mareas, las olas y las corrientes para producir electricidad.

En la actualidad los sistemas más difundidos a nivel mundial para el aprovechamiento de la energía del mar y los océanos pueden clasificarse en los siguientes grupos:

- **Energía Mareomotriz:** También conocida como “Energía de las Mareas”, se basa en la generación eléctrica mediante el aprovechamiento del ascenso y descenso del nivel del agua del mar, que se produce como consecuencia del efecto gravitatorio ejercidos por el sol y la luna.
- **Energía de las Corrientes:** Basada en el aprovechamiento de la energía cinética oceánica
- **Energía Undimotriz:** Se basa en la generación eléctrica mediante la utilización de las olas, es decir ondas marinas generadas principalmente por efecto del viento.

- **Energía maremotérmica:** Se basa en el aprovechamiento de las diferencias de temperatura del océano que se produce entre la superficie cálida, y el agua fría de las profundidades para la obtención de energía
- **Energía de Gradiente salino:** También conocida como “energía azul” se basa en el aprovechamiento de la diferencia de concentraciones de sal en el agua, como la que ocurre en la desembocadura de un río y un océano.

Siendo la tecnología de gradiente salino, más reciente que sus precursoras, se encuentra aún en una fase muy incipiente, limitada prácticamente a la investigación.

Por otra parte, las otras 4 tecnologías se encuentran más difundidas y presentan en la actualidad al menos instalaciones experimentales y en algunos casos ya se han implementado comercialmente.

Cada una de las tecnologías nombradas presenta gran diversidad de diseños constructivos esto es más evidente aun en la generación undimotriz. Esto se debe principalmente a que mientras que la generación por corrientes y la mareomotriz se basa en la conversión de la cinética del flujo de masa en un movimiento rotante, la tecnología undimotriz aprovecha tanto la energía cinética como potencial.

Bibliografía

- [1] A. Guterres (Mayo 2022), Launch of the World Meteorological Organization’s State of the Global Climate 2021 Report. [Secretary-General's video message on the launch of the World Meteorological Organization’s State of the Global Climate 2021 Report \[scroll down for languages\] | United Nations Secretary-General](#) (Consulta: Febrero 2023)
- [2] BIRF (junio 2022), La pandemia de COVID-19 demora el avance hacia el acceso universal a la energía.
- [3] IEA (2022), Energy Poverty: How to make modern energy access universal? International Energy Agency.
- [4] ONU (2022), Five ways to jump-start the renewable energy transition now. Recuperado de <https://www.un.org/en/climatechange/raising-ambition/renewable-energy-transition?gclid=Cj0KCQjww4hBhCtARIsAC9gR3YRYT7M1hvMylpy0Jd0rVQtXV9HHF> (Consulta: febrero 2023)
- [5] IRENA (2023), Renewable capacity statistics 2023, International Renewable Energy Agency.
- [6] CAMMESA (2022), Informe anual del MEM 2021.
- [7] Gianola Otamendi, A. (2018). Energía producida en el mar o extraída de Él. Boletín del Centro Naval, 847. 43.
- [8] GEMA (2018). Catálogo de energías marinas. (2º Edición)

CAPITULO 1: ENERGIA UNDIMOTRIZ

1.1 ¿Qué la energía undimotriz?

El origen del término undimotriz proviene de la palabra onda, y hace referencia al aprovechamiento de la energía de las ondas marinas.

Por lo tanto, la energía undimotriz es aquella que capta el movimiento de las olas y transforma la energía mecánica y potencial en energía eléctrica. La bibliografía también hace referencia a esta como energía de las olas.

La formación de ondas marinas se debe principalmente al rozamiento del viento sobre las capas superficiales del agua del mar. Pese a esto el fenómeno también se ve afectado por factores que intervienen con menor influencia, tales como las mareas y corrientes marinas, las fuerzas gravitatorias, efecto Coriolis, movimiento de placas tectónicas, rotación de la tierra y variaciones de presión atmosférica. [1]

La energía undimotriz se comenzó a investigar desde mediados de la década de los años 1970, principalmente en Europa y Japón. En sus inicios se vio relegada por el desarrollo de la energía mareomotriz. Sin embargo, en los últimos años se están produciendo grandes avances en estas tecnologías y comienza a evidenciarse su gran potencial. [2] [4]

Pueden distinguirse 3 zonas de aprovechamientos del recurso de olas en relación a su cercanía a la costa. El aprovechamiento en zonas costeras se denomina "on shore", las zonas de cercanía media a la costa "middle shore" y las alejadas "off shore". Siendo las dos primeras zonas las que permiten obtener una máxima cantidad de energía. [1]

1.2 Características de la energía undimotriz

Los mares y océanos han sido foco de investigación durante años, por consiguiente, en la actualidad, existe gran cantidad de información sobre el comportamiento de los mares y el recurso de olas. Todo este conocimiento permite predecir su comportamiento, seleccionar las mejores ubicaciones para emplazar los convertidores, en función de potenciarlos y optimizar la generación eléctrica. Esto le otorga un gran potencial para la consolidación de estas tecnologías.

En ciertas regiones del planeta el recurso de olas es muy estable y con poca variación a lo largo del año, lo cual las convierte en regiones privilegiadas para la operación en forma permanente de convertidores undimotrices. Esta es una característica muy alentadora que presenta la aplicación de la energía en comparación a otras energías renovables. Ya que la intermitencia suele ser una característica intrínseca del resto de las energías renovables.

Si bien lo expresado anteriormente podría interpretarse como una limitación, ya que el propio condicionamiento del oleaje, parece confinar la aplicación de esta fuente de energía a algunas regiones de la planta. Está demostrado que por su intensidad y regularidad la mejor ubicación para el aprovechamiento de este recurso se encuentra comprendida entre las latitudes 40° y 60°. En esta región se encuentra comprendida gran extensión de la costa atlántica Argentina. Con lo cual representa una gran ventaja para nuestra región.

En ciertas zonas de la región Patagónica Argentina se registra presencia de viento a 24 horas al día, de manera constante a lo largo del año, posibilitando que la generación eléctrica se desarrolle de forma continua. Adicionalmente la presencia de olas está garantizada incluso ante la ausencia del viento en la ubicación de captación, ya que las ondas se transportan por el agua marina desde regiones alejadas.

Un factor adicional que presenta la zona costera de nuestro país, es la escasa profundidad del lecho marino incluso en regiones alejadas a la costa, lo cual representa una gran ventaja para la instalación de los equipos. Por otro lado, la gran extensión de Costa argentina en esta Región permitiría la instalación de gran cantidad de equipos que aprovechen este recurso.

Si bien hasta ahora se han expuesto una serie de ventajas comparativas de este recurso y la región, como toda tecnología no está exenta de limitaciones. Entre las que se puede resaltar el reto que representa transportar la energía generada desde el lugar de producción en el mar, hacia el lugar de consumo. El emplazamiento en un ambiente tan corrosivo como el mar, y la complejidad que su emplazamiento representa a la hora del mantenimiento.

1.3 Convertidores undimotrices

Se denomina convertidor undimotriz, o WEC (por sus siglas en inglés Wave Energy Converter) al dispositivo cuya función es captar la energía contenida en las ondas marinas para generar energía eléctrica. [3]

En la actualidad existe una gran variedad de tecnologías que buscan aprovechar la energía de olas. Por lo que la realidad del sector es bastante heterogénea. Cada una de estas tecnologías brinda una solución diferente para el aprovechamiento de las energías de olas. Los diferentes diseños que existen actualmente se encuentran en distintas etapas de desarrollo, y compiten entre sí.

Esto es un claro indicio de que el sector aún no se ha desarrollado completamente, pero el gran número de proyectos, diseños y soluciones existentes refleja el gran potencial que tienen estas tecnologías.

A principios de la década pasada existían un centenar de diseños en etapa de desarrollo. Y la mayoría de los proyectos estaban localizados en Europa debido al impulso económico y el apoyo que los gobiernos de la región dieron a estos proyectos. [2]

En la actualidad esta clase de proyectos se han propagado a otras regiones del mundo. Hoy en día existen proyectos construido a escala completa y demostraciones comerciales.

Aunque el futuro del sector es alentador, aun no hay una tecnología con un predominio claro, y se debe seguir trabajando en la reducción de costos y aumento de la eficiencia.

1.4 Tecnologías de energía undimotriz

A continuación, se pretende presentar los desarrollos más significativos en el sector Undimotriz. Dada la basta cantidad de proyectos undimotrices que existen en la actualidad, y por ser un sector en auge sería imposible mencionarlos todos, y escaparía al propósito del trabajo, sin embargo, se han seleccionado aquellos que se han considerado más relevante.

Como punto inicial para la investigación se ha partido de los trabajos publicados por el GEMA (Grupo de Interés en Energías del Mar) en la 2ª edición de su catálogo de energías marinas del año 2018, en conjunto con el informe del boletín de centro naval de la armada (Gianola Otamendi) del mismo año. Se ha buscado actualizar y completar la información disponible de lo ocurrido en el sector en estos años.

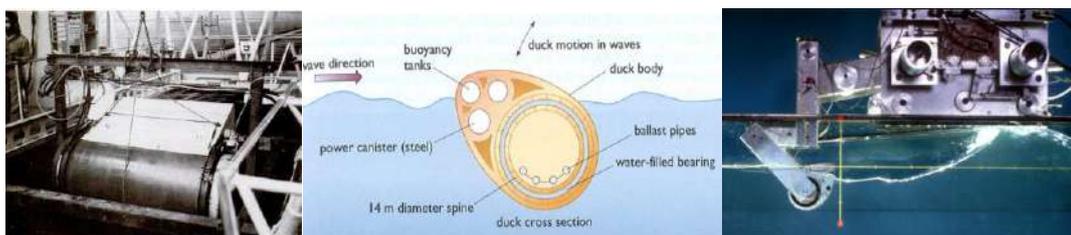
Como resultado de la investigación se descubrió que, por un lado, entre el 2018 y 2022 hubo un gran impulso en el desarrollo de estas tecnologías. No obstante, varios de los proyectos nombrados en las fuentes citadas han sido cancelados, absorbidos por otras empresas o han dado paso a nuevos proyectos que aprovechan el conocimiento adquirido.

Esto es propio de un sector de una tecnología tan incipiente, donde los distintos sistemas y proyectos compiten para imponerse, y revela una cierta maduración del sector donde los proyectos más consolidados se afianzan.

- **SALTER'S DUCK (ESCOCIA)**

En la década de 1970 Stephen Salter crea el generador WEC, el primer diseño de energía undimotriz enmarcado en el proyecto del Wave Energy en el Reino Unido. Surge a raíz de la escasez de petróleo ocurrida dicho periodo, como una solución para la generación de electricidad limpia y barata a partir de la energía de las olas. Posee una eficiencia 90% y su método de funcionamiento se basa en convertir el impacto de las olas en energía rotante mediante un giróscopo, luego un generador eléctrico transforma dicha energía en electricidad. El prototipo de laboratorio fue capaz de producir 30 W mientras que en escala completa cada generador "nodding duck" podría generar 20 kW. [9] [6]

Figura 7: Salter's Duck [9] [10] [11]



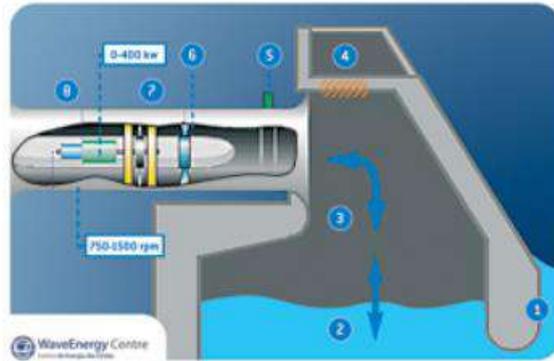
- **WAVE ENERGY PLANT OWC (PORTUGAL)**

En 1999 finaliza, en las Islas Azores, la construcción de planta piloto de columna de aire oscilante con una potencia nominal de 400 kW. El proyecto fue financiado por la Unión Europea. Sin embargo, la operación de la planta debió ser suspendida por inconvenientes técnicos. Entre 2003 y 2005, el Wave Energy Center de Portugal organizó un programa de reparaciones para solucionar los daños causados.

El sistema se basa en una turbina Wells que transforma la energía de la onda incidente en una columna de agua oscilante (OWC). Si bien es un diseño

caracterizado por su simpleza, está limitado a un rango de operación con alta eficiencia acotado. La planta fue cerrada en 2018. [12] [6]

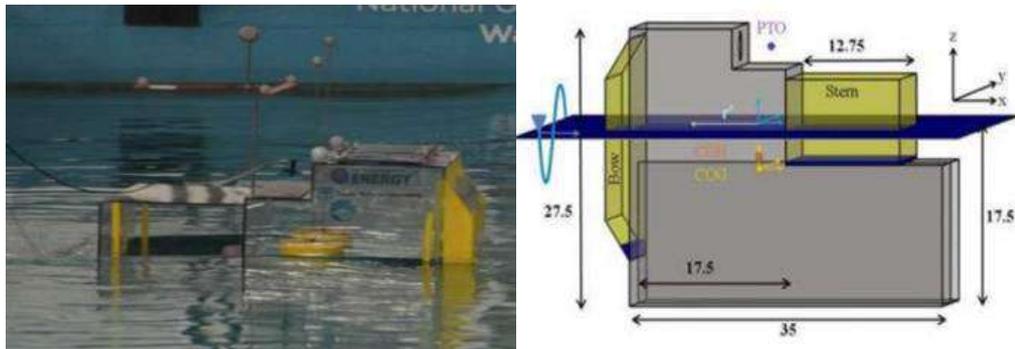
Figura 8: Wave Plant OWC Azores [12]



- **BACKWARD BENT DUCT BUOY (BBDB) (IRLANDA)**

En 2013 el Centro de Investigación Hidráulica y Marítima de Irlanda (HMRC) finaliza las pruebas del equipo convertidor de onda de columna oscilante (OWC). Este equipo surge de un convenio de investigación con los Estados Unidos. El equipo se compone de una boya con conductos doblados hacia atrás, y su principio de acción se basa en el giro de una turbina, la cual impulsa a un generador eléctrico. [6]

Figura 9:BBDB[6]



- **MUTRIKU (ESPAÑA)**

En 2011 España a su sistema eléctrico la primera planta undimotriz, con 16 turbogeneradores se convierte en el primer central con multiturbina del mundo. Es capaz de suministrar 300 kW mediante tecnología OWC y se emplaza en el dique de Mutriku. [4] [7] [8]

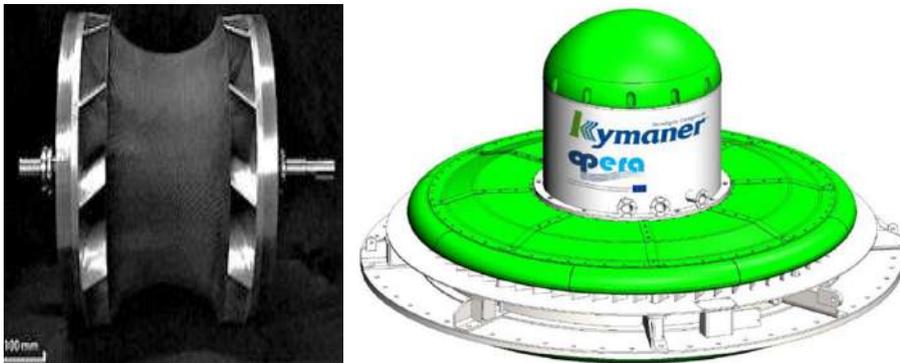
Figura 10: Mutriku



- **OPERA (UNIÓN EUROPEA)**

EN 2017 Se finalizo la construcción de generador de tecnología OWC OPERA. Este incorpora una nueva tecnología patentada de turbina bidireccional, que busca mejorar la eficiencia de los generadores OWC en al menos un 50% y reducir significativamente los costos. [6] [13]

Figura 11: OWC Opera [13]



- **SISTEMA S.D.E. ENERGY**

La empresa SDE ha creado un diseño que permite convertir el movimiento de las olas en presión hidráulica, la cual es aprovechada para la generación de electricidad. El sistema fue implementado en dos plantas que se encuentran operativa, la mayor de ellas se ubica en China y es capaz de suministrar 150 kW, la segunda se emplaza en Israel y posee una potencia media de 40 kW. [6] [7]

Figura 12: SDE ENERGY [7]



- **PELAMIS**

También conocido como “serpiente marina” se compone de secciones que se flexionan y doblan copiando el movimiento de las olas. Este movimiento acciona pistones hidráulicos aumentando la presión, la misma impulsa un generador eléctrico.

Desde finales de la década de los 90 Pelamis Wave Power trabajo en el desarrollo y prueba de equipos undimotrices, logrando grandes avances en un sector emergente y convirtiéndose en la primera en realizar exportación de energía generada con olas de alta mar. En 2008 puso en marcha en Portugal un parque de olas formado por 3 equipos Pelamis 1 de 750 kW cada uno

Figura 13: Pelamis



A través de la empresa Scottish Power Renewables, del grupo español Iberdrola, se desarrolló el proyecto Pelamis 2 en Escocia. Los nuevos equipos con 180 metros de largo tenían una longitud 50 metros mayor que su predecesor. En 2014 Pelamis fue vendido a Wave Energy Scotland. Quien asegura que el proyecto Pelamis fue un hito en la energía undimotriz y sentó las bases para la investigación de los proyectos del futuro. [14] [15] [16] [17] [18]

- **OPT – MARK 3 (ESTADOS UNIDOS)**

En 2009 en Hawái la empresa Ocean Power Technology desarrollo un convertidor Mark-3 capaz de suministrar 866 kW. Mientras que el Mark 4 en etapa de desarrollo pretende lograr los 4,4 MW.

El dispositivo se conforma de una boya que sube y baja con el oleaje, mientras que el centro permanece fijo. El movimiento de la boya acciona pistones, que comprimen aceite hacia una turbina, la cual impulsa un generador eléctrico. [4] [19]

Figura 14: Mark 3 [19]



- **MARMOK A-5 (ESPAÑA)**

Esta boya de 5 m de diámetro y 42 metros de largo, genera energía por WOC, aprovecha el movimiento de las olas y lo convierte en electricidad mediante una turbina de aire. Fue desarrollado por la empresa española Oceantec energía marina, financiado por el Ente Vasco de la Energía (EVE) y se emplazó en Bilbao en 2016 en el área de pruebas del BIMEP. La energía eléctrica producida se envía conduce a tierra mediante cables subterráneos. (EVE 2017) [20] [21]

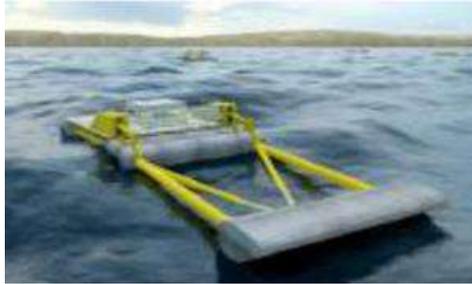
Figura 15:Marmok A5 [21]



- **DEXAWAVE(DINAMARCA)**

Este proyecto logro desarrollar un prototipo a escala 1:5 capaz de suministrar 5 kW de potencia. El mismo se conforma por dos sistemas de captación flotantes articulados, que accionan pistones los cuales comprimen agua hasta una turbina, que impulsa un generador eléctrico. El prototipo fue probado en el mar en un lapso de dos años hasta el 2012. [6] [7]

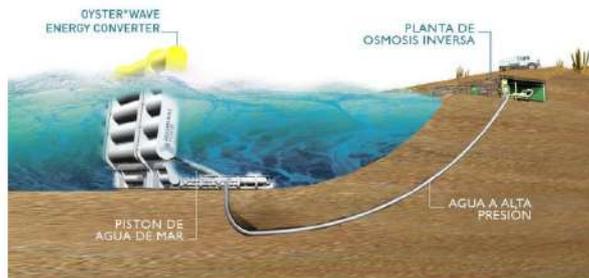
Figura 16: Dexawave



- **AQUA MARINE POWER(ESCOCIA)**

El proyecto aquamarine opero entre 2005 y 2015 en Edimburgo, desarrollo un dispositivo para capturar energía de olas cercanas a la costa mediante el Concepto Oyster. El dispositivo es un convertidor de olas oscilantes compuesto por un dispositivo flotante en forma de aleta, unido mediante un sistema articulado a una base sumergida a 10 metros de profundidad y anclada en el lecho marino. La aleta impulsa pistones que comprimen agua medio kilómetro hacia la costa a una turbina Pelton acoplada a un generador eléctrico. Entre 2019 y 2012 se ensayaron dos dispositivos el Oyster 1 de una potencia de 315 kW y el Oyster 800 de 800 kW de potencia. [22] [6]

Figura 17: AquaMarine Power [22]



- **WAVEROLLER (PORTUGAL)**

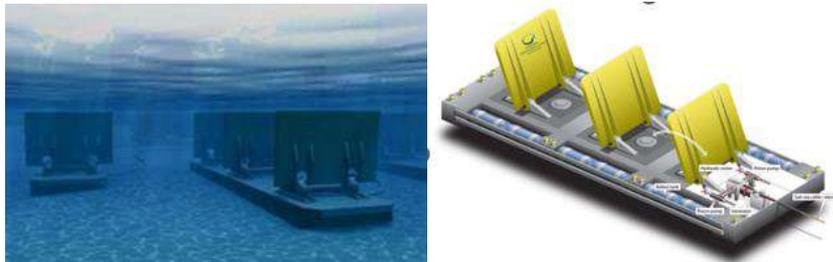
EL convertidor WaveRoller de la compañía AW-Energy, es un convertidor de energía de onda sumergida basado en un panel con bisagras que está unido al lecho marino en el área cercana a la costa. Se ubican a una distancia de entre 0,3 a 2 kilómetros de la costa y se ubica entre 8 y 20 metros de profundidad. Cada unidad tiene una capacidad de entre 50 kW y 1000 kW y pueden instalarse en forma aislada o en granjas. [23]

Figura 18: Unidad Wave Roller [23]



El movimiento del mar acciona pistones hidráulicos, luego la presión del líquido hidráulico impulsa un motor que mueve un generador eléctrico. La energía producida es transmitida por un cable submarino a la red eléctrica en tierra.

Figura 19: Granjas Wave Roller [23]



Los primeros diseños surgen en la década de los 90. Luego en el año 2005 se instala el primer prototipo en Portugal. En 2010 gana fondo de la Unión Europea y se instalan 3 dispositivos en escala 1:2. En 2016 la empresa empieza a vender su primer dispositivo comercial. La primera planta de producción de energía a escala comercial se instala en 2019 y se conecta a la red de Portugal. [23]

Figura 20 (b): Prototipo Wave Roller [23]



Actualmente se está desarrollando la idea de vender granjas de entre 10 y 24 unidades de Waveroller. (AW Energy)

- **VOITH WAVEGEN (ESCOCIA)**

En el año 2000 la empresa escocesa Wavegen instaló un convertidor OWC y lo conectó a la red eléctrica de las islas Islay. El dispositivo consta de una estructura de hormigón en la costa que aprovecha el movimiento de las olas para impulsar una turbina de aire adosada a un generador eléctrico. La capacidad del convertidor era de 500 kW. En 2005 la compañía con sede en Inverness fue comprada por la firma alemana Voith. La empresa proyectaba construir una planta de 20 MW de potencia en la costa de Shalder, pero el proyecto no se concretó ante la falta de fondos. Finalmente, Wavegen fue disuelta en 2013 y absorbida por Voith Siemens Hydro, quien asegura que capitalizará el know-how adquirido para futuros proyectos en energías marinas. (Voith 2016) [24] [25] [26]

Figura 21: Voith Wavegen



- **WELLO OY PENGUIN (FINLANDIA)**

La empresa finlandesa Wello Oy, diseñó un convertidor con forma asimétrica especialmente pensada para captar la energía de ondas de todas las direcciones. Por su forma el equipo fue bautizado Penguin. Su principio de funcionamiento consiste en convertir la energía de las olas que impactan en su casco, en un movimiento rotativo al girar en su posición. Está diseñado para ser simple y de bajo mantenimiento. En 2010 se probó el primero de estos dispositivos en el mar del norte, con propósitos de investigación y adquisición de datos. En 2019 completó la fabricación de su primer convertidor para uso comercial, que con 44 metros de largo se ubica en el País Vasco.

Actualmente ofrece convertidores de hasta 55 metros de largo y 1 MW de potencia. (Wello 2022) [27] [28]

Figura 22: Wello Penguin

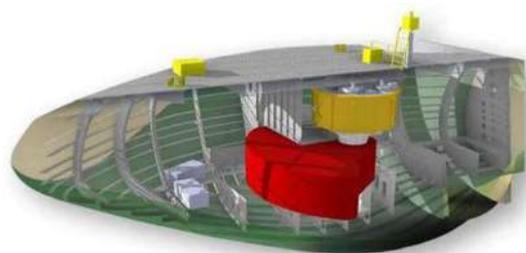


Ilustración 66 – Vista interna de la unidad

- **AWS OCEAN ENERGY (GRAN BRETAÑA)**

Aws Ocean energy trabaja desde hace 20 años en diseño e investigación de tecnologías undimotrices. El convertidor AWS III fue concebido como un dispositivo modular de celdas interconectadas. Cada celda se compone por una membrana flexible que capta el movimiento de las ondas marinas y acciona pistones neumáticos. Las celdas están interconectadas y el aire comprimido generado impulsa una turbina que mueve un generador eléctrico.

En 2014 se probó un dispositivo a media escala de manera satisfactoria y actualmente se encuentra en fase de desarrollo el prototipo a escala completa. El dispositivo final será capaz de producir una potencia pico de 2,4 MW y pesará 3500 toneladas. Se compondrá de 9 celdas montadas en torno a un catamarán central y cada celda tendrá 16 metros de ancho. (AWS Ocean Energy) [29]

Figura 23: AWS Ocean Energy [29]



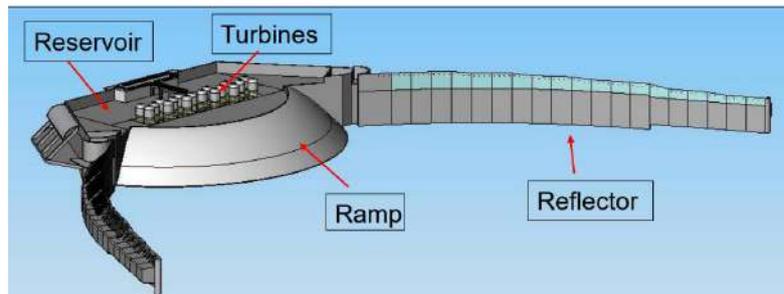
- **WAVE DRAGON (DINAMARCA)**

El Wave Dragon es un convertidor de energía de las olas flotante y amarrado del tipo overtopping. Consiste básicamente en dos reflectores de olas que enfocan las olas hacia una rampa. Detrás de la rampa hay un gran depósito donde se recoge y almacena temporalmente el agua que sube por la rampa. El agua sale del embalse a través de turbinas hidráulicas que utilizan la cabeza entre el nivel del embalse y el nivel del mar.

Las turbinas Wave Dragons rotarán con una velocidad variable y baja. La forma más eficiente de transformar esto en electricidad es mediante el uso de generadores de imanes permanentes. De esta manera, no se necesita una caja de cambios, lo que reduce significativamente tanto las pérdidas de energía como los costos de mantenimiento. Este dispositivo es capaz de producir 36 kW/m.

Luego de una etapa de prueba escala entre 2003 y 2006, con más de 19 mil horas de ensayo, la Unión Europea financio el proyecto con 2,4 millones de euros. Actualmente el proyecto busca desarrollar unidades de mayor envergadura capaces de suministrar varios Mega Watts. (Wave Dragon 2022) [30]

Figura 24: Wave Dragon [30]



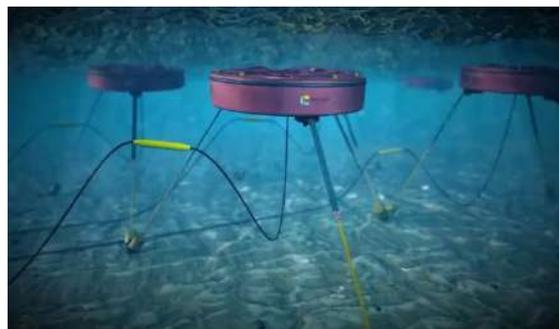
- **PROYECTO CETO (AUSTRALIA)**

Nombrado en honor de una diosa griega del mar, CETO es un convertidor puntual sumergido. Consta de una boya sumergida pocos metros debajo de la superficie del mar. que captura el movimiento de las olas para convertirlo en energía eléctrica.

El proyecto desarrollado por la empresa Carnegie Clean Energy, instaló en 2014 en las Islas Garden su prototipo CETO 5, para suministrar energía y agua desalinizada a la base naval HMAS Stirling, la más grande de Australia. El dispositivo funcionó por 12 meses y proporcionó 12 000 kWh.

En 2022 a través de su filial en Irlanda recibió financiación de la Unión Europea para integrar el proyecto EuropaWave y suministrar equipos pre-comerciales y diseñar convertidores CETO para instalar en Escocia y el País Vasco. (Carnegie 2022) [31]

Figura 25: Proyecto Ceto [31]



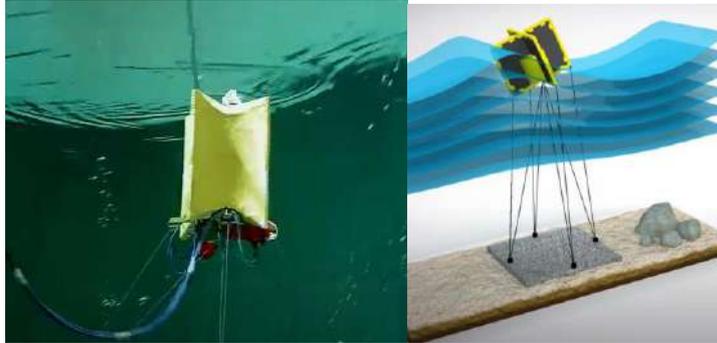
- **LAMINARIA WEC (BÉLGICA)**

Laminaria es la primera empresa belga en incursionar en energía undimotriz, desde 2015 realizó convenios con el EMEC y otras entidades del sector para desarrollar un prototipo convertidor de energía de olas.

En 2018 como parte del proyecto OCEANERA-NET finalizó las pruebas del LamWec en la Universidad de Plymouth. El modelo escala 1:30 permite generar 200 kW.

El LamWec es un absorbedor puntual en forma de cruz anclado al lecho marino, operado por sobretensiones. Es capaz de absorber el movimiento horizontal de las olas, y transferirlo mediante sus tensores de amarre hacia los generadores (EMEC 2018). [32] [33]

Figura 26: Laminaria WEC [32]



- **PARQUE WANSHAN (CHINA)**

El GIEC (Instituto de Conversión de Energía de Guangzhou), perteneciente al CAS (Academia de Ciencias Chinas), con apoyo del gobierno chino buscan crear en las aguas de Wanshan, un parque de demostración para el aprovechamiento de energía undimotriz de 1 MW. El proyecto comenzó en el 2017 y cuenta con el apoyo de un consorcio de empresas de dicho país.

En 2020 probó con éxito en mar abierto la primera unidad de 500 kW, denominada "Zhoushan". Ese mismo año comenzó la construcción de la segunda unidad de igual potencia, el "Changshan", y las pruebas del mismo comenzaron en 2021.

El convertidor se compone de una barcaza semi-sumergible que tiene articulados cuerpos flotantes de captación. La tecnología está basada en la experiencia Adquirida por el GIEC, a partir del proyecto "Sharp Eagle", que fue desarrollado desde 2011. [34]

Figura 27: Proyecto Wanshan [34]



- **RESEN WAVES (DINAMARCA)**

El RESEN es un convertidor flotante en forma de boya, que absorbe el movimiento de las olas, haciendo girar un tambor central para generar energía. El dispositivo mide 1,7 metros de largo por 1,7 metros de ancho, pesa 350 kilos y es capaz de suministrar una

potencia promedio de 300 W. El dispositivo está pensado para suministrar energía a instrumentos de medición oceanográficos y de comunicación.

La boya alimenta un paquete de baterías en el fondo marino a través de la línea de amarre. Luego, esta energía se puede alimentar instrumentación en el mar. Al mismo tiempo, la boya puede registrar datos de instrumentos conectados y transmitirlos en tiempo real a través de una conexión de fibra óptica a instalaciones en tierra mediante conexiones satelitales, 3G o 4G. [35]

Figura 28: Resen Waves [35]



- **WAVEPISTON (DINAMARCA)**

El sistema de Wavepiston está pensado desde un esquema modular, se compone de sistemas de captación individuales, que luego se conectan en cadenas. Cada cadena puede conformarse por cientos de unidades de captación y se extiende entre dos boyas ancladas.

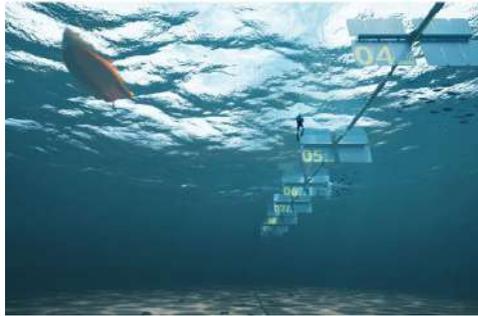
Cada unidad de captación tiene una placa que se mueve horizontalmente con las olas. Estas placas móviles bombean agua marina a una tubería, que conduce dicha agua a una turbina ubicada fuera del medio marino.

Figura 29: Wave Piston [36]



Cada unida individual en tamaño real puede generar 10 Kw. El concepto modular permite que las piezas de la cadena sean remplazadas fácilmente, favoreciendo el mantenimiento y al aumentar la escala de producción reduce los costos.

Figura 30 (b): cadena Wave Piston [36]



El proyecto prototipo se desarrolló entre 2015 y 2019, y se ensayó en el Mar del Norte en cercanías del puerto de Hanstholm. La última versión de prueba se logró con una cadena de 100m con 6 unidades de captación. El proyecto prevé realizar un desarrollo a gran escala en Canarias. [36]

- **WEPTOS (DINAMARCA)**

La empresa danesa WEPTOS (Wave Energy Power Take Off Sistema) fue fundada en 1991. Se dedican al desarrollo de convertidores de energías de olas.

Weptos desarrollo un convertidor basado en una estructura angular flotante en forma de V, que utiliza múltiples módulos de absorción rotantes (“Salters Duck”) ubicados en hileras.

Figura 31:Weptos [36]



La forma del convertidor permite regular la entrada de energía de las olas y reducir el impacto en condiciones climáticas adversas. Cada rotor transmite la energía a un eje común, conectado al generador. Permitiendo una generación uniforme a lo largo de la duración de la ola.

El diseño intenta ser una fusión entre una tecnología reconocida y probada como los rotores “Salters Duck”, e innovación en el sector undimotriz. El equipo de desarrollo asegura que la eficacia es notablemente alta y el sistema funciona sin mecanismos de dirección adicionales.

Figura 32: Rotores Salter Duck [36]



El Angulo de apretura de la estructura puede adaptarse a las condiciones del estado del mar. De esta manera puede aumentar el ancho en relación con el frente de olas entrante y reducir su interacción con los grupos de olas que presentan condiciones más extremas.

Las primeras pruebas se realizaron en conjunto con la Universidad de Aalborg en España en la región de Santander. Se obtuvo una eficiencia general del 60%. En 2017 se hicieron pruebas de gran escala en mar abierto. Actualmente trabajan para obtener una versión de convertidores capaces de producir 1 MW. Sin embargo, el objetivo fijado para el proyecto, radica en lograr un modelo comercial de 4 MW. [37]

- **WAVESTAR (DINAMARCA)**

El convertidor de energía de olas Wavestar se compone de sistema de captación flotantes independientes que copian el movimiento de las olas para generar presión hidráulica, la cual impulsa una turbina que mueve un generador eléctrico.

El proyecto atravesó varias etapas, en el año 2000 los hermanos Hansen crearon el primer prototipo. Luego en conjunto con la Universidad de Aalborg se desarrollaron pruebas de laboratorio sobre un modelo escala 1/40. [38]

Figura 33: Prototipo Wave Start. (a) Prototipo de los Hermanos Hansen. (b) Escala 1/40 [38]



En 2005 se crea un modelo 1:10, y al año siguiente fue probado en la localidad de Nissum Brending. El sistema estuvo operativo las 24 hs durante 15 000 horas operativas

y atravesó 15 tormentas sin sufrir daños significativos. En 2009 se instaló un equipo de pruebas 1:2, de 2 flotadores y una potencia media de 600 kW.:

Figura 34: Wave Start escala 1:10 [38]



A partir de 2010 la empresa Wavestar, la universidad de Aalborg y Energinet.dk se asociaron para realizar estudios acerca del proyecto.

Figura 35: Wave Start escala 1:2 [38]



En 2012 se comenzó a desarrollar la idea de asociar este sistema con la energía eólica marina

Figura 36: Diseño Wave Star híbrido [38]



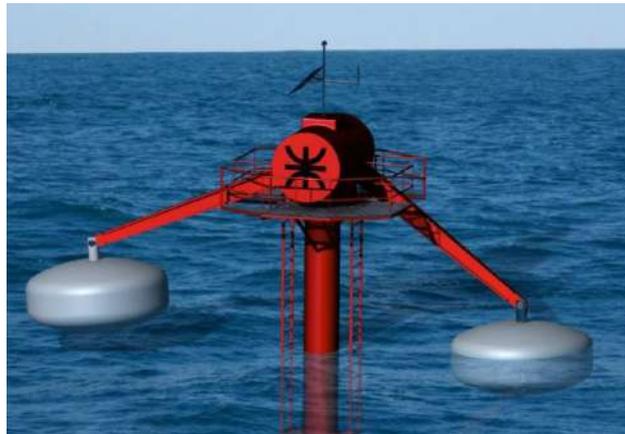
- **UTN BUENOS AIRES (ARGENTINA)**

La Facultad Regional de Buenos Aires, perteneciente a la Universidad tecnológica Nacional (UTN) desarrollo y patento un convertidor undimotriz escala 1:10 con una potencia de 50 W.

El diseño obtuvo el primer lugar del concurso innovar en el año 2010. En el 2012 se patento el diseño y se construyó un prototipo 1:20. En en 2014 se presentó en la primera edición del (SIEMAR) Seminario internacional de energías marinas.

En la actualidad el proyecto trabaja con el objetivo de construir e instalar un convertidor escala 1:1 en la costa de Mar del Plata.

Figura 37: Diseño UTN BA [39]



La tecnología del convertidor desarrollado por la UTN consiste en dos elementos flotantes que copian el movimiento de las olas y lo transmiten a una cadena cinemática de engranajes que buscan aumentar la velocidad de rotación para obtener un movimiento rotacional uniforme que impulsa un generador eléctrico de 50 W.

En el diseño 1:1 las boyas serán de acero de 10 metros de diámetro y 2 toneladas de peso. Se espera que puedan desarrollar una potencia máxima de 200 kW (Grupo de Energía Undimotriz UTN FrBA). [39]

Bibliografía

- [1] Kinsman B. (2012). Wind Waves: Their Generation and Propagation on the Ocean Surface. New York: Dover
- [2] A. Falcao (2009). Wave energy utilization: A review of the technologies. Lisboa: IDMEC
- [3] J. Twidell (2006). Renewable Energy Resources (2° Ed). New York: Taylor & Francis
- [4] IRENA (2014). Wave energy technology, International Renewable Energy Agency, 4.
- [5] R. Mendoza (2018). Energía Undimotriz, Alternativa para la producción de energía Eléctrica. Universidad Pública de Sata Elena, Ecuador.
- [6] GEMA (2018). Catálogo de energías marinas. (2° Edición)
- [7] Gianola Otamendi, A. (2018). Energía producida en el mar o extraída de Él. Boletín del Centro Naval, 847. 43.
- [8] Díaz Vélez, S. (2015). Estudio de factibilidad sobre el aprovechamiento de Energía Undimotriz en Mar del Plata. Universidad Nacional de Mar del Plata, Facultad de Ingeniería, Argentina.
- [9] Scott, D. (1977). Energy from Ocean Wave. Popular Science, 211. 16-18
- [10] Bevilacqua, G. y Zanuttigh, B. (2010). Overtopping Wave Energy Converters. General aspects and stage of development. Universidad de Bologna, Italia.
- [11] Lotfi ,B. y Huang L. (2014). A Novel Wave Energy Converter Using the Stewart. Department of Engineering, Islamic Azad University, Mashhad Branch Mashhad, Iran
- [12] Proyecto Pico OWC (s/f). Consultado 24 enero 2022, de <http://www.pico-owc.net>
- [13] Proyecto Opera (s/f) . Consultado 24 enero 2022, de <http://opera-h2020.eu/?p=701>
- [14] Emec (2017). PRESS RELEASE: COUNCIL TAKES OWNERSHIP OF PELAMIS DEVICE. Consultado 24 Enero 2022 <https://www.emec.org.uk/press-release-council-takes-ownership-of-pelamis-device/>
- [15] Emec . Pelamis Wave Power . Consultado 24 enero 2022 <https://www.emec.org.uk/about-us/wave-clients/pelamis-wave-power/>
- [16] Proyecto Pelamis (s/f) . Consultado 24 enero 2022, de <https://www.waveenergyscotland.co.uk/>
- [17] Iberdrola (2015) . Innovation Report 2014-2015 . Consultado en <https://www.iberdrola.com/documents/20125/2731938/Innovation-Report-2014-2015.pdf>
- [18] Proyecto Pelamis (s/f) . Consultado 24 enero 2022, de <https://www.scottishpowerrenewables.com/>
- [19] Proyecto OPT (s/f) . Consultado 27 enero 2022, de <https://oceanpowertechnologies.com/>
- [20] EVE (2017).” El dispositivo captador de energía de las olas de BiMEP cumple su primer año de producción”. Consultado 2 febrero 2022, de <https://www.eve.eus/Jornadas-y-Noticias/Noticias/El-dispositivo-captador-de-energia-de-las-olas-de?lang=es-ES>.
- [21] Proyecto Marmok (s/f). Consultado 2 febrero 2022, de <https://www.bimep.com/proyectos/>
- [22] Emec (s/f). Aquamarine power. Consultado 2 febrero 2022, de <https://www.emec.org.uk/about-us/wave-clients/aquamarine-power/>
- [23] AW Energy . Consultado 2 febrero 2022, de <https://aw-energy.com/>
- [24] Voith (2016). Energy from active breakwaters. Consultado 5 febrero 2022 de <https://voith.com/corp-en/twogether-article-23-en-66.pdf>
- [25] BBC (2012). Wave power proposal for Shader in Lewis shelved. Consultado 5 febrero 2022 de <https://www.bbc.com/news/uk-scotland-highlands-islands-20796004>
- [26] BBC (2013). Scotland's first wave firm, Wavegen, in trouble Consultado 5 Febrero 2022 de <https://www.bbc.com/news/uk-scotland-highlands-islands-21657133>

- [27] Wello . The Penguin 2 . Consultado 5 febrero 2022 de <https://wello.eu/the-penguin-2/>
- [28] Emec . Wello Oy. Consultado 5 febrero 2022 de <https://www.emec.org.uk/about-us/wave-clients/wello-oy/>
- [29] Aws Ocean Energy (2022) Multicell wave power. Consultado 10 febrero 2022 de <https://awsocan.com/multi-cell-wave-power/>
- [30] Wave dragón (2022). The wave Dragon. Consultado 10 febrero 2022 de www.wavedragon.co.uk
- [31] Carnegie . EuropeWave PCP Programme. Consultado 10 febrero 2022 de <https://www.carnegiece.com/portfolio/europewave-pcp-programme/>
- [32] Emec (2018) . Laminaria. Consultado 13 febrero 2022 de <https://www.emec.org.uk/about-us/wave-clients/laminaria/>
- [33] Emec (2018). Press release final lamwec tank test. Consultado 13 febrero 2022 de <https://www.emec.org.uk/press-release-final-lamwec-tank-tests-complete-prior-to-emec-deployment/>
- [34] OES (2021). Wave Energy Developments Highlights. 6
- [35] Rasen Wave. Consultado 13 febrero 2022 de <https://www.resenwaves.com/>
- [36] Wavepiston . Consultado 13 febrero 2022 de <https://www.wavepiston.dk/#about-us>
- [37] Weptos . Consultado 15 febrero 2022 de <http://www.weptos.com/>
- [38] WaveStart. Consultado 15 de febrero 2022 <https://wavestarenergy.com/>
- [39] Grupo de energía Undimotriz UTN. Consultado 15 de febrero de 2022 <https://undimotriz.frba.utn.edu.ar/>

CAPITULO 2 : TEORIA DE OLAS

2.1 Conceptos de olas

El estudio del oleaje no es nada nuevo, existen registros de observaciones realizadas por los antiguos pensadores griegos que establecen la relación existente entre el comportamiento de las olas y las condiciones atmosféricas. Mientras que las primeras teorías de olas fueron formuladas a partir de 1845.

Las olas son un movimiento oscilatorio periódico de la superficie del agua. Este movimiento ondulatorio, provocado por la propagación de energía mecánica a lo largo de la superficie, forma crestas y depresiones que se desplazan de modo horizontal.

El estudio del comportamiento del oleaje alberga cierto grado de complejidad debido a que el flujo presenta variaciones de dirección en forma periódica en función de los fenómenos asociados al mismo.

El viento es el principal agente responsable de la formación de oleaje, que se desplaza sobre la superficie marina. Y en forma indirecta, ya que el viento surge de las diferencias de temperaturas, causadas por la radiación solar en distintas áreas de la paneta, puede decirse que el origen la energía de las olas proviene de la energía del sol, en forma terciaria.

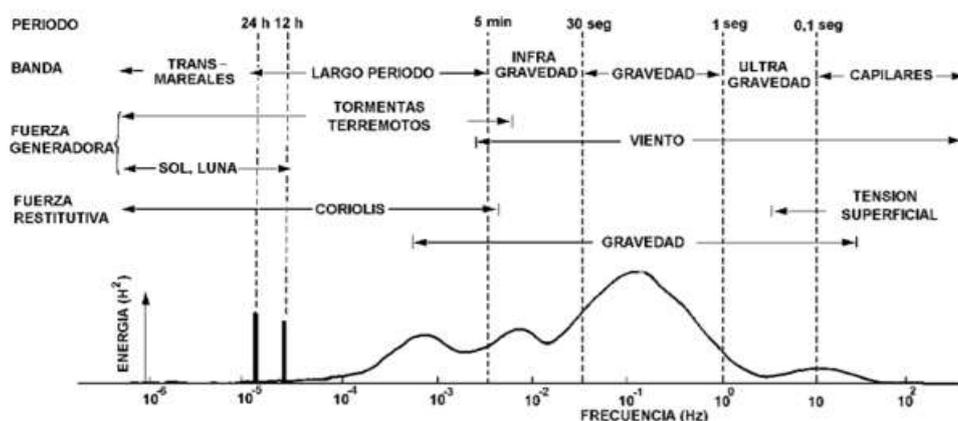
Como se expresó anteriormente el viento es el principal responsable de la formación del oleaje, generando las olas más comunes y las que contienen una mayor densidad energética. Sin embargo, existen muchos otros mecanismos de la naturaleza que aportan la energía necesaria para que se produzca este fenómeno.

Existen fuerzas generadoras (o impulsoras) , las cuales hacen que el fluido se aparte de su posición de equilibrio en reposo y producen el desplazamiento de la interfase . Entre estas fuerzas se encuentran el viento y la atracción gravitatoria que ejercen el sol y la luna. Este desplazamiento tiene asociado un nivel de energía transferido .

Simultáneamente existen fuerzas restitutivas, que buscan restaurar la situación de equilibrio inicial, llevando el nivel de la superficie a su valor de reposo. Entre estas fuerzas se destacan la tensión superficial, la gravedad y el efecto Coriolis.

En la Figura 38 se representan diferentes tipos de ondas, asociadas a su frecuencia y energías relativas y las fuerzas impulsoras y restitutivas.

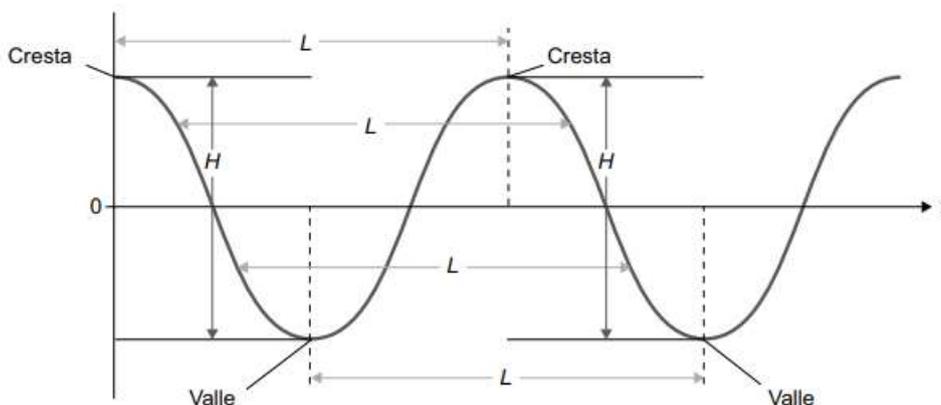
Figura 38: Tipos de ondas y fuerzas asociadas (Modificado de Kinsman B. , 2012)



2.2 Parámetros de olas

Los parámetros más relevantes que caracterizan a una ola son:

Figura 39: parámetros de Olas. (Modificado de Kinsman B. , 2012)



- **Longitud de onda (L):** Es la distancia horizontal que separa dos crestas o valles consecutivos.
- **Periodo (T):** Es el tiempo, expresado en segundos, que les toma a dos crestas (o valles) consecutivas pasar por el mismo punto.
 - **Periodo Pico (Tp):** Es el periodo vinculado a las olas más energéticas dentro del estado del mar
 - **Periodo de Energía (Te):** Este periodo representa un valor medio referido a la distribución espectral del transporte de energía de la ola.
 - **Periodo medio de paso por cero (Tz):** Es tiempo comprendido entre el cruce de dos olas sucesivas, por la línea imaginaria a la mitad de la distancia entre la cresta y el valle
- **Altura de ola (H):** Es la distancia vertical entre la cresta y el valle de una ola.
- **Profundidad (h):** Se define como la distancia vertical que separa el nivel medio del mar y el suelo marino.
- **Dirección (D):** Indica la procedencia de las olas. Se indica mediante un Angulo, el cual se mide en sentido horario, tomando como referencia el norte.

Se define la dirección pico (D_p) como la dirección que corresponde a la ola de mayor energía.

- **La frecuencia de onda (f):** Es la inversa del periodo ($f = 1/T$) y representa la cantidad de oscilaciones cresta a cresta (o valle a valle) en un segundo.
- **Velocidad(v):** Representa la velocidad con la que se desplaza el perfil de una ola.
 - **Velocidad de propagación :** Se expresa como el cociente entre la longitud de onda (L) y el período (T) .
 - **La velocidad de grupo (Vg) :** Se define como la velocidad de desplazamiento de la energía del grupo de olas. En aguas someras, este valor es idéntico al de la velocidad del frente de onda , sin embargo, en el caso de aguas profundas este valor representa tan solo la mitad de la velocidad del frente de onda.
- **Pendiente:** Es el cociente entre la altura y la longitud de onda (L/H)

2.3 Transformación del oleaje

A medida que las olas se acercan a la costa , por efecto de la cercanía del lecho marino se producen una serie de fenómenos que introducen cambios graduales ,tanto en la dirección como en la velocidad de propagación de la misma.

El **Asomeramiento** es el efecto que se produce cuando un tren de onda alcanza aguas someras (es decir , poco profundas) ,a medida que la profundidad disminuye , esta variación en la topografía del lecho marino produce una modificación de la velocidad con la que se desplaza el frente de olas, generando una transformación de energía cinética en potencial. Como consecuencia de esto se producirá un aumento progresivo en la altura de la ola.

La **ruptura** es otro efecto aparejado al asomeramiento. Se produce ya que al acercarse a la costa tanto la longitud de onda como la velocidad de avance disminuyen gradualmente , sin embargo, la altura de la ola aumenta . Esto genera que algunas partículas del fluido adquieran una velocidad que supera a la del avance del frente de ola , lo que produce inestabilidad y desencadena en la ruptura. Esto ocurre cuando la altura de la ola alcanza el 78% de la profundidad del agua. Este proceso genera la mayor parte en la disipación de la energía que contiene el oleaje.

La clase de ruptura que se presente dependerá del parámetro de rompientes o número de Iribarren, dado por la siguiente expresión:

$$\varepsilon = \frac{\tan \beta}{\sqrt{\frac{H_0}{L_0}}}$$

Donde :

β : Angulo de pendiente de la playa

H_0 : Altura de la ola en agua profundas

L_0 : Longitud de onda en aguas profundas

El fenómeno **refracción** es aquel por el cual el movimiento de las olas tiende a propagarse de modo paralelo a la línea de costa.

Al alcanzar zonas de baja profundidad , los frentes de olas tienden a girar .Esto puede explicarse ya que las moléculas de agua que conforman los océanos al moverse generan círculos que dan origen a las olas. En la región de origen cuando las aguas son profundas , los círculos descritos por estas partículas son de igual altura que las olas. Sin embargo, a medida que las aguas se aproximan a zonas costeras , este movimiento se torna elíptico y a medida que la profundidad disminuye el movimiento también decrece volviéndose más horizontal .Por esto el comportamiento de las olas depende de la relación existente entre la altura de olas y la profundidad del agua .

La reflexión es el fenómeno que ocurre cuando en su trayecto a la playa la ola choca contra algún obstáculo o barrera, lo que hará que la misma se refleje ,sufriendo una reducción de energía mínima.

Si se tratase de un tren de olas ideales , las ondas incidentes y reflejadas anulan el movimiento horizontal de las partículas dando origen a olas estacionarias , del doble de altura y energía que la onda incidente

La reflexión puede analizarse de forma teórica mediante el coeficiente de reflexión. El mismo se obtiene de la siguiente expresión:

$$C_r = \frac{H_r}{H_i}$$

Siendo :

C_r :Coeficiente de reflexión

H_i :Altura de ola incidente

H_r :Altura de ola reflejada

En una reflexión pura , el frente de olas choca contra un obstáculo vertical impermeable ,sin presentar rotura o disipación. El caso opuesto ,reflexión despreciable ,se presenta si el frente de olas se propaga sobre una superficie permeable , disipara su energía de manera gradual.

