

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO  
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,  
INFORMÁTICA Y MECÁNICA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**TESIS**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA  
HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN ÉMBOLO  
RECIPROCANTE CON SEIS (6) ESLABONES PARA, APROVECHAR  
LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES.**

**PRESENTADO POR:**

Br. LUIS MIGUEL TACO CORREDOR

Br. JONATHAN MERINO TELLO

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL  
DE INGENIERO MECÁNICO**

**ASESOR:**

Mgt. ARTURO MACEDO SILVA

**CUSCO – PERÚ**

**2025**

# INFORME DE ORIGINALIDAD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-303-2020-UNSAAC)

El que suscribe, Asesor del trabajo de investigación/tesistitulada: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN ÉMBOLO RECÍPROCANTE CON SEIS (6) ESLABONES, PARA APROVECHAR LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES.

Presentado por: LUIS MIGUEL TACO CORREDOR DNI N° 46596733

presentado por: JONATHAN MERINO TELLO DNI N° 46073007

Para optar el título profesional/grado académico de INGENIERO MECÁNICO

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 2 veces, mediante el Software Antiplagio, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso de Sistema Antiplagio de la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 8%.

**Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis**

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No se considera plagio.	<input checked="" type="checkbox"/>
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las correcciones.	<input type="checkbox"/>
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, quien a su vez eleva el informe a la autoridad académica para que tome las acciones correspondientes. Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	<input type="checkbox"/>

Por tanto, en mi condición de asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto las primeras páginas del reporte del Sistema Antiplagio.

Cusco, 26 de Junio de 2025



Firma

Post firma Arturo Macedo Silva

Nro. de DNI 23821894

ORCID del Asesor 0000-0002-2794-949X

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.

2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema Antiplagio: oid: 27259:470021791

# Luis Miguel y Jonathan TACO CORREDOR y MERIN... DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA HIDRÁULICA DE 30 L\_MIN MEDIANTE UN ´ÉMBOLO RECIPR...

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

## Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid::27259:470021791

Fecha de entrega

26 jun 2025, 5:22 p.m. GMT-5

Fecha de descarga

26 jun 2025, 6:00 p.m. GMT-5

Nombre de archivo

INFORME TESIS 25-06-2025 - LEV. OBS..pdf

Tamaño de archivo

8.8 MB

244 Páginas

42.748 Palabras

217.940 Caracteres

## 8% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...

### Filtrado desde el informe

- Bibliografía
- Texto citado
- Texto mencionado
- Coincidencias menores (menos de 9 palabras)
- Trabajos entregados
- Base de datos de Crossref
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

### Exclusiones

- N.º de coincidencias excluidas

### Fuentes principales

- 8%  Fuentes de Internet
- 0%  Publicaciones
- 0%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

### Marcas de integridad

#### N.º de alertas de integridad para revisión

-  **Caracteres reemplazados**  
40 caracteres sospechosos en N.º de páginas  
Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.
-  **Texto oculto**  
43 caracteres sospechosos en N.º de páginas  
El texto es alterado para mezclarse con el fondo blanco del documento.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

## **Presentación**

**SEÑOR DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA,  
ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD  
NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO.**

**SEÑORES MIEMBROS DEL JURADO.**

En cumplimiento con las disposiciones del Reglamento de Grados y Títulos Vigentes regidas en nuestra casa de estudios, para optar al título de Ingeniero Mecánico, damos a conocer el trabajo de investigación intitulado: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN ÉMBOLO RECIPROCANTE CON SEIS (6) ESLABONES PARA APROVECHAR LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES” a fin de optar el Título profesional de Ingeniero Mecánico.

**Bach.** Taco Corredor, Luis miguel.

**Bach.** Merino Tello, Jonathan.

### **Dedicatoria**

A Dios por darme la oportunidad de culminar una etapa más en mis estudios y en la vida.

A mis padres Nicanor y Martha por sus esfuerzos, su dedicatoria incondicional, por su inmensa paciencia y amor por sus hijos a los que han sabido guiar para ser personas de bien

A mi esposa y amor de mi vida Fany, a mis hijos Josue y Kiara por ser el impulso de mi vida.

**Jonathan Merino Tello**

A Dios por darme la oportunidad de haber estudiado esta maravillosa carrera de la ingeniería mecánica.

A mis padres Luis y Lidia por el amor que nunca dejaron de entregarme por el esfuerzo invaluable que hicieron para poder educarme, nunca quise defraudarlos es por eso que esta tesis es muestra de mi mayor compromiso y gratitud con ustedes.

A nuestro asesor de la tesis M.Sc. Ing. Arturo Macedo Silva por su tiempo, acompañamiento, su paciencia y sobre todo la dedicación que nos puso durante el desarrollo de la misma.

**Luis Miguel Taco Corredor**

## INTRODUCCIÓN

El desarrollo del presente trabajo de investigación constituye el diseño y construcción de un prototipo de bomba hidráulica de 30 l/min mediante un émbolo reciprocante con seis (6) eslabones para aprovechar la energía hidráulica de canales.

La bomba hidráulica diseñada nos permite aprovechar la energía cinética del agua en movimiento para poder impulsar un fluido desde una posición hasta otra posición deseada.

**En el capítulo I**, describimos los aspectos generales del trabajo de investigación tales como el problema, objetivos, justificaciones, hipótesis y otros.

**En el capítulo II**, presentamos los antecedentes el estado del arte y las bases teóricas necesarias para el diseño y construcción de una bomba hidráulica mediante émbolo reciprocante y seis (06) eslabones.

**En el capítulo III**, mediante la norma de diseño VDI2221, se busca definir la información precisa para el diseño que satisfaga las necesidades antes establecidas, luego definimos el diseño conceptual de nuestra bomba la cual será construida.

**En el capítulo IV**, desarrollamos el cálculo hidráulico de la presión necesaria por nuestra bomba de émbolo para producir un caudal de 30l/min asimismo se diseña la rueda hidráulica capaz de producir el torque necesario para accionar nuestro mecanismo de seis eslabones.

**En el capítulo V**, realizamos el diseño de los elementos de máquinas a partir de las fuerza y torques calculados en el análisis cinemático y dinámico del mecanismo de 6 eslabones.

**En el capítulo VI**, describimos las especificaciones técnicas de los materiales, proceso de fabricación de las piezas utilizadas en el prototipo y su ensamble, asimismo se muestra resultados de las pruebas realizadas.

**En el capítulo VII**, se realizó el análisis económico del prototipo fabricado, en los cuales se muestran los indicadores de viabilidad TIR y VAN calculados para nuestra aplicación.

## Resumen

El presente proyecto de investigación tiene como objetivo el diseño y construcción de un prototipo de bomba hidráulica de 30 l/min mediante un émbolo reciprocante con seis (6) eslabones para aprovechar la energía hidráulica de canales.

El proyecto consta de siete (7) capítulos que van relacionados directamente con los objetivos específicos, donde se detallan los trabajos realizados.

En esta tesis planteamos una solución a los problemas de escasez de recurso hídrico a fin de facilitar el aprovechamiento del mismo mediante el uso de una bomba, esta bomba es autónoma y es accionada por una rueda hidráulica que es movida por la fuerza y movimiento de los ríos y/o canales rurales, la fuerza es transmitida a un émbolo mediante eslabones que mejoran el torque de salida de la rueda hidráulica. De esta forma la bomba hidráulica es capaz de bombear agua hasta una altura estática aproximada de 3 metros proporcionando un caudal 30 litros por minuto.

Para ello se realizó un análisis de ingeniería y evaluación técnica del alcance que pueda tener el aprovechamiento de la energía cinética de la corriente del río, se estableció la necesidad de un equipo de bombeo que no dependa de energía eléctrica ya que no contamos con ella en la zona, este equipo de bombeo debe de satisfacer con el caudal necesario para el procesamiento de riego tecnificado.

El diseño conceptual según la norma alemana VDI 2221 nos permitió proponer un sistema de bombeo hidráulico accionado con mecanismos de seis eslabones, teniendo como elemento motriz una rueda hidráulica que realizará el trabajo de transmitir la potencia necesaria para accionar el émbolo reciprocante quien tiene la función de impulsar el agua a una altura no menor de tres metros para su aprovechamiento en la agricultura.

**Palabras Clave:** bomba, hidráulica, émbolo, mecanismo.

## **Abstrac**

The objective of this research project is the design and construction of a 30 l/min hydraulic pump prototype by means of a reciprocating plunger with six (6) links to take advantage of the hydraulic energy of canals.

The project consists of seven (7) chapters that are directly related to the specific objectives, where the work carried out is detailed.

In this thesis we propose a solution to the problems of scarcity of water resources in order to facilitate its use through the use of a pump, this pump is autonomous and is driven by a water wheel that is moved by the force and movement of rivers and / or rural canals, the force is transmitted to a plunger through links that improve the output torque of the water wheel. In this way the hydraulic pump is capable of pumping water up to a static height of approximately 3 meters providing a flow rate of 30 liters per minute.

For this purpose, an engineering analysis and technical evaluation of the scope that the use of the kinetic energy of the river current could have was carried out, establishing the need for a pumping equipment that does not depend on electric energy since we do not have it in the area, this pumping equipment must satisfy the necessary flow for the processing of technified irrigation.

The conceptual design according to the German standard VDI 2221 allowed us to propose a hydraulic pumping system driven by six-link mechanisms, having as a driving element a hydraulic wheel that will perform the work of transmitting the necessary power to drive the reciprocating piston which has the function of driving the water to a height of not less than three meters for its use in agriculture.

**Keywords:** pump, hydraulic, plunger, mechanism.

## Índice

	Pág.
<b>Presentación.....</b>	<b>II</b>
<b>Dedicatoria.....</b>	<b>III</b>
<b>Resumen.....</b>	<b>V</b>
<b>Abstrac.....</b>	<b>VI</b>
<b>Índice de Tablas .....</b>	<b>XI</b>
<b>Índice de Figuras.....</b>	<b>XIII</b>
<b>Índice de Símbolos y Abreviaturas.....</b>	<b>XVI</b>
<b>Símbolos.....</b>	<b>XVI</b>
<b>Abreviaturas.....</b>	<b>XVII</b>
<b>CAPÍTULO I.....</b>	<b>2</b>
<b>Generalidades.....</b>	<b>2</b>
1.1 Título.....	2
1.2 Responsables.....	2
1.3 Asesor .....	2
1.4 Ámbito de estudio .....	2
1.5 Planteamiento del problema.....	3
1.6 Enunciado del problema .....	9
1.6.1 Problema general .....	9
1.6.2 Problemas específicos.....	9
1.7 Hipótesis .....	9
1.7.1 Hipótesis general.....	9
1.7.2 Hipótesis Específicos .....	10
1.8 Objetivos.....	10
1.8.1 Objetivo general.....	10
1.8.2 Objetivos específicos .....	11
1.9 Identificación de variables .....	11
1.9.1 Variable independiente .....	11
1.9.2 Variable dependiente .....	12
1.10 Alcances.....	12
1.11 Limitaciones.....	12
<b>CAPÍTULO II .....</b>	<b>14</b>
<b>Marco Teórico .....</b>	<b>14</b>
2.1 Marco teórico.....	14

2.1.1 Bomba hidráulica de émbolo .....	14
2.1.2 Estado del arte.....	14
2.1.3 Antecedentes .....	17
2.1.4 VDI 2221 .....	21
2.1.5 Bombas hidráulicas.....	22
2.1.6 Ruedas hidráulicas: .....	24
2.1.7 Corriente libre .....	26
2.1.8 Mecanismo de eslabones.....	35
2.1.9 Software MatLab.....	56
2.1.10 Dinámica de máquinas .....	57
<b>CAPÍTULO III.....</b>	<b>79</b>
<b>Diseño Conceptual .....</b>	<b>79</b>
3.1 Diseño conceptual.....	79
3.1.1 Lista de Exigencias. ....	79
3.1.2 Determinación de la estructura de funciones .....	81
3.2 Estructura de funciones.....	83
3.3 Concepto solución.....	84
3.3.1 Matriz morfológica .....	84
3.3.2 Descripción de las soluciones para el diseño mecánico.....	85
3.4 Evaluación de las soluciones obtenidas .....	87
3.5 Solución óptima .....	88
<b>CAPÍTULO IV.....</b>	<b>90</b>
<b>Diseño Hidráulico.....</b>	<b>90</b>
4.1 Diseño de bomba de émbolo recíprocante. ....	90
4.1.1 Cálculo de diámetro de tubería y altura dinámica total (ADT) .....	91
4.1.2 Cálculo del área del émbolo para un diámetro de 100mm.....	92
4.1.3 Cálculo de la altura dinámica total (ADT).....	92
4.1.4 Cálculo del volumen del émbolo para un caudal de 30 l/min (0.0005 m <sup>3</sup> /seg): .....	96
4.1.5 Cálculo del área del émbolo para una carrera (S) de 20 cm. ....	96
4.1.6 Cálculo del diámetro del émbolo: .....	96
4.1.7 Cálculo de la potencia hidráulica del émbolo:.....	97
4.1.8 Cálculo de la velocidad tangencial y velocidad angular:.....	97
4.2 Diseño de rueda hidráulica.....	97
4.2.1 Diseño del alabe de la rueda: .....	97
4.2.2 Cálculo de la fuerza que ejerce el fluido sobre los alabes: .....	101
4.2.1 Cálculo del área de los alabes: .....	102