La **difracción** es otro mecanismo que puede ocurrir al alcanzar una barrera . Al encontrarse con la barrera , se genera una zona de calma detrás de la misma , la altura de olas se reduce , pero manteniendo la velocidad de propagación y longitud de onda .Esto genera una transferencia de energía en sentido perpendicular a la dirección de propagación.

2.4 Velocidad de fase de una onda

La ecuación general que describe la velocidad de propagación de una onda es la siguiente:

$$c = \sqrt{\frac{g}{k} \tanh (k h)} \quad k = \frac{2 \pi}{L}$$

Donde h es la profundidad del agua, g la aceleración de la gravedad , k es el número de onda y L la longitud de onda.

Al analizar la expresión anterior se puede observar que la velocidad de propagación es dependiente de la profundidad del agua (h) y de la longitud de onda (L).

Si la relación (h/L) es mayor a 0.5 se considera región de aguas profundas . En estas zonas el término de la tangente hiperbólica tiende a uno. Por lo tanto, la expresión puede simplificarse:

$$c = \sqrt{\frac{g}{k}}$$

Remplazando ($k = \frac{2\pi}{L}$)

$$c^2 = \frac{g L}{2 \pi}$$

Luego como por definición ($c= L / T$)

$$c = \frac{T}{L} \frac{g L}{2 \pi} = \frac{g T}{2 \pi}$$

Finalmente, la expresión para la velocidad de propagación en aguas profundas resulta :

$$c = \frac{g T}{2 \pi}$$

La expresión anterior evidencia que las olas con periodos mayores son las que se desplazan con mayor velocidad. Por lo tanto, este grupo de olas adelantan al resto y serán las primeras en alcanzar la playa.

Si la relación h/L es menor a 0,05 , se considera que la región es de aguas poco profundas , estas regiones se conocen como zonas de aguas someras. En este caso el termino (kh) es muy pequeño , por lo que la expresión queda de la siguiente manera:

$$c = \sqrt{g h}$$

Esta expresión indica que la velocidad de propagación disminuirá a medida que decrezca la profundidad del agua , es decir a medida que se aproxime a la costa.

Puede darse un tercer caso entre las aguas someras y las profundas ($0,05 < h/L < 0,5$) , que se denomina región de aguas intermedias. En esta situación la expresión de la velocidad de propagación no puede simplificarse y se utiliza la expresión general:

$$c = \sqrt{\frac{g}{k} \tanh (k h)} \quad k = \frac{2 \pi}{L}$$

2.5 Potencial de la energía de las olas

Puede definirse la energía contenida por una ola como el flujo de energía que atraviesa en una unidad de tiempo ,un plano perpendicular a la dirección de propagación del frente de onda. Usualmente la potencia de las olas se expresa en Kw/m.

Partiendo de la suposición de una ola ideal , representada por una onda senoidal pura , con periodo y longitud de onda bien definido y amplitud constante , se podría calcular la potencia P contenida por metro de frente de ola , mediante la siguiente expresión:

$$P = \frac{g^2 \rho H^2 T}{32 \pi} [Kw/m]$$

La potencia que contiene una ola es directamente proporcional a su periodo T y al cuadrado de su altura H. Por lo tanto, a mayores amplitudes de onda y periodo mayor será la energía contenida por la ola.

Se consideran grandes amplitudes a olas con alturas en el orden de los 2 metros y periodos largos a aquellos entre 7 y 10 segundos. En estas condiciones los valores típicos de potencia rondan en los 40-50 Kw/m .

Debido a que la naturaleza del oleaje es más compleja que el modelo de una ola ideal , debe considerarse el espectro completo. Para analizar la potencia total del espectro de olas se definen dos parámetros :

- **Periodo energético (Te):** Es el tiempo que demora una ola en forma consecutiva en pasar 2 veces por una referencia imaginaria ubicada de manera equidistante entre una cresta y una ola.
- **Altura significativa de olas (Hs):** Resulta de promediar las alturas tomadas entre el tercio de mayor altura del registro.

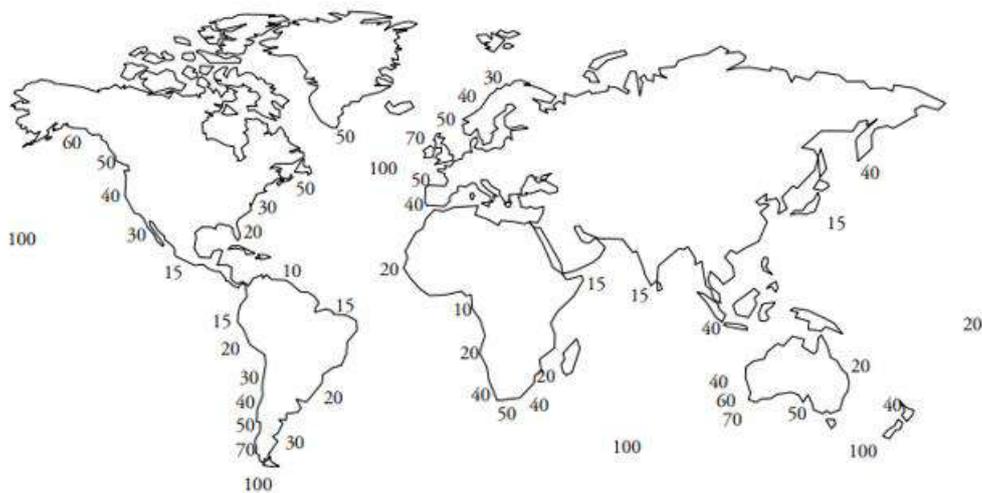
Introduciendo estos conceptos la Potencia media de un estado de olas , para un mar irregular puede representarse mediante la siguiente ecuación:

$$P_s = 0,49 T_e H_s^2$$

Las zonas del planeta donde predominan los vientos constantes , poseen mayor potencial energético. Siendo particularmente interesantes las regiones comprendidas entre las latitudes 30° y 60 ° a ambos lados de la línea del ecuador.

Según se observa en la Figura 40 , donde se representa el mapa recurso undimotriz realizado , el litoral marítimo argentino tiene un potencial que varía entre los 30 y 100 Kw/m de frente de ola.

Figura 40: Distribución Global del Potencial energético de olas. (Thorpe, TW , 1999)



A la hora de diseñar los sistemas de captación de la energía , no es necesario capturar todos los movimientos circulares de las olas , ya que aquellos de mayor profundidad son los que mayores desafíos representan para su captación y al mismo tiempo solo los que menos energía pueden aportar . Siendo que el 95% de la energía es aportada por la región comprendida entre la superficie y una cuarta parte de la longitud de onda.

Debe considerarse adicionalmente el efecto que introduce la profunda del agua , ya que como se analizó previamente los efectos de fricción introducidos por el fondo marino , disipan la energía del oleaje , siendo este efecto particularmente significativo para profundidades de agua menores a $L/4$.

2.6 Caracterización del recurso marino

Para determinar los requerimientos del convertidor undimotriz, necesarios como primera instancia del diseño, se debe conocer las características del recurso marino.

Dicha información fue proporcionada por el Grupo de Energía Undimotriz perteneciente al Laboratorio de instrumentación y Control (LIC) . Y fueron obtenidas del estudio realizado por el Ingeniero Eugenio Gelos a partir de datos proporcionados por el Instituto Nacional de Oceanografía Marina.

A continuación, se presentarán los datos necesarios para la realización del diseño del convertidor, y se hará un breve comentario de los mismos y como fueron obtenidos.

Partiendo de las mediciones del estado del mar ,se puede discretizar el mismo , permitiendo identificar olas ideales , asumiendo ondas perfectamente senoidales . Dichas olas pueden clasificarse en grupos, caracterizándolas en función de parámetros como su altura y periodo .De la gran variedad de grupos que pueden obtenerse , se hizo foco en los 7 grupos más significativos , los que contemplan tanto las olas con mayor ocurrencia y como las que proporcionan la mayor parte de la energía .

Una vez agrupados los diversos tipos de olas, se pueden representar una serie de parámetros característicos del grupo . Estos son Altura máxima , mínima y Periodo . Así como la energía asociada al grupo a lo largo del año , en un estado del mar que suponga que estos 7 grupos representan la totalidad de los tipos de olas existentes. Estos datos se ven reflejados en la tabla 1.

Tabla 1: parámetros característicos por grupos de olas

Grupo	Periodo [s]	Altura [m]		Energía del grupo [%]
		Mínima	Máxima	
1	Periodo Min	6	0	1,762
	Energía Max	8	0,5	
	Periodo Max	10	0,5	
2	Periodo Min	4	0,5	21,74
	Energía Max	9	1	
	Periodo Max	12	1	
3	Periodo Min	4	1	29,29
	Energía Max	9	1,5	
	Periodo Max	13	1,5	
4	Periodo Min	5	1,5	17,71
	Energía Max	10	2	
	Periodo Max	13	2	
5	Periodo Min	6	2	12,72
	Energía Max	10	2,5	
	Periodo Max	14	2,5	
6	Periodo Min	8	2,5	5,688
	Energía Max	11	3	
	Periodo Max	12	3	
7	Periodo Min	7	3	11,08
	Energía Max	10	3,5	
	Periodo Max	12	3,5	

También se pueden obtener los valores de potencia promedio , torque máximo y velocidad angular promedio que se hallaran a la entrada del convertidor, los cuales dependen de las características del sistema brazo flotador, que funciona como elemento de captación.

Tabla 2: Valores Promedios de parámetros de olas

Grupo		Potencia [W]		Torque [N/m]		Velocidad angular [rpm]	
1	Periodo Min	0	1,2	0	29,29	0	0,49
	Energía Max	0	1,82	0	42,9	0	0,37
	Periodo Max	0	1,87	0	44,03	0	0,38
2	Periodo Min	0,92	3,67	14,93	29,85	0,75	1,49
	Energía Max	1,35	5,51	44,03	88,67	0,37	0,74
	Periodo Max	1,4	5,62	44,03	88,67	0,39	0,77
3	Periodo Min	3,67	8,27	29,85	44,73	1,49	2,24
	Energía Max	5,41	12,18	88,67	113,36	0,74	1,11
	Periodo Max	5,67	12,75	88,67	88,32	0,78	1,16
4	Periodo Min	9,81	17,45	66,33	178,04	1,8	2,39
	Energía Max	12,39	22,02	133,36	145,77	1,13	1,5
	Periodo Max	12,75	22,68	133,36	222,73	1,16	1,54
5	Periodo Min	19,24	30,06	116,83	222,73	2	2,5
	Energía Max	22,02	34,42	178,04	222,73	1,5	1,87
	Periodo Max	22,08	35,64	178,04	222,73	1,56	1,94
6	Periodo Min	33,02	47,55	213,51	223,44	1,88	2,58
	Energía Max	34,85	46,34	222,73	223,44	1,9	2,55
	Periodo Max	35,18	42,48	222,73	223,44	1,92	2,34
7	Periodo Min	45,85	78,8	215,7	223,44	2,58	4,36
	Energía Max	49,56	55,16	223,44	223,44	2,7	3,05
	Periodo Max	42,48	45,97	223,44	223,44	2,35	2,54

Bibliografía

- [1] Carta González J. (2009). Centrales de energías renovables: generación eléctrica con energías renovables . Madrid: PEARSON.
- [2] Kinsman B. (2012). Wind Waves: Their Generation and Propagation on the Ocean Surface. New York: Dover
- [3] A. Falcao (2009). Wave energy utilization: A review of the technologies. Lisboa: IDMEC
- [4] J. Twidell (2006). Renewable Energy Resources (2° Ed). New York: Taylor & Francis
- [5] Thorpe, TW (1999). An Overview of Wave Energy Technologies. 30 noviembre 1999.
- [6] Pelissero M. (2011) .Aprovechamiento de la Energía Undimotriz . Universidad Tecnológica Nacional ,Facultad Regional Buenos Aires , Argentina
- [7] Carreras G. A.(2021). Estudio del potencial energético undimotriz de Mar del Plata mediante modelado SWAN .Universidad Tecnológica Nacional Facultad Regional Santa Fe.[8] IADO (2007). Geología Marina :Flujos Oscilatorios. Instituto Argentino de Oceanografía , Conicet .
- [8] IRENA (2014) . Wave energy technology, International Renewable Energy Agency, 4.
- [9] R. Mendoza (2018) . Energía Undimotriz , Alternativa para la producción de energía Eléctrica. Universidad Pública de Sata Elena , Ecuador.
- [10] GEMA (2018). Catálogo de energías marinas . (2° Edición)
- [11] Gianola Otamendi, A. (2018) . Energía producida en el mar o extraída de Él . Boletín del Centro Naval , 847 . 43.
- [12] Díaz Vélez, S. (2015). Estudio de factibilidad sobre el aprovechamiento de Energía Undimotriz en Mar del Plata . Universidad Nacional de Mar del Plata , Facultad de Ingeniería , Argentina.
- [13] McCormick, M. E. (2007). Ocean Wave Energy Conversion. Ed. Dover Publications.
- [14] Cruz, J. (2008). Ocean Wave Energy: Current Status and Future Perspectives. Ed. Springer.
- [15] Brooke, J (2003). Wave Energy Conversion. Ed. Elsevier Science.

CAPITULO 3 : CONVERTIDOR UNDIMOTRIZ FI UNMDP

3.1 Prototipo Escala 1: 10

El objetivo de este trabajo es diseñar un sistema de multiplicación con múltiples marchas, para ser utilizado en un convertidor undimotriz. Dicho convertidor forma parte de un proyecto general liderado por el Grupo de Energía Undimotriz perteneciente al Laboratorio de instrumentación y Control (LIC), que forma parte a su vez del Instituto de investigaciones Científicas y Tecnológicas (ICyTE-CONICET), de doble dependencia con la Facultad de Ingeniería UNMDP.

El convertidor undimotriz diseñado por la UNMDP consiste en un prototipo escala 1:10 que será ensayado en el canal de olas de UBA , con fines de experimentación y adquisición de datos que sean extrapolables para un futuro diseño de un equipo en tamaño real.

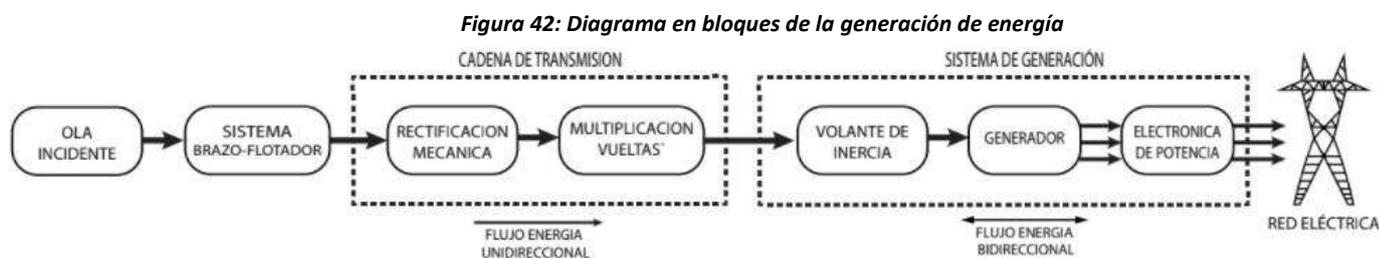
En la siguiente sección se procederá a describir las características propias del prototipo , su esquema y las partes principales que lo componen.

Figura 41:Esquema de prototipo Convertidor Fi UNMDP



- ❖ Sistema brazo-flotador: Consta de un flotador unido rígidamente a un brazo, cuya función es captar el perfil de la ola y transmitir el movimiento hacia un eje.
- ❖ Disociación de ejes: La función de este mecanismo es llevar el movimiento captado por el sistema anterior, al eje de generación.
- ❖ Sistema de rectificación: Sabiendo que el movimiento de entrada es del tipo oscilatorio, mediante este sistema, a la salida se obtiene un movimiento rotativo unidireccional.
- ❖ Sistema de multiplicación: Estudiando las distintas velocidades del oleaje, las cuales son muy lentas, se utiliza este sistema para obtener la velocidad óptima del generador eléctrico en cuestión.
- ❖ Generador eléctrico de imanes permanentes (PMG).

En la Figura 42 se muestra un diagrama en bloque de la generación:



3.1.1 Sistema brazo-flotador:

Se compone de una boya semi esférica que actúa como flotador ,permitiendo seguir el movimiento de la ola en su carrera ascendente y descendente .La misma se encuentra vinculada a un brazo de dos metros de largo , encargado de transmitir dicho movimiento al eje.

Figura 43: Sistema brazo-Flotador

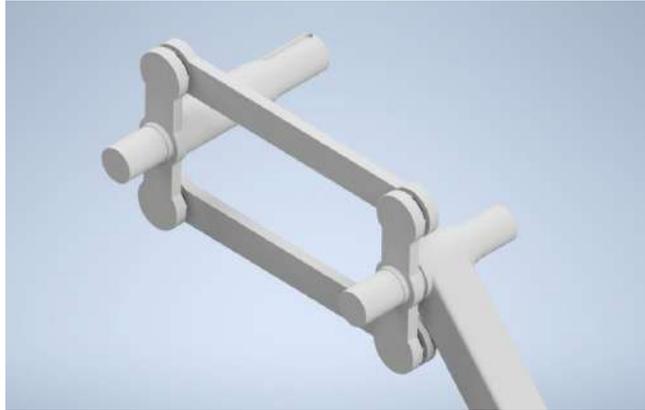


3.1.2 Mecanismo de disociación de ejes

El mismo fue diseñado mediante un sistema de doble biela-manivela, los cuales cuentan con un perfil macizo y se redujo el área en donde no están los rodamientos para ahorrar material y disminuir el peso.

La función de esta etapa es introducir una separación de 30 cm entre el eje del brazo-flotador y la cadena de transmisión. De esta manera es posible ubicar la cadena de transmisión dentro de una carcasa que contenga el baño de aceite y la proteja del contacto con el agua.

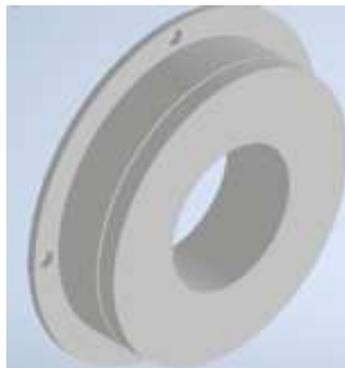
Figura 44: Sistema de disociación de ejes



3.1.3 Freno Latching

Como parte de la estrategia de control del Generador Undimotriz y para sacarlo de operación ante posibles imprevistos o condiciones ambientales desfavorables debe poseer un freno . El mismo esta implementado mediante un freno electromagnético.

Figura 45: Sistema de Freno de control



3.1.4 Pre-Multiplicación

Debido a limitaciones tecnológicas el prototipo cuenta con una etapa de pre multiplicación antepuesta a la etapa de rectificación. Esta etapa introduce una relación de multiplicación $i=30$.

Para lograrla, utiliza un sistema de engranajes planetarios, mediante la integración de un sistema compuesto por 2 etapas planetarias en serie. La primera etapa, introduce una multiplicación de 5, mientras que el segundo logra una de 6, dando así la multiplicación solicitada.

Ambos sistemas actúan con la corona fija, diseñando unos orificios en los cuales, mediante un perno, se va a fijar a esta misma a la carcasa.

Figura 46: Sistema planetario



3.1.5 Rectificación mecánica

El sistema rectificador está compuesto por un eje de entrada y otro de salida, sobre uno de los ejes van montan rodamientos de sentido único, el cual únicamente transmite potencia hacia un sentido.

El primer par de engranajes tiene como objetivo descentrar el movimiento transferido desde los sistemas planetarios. Luego, mediante un arreglo de engranajes y los rodamientos de sentido único, se obtiene a la salida un movimiento rotativo unidireccional.

Figura 47: Rectificación mecánica



3.1.6 Multiplicación

Luego de la etapa de pre multiplicación ($i=30$), se requiere una segunda etapa, llegando así a las multiplicaciones finales requerida por el generador. Esta etapa es la que incumbe a este trabajo y se desarrollara en profundidad en las siguientes secciones.

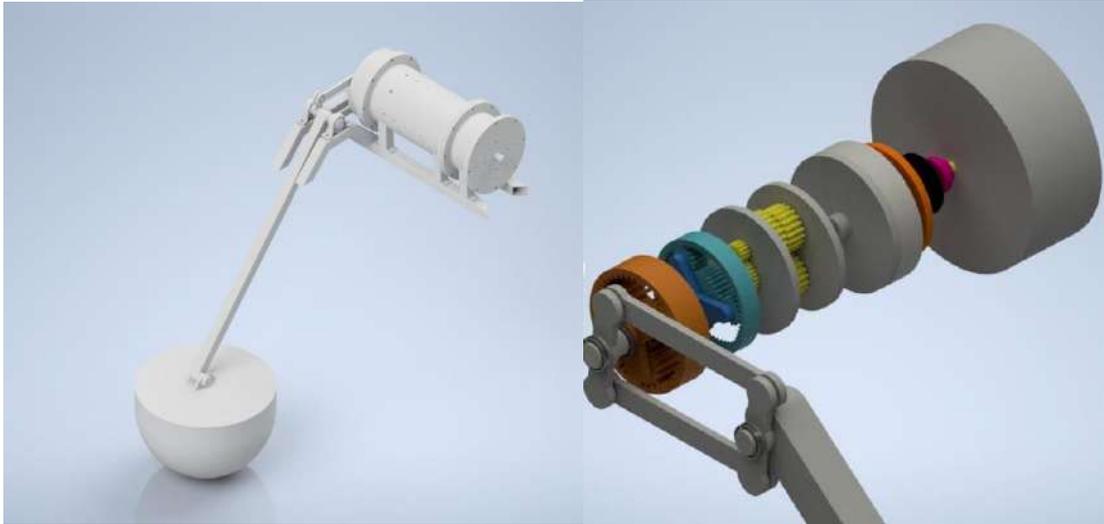
3.1.7 Carcasa

La carcasa es el elemento sobre él va a estar soportado el sistema entero y debe protegerlo.

La misma fue pensada para ser modular, proporciona la estanqueidad del aceite lubricador de los sistemas de engranajes y tiene los alojamientos de los pernos correspondientes a las coronas que requieren estar fijas.

En la figura 48 puede verse junto con la carcasa, la estructura que va a soportar la carcasa, el sistema de disociación de ejes y el de brazo-flotador.

Figura 48: Carcasa y conjunto armado



3.2 Generador Eléctrico

El convertidor posee un generador eléctrico de imanes permanentes ubicado al final de la cadena de transmisión. Este elemento posee una función primordial, transformar el movimiento mecánico en energía eléctrica utilizable.

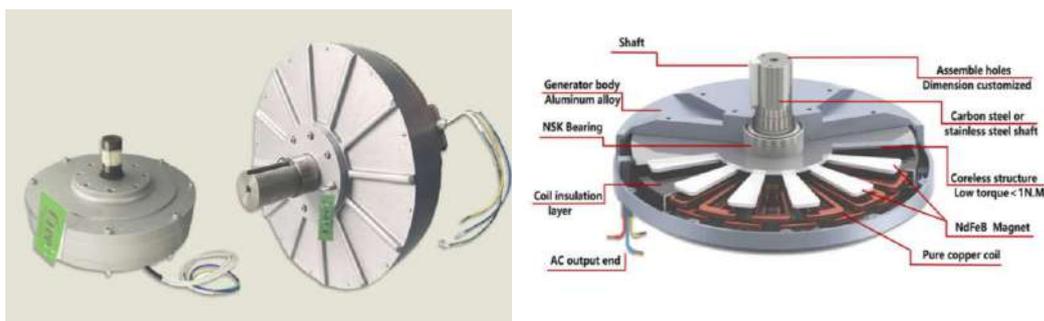
Para la aplicación requerida por el convertidor, el generador debe ser lo más compacto y debe trabajar en bajas revoluciones con una buena eficiencia.

Los generadores de imanes permanentes se caracterizan por su simplicidad constructiva, son eficientes, confiables, y poseen una elevada densidad de potencia. Por esto son muy interesantes para aplicaciones de energías renovables, y especialmente utilizados en generadores eólicos.

Estos generadores pueden ser de dos tipos: los de flujo axial o de flujo radial. La diferencia entre ambos radica en que, en los generadores de flujo axial, como su nombre lo indica, la dirección del flujo del entrehierro es paralela al eje. Estos tienen como ventaja mayor eficiencia, menores pérdidas y mayor densidad de potencia. Todo esto permite reducir el volumen del equipo haciéndolos más compactos y de menor peso.

El generador empleado en el convertidor escala 1:10 es un generador eléctrico de imanes permanentes de flujo axial Qingdao Greef modelo CGD-260. Diseñado para aplicaciones que requieran bajas rpm, y pensado especialmente para el mercado de los generadores eólicos.

Figura 49: Generador de imanes permanentes



La figura 50 presenta un extracto de las especificaciones técnicas del generador proporcionadas por el fabricante.

Figura 50: Especificaciones del generador eléctrico

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

Adicionalmente se obtuvo del catálogo del fabricante las curvas que representan la variación de la tensión y potencia generada, así como torque desarrollado y la eficiencia del motor en función de la velocidad de rotación medida en rpm.

Figura 51: Curva característica Voltaje del generador vs rpm

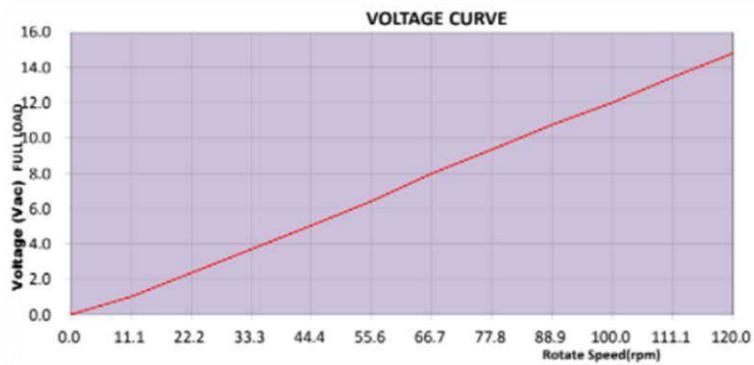


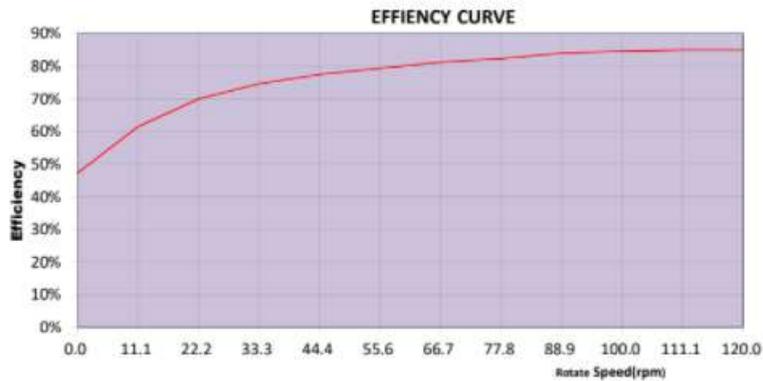
Figura 52:: Curva característica Potencia vs rpm



Figura 53: : Curva característica Torque vs rpm



Figura 54: Curva característica Eficiencia del generador



En la Tabla 3 se representa a modo de resumen la variación de estas 4 magnitudes en función de la velocidad de rotación del eje.

Tabla 3: parámetros del generador en función de la velocidad de rotación

NO.	Model	RPM	Power(W)	Voltage (V)	Torque(N.M)	Efficiency
1	GDG-0.1KW-100 Inner Rotor	0.0	0.0	0.0	0.0	47%
2		11.1	5.9	1.0	1.3	61%
3		22.2	10.3	2.4	2.6	70%
4		33.3	15.9	3.7	3.8	75%
5		44.4	23.8	5.0	5.2	77%
6		55.6	35.3	6.4	6.5	79%
7		66.7	50.0	8.0	7.8	81%
8		77.8	64.7	9.4	9.1	82%
9		88.9	80.5	10.8	10.3	85%
10		100.0	99.9	12.0	11.6	85%
11		111.1	123.5	13.5	12.9	85%
12		120.0	147.0	14.8	14.4	85%

Al analizar los gráficos anteriores se puede observar que tanto la Potencia generada como la eficiencia del generador aumentan con la velocidad de rotación. Considerando esto y debido a la naturaleza propia del recurso , la cual trae aparejada que la velocidad de rotación obtenida en el eje de convertidor sea extremadamente baja , queda de manifiesto la relevancia que conlleva la incorporación de un sistema de multiplicación en la cadena de transmisión .

Por otro lado debido a la naturaleza cambiante y difícil de predecir del recurso de olas , resulta conveniente un sistema de multiplicación con marchas múltiples que permitan adaptarse a la condición del oleaje.

Por lo tanto , para optimizar la generación se debieron determinar las relaciones de multiplicación que permitan obtener las velocidades de rotación más convenientes para cada tipo de olas.

Conociendo la curva de eficiencia del generador se determinó la velocidad de rotación mínima que garantice una eficiencia no menor a al 75%. Por lo tanto, la cota inferior de velocidades será de 30 RPM.

Por su parte la cota superior está limitada por las características constructivas del generador .El generador tiene una velocidad máxima pico de 155 RPM .Dado que el movimiento está asociado a una onda senoidal rectificada , se determinó la máxima velocidad promedio que garantiza ese valor pico.

$$Vel_{max\ average} = \frac{Vel_{max}}{\frac{\pi}{2}}$$

Por lo tanto, se determinó que la velocidad rms máxima será de 98.68 rpm.

Finalmente, la velocidad de rotación necesaria para cumplir con las especificaciones impuestas de eficiencia se encuentra acotada al rango comprendido entre:

$$30\ rpm \leq Vel \leq 98.68\ rpm$$

Por lo tanto, conociendo las restricciones superiores e inferiores a la velocidad se debe determinar las multiplicaciones que garantizaran velocidades de rotación en ese rango y permitieran la mayor eficiencia posible en cada tipo de olas.

3.3 Selección De Relaciones De Multiplicación Requeridas

La función de la etapa de Multiplicación es adaptar el movimiento del sistema brazo flotador, a el rango de velocidades admitidas por el generador eléctrico de imanes permanentes (PMG).

La entrada del sistema, es decir el movimiento del sistema brazo flotador, dependerá del tipo de ola incidente, el cual a su vez es función de su altura y periodo. Por su parte las velocidades admitidas por el PMG serán aquellas en las cuales la eficiencia sea razonablemente buena. Como se indicó en el apartado anterior, dadas las características constructivas del PMG, este valor se fijó en 75%.

En función de las curvas características del generador, y con los datos proporcionados por el Instituto Nacional de Oceanografía Marina y en conjunto con el el Grupo de Energía Undimotriz perteneciente al Laboratorio de instrumentación y Control (LIC), se simulo el convertidor undimotriz para distintos aprovechamientos de la energía.

Para realizar dichas simulaciones se introdujeron un par de parámetros referidos al sistema de captación , los cuales se mencionarán brevemente a continuación:

- **Capture Width Ratio (CWR):** Este parámetro representa que porcentaje del frente de ola puede ser efectivamente aprovechado por el flotador. Este valor depende del diseño propio del flotador y es una medida del aprovechamiento de la potencia contenida por la ola.

Como valor de referencia se puede considerar que el valor para este parámetro corresponde al 60%.

Se debe aclarar que podría darse el caso donde el ancho de captación, podría ser incluso mayor al tamaño del mismo flotador, esto se debe a que el flotador produce un efecto de irradiación de olas, las cuales generan una interferencia destructiva sobre la ola incidente permitiendo absorber más energía que la determinada por el ancho físico de captura.

- **Factor de excursión:** El sistema brazo flotador tiene una excursión máxima en dirección ascendente y descendente. Este parámetro representa la excursión realizada por el flotador en función de la ola.

Al incidir una ola, el punto de flotación se trasladará, haciendo una excursión equivalente a la amplitud de la ola (la mitad de la altura) hacia la cresta de la ola y luego una excursión hacia abajo equivalente a la amplitud de la ola.

Si el sistema brazo flotador es un seguidor perfecto de la ola el factor de excursión será unitario. Esto representa que el punto de flotación se desplazara con la carrera ascendente igual a la amplitud de la ola y una descendente igual a la amplitud de la ola. Cuando el factor es menor a 1 implica que el flotador solo realiza un porcentaje de esa amplitud en forma ascendente (y otro porcentaje igual en forma descendente)

Planteando distintos valores de CWR y factor de excursión se determinaron los valores de potencia, torque y velocidad angular promedio de la onda sinusoidal rectificada.

Obtenido esto se buscó maximizar la eficiencia tanto como sea posible, incrementando la velocidad. Pero sin perder de vista que cada punto obtenido se encuentre por debajo de la curva de potencia máxima que puede generar el PMG.

Mediante un programa de optimización desarrollado en Matlab se determinaron las relaciones de multiplicación posibles.

Finalmente, como resultado de ese análisis se obtuvieron las relaciones ideales para maximizar la eficiencia del generador. Las mismas se considerarán como una especificación de partida para el diseño realizado en este trabajo y se muestran a continuación.

Tabla 4: Relaciones de multiplicación ideales

i1	150
i2	75
i3	30

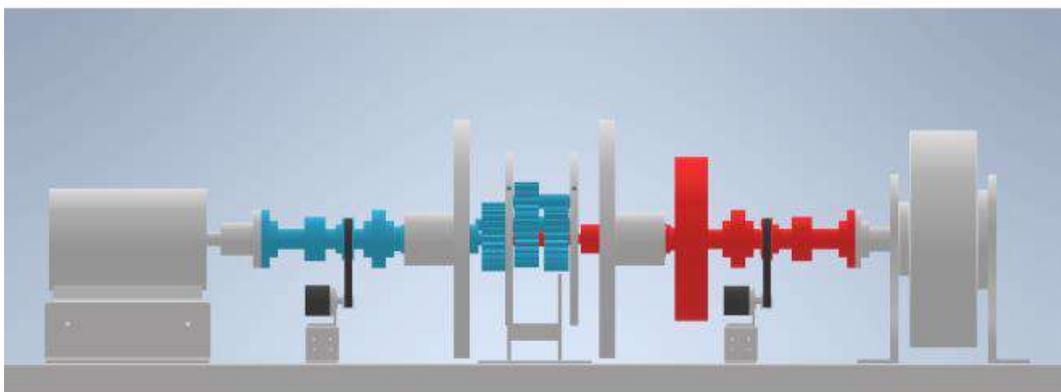
3.4 Situación actual

El diseño del convertidor Undimotriz de la UNMDP es un proyecto que involucra la participación , y el trabajo coordinado de muchas personas en forma interdisciplinaria. El mismo se encuentra en desarrollo , y el objetivo del siguiente apartado es relevar el estado alcanzado por el mismo actualmente.

Al día de la fecha se ha podido fabricar la primera etapa del convertidor escala 1:10 para obtención de datos y validación de los modelos matemáticos realizados.

En la Figura 55 presentada a continuación, se observa el diagrama en bloques la cadena de transmisión del primer prototipo de pruebas del convertidor que se ha fabricado en los talleres de la facultad. La misma se compone de la etapa de rectificación del movimiento **MMR** (Mechanical Motion Rectifier) , que transforma el movimiento bidireccional de entrada en uno unidireccional de salida y un volante de inercia . La cadena de transmisión impulsa al generador de imanes permanentes de flujo axial AFPM (Axial Flux Permanent Magnet) ubicado a la derecha de la misma.

Figura 55:Diagrama de la cadena de transmisión fabricada



La cadena de transmisión está dividida en dos secciones: una con doble sentido de rotación (DSR) evidenciada en color turquesa y otra con un único sentido de rotación (USR) que puede identificarse visualmente en color rojo.

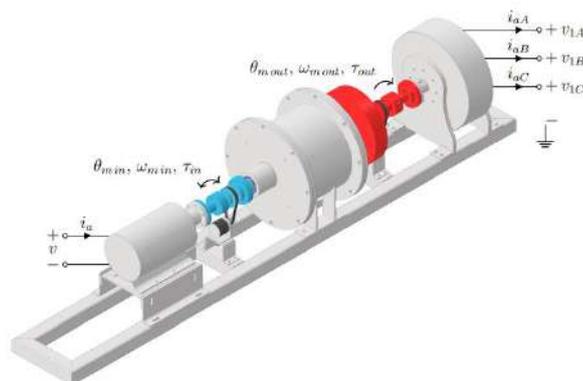
A continuación, se presentan imágenes de la fabricación y ensamblaje del prototipo.

Figura 56: Fabricación y montaje



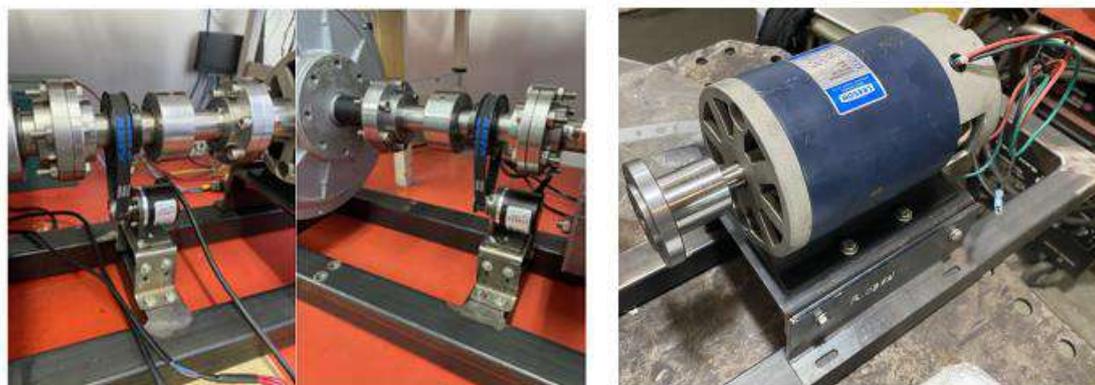
Luego de haberse realizado la fabricación y montaje del prototipo , inicio la etapa de ensayo en seco . Para esto al inicio de la cadena de transmisión se incorporó una etapa de instrumentación y se colocó una máquina de corriente continua de imanes permites DCPM (Direct Current Permanent Magnet) que sustituye al convertidor primario , compuesto por el sistema brazo flotador.

Figura 57: Esquema del montaje de la cadena de transmisión con elementos para ensayo



En las siguientes imágenes pueden verse el montaje del instrumental de entrada y salida de la cadena respectivamente, y el motor DCPM.

Figura 58 : Instrumental de medición y Motor DCPM



Por su parte en la Figura 59 se presenta el montaje completo del prototipo.

Figura 59 : Montaje del prototipo de convertidor



En esta etapa se busca poder verificar experimentalmente los resultados obtenidos en la simulación computacional de los modelos matemáticos realizados para modelar el comportamiento del sistema. Para ello era preciso medir las siguientes variables: Posiciones angulares , velocidades y torques tanto a la entrada como salida del sistema ; así como las tensiones y corrientes de las maquinas eléctricas.

Desde el LIC se desarrolló la placa de adquisición que se presenta en la figura .

Figura 60 :Placa de adquisición

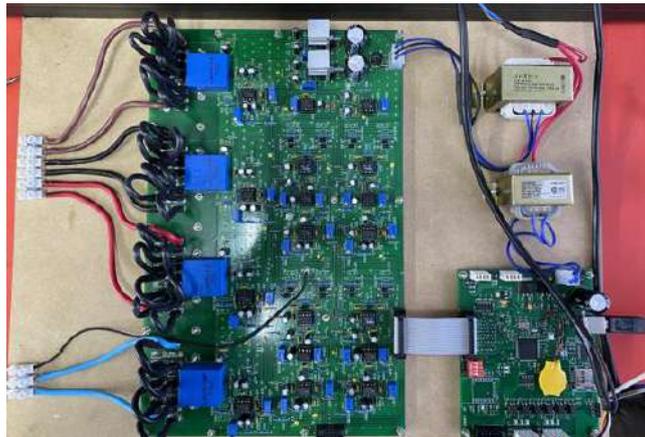
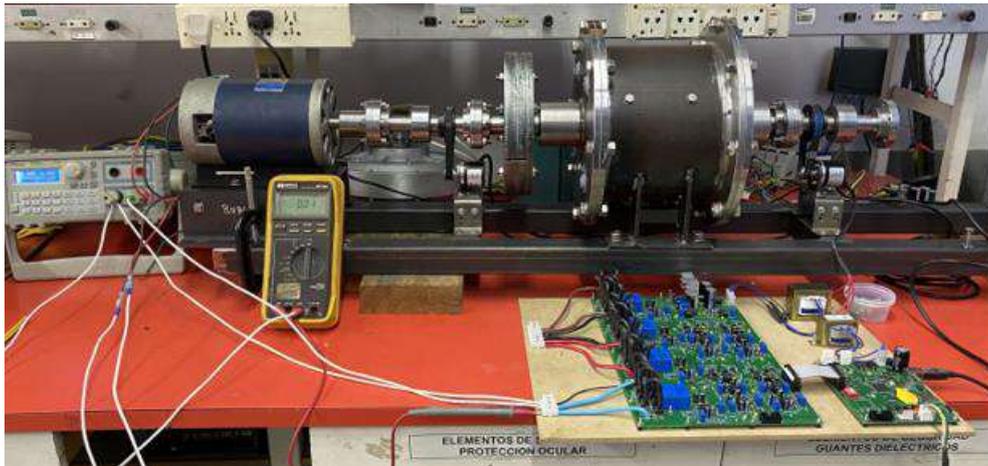


Figura 61 : Ensayo experimental del sistema



Los resultados obtenidos de esta etapa de validación experimental serán publicados próximamente por el Grupo de investigación de Energía Undimotriz, y permitirán avanzar con las siguientes etapas del proyecto.

CAPITULO 4 : MULTIPLICACION

La función de la Multiplicación es adaptar el movimiento del sistema brazo flotador a el rango de velocidades admitidas por el generador eléctrico de imanes permanentes o “PMG”. El movimiento del sistema brazo flotador depende del tipo de ola incidente, es decir su altura y periodo.

Dada la variabilidad de movimiento que pueden introducir las distintas clases de olas y condiciones de oleaje, el sistema de multiplicación debe poder tener salidas variables, las cuales podrán ser seleccionadas de manera de optimizar la velocidad de salida en función de las condiciones de entrada impuestas por el tipo de ola.

Como premisas para el diseño de la multiplicación se estipulo que el sistema elegido debe ser escalable y realizable en el modelo tamaño real, para garantizar que el prototipo escala sea representativo del diseño escala 1 en 1. Por otra parte, para favorecer la eficiencia del equipo la multiplicación debe realizarse en la menor cantidad de etapas posible. Es conveniente que el diseño sea compacto y que su tamaño no resulte desproporcionado al resto de las etapas.

Para iniciar el proceso de diseño se indago en distintas alternativas de sistemas de multiplicación utilizados en la industria.

4.1 Caja de cambios

La función que debe cumplir cualquier caja de cambio es la de transformar la velocidad y el par. La relación entre ambos parámetros viene dada por la potencia y se representa mediante la siguiente expresión:

$$P[W] = M [Nm]. \omega [rad/s]$$

Donde:

- P es la potencia [W]
- M es el par motor [Nm]
- ω es la velocidad angular [rad/s]

Un motor , o un generador eléctrico en este caso , no puede operar en cualquier condición de velocidad , sino que su trabajo esta acotado a limites definidos . Al mismo tiempo se debe tener en consideración las curvas de potencia y rendimiento , para optimizar la operación del generador en un rango determinado de velocidades .

Una caja de cambios permite al generador, mediante distintas marchas , operar siempre en el rango optimo , admitiendo un amplio conjunto de velocidades de entrada , provistas por el sistema brazo flotador.

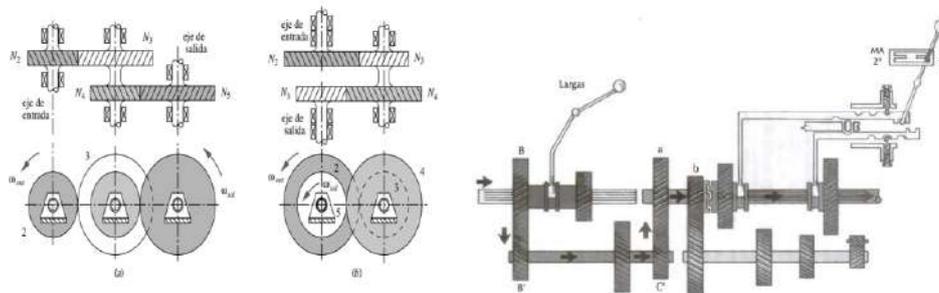
Una caja de cambios se compone de un conjunto de engranajes y permite variar las relaciones de transmisión entre estos , para lograr una regulación de velocidad .

La utilización de caja de cambios está ligada al surgimiento de la industria del automóvil en la Europa de fines del siglo XIX . Con el correr del tiempo surgirían dos tipos la caja manual, y posteriormente en Norte América la caja epicicloidal automática.

4.2 CAJAS MANUALES

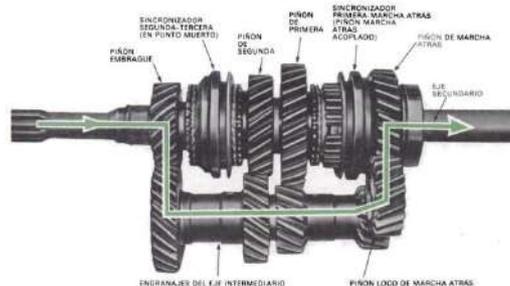
Las cajas de cambio manual se conforman por trenes ordinarios de engranajes cilíndricos distribuidos en distintos ejes. El movimiento que impulsa al sistema, se transmite por el eje primario, el cual tiene un conjunto de engranajes solidarios. Sobre los otros ejes, se encuentran montados engranajes secundarios, los mismo pueden girar locos. Mediante el accionamiento de una varilla o un cable flexible inextensible, se seleccionan las diferentes marchas.

Figura 62: (a) Tren de engranajes ordinarios. (Norton R.L. 2011). (b) Esquema de caja manual. (Alvarado Chávez A. 2004)



Cuando se selecciona una marcha se fijan uno de los engranajes secundarios sobre el eje, permitiendo la transmisión del movimiento. La fijación puede realizarse a través la utilización de sincronizadores, los cuales igualan la velocidad de rotación del engranaje seleccionado con el eje, de modo que ambos elementos queden solidarios.

Figura 63: Caja de accionamiento manual. Fuente: Crouse, W. H. (1993)

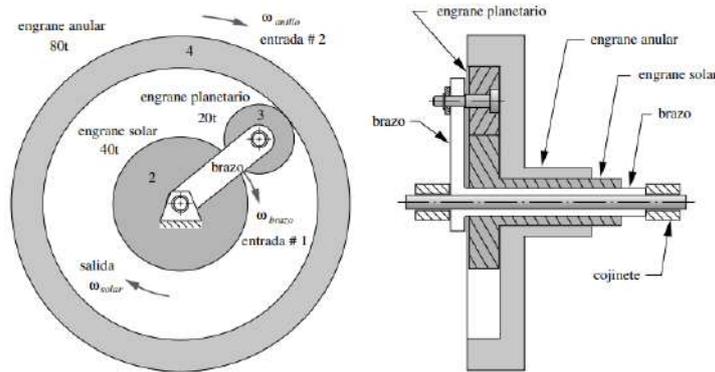


4.3 Cajas Automáticas

4.3.1 Caja de Trenes Epicycloidales

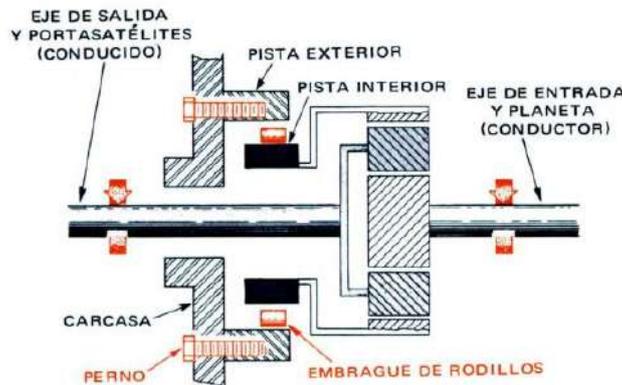
Al utilizar de trenes epicicloidales los cambios de marchas se logran bloqueando uno o más elementos del tren, mientras que los engranajes que componen el sistema, siempre se encuentran engranados.

Figura 64:Esquema tren planetario (Norton R. L 2011)



Un tren epicycloidal simple se compone de un “Sol” o piñón central, en torno al cual se produce el movimiento de engranajes intermedios o planetas y de una corona de dentado interior. Se dispone, además, de un brazo o “ porta plantas” , que contiene los engranajes intermedios , para mantener las piezas siempre en engrane .Por su disposición también se los denomina sistemas planetarios .

Figura 65:Esquema de caja planetaria (Brejcha, M. F. 1978)



Un tren planetario suele poseer al menos 3 planetas, lo cual permite equilibrar y repartir las fuerzas . permitiendo una mayor transmisión de fuerzas.

Mediante el accionamiento de un conjunto de frenos y embragues, se pueden bloquear o unir los distintos elementos del tren , permitiendo seleccionar distintas relaciones de transmisión. En la actualidad algunos diseños de este tipo de cajas permiten 7 o 8 marchas.

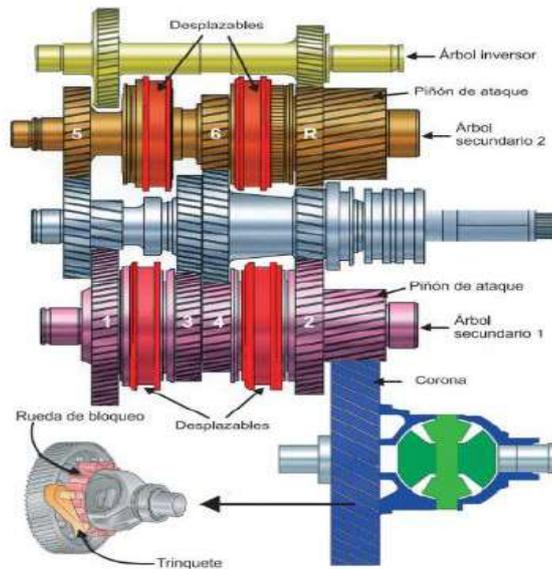
Entre sus principales ventajas destacan que son sistemas compactos, fuertes y robustos en comparación las cajas manuales , y como siempre están engranados , se reduce el daño o deterioro de dientes de los engranajes por posibles impactos durante las maniobras de engrane.

4.3.2 Caja de Doble Embrague

Estos diseños de cajas automáticas se basan en los diseños de la caja manual . Constructivamente se compone de 2 cajas manuales , una controla los cambios pares y la otra los impares, y cada una posee su propio embrague. Funciona con el principio de cambio

anticipado , es decir que, al cambiar de velocidad , un embrague desconecta el engranaje correspondiente a la marcha previa , mientras que simultáneamente el otro embrague conecta el engranaje correspondiente .Esto produce una transición muy suave y casi imperceptible. El cambio es casi instantáneo y resulta mucho más veloz que en los epicicloidales. Sin embargo, como desventaja en comparación a las alternativas previas , posee una mayor complejidad mecánica y de control , además de mayor peso y costo.

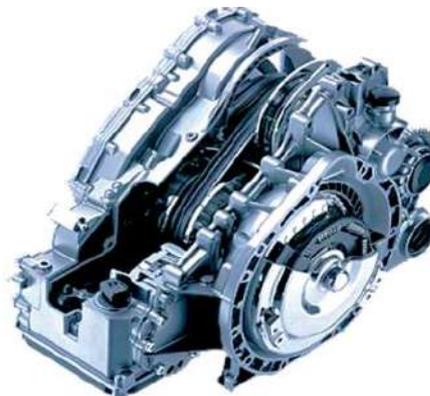
Figura 66: Caja automática doble embrague. (Águeda Casado, E. 2012)



4.3.3 Transmisión Variable Continua

Este tipo de cajas no está limitada a una variación discreta entre una cantidad de relación de cambios determinadas , sino que permita una variación continua , tomando cualquier valor posible dentro de un rango determinado .

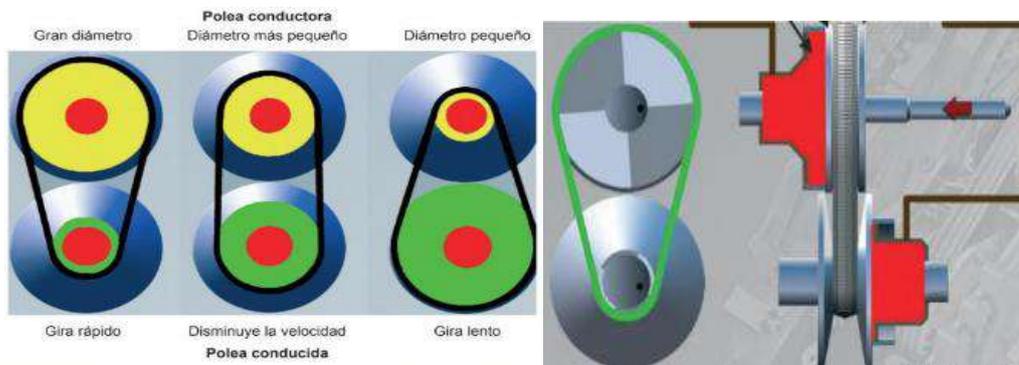
Figura 67: Caja de cambio CVT (Águeda Casado, E. 2012)



A diferencia de las anteriores no utiliza engranajes , sino que la transmisión es por cadenas. Los cambios de relación se logran mediante poleas que pueden cambiar su diámetro utilizando un

sistema de presión hidráulico .El principal inconveniente de estos sistemas es la correa, ya que su limitación esta dado por la cantidad de potencia que esta es capaz de transmitir. Si bien la transición más suave que las anteriores , ya que garantiza que el cambio es completamente continuo. Posee grandes limitaciones en potencia y par .