4.2.2 Potencia de una rueda hidráulica de paso: .....	103
4.2.3 Rendimiento de una rueda hidráulica: .....	104
<b>CAPÍTULO V.....</b>	<b>106</b>
<b>Diseño Mecánico.....</b>	<b>106</b>
5.1 Cinemática y dinámica del mecanismo.....	106
5.1.1 Cálculo de la velocidad y aceleraciones del mecanismo de 6 eslabones mediante el método de Newton Raphson. ....	106
5.1.2 Análisis de posicionamiento del mecanismo de 6 eslabones.....	107
5.1.3 Análisis de velocidades del mecanismo de 6 eslabones. ....	109
5.1.4 Análisis de aceleraciones del mecanismo de 6 eslabones.....	111
5.1.5 Cálculo de fuerzas en las articulaciones. ....	117
5.1.6 Cálculo del torque de entrada del mecanismo. ....	121
5.1.7 Cálculo de volante de inercia: .....	125
5.2 Diseño mecánico de elementos de la bomba hidráulica. ....	129
5.2.1 Diseño del eje.....	129
5.2.2 Cálculo de chavetas.....	140
5.2.3 Cálculo de pasadores en uniones articuladas. ....	141
5.2.4 Cálculo y selección de rodamientos.....	145
<b>CAPÍTULO VI.....</b>	<b>150</b>
<b>Especificaciones Técnicas.....</b>	<b>150</b>
6.1 Especificaciones técnicas de materiales.....	150
6.1.1 Rueda hidráulica. ....	150
6.1.2 Eslabones: .....	151
6.1.3 Base metálica para montaje de bomba:.....	153
6.1.4 Bomba de émbolo reciprocante: .....	153
6.1.5 Eje de transmisión:.....	153
6.1.6 Chumaceras:.....	154
6.1.7 Chavetas:.....	154
6.1.8 Volante de inercia: .....	155
6.1.9 Accesorios de fijación:.....	155
6.1.10 Accesorios conexos:.....	156
6.2 Especificaciones técnicas de fabricación .....	158
6.2.1 Fabricación de rueda hidráulica: .....	158
6.2.2 Fabricación de eslabones: .....	161
6.2.3 Fabricación de Bomba de émbolo reciprocante:.....	163
6.2.4 Fabricación de volante de inercia. ....	163
6.2.5 Fabricación de base de estructura metálica.....	164

6.3	Ensamble de bomba hidráulica de émbolo reciprocante.....	165
6.4	Protocolo de pruebas.....	166
<b>CAPÍTULO VII .....</b>		<b>175</b>
<b>Evaluación Económica.....</b>		<b>175</b>
7.1	Hoja de presupuesto.....	175
7.2	Flujo de caja para evaluación de proyectos. ....	177
7.2.1	Egresos:.....	177
7.2.2	Ingresos:.....	179
7.3	Indicadores de rentabilidad.....	180
7.3.1	Valor Actual Neto (VAN).....	180
7.3.2	Tasa Interna De Retorno (TIR). ....	181
<b>Conclusiones .....</b>		<b>185</b>
<b>Recomendaciones .....</b>		<b>188</b>
<b>Referencias Bibliográficas.....</b>		<b>189</b>

## Índice de Tablas

<i>Tabla 1</i> Etapas fenológicas de la palta .....	8
<i>Tabla 2</i> Lista de exigencias .....	80
<i>Tabla 3</i> Matriz morfológica.....	84
<i>Tabla 4</i> Evaluación técnica.....	87
<i>Tabla 5</i> Evaluación económica .....	88
<i>Tabla 6</i> Requerimiento de agua por planta de palta .....	90
<i>Tabla 7</i> Datos de caudal y volumen de almacenamiento requeridos:.....	91
<i>Tabla 8</i> Viscosidad dinámica del agua para una temperatura de 20°C.....	92
<i>Tabla 9</i> Valores recomendados de rugosidad para conductos comerciales .....	93
<i>Tabla 10</i> Coeficientes de pérdida para válvulas, codos y tes.....	95
<i>Tabla 11</i> Datos de entrada para el mecanismo.....	106
<i>Tabla 12</i> Masa y momentos de masa de los eslabones del mecanismo .....	118
<i>Tabla 13</i> Propiedades mecánicas del acero AISI – SAE 1020.....	134
<i>Tabla 14</i> Factores de momento flector y torsión para el cálculo de ejes.....	135
<i>Tabla 15</i> Factor de acabado superficial .....	136
<i>Tabla 16</i> Factor de confiabilidad $k_e$ .....	137
<i>Tabla 17</i> Propiedades mecánicas del acero 9SMnPb30 .....	142
<i>Tabla 18</i> Esfuerzos en pasadores .....	144
<i>Tabla 19</i> Cálculo de diámetros de pasadores. ....	144
<i>Tabla 20</i> Coeficientes X, Y, X0, Y0.....	147
<i>Tabla 21</i> Tabla de rodamientos con soportes de pie.....	148
<i>Tabla 22</i> Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.....	150
<i>Tabla 23</i> Propiedades mecánicas del acero ASTM A36/A36M, SAEJ403(1045).....	151
<i>Tabla 24</i> Propiedades mecánicas del acero ASTM A36/A36M.....	151
<i>Tabla 25</i> Propiedades mecánicas del acero ASTM A500-Grado A. ....	152
<i>Tabla 26</i> Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 1020.....	154
<i>Tabla 27</i> Registro de medidas de velocidad ensayo N°1.....	168
<i>Tabla 28</i> Registro de medidas de velocidad en ensayo N°2. ....	169
<i>Tabla 29</i> Registro de parámetros durante las pruebas de funcionamiento.....	173
<i>Tabla 30</i> Costo de materiales.....	175
<i>Tabla 31</i> Costo de mano de obra. ....	176
<i>Tabla 32</i> Costo de servicios. ....	176
<i>Tabla 33</i> Gastos Generales .....	176
<i>Tabla 34</i> Resumen de costos de fabricación de bomba hidráulica. ....	177
<i>Tabla 35</i> Egresos de inversión con motobomba.....	178
<i>Tabla 36</i> Egresos de inversión con bomba hidráulica. ....	178
<i>Tabla 37</i> Flujo de caja del proyecto considerando el riego con bomba hidráulica de émbolo. ....	179
<i>Tabla 38</i> Indicadores de rentabilidad. ....	180
<i>Tabla 39</i> Interpretación del VAN y criterios de decisión. ....	181

<b>Tabla 40</b> <i>Criterios de decisión de la TIR.</i> .....	182
<b>Tabla 41</b> <i>Cálculo de la tasa WACC.</i> .....	183
<b>Tabla 42</b> <i>Evaluación económica del proyecto considerando el riego con bomba hidráulica de émbolo.</i>	183

## Índice de Figuras

<i>Figura 1</i> Ubicación del sector Apaca en el distrito de Ihuayllo .....	3
<i>Figura 2</i> Estadística de niveles de gases de efecto invernadero (GEI).....	5
<i>Figura 3</i> Motobomba empleada para riego en fundo Apaca .....	7
<i>Figura 4</i> Bomba de émbolo de doble y simple efecto.....	14
<i>Figura 5</i> Bombas de agua accionadas por rueda hidráulica.....	15
<i>Figura 6</i> Bomba de rueda accionadas por agua.....	16
<i>Figura 7</i> Bomba de agua accionada por agua y vertedero.....	17
<i>Figura 8</i> Sistema para impulsar agua.....	18
<i>Figura 9</i> Prototipo de bomba de diafragma de doble efecto .....	19
<i>Figura 10</i> Dimensionamiento de la Bomba Barsha .....	20
<i>Figura 11</i> Bomba Barsha fabricado por la empresa aQysta.....	21
<i>Figura 12</i> Etapas del proceso de diseño según la norma VDI 2221.....	22
<i>Figura 13</i> Esquema de una bomba de émbolo de simple efecto.....	24
<i>Figura 14</i> Ruedas movidas por el costado.....	24
<i>Figura 15</i> Ruedas movidas por abajo .....	25
<i>Figura 16</i> Ruedas movidas por arriba .....	25
<i>Figura 17</i> Transferencia de energía – Rueda Hidráulica.....	27
<i>Figura 18</i> Velocidad tangencial de rueda hidráulica .....	27
<i>Figura 19</i> Torque y velocidad angular en un eje.....	30
<i>Figura 20</i> Esquema de una bomba de émbolo de simple efecto.....	32
<i>Figura 21</i> Explicación del principio de desplazamiento positivo .....	33
<i>Figura 22</i> Esquema de una estación de bombeo.....	34
<i>Figura 23</i> Diagrama de la ley de Grashof para mecanismos .....	36
<i>Figura 24</i> Ángulo de transmisión en el eslabonamiento de cuatro eslabones .....	37
<i>Figura 25</i> Ángulos de transmisión .....	38
<i>Figura 26</i> Menor ángulo de transmisión .....	39
<i>Figura 27</i> Mayor ángulo de transmisión. ....	39
<i>Figura 28</i> Medición de ángulos en el mecanismo de cuatro eslabones .....	40
<i>Figura 29</i> Solución de posición gráfica de las configuraciones abierta y cruzada. ....	40
<i>Figura 30</i> Posiciones de agarrotamiento de un triple balancín que no es Grashof.....	42
<i>Figura 31</i> Eslabonamientos en posiciones límite.....	43
<i>Figura 32</i> Vector de posición en el plano, expresado en coordenadas tanto globales como locales .....	46
<i>Figura 33</i> Lazo vectorial de posición de un mecanismo de cuatro eslabones .....	47
<i>Figura 34</i> Notación vectorial unitaria para vectores de posición .....	47
<i>Figura 35</i> Representación de un número complejo de vectores en el plano.....	48
<i>Figura 36</i> Método de solución de Newton-Raphson para raíces de funciones no lineales.....	51
<i>Figura 37</i> Diagrama de eslabonamiento del mecanismo de 6 eslabones. ....	55
<i>Figura 38</i> Pantalla principal del Software MatLab.....	56

<b>Figura 39</b> Diseño de maquinaria .....	60
<b>Figura 40</b> Mecanismos y dimensiones .....	62
<b>Figura 41</b> Diagrama de cuerpo libre .....	63
<b>Figura 42</b> Análisis de fuerzas dinámicas del mecanismo de 4 barras manivela corredera .....	66
<b>Figura 43</b> Equilibrio dinámico del eslabón k.....	69
<b>Figura 44</b> DCL de eslabones individuales e ilustración del producto $r \times F$ .....	70
<b>Figura 45</b> Fuerzas de inercia $F_{0kk} = 2, 3, 4$ generadas en un mecanismo de 4 eslabones.....	72
<b>Figura 46</b> Efecto de la fuerza de inercia $F_{03}$ sobre las fuerzas en los pasadores .....	73
<b>Figura 47</b> Fuerza de inercia del eslabón 04. ....	74
<b>Figura 48</b> Fuerza de inercia del eslabón 02. ....	74
<b>Figura 49</b> Caja negra para el diseño de la bomba hidráulica.....	81
<b>Figura 50</b> Estructura de funciones de la solución óptima .....	83
<b>Figura 51</b> Dibujo a mano alzada correspondiente con la solución N°1.....	85
<b>Figura 52</b> Dibujo a mano alzada correspondiente con la solución N°2.....	86
<b>Figura 53</b> Dibujo a mano alzada correspondiente con la solución N°3.....	87
<b>Figura 54</b> Evaluación técnico-económica de las soluciones .....	88
<b>Figura 55</b> Ubicación del factor de fricción ( $\lambda$ ) en el diagrama de Moody.....	94
<b>Figura 56</b> Esquema de bomba de émbolo reciprocante.....	96
<b>Figura 57</b> Radio de curvatura y ángulo del alabe .....	100
<b>Figura 58</b> Rueda hidráulica con perfil de alabe diseñado.....	101
<b>Figura 59</b> Torque y velocidad angular en un eje .....	102
<b>Figura 60</b> Medidas y ángulos de posicionamiento de mecanismo de 6 eslabones.....	106
<b>Figura 61</b> Lazos vectoriales del mecanismo de 06 eslabones.....	108
<b>Figura 62</b> Desplazamiento del émbolo reciprocante .....	109
<b>Figura 63</b> Velocidad del émbolo reciprocante.....	111
<b>Figura 64</b> Velocidades angulares .....	111
<b>Figura 65</b> Aceleración del émbolo reciprocante.....	113
<b>Figura 66</b> Aceleraciones angulares de los eslabones 3, 4 y 8 .....	114
<b>Figura 67</b> Aceleraciones absolutas de los centros de masa de los eslabones 3, 4 y 5 .....	117
<b>Figura 68</b> Mecanismo de 6 eslabones con ubicación de centros de gravedad .....	117
<b>Figura 69</b> Diagrama de cuerpo libre de eslabón N°2.....	118
<b>Figura 70</b> Diagrama de cuerpo libre de eslabón N°3.....	119
<b>Figura 71</b> Diagrama de cuerpo libre de eslabón N°4.....	119
<b>Figura 72</b> Diagrama de cuerpo libre de eslabón N°5.....	120
<b>Figura 73</b> Diagrama de cuerpo libre de eslabón N°6.....	120
<b>Figura 74</b> Fuerza de reacción $F_{21}$ en una vuelta.....	123
<b>Figura 75</b> Fuerza de reacción $F_{32}$ en una vuelta.....	123
<b>Figura 76</b> Fuerza de reacción $F_{43}$ en una vuelta.....	124
<b>Figura 77</b> Fuerza de reacción $F_{41}$ en una vuelta.....	124
<b>Figura 78</b> Fuerza de reacción $F_{65}$ en una vuelta.....	125

<b>Figura 79</b> Torque del mecanismo .....	125
<b>Figura 80</b> Línea de torque promedio. ....	126
<b>Figura 81</b> Curva del torque neto requerido por el mecanismo.....	127
<b>Figura 82</b> Energía acumulada para el dimensionamiento de la volante de inercia. ....	127
<b>Figura 83</b> Curvas de torque requeridos para accionar el mecanismo con y sin volante de inercia. ....	129
<b>Figura 84</b> Diagrama de cuerpo libre del eje y rueda hidráulica. ....	130
<b>Figura 85</b> Vista del eje en el plano Y-X. ....	130
<b>Figura 86</b> Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano Y-X.....	131
<b>Figura 87</b> Diagrama de fuerzas cortantes (V).....	132
<b>Figura 88</b> Diagrama de momentos flectores.....	132
<b>Figura 89</b> Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano Y-Z. ....	133
<b>Figura 90</b> Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros sometidos a flexión. ....	138
<b>Figura 91</b> Eje de sección circular sometido a momento flector.....	138
<b>Figura 92</b> Diagrama de fuerzas cortantes en chaveta. ....	140
<b>Figura 93</b> Diagrama de cuerpo libre de pasadores bajo las fuerzas F12, F23 y F34. ....	142
<b>Figura 94</b> Diagrama de cuerpo libre de pasadores bajo las fuerzas F41, F54 y F65.....	142
<b>Figura 95</b> Rodamiento con soporte de pie. ....	154
<b>Figura 96</b> Esquema de chaveta.....	155
<b>Figura 97</b> Válvula check de pie con canastilla. ....	156
<b>Figura 98</b> Válvula check swing. ....	157
<b>Figura 99</b> Discos de apoyo para rueda hidráulica .....	158
<b>Figura 100</b> Alabes de rueda Hidráulica rolados. ....	159
<b>Figura 101</b> Montaje de estructura de angular por proceso de soldadura. ....	160
<b>Figura 102</b> Montaje de alabes de rueda hidráulica.....	161
<b>Figura 103</b> Pintado de rueda hidráulica con base anticorrosiva. ....	161
<b>Figura 104</b> Control dimensional de eslabón N°5.....	163
<b>Figura 105</b> Estructura base para bomba hidráulica.....	164
<b>Figura 106</b> Aplicación de pintura anticorrosiva a eslabones y émbolo.....	165
<b>Figura 107</b> Ensamble de bomba hidráulica de émbolo recíprocante. ....	165
<b>Figura 108</b> Pintado general de bomba hidráulica.....	166
<b>Figura 109</b> Encausado de río.....	167
<b>Figura 110</b> Bomba hidráulica instalada en río Chalhuanca. ....	167
<b>Figura 111</b> Instalación de regla para medir distancia. ....	168
<b>Figura 112</b> Pruebas con una descarga a 1m de altura por encima del nivel del río.....	170
<b>Figura 113</b> Pruebas con una descarga a 2m de altura por encima del nivel del río. ....	170
<b>Figura 114</b> Pruebas con una descarga a 1m de altura por encima del nivel del río ensayo N°2.....	171
<b>Figura 115</b> Pruebas con una descarga a 2m de altura por encima del nivel del río ensayo N°2.....	171
<b>Figura 116</b> Pruebas con una descarga a 3m de altura por encima del nivel del río ensayo N°2.....	172
<b>Figura 117</b> Prueba de bomba hidráulica con descarga a cultivos de Palta. ....	172
<b>Figura 118</b> Curva de performance de bomba hidráulica de émbolo recíprocante.....	173

## Índice de Símbolos y Abreviaturas

### Símbolos

- $Q$ : Caudal real de bombeo.  
 $Q_t$ : Caudal teórico.  
 $p$ : Presión en el émbolo reciprocante.  
 $\vec{v}$ : Velocidad del centro de gravedad.  
 $v$ : Velocidad del fluido antes del choque con el alabe.  
 $v'$ : Velocidad tangencial de la rueda.  
 $\omega$ : Velocidad tangencial de la rueda.  
 $R$ : Radio de rueda hidráulica.  
 $D$ : Diámetro de rueda hidráulica.  
 $\rho$ : Densidad del fluido.  
 $A$ : Área del álabe.  
 $T$ : Torque.  
 $F$ : Fuerza.  
 $N_t$ : Potencia de rueda hidráulica.  
 $c$ : Relación entre la velocidad tangencial y la velocidad del fluido.  
 $C_a$ : Coeficiente de ajuste.  
 $N_{op}$ : Potencia optima de una rueda hidráulica.  
 $\eta$ : Rendimiento de rueda hidráulica.  
 $\gamma$ : Peso específico.  
 $P_h$ : Potencia hidráulica del émbolo  
 $s$ : Carrera del émbolo  
 $A_t$ : Área transversal del émbolo.  
 $n$ : rpm de la rueda hidráulica.  
 $\eta_v$ : Rendimiento volumétrico.  
 $l$ : Longitud de volumen desplazado por sección del émbolo.  
 $v_e$ : Velocidad del émbolo.  
 $H_m$ : Altura manométrica de la bomba  
 $H_{inst}$ : Altura resistente de la instalación  
 $H_g$ : Altura geométrica o geodésica.  
 $\Delta H_{inst}$ : Perdidas por fricción del fluido y perdidas secundarias en accesorios.  
 $\lambda$ : Coeficiente de pérdida de presión por fricción primaria.  
 $L$ : Longitud de la tubería.  
 $D_t$ : Diámetro de la tubería.  
 $K$ : Coeficiente de pérdida de presión secundaria.  
 $V$ : Velocidad media del fluido en la tubería.  
 $g$ : Aceleración de la gravedad [m/s<sup>2</sup>]  
 $\mu$ : Viscosidad dinámica.  
 $Re$ : Número de Reynolds.  
 $M$ : Grados de libertad (movilidad).  
 $n_e$ : Número de eslabones (eslabones).  
 $j_p$ : Número de uniones simples.  
 $j_h$ : Numero de uniones especiales.  
 $m$ : masa.  
 $a$ : Aceleración.  
 $I_G$ : Momento de inercia

$\alpha$ : Aceleración angular

$F_x$ : Fuerzas en la dirección del eje "x".

$F_y$ : Fuerzas en la dirección del eje "y".

$F_p$ : Fuerza externa aplicada al eslabón.

$F_{0k}$  ( $k = 2, 3, 4, 5, 6$ ): Fuerzas de inercia generadas en un mecanismo de 6 eslabones debido a las aceleraciones instantáneas.

$O_n$  : Centro de rotación.

$R_n$ : Radio de giro.

$W$ : Volumen del émbolo.

$D_e$ : Diámetro exterior.

$D_i$ : Diámetro interior

### Abreviaturas

ADT: Altura dinámica total

HDPE: Polietileno de alta densidad

VDI: Verein Deutscher Ingenieure (Asociación de Ingenieros Alemanes)

ASME: Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos

GDL: Grados de libertad

MIDAGRI: Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego

AGMA: American Gear Manufacturers Association

OLADE: Organización Latinoamericana de Energía.

GEI: Gases de efecto invernadero

CG: Centro de gravedad.

LRCS: Sistema de ejes local rotatorio y móvil.

LNCS: Sistema de ejes local móvil, pero no rotatorio

**Capítulo I**  
**Generalidades**

# **CAPÍTULO I**

## **Generalidades**

### **1.1 Título**

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN ÉMBOLO RECIPROCANTE CON SEIS (6) ESLABONES PARA APROVECHAR LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES”

### **1.2 Responsables**

Bach. TACO CORREDOR Luis Miguel

Bach. MERINO TELLO Jonathan

### **1.3 Asesor**

M.Sc. Ing. MACEDO SILVA Arturo

### **1.4 Ámbito de estudio**

La presente investigación se desarrollará en el ámbito geográfico que comprende el fundo Apaca, Distrito de Ihuayllo, Provincia de Aymaraes y Departamento de Apurímac.

## Figura 1

*Ubicación del sector Apaca en el distrito de Ihuayllo*



*Nota.* En la figura 1 se observa la ubicación geográfica del ámbito de estudio, Recuperado el 21 de noviembre de 2023 de [https://www.google.com/maps/@14.1353667,73.297883,5244m/data=!3m1!1e3?entry=tu&g\\_ep=EgoyMDI1MDUyMS4wIXMDS0ASAFAw%3D%3D](https://www.google.com/maps/@14.1353667,73.297883,5244m/data=!3m1!1e3?entry=tu&g_ep=EgoyMDI1MDUyMS4wIXMDS0ASAFAw%3D%3D)

### 1.5 Planteamiento del problema

Las energías renovables tienen como principal objetivo el cuidado del medio ambiente, por lo que su utilización en todo el mundo es de suma importancia. La energía renovable ayuda a combatir el cambio climático, debido a que no emite gases de efecto invernadero. Por otro lado, estas energías son ilimitadas a diferencia de las fuentes tradicionales, lo cual permite desarrollar un sistema energético sostenible en el tiempo, a diferencia de los sistemas tradicionales que constantemente necesitan utilizar recursos nuevos los cuales contaminan. (Enel, s.f)

En el caso de la energía solar, dentro de los principales beneficios que posee se encuentra que disminuye notablemente la contaminación atmosférica y no genera contaminación sonora. Además, esto decrementa el uso de combustibles y reduce considerablemente la destrucción de ecosistemas. (Socialenergy, 2024)

Por último, uno de los mayores beneficios de la energía hidráulica es que reduce la dependencia de energía exterior, ya que se puede producir en el mismo país. Asimismo, es limpia, no genera residuos y es sostenible en el tiempo; demostrando que este tipo de

energía tiene la ventaja de ser flexible y regula los flujos de agua que generan la energía. (AQUAE, s.f)

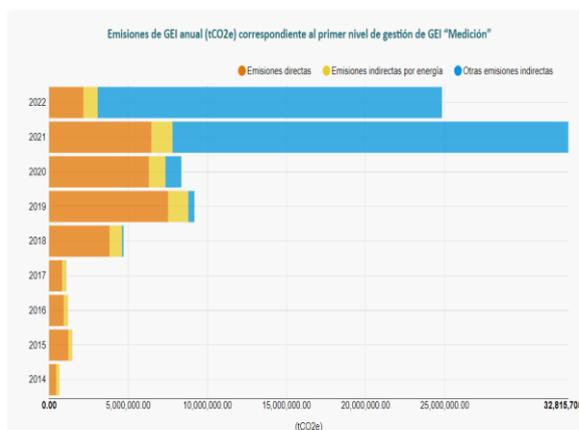
La actual situación hidrológica en el mundo precisa un cambio estratégico. De hecho, la crisis del agua ya es considerada por el Foro Económico Mundial como una de las principales amenazas para el planeta. La sequía, los movimientos migratorios, el crecimiento de la población, y la ineficiente gestión del recurso son algunos de los vectores de un problema relevante que afecta directamente a la seguridad hídrica de la población. Ante este panorama, no se debe permitir, por ejemplo, perder hasta 350 billones de litros de agua dulce al día solo en fugas de redes de abastecimiento. De hecho, la presión sobre el recurso no hace más que aumentar: la ONU señala que se espera que la demanda del agua crezca hasta un 55% en 2050.

Según UNESCO (2023) entre dos y tres mil millones de personas experimentan escasez de agua durante al menos un mes por año, lo que plantea graves riesgos para los medios de subsistencia, en particular a través de la seguridad alimentaria y el acceso a electricidad. Se prevé que la población urbana mundial que se enfrenta a la escasez de agua se duplique 930 millones en 2016 a 1,7-2,4 mil millones de personas en 2050. La creciente incidencia de y las sequías prolongadas también están estresando los ecosistemas, con consecuencias nefastas tanto para especies de plantas y animales.

Actualmente en el país existen altos índices de contaminación ambiental producidos por los gases de efecto invernadero (GEI) que se generan por la explotación de fuentes de energía no renovables. La utilización de fuentes de energía renovables constituiría una parte fundamental para poder catalizar el proceso de descarbonización, contribuyendo concretamente a la reducción de la huella de carbono (CO<sub>2</sub>).

## Figura 2

### Estadística de niveles de gases de efecto invernadero (GEI)



*Nota.* La figura 2 representa el nivel de emisiones de gases de efecto invernadero a lo largo de los últimos años. Recuperado de Ministerio del Ambiente huella de carbono 2023.

En cuanto a la problemática de la agricultura se puede decir que la necesidad de agua es imperativa para cualquier proyecto o inversión a pequeña, mediana o gran escala.