Figura 68: Posibles configuraciones de polea CVT (Águeda Casado, E. 2012)



4.4 Comparativa de cajas automáticas

Al comparar las distintas alternativas de cajas automáticas, es evidente que el sistema de transmisión variable continua (CVT) es el que presenta una transición más suave entre marchas y su principal ventaja radica en su versatilidad , ya que ofrece un amplio rango de relaciones de multiplicación , siendo en este punto muy superior a las otras alternativas. Su principal limitante está en su incapacidad para transmitir grandes potencias y pares.

El sistema de doble embrague posee una transición en el cambio de marchas casi instantánea e imperceptible, siendo más suave y en menor tiempo que en un tren epicicloidal .Sin embargo su desventaja se presenta en la complejidad constructiva , estrategias de control más elaboradas , mayor costo y tamaño, lo que también resulta en un mayor peso.

Por su parte, aunque el tren epicicloidal , no posee las prestaciones de las anteriores alternativas puede ser implantado en gran cantidad de aplicaciones , por lo cual sigue siendo el más difundido , es más compacto , constructivamente más simple , comparativamente más económico y permite trabajar con pares más elevados que el CVT.

Para la selección de la alternativa que mejor se adapta a las características propias del convertidor, y las especificaciones requeridas sobre el sistema de multiplicación; se tuvo en cuenta además de las premisas de diseño misionadas previamente, que el diseño resultante de este trabajo debe implementarse en el prototipo escala 1:10 y por lo tanto debe ser factible de fabricar en los talleres de la universidad. Adicionalmente se pretende no complejizar innecesariamente la estrategia de control del convertidor .

Por lo tanto, se determinó que la mejor alternativa para este diseño corresponde a un tren epicicloidal.

Bibliografía

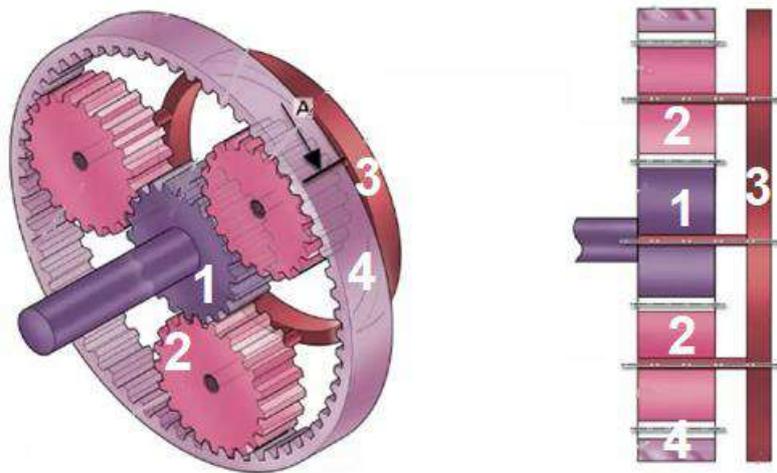
- [1] Navascués Benlloch j. L. (2008) . La evolución de las transmisiones . Anales de mecánica y electricidad.ICAI.
- [2]Salazar Vilchez J.(2016). Calculo y diseño de transmisión. Universidad de Ingeniería Industrial de Bilbao.
- [3]Morales Espinosa J.(2003) .Diseño y Construcción de Un Prototipo de Caja de Cambios Secuencial. Universidad Politécnica Del Ejército Latacunga. Ecuador
- [4]Domínguez Soriano, E. J. (2012). Sistemas de transmisión y frenado. España: Editorial Editex.
- [5] Crouse, W. H. (1993). Mecánica del automóvil. España: Marcombo.
- [6] Brejcha, M. F. (1978). Los cambios automáticos. España: Reverté.
- [5] Audi (2003). 6-speed automatic gearbox 09E in the Audi A8 2003. Self Study Programme 283
- [8] Águeda Casado, E (2012). Sistemas de transmisión y frenado (LOE). España: Ediciones Paraninfo, S.A.
- [9] Norton, R. L. (2011). Diseño de máquinas. México: Pearson educación, Prentice Hall.

CAPITULO 5 : TRENES EPICICLOIDALES

Una característica básica de este tipo de trenes es que los engranajes que lo componen siempre se encuentran engranados, por lo tanto, se pueden realizar los cambios de marcha sin interrumpir la transmisión del movimiento.

A continuación, puede verse una figura de un tren epicicloidal simple, con los elementos que lo conforman : (1) sol , (2) planetas , (3) porta planetas y (4) corona.

Figura 69:Esquema de tren epicicloidal (Modificada de : Audi 2003)



En los trenes epicicloidales las relaciones de multiplicación se determinan fijando o bloqueando elementos del sistema mediante frenos o embragues. Por lo tanto, dependiendo como se encuentren accionados estos elementos, y de cuál de los componentes actúe como elemento conductor y cual como conducido , quedara determinado el funcionamiento del tren .El tren trabajara en alguno de los siguientes estados:

Multiplicación: En este estado se consigue multiplicar la velocidad , y una disminución del par. Esto se logra fijando la corona , adoptando la porta planetas como entrada y el sol como salida.

Reducción: En este estado se obtienen los resultados opuestos al anterior ,es decir, una disminución de la velocidad y , con su correspondiente multiplicación del par .Podría lograrse invirtiendo los elementos de entrada y salida .De esta manera el sol queda como conductor y la salida será por la porta planetas, y se mantiene fija la corona .

Directa: En este estado la relación de transmisión es unitaria , es decir no hay multiplicación. Esto se obtiene fijando entre si 2 elementos cualquier. Estos elementos tendrán así la misma velocidad y dirección.

Inversa: Al bloquear el porta planetas, evitando que rote, el sol y la corona tendrán sentido de giro opuestos, independientemente de cuál sea la entra y la salida.

Para poder bloquear o fijar determinado elemento , se los debe vincular con frenos y embragues en el exterior. Para poder realizarlo se utilizan ejes huecos concéntricos y campanas de embrague .

5.1 Trenes Epicicloidales Compuestos

Combinando trenes planetarios simples y adoptando distintas configuraciones se pueden lograr Trenes compuestos . Los cuales permitiente obtener cajas de cambios , con la cantidad de marchas y relaciones apropiadas para la aplicación requerida.

A continuación, se presentan algunos de los diseños más difundidos, los cuales llevan el nombre de su inventor. La mayoría de los diseños de cajas epicicloidales se basan o son variaciones de estos diseños .

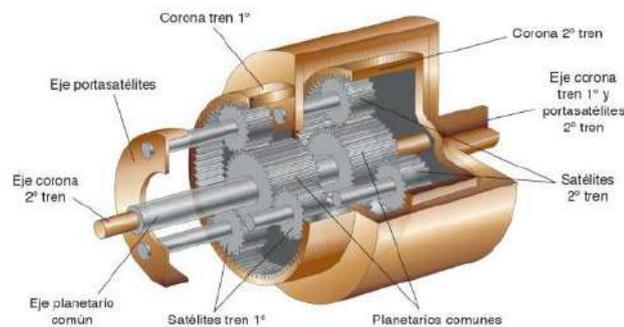
5.1.1 Tren Simpson

Se conforma por dos trenes epicicloidales simples, los cuales comparten un único sol común a ambos. El sol único puede implementarse como dos soles idénticos montados sobre el mismo eje. Por otro lado, el porta planetas del primer tren está fijado a la corona del segundo tren.

Este tren permite 3 velocidades de salida , más la inversa, por lo cual fue un diseño muy popular para cajas de 3 marchas.

La salida de este sistema siempre se da por las coronas , por lo tanto, puede trabajar con pares de salida elevados.

Figura 70: Transmisión Simpson (Dominguez Soriano, E. J . 2012)



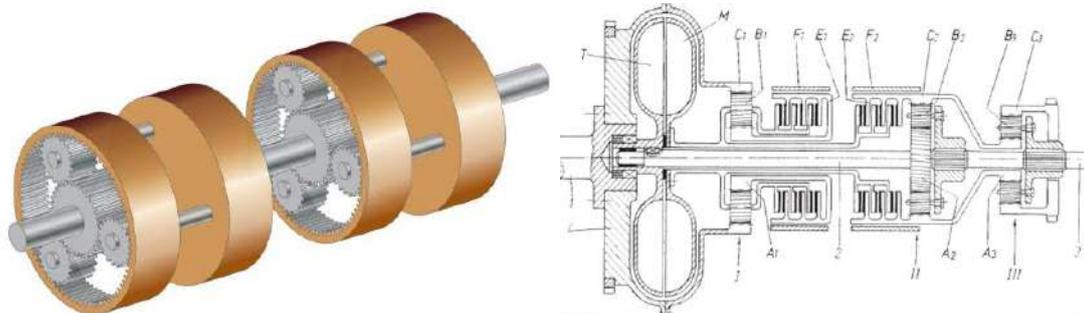
5.1.2 Tren Wilson

Consta de tres trenes simples. Cada uno de los trenes posee sus respectivas coronas (C) , Sol (S) y porta planetas (B) . Para explicar su configuración se referirá a cada componente por el índice del número del tren al que pertenece. Las coronas C1 y C3 se fijan entre sí y con el porta planetas B2 mediante una pieza llamada “tambor”. A su vez el porta planetas B1 , está vinculado a la corona C2 . Y los soles S2 y S3 se encuentran unidos , formando un sol doble de diámetros diferentes.

La entra del sistema puede ser por el tambor o por el sol S1, siendo la salida siempre por el porta planetas B3 .

Este diseño al poseer tres trenes en serie admite muchas combinaciones, actualmente se lo utiliza para cajas de 5 marchas. Pero podría adaptarse para obtener más posibilidades.

Figura 71: Acoplamiento Wilson (Dominguez Soriano, E. J . 2012)



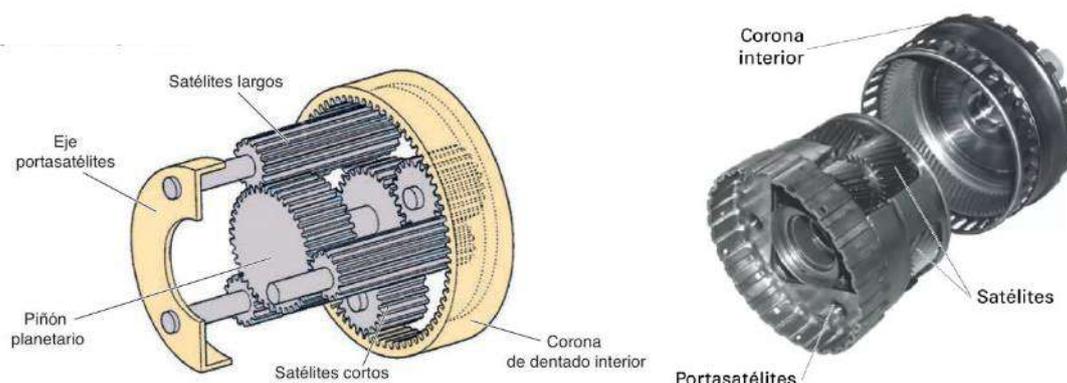
5.1.3 Tren Ravigneaux

Está conformado por dos trenes simples con una porta planetas en común. Se caracteriza por tener dos juegos de planetas.

El primer juego de planetas engranan con el sol pequeño, son cortos de longitud y poseen mayor diámetro. El segundo juego es más largo y de menor diámetro y engranan con los planetas cortos y con un segundo sol de mayor diámetro. Además, posee una única corona. Por todo esto el sistema resulta particularmente muy compacto.

Este sistema permite obtener cuatro velocidades de salida y una marcha en reversa.

Figura 72: Acoplamiento Ravigneaux (Dominguez Soriano, E. J . 2012)



5.2 Comparación de trenes compuestos

El tren Wilson es el más complejo de los tres diseños planteados. Por tener una etapa adicional presenta una gran posibilidad de combinaciones al menos teóricamente, ya que en la práctica no todas las alternativas son factibles de implementar. Por esta razón su uso se estandariza en cinco marchas las cuales pueden operarse con dos frenos y dos embragues. Como es de esperarse este diseño posee mayor número de piezas y mayor tamaño.

Los otros dos diseños comparten una característica común, se componen de dos trenes simples. El sistema Simpson está limitado solo tres relaciones de transmisión y para su funcionamiento requiere de un freno y tres embragues. Por su parte el sistema Ravigneux permite obtener una marcha adicional y por su diseño resulta un sistema muy compacto.

5.3 Cinemática del tren epicicloidal

El comportamiento cinemático de los trenes planetarios se puede analizar a través de la fórmula de Willis. Esta expresión permite relacionar las velocidades de todos los elementos que componen el tren. En un tren planetario el movimiento de cada engranaje puede desdoblarse en:

- Movimiento absoluto: Movimiento respecto del bastidor sobre el cual se encuentra montado el conjunto, siempre que este se encuentre en reposo.
- Movimiento Relativo: Movimiento respecto del brazo, el cual a su vez está realizando un movimiento.

$$n_i = n'_i + n_b$$

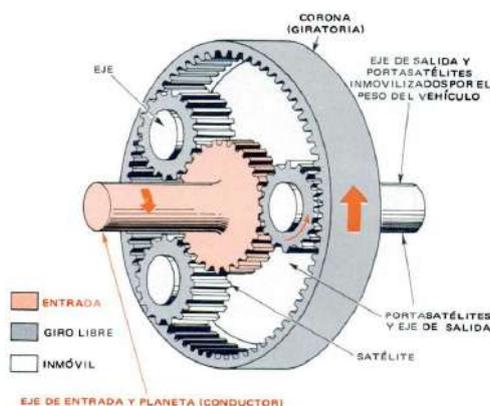
Donde: n_i es la velocidad angular absoluta, n'_i es la velocidad angular relativa respecto del brazo, y n_b es la velocidad de arrastre, que representa la velocidad del brazo respecto a la referencia fija.

La relación de transmisión del tren relativa al brazo (supuesto el brazo fijo) se obtiene por la relación de las velocidades angulares relativas

$$i = \frac{n'_n}{n'_1} = \frac{n_n - n_b}{n_1 - n_b}$$

Siendo n_n la velocidad angular del último engranaje, y n_1 la velocidad angular del primer engranaje.

Figura 73: Elementos de tren planetario (Brejcha, M. F. 1978)



La fórmula de Willis permite relacionar (i) en función del número de dientes de los engranajes que componen el tren, y las velocidades absolutas n_n , n_1 y n_b .

$$i = \frac{n'_n}{n'_1} = \frac{n_n - n_b}{n_1 - n_b} = \frac{z \text{ engranaje motriz}}{z \text{ engranaje conducido}}$$

5.3.1 Relaciones en trenes compuestos

Mediante la utilización de la fórmula de Willis se pueden obtener las posibles relaciones para los trenes Simpson y Ravigneaux . No se incluyó el análisis sobre el tren Wilson ya que su diseño es más complejo, de mayores dimensiones , aumenta la cantidad de etapas y piezas necesarias totales , y la cantidad de marchas que puede ofrecer es superior a las requeridas para la aplicación concerniente a este trabajo.

Tren Simpson

El tren Simpson se compone de 2 trenes simples con un sol común y donde la porta planetas del primero es solidario con la corona del segundo. Las expresiones de Willis para ambos trenes serán:

$$i_1 = \frac{n_{c1} - n_{b1}}{n_s - n_{b1}} = - \frac{z_s}{z_{c1}}$$

$$i_2 = \frac{n_{c2} - n_{b2}}{n_s - n_{b2}} = - \frac{z_s}{z_{c2}}$$

A partir de estas expresiones se pueden deducir las relaciones para cada una de las marchas, las cuales se presentan en la Tabla 5 . Puede verse la deducción de las mismas en los anexos.

Tabla 5: Relaciones de multiplicación Tren Simpson

MARCHA	ENTRADA	SALIDA	BLOQUEO	RELACION
1º	Corona 1	Corona 2	Porta planetas 2	$\frac{n_{c1}}{n_{c2}} = \frac{z_{c1} + z_{c2} + z_s}{z_{c1}}$
2º	Corona 1	Corona 2	Sol	$\frac{n_{c1}}{n_{c2}} = 1 + \frac{z_s}{z_{c1}}$
3º(Directa)	Corona 1	Corona 2	Ambos porta planetas entre si	$\frac{n_{c1}}{n_{c2}} = 1$
4º (Inversa)	Sol	Corona 2	Porta planetas 2	$\frac{n_s}{n_{c2}} = - \frac{z_{c2}}{z_s}$

5.3.2 Tren Ravigneaux

Está conformado por dos trenes simples con una porta planetas en común. Se caracteriza por tener dos juegos de planetas. Al analizar el sistema se puede observar que tiene 5 posibilidades de salida en función de cual parte funcione como entrada, cual se bloquee y cual sea la salida.

Las expresiones de Willis para ambos trenes serán:

$$i_1 = \frac{n_c - n_b}{n_{sp} - n_b} = \frac{z_{sp}}{z_c} \qquad i_2 = \frac{n_c - n_b}{n_{sg} - n_b} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

A partir de estas expresiones se pueden deducir las relaciones para cada una de las marchas, las cuales se presentan en la Tabla 6 . Puede verse la deducción de las mismas en los anexos.

Tabla 6: Relaciones de multiplicación Tren Ravigneaux

MARCHA	ENTRADA	SALIDA	BLOQUEO	RELACION
1º	Sol pequeño	Corona	Porta planetas	$\frac{n_c}{n_{sp}} = \frac{z_{sp}}{z_c}$
2º	Sol pequeño	Corona	Sol Grande	$\frac{n_c}{n_{sp}} = \frac{z_{sp}}{z_c} \left(\frac{z_c + z_{sg}}{z_{sg} + z_{sp}} \right)$
3º(Directa)	Sol	Corona	Ambos soles entre si	$\frac{n_c}{n_s} = 1$
4º	Porta planetas	Corona	Sol grande	$\frac{n_c}{n_b} = \left(\frac{z_c + z_{sg}}{z_c} \right)$
5º (Inversa)	Sol grande	Corona	Porta planetas	$\frac{n_c}{n_{sg}} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$

5.4 Elección Del Sistema De Multiplicación

Del análisis de las relaciones obtenidas en la sección anterior se concluyó que el sistema Simpson permite obtener una marcha directa, una multiplicación, una reducción y una inversa.

El sistema Ravigneaux tal y como está planteado, permite obtener una marcha directa 2 reducciones, una multiplicación y una inversa.

Para el diseño del sistema de multiplicación propuesto necesitamos 3 marchas en la misma dirección, por lo tanto, la marcha inversa no será necesaria.

Para operar ambas opciones se requieren 2 frenos y un embrague. El sistema Simpson permite obtener tres posibles marchas útiles, mientras que el sistema Ravigneaux permite obtener cuatro marchas utilizables, y con un requerimiento de menor número de piezas.

Adicionalmente a estos modelos existentes se analizaron diversas combinaciones posibles con 2 trenes epicicloidales en serie, como puede verse en la Figura 55.

Figura 74: Tren epicicloidales en serie

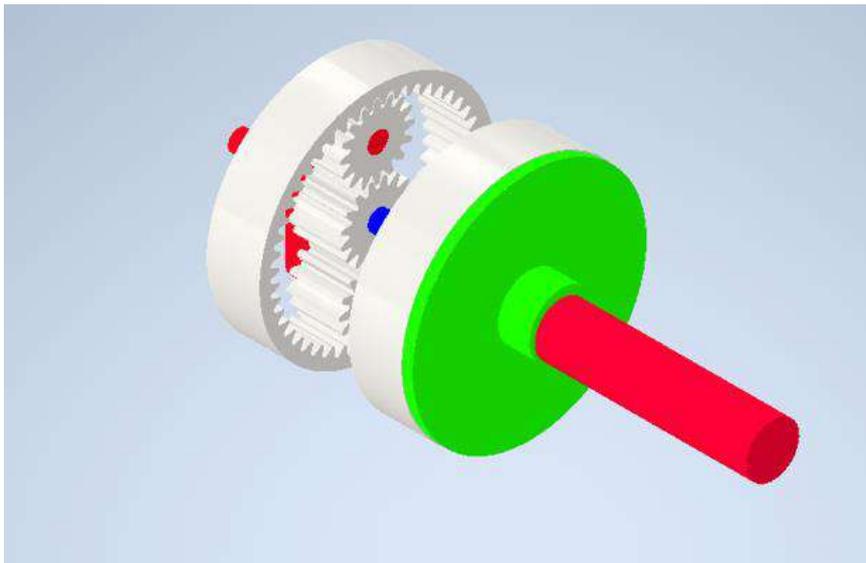


Figura 75: Esquema de tren epicicloidal serie

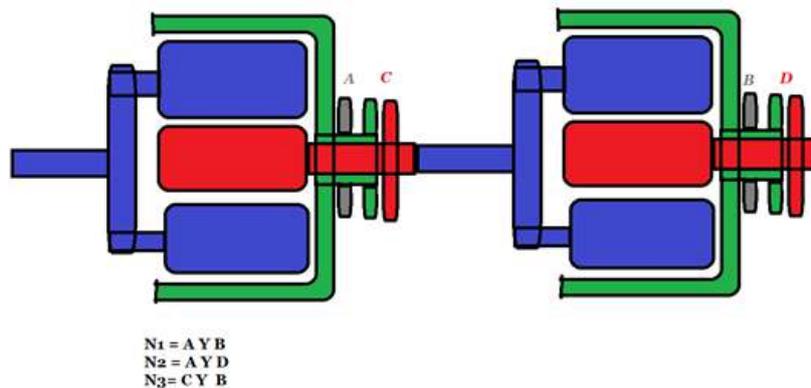
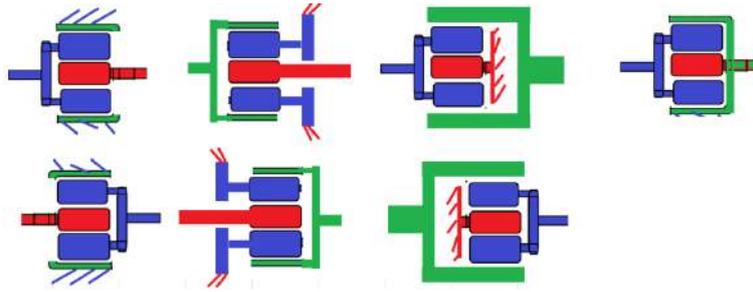


Figura 76: Esquema comparativo de posibles configuraciones de trenes



Todas las posibles combinaciones y arreglos propuestas fueron comparadas considerando como criterio facilidad de fabricación, número de piezas, número de elementos necesarios para la operación (frenos y embragues), cantidad de marchas obtenidas y las dimensiones finales del equipo resultante.

Finalmente se llegó a la conclusión de que la mejor alternativa es un diseño de un tren epicicloidal basado en la configuración Ravigneaux. Sin embargo, dado la naturaleza propia del convertidor, donde la entrada presenta muy bajas vueltas y altos torques, se invertirá la lógica del tren, respecto del modelo implementado en cajas de cambios de automóviles, que se presentó previamente. De esta manera se busca lograr obtener mayor cantidad de marchas de multiplicación que de reducción.

Para obtener el resultado deseado se implementará una configuración, como la que se muestra en la Figura 58. Donde la entrada será siempre por la corona y la salida por el sol pequeño. Se requerirán además dos frenos y un embrague.

Figura 77: Esquema de configuración elegida

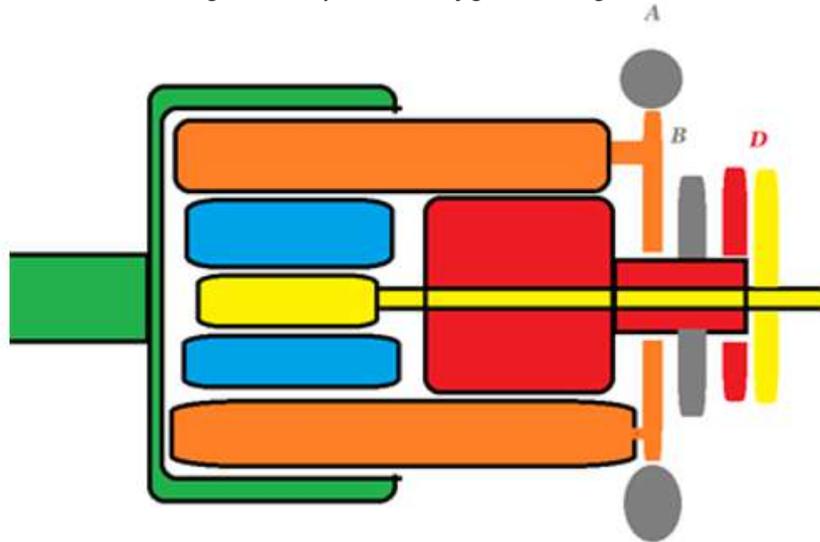
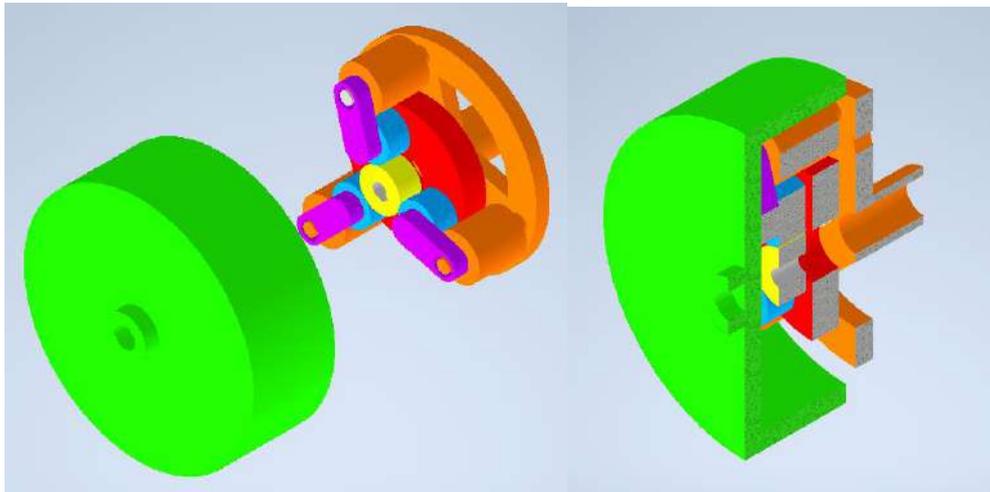


Figura 78: Modelo 3 de sistema



5.5 Selección Del Sistema De Marchas

Si bien la configuración planteada permite obtener 5 posibles marchas en función de cual parte funcione como entrada, cual se bloquee y cual sea la salida. En la práctica deberemos descartar algunas de ellas por que introducen demasiadas complejidades constructivas y no aportan una relación de cambios relevante.

En la siguiente tabla se presenta las relaciones obtenidas para cada una de las marchas posibles.

Tabla 7: Relaciones de multiplicación de la configuración elegida

MARCHA	ENTRADA	SALIDA	BLOQUEO	RELACION
--------	---------	--------	---------	----------

1º	Corona	Sol pequeño	Porta planetas	$\frac{n_{sp}}{n_c} = \frac{z_c}{z_{sp}}$
2º	Corona	Sol pequeño	Sol Grande	$\frac{n_{sp}}{n_c} = \frac{z_c}{z_{sp}} \left(\frac{z_{sp} + z_{sg}}{z_{sg} + z_c} \right)$
3º(Directa)	Corona	Sol	Ambos soles entre si	$\frac{n_s}{n_c} = 1$
4º	Corona	Porta Planetas	Sol grande	$\frac{n_b}{n_c} = \left(\frac{z_c}{z_c + z_{sg}} \right)$
5º (Inversa)	Corona	Sol grande	Porta planetas	$\frac{n_{sg}}{n_c} = - \frac{z_c}{z_{sg}}$

Del análisis de estas relaciones se pudo concluir que la 5 marchas es en realidad una reversa, es decir permite invertir el sentido de giro, lo cual no resulta de utilidad a los fines buscados. La cuarta marcha introduce una relación menor que 1 por lo tanto permite reducir la velocidad, que es el efecto contrario a lo buscado.

La tercera marcha es una marcha directa es decir la relación es igual a 1. Por lo tanto, la velocidad de salida es igual a la de entrada. Por su parte la primer y segunda marcha ofrecen una multiplicación respecto de la entrada siendo la primera mayor a la segunda.

Otro factor que debe considerarse es que la disposición de los elementos del arreglo en cada una de las marchas, resulte favorable desde el punto de vista constructivo y de operación. Respecto a esto las primeras 2 marchas comparten entrada y salida, siendo la única variación cual es el elemento a bloquear. La marcha directa pose la misma entrada y salida que las dos anteriores. De modo que es conveniente utilizar estas 3 marchas.

Una vez determinada las marchas que serán útiles y conociendo las expresiones de dichas relaciones, se procede a determinar el número de dientes (Z) de cada engranaje para lograr las relaciones más próximas a las buscadas.

Para esto se debe partir de las relaciones ideales que maximizan la eficiencia del generador, las cuales fueron presentadas previamente (Véase Tabla 4).

A partir de estos valores se asignó la menor velocidad requerida por el generador a la marcha directa. Es decir que la etapa de pre mutilación será la encargada de aportar dicha relación, y la misma fue diseñada para tal fin. Por su parte en estando en la marcha directa el tren epicicloidal compuesto no aportara multiplicación.

En consecuencia, el número de dientes de los engranajes deberá diseñarse de forma que permitan obtener los otros dos valores requeridos. Partiendo de las expresiones halladas para la primer y segunda marcha, e igualándolas a los valores deseados, se obtienen las siguientes relaciones.

$$i_1 = \frac{150}{30} = 5 = \frac{z_c}{z_{sp}}$$

$$i_2 = \frac{75}{30} = 2,5 = \frac{z_c}{z_{sp}} \left(\frac{z_{sp} + z_{sg}}{z_{sg} + z_c} \right)$$

Las premisas para el diseño serán obtener un sistema que sea compacto y el que diámetro exterior sea el mínimo. Sin embargo, deben tenerse en cuenta algunas consideraciones geométricas para garantizar el correcto funcionamiento y montaje del sistema de engranajes. En primer lugar, para cualquier tren epicicloidial genérico, la corona y el sol son concéntricos y por lo tanto debe verificarse que el diámetro primitivo de la corona sea igual a la suma del diámetro del sol y los planetas. Esto puede expresarse para el caso particular del sistema estudiado mediante las siguientes expresiones.

$$D_c = D_{sp} + 2 D_{p1} + 2 D_{p2}$$

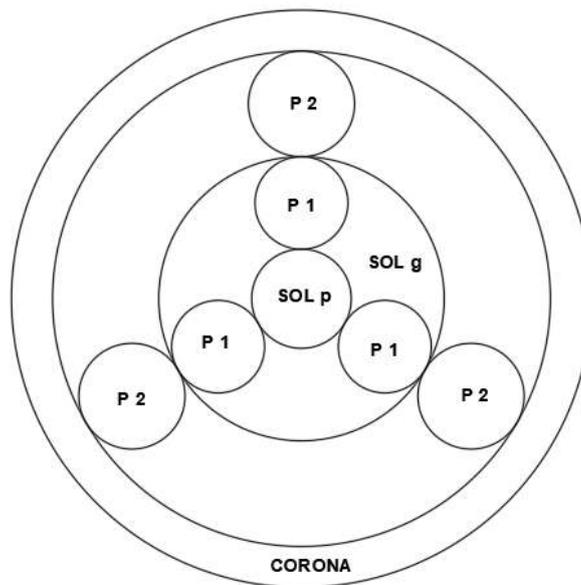
$$D_c = D_{sg} + 2 D_{p2}$$

Como puede observarse en el siguiente esquema, también se cumple que para este diseño que el diámetro primitivo del sol grande coincide con la suma del diámetro del sol pequeño y los planetas p1.

$$D_{sg} = D_{sp} + 2 D_{p1}$$

La expresión anterior se puede deducir fácilmente mediante la igualación de las expresiones anteriores.

Figura 79: Esquema de tren epicicloidial compuesto



El diámetro primitivo de un engranaje puede obtenerse mediante la expresión $D = M \cdot Z$. Donde M es el módulo del engranaje y Z el número de dientes del mismo. Dado que el módulo de todos los engranajes del sistema debe coincidir como condición necesaria para que puedan engranar, se deduce que el diámetro primitivo es proporcional al número de dientes. Y por lo tanto las expresiones halladas para el diámetro pueden expresarse de la siguiente manera.

$$Z_c = Z_{sp} + 2 Z_{p1} + 2 Z_{p2}$$

$$Z_c = Z_{sg} + 2 Z_{p2}$$

$$Z_{sg} = Z_{sp} + 2 Z_{p1}$$

Adicionalmente para evitar la interferencia los dientes de los engranajes. La rueda más pequeña no deberá tener menos de 13 dientes.

Trabajando con las expresiones anteriores y mediante un proceso iterativo realimentado por los resultados obtenidos del posterior diseño mecánico, se llegaron a los siguientes números de dientes.

Tabla 8: Numero de dientes

Numero de dientes del Sol grande (Zsg)	43
Numero de dientes del Sol pequeño (Zsp)	15
Numero de dientes de la corona (Zc)	75
Numero de dientes del planeta 1 (Zp1)	14
Numero de dientes del planeta 2 (Zp2)	16

Remplazando estos valores en las expresiones de cada marcha se obtienen las siguientes relaciones.

Tabla 9: Relaciones de transmisión obtenidas

MARCHA	Relación de transmisión (i)
1RA	5,000
2DA	2,458
3RA	1,000
4TA	0,636
REVERSA	-1,744

Por lo tanto, contemplando la etapa de pre multiplicación ($i_0=30$) el sistema tendría la siguiente multiplicación a la entrada del generador.

Tabla 10: Relaciones finales del sistema

i1	150
i2	73,72881356
i3	30
i4	19,06779661
i5	-52,3255814

Finalmente seleccionando las primeras 3 marchas se obtienen resultados muy próximos a los ideales calculados de 150,75 y 30.

5. 6 Análisis dinámico de un tren epicicloidal

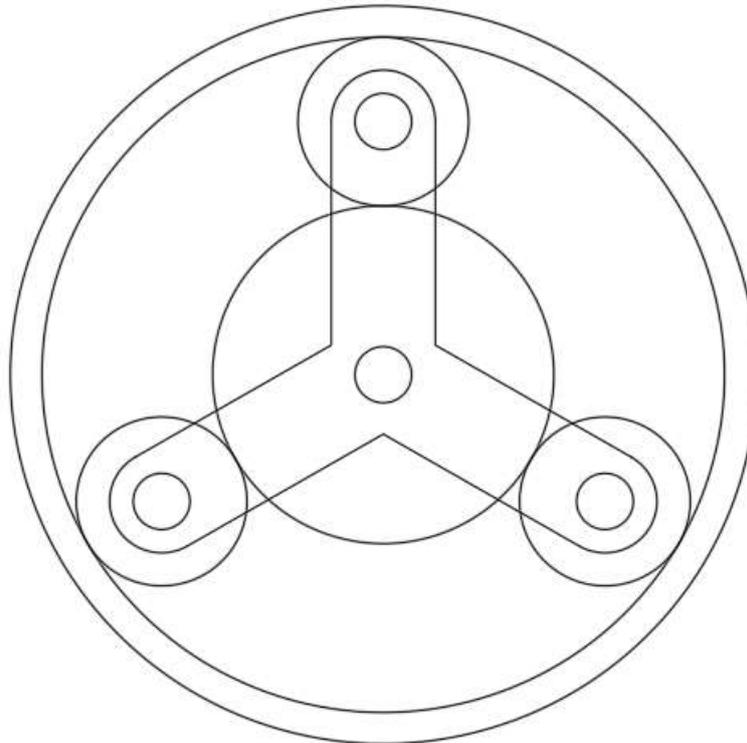
Antes de encarar el análisis dinámico para el caso particular del sistema elegido, se analizará el caso general de un tren epicicloidal genérico.

Un tren epicicloidal simple representa un sistema complejo de engranajes que interaccionan entre sí. Como todo sistema su análisis puede simplificarse al dividirlo en los elementos que lo conforman. Por lo tanto, para entender la dinámica de un tren epicicloide, se debe partir por analizar la dinámica de los pares de engranajes que lo conforman.

Para poder analizarlo se deben realizar los diagramas de cuerpo aislado de cada uno de sus engranajes. Y sobre los mismo se realiza un análisis estático.

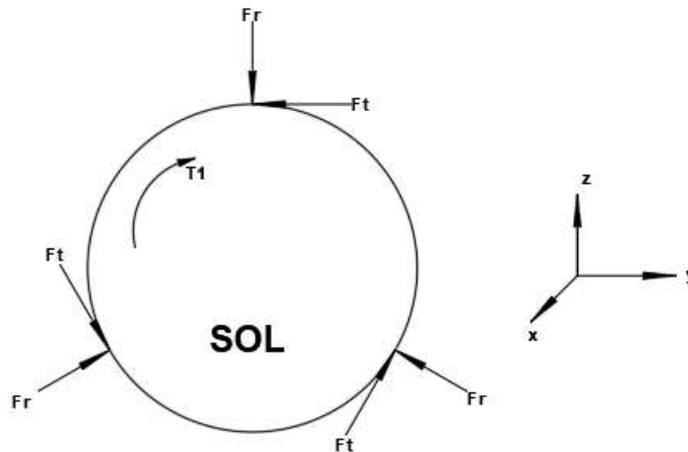
Para el análisis se considera un tren planetario simple de engranajes rectos compuesto por 1 corona, un sol, 3 planetas y su porta planetas. Solo se representará el diagrama de cuerpo aislado de uno de las plantas por ser los 3 idénticos.

Figura 80:Esquema de tren epicicloidal simple



La entrada de potencia se realiza a través del sol y la corona será fija. La transmisión del movimiento inicia en el sol el cual posee una velocidad angular ω_1 y un par t_1 , que imprime un movimiento de giro en sentido horario. El sol engrana con los 3 satélites por lo cual se presentarán 3 puntos de contacto.

Figura 81: Diagrama de cuerpo aislado del sol



Al realizar un análisis estático se obtiene que:

- Sumatoria de fuerzas $\sum F = 0$:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad Ft (-1 + \text{sen}(30) + \text{cos}(60)) + Fr (\text{cos}(30) - \text{cos}(30)) = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad Ft (-\text{sen}(60) + \text{cos}(30)) + Fr (-1 + \text{sen}(30) + \text{sen}(30)) = 0$$

- Sumatoria de momentos $\sum M = 0$:

$$\sum M_x = 0 \quad T1 - 3 Ft rs = 0 \rightarrow Ft = \frac{T1}{3 rs}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$\sum M_z = 0$$

Del análisis realizado se pueden obtener las siguientes observaciones:

- Por tratarse de engranajes rectos no existen fuerzas axiales
- Las fuerzas radiales se anulan entre si
- La fuerza tangencial genera un par por lo que permite la transmisión de potencia. Y se deduce que la misma puede calcularse como:

$$Ft = \frac{T1}{3 rs}$$

Sabiendo que

$$T1 = \frac{Pot}{w1}$$

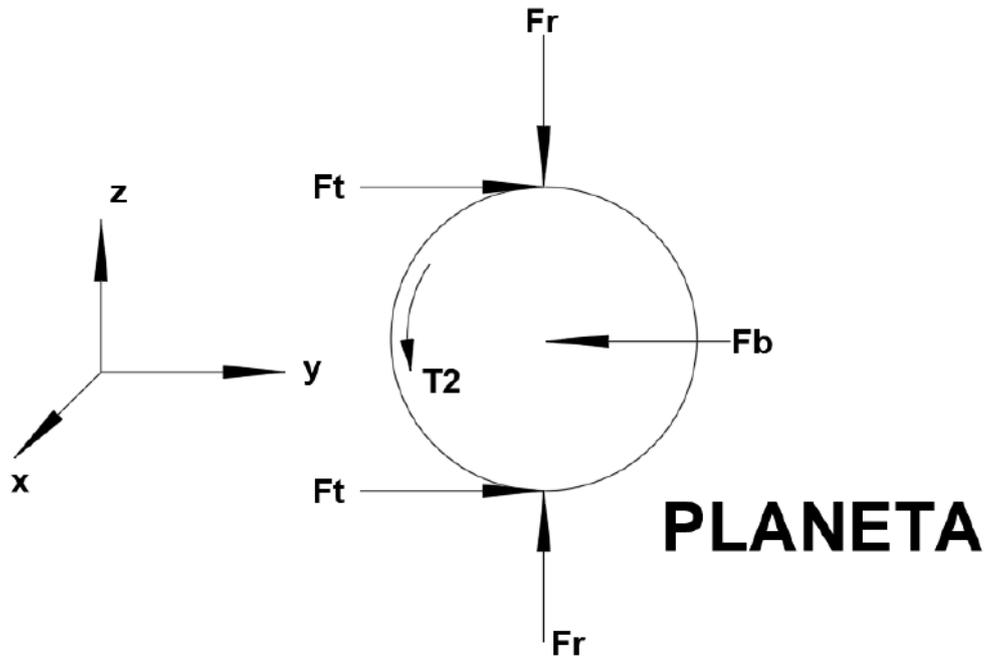
Por lo tanto, reemplazando se obtiene la siguiente expresión

$$Ft = \frac{P1}{3 w1 rs}$$

Si ahora analizamos uno de los planetas. En el punto de contacto con el sol, por acción y reacción recibirá fuerzas de igual modulo y dirección, pero de sentido contrario.

Adicionalmente también existen fuerza en el punto de contacto con la corona, como puede verse en la Figura 82.

Figura 82:Diagrama de cuerpo aislado del planeta



Al realizar un análisis estático se obtiene que:

- *Sumatoria de fuerzas* $\sum F = 0$:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad 2 F_t - F_b = 0 \rightarrow F_b = 2 F_t$$

$$\sum F_z = 0 \quad F_{rs} - F_{rc} = 0$$

- *Sumatoria de momentos* $\sum M = 0$:

$$\sum M_x = 0 \quad F_t r_p - F_t r_p + T_2 = 0 \rightarrow T_2 = 0$$

$$\sum M_y = 0$$

$$\sum M_z = 0$$

Del análisis realizado se pueden obtener las siguientes observaciones:

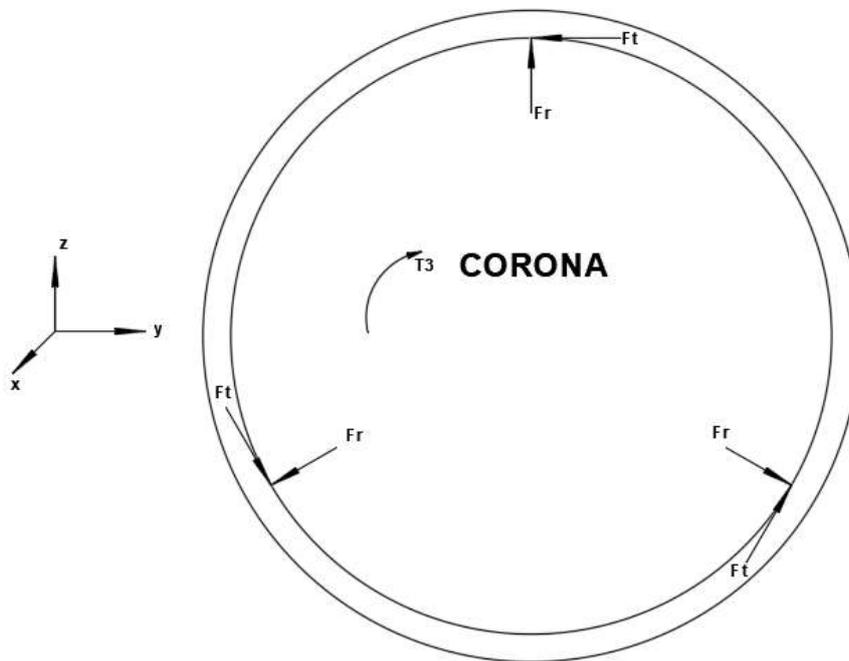
- Por tratarse de engranajes rectos no existen fuerzas axiales
- Las fuerzas radiales se anulan entre si

- Las fuerzas tangenciales son absorbidas por el eje del brazo porta satélites. Por lo tanto, la fuerza que recibe el brazo $F_b = 2 F_t$
- Las fuerzas tangenciales no generan un par dado que tienen idéntico sentido. Por lo tanto, el planeta se comporta como rueda parásita, permitiendo transmitir potencia entre el sol y corona, e invertir el sentido de giro.

Finalmente se analizará la corona, la cual en este caso será fija, por lo que, no rota, pero absorberá energía la cual es transmitida a la carcasa.

Al igual que el sol, la corona engrana con los 3 planetas por lo tanto existirán 3 puntos de contacto.

Figura 83: Diagrama de cuerpo aislado de la corona



Al realizar un análisis estático se obtiene que:

- Sumatoria de fuerzas $\sum F = 0$:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_t (-1 + \sin(30) + \cos(60)) + F_r (\cos(30) - \cos(30)) = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad F_t (-\sin(60) + \cos(30)) + F_r (1 - \sin(30) - \sin(30)) = 0$$

- Sumatoria de momentos $\sum M = 0$:

$$\sum M_x = 0 \quad T_3 - 3 F_t r_c = 0 \rightarrow F_t = \frac{T_3}{3 r_c}$$

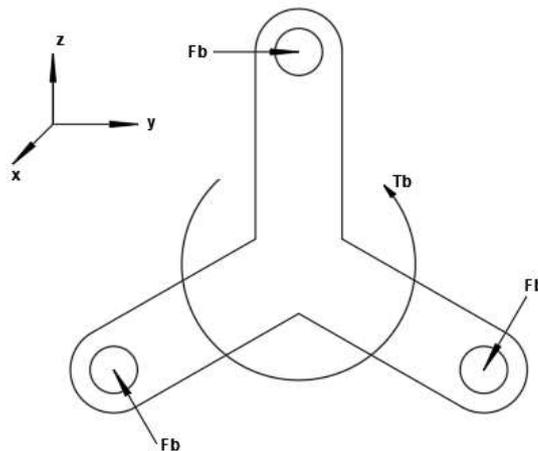
$$\sum M_y = 0$$

$$\sum M_z = 0$$

Del análisis realizado se pueden obtener conclusiones similares al caso del sol. Con la diferencia de que ahora presenta un par resistente T_3 frente a las fuerzas tangenciales por estar la corona frenada.

Adicionalmente podemos analizar el brazo, sobre el cual van montados los planetas. El porta planetas compensa las fuerzas tangentes de dichos engranajes, de modo que sobre los mismos no se produzca par. Como consecuencia, sobre el brazo se ejerce un par, y puede transmitir potencia.

Figura 84: Diagrama de cuerpo aislado del Brazo



Al realizar un análisis estático se obtiene que:

- Sumatoria de fuerzas $\sum F = 0$:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 & F_b - F_b (\sin(30) + \cos(60)) &= 0 \\ \sum F_z &= 0 & F_b (\sin(60) - \cos(30)) &= 0 \end{aligned}$$

- Sumatoria de momentos $\sum M = 0$:

$$\begin{aligned} \sum M_x &= 0 & 3 F_b r_b - T_b &= 0 \rightarrow T_b = 3 F_b r_b \\ \sum M_y &= 0 \\ \sum M_z &= 0 \end{aligned}$$

Luego de haber realizado el análisis para el tren epicicloidal simple se pueden arribar a las siguientes conclusiones:

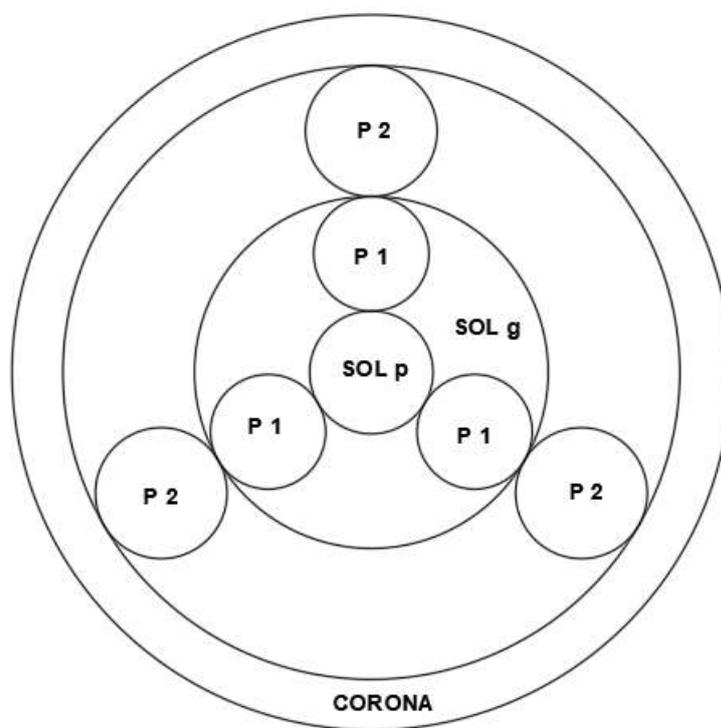
Las fuerzas tangenciales son las responsables de la transmisión de potencia, y son las que producen esfuerzos en los dientes de los engranajes. Por ello se utilizan para dimensionamiento de los mismos.

Las fuerzas radiales por su parte son las que solicitan a los ejes y por lo tanto son determinantes en el diseño de los mismos.

5.7 Análisis dinámico del Sistema Ravigneaux

Sobre la base de lo visto anteriormente para un tren epicicloide simple se realizará un análisis sobre un sistema Ravigneaux. En este caso cada marcha entrega un par distinto a la salida. Por lo tanto, para que se produzcan momentos torsores distintos, las fuerzas que actúan sobre cada engranaje serán diferentes en las distintas marchas.

Figura 85: Esquema del tren Ravigneaux



Para cualquiera de los casos de las 3 marchas posibles la entrada del sistema se realizará por la corona. La misma girará siempre en una única dirección, debido a que previo al sistema multiplicador se antepuso una etapa de rectificación. En el siguiente análisis dicho engranaje tendrá una velocidad de rotación w_1 en sentido horario y un par T_1 .

Adicionalmente todas las marchas poseen como característica común que la salida del sistema se realiza por medio del sol pequeño. Con la salvedad que en la 3ª marcha o marcha directa ambos soles son solidarios, por lo cual como giran juntos ambos ofician de salida.

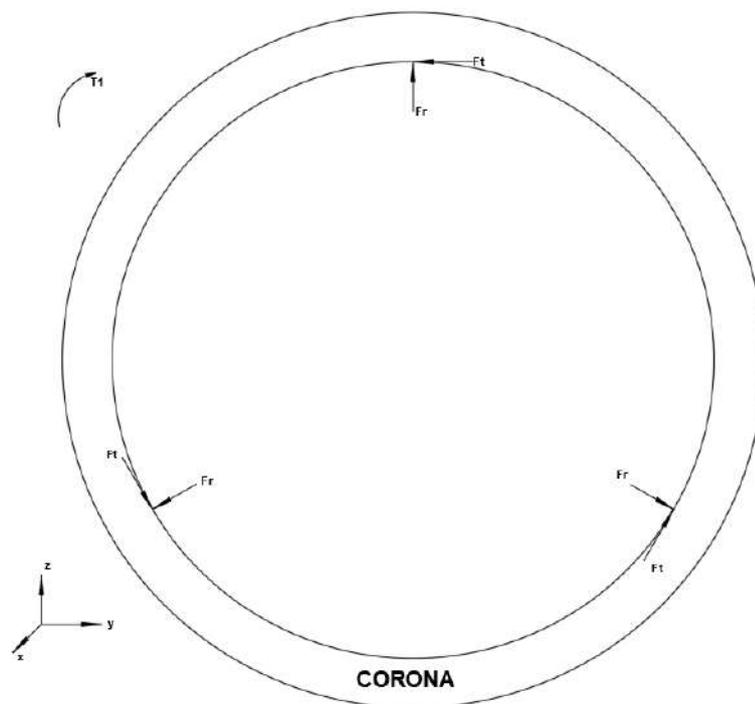
La diferencia fundamental entre las 3 marchas es cuál de los elementos se bloquea, es decir que deberá frenarse. Siendo así que si se bloquea al brazo porta planetas se obtiene la 1ª marcha, la segunda se obtendrá bloqueando el sol grande, y la tercera se obtiene forzando a ambos soles a girar juntos, ya que esto bloquea a los planetas y da la marcha directa.

5.7.1 Análisis de 1° marcha

En la primera marcha se bloquea el brazo porta satélites, por lo tanto, al restringirse la posibilidad de orbitar de los planetas el sistema se comporta como un tren ordinario. La corona imprime movimiento al planeta P2 el cual a su vez lo transmite al planeta P1, para finalmente llegar al sol S1. Por su parte el sol mayor S2 pose rotación libre y no transmite par.

Al igual que en tren simple la corona tendrá tres puntos de contacto (engrane) con los planetas, en este caso los planetas exteriores que son los de mayor tamaño (P2). Siendo las fuerzas resultantes las que se observan en la figura 86.

Figura 86:Diagrama de cuerpo aislado de la corona



Al realizar un análisis estático se obtiene que:

- Sumatoria de fuerzas $\sum F = 0$:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 & Ft (-1 + \text{sen } (30) + \text{cos } (60)) + Fr (\text{cos } (30) - \text{cos } (30)) &= 0 \\ \sum F_z &= 0 & Ft (-\text{sen } (60) + \text{cos } (30)) + Fr (1 - \text{sen } (30) - \text{sen } (30)) &= 0 \end{aligned}$$

- Sumatoria de momentos $\sum M = 0$:

$$\begin{aligned} \sum M_x &= 0 & T1 - 3 Ft rc &= 0 \rightarrow Ft = \frac{T1}{3 rc} \\ \sum M_y &= 0 \\ \sum M_z &= 0 \end{aligned}$$

Se observa que las fuerzas radiales se anulan, mientras que la fuerza tangencial genera un par por lo que permite la transmisión de potencia. Y se deduce que la misma puede calcularse como:

$$F_t = \frac{T_1}{3rc}$$

Sabiendo que

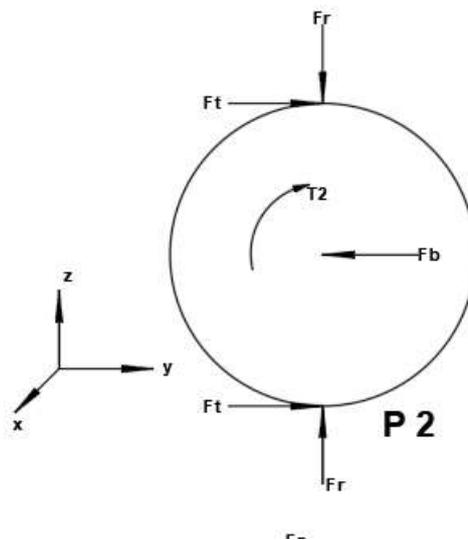
$$T_1 = \frac{Pot}{\omega_1}$$

Por lo tanto, reemplazando el valor de T1 en la primera expresión se obtiene

$$F_t = \frac{P_1}{3 \omega_1 rc}$$

Los planetas exteriores (P2) estarán sometidos por un lado a las fuerzas ejercidas por la corona y por otro lado cada una tendrá un punto de contacto con planeta interior P1, donde surgirán fuerzas radiales y tangenciales.