El Perú es uno de los doce países considerados como megadiversos y se estima que posee entre 60 y 70% de la diversidad biológica. Esta ventajosa situación se ha visto amenazada con un inadecuado manejo de recursos existentes llevándolo a niveles críticos de deterioro de ciertas zonas del país generando problemas de desertificación, deforestación, salinización, pérdida de tierras agrícolas, toxicidad de la vegetación, agotamiento de las fuentes de agua, degradación de ecosistemas y desaparición de especies silvestres (Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego, s.f.).

La situación de pobreza de la mayor parte de campesinos y pequeños productores agropecuarios se explican en parte por la utilización inadecuada y degradación de la base productiva de los recursos naturales debido a la aplicación de sistemas productivos que generan desequilibrios negativos entre el proceso de extracción y regeneración de los recursos naturales.

Promover acciones para el manejo y uso productivo de los recursos naturales renovables, agua, suelo y cobertura vegetal mediante obras de conservación de suelos,

reforestación, transferencia tecnológica mejorada e infraestructura rural en la perspectiva de lograr una agricultura sostenible. (Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego, s.f.)

La tecnología ha ido avanzando a lo largo de estos años podemos encontrar la bomba Barsha, que es una rueda hidráulica que se coloca sobre una plataforma flotante en un río y que utiliza la energía cinética del agua para bombear el agua a través de mangueras, capacidad de bombeo máximo es de 45000lt/día a 25 metros de altura. También encontraremos estaciones de bombeo fotovoltaico dependiendo de la cantidad de paneles para accionar la electrobomba, encontramos estaciones de bombeo desde 50W a más. Otra tecnología que podemos encontrar son las bombas de ariete que requiere de una diferencia de nivel de agua para su funcionamiento. Cabe resaltar que todas estas son alternativas de energías renovable.

En el Perú en la región de la sierra, la agricultura y la piscicultura depende en gran medida de la calidad y cantidad de agua para su subsistencia, y en algunos lugares este recurso es escaso ya que según su condición geográfica adolecen de fuentes de recurso hídrico tales como lagunas ríos y/o manantes aguas arriba imposibilitando su distribución por gravedad.

El fundo Apaca se encuentra ubicado en el distrito de Ihuayllo en la provincia de Aymaraes departamento de Apurímac, actualmente el fundo requiere de un sistema de bombeo de agua para transportar el agua desde el río Chalhuanca hasta sus cultivos de paltas situado a 3 metros por encima del nivel del río dentro del fundo. Actualmente el transporte de agua se realiza con el apoyo de motobombas lo cual resulta muy costoso y contaminante para el medio ambiente. Existen recursos renovables que se podrían utilizar en la zona como la energía fotovoltaica y la energía cinética del agua que fluye por el río Chalhuanca.

**Figura 3***Motobomba empleada para riego en fundo Apaca*

*Nota:* En la figura 3 se observa el método actual de riego mediante uso de motobomba en el Fundo Apaca. Fuente elaboración propia, agosto 2024.

En el fundo Apaca existe la necesidad de bombear agua a una altura de 3 metros sobre el nivel del río para abastecer de agua a 500 plantas de palta las cuales requieren de 300 litros cada una considerando un riego cada quince (15) días, el caudal requerido para los fines de riego es de 30 l/min con este caudal se garantizará la disponibilidad de riego permanente en el fundo. La cantidad de agua necesaria por paltas fue estimada de acuerdo a las recomendaciones del Ministerio de Agricultura las cuales se pueden ver en la tabla N°1.

**Tabla 1***Etapas fenológicas de la palta*

<b>Etapa fenológica</b>	<b>Brotamiento de hojas</b>	<b>Floración</b>	<b>desarrollo del fruto</b>	<b>Maduración del fruto</b>
Temperatura mínima °C	10	10	12	10
Temperatura óptima °C	20	15	25	25
Temperatura máxima °C	33	33	35	35
		50		
Requerimiento hídrico (litros/semana/planta)	50 (plantas de 1 año) 150 (planta > 3 años)	(plantas de 1 año) 150 (planta > 3 años)	50 (plantas de 1 año) 150 (planta > 3 años)	50 (plantas de 1 año) 150 (planta > 3 años)
Déficit hídrico	Sensible	Sensible	Sensible	Sensible

*Nota.* Esta tabla muestra el requerimiento de agua en litros por semana para cada etapa fenológica de la palta tomado de la ficha de requerimiento agroecológico Palta – MIDAGRI (2023).

Según IDRICA (2023) se estima que la demanda de energía asociada al agua se duplicará en términos generales en las próximas décadas, debido principalmente al incremento de la población, al aumento del nivel de vida y a una mayor escasez del suministro de agua en las proximidades de los centros de población, como consecuencia de los efectos del cambio climático. Esto implicará que el agua tenga que ser transportada a mayor distancia, bombeada desde mayor profundidad o que tenga que ser sometida a tratamientos adicionales para su utilización.

Debido a esto, cualquier mejora en la eficiencia energética, ya sea por el ahorro de agua, de energía o mejora de los procesos, se traduce directamente en una disminución de los costes y en un incremento de la eficiencia económica, lo que hace que las organizaciones busquen constantemente mejorar sus planes de optimización energética. Para ello, durante los próximos años se van a establecer un número creciente de estrategias que aumenten y mejoren su eficiencia, a la vez que se reduzcan sus costes, poniendo en marcha acciones con el objetivo de controlar y optimizar las variables que afectan al consumo energético.

Ante estas consideraciones proponemos diseñar un sistema de bombeo nuevo a partir de un mecanismo de seis eslabones y una bomba reciprocante para el riego utilizando la energía hidráulica que nos ofrecen los canales rurales, de esta manera, contribuimos y fomentamos el uso de energías renovables.

## **1.6 Enunciado del problema**

### **1.6.1 Problema general**

¿Cómo diseñar y construir un prototipo de bomba hidráulica de 30 l/min mediante un émbolo reciprocante con seis (6) eslabones para aprovechar la energía hidráulica de canales rurales?

### **1.6.2 Problemas específicos.**

- ¿Cómo realizar el diseño conceptual de una bomba de émbolo reciprocante accionada por mecanismo de seis (6) eslabones para aprovechar la energía hidráulica de canales rurales?
- ¿Cómo diseñar una bomba de émbolo reciprocante de 30 l/min y rueda hidráulica para convertir la energía cinética del agua en energía mecánica?
- ¿Cómo realizar el cálculo cinemático, dinámico y diseño de elementos de máquinas de la bomba hidráulica de émbolo reciprocante accionada por mecanismo de 6 eslabones?
- ¿Cómo definir las especificaciones técnicas de los materiales, proceso de fabricación y ensamble del prototipo?
- ¿Cómo evaluar la viabilidad del diseño y construcción de la bomba hidráulica por medio de un émbolo reciprocante con 6 eslabones?

## **1.7 Hipótesis**

### **1.7.1 Hipótesis general**

Diseñando y construyendo un prototipo de bomba hidráulica de 30 l/min mediante un émbolo reciprocante con 6 eslabones se aprovechará la energía hidráulica de canales rurales.

### **1.7.2 Hipótesis Específicos**

- Aplicando la norma VDI 2221 se realizará el diseño conceptual de una bomba de émbolo reciprocante accionada por mecanismo de seis (6) eslabones para aprovechar la energía hidráulica de canales rurales.
- Aplicando la teoría de turbomáquinas hidráulicas se podrá diseñar la bomba de émbolo reciprocante de 30 l/min y rueda hidráulica para convertir a la energía cinética del agua en energía mecánica.
- Aplicando la teoría de diseño mecánico y mecanismos se podrá realizar el cálculo cinemático, dinámico y diseño de elementos de máquinas de la bomba hidráulica de émbolo reciprocante accionada por mecanismo de 6 eslabones.
- Consultando manuales de fabricantes y las buenas prácticas de fabricación se definirá las especificaciones técnicas de los materiales, proceso de fabricación y ensamble del prototipo.
- Evaluando los indicadores VAN y TIR del diseño y construcción de la bomba hidráulica por medio de un émbolo reciprocante con seis (6) eslabones se podrá determinar su viabilidad.

## **1.8 Objetivos**

### **1.8.1 Objetivo general**

Diseñar y construir un prototipo de bomba hidráulica de 30 l/min mediante un émbolo reciprocante con seis (6) eslabones para aprovechar la energía hidráulica de canales rurales.

### 1.8.2 Objetivos específicos

- Realizar el diseño conceptual aplicando la norma VDI 2221 de una bomba de émbolo reciprocante accionada por mecanismo de seis (6) eslabones para aprovechar la energía hidráulica de canales rurales.
- Diseñar una bomba de émbolo reciprocante de 30 l/min y rueda hidráulica para convertir a la energía cinética del agua en energía mecánica aplicando la teoría de turbomáquinas hidráulicas.
- Realizar el cálculo cinemático, dinámico y diseño de elementos de máquinas de la bomba hidráulica de émbolo reciprocante accionada por mecanismo de 6 eslabones, aplicando la teoría de diseño mecánico y mecanismos.
- Definir las especificaciones técnicas de los materiales, proceso de fabricación y ensamble del prototipo a partir de manuales y fichas técnicas de los fabricantes.
- Evaluar los indicadores VAN y TIR del diseño y construcción de la bomba hidráulica por medio de un émbolo reciprocante con 6 eslabones para determinar su viabilidad.

## 1.9 Identificación de variables

### 1.9.1 Variable independiente

- Energía hidráulica de canales.
- Altura Dinámica Total (m).
- Dimensión de los 06 eslabones.
- Velocidad de los canales rurales(m/seg).

### **1.9.2 Variable dependiente**

- Caudal de 30 l/min
- Diseño de la rueda hidráulica.
- Diseño del mecanismo de 06 eslabones.
- Diseño del émbolo reciprocante.
- Potencia efectiva de la bomba.

### **1.10 Alcances.**

El presente diseño será aplicado para riego de paltos.

Se realizará el cálculo y diseño de la bomba hidráulica mediante émbolo reciprocante con seis (6) eslabones, para validar los cálculos se realizará la construcción de un prototipo el cual podrá ser probado para determinar su eficiencia.

### **1.11 Limitaciones.**

En la presente tesis se enfatizó en el cálculo del diseño de mecanismos, el análisis de vibraciones, cálculo y diseño de la base y elementos de sujeción del prototipo no fueron abordados.

**Capítulo II**  
**Marco Teórico**

## CAPÍTULO II

### Marco Teórico

#### 2.1 Marco teórico

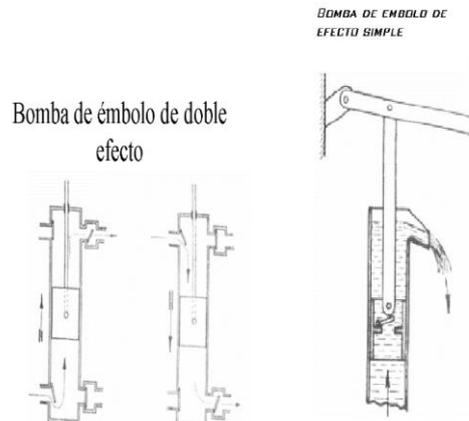
##### 2.1.1 Bomba hidráulica de émbolo

El elemento principal de trabajo toda bomba de pistón o de émbolo es un pistón el cual se mueve dentro de un cilindro; la succión del pistón aspira el agua y el empuje del mismo lo envía con más o menos presión por la tubería. Para ello necesitan válvulas que, por el mismo empuje del agua, cierran o abren las salidas.

Estas bombas pueden ser de efecto simple o de doble efecto, según que aspiren por una sola cara o por las dos del pistón. No necesitan ser cebadas. (Mancebo, 2010 citado por Usquiza, 2022, p.21)

#### Figura 4

*Bomba de émbolo de doble y simple efecto*



*Nota.* En la figura 4 se observa los tipos de bomba de simple y doble efecto de émbolo el cual será tomado para el diseño de nuestro prototipo. Tomada de Rendimiento de una bomba hidráulica prototipo a diferentes diámetros de tubería y singularidades (p.22), por Mancebo, 2010 citado por Usquiza, 2022.

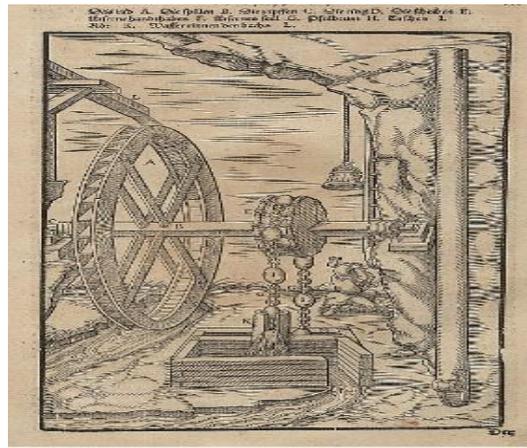
##### 2.1.2 Estado del arte

Las bombas de agua accionadas por ruedas de agua son una maravilla de la ingeniería que ha sido esencial para la distribución de agua durante siglos.

La historia de las bombas de agua accionadas por ruedas de agua se remonta a civilizaciones antiguas como los romanos y los griegos. Estos innovadores sistemas utilizaban la fuerza del agua en movimiento para elevar agua y abastecer ciudades, baños públicos y campos de cultivo.

### Figura 5

#### *Bombas de agua accionadas por rueda hidráulica*



*Nota.* En la figura 5 Tomado de Google ([https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/5/5b/Fotothek\\_df\\_tg\\_0000383\\_Bergwerk\\_%5E\\_Bergbau\\_%5E\\_Wasserkunst.jpg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/5/5b/Fotothek_df_tg_0000383_Bergwerk_%5E_Bergbau_%5E_Wasserkunst.jpg))

Las bombas de émbolo recíprocante se encuentran más desarrolladas en el extranjero sobre todo para aplicaciones de fluidos viscosos como el aceite, sin embargo, en nuestro medio local estas aun no son muy aplicadas esto debido a la escasez de oferta de este tipo de bombas menos aun en aplicaciones para bombeo de agua. A continuación, se mostrarán algunos ejemplos del avance tecnológico y aplicación de este tipo de bombas accionadas por mecanismos.

### **ZM bombas**

ZM Bombas es una empresa con sede en Maringá Brasil, que actúa en el mercado de hidrolimpiadoras de media y alta presión, bombas solares, bombas hidráulicas y turbinas hidráulicas.

Esta empresa fabrica bombas de rueda accionadas por agua, las cuales resuelven los problemas de suministros de agua con el menor costo de mantenimiento. Presentan un sistema mecánico de gran durabilidad y bajo mantenimiento.

### **Figura 6**

*Bomba de rueda accionadas por agua*



*Nota.* En la figura 6 se observa un tipo de bomba hidráulica comercial. Tomado de la página web de ZM bombas <https://salescdn.net/joNqrImlQZbGRzdBD7QkQZG17Kw=/adaptive-fit-in/500x0/prod/store/13749/medias/products/bomba-zm-95--roda-dagua-200-x-025m-kit-clonado-3ca84cf0-60cd-45b2-af94-84a08af87222.webp>

### **ITM**

Empresa colombiana fabrica bombas ITM accionadas por la energía hidráulica del agua, son la solución para el bombeo del líquido a grandes alturas y largas distancias a bajo costo. El suministro es bombeado a un tanque o reservorio en una zona alta para ser distribuido por gravedad a bebederos, riegos, cultivos, uso residencial entre otras aplicaciones agroindustriales.

**Figura 7**

*Bomba de agua accionada por agua y vertedero*



*Nota.* En la figura 7 se observa otro tipo de bomba hidráulica. Tomado de la página web Croper, [https://croper.com/products/10260-bomba-de-pistones?srsId=AfmBOoo4iNI15ZtII1Lc0ByxsM-bKu4L3QgvbpWQB6CwWxNfQx9\\_2zy](https://croper.com/products/10260-bomba-de-pistones?srsId=AfmBOoo4iNI15ZtII1Lc0ByxsM-bKu4L3QgvbpWQB6CwWxNfQx9_2zy)

**2.1.3 Antecedentes**

Guaña y Quishpe (2018) en su tesis “Diseño e implementación de un sistema para impulsar agua desde una vertiente hasta un tanque de distribución a 700 m de distancia mediante un sistema de bombeo” realizaron el diseño e implementación de una rueda hidráulica que accione una bomba de pistón, para bombear 190 MCA, hasta un tanque de distribución ubicado a 700 m, aprovechando la energía cinética del agua y el trabajo para convertirla en energía potencial.

**Figura 8**

*Sistema para impulsar agua*



*Nota.* La imagen de la figura 8 muestra el funcionamiento del sistema para impulsar agua (Guaña y Quishpe, 2018)

Aguirre y Rios (2023) en su tesis “Diseño y fabricación de un prototipo de bomba diafragma de doble efecto, accionada por rueda hidráulica de ocho palas” diseñaron y fabricaron un prototipo de bomba de diafragma que se acopló a una rueda hidráulica de ocho palas para poner en funcionamiento un sistema de bombeo. Para el diseño de la bomba de diafragma, consideraron una rueda hidráulica ubicada en el río Illuchi, que proporciona 10 revoluciones por minuto y un torque de 75,6 Nm, y que activa el mecanismo biela-manivela. Para el diseño y análisis de cada componente, utilizaron el software Autodesk Inventor (versión 2023), obteniendo un factor de seguridad no inferior a 1,4. Las pruebas que realizaron mostraron el funcionamiento óptimo en el sistema de bombeo, obteniendo los siguientes resultados un caudal de 2,16 litros por minuto y una presión promedio de 117,37 kPa a una altura de doce metros.

**Figura 9**

*Prototipo de bomba de diafragma de doble efecto*

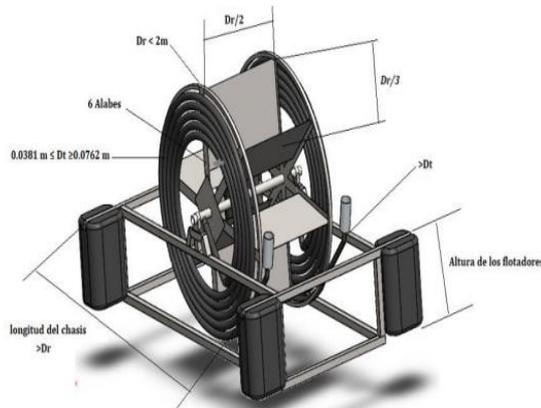


*Nota.* La figura 9 muestra el sistema de bombeo tomado de (Aguirre y Rios, 2023)

Medina (2022) en su trabajo de tesis intitulado “Diseño de una bomba Barsha para irrigación de cultivos de las tierras ubicadas próximos al canal Taymi – Distrito de Patapo”, realizo el diseño de una bomba Barsha para impulsar agua desde un rio hasta una altura total de 6,4 m, para tal efecto utilizó una rueda hidráulica de diámetro 1.5m con 6 paletas planas los cuales transformaron la energía cinética del agua del rio en energía mecánica la cual se aprovechó para dar giro a los espirales instalados sobre la rueda en forma de bobinas los cuales sirven para impulsar el agua hasta la altura deseada.

## Figura 10

### *Dimensionamiento de la Bomba Barsha*



*Nota.* La figura 10 muestra el diseño de la bomba Barsha. Tomado de Medina (2022)

aQysta BV (2012), empresa de la India diseño una bomba de riego sostenible, de bajo costo y bajo mantenimiento que permite a las comunidades rurales aumentar el rendimiento de los cultivos. La bomba es esencialmente una rueda de agua en una plataforma flotante, amarrada en un río o canal que fluye cerca de los campos. El agua en movimiento gira la rueda que a su vez utiliza un mecanismo espiral para comprimir el aire que conduce el agua hasta los campos, a través de una manguera conectada. Dependiendo del suelo, el cultivo, las condiciones climáticas y la técnica de riego, una bomba Barsha puede regar hasta 2 hectáreas de tierra. La bomba se puede combinar con otras tecnologías complementarias, como los sistemas de riego por goteo o por aspersión, que ayudan a irrigar el área más grande posible.

La tecnología fue diseñada y construida para brindar importantes beneficios para los usuarios y el medio ambiente según sus diseñadores, la Barsha Pump es una alternativa sostenible y económica comparada con otras soluciones de riego tales como el bombeo diésel y solar. Resulta de un 70% más barata que una bomba convencional de diésel/ gasolina y proporciona un retorno de la inversión en el plazo de un año de uso.

**Figura 11**

*Bomba Barsha fabricado por la empresa aQysta*



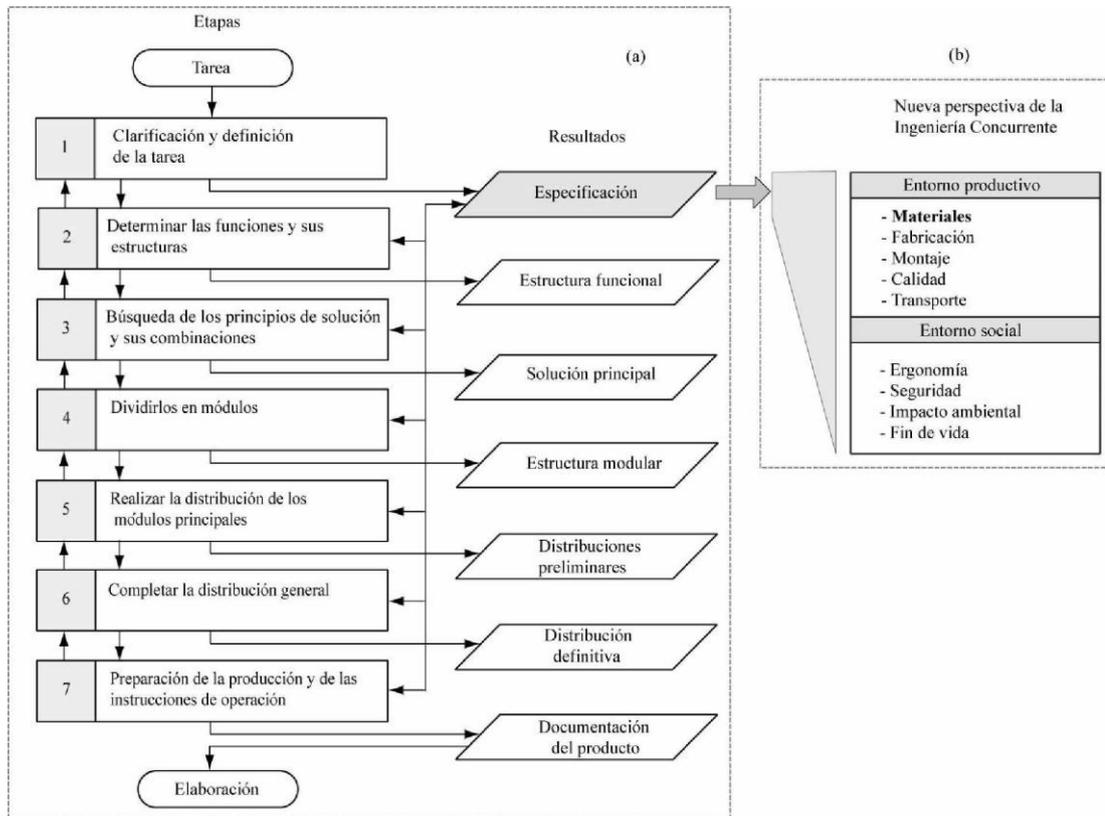
*Nota.* La figura 11 muestra el funcionamiento de una bomba Barsha tomado de aQysta BV (2012)

**2.1.4 VDI 2221**

Esta norma alemana establece las etapas principales del proceso de diseño de un producto. Siguiendo esta filosofía de diseño convencional, se comienza por la etapa de clarificación de la tarea, que tiene por objetivo la especificación de las necesidades del cliente, hasta la etapa de elaboración del producto. En esta filosofía, los criterios relativos a la selección de materiales sólo se tienen en cuenta a partir de la etapa de preparación de la producción y de las instrucciones de operación.

**Figura 12**

*Etapas del proceso de diseño según la norma VDI 2221*



*Nota.* En la figura 12 se aprecia el esquema del proceso de diseño según VDI 2221. Figura tomada de la revista Ciencias Holguín “Experiencias en la selección de aceros asistida por computadoras en la carrera de ingeniería mecánica” por (Dumitrescu, Quesada, Pérez, Hernández, 2010).

Esta nueva perspectiva, incluye el análisis de los requerimientos vinculados con los materiales para ingeniería, permitiendo identificar y facilitar desde la etapa de especificación, cuáles aspectos son esenciales desde el punto de vista de los materiales.

### 2.1.5 Bombas hidráulicas.

Una bomba es una máquina de fluido, que sirve para comunicar energía al líquido que la atraviesa. Con esta energía puede el líquido remontar el desnivel geodésico existente entre un depósito superior y otro inferior. (Mataix, 1975)

En general, se considera el fluido que intercambia energía como de peso específico constante y por lo tanto incompresible.