Figura 87: Diagrama de cuerpo aislado del Planeta exterior



Al realizar un análisis estático se obtiene que:

- Sumatoria de fuerzas $\sum F = 0$:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \quad 2 F_t - F_b = 0 \rightarrow F_b = 2 F_t \end{aligned}$$

$$\sum F_z = 0 \quad F_{rs} - F_{rc} = 0$$

- Sumatoria de momentos $\sum M = 0$:

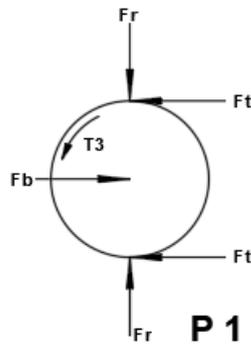
$$\begin{aligned} \sum M_x &= 0 \quad F_t r_p - F_t r_p + T_2 = 0 \rightarrow T_2 = 0 \\ \sum M_y &= 0 \end{aligned}$$

$$\sum M_z = 0$$

El sol S2 gira libre sin transmitir par por lo cual no ofrece resistencia y por lo tanto su diagrama puede obviarse en este análisis.

Los planetas interiores P1 presentaran el siguiente diagrama:

Figura 88:Diagrama de cuerpo aislado de planetas interiores



Al realizar un análisis estático se obtiene que:

- *Sumatoria de fuerzas* $\sum F = 0$:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad -2 F_t + F_b = 0 \rightarrow F_b = 2 F_t$$

$$\sum F_z = 0 \quad F_{rs} - F_{rc} = 0$$

- *Sumatoria de momentos* $\sum M = 0$:

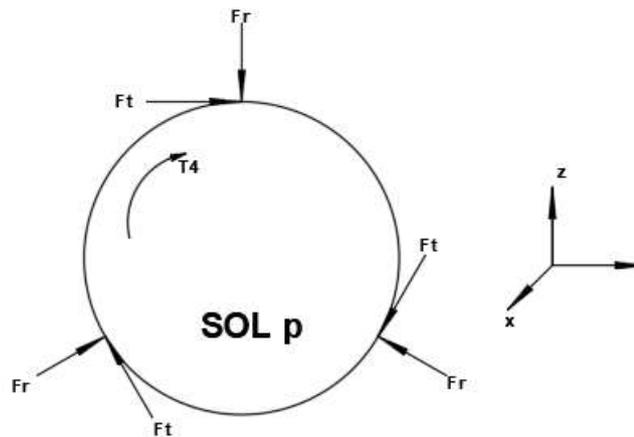
$$\sum M_x = 0 \quad F_t r_p - F_t r_p - T_2 = 0 \rightarrow T_2 = 0$$

$$\sum M_y = 0$$

$$\sum M_z = 0$$

Luego por acción y reacción el planeta P1 ejerce las siguientes fuerzas sobre el sol S1

Figura 89: Diagrama de cuerpo aislado sobre S1



Al realizar un análisis estático se obtiene que:

- Sumatoria de fuerzas $\sum F = 0$:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad Ft (1 - \text{sen}(30) - \text{cos}(60)) + Fr (\text{cos}(30) - \text{cos}(30)) = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad Ft (\text{sen}(60) - \text{cos}(30)) + Fr (-1 + \text{sen}(30) + \text{sen}(30)) = 0$$

- Sumatoria de momentos $\sum M = 0$:

$$\sum M_x = 0 \quad -T_1 - 3 Ft \, rs = 0 \rightarrow Ft = -\frac{T_1}{3 \, rs}$$

$$\sum M_y = 0$$

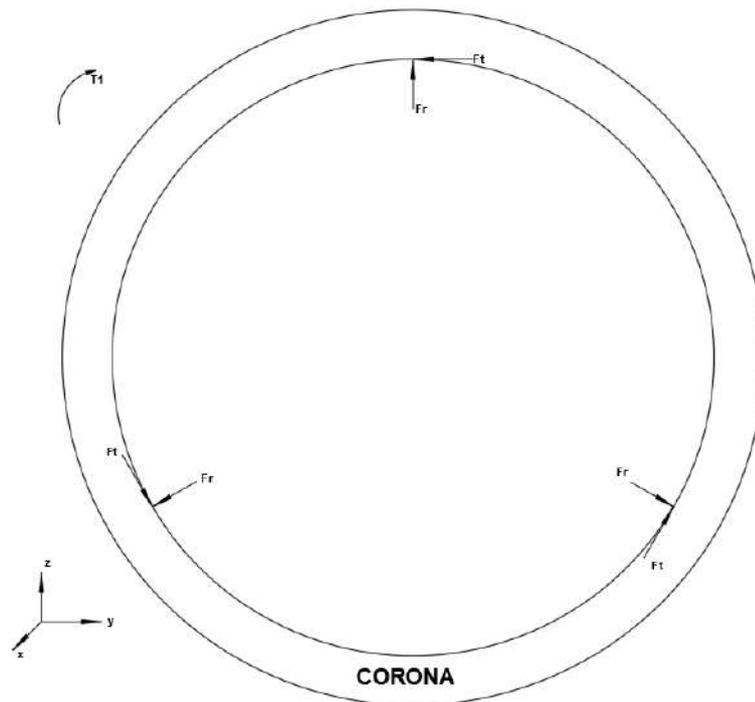
$$\sum M_z = 0$$

5.7.2 Análisis de 2° marcha

En la segunda marcha el elemento a bloquear es el sol S2. La corona impulsara la planta P2 el cual en esta configuración es libre de orbitar en torno al sol S2. El engranaje P2 impulsa a P1 y este a su vez al sol S1. En esta marcha la porta planteas permanece libre.

De forma similar a los casos ya analizados las fuerzas resultantes sobre la corona son las que se observan en la figura 90.

Figura 90: Diagrama de cuerpo aislado de la corona en la 2ª Marcha



Al realizar un análisis estático se obtiene que:

- Sumatoria de fuerzas $\sum F = 0$:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad F_t (-1 + \text{sen}(30) + \text{cos}(60)) + F_r (\text{cos}(30) - \text{cos}(30)) = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad F_t (-\text{sen}(60) + \text{cos}(30)) + F_r (1 - \text{sen}(30) - \text{sen}(30)) = 0$$

- Sumatoria de momentos $\sum M = 0$:

$$\sum M_x = 0 \quad T_1 - 3 F_t r_c = 0 \rightarrow F_t = \frac{T_1}{3 r_c}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$\sum M_z = 0$$

Se observa que las fuerzas radiales se anulan, mientras que la fuerza tangencial genera un par por lo que permite la transmisión de potencia. Y se deduce que la misma puede calcularse como:

$$F_t = \frac{T_1}{3 r_c}$$

Sabiendo que

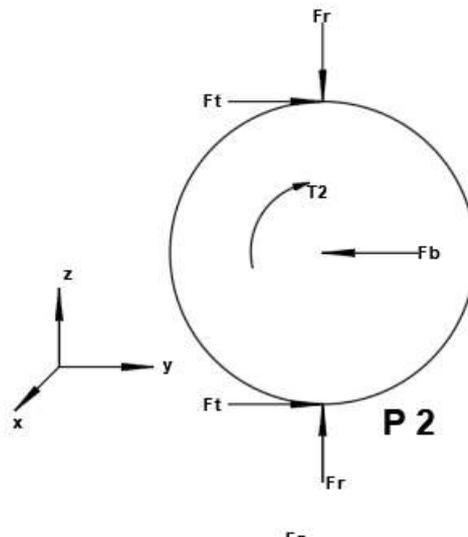
$$T_1 = \frac{Pot}{W_1}$$

Por lo tanto, reemplazando el valor de T_1 en la primera expresión se obtiene

$$F_t = \frac{P_1}{3 w_1 r_c}$$

Los planetas exteriores (P2) estarán sometidos por un lado a las fuerzas ejercidas por la corona y por otro lado cada una tendrá un punto de contacto con planeta interior P1, donde surgirán fuerzas radiales y tangenciales.

Figura 91: Diagrama de cuerpo aislado del planeta exterior en la 2ª Marcha



Al realizar un análisis estático se obtiene que:

- *Sumatoria de fuerzas* $\sum F = 0$:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \quad 2 F_t - F_b = 0 \rightarrow F_b = 2 F_t \end{aligned}$$

$$\sum F_z = 0 \quad F_{rs} - F_{rc} = 0$$

- *Sumatoria de momentos* $\sum M = 0$:

$$\begin{aligned} \sum M_x &= 0 \quad F_t r_p - F_t r_p + T_2 = 0 \rightarrow T_2 = 0 \\ \sum M_y &= 0 \\ \sum M_z &= 0 \end{aligned}$$

El porta planetas gira libre sin transmitir par por lo cual no ofrece resistencia y en consecuencia las fuerzas Fb ya no se verán equilibradas en el porta planetas, y por tanto serán las responsables del movimiento orbital que describirán los planetas en torno al sol.

Los planetas interiores P1 presentaran el siguiente diagrama:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 & Ft (1 - \text{sen}(30) - \text{cos}(60)) + Fr (\text{cos}(30) - \text{cos}(30)) &= 0 \\ \sum F_z &= 0 & Ft (\text{sen}(60) - \text{cos}(30)) + Fr (-1 + \text{sen}(30) + \text{sen}(30)) &= 0 \end{aligned}$$

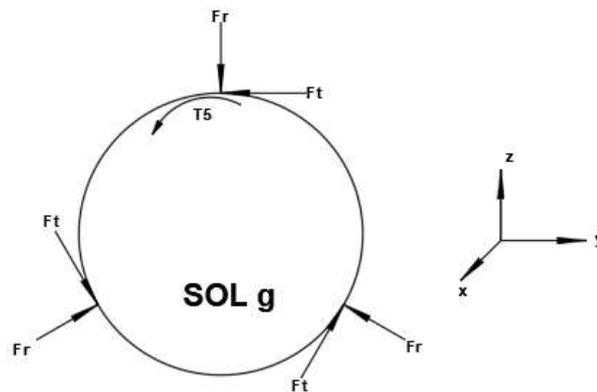
- *Sumatoria de momentos* $\sum M = 0$:

$$\begin{aligned} \sum M_x &= 0 & -T_1 - 3 Ft rs &= 0 \rightarrow Ft = -\frac{T_1}{3 rs} \\ \sum M_y &= 0 \\ \sum M_z &= 0 \end{aligned}$$

Como particularidad en este tren compuesto los engranajes P2 son mas largos que los P1 , los cual les permite que una mitad engrane con dichos planteas y la otra el sol grande S2. Siendo por tanto coincidentes los sentidos y direcciones de las fuerzas ejercidas por P2 sobre P1 y S2 .

El sol grande a su vez engrana con los 3 planetas exteriores por lo tanto su diagrama será el siguiente:

Figura 94:Diagrama de cuerpo aislado del sol S2 en la 2ª marcha



Al realizar un análisis estático se obtiene que :

- *Sumatoria de fuerzas* $\sum F = 0$:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 & Ft (-1 + \text{sen}(30) + \text{cos}(60)) + Fr (\text{cos}(30) - \text{cos}(30)) &= 0 \\ \sum F_z &= 0 & Ft (-\text{sen}(60) + \text{cos}(30)) + Fr (-1 + \text{sen}(30) + \text{sen}(30)) &= 0 \end{aligned}$$

- *Sumatoria de momentos* $\sum M = 0$:

$$\begin{aligned} \sum M_x &= 0 & -T_1 - 3 Ft rs &= 0 \rightarrow Ft = -\frac{T_1}{3 rs} \\ \sum M_y &= 0 \\ \sum M_z &= 0 \end{aligned}$$

5.7.3 Análisis de 3° marcha

En esta tercer marcha las salidas del movimiento son S2 y S1 en forma simultanea. A su vez ambos son vinculados obligándolos a girar de manera solidaria, por lo tanto los planetas se bloquean , haciendo que todo el conjunto se comporte como un único elemento y gire a la velocidad de la corona. Permitted obtener a la salida un marcha directa (relación 1:1).Esto puede ocurrir dado que el brazo esta libre.

Dado que las fuerzas entre P2 y S2 son iguales en magnitud , dirección y de sentido opuesto (al igual que lo que ocurre con P1 y S1). Y por ser solidarios, ambos soles giran en igual sentido y con las mismas fuerzas tangenciales . Para que esto ocurra, sus respectivos planetas deben girar en el mismo sentido y con la misma fuerza, produciendo así el bloqueo entre ambos.

Dada la condición de bloqueo, todo el conjunto se desplazará como un solo elemento, por lo tanto, no habrá movimiento relativo entre los engranajes de los soles y los planetas.

Bibliografía

- [1] Domínguez Soriano, E. J. (2012). Sistemas de transmisión y frenado. España: Editorial Editex.
- [2] Crouse, W. H. (1993). Mecánica del automóvil. España: Marcombo.
- [3] Brejcha, M. F. (1978). Los cambios automáticos. España: Reverté.
- [4] Audi (2003). 6-speed automatic gearbox 09E in the Audi A8 2003. Self Study Programme 283
- [5] Águeda Casado, E (2012). Sistemas de transmisión y frenado (LOE). España: Ediciones Paraninfo, S.A.
- [6] Alvarado Chávez A. (2004) Maquinaria Y Mecanización Agrícola. Costa Rica: Euned.
- [7] Jurado Galeano J. (2014) . Estudio de un cambio de marchas por trenes epicicloidales para bicicletas. Universidad Politécnica de Cataluña.
- [8] Navascués Benloch j. L. (2008) . La evolución de las transmisiones . Anales de mecánica y electricidad. ICAI.
- [9] Mejías Blázquez J.(2017). Diseño de una caja de cambios epicicloidal automática de 6 marchas. Universidad politécnica de Madrid.
- [10] Salazar Vilchez J.(2016). Calculo y diseño de transmisión. Universidad de Ingeniería Industrial de Bilbao.
- [11] Morales Espinosa J.(2003) .Diseño y Construcción de Un Prototipo de Caja de Cambios Secuencial. Universidad Politécnica Del Ejército Latacunga. Ecuador
- [12] Norton, R. L. (2011). Diseño de máquinas. México: Pearson educación, Prentice Hall.
- [13] Budynas, R. G. (2008). Diseño En Ingeniería Mecánica de Shigley. España: McGraw-Hill
- [14] Dubbel, H. (1945). Manual del constructor de máquinas. España: Labor.
- [15] Decker K. H. (1975) . Elementos de máquina. Berlín: Urmo

CAPITULO 6 : DISEÑO MECANICO

El modelo escala será diseñado , partiendo de ciertas premisas de diseño . En primera instancia debe ser factible de fabricar mayoritariamente en la facultad . Adicionalmente se tomó en consideración que el mismo será un prototipo de pruebas cuyo objetivo es el relevamiento de datos en un canal de olas , por lo tanto, no estará afectado a largos ciclos de trabajo , ni expuesto a ambientes corrosivos. Como si lo estará el modelo tamaño real el cual estará trabajando 24 hs en un ambiente marino.

6.1 Parámetros Iniciales

Los parámetros de entrada necesarios para dimensionar el convertidor serán presentados en las siguientes tablas . Las mismas muestra el resumen de la potencia , torque y velocidad angular que cada uno de los grupos de olas ejercen el sobre el sistema brazo flotador.

Para la confección de las tablas se consideraron los valores pico de los mencionados parámetros ,ya que, por tratarse de la condición menos favorable, serán adoptados para el dimensionamiento mecánico .

En la Tabla 11 se presentan los valores referidos al convertidor en tamaño real , ya que no debe perderse de vista que el diseño del prototipo debe replicarse en una etapa posterior en un modelo tamaño completo.

Tabla 11: Parámetros del convertidor tamaño real

GRUPO	ENERGIA %	POTENCIA PICO [kW]		TORQUE PICO [kNm]		VELOCIDAD ANGULAR PICO [rpm]	
1	1.762	0	5.97	0	292.91	0.000	0.248
		5.97	6.84	292.91	440.26	0.186	0.248
2	21.74	6.72	26.89	440.26	886.67	0.186	0.369
		4.57	27.96	149.32	886.67	0.186	0.744
3	29.29	26.89	60.51	886.67	1333.55	0.369	0.552
		18.27	63.37	298.46	1333.55	0.369	1.117
4	17.71	61.55	109.43	1333.55	1780.44	0.561	0.747
		48.77	112.66	663.27	1780.44	0.561	1.194
5	12.72	109.43	170.98	1780.44	2227.32	0.747	0.933
		95.57	177.04	1168.25	2227.32	0.747	1.246
6	5.688	173.13	230.22	2227.32	2234.41	0.945	1.272
		164.04	236.21	2135.07	2234.41	0.934	1.285
7	11.08	246.21	274.02	2234.41	2234.41	1.340	1.519
		211.03	391.46	2157.02	2234.41	1.166	2.169

A continuación, se presenta la tabla 12 donde se exponen los parámetros del modelo escala 1:10.

Tabla 12: Parámetros del convertidor escala 1:10

GRUPO	ENERGIA %	POTENCIA PICO [W]		TORQUE PICO [Nm]		VELOCIDAD ANGULAR PICO [rpm]	
1	1.762	0	1.89	0	29.29	0.000	0.784
		1.89	2.16	29.29	44.03	0.588	0.784
2	21.74	2.13	8.50	44.03	88.67	0.587	1.166
		1.44	8.84	14.93	88.67	0.587	2.354
3	29.29	8.50	19.13	88.67	133.36	1.166	1.745
		5.78	20.04	29.85	133.36	1.166	3.534
4	17.71	19.46	34.60	133.36	178.04	1.775	2.363
		15.42	35.63	66.33	178.04	1.775	3.774
5	12.72	34.60	54.07	178.04	222.73	2.363	2.951
		30.22	55.98	116.83	222.73	2.363	3.939
6	5.688	54.75	72.80	222.73	223.44	2.989	4.021
		51.87	74.70	213.51	223.44	2.954	4.065
7	11.08	77.86	86.65	223.44	223.44	4.237	4.802
		66.73	123.79	215.70	223.44	3.686	6.860

Del análisis de las tablas puede observarse que, si bien el grupo energético 7 representa solo el 11% de la energía del estado del mar en estudio, es precisamente en este grupo donde ocurren las condiciones de mayor exigencia mecánica. Por esta razón será tomado como base para el diseño.

Por lo tanto, los parámetros al inicio de la cadena de transmisión serán los siguientes:

MODELO real (1:1)

Potencia pico	torque pico	Velocidad angular
391.46 [kW]	2234.4 [kNm]	2.17 [rpm]

MODELO escala (1:10)

Potencia pico	torque pico	Velocidad angular
123 [W]	223.44 [Nm]	6.8 [rpm]

Debido a que previo a la etapa de multiplicación, existe una etapa de rectificación y de pre multiplicación ($i_0 = 30$) los valores hallados a la entrada del tren epicicloidal propuesto serán los siguientes:

$$\text{Velocidad : } n = 6,8 \text{ [rpm]} \cdot 30 = 204 \text{ [rpm]}$$

$$\text{Potencia: } P=123 \text{ [W]} = 0.17 \text{ [Hp]}$$

6.2 Diseño de engranajes

Se comenzará el proceso de diseño por los engranajes que componen al tren .

Inicialmente se contempló la alternativa de realizar engranajes helicoidales , sin embargo, se optó por emplear engranajes rectos para que sea factibles de realizar en los talleres de la facultad.

Tomando como punto de partida las consideraciones enunciadas , a la hora de seleccionar el material , se descartó en esta primera etapa los aceros inoxidables , que incrementarían su costo y se optó por acero 1045.

ACERO SAE 1045: $\sigma_{adm} = 2100$ **Dureza 215 HB**

Por su parte el modelo real se diseñará con un acero inoxidable , de mayores prestaciones mecánicas , debido a la exigencia de sus condiciones de trabajo. Se utilizo para su diseño un SEA 431.

ACERO SAE 431 $\sigma_{adm} = 4666.6$ **Dureza 475 HB**

6.2.1 Prediseño

Se utilizo el método de cálculo de Lewis para realizar un prediseño de los engranajes. Este método es un método simplificado que se basa en las siguientes hipótesis :

- Considera al diente del engranaje como una viga empotrada en el cuerpo del mismo.
- Las solicitaciones intervinientes son únicamente a la flexión.
- La sollicitación es estática.
- La fuerza se encuentra distribuida uniformemente a lo largo del ancho del diente.
- La posición más desfavorable de la fuerza normal a las superficies de contacto tiene lugar cuando el contacto se verifica en el extremo de la cabeza del diente a calcular.

Mediante el método de Lewis se llega a una expresión para la fuerza tangencial máxima que puede transmitir el engranaje, luego igualando dicha fuerza a la que solicita al diente a la flexión al transmitir la potencia, se obtiene la siguiente expresión para el paso mínimo requerido:

$$p_{min} = 76.6^3 \sqrt{\frac{N \text{ [HP]}}{\rho * \gamma * \sigma_{adm} \left[\frac{kg}{cm^2} \right] * n \text{ [rpm]} * Z}} \text{ [cm]}$$

Donde:

- **N:** Potencia a transmitir [HP]

$$N = 123 \text{ [W]} = 0.17 \text{ [HP]}$$

- **p**: Es la relación entre el ancho del diente (b) y el paso. El rango de valores recomendados para evitar la rotura del diente por una distribución no uniforme de la carga en su ancho (concentración de esfuerzos en los extremos de la cara del mismo) es el siguiente:

$$2,5 p < b < 4p$$

Como por definición $\rho=(b/p)$, remplazando se obtiene que :

$$2,5 < \rho < 4$$

Para el diseño se debe priorizar un arreglo compacto por lo cual se adopta el mayor ancho de diente posible a fin de reducir de esta manera los diámetros finales de los engranajes . Por lo tanto, se toma que $\rho=4$.

- **Z**: Número de dientes. Los números de dientes de los engranajes obtenidos previamente para el cálculo de las marchas se pueden ver en la siguiente tabla:

Tabla 13: Numero de dientes de engranajes

Numero de dientes del Sol grande (Zsg)	43
Numero de dientes del Sol pequeño (Zsp)	15
Numero de dientes de la corona (Zc)	75
Numero de dientes del planeta 1 (Zp1)	14
Numero de dientes del planeta 2 (Zp2)	16

- **y**: Factor de forma. Este factor depende del número de dientes del engranaje, y el ángulo de presión. Los valores del factor de forma se encuentran tabulados y se muestran a continuación.

Tabla 14: Factor de Forma . (Spotts, M. F. 2021)

N.º de dientes	14,5° Altura normal	20° Altura normal	20° Diente corto	N.º de dientes	14,5° Altura normal	20° Altura normal	20° Diente corto	N.º de dientes	14,5° Altura normal	20° Altura normal	20° Diente corto
10	0,056	0,064	0,083	19	0,088	0,100	0,123	43	0,108	0,126	0,147
11	0,061	0,072	0,092	20	0,090	0,102	0,125	50	0,110	0,130	0,151
12	0,067	0,078	0,099	21	0,092	0,104	0,127	60	0,113	0,134	0,154
13	0,071	0,083	0,103	23	0,094	0,106	0,130	75	0,115	0,138	0,158
14	0,075	0,088	0,108	25	0,097	0,108	0,133	100	0,117	0,142	0,161
15	0,078	0,092	0,111	27	0,099	0,111	0,136	150	0,119	0,146	0,165
16	0,081	0,094	0,115	30	0,101	0,114	0,139	300	0,122	0,150	0,170
17	0,084	0,096	0,117	34	0,104	0,118	0,142				
18	0,086	0,098	0,120	38	0,106	0,122	0,145	Crem.	0,124	0,154	0,175

Se adopto un Angulo de presión de 20° por ser el más difundido en la práctica .Por lo tanto considerando los valores de Z de los diferentes engranajes , los factores de forma serán los siguientes.

Tabla 15:Factores de forma adoptados

Engranaje	P1	Sp	P2	Sg	C
Numero de dientes	14	15	16	43	75
Y	0.088	0.092	0.094	0.123	0.138

- σ_{adm} : Tensión admisible a la flexión del material del engranaje en [kg/cm²]. El método de Lewis adopta $\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rot}}{3}$.

A continuación, se presenta una tabla de los valores de σ_{adm} para distintos materiales.

Tabla 16:Tensiones admisibles [5]

Material	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

Como se mencionó previamente los materiales elegidos serán:

Para el prototipo escala:

ACERO SAE 1045

$\sigma_{adm} = 2100$ [kg/cm²]

Dureza 215 HB

Para el modelo 1:1:

- **n**: Velocidad angular en [rpm].

Para el diseño se consideró el caso más desfavorable que es aquel en que la velocidad angular es mínima. Esta condición ocurre en la 3° marcha (directa), cuando todo el sistema gira a la misma velocidad. En esta condición la velocidad será la velocidad de entrada afectada por la pre multiplicación de 30 veces.

$$n = 6,8 \text{ [rpm]}. 30 = 204 \text{ [rpm]}$$

$$n = 204 \text{ [rpm]}$$

Como es de esperarse para todos engranajes serán iguales los valores de Potencia a transmitir (**N**), relación de ancho de diente (p) y el material. Y por consiguiente lo será de igual manera su tensión admisible (σ_{adm}).

Adicionalmente para el caso particular de la marcha directa también poseen la misma Velocidad angular (n). Por lo tanto el mayor valor de p_{min} se dará para el menor número de dientes (Z) y menor factor de forma (y). Esta condición se da para el planetario P1, por lo cual será el seleccionado para el análisis ($Z=14$ $y=0.088$).

Reemplazando todos estos valores se llega a que:

$$p_{min} = 76.6^3 \sqrt{\frac{0.17[\text{HP}]}{4 * 0.088 * 2100 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right] * 204[\text{rpm}] * 14}}$$

$$p_{min} = 0,331 \text{ [cm]} = 3,31 \text{ [mm]}$$

Se calcula el módulo mínimo como:

$$M_{min} = \frac{p_{min}}{\pi} = \frac{3,31[\text{mm}]}{\pi} = 1,05 \text{ [mm]}$$

Se adopta el módulo normalizado inmediatamente superior al anterior:

$$M = 2 \text{ [mm]}$$

Este valor de módulo es igual para todos los engranajes ya que esta es una condición de engrane.

El paso resultante de haber elegido este módulo estandarizado es:

$$p = M * \pi = 2 \text{ [mm]} * \pi$$

$$p = 6,28 \text{ [mm]}$$

Por otra parte, considerando que el sistema de engranajes es de dientes completos estándar de un módulo de adenda y 1,25 veces el módulo de dedeando, resulta que las alturas de cabeza (a) y raíz (d) de los engranajes son:

$$a = M = 2 \text{ [mm]}$$

$$d = 1,25 * M = 1,25 * 2 \text{ [mm]}$$

$$d = 2,5 \text{ [mm]}$$

El ancho de los dientes es:

$$b = \rho * p = 4 * 6,28 \text{ [mm]}$$

$$b = 25,13 \text{ [mm]} = 2,51 \text{ [cm]}$$

Mediante este método se ha podido realizar un primer dimensionamiento de los engranajes .

La fuerza tangencial máxima admisible(Fb) será :

$$\mathbf{Fb = b * y * p * \sigma_{adm}}$$

$$Fb = 2,51 \text{ [cm]} * 0,088 * 0,628 \text{ [cm]} * 2100 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] = 291,88 \text{ [Kg]}$$

$$Fb = 291,88 \text{ [Kg]}$$

La máxima fuerza tangencial a transmitir (Ft) será:

$$Ft = \frac{71620 \text{ N [HP]}}{n \text{ [rpm]} \frac{p \text{ [cm]} Z}{2 \pi}}$$

$$Ft = \frac{450.000 \text{ N [HP]}}{n \text{ [rpm]} p \text{ [cm]} Z}$$

$$Ft = \frac{450.000 * 0,17 \text{ [HP]}}{204 \text{ [rpm]} * 6,28 \text{ [mm]} * 14}$$

$$Ft = 42,63 \text{ [Kg]}$$

Finalmente se obtiene

$$\mathbf{Fb = 291,88 \text{ [Kg]}}$$

$$\mathbf{Ft = 42,63 \text{ [Kg]}}$$

Si el diseño fue realizado adecuado debería cumplirse la siguiente condición $Fb \geq Ft$, lo cual efectivamente ocurre.

6.2.2 Verificación por Buckingham

El diseño obtenido hasta ahora por el método de Lewis , es solo un diseño preliminar y debe ser verificado por otros métodos .

El método de Buckingham basa su cálculo en carga dinámica, en el límite a la fatiga del material y en el esfuerzo de desgaste. Establece que el esfuerzo máximo total instantáneo sobre el diente,

o esfuerzo dinámico (Pd), está constituido por la carga transmitida (Ft) más un incremento dinámico (Fi).

$$\mathbf{Pd = Ft + Fi}$$

Donde:

$$F_t \text{ [Kg]} = 71620 \frac{N \text{ [HP]}}{n \text{ [rpm]} * R \text{ [cm]}}$$

$$F_i \text{ [Kg]} = \frac{0,113 * v_t \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}} \right] * ((C \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}} \right] * b \text{ [cm]}) + F_t \text{ [Kg]})}{0,113 * v_t \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}} \right] + \sqrt{(C \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}} \right] * b \text{ [cm]}) + F_t \text{ [Kg]}}}$$

En las cuales:

- **R:** Radio de la circunferencia primitiva del engranaje:

$$R \text{ [cm]} = \frac{M \text{ [cm]} * z}{2}$$

- **Vt :** Velocidad tangencial sobre la circunferencia primitiva

$$v_t \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right] = 2\pi * n \text{ [rpm]} * R \text{ [cm]}$$

- **C:** Coeficiente dinámico.

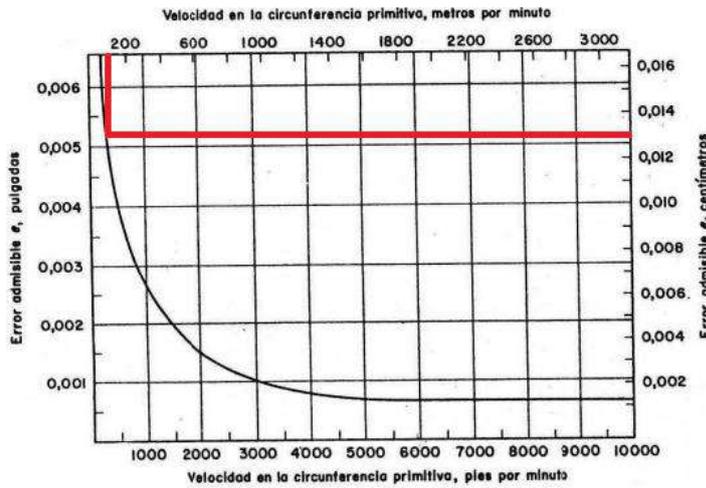
Este se obtiene de forma gráfica. Conociendo la velocidad tangencial sobre la circunferencia primitiva y se obtiene el error máximo admisible.

$$R \text{ [cm]} = \frac{0,2 \text{ [cm]} * 75}{2} = 7,5 \text{ [cm]}$$

$$v_t \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right] = 2\pi * 204 \text{ [rpm]} * 7,5 \text{ [cm]}$$

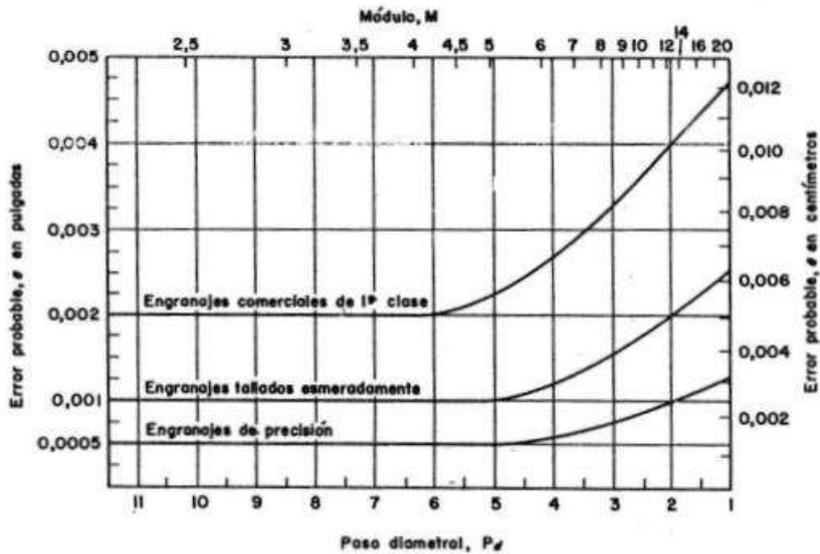
$$v_t = 96,13 \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]$$

Figura 95:Maximos Errores admisibles en engranajes [5]



Se obtiene un valor de error máximo admisible de 0,013 [cm]. Con este valor y sabiendo que el módulo es de 2 [mm] se ingresa en el gráfico de la Figura 96. Para obtener un error probable que será menor o igual al máximo admisible.

Figura 96:Error probable Máximos [5]



Como se observa en el gráfico basta con que el método de fabricación de engranaje sea comercial, y de esta manera el error probable para nuestro módulo resulta 0,005 [cm].

Tabla 17:Factor dinámica [5]

Materiales	Forma del diente	Error [cm]					
		0,00127	0,00254	0,00508	0,00762	0,01016	0,01270
Fundición y Fundición	14,5°	71,4	142,9	285,8	428,6	571,5	714,4
Fundición y Acero		98,2	196,5	392,9	589,4	785,8	982,0
Acero y Acero		142,9	285,8	571,5	857,3	1143,0	1428,8
Fundición y Fundición	20°	74,1	148,2	296,5	444,7	592,9	741,2
Fundición y Acero		101,8	201,8	407,2	610,8	814,4	1018,0
Acero y Acero		148,2	296,5	592,9	889,4	1185,9	1482,4
Fundición y Fundición	20° mocho	76,8	153,6	307,2	460,8	614,4	768,0
Fundición y Acero		105,4	210,7	421,5	632,2	843,0	1053,7
Acero y Acero		153,6	307,2	614,4	921,6	1228,8	1536,0

Con el valor de error probable y teniendo en cuenta que todos los engranajes son del acero SAE 1045 (sin tratamiento) y el ángulo de presión es de 20°, de la Tabla 17 se obtiene el valor del factor dinámico :

$$C = 592,9 \left[\frac{kg}{cm} \right]$$

Remplazando los valores obtenidos en las expresiones de F_t y F_i :

$$F_t = 71620 \frac{0,17 \text{ [HP]}}{204[\text{rpm}] * 7,5 \text{ [cm]}} = 7,96 \text{ [Kg]}$$

Este valor de F_t corresponde a la fuerza ejercida entre dos engranajes. Sin embargo, por tratarse de un tren epicicloidal ,en donde la corona engrana con 3 planetas , la potencia a transmitir se repartirá entre los 3 pares de dientes en contacto. Por lo tanto, como ha quedado demostrado en el apartado en que se analizaron las fuerzas de cada engranaje, la F_t para la corona será 1/3 del valor calculado .

$$F_t = 2,65 \text{ [Kg]}$$

$$F_i \text{ [Kg]} = \frac{0,113 * 96,13 \left[\frac{kg}{cm} \right] * ((592,9 \left[\frac{kg}{cm} \right] * 2,51 \text{ [cm]}) + 2,65 \text{ [Kg]})}{0,113 * 96,13 \left[\frac{kg}{cm} \right] + \sqrt{(592,9 \left[\frac{kg}{cm} \right] * 2,51 \text{ [cm]}) + 2,65 \text{ [Kg]}}}$$

$$F_i = 327,59 \text{ [Kg]}$$

Por lo tanto, el esfuerzo dinámico será :

$$P_d = 330,25 \text{ [Kg]}$$

A partir de este valor se calcula la tensión dinámica como:

$$\sigma_d = \frac{P_d \text{ [kg]}}{b \text{ [cm]} * \gamma * p \text{ [cm]}} = \frac{330,25 \text{ [kg]}}{2,51 \text{ [cm]} * 0,138 * 0,62 \text{ [cm]}}$$

$$\sigma_d = 1515 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Según la siguiente Tabla 18 se obtiene que tensión límite a la fatiga puede calcularse como:

$$\sigma_{lim} = 17,5 * Hb$$

Tabla 18: Tensión límite a la fatiga [5]

Material	HB	Límite de fatiga σ_{lim} [Kg/cm ²]
Fundición gris	160	840
Semiacero	200	1260
Bronce fosforoso	100	1680
Acero $\sigma_{lim} = 17,5 \times HB$ para HB > 400 $\sigma_{lim} = 7000$	150	2520
	200	3500
	240	4200
	250	4340
	280	4900
	300	5250
	320	5600
	350	5950
	360	6300
	400	7000

La dureza del acero SAE 1045 (sin tratamiento) es 215 HB, por lo tanto :

$$\sigma_{lim} = 17,5 * 215$$

$$\sigma_{lim} = 3762,5 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Buckingham en su análisis considero los concentradores de tensión y la fatiga. Dado que estos efectos producen que los engranajes se fisuren en la base del diente. Para esto se consideran factores de concentración de tensiones cuyo valor exacto dependen del material, del espesor del diente en la raíz, de la posición del esfuerzo sobre el diente, del radio de acuerdo y del ángulo de presión. Dada la complejidad que involucra la determinación exacta de estos coeficientes en la práctica se utilizan estimaciones razonables de dichos valores.

Buckingham enuncia , que si se supone que la carga actúa en la punta del diente (Fb) y se establece comparación con su carga dinámica, esto es tan previsor que no es necesario coeficiente alguno de concentración de tensiones.

El efecto de la fatiga se contempla incorporando un coeficiente de reducción de resistencia Kf a la ecuación de Buckingham:

$$\sigma_d = \frac{K_f * P_d [kg]}{b [cm] * y * p [cm]} \leq \sigma_{lim}$$

El valor de Kf varia en el intervalo de 1,2 a 1,7 cuando se aplica la carga en la punta del diente , mientras que cuando la carga se aplica cerca de la parte central su valor estará comprendido entre 1,4 a 2 .

Considerando un criterio pesimista se adopta un valor de Kf de 2

$$\sigma_d = 3030,94 \cdot 3762,5 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] \leq \sigma_{lim} = 3762,5 \left[\frac{kg}{cm^2} \right]$$

Verificando la condición de Buckingham a la flexión.

6.2.3 Verificación por Buckingham al Desgaste

El desgaste es el deterioro que sufren los dientes, y como consecuencia del mismo son removidas capas de metal de su superficie. Suele ser un fenómeno relevante en engranajes que trabajan a altas velocidades y cuyo funcionamiento se realice durante períodos ilimitados de tiempo.

Este fenómeno no es determinante para la aplicación de este trabajo debido a que el modelo escala 1:10 solo será empleado para ensayos de laboratorio, con ciclos de trabajo muy acotados. Sin mencionar que las velocidades de funcionamiento son extremadamente bajas. No obstante, a continuación, se hará una brevemente mención de el mismo.

Entre las causas más comunes del desgaste, pueden mencionarse la lubricación inadecuada, presencia de partículas abrasivas en el lubricante, desplazamiento de la partícula lubricante. Todo esto genera contacto metal con metal que termina produciendo el deterioro de la superficie.

Buckingham considera una carga admisible al desgaste (F_w), la cual es una fuerza normal, que debe compararse con la fuerza dinámica calculada en el apartado anterior.

$$F_w \geq F_d$$

La resistencia al desgaste (F_w) se calcula como

$$F_w = D_{\text{piñón}} \cdot b \cdot K \cdot Q$$

En la expresión anterior se introducen dos factores K y Q. El primero se encuentra tabulado en función de la dureza del material y del Angulo de presión.

Tabla 19: Factor K [5]

Materiales del piñón y del engrane	S _c [lb/plg ²]	K [lb/plg ²]		
		14,5°	20°	25°
Acero y Acero HB promedio para piñón y engrane				
150	50.000	30	41	51
175	60.000	43	58	72
200	70.000	58	79	98
225	80.000	76	103	127
250	90.000	96	131	162
275	100.000	119	162	200
300	110.000	144	196	242
325	120.000	171	233	288
350	130.000	196	270	333
375	140.000	233	318	384
400	150.000	268	366	453
Acero (HB 150) y Fundición	50.000	44	60	74
Acero (HB 200) y Fundición	70.000	87	119	147
Acero (HB 250) y Fundición	90.000	144	196	242
Acero (HB 150) y Bronce Fosforoso	59.000	46	62	77
Acero (HB 200) y Bronce Fosforoso	65.000	73	100	123
Acero (HB 250) y Bronce Fosforoso	85.000	135	184	228
Fundición y Fundición	90.000	193	264	327
Fundición y Bronce Fosforoso	83.000	170	234	288

Siendo los parámetros para esta aplicación en particular (215 HB y 20°) se procede a interpolar los valores obtenidos de la tabla.

$$K = \frac{(79+103)}{2} \left[\frac{lb}{in^2} \right] = 91 \left[\frac{lb}{in^2} \right] = 6,4 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right]$$

El factor Q vincula los diámetros primitivos del piñón y de la rueda y se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{2 * D_r}{D_p + D_r}$$

Como se mencionó anteriormente dadas que las transmisiones son de baja velocidad y trabajan en breves lapsos entre grandes intervalos, el desgaste presenta poca relevancia . Por lo tanto, no se analizará en profundidad dicho fenómeno.

No obstante, dado que la principal causa del desgaste es una mala lubricación , se tendrá esto en consideración en el diseño. La lubricación elegida para los engranajes es por baño de aceite.

6.2.4 Geometría de engranajes resultante

A partir de los cálculos realizados en la sección anterior , se ha verificado mecánicamente cada engranaje . A continuación, se presentarán a modo de resumen las características geométricas resultantes de dichos engranajes.

Todos los engranajes son de diente rectos , de modulo 2 y serán realizados en acero SAE 1045. En la siguiente Tabla 20 se presenta el número de dientes y el diámetro primitivo de cada engranaje .

Tabla 20: Características constructivas de los engranajes

Engranaje	N° de dientes(z)	Diámetro (mm)	Ancho (b)	Modulo
Sol Mayor	43	86	16	2
Sol menor	15	30	16	2
Corona	75	150	16	2
Planeta 1	14	28	16	2
Planeta 2	16	32	35	2

En la siguiente tabla se muestran los valores de diámetros máximos y mínimos (cabeza y raíz)

Tabla 21: Diámetros de engranajes

Engranaje	De	Di
Sol Mayor	90	81
Sol menor	34	25
Corona	146	155
Planeta 1	32	23
Planeta 2	36	27

6.2.4 Consideraciones geométricas para su montaje

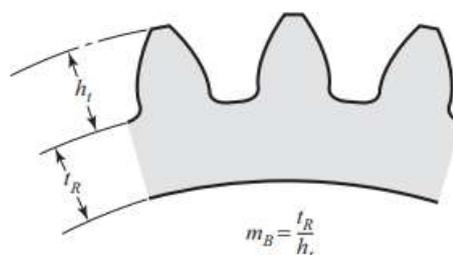
Se han dimensionado y verificado mecánicamente cada engranaje, quedando definida su geometría. Sin embargo, hasta ahora se consideró las ruedas dentadas de los engranajes como cuerpos sólidos sin agujeros. No obstante, para poder transmitir potencia debemos montar dichas ruedas sobre los ejes, lo cual implicaría realizar una modificación en su geometría. El cuerpo del engranaje ya no posee forma cilíndrica maciza, sino forma de aro.

La sección de dicho aro debe tener el espesor suficiente para garantizar que la raíz del diente tenga el soporte necesario. En caso contrario la falla por fatiga debida a la flexión se dará en el aro y no en el entalle de la raíz.

Según la Agma puede definirse una relación de apoyo que vincula la altura del diente y el espesor del aro.

$$\text{Relación de apoyo} = \frac{\text{Espesor del aro bajo el diente } (t)}{\text{Altura total del diente } (h)}$$

Figura 97: Relación de apoyo (Budynas G. 2008)



Si dicha relación es mayor o igual 1,2 , el espesor del aro es tal que se puede considerar que no hay interferencia de los efectos de dicho orificio . Lo que sería equivalente a considerar que el engranaje es una corona maciza.

Partiendo de conocer la geometría del diente se puede determinar el máximo diámetro de agujero que puede efectuarse sobre dichos engranajes.

La altura de los dientes puede obtenerse conociendo la diferencia entre los diámetros D_e y d_i

$$h = |D_e - d_i|$$

Se adopta un valor de relación de apoyo de 1,3 tal que verifique la condición especificada.

Por lo tanto, se puede deducir que el valor de espesor del aro será

$$t = 1.3 h$$

A partir de esta expresión se concluye que el mayor diámetro que se puede mecanizar en cada engranaje estará dado por

$$D_{max} = d_i - 2 t$$

Finalmente se obtienen los siguientes valores :

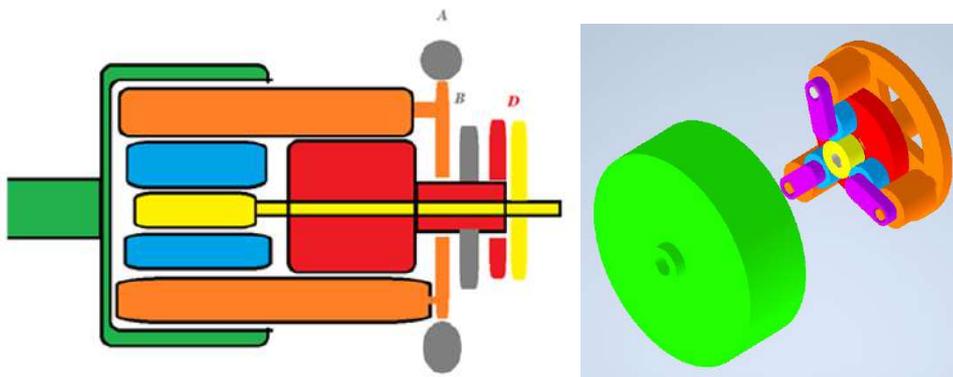
Tabla 22: Diámetros máximos

Engranaje	Dmax
Sol Mayor	69,3
Sol menor	13,3
Corona	134,3
Planeta 1	11,3
Planeta 2	15,3

6.3 Diseño del sistema de ejes

Una vez presentada la dinámica de los engranajes y de haber dimensionado los mismos , se procederá a analizar el sistema de ejes sobre el que se montan y cuya función es la de absorber y transferir la potencia transmitida por los mismos .

Figura 98: Esquema de ensamblaje de tren epicicloidal



Para poder realizar el ensamble de la caja multiplicadora se deberán montar sobre un sistema de eje concéntricos. Dicho sistema de ejes fue representado en la siguiente figura. En la misma pueden observarse los tres ejes.

El eje del sol Mayor S2 (representado en color Rojo) y del brazo porta planetas (de color Naranja) se sostienen montadas en placas que lo vincularan con la carcasa. El eje del sol menor S1 (de color amarillo) por su parte es interior a los otros y está apoyado sobre dos rodamientos en alojamientos hechos en el eje rojo.

Figura 99: Sistema de ejes



En el siguiente apartado se estudiarán los esfuerzos que deben soportar cada eje , para determinar la resistencia mecánica y la geometría requerida por cada uno de los ejes.

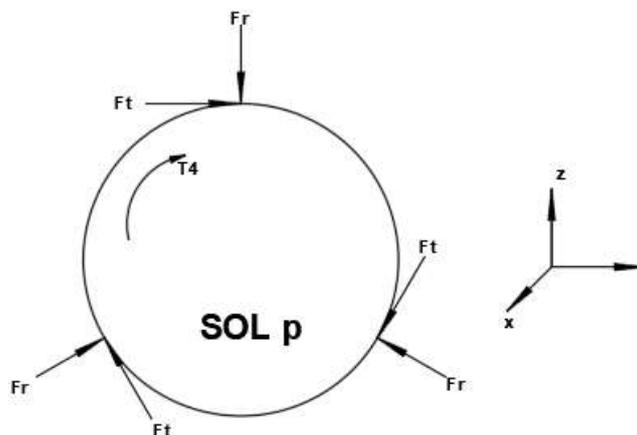
6.3.1 Dinámica de ejes

6.3.1.1 Eje del Sol S1

Este eje tiene como función dar soporte al sol de menor diámetro (S1) y transmitir el torque del mismo .Se ubica concéntricamente en el interior del eje del sol mayor (S2) , se encuentra doblemente apoyado por dos rodamientos .Y se vincula con el eje mencionado mediante un embrague.

Dado que los engranajes del arreglo no transmiten esfuerzo axial , el eje no se encuentra sometido a los mismos. Este eje se encuentra sometido a esfuerzos torsores y flectores. Los esfuerzos flectores se deben al peso propio y el de los engranajes. Los esfuerzos torsores son los de mayor magnitud.

Figura 100: Diagrama de cuerpo aislado S1



En el apartado de análisis dinámico se dedujo la siguiente expresión para la fuerza F_t aplicada sobre el engranaje del sol pequeño.

$$F_t = - \frac{T_1}{3 r_s}$$

También se conoce que el momento torsor a transmitir tiene un valor $T=6$ Nm.

Sabiendo que el torque puede expresarse como $T_1 = \frac{Pot}{\omega_1}$.

Reemplazando dicha expresión se obtiene que la ecuación de fuerza tangencial puede describirse como.

$$F_t = \frac{P_1}{3 \omega_1 r_s}$$

Por definición $\omega_1 = 2 \pi n$, por lo tanto, reemplazando en la expresión anterior se obtiene.

$$F_t = \frac{P_1}{3 (2 \pi n r_s)}$$

Aplicando relaciones geométricas y conversión de unidades se llega a la siguiente expresión.

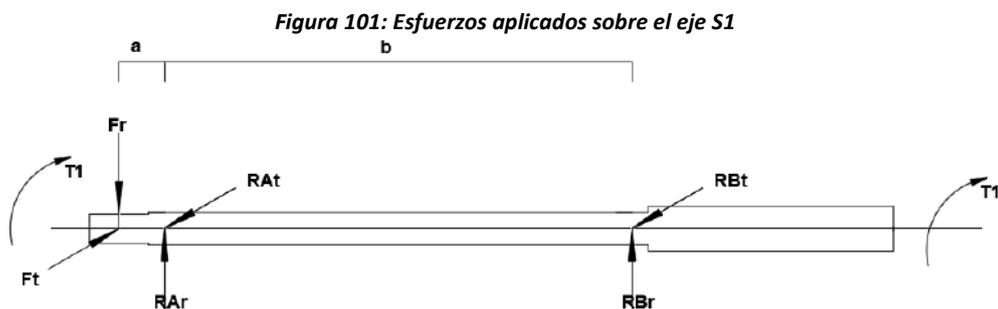
$$F_t = \frac{450000 p_1}{3 (n p z y)} \qquad F_r = F_t \tan \alpha$$

Reemplazando en dichas expresiones con los valores correspondientes se obtiene

$$F_t = 13.26 \text{ kg} = 129.95 \text{ N} \qquad F_r = 4.9 \text{ kg} = 48.02 \text{ N}$$

$$F_t \approx 130 \text{ N} \quad F_r \approx 48 \text{ N}$$

Conociendo las fuerzas involucradas se debe calcular como se transmiten a los apoyos del eje.



Se plantea sumatoria de fuerzas y de momentos.

$$\sum F_r = 0 \qquad - F_r + R_{Ar} + R_{Br} = 0 \qquad \rightarrow \qquad F_r = R_{Ar} + R_{Br}$$

$$\sum M = 0 \qquad F_r (a+b) - R_{Ar} b = 0 \qquad \rightarrow \qquad F_r (a+b) = R_{Ar} b \qquad \rightarrow \qquad R_{Ar} = \frac{F_r (a+b)}{b}$$

Trabajando algebraicamente con ambas expresiones se obtiene que

$$R_{br} = Fr - \frac{Fr(a+b)}{b} = \frac{Fr(b-(a+b))}{b} = \frac{Fr(-a)}{b} \quad \rightarrow \quad \mathbf{R_{br} = \frac{-Fr a}{b}}$$

Finalmente, las expresiones de las resultantes R_{ar} y R_{br} son :

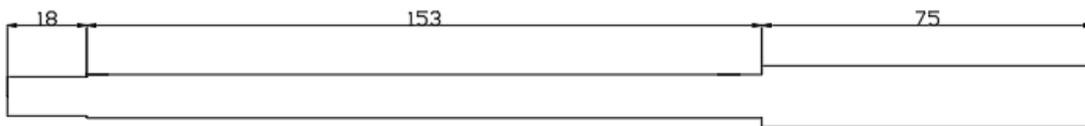
$$\mathbf{R_{ar} = \frac{Fr(a+b)}{b}} \quad \quad \quad \mathbf{R_{br} = \frac{-Fr a}{b}}$$

De manera análoga

$$\mathbf{R_{at} = \frac{Ft(a+b)}{b}} \quad \quad \quad \mathbf{R_{bt} = \frac{-Ft a}{b}}$$

Considerando las dimensiones de los engranajes y dimensiones tentativas de los posibles rodamientos para sustentarlos , se asignaron las siguientes dimensiones al eje.

Figura 102: Dimensiones preliminares del eje S1



$$\mathbf{a=9 \text{ mm} \quad \quad \quad \mathbf{y} \quad \quad \quad \mathbf{b=153 \text{ mm}}$$

Sustituyendo los valores en las expresiones correspondientes se obtienen las siguientes reacciones sobre los rodamientos.

$$\begin{aligned} R_{ar} &= \frac{48 \text{ N} (9+153) \text{ mm}}{153 \text{ mm}} = 50.82 \text{ N} & R_{br} &= \frac{-48 \text{ N} 9 \text{ mm}}{153 \text{ mm}} = -2.82 \text{ N} \\ R_{at} &= \frac{130 \text{ N} (9+153) \text{ mm}}{153 \text{ mm}} = 137.65 \text{ N} & R_{bt} &= \frac{-130 \text{ N} 9 \text{ mm}}{153 \text{ mm}} = -7.64 \text{ N} \end{aligned}$$

Los diagramas de esfuerzos resultante sobre el eje son los siguientes:

Figura 103: Esfuerzos de corte eje S1

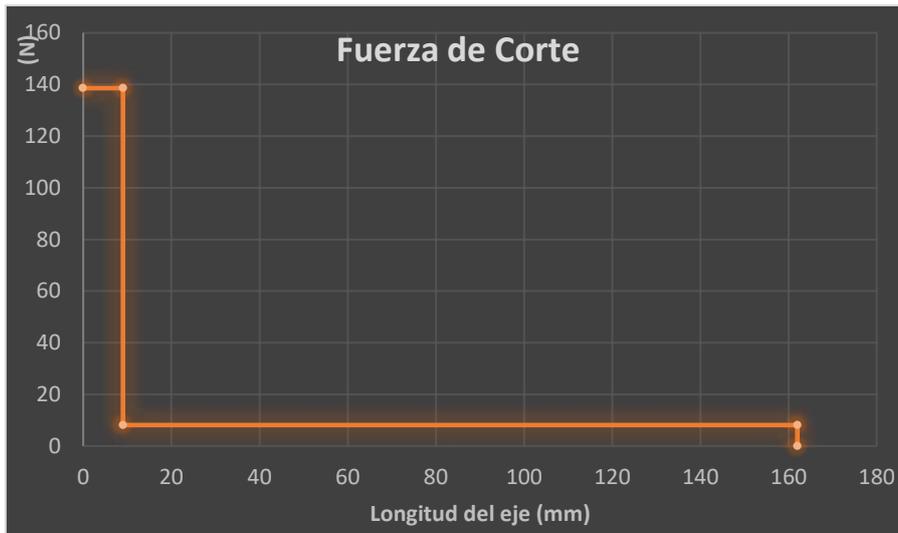


Figura 104: Momento flector eje S1

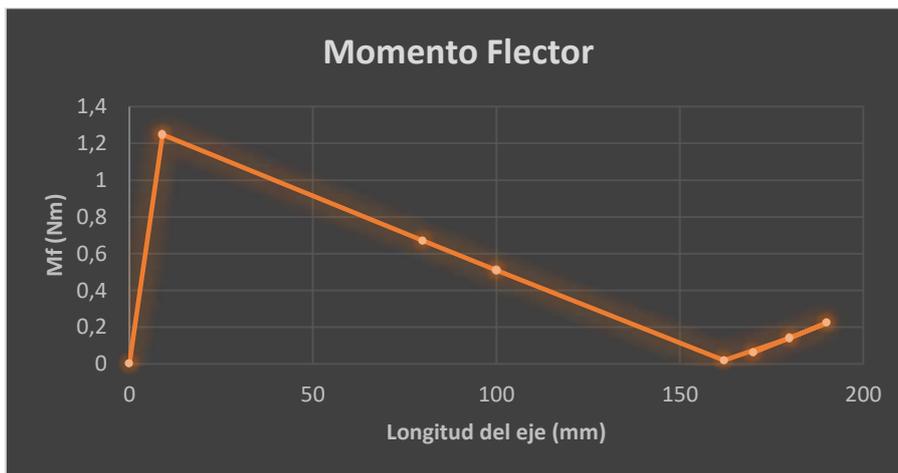
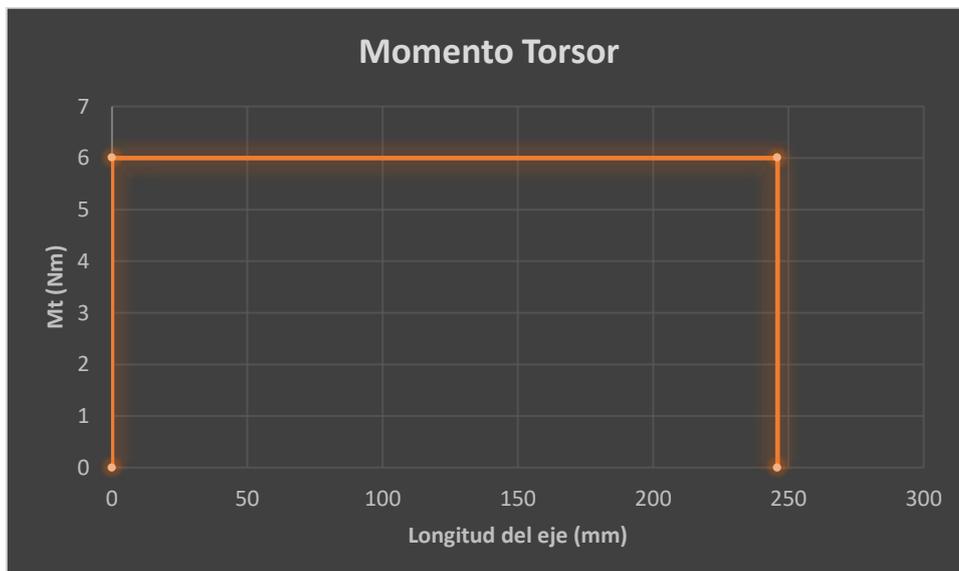


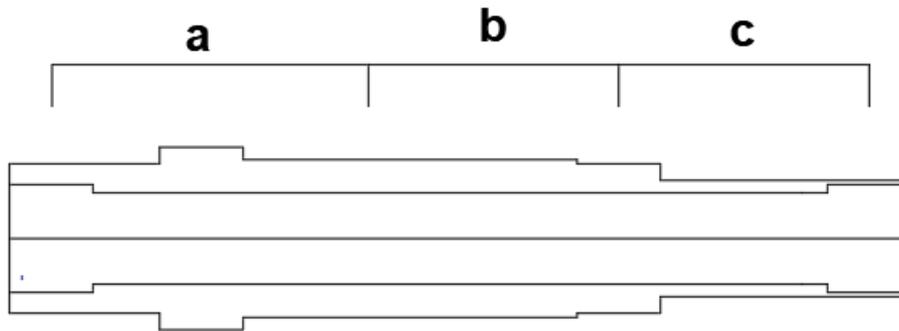
Figura 105: Momento Torsor eje S1



6.3.1.2 Eje del sol S2

Este eje tiene como función sostener el engranaje del sol de mayor diámetro (S2) , y transmitir su par torsor. Este eje cuenta con dos apoyos en placas vinculadas a la carcasa. A diferencia del anterior este es un eje hueco , y concéntricamente en su interior se ubica el eje de S1.

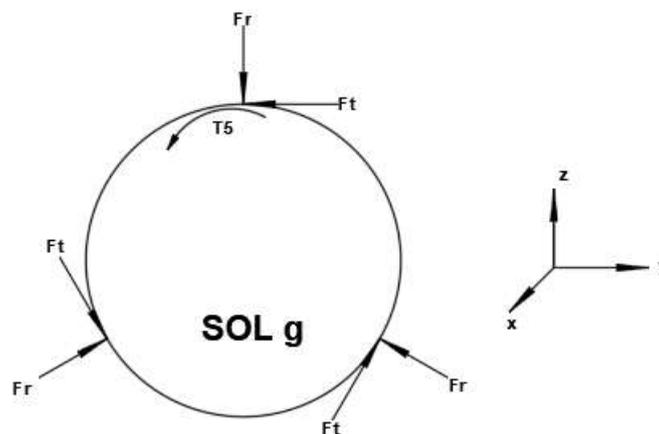
Figura 106:Diagrama eje S2



El diseño del eje será de secciones escalonadas , siendo en la sección del extremo izquierdo donde se ubicará el Sol S2, y en el extremo derecho ira montada el embrague que lo vincula con el eje de S1.

Como se dedujo previamente el momento torsor a transmitir es 6 Nm y las fuerzas que actúan sobre el sol S2 son :

Figura 107: Diagrama cuerpo aislado S2



$$F_t = - \frac{T}{3 r_s}$$

Por lo tanto

$$F_t = \frac{P}{3 (2 \pi n r_s)}$$

$$F_r = F_t \tan \alpha$$

Remplazando en dichas expresiones con los valores correspondientes se obtiene

$$F_t = 4.62 = 45.27 \text{ N}$$

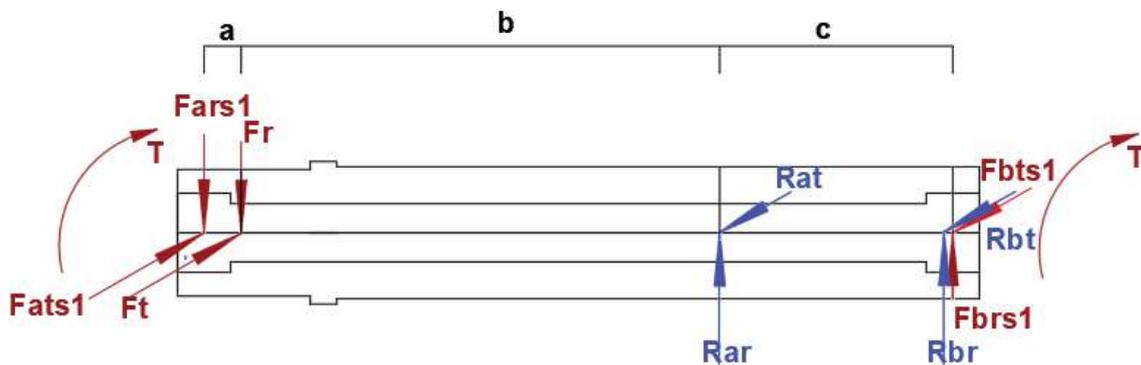
$$F_r = 1.71 \text{ kg} = 16.76 \text{ N}$$

$$F_t \approx 45.3 \text{ N}$$

$$F_r \approx 16.8 \text{ N}$$

Conociendo las fuerzas involucradas se debe calcular como se transmiten a los apoyos del eje.

Figura 108: Fuerzas aplicadas sobre eje S2



Se plantea sumatoria de fuerzas y de momentos.

$$\sum F_r = 0 \quad - F_r - Fars1 + Rar + Rbr + Fbrs1 = 0 \quad \rightarrow \quad Rar + Rbr = F_r + Fars1 - Fbrs1$$

$$\sum M = 0 \quad F_r (a+b) + Fars1 b - Rar c = 0 \quad \rightarrow \quad F_r (a+b) + Fars1 b = Rar c$$

Luego se obtiene que

$$Rar = \frac{F_r (a+b) + Fars1 b}{c}$$

De manera análoga

$$Rat + Rbt = F_t + Fats1 - Fbts1$$

$$Rat = \frac{F_t (a+b) + Fats1 b}{c}$$

Remplazando se obtienen las siguientes reacciones sobre el rodamiento

$$Rar + Rbr = 16.8 \text{ N} + 50.82 \text{ N} - 2.82 \text{ N} = 64.8 \text{ N}$$

$$Rar + Rbr = 64.8 \text{ N}$$

$$Rar = \frac{50.82 \text{ N} (7+90) \text{ mm} + 16.8 \text{ N} 90 \text{ mm}}{44 \text{ mm}} = 146.4 \text{ N}$$

$$Rbr = 64.8 \text{ N} - 146.4 \text{ N} = -81.6 \text{ N}$$

De manera análoga:

$$R_{at} + R_{bt} = 45.3 \text{ N} + 137.65 \text{ N} - 7.64 \text{ N} = 175.31 \text{ N}$$

$$R_{at} + R_{bt} = 175.31 \text{ N}$$

$$R_{at} = \frac{137.65 \text{ N} (7+90) \text{ mm} + 45.3 \text{ N} 90 \text{ mm}}{44 \text{ mm}} = 396.1 \text{ N}$$

$$R_{bt} = 175.31 \text{ N} - 396.1 \text{ N} = -220.8 \text{ N}$$

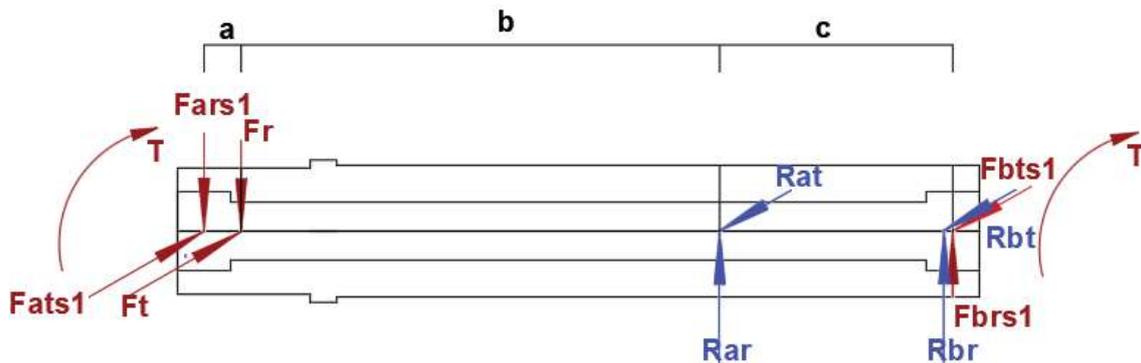
Por lo tanto

$$R_{ar} = 146.4 \text{ N} \quad R_{at} = 396.1 \text{ N}$$

$$R_{br} = -81.6 \text{ N} \quad R_{bt} = -220.8 \text{ N}$$

Considerando las dimensiones de los engranajes y dimensiones tentativas del posible rodamiento para sustentarlo, se asignaron las siguientes dimensiones al eje.

Figura 109: Dimensiones tentativas eje S2



Siendo las distancias a, b y c : $a=7 \text{ mm}$ $b=90 \text{ mm}$ $c= 44 \text{ mm}$

Los diagramas de esfuerzos resultante sobre el eje son los siguientes:

Figura 110: Esfuerzos de corte Eje S2

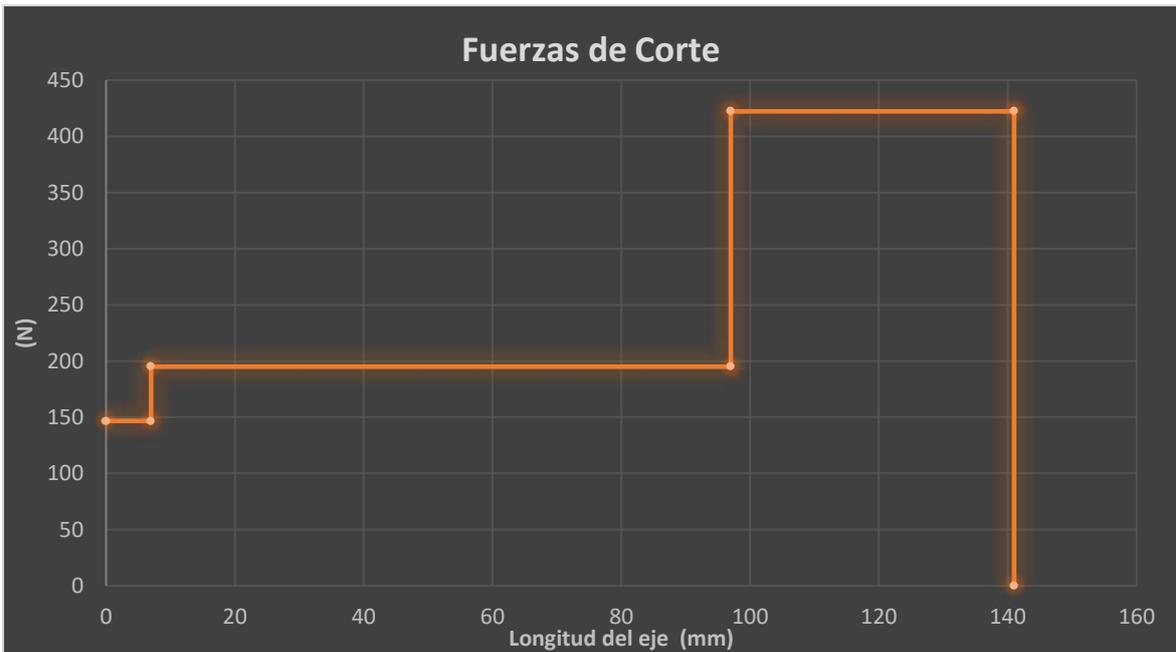
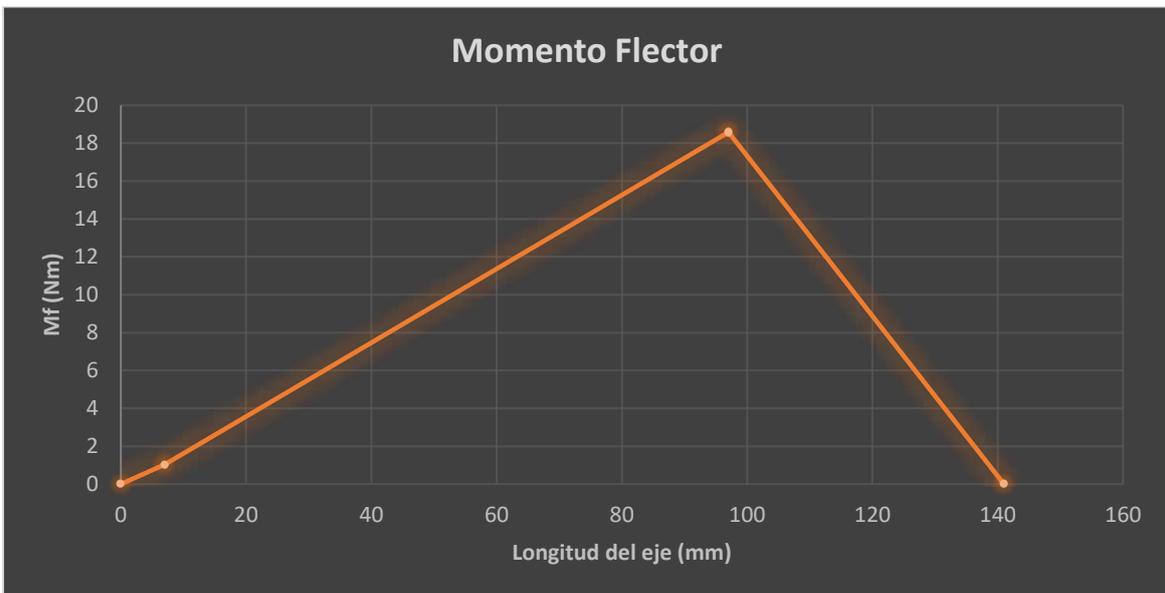


Figura 111: Momento Flector Eje S2



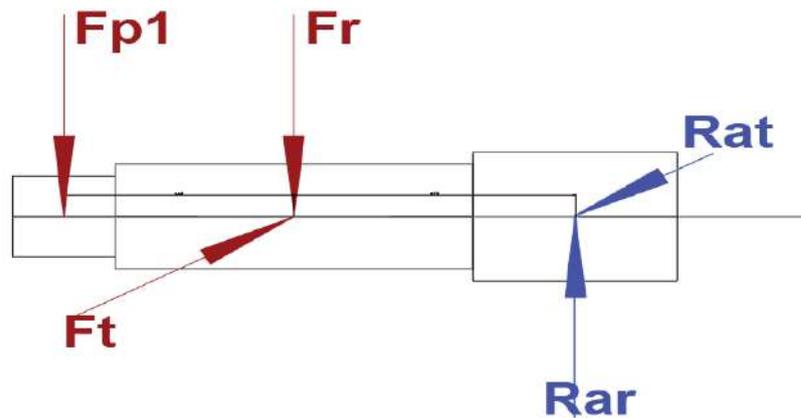
6.3.1.3 Eje de planeta

Este es el eje sobre el que sirve de soporte para el planeta P2 , este engranaje va montado sobre rodamientos radiales y dichos rodamientos a su vez se montan sobre el eje . Cada eje se monta rígidamente sobre la placa de la porta planetas y dicha unión fue considerada como un empotramiento .

En el extremo izquierdo soporta la pieza que sirve de guía a los planetas P1, la cual también está montada sobre rodamientos. Por estar montado sobre rodamientos los planetas , la pieza guía no transmiten par de torsión al eje.

Como se analizó en el apartado de dinámica del tren los esfuerzos que introduce el planeta sobre el eje son los siguientes .

Figura 112: Fuerzas aplicadas sobre el eje del planeta



$$F_{p1} = 1.3 \text{ N}$$

$$F_t = 220 \text{ N}$$

$$F_r = 1.49 \text{ N}$$

Planteando Sumatoria de fuerzas:

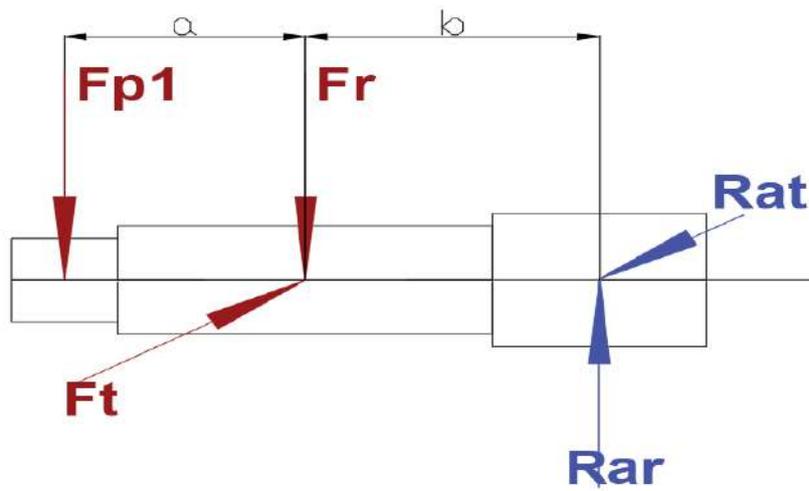
$$\sum F_r = 0 \quad - F_{p1} - F_r + R_{ar} = 0 \quad \rightarrow \quad R_{ar} = 2.79 \text{ N}$$

De manera análoga

$$R_{at} = 220 \text{ N}$$

Considerando las dimensiones de los engranajes y dimensiones tentativas del posible rodamiento para sustentarlo , se asignaron las siguientes dimensiones al eje.

Figura 113: Dimensiones tentativas eje del planeta



Siendo los valores de las distancias : $a=22.5 \text{ mm}$ $b=50 \text{ mm}$

Los diagramas de esfuerzos resultante sobre el eje son los siguientes:

Figura 114: Esfuerzo de corte Eje planeta

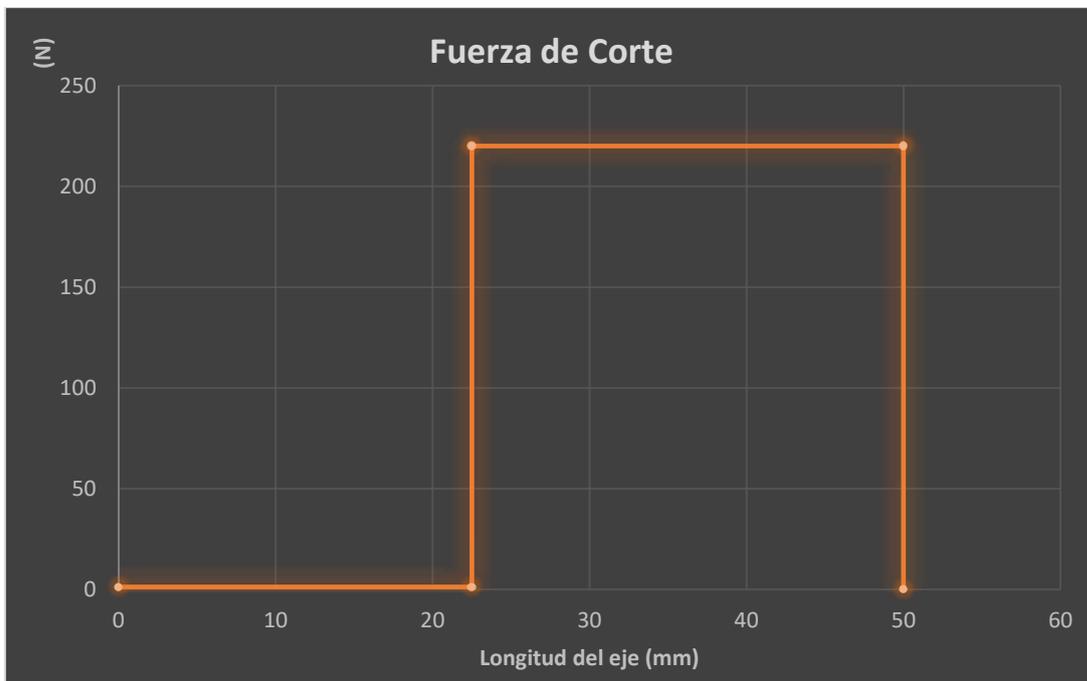
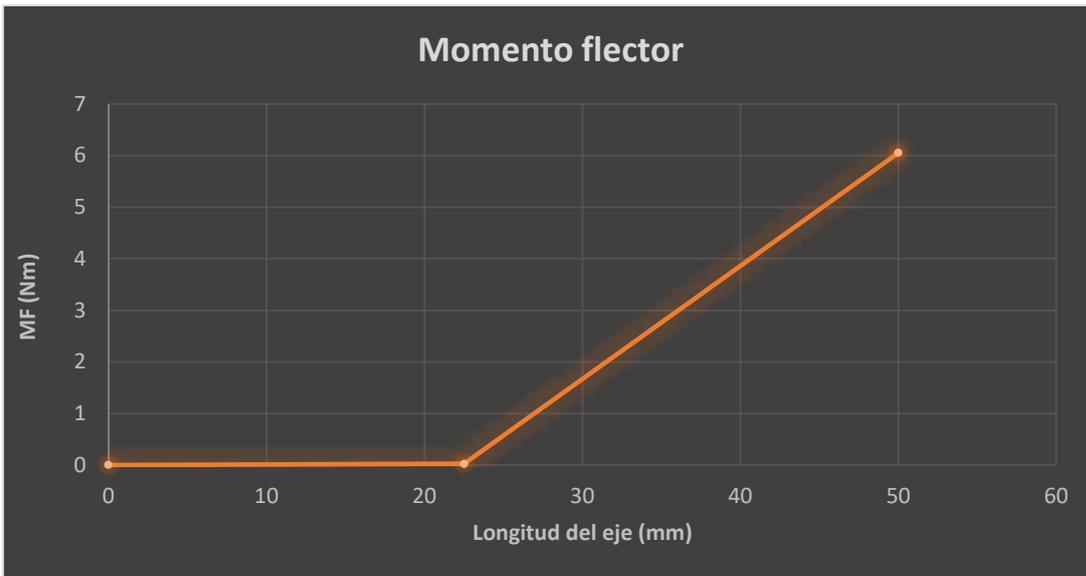


Figura 115: Momento Flector Eje Planeta



6.3.1.4 Brazo

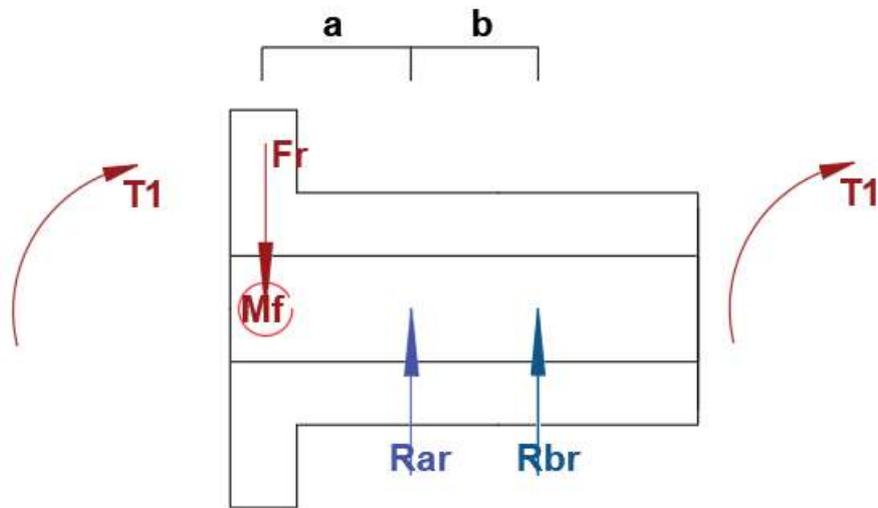
El eje del brazo está unido rígidamente a la placa que sostiene los ejes porta planetas. Se encuentra sostenido por rodamientos radiales, y a su derecha está vinculado a un freno, que cumple la función de bloquearlo.

Como se analizó previamente sobre el brazo van montados los planetas. El porta planetas compensa las fuerzas tangentes de dichos engranajes, de modo que sobre los mismos no se produzca par. Como consecuencia, sobre el brazo se ejerce un par, y puede transmitir potencia.

Por lo tanto, además de los pesos de los planetas y ejes de los porta planetas que soporta, el eje del brazo estará sometido a un esfuerzo torzor y flector.

A continuación, se presenta un esquema de las cargas aplicadas donde se supuso que las cargas que derivan de los porta planetas están aplicadas en la mitad de la placa.

Figura 116: Fuerzas aplicadas sobre Eje del Brazo



Se plantean sumatoria de fuerzas y de momentos :

$$\sum Fr = 0 \quad - Fr + Rar + Rbr = 0 \quad \rightarrow \quad Fr = Rar + Rbr$$

$$\sum M = 0 \quad Fr (a+b) + Mf - Rar b = 0 \quad \rightarrow \quad Fr (a+b) + Mf = Rar b \quad \rightarrow \quad Rar = \frac{Fr (a+b) + Mf}{b}$$

Por lo tanto,

$$Rbr = Fr - \frac{Fr (a+b) + Mf}{b} = \frac{Fr (b - (a+b)) + Mf}{b} = \frac{Fr (-a) + Mf}{b}$$

$$Rbr = \frac{-Fr a + Mf}{b}$$

Finalmente se obtienen las siguientes expresiones

$$Rar = \frac{Fr (a+b) + Mf}{b} \quad Rbr = \frac{-Fr a + Mf}{b}$$

Reemplazando los siguientes valores en dichas expresiones se obtiene

$$Mf = 18 \text{ Nm} = 0.018 \text{ N mm} \quad Fr = 8.37 \text{ N} \quad a = 20 \text{ mm} \quad b = 22.5 \text{ mm}$$

$$Rar = \frac{8.37 \text{ N}(22.5 \text{ mm}) + 18 \text{ Nm}}{22.5 \text{ mm}} = 815.81 \text{ N} \quad Rbr = 8.37 - 815.81 \text{ N} = -807.44 \text{ N}$$

Finalmente se obtiene que

$$Rar = 815.81 \text{ N} \quad Rbr = -807.44 \text{ N}$$

Los diagramas de esfuerzos resultante sobre el eje son los siguientes:

Figura 117: Esfuerzo de corte Eje Brazo

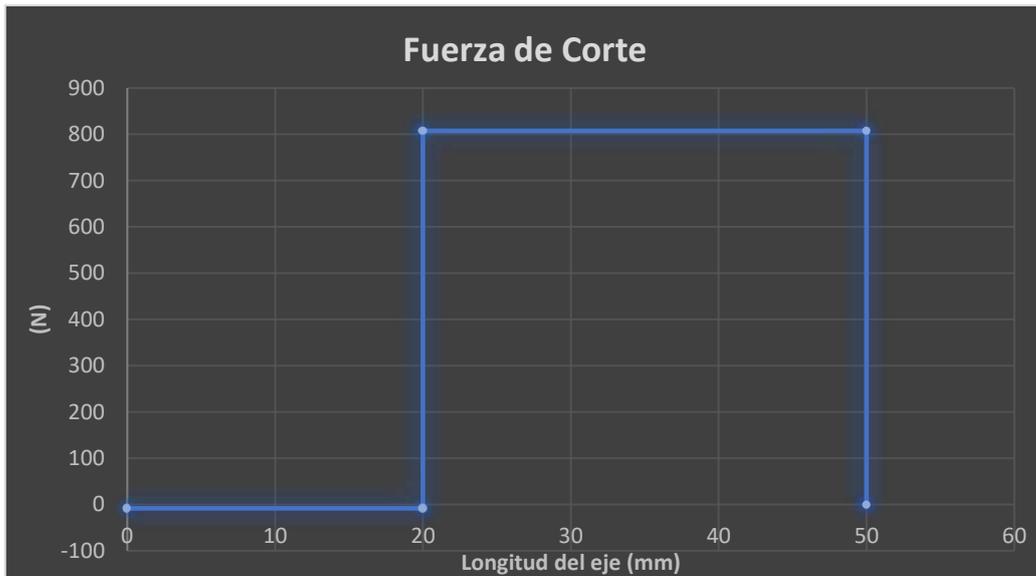
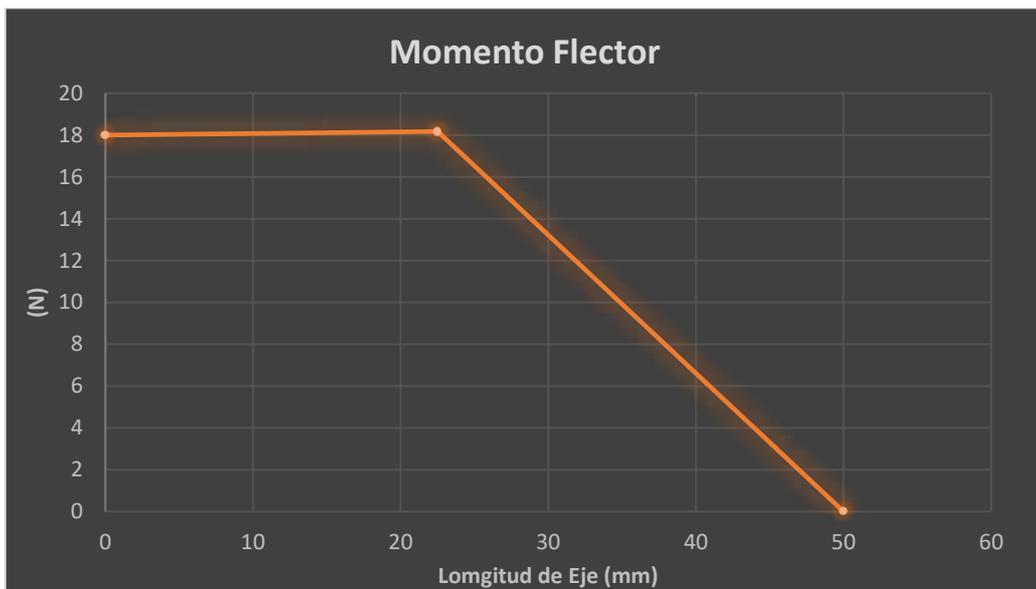


Figura 118: Momento Flector Eje Brazo



6.4 Cálculo de ejes

6.4.1 Método de cálculo según ASME

En primera instancia se dimensionarán los ejes siguiendo el método planteado por la norma ASME, el cual es un método empírico, que parte del estado combinado de tensiones, en una

situación estática y adoptando la teoría del máximo esfuerzo de corte, considerando luego coeficientes correctivos por tratarse de esfuerzos dinámicos.

La norma establece que para tener en cuenta las condiciones de fatiga de impacto se deben incrementar las solicitaciones de flexión y torsión, calculadas en forma estática, con los coeficientes C_f y C_t , respectivamente. También tiene en cuenta el efecto de pandeo, si lo hubiera, multiplicando la carga axial, F_a , por un coeficiente (w), que depende de las características del árbol y de los soportes.

Se asignará como material para el diseño de los ejes acero SAE 1045, por tratarse este de uno de los más empleados para dichas aplicaciones y luego en caso de requerirlo se seleccionarán aceros de mejores prestaciones.

$$\sigma_f = 400 \text{ MPa} ; \sigma_{rot} = 640 \text{ MPa}$$

La siguiente fórmula permite hallar el diámetro exterior mínimo para un eje.

$$D_e \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_{adm} * (1 - \lambda^4)} * \sqrt{\left[C_f * M_f + \frac{w * F_a * D * (1 + \lambda^2)}{8} \right]^2 + (C_t * M_t)^2}}$$

Siendo:

- M_f : Momento flector [Nm]
- M_t : Momento torsor [Nm]
- λ : Relación de diámetros $\left(\frac{d}{D}\right)$. En el caso de ejes macizos $\lambda = 0$.
- F_a : Fuerza axial [N]
- w : Factor que depende de la esbeltez δ .
- C_f y C_t : Coeficientes que contemplan la forma de aplicación de los esfuerzos sobre el eje

El factor w debe calcularse de la siguiente forma:

- $w = \frac{1}{(1 - 0.0044 \delta)}$ Si la esbeltez $\delta < 100$
- $w = \frac{\sigma_c \delta^2}{(\pi^2 n E)}$ Si la esbeltez $\delta > 100$

Donde la esbeltez δ es el cociente entre la distancia (L_p), desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el apoyo, y el radio de giro de la sección (i).

$$\delta = \frac{L_p}{i} \quad (\text{Siendo } i = 0.25 D)$$

Sin embargo, en el caso particular de no haber fuerzas axiales involucradas, el segundo término de la raíz se anula. En este caso el factor de esbeltez w no se verá reflejado en el cálculo. Pudiendo reescribirse como se muestra a continuación.

$$D_e \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_{adm} * (1 - \lambda^4)} * \sqrt{(C_f * M_f)^2 + (C_t * M_t)^2}}$$

Por su parte los coeficientes C_f y C_t se encuentran tabulados en función de la forma de

aplicación de las solicitaciones sobre el eje.

Tabla 23: Coeficiente C_f y C_t

Carga	constante o gradualmente aplicada	súbita con choques ligeros	súbita con choques importantes
C_f	1,2 a 1,5	1,5 a 2	2 a 3
C_t	1 a 1,2	1,2 a 1,5	1,5 a 3

Dada la naturaleza de cambiante de la energía marina , se presentarán cargas de forma súbita y choques .Sin embargo debido a elementos previos en la cadena de transmisión como la etapa de rectificación y los sistemas de frenos Latching , estos no serán tan nocivos al llegar al sistema de multiplicación.

Por lo tanto, se ha considerado tomar un criterio pesimista y adoptar el valor límite de transición entre el máximo de choques ligeros y mínimo para choque importantes:

$$C_f = 2 ; C_t = 1,5$$

En este punto debe mencionarse que, si bien las consideraciones anteriores se tomaron en función de un ambiente real de trabajo , cabe destacar que no debe perderse de vista que el objetivo de este trabajo corresponde a un diseño de un prototipo para pruebas y experimentación en un ambiente controlado como es el canal de olas y por lo tanto no estará sometido a situaciones extremas .

El método adopta como valor de σ_{adm} a utilizar en la fórmula, a aquel que resulte menor de los siguientes valores:

$$\sigma_1 = 0,35 \sigma_r \qquad \sigma_2 = 0,60 \sigma_f$$

Adicionalmente en aquellos casos en que exista un concentrador de tensión se debe reducir el valor de σ_{adm} en un 25%. Si además de esto se considera que una falla potencial en la pieza produciría consecuencias de gran magnitud deberá realizarse otra reducción adicional del 25%.

Los argumentados expresados anteriormente respecto a las condiciones de trabajo. Aplican también a la suposición de consecuencias serias debido a la falla . Independientemente de esto en un modelo de aplicación real si bien la rotura de cualquiera de los ejes interrumpiría la generación el convertidor podría sacarse de operación y no implicar un deterioro de otras partes del mismo . Adicionalmente como los convertidores no trabajan en forma aislada sino integrando un sistema conjunto de varios convertidores, ante la eventual salida de servicio de uno el resto seguirá proporcionando energía. En virtud de esto , se debe considerar que la posibilidad de que algunos se encontraran eventualmente fuera de servicio por mantenimiento no afectara la normal operación del sistema.

Se considerarán además como los ejes presentan cambios de diámetros de secciones ,y los mismos constituyen concentradores de tensión , los cuales deben ser considerados .Se adoptará por tanto un factor de corrección de 0,75 sobre el valor calculado de tensión admisible (σ_{adm}) .

$$\sigma_{adm} = 0,75 * \sigma_{adm}'$$

Se utilizará para σ_{adm}' el menor valor de los siguientes para el cálculo:

$$\sigma'_{adm1} = 0,35 * \sigma_r = 0,35 * 640 \text{ MPa} = 224 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{adm2} = 0,6 * \sigma_f = 0,6 * 400 \text{ MPa} = 240 \text{ MPa}$$

Finalmente, el valor adoptado de σ_{adm} sera :

$$\sigma_{adm} = 0,75 * 224 \text{ MPa} = 168 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = \mathbf{168 \text{ MPa}}$$

6.4.2 Influencia de la relación de diámetros en una pieza hueca

Dado que los ejes son concéntricos , y por lo tanto 2 de ellos deberán ser piezas huecas , a continuación, se analizará la influencia de la relación de diámetros .

Para comparar la resistencia mecánica entre una barra maciza y un sólido hueco , se puede obtener una relación entre esta y la relación de diámetros d/D . Esto puede ser de interés en piezas como la estudiada que por razones funcionales requieren una cavidad interior , o también en aquellas situaciones que requieran una disminución del peso.

El módulo resistente a la flexión para un cilindro hueco se puede expresar como:

$$W = \frac{(D^4 - d^4)\pi}{32 D}$$

Si introducimos la relación de diámetros $\lambda = d/D$ y la remplazamos en la expresión anterior obtenemos:

$$W = \frac{(D^4 - (D\lambda)^4) \pi}{32 D}$$

$$W = 0,1 D^3 (1 - \lambda^4)$$

El caso del cilindro macizo no es otra cosa que un caso particular de la expresión anterior donde $\lambda = 0$.

$$W_{(\lambda=0)} = W_0 = 0,1 D^3$$

Por lo tanto, la expresión del módulo resistente para ambos casos será:

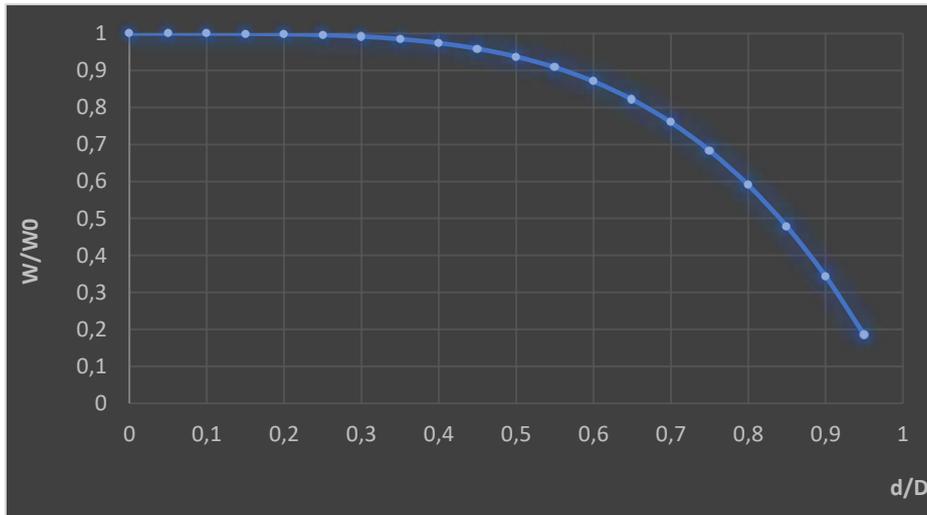
- Cilindro hueco $W = 0,1 D^3 (1 - \lambda^4)$
- Cilindro macizo $W_0 = 0,1 D^3$

Por consiguiente, la resistencia relativa será:

$$\frac{W}{W_0} = (1 - \lambda^4)$$

Graficando la función hallada entre la resistencia y la relación de diámetros

Figura 119: Resistencia relativa en función de la relación de diámetros.



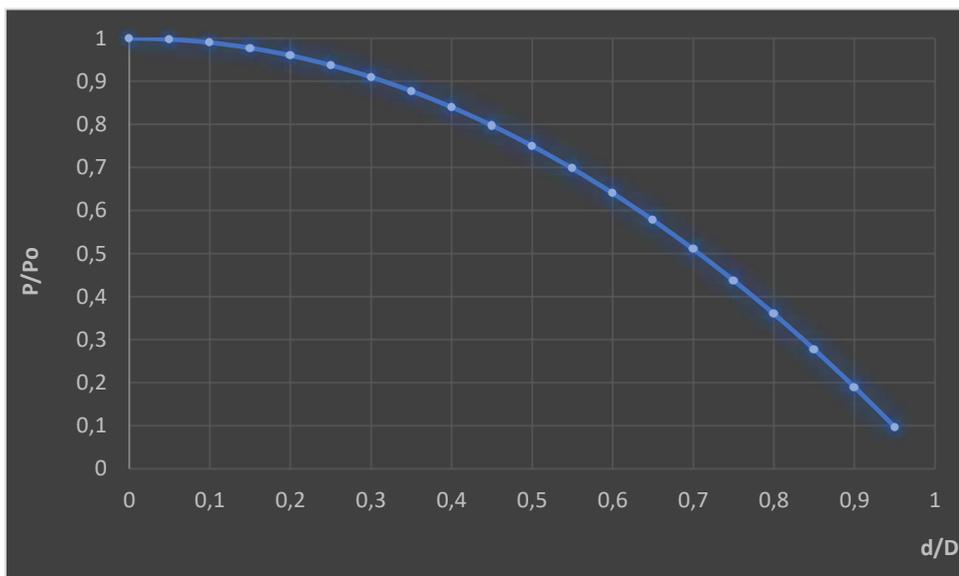
Se puede observar que con una relación de $\lambda = 0,55$ se obtiene una resistencia relativa del 90%. Por lo que lo que se consideraran valores de λ superiores al mismo.

Aunque si bien la razón de la elección de perfiles huecos responde en el caso de este análisis a una cuestión funcional, como se mencionó previamente la utilización de los mismos ofrece una reducción de pesos, lo cual constituye una ventaja adicional, que en un no debe ignorarse.

De igual manera que se halló la relación de resistencia relativa, se puede deducir que la relación entre los pesos relativos la cual puede expresarse como :

$$\frac{P}{P_0} = (1 - \lambda^2)$$

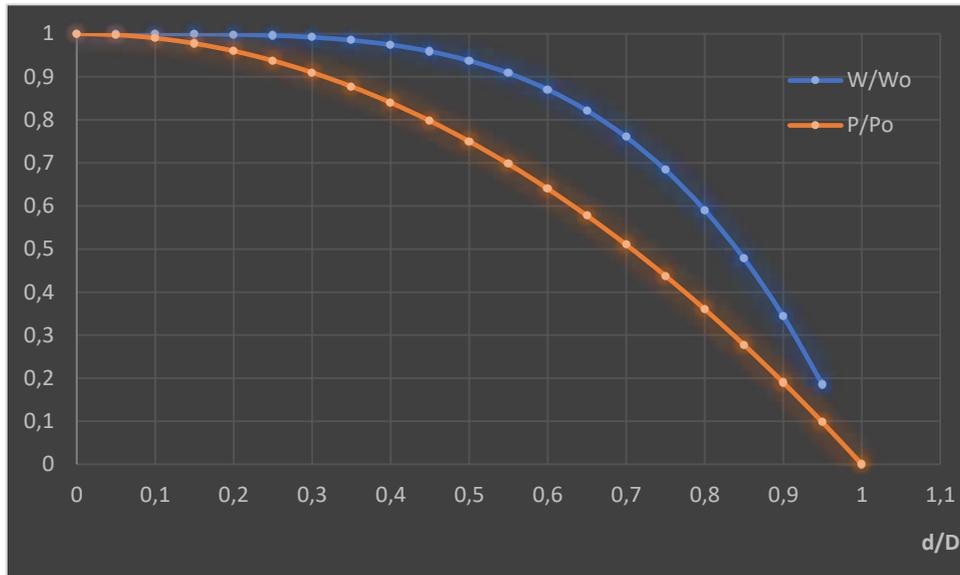
Figura 120: Pesos relativos en función de la relación de diámetros



Se puede observar que para la misma relación de $\lambda = 0,55$ se obtiene una reducción del peso del 30%.

Combinando ambas funciones en una única grafica se obtiene:

Figura 121: Comparativa del comportamiento de la resistencia y el peso



Se puede observar que con relaciones de $\lambda = 0,50$ el peso se reduce en un 25% con una pérdida en la resistencia de solo el 6%. Con lo cual se considera un valor interesante para el diseño de los ejes huecos.

Según el método ASME al considerar que el cilindro no es macizo la expresión para el diámetro mínimo cambia y estará afectada por el término $(1 - \lambda^4)$, que contempla la relación de diámetros, y no es otra cosa que la resistencia relativa W/W_o que se dedujo anteriormente.

$$D_e \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_{adm} * (1 - \lambda^4)} * \sqrt{(C_f * M_f)^2 + (C_t * M_t)^2}}$$

6.4.3 Verificación según Soderberg

Habiendo obtenidos en primera instancia un valor de diámetro de la sección, se procederá a verificar dicho valor mediante el cálculo según Soderberg.

Para el cálculo del diámetro se utiliza la siguiente expresión:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * s}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{M_t}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{K_f * M_f}{\sigma_{wc}}\right)^2}}$$

Siendo:

- d: Diámetro mínimo necesario para la sección planteada [cm]
- M_f : Momento flector [Kg cm]

- M_t : Momento torsor [$Kg\ cm$]
- λ : Relación de diámetros $\left(\frac{d}{D}\right)$. En el caso de ejes macizos $\lambda = 0$.
- F_a : Fuerza axial [Kg]
- s : Coeficiente de seguridad.
- σ_f : Tensión de fluencia [Kg/cm^2]
- K_f : Concentrador de tensiones debido a rodamiento.
- σ_w : Tensión de rotura por fatiga [Kg/cm^2].
- σ_{wc} : Tensión límite de fatiga corregido [Kg/cm^2].

Se adopto un factor de seguridad $S=3$, por considerar que se presentaran condiciones de incertidumbre moderada en relación a la naturaleza de la carga, con choques suaves.

La tensión de rotura por fatiga puede hallarse mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_w = 0,5 * \sigma_r$$

$$\sigma_w = 0,5 * 640\ MPa$$

$$\sigma_w = 320\ MPa = 3263,09\ Kg/cm^2$$

Sin embargo, el valor de σ_w obtenido debe afectarse por los siguientes factores de corrección.

$$\sigma_{wc} = \sigma_w * C_s * C_t * C_c$$

El factor de superficie (C_s) varía dependiendo de la terminación superficial de la pieza. Tiene en cuenta irregularidades superficiales que funcionan como concentradores de tensiones, que disminuyen la resistencia a la fatiga de la sección. Puede calcularse mediante las siguientes expresiones:

- Maquinado en frío : $C_s = 2,7 * \sigma_r^{-0,265}$
- Rectificado : $C_s = 1,34 * \sigma_r^{-0,085}$

Se determino que no es preciso rectificar los ejes ya que debido al uso que se les dará, no se justifica agregar dicha operación. Por lo tanto:

$$C_s = 2.7 * 640^{-0,265}$$

$$C_s = 0,48$$

El factor de tamaño (C_t) corrige la resistencia a la fatiga debido a la diferencia del diámetro del eje en la sección analizada con el de la probeta del ensayo. Este factor tiene en cuenta el gradiente de tensiones dentro del material, debido a que a medida que aumenta el tamaño, es menos favorable la distribución de tensiones y la uniformidad de las propiedades del material.

- $7,6\ mm < d < 50\ mm$ $C_T = 0,85$
- $d > 50\ mm$ $C_T = 0,75$

Dado que todos los ejes tendrán un diámetro máximo menor a 50 mm se adopta el siguiente valor.

$$C_t = 0,85$$

El factor de confiabilidad (C_c) representa cuán confiable es la resistencia de vida infinita a la fatiga obtenida de tablas. Si se requiere una confiabilidad mayor al 50% será necesario afectar el valor por un coeficiente obtenido de la siguiente tabla:

Tabla 24: Confiabilidad deseada

Confiabilidad Deseada	C_c
0,50	1
0,90	0,90
0,99	0,81
0,999	0,75
0,999999999	0,52

Se considera que a los fines de la implementación del prototipo una confiabilidad del 99% es sumamente aceptable.

$$C_c = 0,81$$

Una vez determinados todos los factores se puede reemplazar su valor en la fórmula para hallar σ_{wc} .

$$\sigma_{wc} = \sigma_w * C_s * C_t * C_c$$

$$\sigma_{wc} = 320 \text{ MPa} * 0,48 * 0,85 * 0,81$$

$$\sigma_{wc} = 105,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{wc} = 1094,60 \text{ Kg/cm}^2$$

8.4.3.1 Eje de sol S1

En la sección correspondiente a dinámica de los ejes se determinaron los valores de momentos para el eje de S1:

$$M_f = 1.2 \text{ [Nm]} \quad M_t = 6 \text{ [Nm]}$$

También se sabe que no intervienen fuerzas axiales por lo tanto $F_a = 0$. Y por tratarse de un eje macizo $\lambda = 0$.

Aplicando estas consideraciones y reemplazando todos los valores obtenidos en la fórmula de cálculo del método ASME, se puede hallar el valor mínimo del diámetro D para el eje :

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * 168 \times 10^6 \text{ Pa}} * \sqrt{[2 * (1.2 \text{ Nm})]^2 + (1,5 * 6 \text{ Nm})^2}}$$

$$D \geq 0,00766 \text{ m} = 7,66 \text{ mm}$$

Habiendo obtenidos en primera instancia un valor de diámetro de la sección , se procederá a verificar dicho valor .