**Máquinas de desplazamiento positivo o volumétricas.**

en las que el intercambio de energía es sobre todo en forma de presión mediante el paso del fluido a través de una cámara de trabajo, en la que entra y sale en un proceso alternativo. El órgano de trabajo es el elemento desplazador y no hay conexión simultánea a través del fluido entre la entrada y la salida. Existe una fuerza entre el fluido y otros órganos móviles que da lugar al intercambio de energía. Estas máquinas se pueden clasificar a su vez en alternativas (por ejemplo, de émbolo), que requieren válvulas de admisión y expulsión, y giratorias o rotativas. (Zamora y Viedma, 2016)

**Bombas de émbolo:**

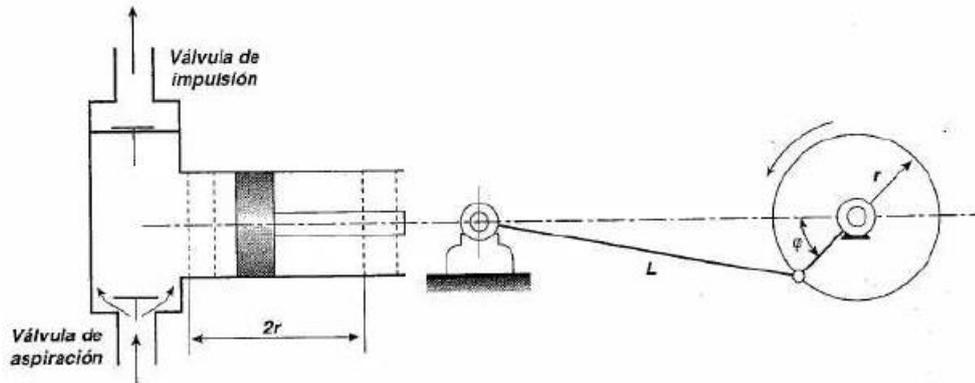
Las bombas de émbolo son aquellas en que el líquido se desaloja de las cámaras de trabajo solo por medio del movimiento de vaivén de los desplazadores respecto a estas cámaras. Dicho movimiento se realiza más a menudo mediante el mecanismo de biela y manivela, pero se emplean también otros (levas, excéntricas, etc.). (Jara, 1998)

En las bombas de émbolo corrientes es característico la existencia de válvulas de aspiración y de impulsión que regulan el movimiento del líquido por la cámara de trabajo. Cuando la cámara de trabajo se va llenando de líquido, la válvula de aspiración está abierta y la de impulsión cerrada. Durante el desalojamiento del líquido (impulsión) la válvula de aspiración permanece cerrada y la de impulsión abierta. (Jara, 1998)

En función al número de cámaras de trabajo estas pueden ser de simple efecto, de doble efecto, de triple efecto, etc.

**Figura 13**

*Esquema de una bomba de émbolo de simple efecto*



*Nota.* En la figura 13 se observa una bomba de simple efecto. Tomado de “*Máquinas hidráulicas*” por Jara, 1998.

### 2.1.6 Ruedas hidráulicas:

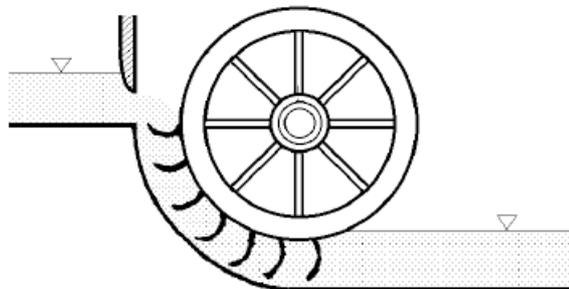
Las ruedas hidráulicas son máquinas capaces de transformar la energía cinética del agua en movimiento, en energía mecánica de rotación. (Fernández Díez)

Las ruedas hidráulicas producen potencia mecánica en el eje, la cual puede ser transformada para distintas aplicaciones tales como generación de energía eléctrica, energía de presión entre otras. (Heredia, 2009)

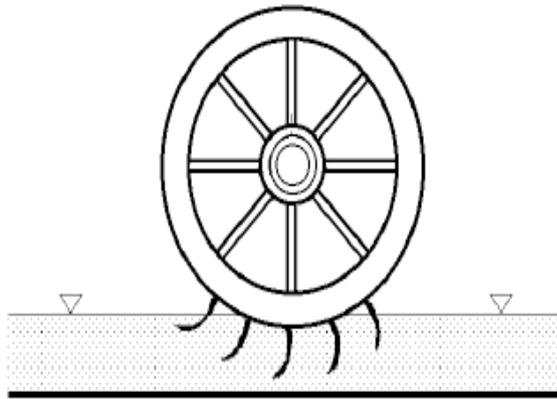
Se clasifican en ruedas movidas por el costado, por debajo y por arriba.

**Figura 14**

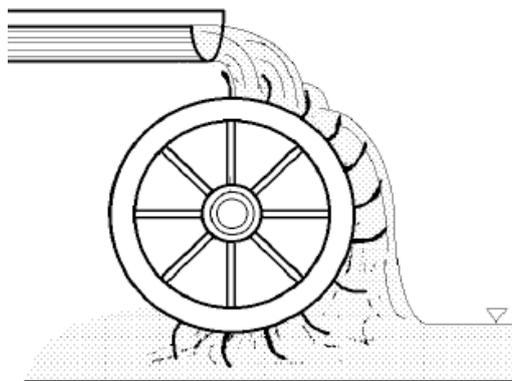
*Ruedas movidas por el costado*



*Nota.* En la figura 14 se observa el movimiento que genera el caudal de agua sobre la rueda hidráulica. Tomada de “*Turbinas hidráulicas*” por Fernández Díez.

**Figura 15***Ruedas movidas por abajo*

*Nota.* Tomada de “*Turbinas hidráulicas*” por Fernández Díez.

**Figura 16***Ruedas movidas por arriba*

*Nota.* Tomada de “*Turbinas hidráulicas*” por Fernández Díez.

Una característica resaltante de las ruedas hidráulicas es que suelen trabajar con saltos hidráulicos muy reducidos, o incluso nulos. Este último es el caso de la rueda hidráulica de admisión inferior. (Heredia, 2009).

Esta rueda opera en la superficie de un corriente libre, en la cual no se presenta desnivel alguno entre la admisión y la salida de agua. Bajo tales circunstancias, la evaluación del intercambio energético ocurrido en la rueda toma en cuenta el factor más característico que representa al flujo: la velocidad de corriente. inferior.

### 2.1.7 Corriente libre

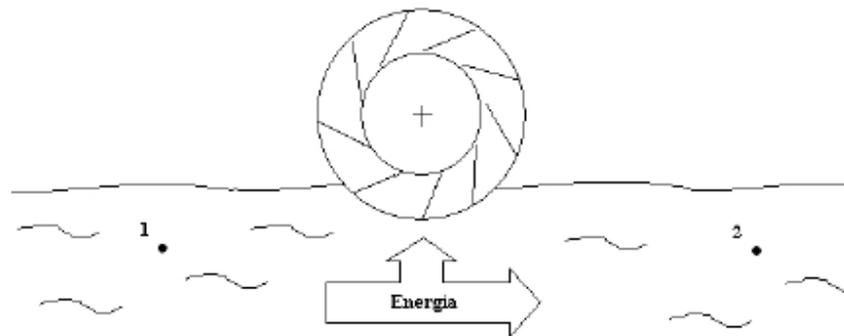
Para efectos de simplificación se define como corriente libre a un flujo horizontal de agua, sin desniveles en el tramo evaluado, cuyo desplazamiento obedece únicamente al impulso conferido por la velocidad de corriente presente en él. En relación a la rueda que opera en ella, está accionada por un flujo que hace contacto por la parte inferior, produciéndose tanto el ingreso como la salida a la misma presión (atmosférica). En estas condiciones, la velocidad de corriente es el factor característico que describirá al fluido. Esta velocidad, asociada a una sección de contacto con la rueda, define un caudal de accionamiento, el cual será referente también en la determinación del potencial energético del flujo de agua descrito. (Heredia, 2009)

#### 2.1.7.1 Cálculo de potencia y torque de entrada de la rueda hidráulica.

##### 2.1.7.1.1 Velocidad de Corriente y Caudal.

La velocidad de corriente es la característica más resaltante cuando se evalúa el potencial energético de la corriente libre. La ecuación 1 resume los factores ponderables en el intercambio energético (figura 17) de un flujo de agua. En ausencia de salto hidráulico significativo (o potencial gravimétrico) y diferencial de presiones, es el cambio de energía cinética experimentado por el agua el que confiere energía a la rueda. (Heredia, 2009)

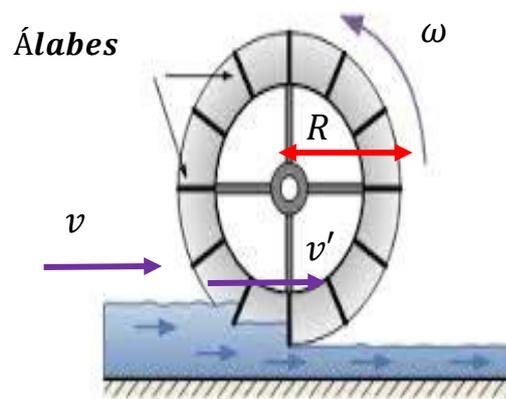
$$\int \frac{dp}{\rho} + \int gz + \int \frac{dv^2}{2} \pm W = 0 \quad (1)$$

**Figura 17***Transferencia de energía – Rueda Hidráulica*

*Nota.* La figura muestra el proceso de transferencia de energía del agua hacia la rueda hidráulica tomado de “*Construcción y ensayo de una rueda hidráulica de corriente libre de 2m de diámetro*” por Heredia, 2009

En relación a los puntos óptimos, la única tendencia observada puede establecerse con la relación de velocidades entre la rueda y la corriente.

Respecto a la velocidad de la rueda se considera la velocidad tangencial en el extremo, definida por la velocidad angular del eje (en rad/s) multiplicada por el radio de la rueda. Este producto se denominará velocidad tangencial de la rueda: (Heredia, 2009)

**Figura 18***Velocidad tangencial de rueda hidráulica*

*Nota.* La figura muestra la velocidad tangencial  $v'$  la cual representa el producto del radio ( $R$ ) de la rueda hidráulica por su velocidad angular.

$v$ : Velocidad del fluido antes del choque con el alabe.

$v'$ : Velocidad tangencial de la rueda.

$\omega$ : Velocidad tangencial de la rueda.

$R$ : Radio de rueda hidráulica.

**Relación de velocidades entre rueda y la corriente:**

$$\lambda = \frac{v}{v'} \quad ( 2 )$$

Las relaciones de velocidades ( $\lambda$ ) para ruedas con alabes planos están comprendidas entre 3.3 y 4.6. (Heredia Sánchez, 2009)

Por otro lado, también se establece la relación de velocidades como. (Hernández Morales, 2021)

$$c = \frac{v'}{v} \quad ( 3 )$$

**Donde:**

$$0 < c < 1 \quad ( 4 )$$

**Nota 1:** Para nuestro caso asumimos  $c = 0.5$

Se suele considerar velocidades de corriente hasta un máximo 2 m/s. Esto es válido tanto para canales artificiales como naturales. En canales artificiales obedece a razones de diseño, que establecen límites superior e inferior en función al tipo de flujo circulante y al material que compone el canal. (Heredia, 2009)

La velocidad aceptable en canales generalmente varía entre 0.7 m/s y 2 m/s para evitar sedimentación y erosión. (Sviatoslav, 1982)

$$0.7 \text{ m/seg} < v < 2 \text{ m/seg}$$

**Nota 2:** Para nuestro caso asumimos  $v = 2.0 \text{ m/seg}$

### 2.1.7.1.2 Teorema de impulso hidráulico

El teorema de impulso hidráulico es uno de los principios fundamentales del estudio de la mecánica de fluidos. Este teorema se deriva del planteamiento original de la segunda ley de Newton que relaciona la intervención de fuerzas externas (fuerzas de corte, interacciones gravitatorias a pequeña escala, presiones, etc) con la variación del momento lineal del sistema según la expresión: (Hernández, 2021)

$$\sum \vec{F} = \frac{d\vec{P}}{dt} \quad \text{o} \quad \sum \vec{F} = \frac{d(m\vec{v})}{dt} \quad (5)$$

### 2.1.7.1.3 Fuerza sobre los álabes

Según (Hernández, 2021) la fuerza ejercida sobre los álabes se puede obtener de la ecuación 4 donde la velocidad del centro de gravedad  $\vec{v}$  se define como:

$$\vec{v} = v - v' \quad (6)$$

$v$ : Velocidad del fluido antes del choque con el alabe.

$v'$ : Velocidad tangencial de la rueda.

La velocidad tangencial ( $v'$ ) se define como el producto entre la velocidad angular ( $\omega$ ) y el radio ( $R$ ) de la rueda ecuación 6.

$$v' = \omega R \quad (7)$$

La fuerza que el fluido ejerce sobre las palas planas de la rueda está dada por la ecuación 5, si en esta expresión asumimos que la velocidad del fluido es constante y que la expresión del flujo masico queda expresado como:

$$\frac{dm}{dt} = \rho A(v - v') \quad (8)$$

**Donde:**

$\rho$ : Densidad del fluido.

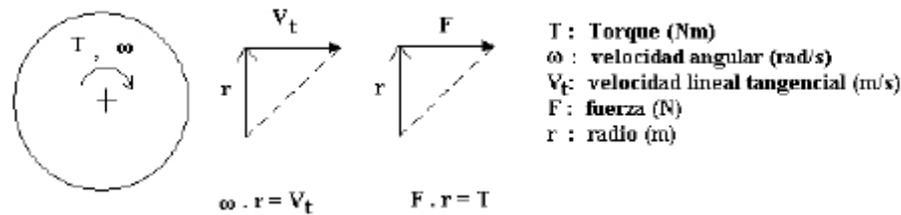
$A$ : Área del alabe.

$(v - v')$ : Velocidad del fluido después del choque.

El torque representa la capacidad de la rueda para accionar una carga. Se expresa en N.m en el Sistema Internacional y es una unidad apropiada para un mecanismo giratorio. Tal giro puede convertirse en un movimiento lineal de manera que la unidad de referencia sea fuerza, expresada en N.

**Figura 19**

*Torque y velocidad angular en un eje*



*Nota.* La figura muestra el torque producido por la fuerza del agua sobre el eje de la rueda hidráulica.

Cálculo del Torque.

$$T = F \cdot R \quad (9)$$

#### 2.1.7.1.4 Potencia de una rueda hidráulica de paso

Según (Hernández, 2021) para una rueda hidráulica de alabes curvos, la potencia hidráulica viene dada por el producto entre la fuerza ejercida sobre los alabes y la velocidad tangencial de la rueda sobre el centro de gravedad de la misma, tal como se expresa la siguiente ecuación.

$$N_T = \rho A v^3 c (1 - c) \quad (10)$$

#### Cálculo de la potencia hidráulica:

Para el cálculo de la potencia se utilizará la ecuación de potencia de rueda hidráulica descrita en la tesis de Heredia Luis.

$$N_T = C_a \rho A v^3 \quad (11)$$

Donde:

$N_T$ : Potencia de la rueda hidráulica

$C_a$ : Coeficiente de ajuste  $0.2 < C_a < 0.5$ .

### Potencia óptima de una rueda hidráulica:

La potencia teórica óptima del equipo se alcanza cuando el fluido intercambia la mitad de su energía cinética con la rueda hidráulica. Esto se logra cuando:

$$dE = \frac{1}{2} \rho A v^2 dx \quad (12)$$

Si,  $\frac{dx}{dt} = v$ , se tiene que  $\frac{dE}{dt} = N_{op}$  el cual es la potencia óptima que toma la forma de:

$$N_{op} = \frac{\rho A v^3}{2} \quad (13)$$

### Rendimiento de una rueda hidráulica:

El rendimiento viene dado por la comparación de la potencia extraíble de la rueda hidráulica sobre la potencia óptima, el cual viene dado por:

$$\eta = \frac{N_T}{N_{op}} \quad (14)$$

### Cálculo del alabe del rodete:

Para el cálculo de las dimensiones del alabe y rueda hidráulica utilizaremos las ecuaciones establecidas en la tesis de Heredia 2009.

Donde tiene las siguientes relaciones para el alto(t) y ancho (a) del álabe en función al diámetro de la rueda hidráulica.

$$0.025 < t/D < 0.125 \quad (15)$$

$$a < D/2 \quad (16)$$

### Cálculo de la potencia hidráulica del émbolo:

$$P_h = \frac{\gamma Q H}{76} \text{ (HP)} \quad (17)$$

### Donde:

$Q$ : Caudal ( $m^3/seg$ ).

$P_h$ : Potencia hidráulica en el émbolo.

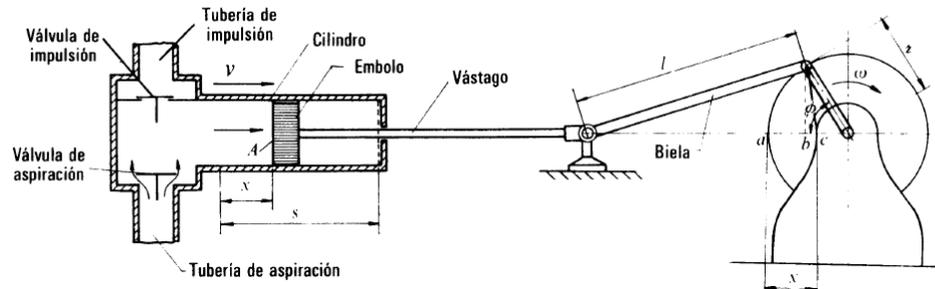
$\gamma$ : Peso específico ( $kg/seg^2 \cdot m^2$ ).

$H$ : Altura (m).

### 2.1.7.2 Cálculo de la fuerza de la bomba reciprocante.

**Figura 20**

*Esquema de una bomba de émbolo de simple efecto*



*Nota:* Tomado de *Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas* (p. 559) por Claudio Mataix, 1986.

$$Q_t = \frac{A_t * n * s}{60} \quad (18)$$

**Donde:**

$Q_t$ : Caudal teórico.

$A_t$ : Área transversal del émbolo.

$s$ : Carrera del émbolo.

$n$ : rpm.

$A_t * s = D$ : Desplazamiento o volumen desplazado en una revolución.

#### **Caudal Real ( $Q$ ).**

El caudal real es menor que el teórico, a causa de las fugas debidas a retraso de cierre en las válvulas, a que las válvulas no son estancas y a otras pérdidas existentes por temas constructivos de la misma. (Mataix, 1993)

Rendimiento volumétrico.

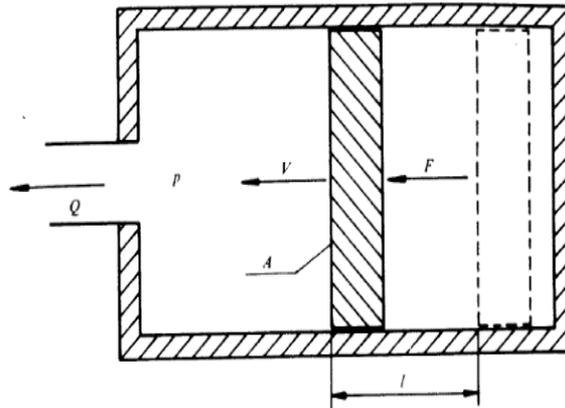
$$\eta_v = \frac{Q}{Q_t} \quad (19)$$

$\eta_v$  oscila entre 0.85 a 0.99. es mayor en las bombas cuyo émbolo es de mayor diámetro, y es tanto menor cuanto menor es la viscosidad del fluido. (Mataix, 1993)

Al disminuir el volumen a la izquierda del émbolo de la figura N°21 el fluido se verá obligado a salir sea cual fuere la presión, siempre que la fuerza  $F$  sea suficientemente grande y las paredes del cilindro suficientemente robustas. (Mataix, 1993)

### Figura 21

Explicación del principio de desplazamiento positivo



Nota: Tomado de *Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas* (p. 554) por Claudio Mataix, 1986.

El caudal  $Q$ , o volumen desplazado en la unidad de tiempo, será, teniendo en cuenta la siguiente ecuación. (Mataix, 1993)

$$Q_t = \frac{A_t * l}{t} = A_t * v_e \quad (20)$$

Si no hay rozamiento la potencia comunicada al fluido será.

$$P = F * v_e \quad (21)$$

Con:

$$F = p * A_t \quad (22)$$

$$P = P_h = Q_t * p \quad (23)$$

### Cálculo de la altura dinámica total (ADT).

El cálculo de la altura resistente de la instalación (carga dinámica total) se obtiene a partir de la siguiente ecuación.

$$ADT = H_m = H_{inst} = H_g + \Delta H_{inst} \quad (24)$$

Donde:

ADT: Altura dinámica Total

$H_m$ : Altura manométrica de la bomba

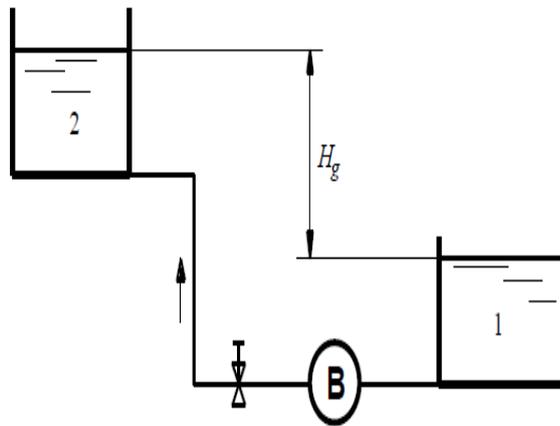
$H_{inst}$ : Altura resistente de la instalación

$H_g$ : Altura geométrica o geodésica.

$\Delta H_{inst}$ : Perdidas por fricción del fluido y perdidas secundarias en accesorios.

### Figura 22

Esquema de una estación de bombeo.



Nota. La figura muestra el esquema de una estación de bombeo tomado de “*Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas*” por Zamora y Viedma, 2016.

Las pérdidas en la instalación se calculan utilizando la expresión general de **Darcy-Weisbach**:

$$\Delta H_{inst} = \left[ \lambda \frac{L}{D_t} + \sum_i K_i \right] * \frac{V^2}{2g} \quad (25)$$

**Donde:**

$\lambda$ : Coeficiente de pérdida de presión por fricción primaria.

$L$ : Longitud de la tubería.

$D_t$ : Diámetro de la tubería.

$K$ : Coeficiente de pérdida de presión secundaria.

$V$ : Velocidad media del fluido en la tubería.

Cálculo del coeficiente de pérdida de presión (Coeficiente de Darcy).

$$\lambda = \frac{\Delta p/L}{\frac{1}{2} \rho V^2/D} \quad (26)$$

Este coeficiente se lee en general en el diagrama teórico-experimental de Moody en función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la tubería.

Numero de Reynolds.

$$R_e = \rho VD / \mu \quad ( 27 )$$

**Donde:**

$\mu$ : Viscosidad dinámica.

$R_e$ : Número de Reynolds.

$V$ : Velocidad media del fluido.

$D$ : Diámetro de la conducción

$\rho$ : Densidad del fluido

Para un valor  $R_e < 2300$  la corriente es laminar.

Si el valor de  $R_e > 3000$ , la corriente es turbulenta.

### 2.1.8 Mecanismo de eslabones

Un mecanismo de eslabones es la cadena cinemática cerrada de eslabones unidos con un grado de libertad. Una cadena cinemática se obtiene al conectar entre sí varios eslabones (eslabones) de tal forma que sea posible el movimiento relativo entre ellos de forma que, si se proporciona un movimiento de entrada, se obtiene como respuesta un movimiento de salida. (Norton, 2013)

#### Grados de libertad en mecanismos planos

Para un mecanismo plano cuyo movimiento tiene lugar solo en dos dimensiones, el número de grados de libertad del mismo se pueden calcular mediante el criterio de Grübler-Kutzbach:

$$M = 3(n - 1) - 2j_p - j_h \quad ( 28 )$$

Donde:

$M$ : Grados de libertad (movilidad).

$n_e$ : Número de eslabones (eslabones).

$j_p$ : Número de uniones simples.

$j_h$ : Numero de uniones especiales.

### ***La condición de Grashof***

Dado que la conducción de un mecanismo se efectúa, por lo general, desde un motor con movimiento circular, es importante conocer las condiciones para que una barra de vueltas completas.

Suponga los cuatro valores correspondientes a las longitudes de los cuatro lados S, L, P y Q de la figura 23; donde:

S = longitud del eslabón más corto

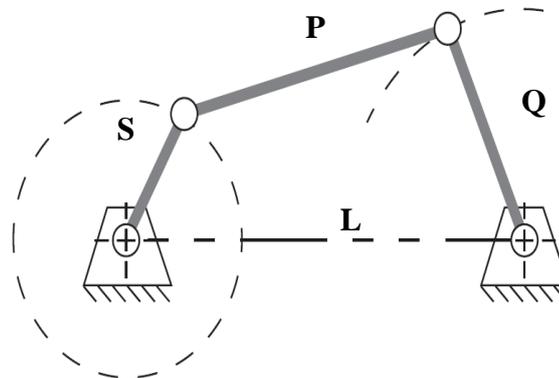
L = longitud del eslabón más largo

P = longitud de un eslabón restante

Q = longitud de otro eslabón restante

### **Figura 23**

*Diagrama de la ley de Grashof para mecanismos*



*Nota:* Fuente elaboración propia.

Luego, si:

$$S + L \leq P + Q \quad ( 29 )$$

el eslabonamiento será de Grashof y por lo menos un eslabón será capaz de realizar una revolución completa con respecto al plano fijo.