Para aplicar la ecuación del diámetro mínimo según Soderberg, se expresan los valores de M_t , M_f y σ_f en unidades conveniente:

$$M_f = 12.24 \text{ [Kg cm]} \quad M_t = 61.2 \text{ [Kg cm]} \quad \sigma_f = 4078,86 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

Finalmente, reemplazando todos los valores, se halla el diámetro mínimo requerido:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * 3}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{61.2 \text{ Kg.cm}}{4078,86 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2 + \left(\frac{2,3 * 12.24 \text{ Kg.cm}}{1094.60 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2}}$$

$$D = 9.69 \text{ mm}$$

Se puede apreciar, que el cálculo por el método de Soderberg arroja un diámetro mínimo mayor al calculado por la norma ASME, por lo tanto, se adoptará este valor como diámetro mínimo para dicha sección del eje.

Realizando el mismo procedimiento a lo largo del eje se pudo determinar los diámetros mínimos para cada sección del eje , mediante la unión de estos puntos se obtuvo el sólido de igual resistencia.

Tabla 25: Diámetros mínimos Eje S1

L	D	L	D	L	D	L	D
0	7,71	60	9,10314199	120	8,13028825	180	7,72097452
10	7,71	70	8,9332579	130	7,99866811	190	7,76251358
20	9,768	80	8,76379227	140	7,88638536	200	7,83516525
30	9,60534247	90	8,59632193	150	7,79845954	210	7,9347981
40	9,43988424	100	8,43295768	160	7,7395393		
50	9,2722922	110	8,27645362	170	7,71314635		

Figura 122: diámetros mínimos Eje S1

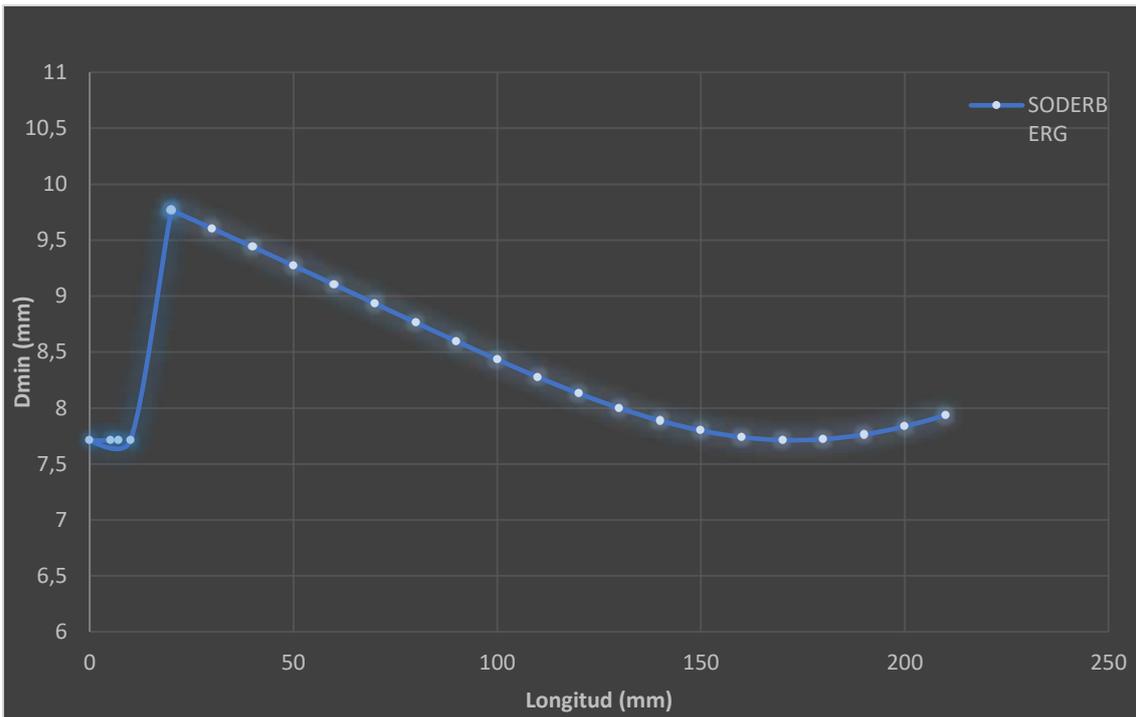
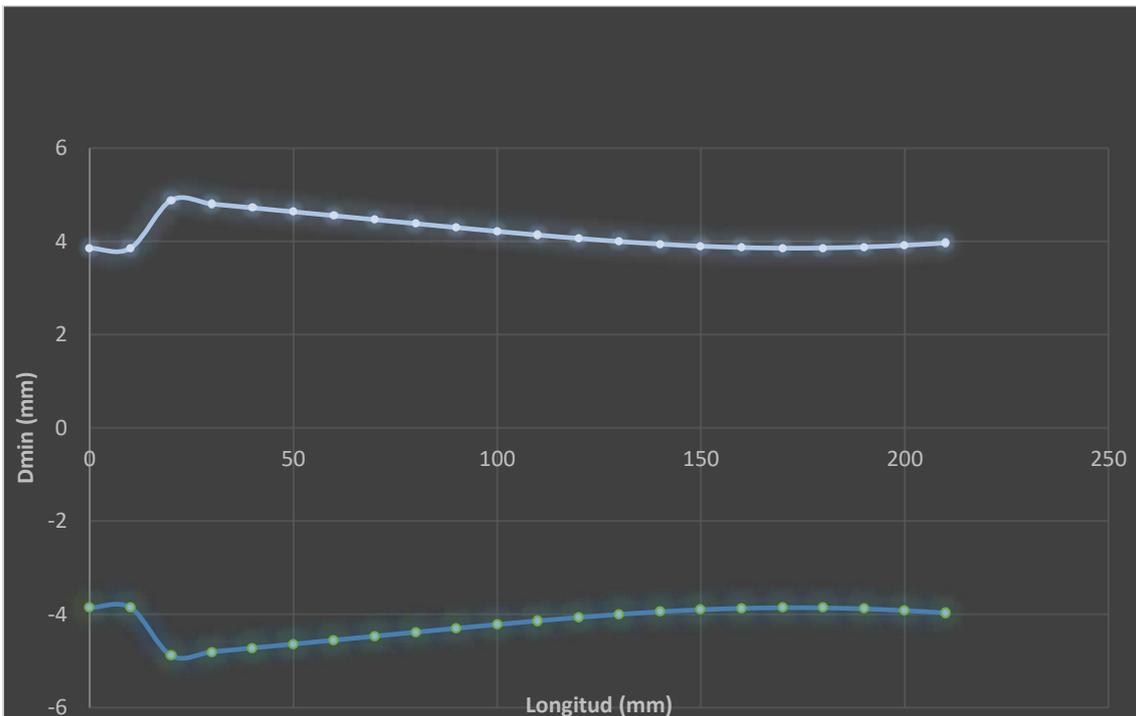
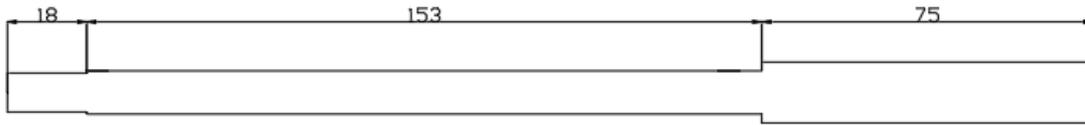


Figura 123: Sólido igual resistencia Eje S1



Determinado el perfil del eje delimitado por los diámetros mínimo de cada sección se adoptan las siguientes dimensiones para el eje.

Figura 124: Geometría Eje S1



Donde los diámetros de las secciones serán:

- Sección 1 : $D_1 = 9 \text{ mm}$
- Sección 2 : $D_2 = 10 \text{ mm}$
- Sección 3 : $D_3 = 24 \text{ mm}$

8.4.3.2 Eje de sol S2

En la sección correspondiente a dinámica de los ejes se determinaron los valores de momentos para el eje de S2:

$$M_f = 18,5 \text{ [Nm]} \quad M_t = 6 \text{ [Nm]}$$

También se sabe que no intervienen fuerzas axiales por lo tanto $F_a = 0$. A diferencia del caso anterior este eje no es macizo, sin embargo, se realizará un primer cálculo considerando como si lo fuera para obtener un diámetro de referencia ($\lambda = 0$).

Aplicando estas consideraciones y reemplazando todos los valores obtenidos en la fórmula de cálculo del método ASME, se puede hallar el valor mínimo del diámetro D para el eje :

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * 168 \times 10^6 \text{ Pa}} * \sqrt{[2 * (18.5 \text{ Nm})]^2 + (1,5 * 6 \text{ Nm})^2}}$$

$$D \geq 0,01202 \text{ m} = 12,02 \text{ mm}$$

Ahora se considerará que el eje no es macizo y según lo analizado previamente se adopta un valor de $\lambda = 0,50$.

$$D_e \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * \sigma_{adm} * (1 - \lambda^4)} * \sqrt{(C_f * M_f)^2 + (C_t * M_t)^2}}$$

$$D \geq 0,01228 \text{ m} = 12,28 \text{ mm}$$

Al comparara el diámetro obtenido con un $\lambda = 0,50$, con el que corresponde al del eje macizo se puede observar que según el método ASME solo se requiere aumentar un 2%.

Habiendo obtenidos en primera instancia un valor de diámetro de la sección, se procederá a verificar dicho valor.

Para aplicar la ecuación del diámetro mínimo según Soderberg, se expresan los valores de M_t ,

M_f y σ_f en unidades conveniente:

$$M_f = 188,5 \text{ [Kg cm]} \quad M_t = 61.2 \text{ [Kg cm]} \quad \sigma_f = 4078,86 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

Finalmente, reemplazando todos los valores, se halla el diámetro mínimo requerido:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * 3}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{61.2 \text{ Kg.cm}}{4078,86 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2 + \left(\frac{2,3 * 188.5 \text{ Kg.cm}}{1094.60 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2}}$$

$$D = 22.97 \text{ mm}$$

Ahora al considerar que el cilindro no es macizo la expresión para el diámetro mínimo cambia y estará afectada por el termino $(1 - \lambda^4)$, que contempla la relación de diámetros.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * s}{\pi (1 - \lambda^4)} * \sqrt{\left(\frac{M_t}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{K_f * M_f}{\sigma_{wc}}\right)^2}}$$

$$D = 23.4 \text{ mm}$$

Se puede apreciar, que el cálculo por el método de Soderberg arroja un diámetro mínimo mayor al calculado por la norma ASME, por lo tanto, se adoptará este valor como diámetro mínimo para dicha sección del eje.

Realizando el mismo procedimiento a lo largo del eje se pudo determinar los diámetros mínimos para cada sección del eje, mediante la unión de estos puntos se obtuvo el sólido de igual resistencia. Con los resultados obtenidos se confeccionó el siguiente gráfico:

Figura 125: diámetros mínimos Eje S2

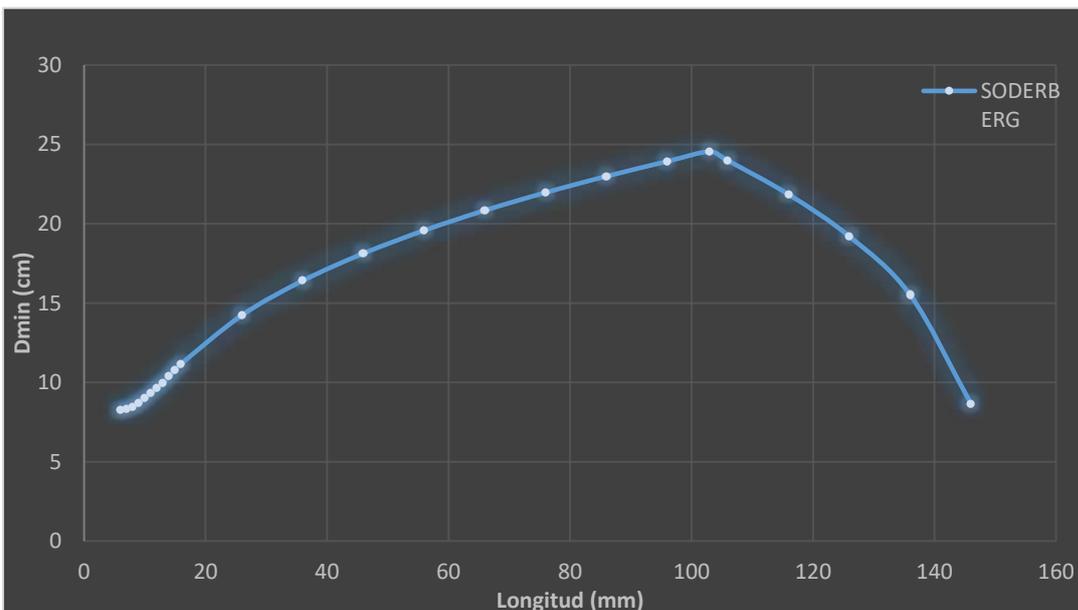
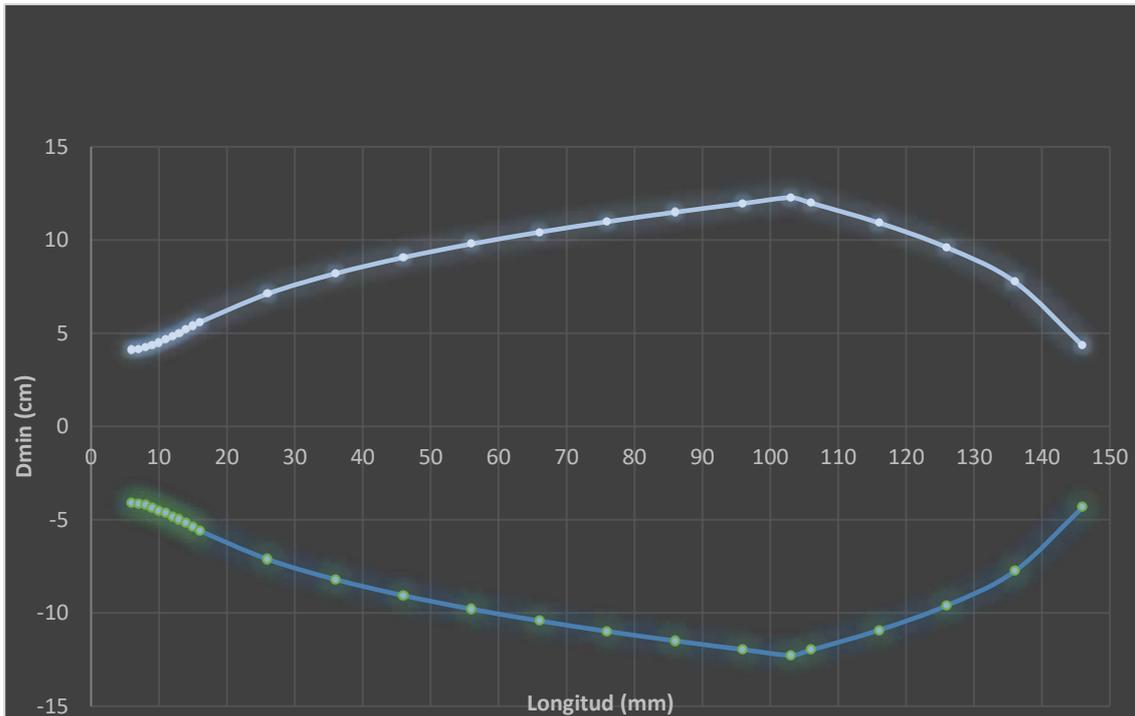


Figura 126: Solido igual resistencia Eje S2

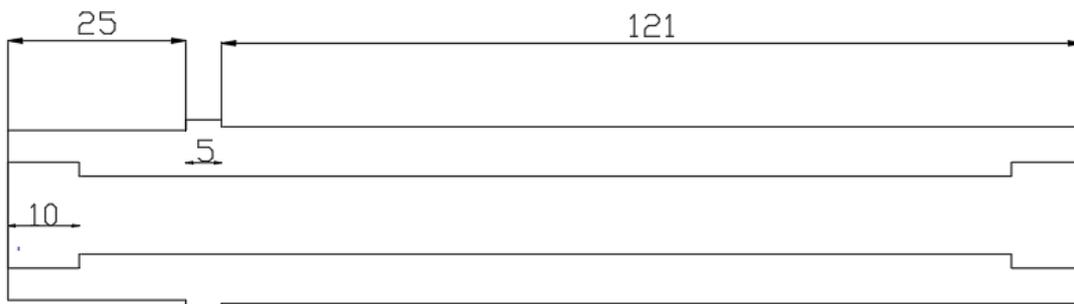


Se han determinado los mínimos diámetros que debe tener un eje hueco de relación ($\lambda = 0.5$), Por lo tanto, cualquier sección cilíndrica hueca mayor verificara siempre y cuando se mantenga la mencionada relación de diámetros.

Debido a que los diámetros interiores se encuentran pre fijados por los requerimientos del eje y los rodamientos que lleva en su interior, las regiones menos solicitadas como la de los extremos deberán adoptar un diámetro exterior mayor, para mantener la relación de diámetros.

Teniendo presente las consideraciones enunciadas anteriormente se adoptan las siguientes dimensiones para el eje.

Figura 127: Geometría Eje S2



Donde los diámetros de las secciones serán:

- Sección 1 : $D_1 = 24$ mm
- Sección 2 : $D_2 = 27$ mm

- Sección 3 : D3 =25 mm

Por su parte los diámetros internos de las secciones serán:

- d1=12 mm
- d2 =11 mm
- d3 =12 mm

8.4.3.3 Eje de planeta

En la sección correspondiente a dinámica de los ejes se determinaron los valores de momentos para el eje del planeta P2:

$$M_f = 6 \text{ [Nm]} \quad M_t = 0 \text{ [Nm]}$$

También se sabe que no intervienen fuerzas axiales por lo tanto $F_a = 0$. Y por tratarse de un eje macizo $\lambda = 0$.

Aplicando estas consideraciones y reemplazando todos los valores obtenidos en la fórmula de cálculo del método ASME, se puede hallar el valor mínimo del diámetro D para el eje :

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * 168 \times 10^6 \text{ Pa}} * \sqrt{[2 * (6 \text{ Nm})]^2}}$$

$$D \geq 0,00817 \text{ m} = 8.17 \text{ mm}$$

Habiendo obtenidos en primera instancia un valor de diámetro de la sección , se procederá a verificar dicho valor .

Para aplicar la ecuación del diámetro mínimo según Soderberg, se expresan los valores de M_t , M_f y σ_f en unidades conveniente:

$$M_f = 61,2 \text{ [Kg cm]} \quad M_t = 0 \quad \sigma_f = 4078,86 \text{ [Kg/cm}^2\text{]}$$

Finalmente, reemplazando todos los valores, se halla el diámetro mínimo requerido:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * 3}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{2,3 * 60 \text{ Kg.cm}}{1094.60 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2}}$$

$$D = 15.7 \text{ mm}$$

Se puede apreciar, que el cálculo por el método de Soderberg arroja un diámetro mínimo mayor al calculado por la norma ASME, por lo tanto, se adoptará este valor como diámetro mínimo para dicha sección del eje.

Realizando el mismo procedimiento a lo largo del eje se pudo determinar los diámetros mínimos para cada sección del eje , mediante la unión de estos puntos se obtuvo el sólido de igual resistencia. Con los resultados obtenidos se confeccionó el siguiente gráfico:

Figura 128: diámetros mínimos Eje planetas

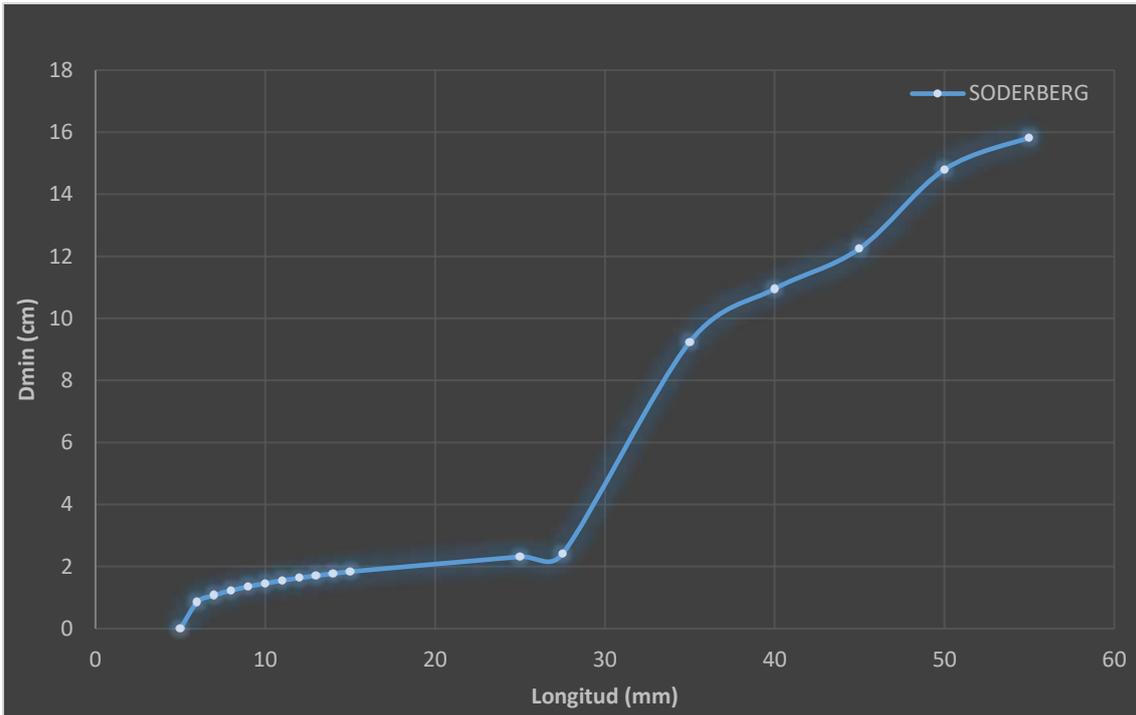
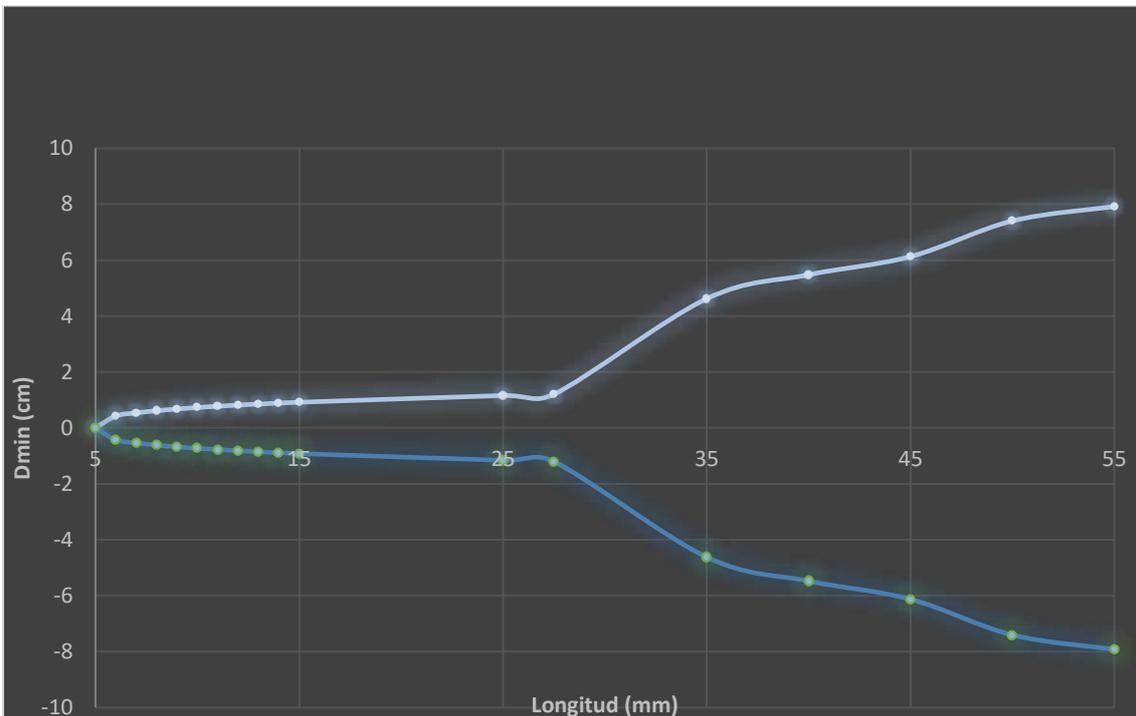
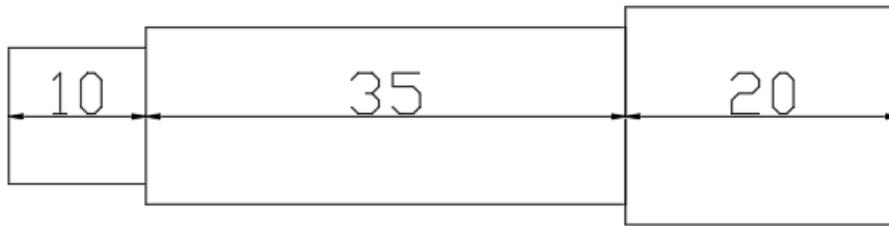


Figura 129: Sólido igual resistencia Eje planetas



Teniendo en consideración los diámetros mínimos calculados y los diámetros requeridos por los rodamientos se definió la siguiente geometría.

Figura 130: Geometría del eje de los planetas



Donde los diámetros de las secciones serán:

- Sección 1 : D1 = 10 mm
- Sección 2 : D2 = 13 mm
- Sección 3: D3 = 16 mm

8.4.3.4 Eje del Porta planetas

En la sección correspondiente a dinámica de los ejes se determinaron los valores de momentos para el eje del Porta planetas Pp :

$$M_f = 18,16 \text{ [Nm]} \quad M_t = 6 \text{ [Nm]}$$

También se sabe que no intervienen fuerzas axiales por lo tanto $F_a = 0$. Este eje es una pieza hueca con $\lambda = 0,5$.

Aplicando estas consideraciones y reemplazando todos los valores obtenidos en la fórmula de cálculo del método ASME, se puede hallar el valor mínimo del diámetro D para el eje :

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * 168 \times 10^6 (1 - 0.5^4) Pa} * \sqrt{[2 * (18.16 \text{ Nm})]^2 + (1,5 * 6 \text{ Nm})^2}}$$

$$D \geq 0,01221 \text{ m} = 12,21 \text{ mm}$$

Habiendo obtenidos en primera instancia un valor de diámetro de la sección , se procederá a verificar dicho valor .

Para aplicar la ecuación del diámetro mínimo según Soderberg, se expresan los valores de M_t , M_f y σ_f en unidades conveniente:

$$M_f = 185,13 \text{ [Kg cm]} \quad M_t = 61.2 \text{ [Kg cm]} \quad \sigma_f = 4078,86 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

Finalmente, reemplazando todos los valores, se halla el diámetro mínimo requerido:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * 3}{\pi} * \sqrt{\left(\frac{61.2 \text{ Kg.cm}}{4078,86 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2 + \left(\frac{2,3 * 185.13 \text{ Kg.cm}}{1094.60 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2}}$$

$$D = 22.83 \text{ mm}$$

Ahora al considerar que el cilindro no es macizo la expresión para el diámetro mínimo cambia y estará afectada por el término $(1 - \lambda^4)$, que contempla la relación de diámetros.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * s}{\pi (1 - \lambda^4)} * \sqrt{\left(\frac{M_t}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{K_f * M_f}{\sigma_{wc}}\right)^2}}$$

$$D = 23.29 \text{ mm}$$

Se puede apreciar, que el cálculo por el método de Soderberg arroja un diámetro mínimo mayor al calculado por la norma ASME, por lo tanto, se adoptará este valor como diámetro mínimo para dicha sección del eje.

Realizando el mismo procedimiento a lo largo del eje se pudo determinar los diámetros mínimos para cada sección del eje, mediante la unión de estos puntos se obtuvo el sólido de igual resistencia. Con los resultados obtenidos se confeccionó el siguiente gráfico:

Figura 131: diámetros mínimos Eje protoplanetas

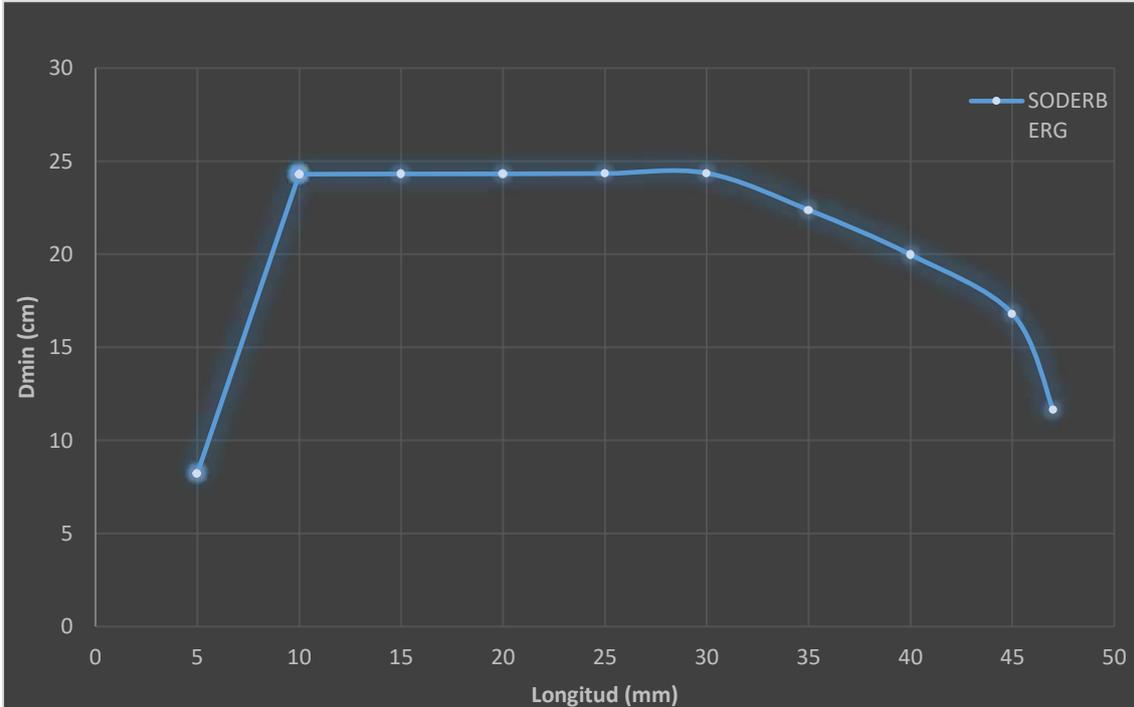
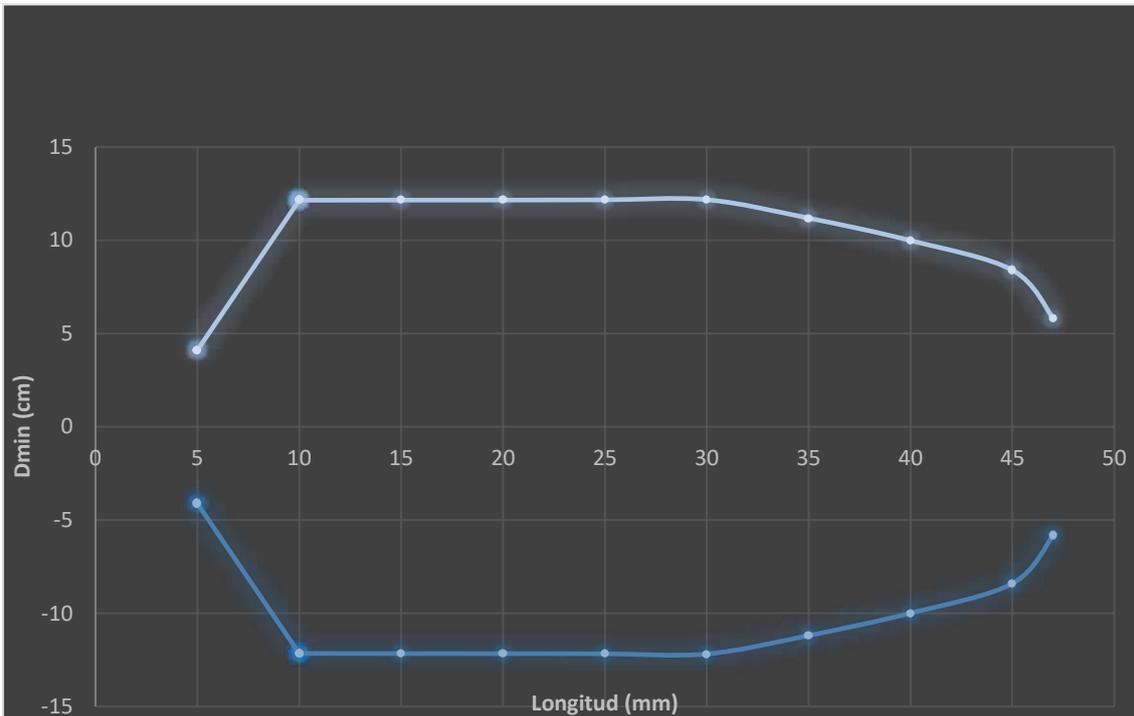


Figura 132: Solido igual resistencia eje porta planetas



Se han determinado los mínimos diámetros que debe tener un eje hueco de relación ($\lambda = 0.5$), por lo tanto, cualquier sección cilíndrica hueca mayor verificara siempre y cuando se mantenga la mencionada relación de diámetros.

Debido a que los diámetros interiores se encuentran pre fijados por los requerimientos del eje que lleva en su interior, se requiere que el eje posea un diámetro interior de 25 mm.

Si bien hasta ahora, para los ejes anteriores, se habían utilizado relación $\lambda = 0.5$, en este caso se busco minimizar aun mas el diámetro exterior para que el diseño resulte mas compacto. Reiterando el calculo de Sodeberg para una relación $\lambda = 0.75$

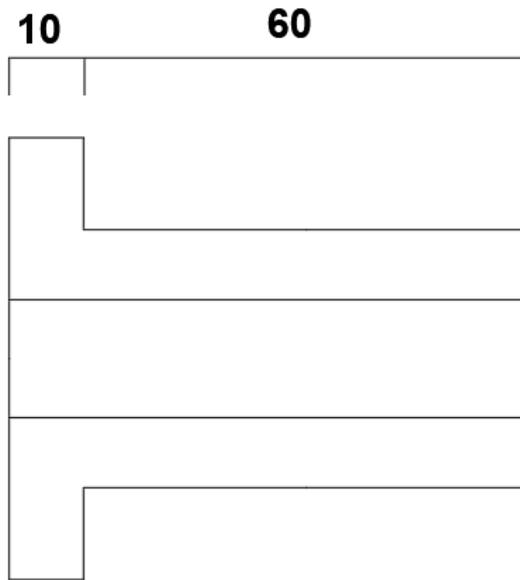
$$D = \sqrt[3]{\frac{32 * s}{\pi (1 - \lambda^4)} * \sqrt{\left(\frac{M_t}{\sigma_f}\right)^2 + \left(\frac{K_f * M_f}{\sigma_{wc}}\right)^2}}$$

$$d = 25.9 \text{ mm}$$

Se obtuvo que el diámetro exterior debe ser mayor a $D=25.9$ mm siempre y cuando se mantenga una relación de diámetros menor a 0.75 ($0 < \lambda < 0.75$).

Teniendo presente las consideraciones enunciadas anteriormente se adoptan las siguientes dimensiones para el eje.

Figura 133: Geometría Eje porta planetas



Donde el eje tendrá un diámetro externo $D1 = 35 \text{ mm}$ y un diámetro interno $d1 = 25 \text{ mm}$

6.4.4 Verificación a las Deformaciones

Conocida la geometría del eje deben analizarse las deflexiones del mismo en los puntos críticos de interés, como los son los engranajes y los rodamientos . Los valores permisibles de deflexiones , lineales y angulares, dependen de un gran número de factores , sin embargo, como regla general para el diseño pueden utilizarse los valores tabulados que se presentan a continuación .(Budynas G. 2008)

Tabla 26: Valores permisibles de deformaciones lineales y angulares (Budynas G. 2008)

Pendientes	
Rodillo abusado	0.0005-0.0012 rad
Rodillo cilíndrico	0.0008-0.0012 rad
Bola con ranura profunda	0.001-0.003 rad
Bola esférica	0.026-0.052 rad
Bola autoalineante	0.026-0.052 rad
Engrane recto sin corona	< 0.0005 rad
Deflexiones transversales	
Engranajes rectos con $P < 10$ dientes/pulg	0.010 pulg.
Engranajes rectos con $11 < P < 19$	0.005 pulg.
Engranajes rectos con $20 < P < 50$	0.003 pulg.

En un eje escalonado, los cambios de secciones producen un consecuente cambio en las propiedades de la sección transversal , lo que incrementa la complejidad de la integración a lo

largo del eje. Sin embargo, esto puede resolverse de manera sencilla mediante la implementación de softwares de elementos finitos ,modelando adecuadamente el eje. (Budynas G. 2008)

Utilizando el software Autodesk Inventor , se modelaron los ejes ,y se simulo cada uno en su correspondiente estado de carga . Se obtuvieron los gráficos de corte , momento, deflexión y desplazamiento angular.

A continuación, se presentan los valores de deflexión y desplazamiento angular en los puntos de interés .

Tabla 27: Desplazamiento angular y deflexión

		Desplazamiento angular	Deflexión [μm]
Eje S1	Engranaje	0,0217	18,9
	Rodamiento1	0,0221	8,6
	rodamiento2	0,0115	0,66
Eje S2	Engranaje	0,0053	7,9
	Rodamiento	0,0025	0,21
Eje P	Engranaje	0,016	11,4
	Rodamiento	0,015	6,66
Porta Planetas	Rodamiento	0,0034	0,016

Los engranajes rectos admiten una deflexión transversal que depende del paso diametral (P).

$$P = \frac{\text{Numero de dientes}}{\text{Diametro de paso}}$$

En el caso de todos los engranajes que componen el tren epicicloidal $P < 10$, por lo tanto, la deflexión máxima admisible es de 0,01 inch , lo que equivale a 0,254 mm (254 μm). Por lo tanto, se verifica en todos los casos analizados.

Debe verificarse adicionalmente el desplazamiento angular en engranajes y rodamientos. Para los engranajes rectos el valor máximo admisible es de 0,0005 rad .

$$0,0005 \text{ rad } \frac{180}{\pi} = 0,0286478898^\circ$$

El engranaje del eje del sol S1 es el que presenta el mayor valor de desplazamiento angular (0,0217 °) . Por lo tanto, todos los engranajes rectos verifican dicha condición.

Los rodamientos de bolas por su parte admiten un desplazamiento angular de hasta 0,026 rad.

$$0,026 \text{ rad} \frac{180}{\pi} = 1,53^\circ$$

Los ejes que poseen este tipo de rodamientos son los ejes del sol S2 y del porta planetas , y en ambos casos el valor de desplazamiento angular registrado es notoriamente inferior al admitido, por lo tanto, se verifica dicha condición.

Finalmente, para los rodamientos de rodillos el valor limite admisible es de 0,0008 rad.

$$0,0008 \text{ rad} \frac{180}{\pi} = 0,0458366236^\circ$$

Tanto el eje del Sol S1 como del planeta P2 registran un valor de desplazamiento angular inferior al admisible por el rodamiento , por lo tanto, se verifica dicha condición .

6.4.5 Velocidad crítica

Puede ocurrir que el centro de masas de un eje no coincida, con el centro de rotación, debido a errores de fabricación , por in-homogeneidades o imperfecciones del material, o por presencia de geometrías no simétricas como chaveteros .Como consecuencia de la excentricidad , la rotación del eje genera una deflexión , debida a la fuerza centrífuga.

Al aumentar la velocidad del eje , las deflexiones aumentan , a ciertas velocidades el eje se vuelve inestable y el incremento de la deflexión deja de ser admisible. (Budynas G. 2008)

El número de revoluciones criticas (n_{cr}) para un árbol que gira puede calcularse a partir de la máxima flecha del eje (f) expresada en centímetros , mediante la siguiente expresión (Dubble H. 1945)

$$n_{cr} = 300 * K * \sqrt{\frac{1}{f}}$$

Donde K es un coeficiente que contempla el tipo de vinculo

- Simplemente apoyado: K=1
- Doblemente empotrado: K=1,3
- Voladizo: K=0,9

El numero critico de revoluciones debe ser al menos un 20% superior a las revoluciones del eje .

Tabla 28: Velocidad crítica

	f_{max} [cm]	K	n_{cr} [rpm]
Eje S1	0,026	0,9	1674,46
Eje S2	0,022	0,9	1820,33
Eje P	0,012	0,9	2464,75
Porta Planetas	0,0018	0,9	6363,96

Como puede observarse las velocidades críticas se encuentran para todos los casos por sobre los 1500 rpm. No obstante, debido a las limitaciones de velocidad máxima del generador el convertidor fue diseñado para velocidades de trabajo máximas de 155 rpm. Por lo tanto, se verifica que los ejes trabajan por debajo de la velocidad crítica.

6.5 Selección de Rodamientos

Habiendo determinado las dimensiones de los ejes en la sección anterior , a continuación, se procederá a seleccionar los rodamientos que soportaran los mismos.

Debido a la que la finalidad de este diseño radica en la obtención de un prototipo de ensayo que funcionara en intervalos discontinuos y por periodos breves de tiempo los rodamientos no requieren soportar una vida prologada en horas de uso , ni requiere una confiabilidad excesivamente alta.

A continuación, se anexa una tabla con valores de duración nominal requerida basados en la experiencia práctica .

Tabla 29: Valores orientativos de vida útil (SKF)

Valores orientativos de la vida útil especificada de los diferentes tipos de máquinas	
Tipo de máquina	Vida útil especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves periodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves periodos donde se requiere una alta confiabilidad: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Maquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	> 100 000

Tabla 30: Valores de factor de ajuste de la vida útil

Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
n	n	L_{nm}	a_1
%	%	millones de revoluciones	-
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

6.5.1 Carga Dinámica:

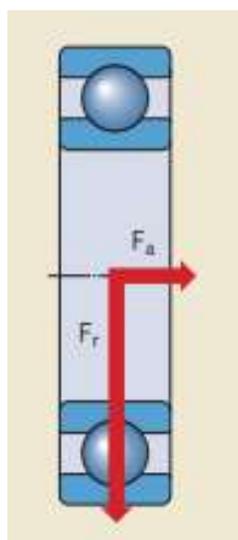
Las cargas a las que se encuentran sometidos los rodamientos radiales pueden ser cargas radiales (F_r) o cargas Axiales (F_a), y con frecuencia ambas se dan en simultaneo. La carga dinámica equivalente (P) del rodamiento puede calcularse mediante la siguiente ecuación general :

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Donde:

- P : Carga dinámica equivalente del rodamiento [kN]
- F_r : Carga radial real del rodamiento [kN]
- F_a : Carga axial real del rodamiento [kN]
- X : Factor de carga radial del rodamiento
- Y : Factor de carga axial del rodamiento

Figura 134: Cargas en rodamientos (SKF)



Para obtener los coeficientes X y Y debe obtenerse el valor del coeficiente y de la relación F_a/F_r . Sin embargo, para el caso particular en donde $F_a=0$ y por lo tanto $F_a/F_r=0$, el fabricante

especifica que la ecuación general $P = X F_r + Y F_a$ se simplifica y puede expresarse como :

$$P = F_r \text{ [kN]}$$

En el caso de los rodamientos de agujas se cumple siempre que :

$$P = F_r \text{ [kN]}$$

8.5.1.1 Vida nominal

La vida nominal de un rodamiento skf (en horas de funcionamiento) puede calcularse mediante la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 * n} \left(\frac{C_{rmin}}{P_r} \right)^3$$

donde

- C_r : Capacidad de carga dinámica básica [kN]
- P : Carga dinámica equivalente del rodamiento [kN]
- n : Velocidad de giro [r. p. m.]
- p : exponente de la ecuación de la vida útil (para rodamientos de bolas, $p = 3$ y para rodamientos de rodillos, $p = 10/3$)

6.5.2 Carga estática

En caso de ejes trabajan a bajas revoluciones, puede considerarse como un caso cuasi-estático por lo cual se verificarán los rodamientos ante la carga estática.

La carga estática tendrá componentes radiales y axiales , y la carga estática equivalente puede hallarse mediante la siguiente ecuación.

$$P_o = Y_o * F_r + Y_o * F_a$$

Donde

- P_o : Carga estática equivalente del rodamiento [kN]
- F_r : Carga radial real del rodamiento [kN]
- F_a : Carga axial real del rodamiento [kN]
- X_o : Factor de carga radial del rodamiento
- Y_o : Factor de carga axial del rodamiento

El fabricante especifica que los factores X_o e Y_o para rodamientos rígidos de bola de una hilera valen ($X_o=0,6$ e $Y_o=0,5$). Por lo tanto, la expresión puede expresarse como

$$P_o = 0,6 * F_r + 0,5 * F_a$$

Adicionalmente el fabricante especifica que en caso de cumplirse que ($P_o < F_r$) debe adoptarse el valor ($P_o = F_r$) . Por lo tanto, en el caso que no existan fuerzas axiales la expresión se simplifica quedando.

$$P_o = F_r$$

Para el caso de rodamientos de agujas se cumple siempre que :

$$P_o = F_r$$

Una vez determinada la carga estática equivalente del rodamiento puede utilizarse la siguiente expresión para determinar la capacidad de carga estática básica requerida.

$$C_{0min} = S_0 * P_o$$

donde

- C_0 : Capacidad de carga estática básica [kN]
- P_0 : Carga estática equivalente del rodamiento [kN]
- S_0 : Factor de seguridad estática

Los valores orientativos para el factor de seguridad estática S_0 basados en la experiencia se enumeran en la tabla siguiente:

Tabla 31:Factor de seguridad estática

Tipo de funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos fijos	
	Requisitos de rendimiento (p. ej., funcionamiento silencioso o funcionamiento sin vibraciones)							
	sin importancia		normal		sup.			
	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Suave, sin vibración	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque pronunciadas ¹⁾	≥ 1,5	≥ 2,5	≥ 1,5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula, se recomienda utilizar $s_0 \geq 4$.

¹⁾ Cuando no se conoce la magnitud de la carga de choque, deben utilizarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba mencionados. Si se conoce la magnitud de las cargas de choque, se pueden aplicar valores de s_0 menores.

6.5.3 Eje del Porta-Planetas

Se procederá a seleccionar un rodamiento rígido de bolas del catálogo de Skf , que debe cumplir con las siguientes especificaciones de diseño:

- 1) Velocidad rotacional de $n = 204 \text{ rpm}$
- 2) Carga radial $F_r = 816 \text{ N}$
- 3) Carga axial $F_a = 0 \text{ N}$
- 4) Vida nominal básica ajustada de $L_{na} = 10.000 \text{ h}$ (con 90% de confiabilidad)

Sabiendo que el diámetro mínimo del eje en la posición donde se ubica el rodamiento debe ser de 35 mm , se seleccionó un rodamiento rígido de bolas de una única hilera Skf 61807 que posee las siguientes características:

- Ancho 7 mm
- Diámetro exterior 47 mm

- Diámetro interno 35 mm
- Capacidad de carga dinámica básica 4.36 kN
- Capacidad de carga estática básica 3.35 kN

A partir de dicha información se procedió a determinar la vida nominal

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 * 204 \text{ rpm}} \left(\frac{4.36 \text{ kN}}{0.816 \text{ kN}} \right)^3$$

$$L_{10} = 12462.57 \text{ hs}$$

Para el cálculo de la vida nominal de los rodamientos Skf asume un nivel de confiabilidad del 90% . En función de la aplicación específica , si se requieren confiabilidades mayores puede adecuarse ese valor introduciendo un coeficiente a_1 , el mismo puede seleccionarse de la tabla otorgada por el fabricante.

$$L_{na} = a_1 * L_{10}$$

Para este caso particular como se especificó previamente se determinó que una confiabilidad del 90% es apropiada en función de los objetivos del diseño del prototipo. No obstante, a la hora de diseñar el equipo de tamaño real , para ser emplazado en un ambiente marino se considera propicio incrementar la confiabilidad a un 99%.

$$L_{na} = 1 * L_{10} = 12462.57 \text{ hs}$$

Finalmente se verifica que la vida calculada para el rodamiento seleccionado supere el requisito planteado .

$$L_{na} \geq 10.000 \text{ hs}$$

8.5.3.1 Verificación de carga estática

Debido a que el eje trabaja a bajas revoluciones, puede considerarse como un caso cuasi-estático por lo cual se verificarán los rodamientos ante la carga estática:

$$P_o = 0,6 * F_r + 0,5 * F_a$$

$$P_o = 0,6 * F_r$$

Dado que por condición P_o no puede ser menor que F_r , por lo tanto :

$$P_{or} = F_r = 816 \text{ N}$$

Se selecciono un factor de seguridad para rodamientos rígidos de bola de la tabla:

$$S_0 = 0,5$$

$$C_{0min} = S_0 * P_o = 0,5 * 816 \text{ N} = 408 \text{ N} = 0,4 \text{ kN}$$

Como el rodamiento seleccionado tiene un $C_{or} = 3,35 \text{ kN}$, se verifica que cumple con el análisis estático.

6.5.4 Eje del Sol S2

Se procederá a seleccionar un rodamiento rígido de bolas del catálogo de Skf , que debe cumplir

con las siguientes especificaciones de diseño:

- 1) Velocidad rotacional de $n = 204 \text{ rpm}$
- 2) Carga radial $F_r = 146 \text{ N}$
- 3) Carga axial $F_a = 0 \text{ N}$
- 4) Vida nominal básica ajustada de $L_{na} = 10.000 \text{ h}$ (con 90% de confiabilidad)

Sabiendo que el diámetro mínimo del eje en la posición donde se ubica el rodamiento debe ser de 25 mm , se seleccionó un rodamiento rígido de bolas de una única hilera Skf 61905 que posee las siguientes características:

- Ancho 9 mm
- Diámetro exterior 42 mm
- Diámetro interno 25 mm
- Capacidad de carga dinámica básica 7,02 kN
- Capacidad de carga estática básica 4,3 kN

A partir de dicha información se procedió a determinar la vida nominal

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 * 204 \text{ rpm}} \left(\frac{7,02 \text{ kN}}{0,146 \text{ kN}} \right)^3$$
$$L_{10} = 9081787,8 \text{ hs}$$

Para el cálculo de la vida nominal de los rodamientos Skf asume un nivel de confiabilidad del 90% . En función de la aplicación específica , si se requieren confiabilidades mayores puede adecuarse ese valor introduciendo un coeficiente a_1 , el mismo puede seleccionarse de la tabla otorgada por el fabricante.

$$L_{na} = a_1 * L_{10}$$

Para este caso particular como se especificó previamente se determinó que una confiabilidad del 90% es apropiada en función de los objetivos del diseño del prototipo. No obstante, a la hora de diseñar el equipo de tamaño real , para ser emplazado en un ambiente marino se considera propicio incrementar la confiabilidad a un 99%.

$$L_{na} = 1 * L_{10} = 9081787 \text{ hs}$$

Finalmente se verifica que la vida calculada para el rodamiento seleccionado supere el requisito planteado .

$$L_{na} \geq 10.000 \text{ hs}$$

8.5.4.1 Verificación de carga estática

Debido a que el eje trabaja a bajas revoluciones, puede considerarse como un caso cuasi-estático por lo cual se verificarán los rodamientos ante la carga estática:

$$P_o = 0,6 * F_r + 0,5 * F_a$$

$$P_o = 0,6 * F_r$$

Dado que por condición P_o no puede ser menor que F_r , por lo tanto, se utiliza que:

$$P_{or} = F_r = 146 \text{ N}$$

Se selecciono un factor de seguridad para rodamientos rígidos de bola de la tabla:

$$S_0 = 0,5$$

$$C_{omin} = S_0 * P_o = 0,5 * 816 \text{ N} = 73 \text{ N}$$

Como el rodamiento seleccionado tiene un $C_{or} = 4,3 \text{ kN}$, se verifica que cumple con el análisis estático.

6.5.5 Eje del Sol S1

Se procederá a seleccionar un rodamiento de corona de agujas del catálogo de Skf , que debe cumplir con las siguientes especificaciones de diseño:

- 1) Velocidad rotacional de $n = 204 \text{ rpm}$
- 2) Carga radial $F_r = 50,8 \text{ N}$
- 3) Carga axial $F_a = 0 \text{ N}$
- 4) Vida nominal básica ajustada de $L_{na} = 10.000 \text{ h}$ (con 90% de confiabilidad)

Sabiendo que el diámetro mínimo del eje en la posición donde se ubica el rodamiento debe ser de 10 mm y el diámetro máximo de la cavidad del rodamiento de 13 mm , se seleccionó un rodamiento de corona de agujas Skf K10x13x10 TN que posee las siguientes características:

- Ancho 10 mm
- Diámetro exterior 13 mm
- Diámetro interno 10 mm
- Capacidad de carga dinámica básica 4.57 kN
- Capacidad de carga estática básica 5,7 kN

A partir de dicha información se procedió a determinar la vida nominal

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 * 204 \text{ rpm}} \left(\frac{4.57 \text{ kN}}{0,051 \text{ kN}} \right)^{3,33}$$

$$L_{10} = 259137844 \text{ hs}$$

Para el cálculo de la vida nominal de los rodamientos Skf asume un nivel de confiabilidad del 90% . En función de la aplicación específica , si se requieren confiabilidades mayores puede adecuarse ese valor introduciendo un coeficiente a_1 , el mismo puede seleccionarse de la tabla otorgada por el fabricante.

$$L_{na} = a_1 * L_{10}$$

Para este caso particular como se especificó previamente se determinó que una confiabilidad del 90% es apropiada en función de los objetivos del diseño del prototipo. No obstante, a la hora de diseñar el equipo de tamaño real , para ser emplazado en un ambiente marino se considera

propicio incrementar la confiabilidad a un 99%.

$$L_{na} = 1 * L_{10} = 259137844 \text{ hs}$$

Finalmente se verifica que la vida calculada para el rodamiento seleccionado supere el requisito planteado .

$$L_{na} \geq 10.000 \text{ hs}$$

8.5.5.1 Verificación de carga estática

Debido a que el eje trabaja a bajas revoluciones, puede considerarse como un caso cuasi-estático por lo cual se verificarán los rodamientos ante la carga estática:

$$P_o = F_r = 51 \text{ N}$$

Se selecciono un factor de seguridad para rodamientos rígidos de bola de la tabla:

$$S_0 = 1$$

$$C_{0min} = S_0 * P_o = 1 * 51 \text{ N} = 51 \text{ N}$$

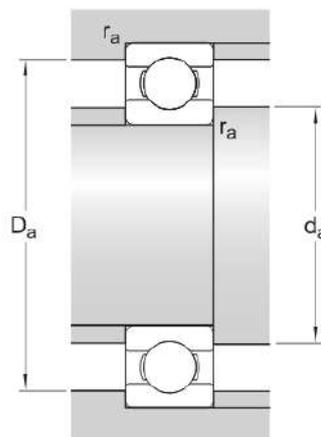
Como el rodamiento seleccionado tiene un $C_{or} = 5,7 \text{ kN}$, se verifica que cumple con el análisis estático.

Altura de los hombros y radios de los filetes

Del catálogo de los rodamientos seleccionados se extrajo las siguientes dimensiones de los resaltes :

- d_a : Diámetro del resalte del eje
- D_a : Diámetro del resalte del soporte
- r_a : Radio del eje o de acuerdo del soporte

Tabla 32: Resaltes para rodamientos



- Rodamiento 1: $d_a = 37 \text{ mm}$ $D_a = 45 \text{ mm}$ $r_a = 0,3 \text{ mm}$

- Rodamiento 2 : $d_a = 27 \text{ mm}$ $D_a = 40 \text{ mm}$ $r_a = 0,3 \text{ mm}$

8.5.6 Análisis de concentración de tensiones

Una vez calculados y seleccionados los rodamientos correspondientes, es posible analizar cómo cambian los concentradores de tensiones en las secciones donde estos rodamientos se encuentran. Para ello, es necesario calcular las siguientes relaciones:

$$r/d \quad D/d$$

Siendo:

- r: Radio de acuerdo del rodamiento
- d: Diámetro de la sección donde se encuentra el rodamiento
- D: Diámetro de la sección contigua al rodamiento

Previamente se obtuvieron los radios de acuerdo para los rodamientos:

$$r = 0,3 \text{ mm}$$

Al igual que los diámetros de las secciones :

$$d = 25 \text{ mm} ; D = 27 \text{ mm}$$

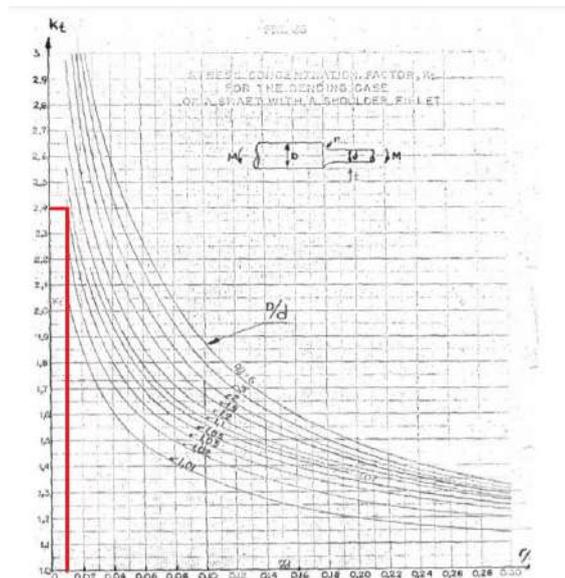
Con estos datos se proceden a calcular ambas relaciones:

$$\frac{r}{d} = \frac{0,3}{25} = 0,012$$

$$\frac{D}{d} = \frac{27}{25} = 1,08$$

Entrando en el siguiente gráfico es posible obtener el valor del K_t :

Figura 135: Factor K_t



De la anterior figura resulta:

$$K_t = 2,5$$

Para calcular el valor del K_f se necesita encontrar el coeficiente q , el cual depende del tipo de material utilizado. Para un acero SAE 1045 el valor del coeficiente q es el siguiente.

$$q = 0,65$$

Ahora puede calcular K_f según la siguiente expresión:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,65 * (2,5 - 1) = 1,975$$

Debido a que el factor de concentración de tensiones K_f es menor al considerado para el cálculo o verificación con Soderberg, cuyo valor era de 2,3, se concluye que se ha tomado un criterio conservativo en la selección del mismo y por tanto el eje no fallará prematuramente debido a fatiga iniciada por un concentrador de tensiones.

En cuanto al análisis del segundo rodamiento, se procederá de la misma forma, sabiendo que el radio de acuerdo es igual que en el caso anterior, salvo que ahora el valor de los diámetros será diferente:

$$d = 35 \text{ mm} ; D = 37 \text{ mm}$$

Se procede a calcular las relaciones :

$$\frac{r}{d} = \frac{0,3}{35} = 0,0085$$

$$\frac{D}{d} = \frac{35}{37} = 0,94$$

De las relaciones anteriores se obtiene :

$$K_t = 2,05$$

$$q = 0,65$$

Ahora se puede calcular K_f según la siguiente expresión:

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,65 * (2,05 - 1) = 1,68$$

De manera similar a lo analizado en el rodamiento anterior se concluye que el factor de concentrador de tensión obtenido es menor al que se utilizó para el cálculo y por lo tanto el eje fue diseñado con un criterio conservador. Y por consiguiente no se requiere re dimensionar esa sección del eje.

6.6 Fijaciones

Existen distintos métodos para fijar un rodamiento evitando su desplazamiento en forma axial , algunas de las opciones que sean considerado son escalones mecanizados en el eje , aros de retención (o aros seeger) y métodos de fijación química mediante adhesivos .

El mecanizado de escalones en el eje garantiza la fijación en una dirección y debe realizarse según las especificaciones de los fabricantes de cada rodamiento .

Los anillos de retención son una opción que requiere poco espacio comparado con otros métodos , lo cual resulta de gran interés en este diseño. Estos anillos se alojan en ranuras que se mecanizan sobre el eje. Estos proporcionan una fijación segura mediante la compresión de la ranura del alojamiento.

Los adhesivos de fijación de partes cilíndricas, brindan soluciones de sujeción de elementos como rodamientos, engranajes, poleas y bujes. Son adhesivos de curado anaeróbico de aplicación sencilla, rápida y efectiva, logrando una transmisión de carga óptima y una distribución uniforme de la tensión.

Al proporcionar un contacto total entre las superficies metálicas, reducen el desgaste de los elementos por rozamiento , además admiten tolerancias más amplias , simplificando el mecanizado .

Al aplicar el producto sobre la superficie, éste rellena la rugosidad superficial de los materiales garantizando un contacto del 100% entre ambas superficies. Esto significa que el montaje se retiene con mayor resistencia a desmontajes inesperados, lo cual resulta especialmente importante para elementos sujetos a vibraciones.

Este método de unión requiere dos superficies metálicas ajustadas y ausencia de oxígeno para su fraguado, por lo cual es perfectamente aplicable para fijación de rodamientos. Este producto puede usarse en montajes por deslizamiento y con interferencia, a presión o por contracción en caliente.

Los fijadores anaeróbicos ofrecen algunas ventajas sobre otros métodos de fijación, al permitir una unión segura, durable y fiable sin la necesidad de usar elementos de retención como anillos seeger, pasadores o piezas de fijación adicionales. Además, se caracterizan por su resistencia a la vibración, a la presión , a temperaturas extremas y son útiles para la fijación de elementos sujetos a ambientes húmedos o con presencia de líquidos, ya que proporcionan un sellado adicional que evita la entrada de humedad.

Su principal limitante suelen ser aplicaciones sometidas a esfuerzos axiales .Los anaeróbicos comerciales , como el Trabasil Vb1 , tienen una resistencia a fuerzas axiales garantizada por el fabricante de 15 Mpa.

Como se mencionó previamente al analizar los esfuerzos sobre ejes y rodamientos se concluyó que los mismo no están sometidos a cargas axiales significativas . Por lo tanto, este tipo de fijación es aplicable a la fijación de rodamientos del sistema.

Por lo tanto, se utilizará este método de fijación para los rodamientos que componen el sistema, con excepción de los rodamientos de aguja los cuales no requieren sujeción lateral.

6.7 Chavetas

Cuando los engranajes deben ser solidarios a los ejes, se requiere algún elemento de unión entre ambos. Las chavetas son elementos que permiten transmitir los esfuerzos de torsión entre los engranajes y su eje, al evitar el movimiento relativo entre ambos. Este método de unión es desmontable, lo cual implica una gran ventaja desde el punto de vista del mantenimiento del equipo.

En este diseño en particular no todos los engranajes deben ser solidarios a los ejes sobre los cuales se encuentran montados. Esta situación se da en los planteas P1 y P2 que van montados sobre rodamientos.

Como primer paso para la selección de las chavetas se debe adoptar un ancho de dicho elemento. Como valor de referencia en la práctica se acostumbra que dicho valor debe ser el 25% del diámetro del eje. Según las normas DIN 6885 las dimensiones de la chaveta se encuentran tabuladas en función del diámetro del eje.

Figura 136: Dimensiones de chavetas

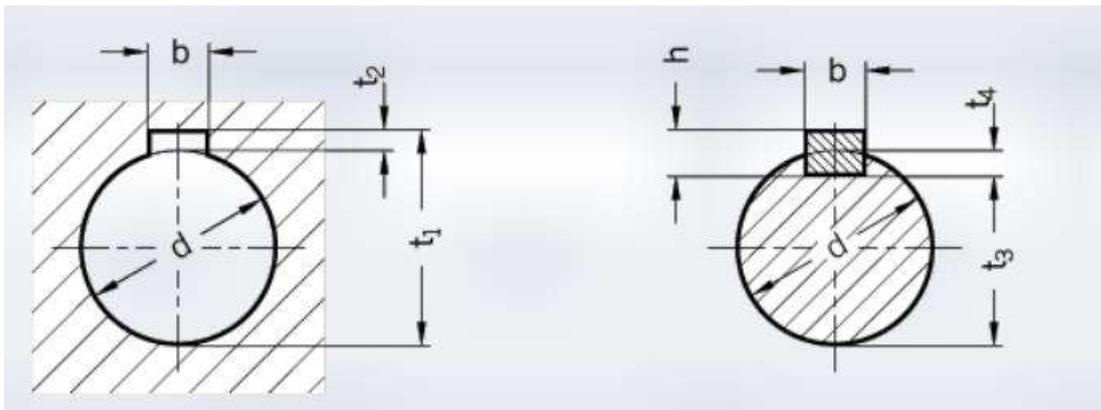


Tabla 33: Dimensiones de Chavetas

D	B	H	t4	t2
8-10	3	3	1,9	1,1
10-12	4	4	2,4	1,6
12-17	5	5	2,9	2,1
17-22	6	6	3,5	2,5
22-30	8	7	4,1	2,9
30-38	10	8	4,7	3,3

Conociendo la sección de la chaveta se debe dimensionar el largo de la misma de modo que pueda admitir las solicitaciones de corte que se ejerce debido a la transmisión del par, así como al aplastamiento.

- **Esfuerzo de corte**

La tensión de corte admisible estará dada por la Tensión de fluencia de corte del material (τ_f) afectada por un factor de seguridad ($S = 3$).

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_f}{S}$$

La tensión de corte desarrollada estará dada por el cociente de la Fuerza de corte y el área transversal de la chaveta.

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$F = \frac{71620 * N [Hp] * fs}{r [cm] * n [rpm]} \qquad A = b * l$$

Igualando ambas expresiones se puede determinar el valor de longitud mínimo requerido por la chaveta .

$$l = \frac{143240 * N [Hp] * fs * S}{D [cm] * n [rpm] * b [cm] * \tau_f * \left[\frac{Kg}{cm^2} \right]}$$

Donde fs es el factor de servicio y su valor es:

Tabla 34:Factor de servicio

	Carga uniforme	Choques Suaves	Choques Medianos	Choques Fuertes
fs	1,5	2,5	3,5	4,5

- **Aplastamiento**

Las caras laterales de la chaveta sufrirán la compresión ejercida por el eje y el engranaje , estas sollicitaciones se ejercen sobre la mitad de dicha cara.

La tensión admisible estará dada por la Tensión de fluencia del material (σ_f) afectada por un factor de seguridad ($S = 3$).

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{S}$$

La tensión de compresión desarrollada estará dada por el cociente de la Fuerza de compresión y el área lateral de la chaveta.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$A = 0,5 * a * l$$

Igualando ambas expresiones se puede determinar el valor de longitud mínimo requerido por la chaveta .

$$l = \frac{286480 * N [Hp] * fs * S}{D [cm] * n [rpm] * a [cm] * \sigma_f * \left[\frac{Kg}{cm^2} \right]}$$

Para evitar posibles deformaciones sobre el chavetero , se suele seleccionar un material de menor dureza para las chavetas , siendo comúnmente utilizados para tal fin aceros de bajo carbono. Por lo tanto, se seleccionará un acero SAE 1020 .

A continuación, se presenta un cuadro que muestra las dimensiones de las chavetas seleccionadas en función de la norma DIN.

Tabla 35: Chavetas seleccionadas

Chaveta	D	B	H	t4	t2
S1	9	3	3	1,9	1,1
S2	25	8	7	4,1	2,9
Freno 1	25	8	7	4,1	2,9
Freno 2	35	10	8	4,7	3,3
Embrague	25	8	7	4,1	2,9

Luego de haber determinado las dimensiones de cada chaveta , se calcularon las longitudes mínimas y se confecciono la siguiente tabla. Para esto se consideran los siguientes parámetros: N= 0,17 Hp , n=204 rpm.

Tabla 36: Longitudes de chavetas

Chaveta	D	L
S1	9	13,26
S2	25	4,35
Freno 1	25	4,35
Freno 2	35	2,39
Embrague	25	4,35

Finalmente, las dimensiones adoptadas para las chavetas serán :

Tabla 37: Dimensiones finales de chavetas

Chaveta	D	B	H	t4	t2	l
S1	9	3	3	1,9	1,1	14
S2	25	8	7	4,1	2,9	5
Freno 1	25	8	7	4,1	2,9	5
Freno 2	35	10	8	4,7	3,3	3
Embrague	25	8	7	4,1	2,9	5

6.8 Elementos de mando

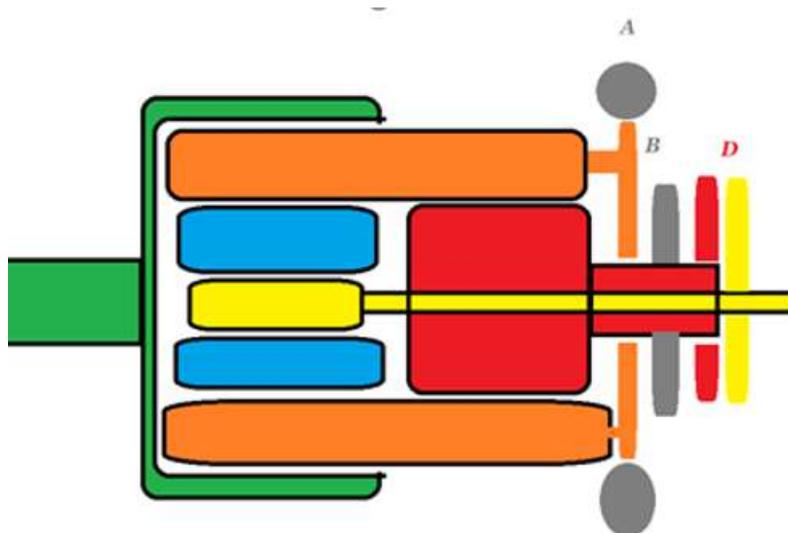
Como se ha expresado previamente el tren requiere que alguno de sus elementos se encuentre bloqueado , las distintas combinaciones de elemento de entrada , salida y bloqueo permiten lograr las distintas marchas posibles .Para poder realizar los cambios de marcha , se requieren elementos auxiliares adicionales al tren epicicloidal compuestos .

Estos elementos de mando pueden ser frenos o embragues .Los frenos permiten bloquear uno de los elementos del arreglo , mientras que un embrague permite vincular dos elementos entre sí.

Los elementos de mando permiten realizar los cambios de marcha sin interrumpir la transmisión de potencia hacia el generador.

El sistema propuesto permite obtener 3 relaciones de multiplicación utilizando solamente 2 frenos y un embrague. En el siguiente esquema se representa la ubicación de cada uno de estos elementos de mando .

Figura 137: Esquema de montaje elementos de mando



A diferencia de sistemas de multiplicación más complejos que razones constructivas requieren más elementos de mando , y la combinación de más de varios de estos para obtener cada una de las marchas. El sistema propuesto resulta compacto , simple y directo , ya que para cada una

de las marchas se requiere accionar solo un elemento , lo cual simplifica la la estrategia de de control del convertidor.

Al accionar el primer freno se bloquea el porta planetas obteniéndose así la primera marcha , es decir la de mayor multiplicación. La segunda marcha se obtendrá accionando el segundo freno que es el responsable de bloquear el eje del sol S2. Finalmente, la marcha directa se obtendrá al accionar el embrague que vincula ambos soles S1 y S2.

Los elementos de mando serán implementados con frenos y embragues electromagnéticos. Al aplicar una tensión Vcc a la bobina se forma un campo magnético que atrae al disco inducido produciendo una fuerza que logra el frenado la rotación del eje.

Las principales ventajas que pueden ofrecer los frenos electromagnéticos son su alta eficiencia, brindan un control preciso y respuesta rápida , permitiendo una transición suave entre marchas y adicionalmente son sistemas compactos , de bajo mantenimiento y fácil instalación.

Los elementos seleccionados son :

Tabla 38: Frenos y embragues

Freno 1	Combinorm Kev 08.02.110
Freno 2	Combinorm Kev 07.02.110
Embrague	Combinorm Kev 07.03.210

6.9 Eficiencia del sistema

La eficiencia global del sistema estará dada por la eficiencia propia del tren epicicloidal y la eficiencia del generador eléctrico.

$$\eta_{total} = \eta_{multiplicación} * \eta_{generación}$$

La eficiencia del tren epicicloidal depende de la interacción de los engranajes que la componen y está condicionada por el acabado superficial de los dientes de los engranajes y de la lubricación. La eficiencia de contacto entre un par de engranajes rectos puede adoptarse como 0,99 para casos de contacto interno y 0,98 para contacto externo. La eficiencia global del tren epicicloidal será cercana al 0,96.

La eficiencia del generador aumenta con la velocidad de rotación , por tanto, para cada tipo de ola debe seleccionarse la multiplicación que maximice su velocidad angular , dentro de los límites admisibles por el generador. La máxima velocidad pico de funcionamiento del generador es de 155 rpm .

Partiendo de los valores de velocidad angular pico de la onda más energética de cada grupo de olas , se confecciono una tabla que muestra las posibles velocidades a la entrada del generador utilizando cada una de las 3 multiplicaciones posibles .

Tabla 39: Velocidades de rotación del generador

Grupo	Energía del grupo [%]	Velocidad angular [rpm]	i3 [rpm]	i2 [rpm]	i1 [rpm]
1	1,762	0,784	23,52	58,8	117,6
2	21,74	1,16	34,8	87	174
3	29,29	1,74	52,2	130,5	261
4	17,71	2,363	70,89	177,22	354,45
5	12,72	2,951	88,53	221,32	442,65
6	5,688	4	120	300	600
7	11,08	4,8	144	360	720

Conociendo la curva de eficiencia del generador eléctrico en función de la velocidad angular se obtuvo la eficiencia de generación para cada una de las posibles salidas.

Tabla 40: Eficiencia de generación por grupo de olas

Grupo	Energía del grupo [%]	$\eta 1$ [%]	$\eta 2$ [%]	$\eta 3$ [%]
1	1,762	70,94	79,36	85,00
2	21,74	75,81	84,42	85,00
3	29,29	78,32	85,00	85,00
4	17,71	81,41	85,00	85,00
5	12,72	84,72	85,00	85,00
6	5,688	85,00	85,00	85,00
7	11,08	85,00	85,00	85,00

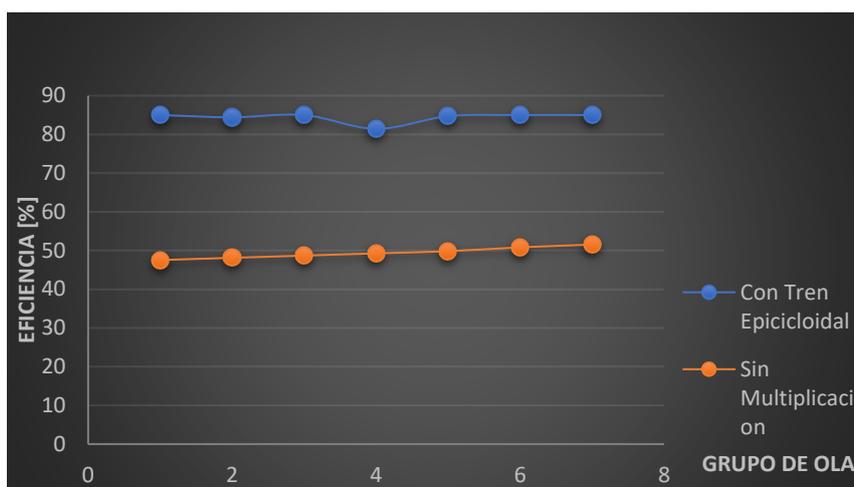
Finalmente seleccionando aquellas marchas que maximicen la eficiencia de cada grupo de olas sin superar los límites superiores de operación del generador se puede lograr una eficiencia de generación promedio de 84,4%.

Tabla 41: Máximas eficiencias logradas por grupo de olas

Grupo	Energía del grupo [%]	η [%]
1	1,762	85
2	21,74	84,42
3	29,29	85
4	17,71	81,44
5	12,72	84,72
6	5,688	85
7	11,08	85

En el siguiente gráfico se representa las máximas eficiencias obtenidas para cada grupo de olas y se lo compara con los rendimientos que se obtendrían si el convertidor no contara con un sistema de multiplicación.

Figura 138: Comparativa de eficiencia con y sin multiplicación



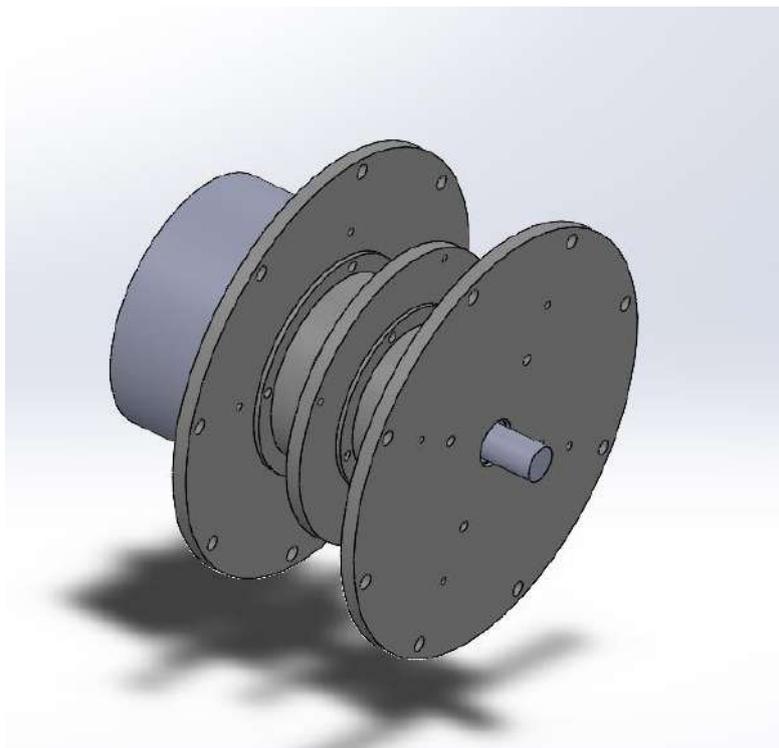
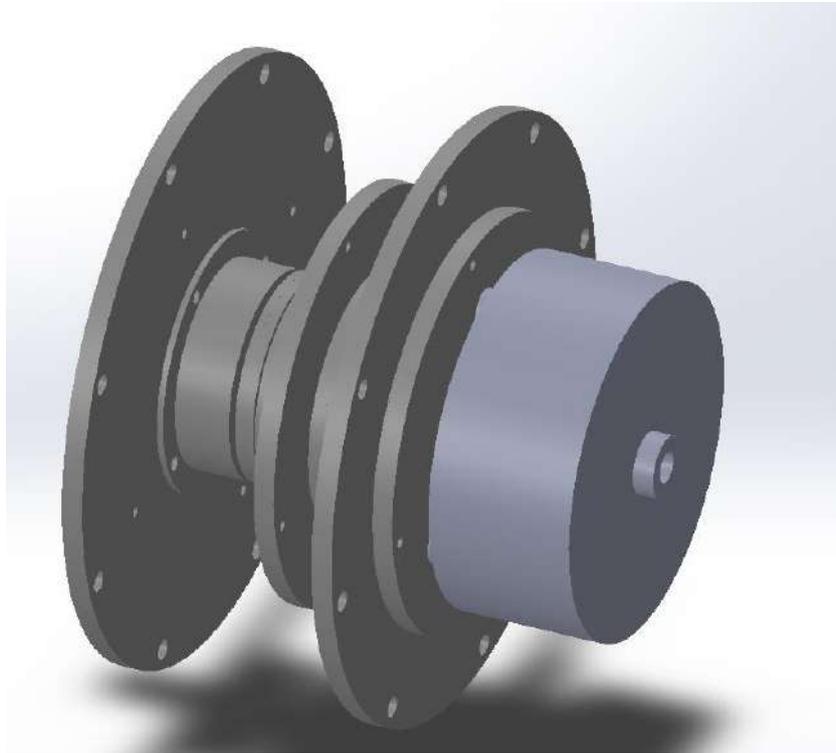
Como se evidencia gráficamente la incorporación del tren epicicloidal supone un considerable aumento en la eficiencia de generación. Lo que numéricamente representa en un 70% de incremento adicional respecto de la generación sin multiplicación.

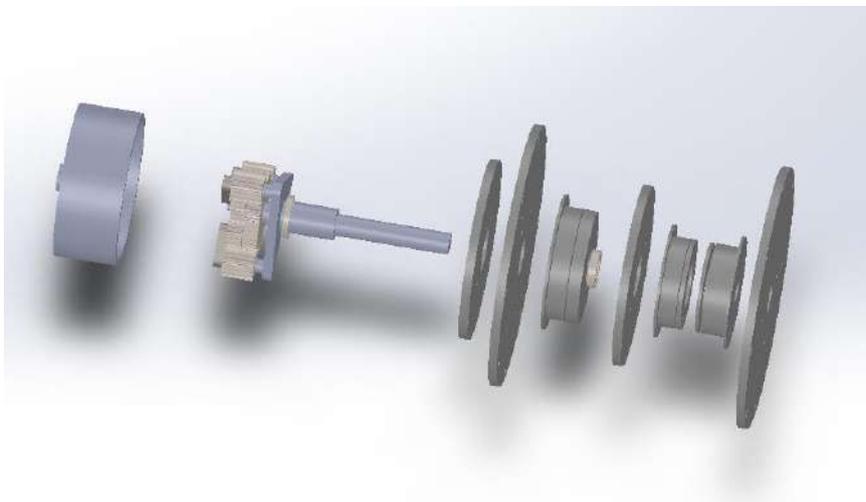
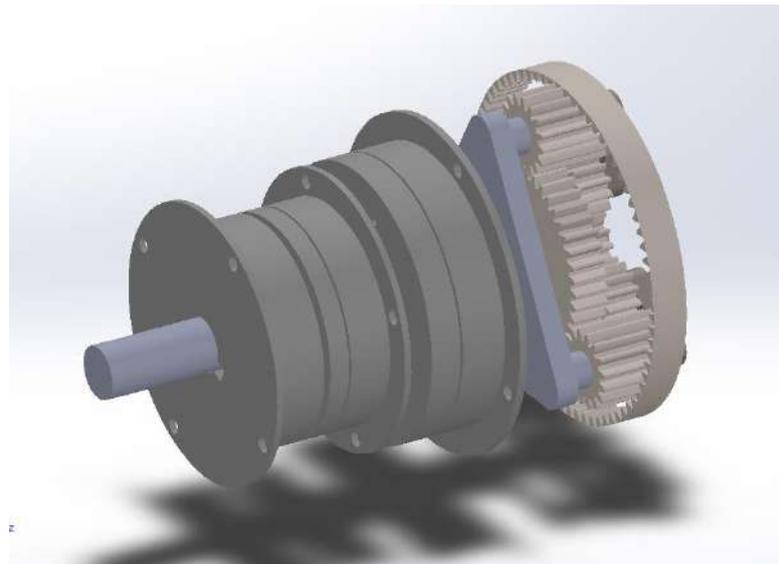
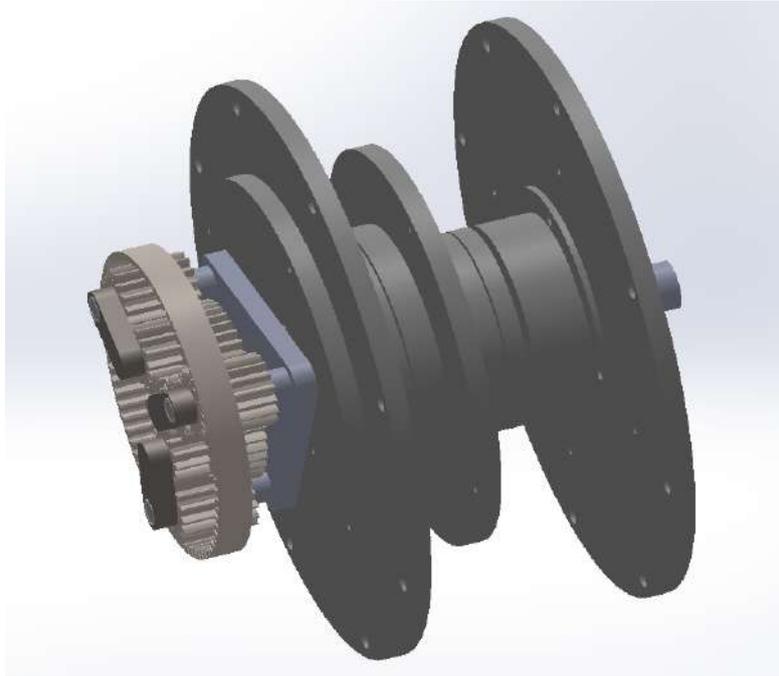
Bibliografía

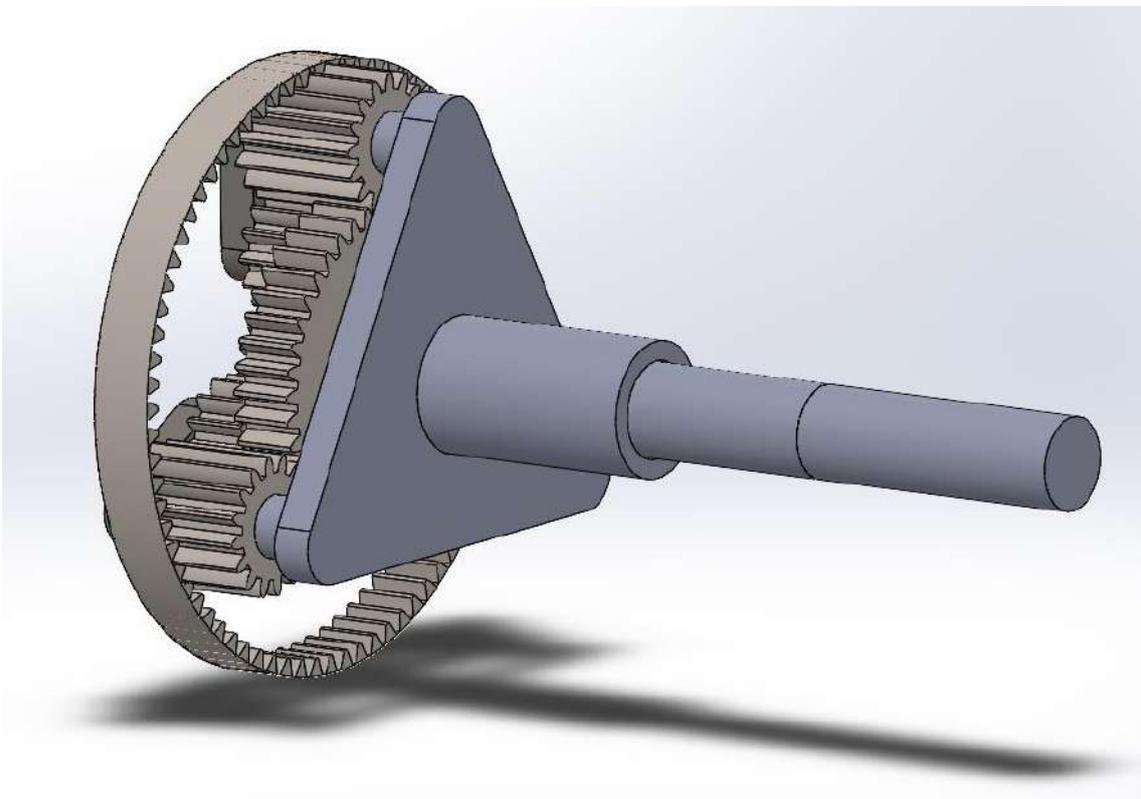
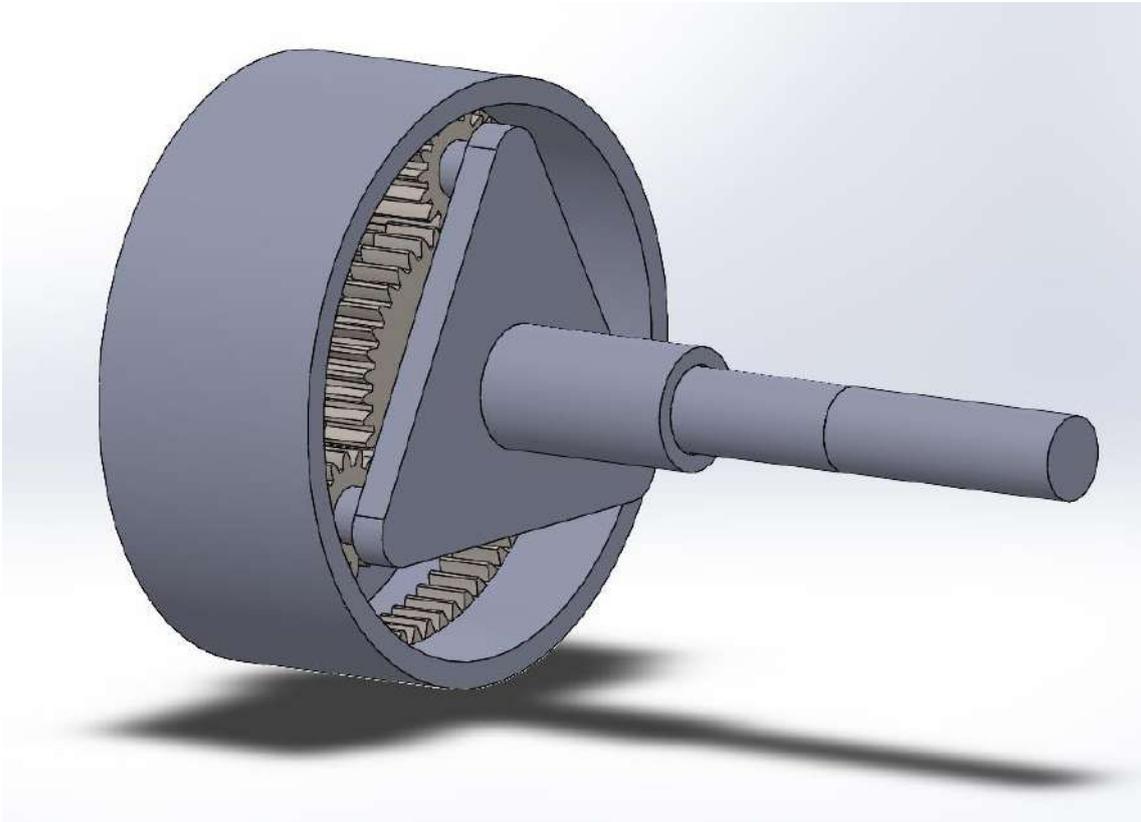
- [1] Norton, R. L. (2011). Diseño de máquinas. México: Pearson educación, Prentice Hall.
- [2] Budynas, R. G. (2008). Diseño En Ingeniería Mecánica de Shigley. España: McGraw-Hill
- [3] Dubbel, H. (1945). Manual del constructor de máquinas. España: Labor.
- [4] Decker K. H. (1975). Elementos de máquina. Berlín: Urmo
- [5] Apunte cátedra Cálculo de Elementos de Máquina, "Engranajes: Cinemática y Cálculo", Facultad de Ingeniería, UNMDP 2019.
- [6] Spotts, M. F. (2021). Proyecto de elementos de máquinas. España: Reverte.
- [7] Mejías Blázquez J. (2017). Diseño de una caja de cambios epicicloidal automática de 6 marchas. Universidad politécnica de Madrid.
- [8] Casillas, A. L. (1981). Maquinas: cálculos de taller. España: Ediciones Maquinas.
- [9] Mussano J.C. Árboles y ejes. Facultad de Ingeniería, UNMDP 2019.
- [10] Vanegas Useche V. (2018). Diseño de Elementos de Máquinas. Colombia: UTP
- [11] Urbana P. (septiembre, 2012). Análisis de Eficiencia de Tren de Engranajes Epicíclicos. XVIII Congreso Internacional Anual de la Somim. Salamanca, México.
- [12] SKF: Catálogo de rodamientos de bolas y de rodillos: (2015).

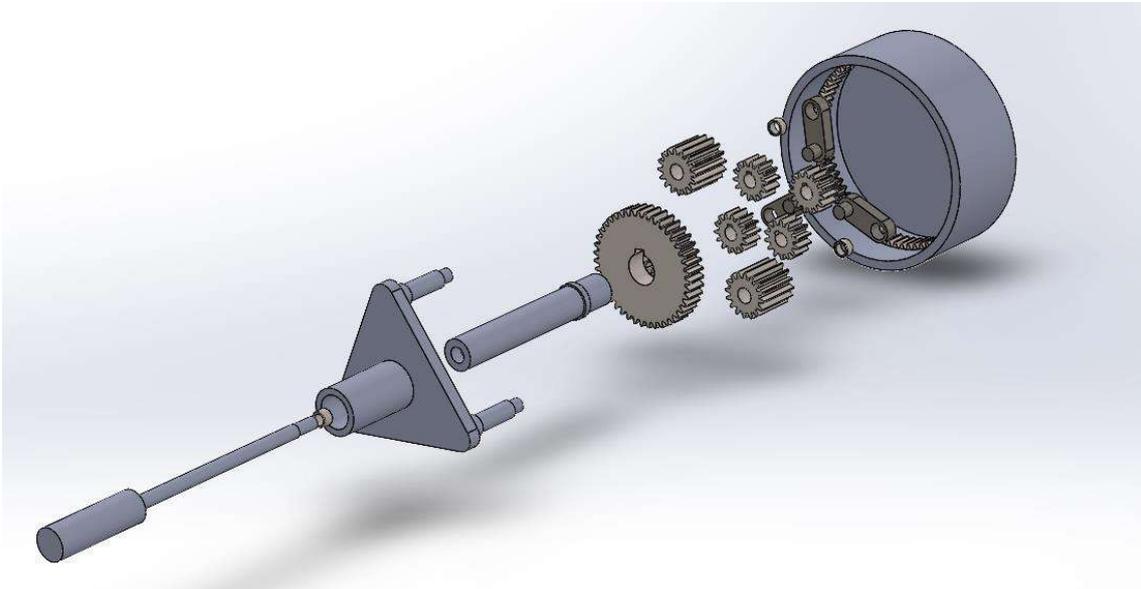
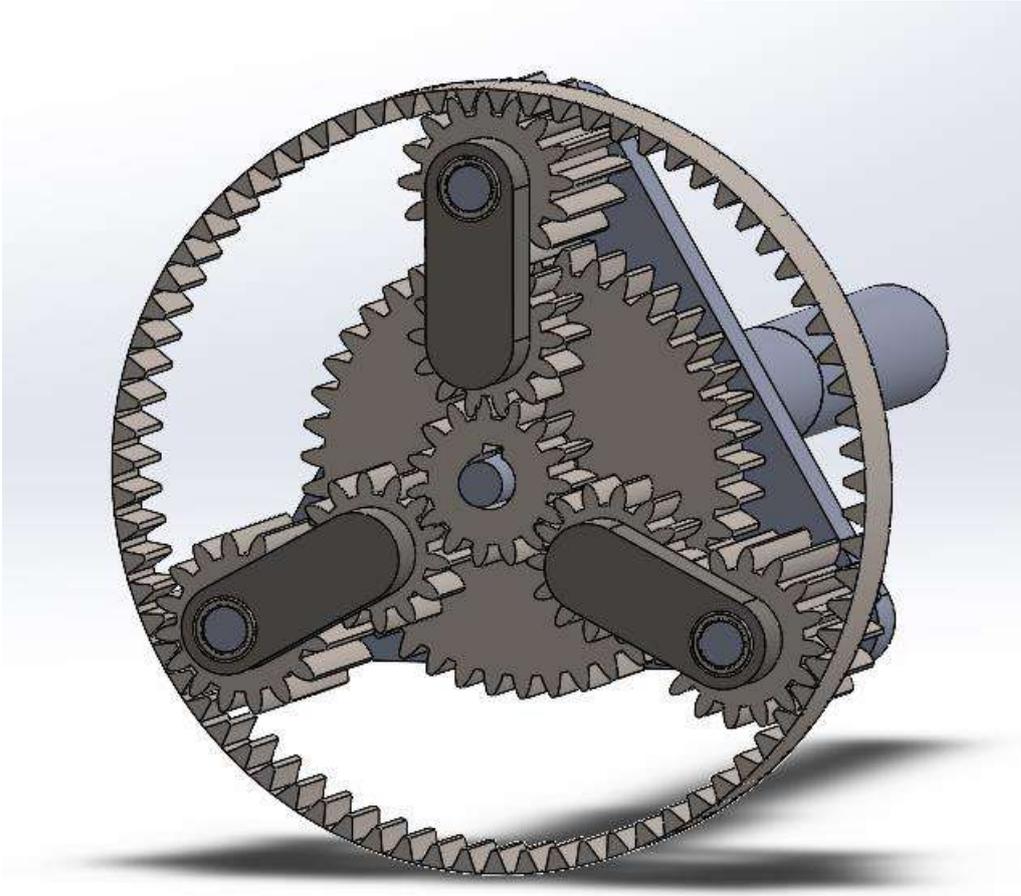
CAPITULO 8: Modelo resultante

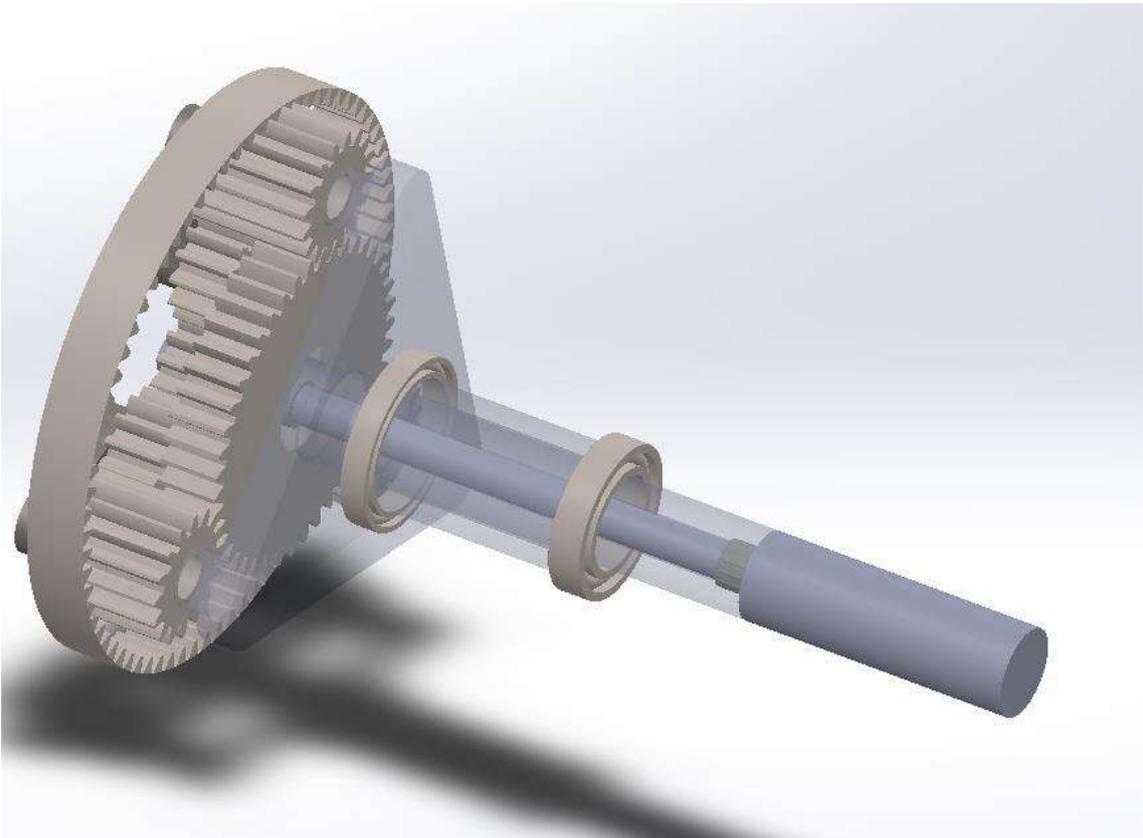
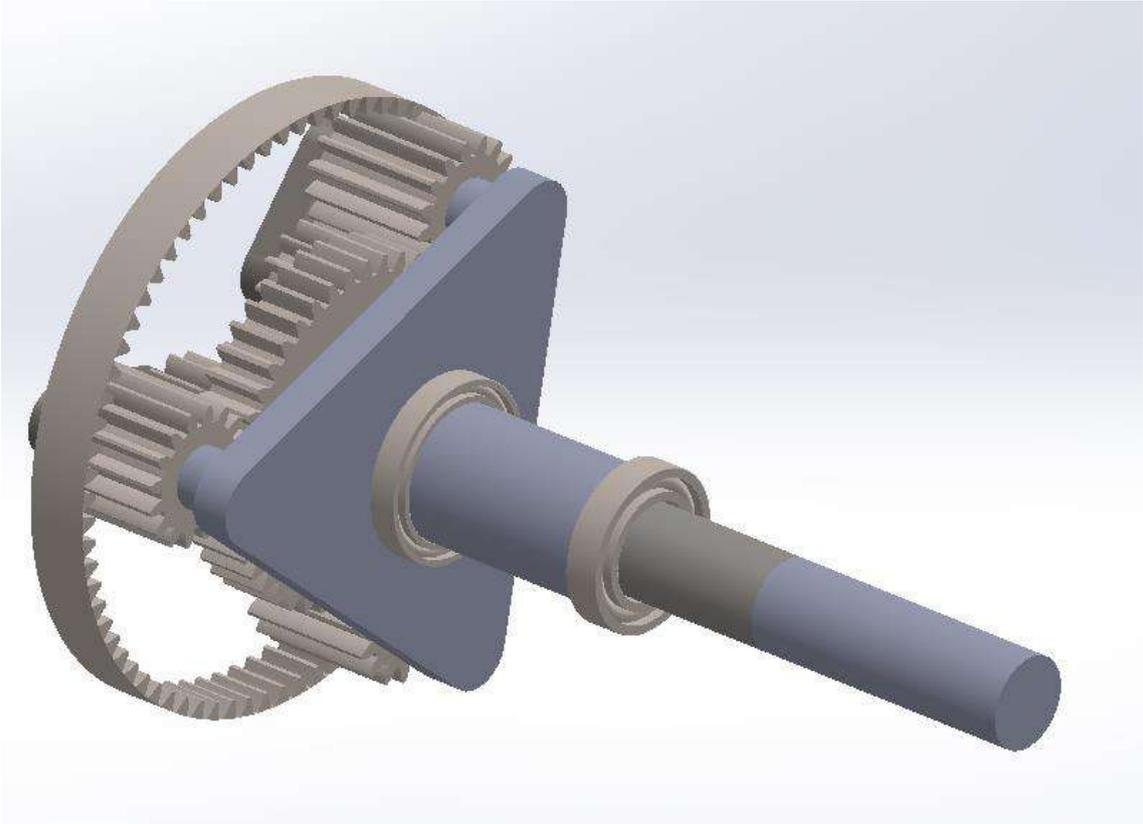
En este apartado se presentarán una serie de imágenes que representan el diseño final del sistema de multiplicación , el cual fue modelado en el programa SolidWorks.











CAPITULO 9: CONCLUSIONES

Durante la realización del presente trabajo de final de grado se relevaron las diversas tecnologías de generación undimotriz , que actualmente se encuentran en distintos estadios de desarrollo en el mundo. Se investigo sobre los principales parámetros que intervienen en el recurso marino y se realizó una introducción a la teoría de olas , con el fin de determinar los requerimientos del convertidor .

Basado en las características de funcionamiento del generador eléctrico de imanes permites y los estudios del recurso energético que pueden aportar cada grupo de olas , se seleccionaron 3 marchas que optimizan la generación de energía eléctrica .

Se analizaron distintos sistemas de multiplicación y se plantearon diversas configuraciones posibles de trenes de engranajes compuestos . Se opto por el diseño de un tren epicicloidal compuesto de engranajes rectos .Y se realizó el diseño mecánico y dimensionamiento de los elementos que componen el sistema de multiplicación. Los mismos fueron verificados mediante la utilización del software de diseño Autodesk Inventor.

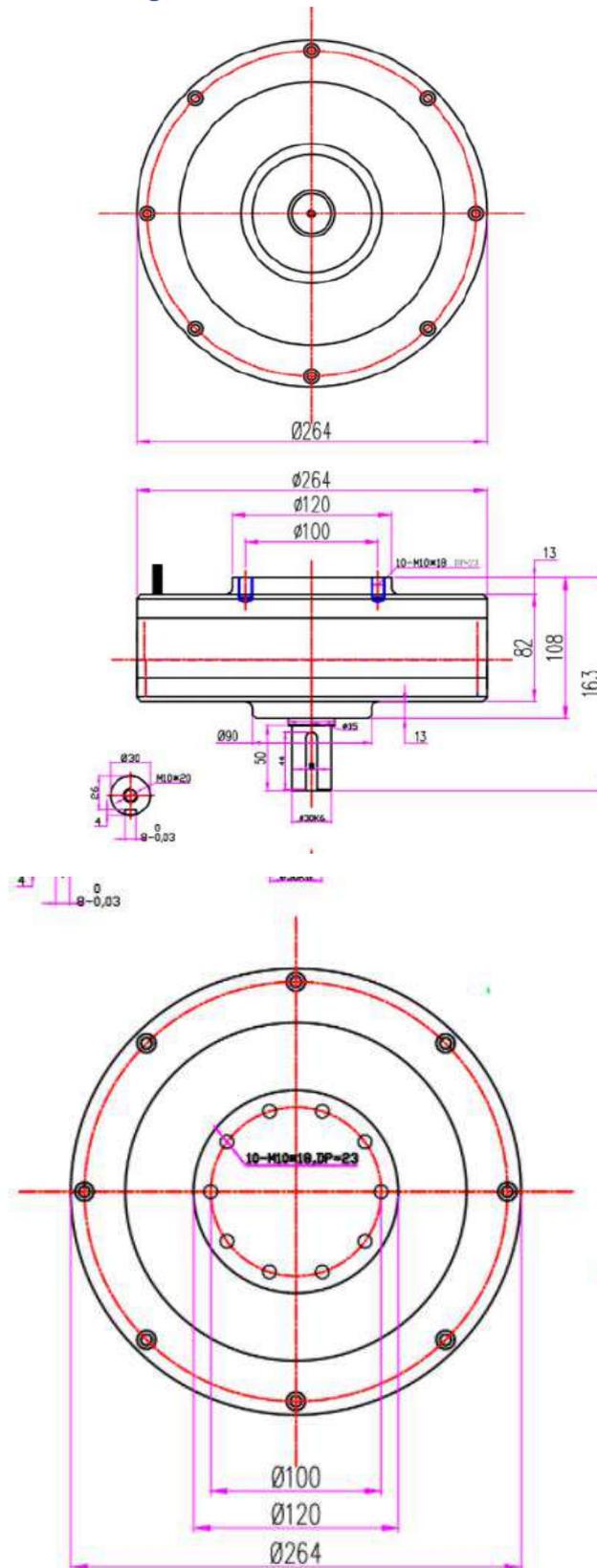
Como resultado del proceso se obtuvo un sistema de multiplicación variable , que permite mediante una estrategia de control sencilla , ajustar los parámetros de entrada del generador eléctrico en función de las características de las olas incidentes. De esta manera se logró aumentar la eficiencia de generación promedio del 49 % a un 84,4 % , lo cual representa una mejora significativa respecto de los resultados que se obtendrían sin el sistema de multiplicación.

Se debe considerar que la principal limitante en la eficiencia de generación obtenida es la característica constructiva del propio generador eléctrico , siendo este uno de los elementos que podrían considerarse en la versión a escala real . Adicionalmente los cálculos de eficiencia se realizaron para intervalos discretos , y si bien los resultados obtenidos son significativamente cercanos al 85% de rendimiento máximo del generador con el diseño de una adecuada estrategia de control podría obtener aun mejores resultados.

Por consiguiente, se concluye que los objetivos planteados para el proyecto fueron alcanzados satisfactoriamente .

ANEXOS

Anexo A: Dimensiones del generador eléctrico



* The drawing is only for reference, please make the object as the standard.

Anexo B : Deducción de relaciones tren Simpson

- **Primera marcha:** La entrada del movimiento es a través de la primera corona y la salida a través de la corona del segundo tren y se bloquea el porta planetas 2.

$$i_1 = \frac{n_{c1} - n_{b1}}{n_s - n_{b1}} = -\frac{z_s}{z_{c1}} \qquad i_2 = \frac{n_{c2} - n_{b2}}{n_s - n_{b2}} = -\frac{z_s}{z_{c2}}$$

Siempre en este tipo de tren el porta planetas 1 es solidario a la corona 2 , por lo tanto $n_{c2} = n_{b1}$. Además, para esta marcha $n_{b2} = 0$. Reemplazando en las expresiones anteriores se obtiene:

$$i_1 = \frac{n_{c1} - n_{c2}}{n_s - n_{c2}} = -\frac{z_s}{z_{c1}} \qquad i_2 = \frac{n_{c2}}{n_s} = -\frac{z_s}{z_{c2}}$$

Trabajando algebraicamente con la expresión de i_1 :

$$n_{c1} - n_{c2} = -\frac{z_s}{z_{c1}} (n_s - n_{c2})$$

Dividiendo miembro a miembro por n_{c2}

$$\frac{n_{c1}}{n_{c2}} - 1 = -\frac{z_s}{z_{c1}} \left(\frac{n_s}{n_{c2}} - 1 \right)$$

$$\frac{n_{c1}}{n_{c2}} = 1 - \frac{z_s}{z_{c1}} \left(\frac{n_s}{n_{c2}} - 1 \right)$$

$$\frac{n_{c1}}{n_{c2}} = 1 - \frac{z_s}{z_{c1}} \left(\frac{n_s}{n_{c2}} \right) + \frac{z_s}{z_{c1}}$$

Reemplazando en la expresión anterior $\left(\frac{n_{c2}}{n_s} = -\frac{z_s}{z_{c2}} \right)$

$$\frac{n_{c1}}{n_{c2}} = 1 + \frac{z_s}{z_{c1}} \left(\frac{n_{c2}}{n_s} \right) + \frac{z_s}{z_{c1}}$$

Finalmente, la relación para la primera marcha será: $\frac{n_{c1}}{n_{c2}} = \frac{z_{c1} + z_{c2} + z_s}{z_{c1}}$

- **Segunda Marcha:** La entrada del movimiento es a través de la primera corona y la salida a través de la corona del segundo tren y se bloquea el sol.

$$i_1 = \frac{n_{c1} - n_{b1}}{n_s - n_{b1}} = -\frac{z_s}{z_{c1}}$$

Para esta condición $n_s = 0$ reemplazando

$$\frac{n_{c1} - n_{b1}}{-n_{b1}} = -\frac{z_s}{z_{c1}}$$

En todo tren Simpson $n_{b1} = n_{c2}$ por lo tanto

$$\frac{n_{c1} - n_{c2}}{n_{c2}} = \frac{z_s}{z_{c1}}$$

Trabajando algebraicamente con la expresión anterior

$$\frac{n_{c1}}{n_{c2}} - 1 = \frac{z_s}{z_{c1}}$$

Finalmente se llega a la relación para la segunda marcha

$$\frac{n_{c1}}{n_{c2}} = 1 + \frac{z_s}{z_{c1}}$$

- **Tercera marcha:** La entrada del movimiento es a través de la primera corona y la salida a través de la corona del segundo tren y ambos porta plantas giran juntos, esto origina que todo el conjunto gire a la misma velocidad, es decir es una marcha directa.

$$i_1 = \frac{n_{c1} - n_{b1}}{n_s - n_{b1}} = -\frac{z_s}{z_{c1}}$$

$$i_2 = \frac{n_{c2} - n_{b2}}{n_s - n_{b2}} = -\frac{z_s}{z_{c2}}$$

Despejando el denominador de primer término de ambas expresiones

$$n_{c1} - n_{b1} = -\frac{z_s}{z_{c1}}(n_s - n_{b1})$$

$$n_{c2} - n_{b2} = -\frac{z_s}{z_{c2}}(n_s - n_{b2})$$

En esta condición $n_{b1} = n_{b2} = n_b$ y además por ser un tren Simpson $n_{b1} = n_{c2}$

$$n_{c1} - n_b = -\frac{z_s}{z_{c1}}(n_s - n_b)$$

$$n_b - n_b = -\frac{z_s}{z_{c2}}(n_s - n_b)$$

$$n_{c1} = n_b - \frac{z_s}{z_{c1}}(n_s - n_b)$$

$$0 = (n_s - n_b)$$

Reemplazando la primera expresión en la segunda

$$n_{c1} = n_b = n_{c2}$$

Finalmente se llega a la expresión de la tercera marcha

$$\frac{n_{c1}}{n_{c2}} = 1$$

- **Cuarta marcha:** La entrada a diferencia de las anteriores se da por el sol y la salida sigue manteniéndose por la segunda corona, y se bloquea la porta planetas 2. Esta marcha es la reversa.

$$i_2 = \frac{n_{c2} - n_{b2}}{n_s - n_{b2}} = - \frac{z_s}{z_{c2}}$$

En esta condición $n_{b2} = 0$ reemplazando

$$\frac{n_{c2}}{n_s} = - \frac{z_s}{z_{c2}}$$

Finalmente, la expresión para la cuarta marcha será:

$$\frac{n_s}{n_{c2}} = - \frac{z_{c2}}{z_s}$$

Anexo C: Deducción de relaciones tren Ravigneaux

- **Primera marcha:** La entrada del movimiento es a través del sol pequeño y la salida a través de la corona y se bloquea la porta planetas .

$$i_1 = \frac{n_c - n_b}{n_{sp} - n_b} = \frac{z_{sp}}{z_c} \qquad i_2 = \frac{n_c - n_b}{n_{sg} - n_b} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

Para esta marcha $n_b = 0$. Reemplazando en las expresiones anteriores se obtiene:

$$\frac{n_c}{n_{sp}} = \frac{z_{sp}}{z_c} \qquad \frac{n_c}{n_{sg}} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

Finalmente, la relación para la primera marcha será: $\frac{n_c}{n_{sp}} = \frac{z_{sp}}{z_c}$

- **Segunda Marcha:** La entrada del movimiento sigue siendo a través del sol pequeño y la salida a través de la corona y, pero en este caso se bloquea el sol grande.

$$i_1 = \frac{n_c - n_b}{n_{sp} - n_b} = \frac{z_{sp}}{z_c} \qquad i_2 = \frac{n_c - n_b}{n_{sg} - n_b} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

Para esta condición $n_{sg} = 0$ reemplazando

$$\frac{n_c - n_b}{n_{sp} - n_b} = \frac{z_{sp}}{z_c} \qquad \frac{n_c - n_b}{-n_b} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

Trabajando algebraicamente con las expresiones anterior

$$n_c - n_b = (n_{sp} - n_b) \frac{z_{sp}}{z_c} \qquad n_c - n_b = n_b \frac{z_{sg}}{z_c}$$

Igualando ambas expresiones se obtiene

$$n_c - n_b = (n_{sp} - n_b) \frac{z_{sp}}{z_c} = n_b \frac{z_{sg}}{z_c}$$

$$(n_{sp} - n_b) = n_b \frac{z_{sg}}{z_c} \frac{z_c}{z_{sp}} = n_b \frac{z_{sg}}{z_{sp}}$$

$$n_{sp} = n_b \left(\frac{z_{sg}}{z_{sp}} + 1 \right)$$

$$n_{sp} = n_b \left(\frac{z_{sg} + z_{sp}}{z_{sp}} \right)$$

Por su parte la expresión $\frac{n_c - n_b}{-n_b} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$ puede reescribirse como

$$\frac{n_c}{n_b} - 1 = \frac{z_{sg}}{z_c}$$

$$\frac{n_c}{n_b} = 1 + \frac{z_{sg}}{z_c}$$

$$n_c = n_b \left(\frac{z_c + z_{sg}}{z_c} \right)$$

Realizando el consiente de las expresiones halladas

$$n_c = n_b \left(\frac{z_c + z_{sg}}{z_c} \right) \qquad n_{sp} = n_b \left(\frac{z_{sg} + z_{sp}}{z_{sp}} \right)$$

$$\frac{n_c}{n_{sp}} = \frac{z_{sp}}{z_c} \left(\frac{z_c + z_{sg}}{z_{sg} + z_{sp}} \right)$$

Finalmente, la expresión de la relación de la segunda marcha será

$$\frac{n_c}{n_{sp}} = \frac{z_{sp}}{z_c} \left(\frac{z_c + z_{sg}}{z_{sg} + z_{sp}} \right)$$

- **Tercera marcha:** La entrada del movimiento es a través del sol pequeño y la salida a través de la corona y ambos soles giran juntos, esto origina que todo el conjunto gire a la misma velocidad, es decir es una marcha directa.

$$i_1 = \frac{n_c - n_b}{n_{sp} - n_b} = \frac{z_{sp}}{z_c} \qquad i_2 = \frac{n_c - n_b}{n_{sg} - n_b} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

Despejando el denominador de primer término de ambas expresiones

$$n_c - n_b = \frac{z_{sp}}{z_c} (n_{sp} - n_b) \qquad n_c - n_b = -\frac{z_{sg}}{z_c} (n_{sg} - n_b)$$

En esta condición $n_{sg} = n_{sp} = n_s$

$$n_c - n_b = \frac{z_{sp}}{z_c} (n_s - n_b) \qquad n_c - n_b = -\frac{z_{sg}}{z_c} (n_s - n_b)$$

$$\frac{z_{sp}}{z_c} (n_s - n_b) = -\frac{z_{sg}}{z_c} (n_s - n_b)$$

$$\frac{z_{sp}}{z_c} n_s - \frac{z_{sp}}{z_c} n_b = -\frac{z_{sg}}{z_c} n_s + \frac{z_{sg}}{z_c} n_b$$

$$\left(\frac{z_{sp}}{z_c} + \frac{z_{sg}}{z_c} \right) n_s = \left(\frac{z_{sp}}{z_c} + \frac{z_{sg}}{z_c} \right) n_b$$

$$n_s = n_b$$

Por lo tanto, reemplazando $n_s = n_b$

$$n_{c1} - n_s = \frac{z_{sp}}{z_c} (n_s - n_s) = 0$$

$$n_c = n_s$$

Finalmente se llega a la expresión de la tercera marcha $\frac{n_c}{n_s} = 1$

- **Cuarta Marcha:** La entrada del movimiento es por el porta planetas y la salida a través de la corona y, pero en este caso se bloquea el sol grande.

$$i_1 = \frac{n_c - n_b}{n_{sp} - n_b} = \frac{z_{sp}}{z_c}$$

$$i_2 = \frac{n_c - n_b}{n_{sg} - n_b} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

Para esta condición $n_{sg} = 0$ reemplazando

$$\frac{n_c - n_b}{n_{sp} - n_b} = \frac{z_{sp}}{z_c}$$

$$\frac{n_c - n_b}{-n_b} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

Trabajando algebraicamente con las expresiones anterior

$$\frac{n_c}{n_b} - 1 = \frac{z_{sg}}{z_c}$$

$$\frac{n_c}{n_b} = 1 + \frac{z_{sg}}{z_c}$$

$$\frac{n_c}{n_b} = \left(\frac{z_c + z_{sg}}{z_c} \right)$$

Finalmente, la expresión de la relación de la cuarta marcha será

$$\frac{n_c}{n_b} = \left(\frac{z_c + z_{sg}}{z_c} \right)$$

- **Quinta Marcha:** La entrada del movimiento es el sol grande y la salida a través de la corona y, pero en este caso se bloquea el porta planetas.

$$i_1 = \frac{n_c - n_b}{n_{sp} - n_b} = \frac{z_{sp}}{z_c}$$

$$i_2 = \frac{n_c - n_b}{n_{sg} - n_b} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

Para esta marcha $n_b = 0$. Reemplazando en las expresiones anteriores se obtiene:

$$\frac{n_c}{n_{sp}} = \frac{z_{sp}}{z_c}$$

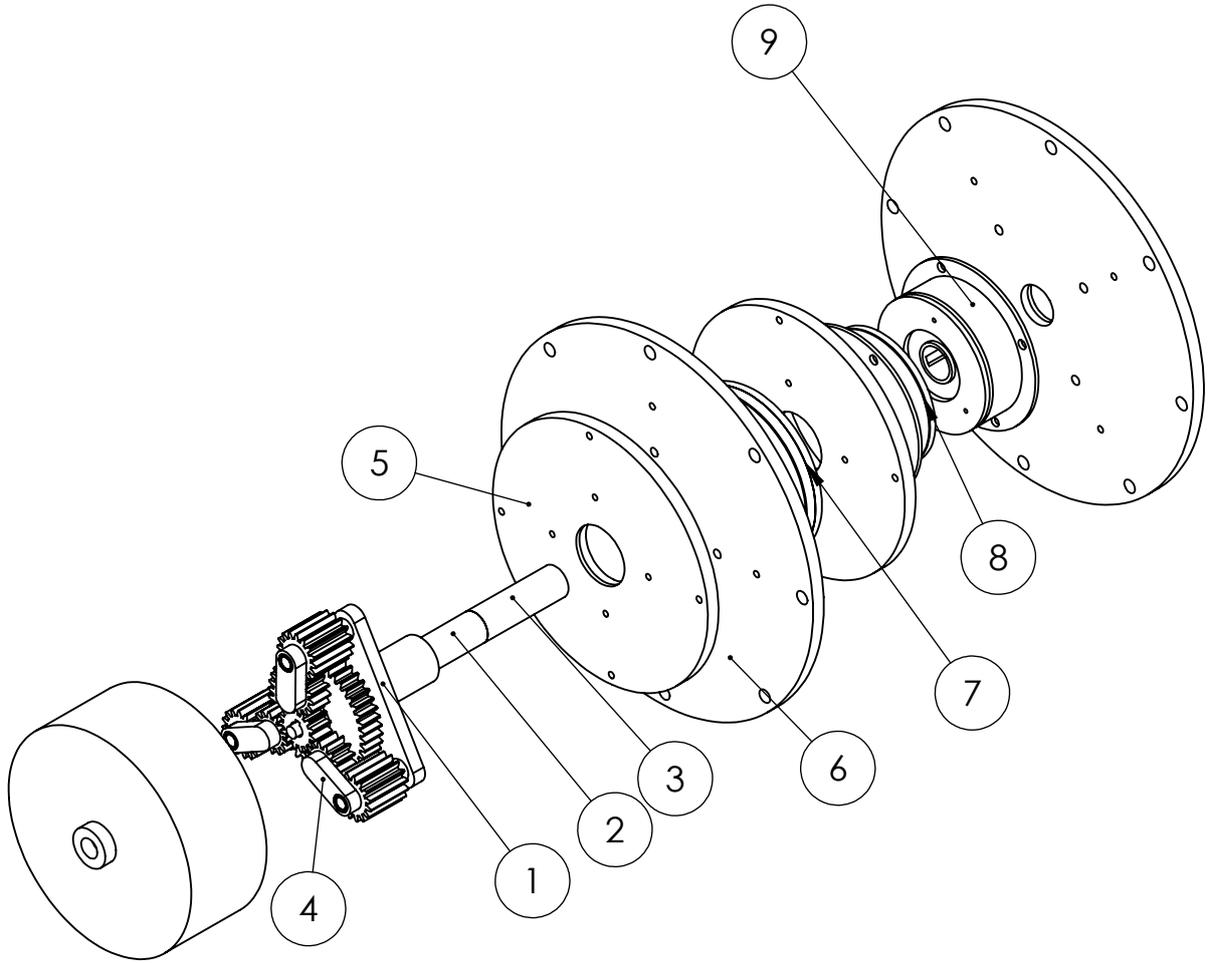
$$\frac{n_c}{n_{sg}} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

Por lo tanto, a expresión de la relación de la quinta marcha será

$$\frac{n_c}{n_{sg}} = -\frac{z_{sg}}{z_c}$$

Anexo D: Planos

N° de Dibujo	Título
0-0	Ensamble
0-1	Eje Porta planetas
0-2	Eje Sol Mayor
0-3	Eje Sol Menor
0-4	Soporte P1
0-5	Placa 1
0-6	Placa 2
0-7	Freno 1
0-8	Freno 2
0-9	Embrague



TÍTULO:

Ensamblaje

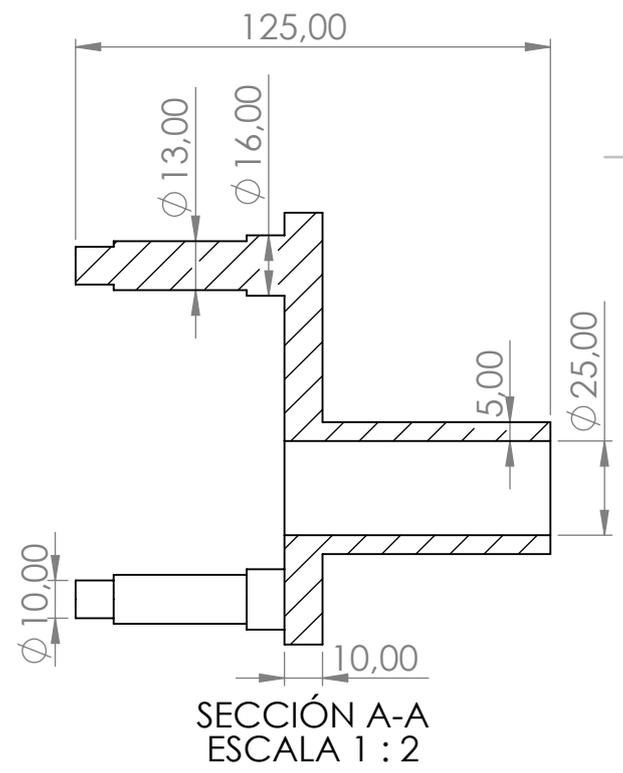
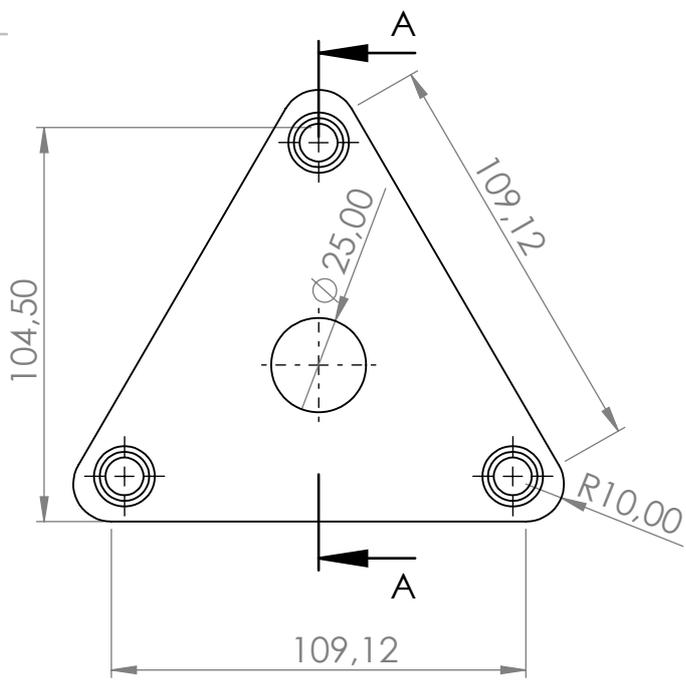
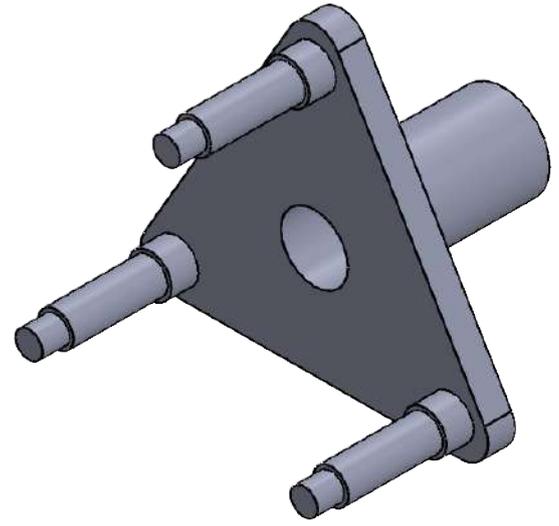
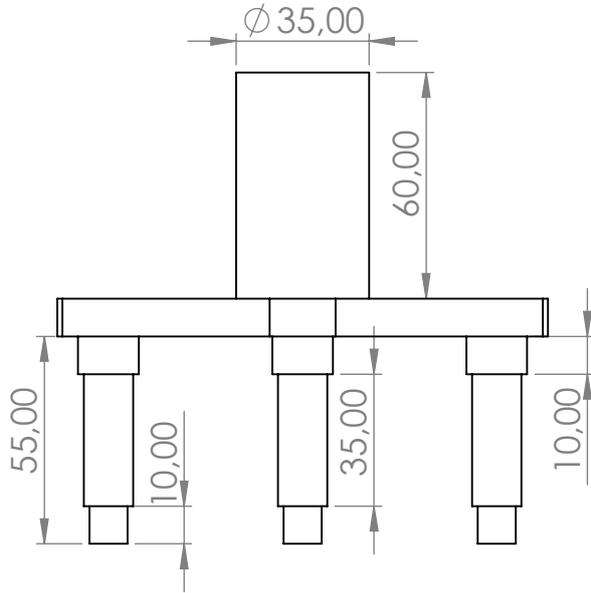
N.º DE DIBUJO

0-0

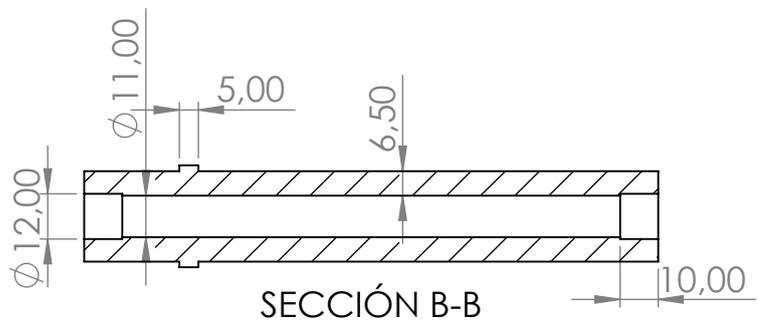
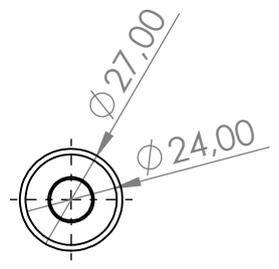
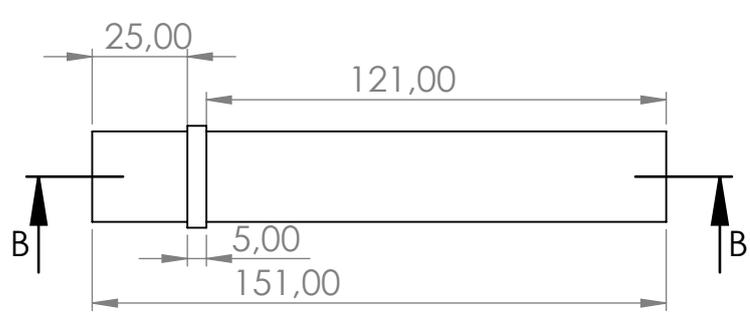
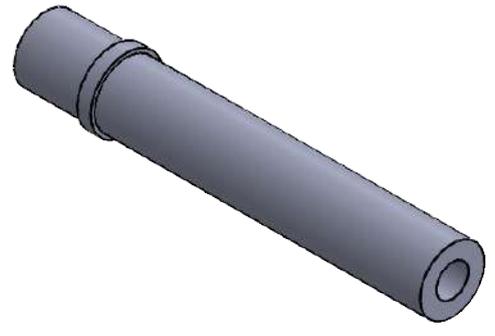
A4

ESCALA:1:20

HOJA 1 DE 10

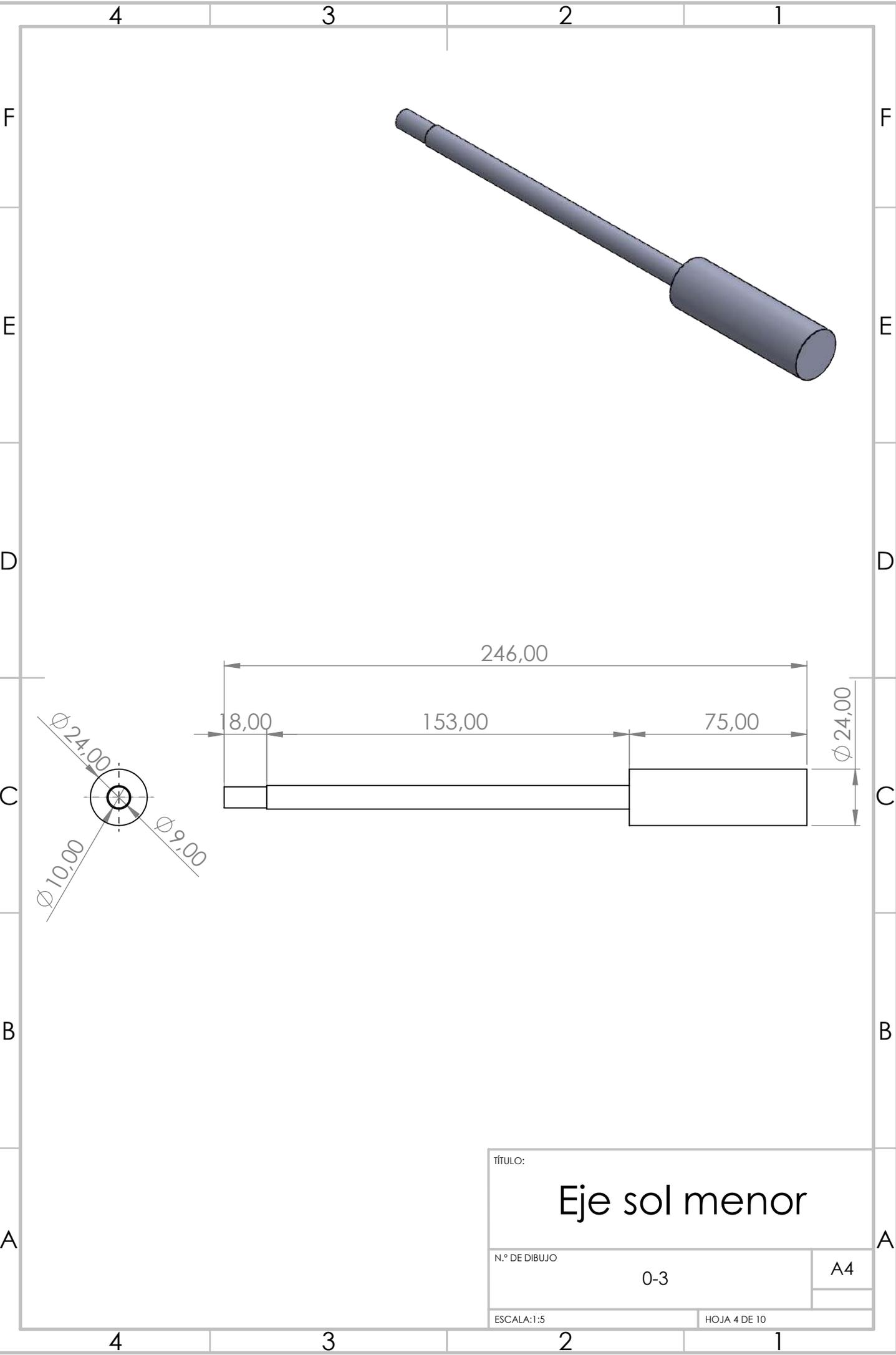


TÍTULO:	
<h1>Eje Portaplanetas</h1>	
N.º DE DIBUJO	0-1
	A4
ESCALA: 1:5	HOJA 2 DE 10

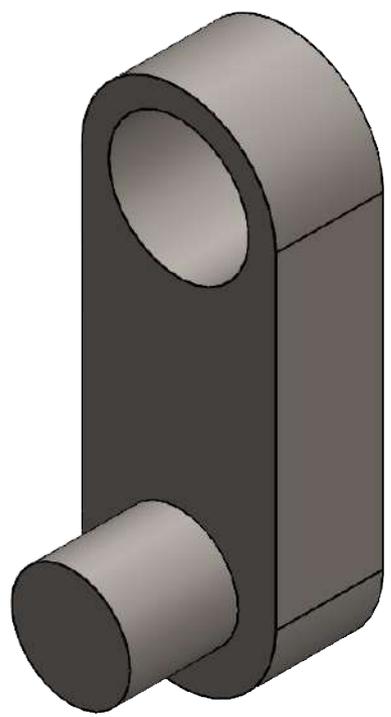
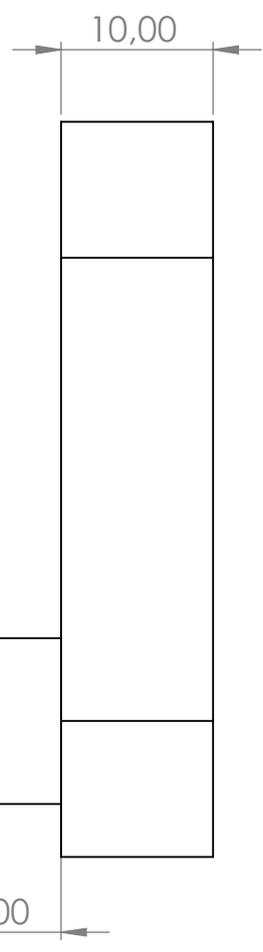
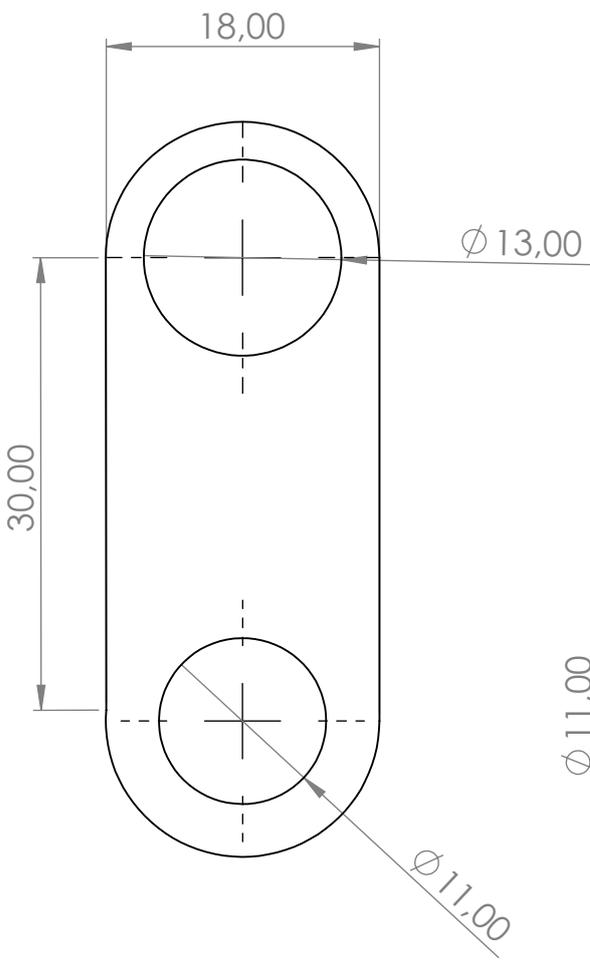


TÍTULO:	
<h1>Eje Sol Mayor</h1>	
N.º DE DIBUJO	0-2
ESCALA:1:2	HOJA 3 DE 10

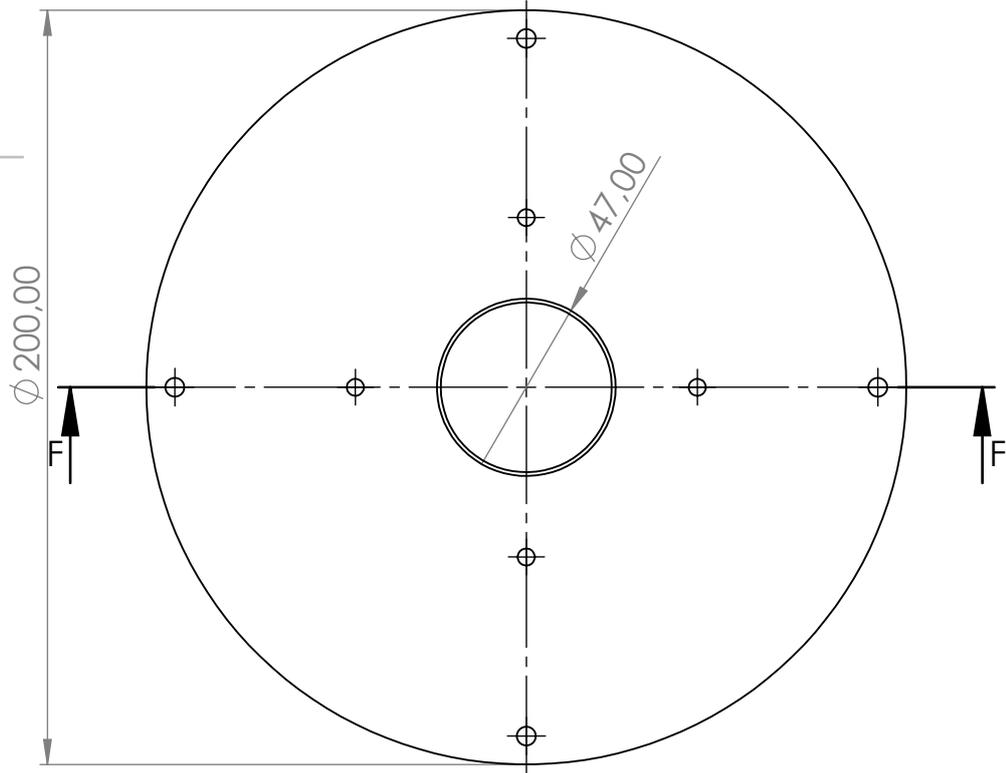
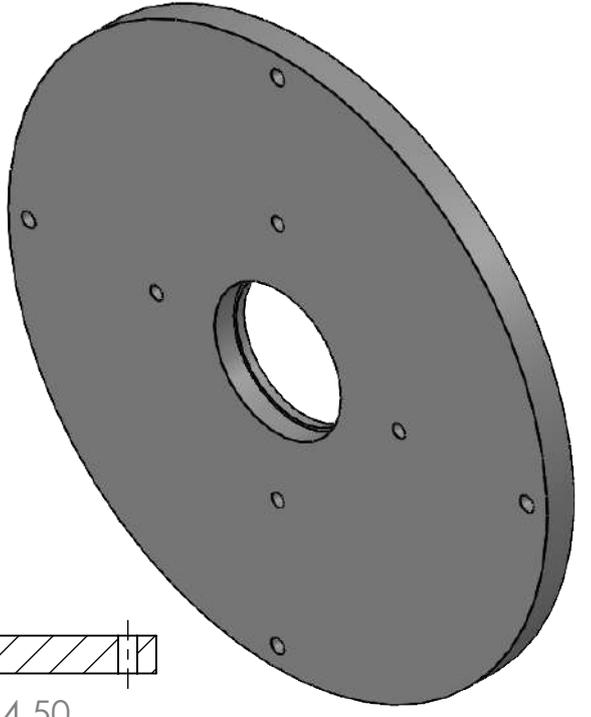
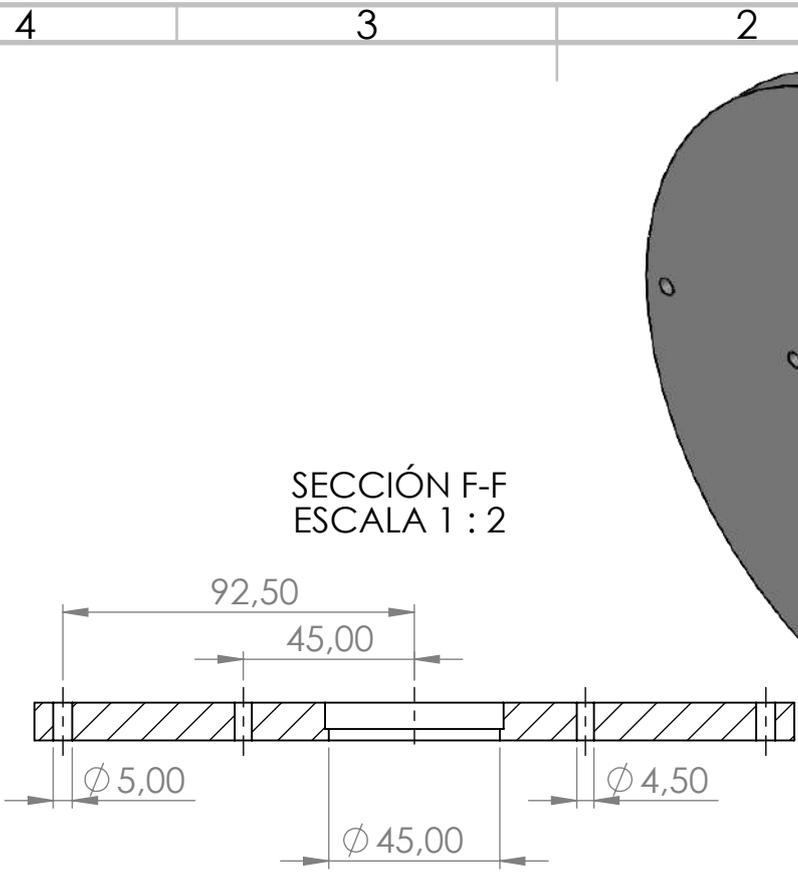
A4



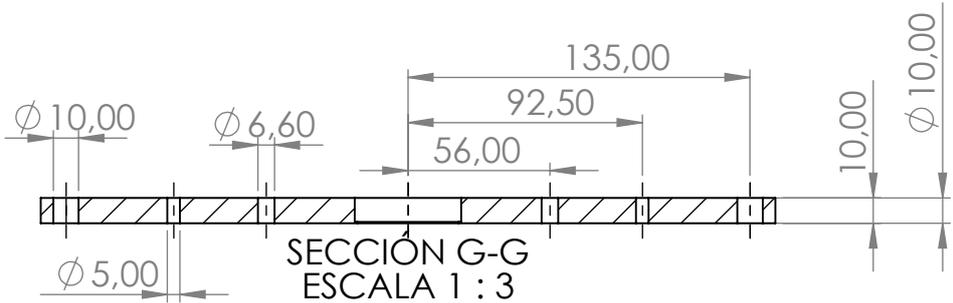
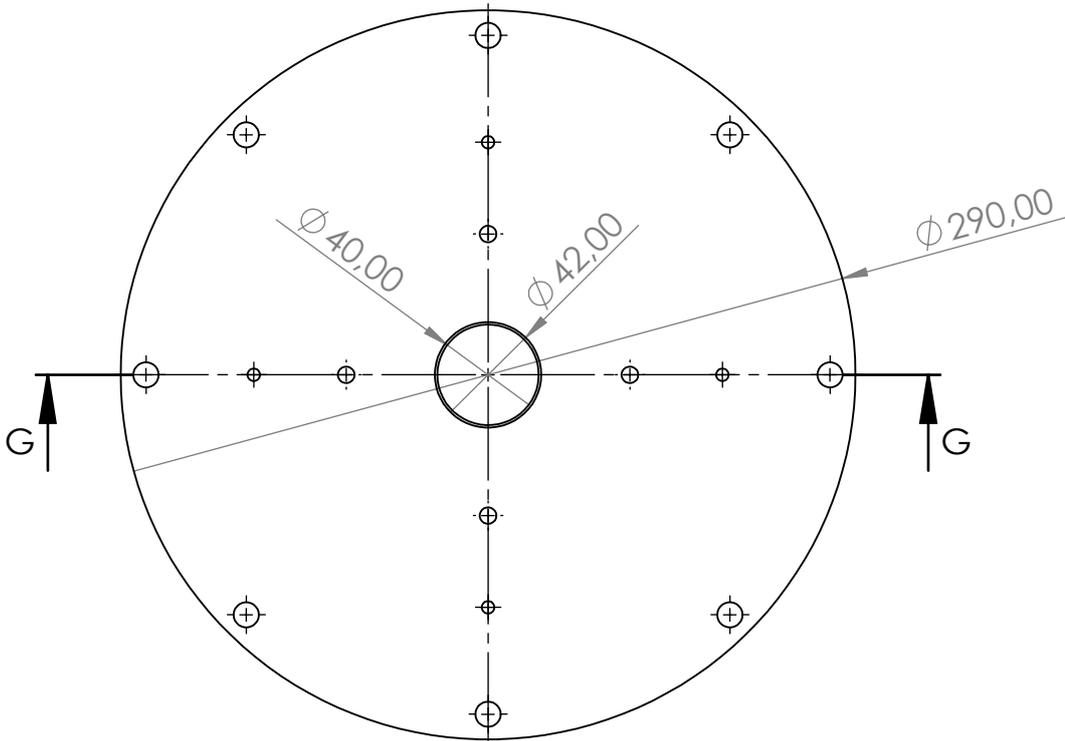
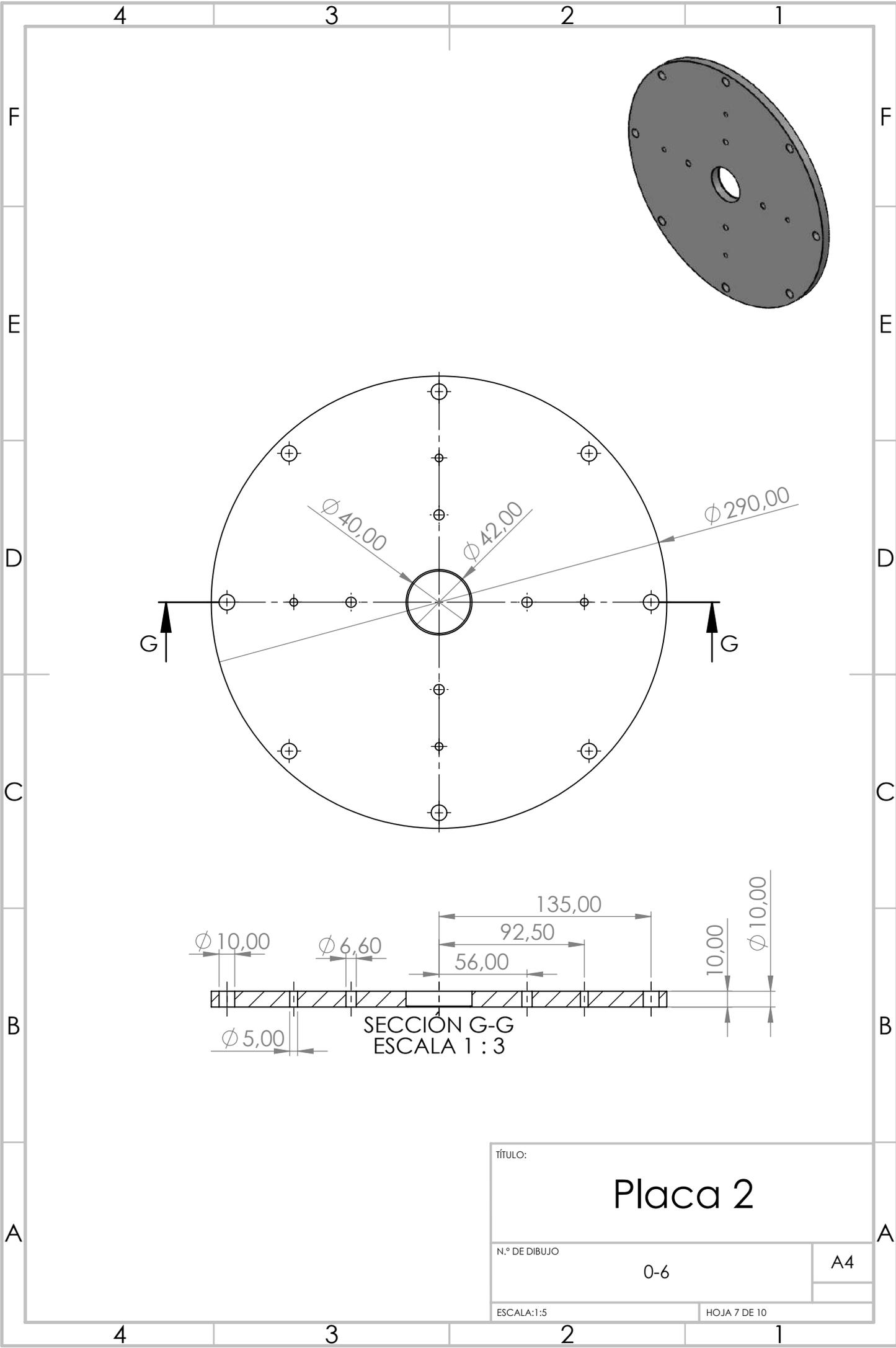
TÍTULO:		Eje sol menor	
N.º DE DIBUJO			
ESCALA:1:5		HOJA 4 DE 10	



TÍTULO:		Soporte P1	
N.º DE DIBUJO			
ESCALA:2:1		HOJA 5 DE 10	

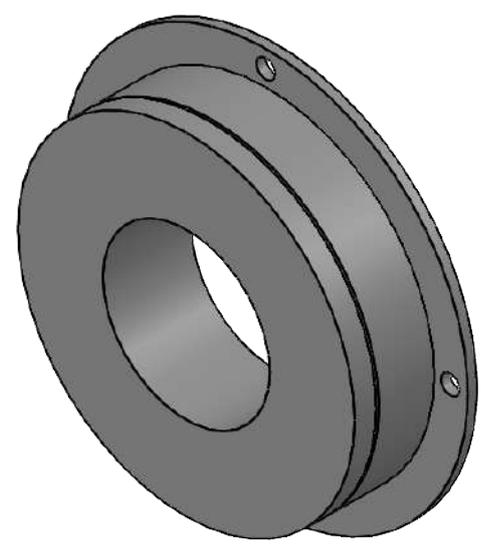
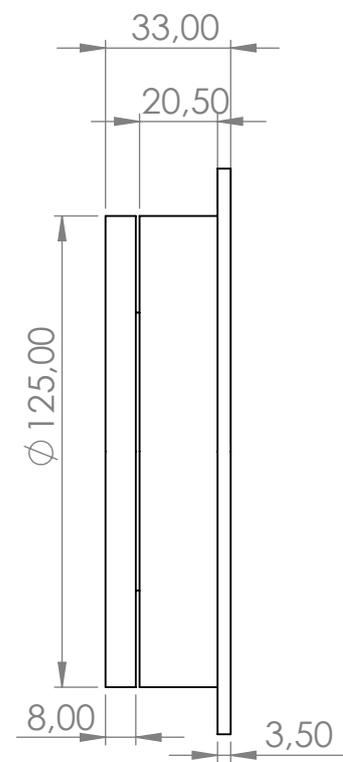
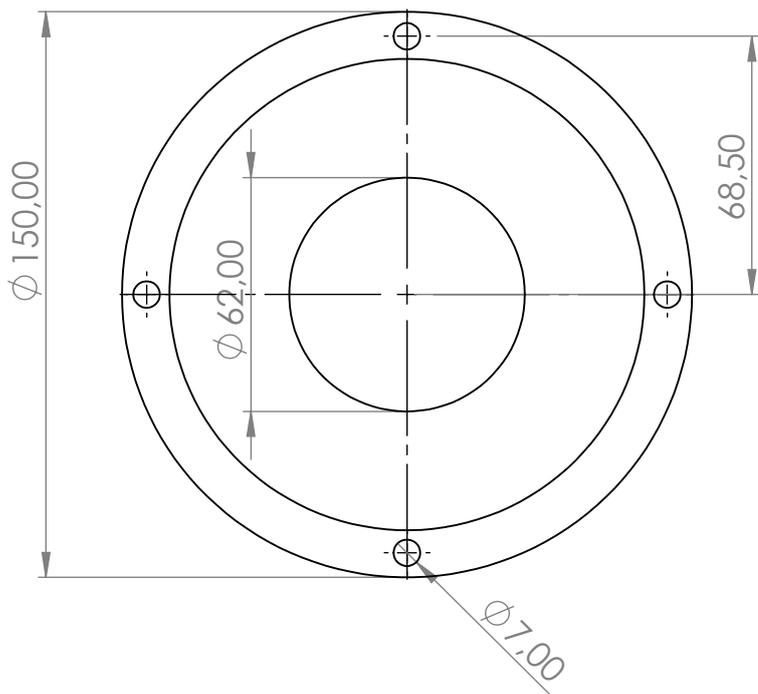


TÍTULO:		Placa 1	
N.º DE DIBUJO			
ESCALA: 1:5		HOJA 6 DE 10	

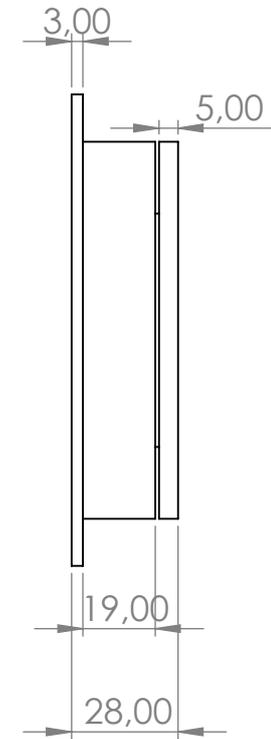
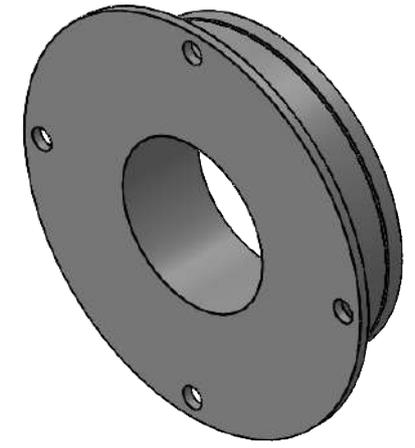
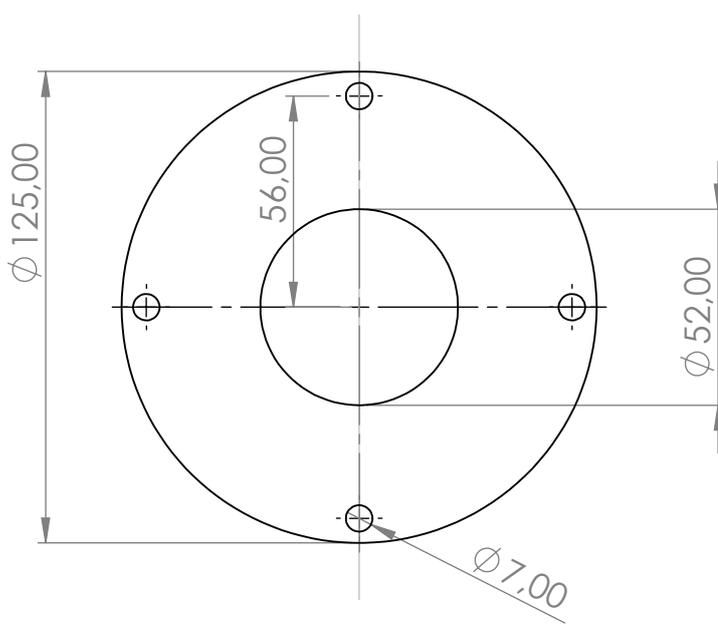


SECCIÓN G-G
ESCALA 1 : 3

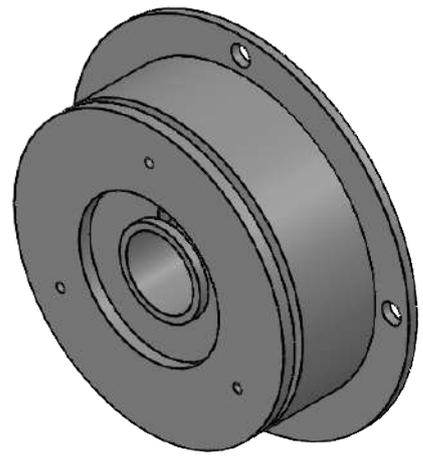
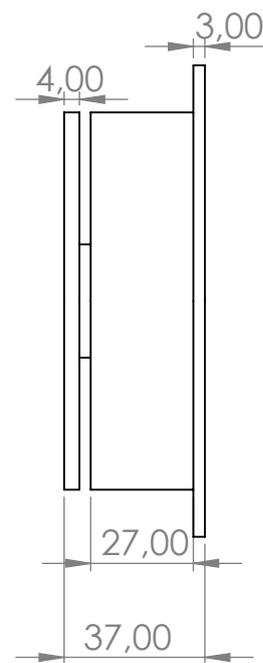
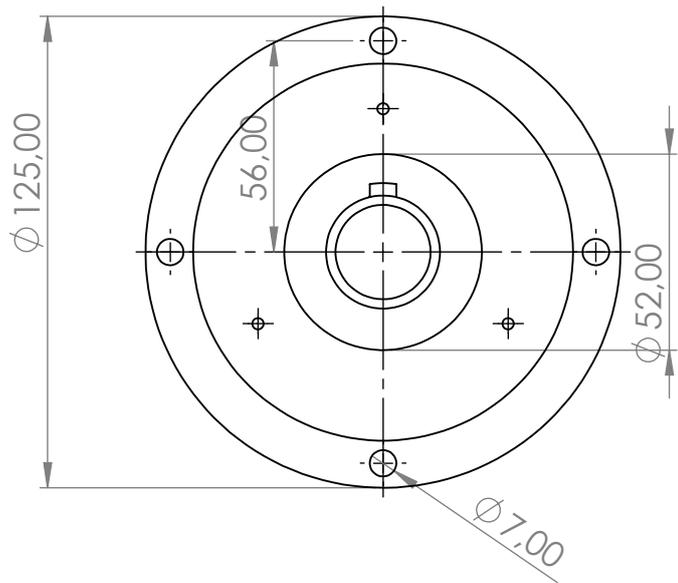
TÍTULO:		<h1>Placa 2</h1>	
N.º DE DIBUJO			
ESCALA:1:5		HOJA 7 DE 10	



TÍTULO:		<h1>Freno 1</h1>	
N.º DE DIBUJO			
ESCALA:1:2		HOJA 8 DE 10	
		A4	



TÍTULO:	Freno 2	
N.º DE DIBUJO	0-8	A4
ESCALA:1:2	HOJA 9 DE 10	



TÍTULO:	
<h1>Embrague</h1>	
N.º DE DIBUJO	0-9
ESCALA:1:2	HOJA 10 DE 10

A4