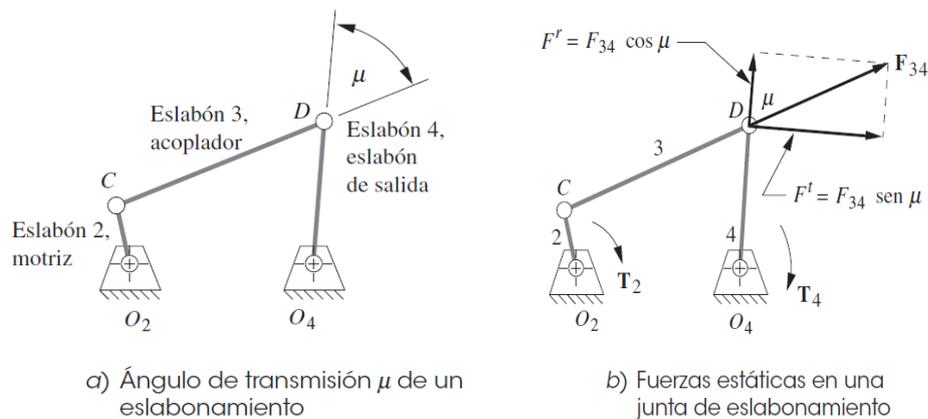
### 2.1.8.1 Ángulo de transmisión

Otra prueba útil que puede aplicarse rápidamente a un diseño de eslabonamiento para valorar su calidad es la medición de su ángulo de transmisión. El ángulo de transmisión  $\mu$  se muestra en la figura 24-a y se define como el ángulo entre el eslabón de salida y el acoplador. En general, se considera como el valor absoluto del ángulo agudo del par de ángulos formado en la intersección de dos eslabones, y varía continuamente de un valor mínimo a un valor máximo conforme el eslabonamiento pasa por su intervalo en movimiento. Es una medida de la calidad de transmisión de fuerza y velocidad en la junta. (Norton, 2013)

La mayoría de los diseñadores de máquinas tratan de mantener el ángulo de transmisión mínimo por encima de unos  $40^\circ$  para promover un movimiento suave y una buena transmisión de fuerza. Sin embargo, si en un diseño particular hay muy poca o ninguna fuerza externa o par de torsión aplicado al eslabón 4, se puede tener éxito con valores de  $\mu$  incluso más bajos. El ángulo de transmisión proporciona un medio para juzgar la calidad de un eslabonamiento recién sintetizado. (Norton, 2013)

**Figura 24**

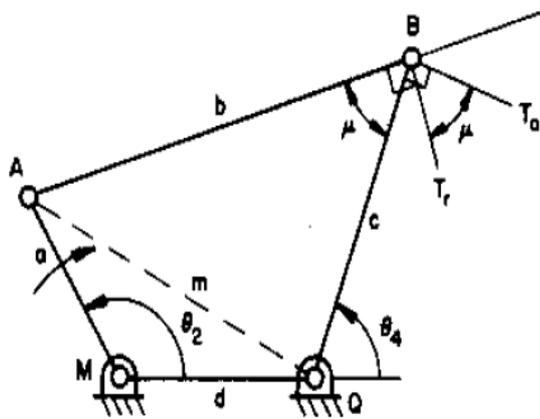
*Ángulo de transmisión en el eslabonamiento de cuatro eslabones*



*Nota.* Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 73) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

Si se desea obtener el ángulo de transmisión en un mecanismo de 4 eslabones de longitudes conocidas y para una posición de la barra de entrada, definida por  $\theta_2$ , se puede aplicar el teorema del coseno a dos triángulos, usando la diagonal auxiliar  $m$ , como se muestra a continuación: (Norton, 2013)

**Figura 25**  
*Ángulos de transmisión*



*Nota.* Tomado de *Práctica 1: Ley de Grashof y ángulo de transmisión. Teoría de Máquinas y Mecanismos /Mecanismos y Elementos del Máquinas del Producto.* (p. 8), Universidad de Sevilla.

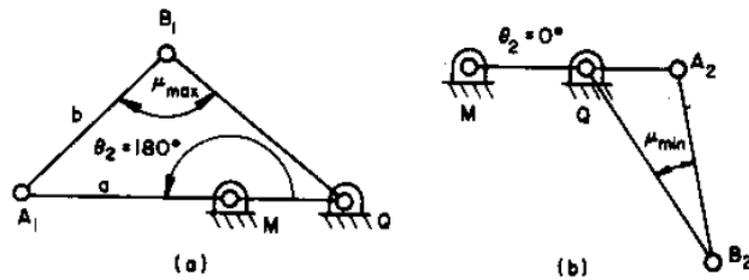
$$a^2 + d^2 - 2ad \cos \theta_2 = m^2 \quad (30)$$

$$b^2 + c^2 - 2bc \cos \mu = m^2 \quad (31)$$

Combinando las dos ecuaciones 30 y 31 se obtiene:

$$a^2 + d^2 - 2ad \cos \theta_2 = b^2 + c^2 - 2bc \cos \mu \quad (32)$$

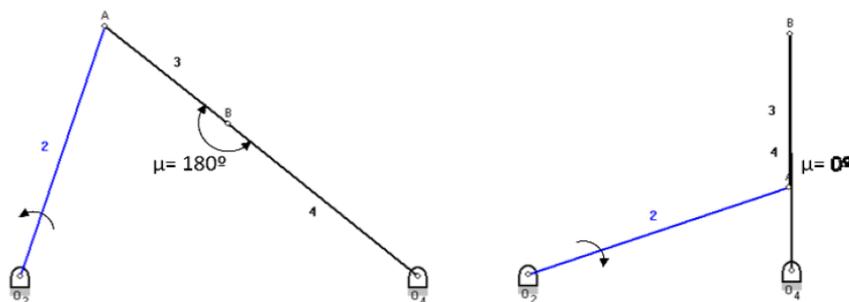
Para determinar el ángulo de transmisión más grande y más pequeño en todo el recorrido se puede alinear la barra de entrada con la barra de tierra en alargue y solape, como se muestra en las dos figuras siguientes, y volver a aplicar el teorema del coseno.

**Figura 26***Menor ángulo de transmisión*

*Nota.* Tomado de *Práctica 1: Ley de Grashof y ángulo de transmisión. Teoría de Máquinas y Mecanismos /Mecanismos y Elementos del Máquinas del Producto.* (p. 8), Universidad de Sevilla.

El mejor ángulo de transmisión a lo largo de todo el recorrido de la barra de entrada será el de  $90^\circ$ , si se da, o el más cercano a él. Y el peor ángulo de transmisión en todo el recorrido será el más alejado de  $90^\circ$ , ya sea agudo u obtuso.

Si no se puede alinear la barra de entrada con la de tierra será porque se ha producido un punto muerto y por tanto el ángulo de transmisión habrá alcanzado un valor de  $0^\circ$  o  $180^\circ$ . En las siguientes figuras se muestra como ejemplo un mecanismo doble balancín en el que se está conduciendo desde la barra 2.

**Figura 27***Mayor ángulo de transmisión.*

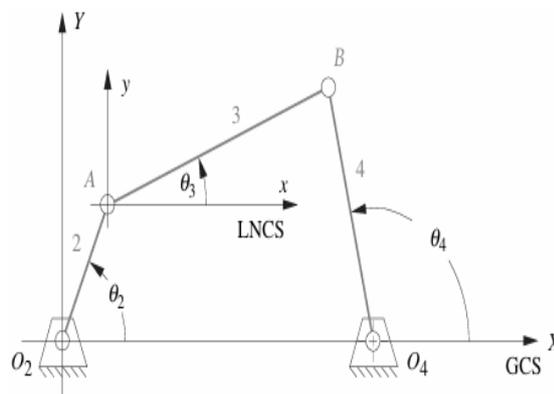
*Nota.* Tomado de *Práctica 1: Ley de Grashof y ángulo de transmisión. Teoría de Máquinas y Mecanismos /Mecanismos y Elementos del Máquinas del Producto.* (p. 8), Universidad de Sevilla.

### 2.1.8.2 Análisis gráfico de la posición de mecanismos articulados

Para cualquier mecanismo con un GDL, tal como uno de cuatro eslabones, se requiere sólo un parámetro para definir por completo las posiciones de todos los eslabones. El parámetro usualmente elegido es el ángulo de eslabón de entrada. Éste se muestra como  $\theta_2$  en la figura 28. Se quieren hallar  $\theta_3$  y  $\theta_4$ , y se conocen las longitudes de los eslabones. (Norton, 2013)

**Figura 28**

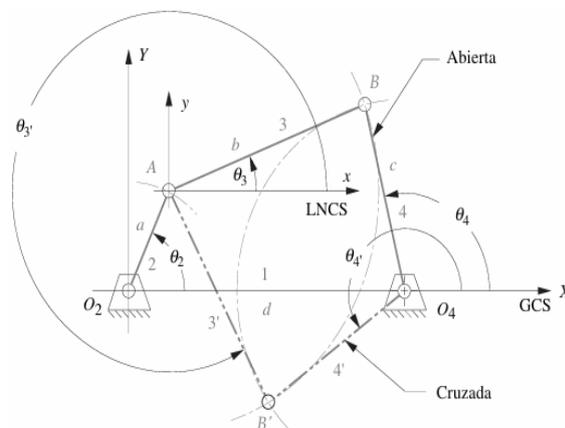
*Medición de ángulos en el mecanismo de cuatro eslabones*



*Nota.* Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 126) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

**Figura 29**

*Solución de posición gráfica de las configuraciones abierta y cruzada.*



*Nota.* Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 126) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

La figura 29 muestra la construcción de la solución gráfica de posición. Se dan las cuatro longitudes de los eslabones  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  y el ángulo  $\theta_2$  del eslabón de entrada. Primero, se dibuja la bancada (1) y el eslabón de entrada (2) a una escala conveniente, de modo que se corten en el origen  $O_2$  del sistema de coordenadas  $XY$  global con el eslabón 2 colocado en el ángulo de entrada  $\theta_2$ . Por conveniencia, el eslabón 1 se dibuja a lo largo del eje  $X$ . El compás se abre a la longitud a escala del eslabón 3 y se traza un arco de ese radio en torno al extremo del eslabón 2 (punto  $A$ ). Luego se abre el compás a la longitud a escala del eslabón 4 y se traza un segundo arco en torno al extremo del eslabón 1 (punto  $O_4$ ). Estos dos arcos tendrán dos intersecciones en  $B$  y  $B'$  que definen las dos soluciones al problema de posición de un mecanismo de cuatro eslabones, el cual puede ensamblarse en dos configuraciones llamadas circuitos, designados como abierto y cruzado. (Norton, 2013)

### **Posiciones de agarrotamiento**

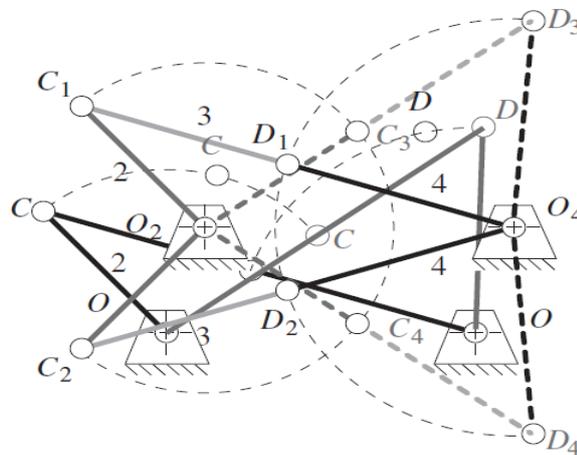
Una prueba importante se puede aplicar dentro de los procedimientos de síntesis descritos a continuación. Es necesario verificar que el eslabonamiento en realidad puede alcanzar todas las posiciones de diseño especificadas sin que encuentre una posición límite. La figura 30 muestra un eslabonamiento de cuatro eslabones de no Grashof en sus límites de movimiento llamado posiciones de agarrotamiento. Las posiciones de agarrotamiento se determinan por la colinealidad de dos de los eslabones móviles.  $C_1D_1$  y  $C_2D_2$  (líneas sólidas) son las posiciones de agarrotamiento que se alcanzan desde el eslabón 2.  $C_3D_3$  y  $C_4D_4$  (líneas punteadas) son las posiciones de agarrotamiento que se alcanzan desde el eslabón 4.

En una posición triangular (de agarrotamiento), no será posible otro movimiento en ninguna dirección desde uno de estos eslabones de balancín (ya sea del eslabón 2 desde las posiciones  $C_1D_1$  y  $C_2D_2$  o el eslabón 4 desde las posiciones  $C_3D_3$  y  $C_4D_4$ ).

Entonces será necesario impulsar un eslabón diferente para salir del agarrotamiento. (Norton, 2013)

### Figura 30

Posiciones de agarrotamiento de un triple balancín que no es Grashof.



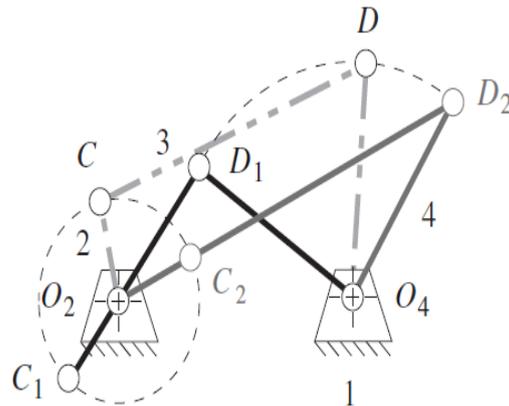
Nota. Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 72) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

Posiciones estacionarias Un eslabonamiento de manivela-balancín de cuatro eslabones de Grashof también asumirá dos posiciones de agarrotamiento, como se muestra en la figura 31, cuando el eslabón más corto (manivela  $O_2C$ ) sea colineal con el acoplador  $CD$  (eslabón 3), colineal extendido ( $O_2C_2D_2$ ) o colineal traslapante ( $O_1C_1D_1$ ). No puede ser impulsado hacia atrás desde el balancín  $O_4D$  (eslabón 4) a través de estas posiciones colineales (las cuales actúan como agarrotamientos), pero cuando se impulsa la manivela  $O_2C$  (eslabón 2), ésta pasará por ambas posiciones estacionarias porque es de Grashof. Hay que observar que estas posiciones de

agarrotamiento también definen los límites de movimiento del balancín impulsado (eslabón 4), en los cuales su velocidad angular pasará por cero. (Norton, 2013)

**Figura 31**

*Eslabonamientos en posiciones límite*



### 2.1.8.3 Síntesis dimensional

La síntesis dimensional de un eslabonamiento es la determinación de las dimensiones (longitudes) de los eslabones necesarios para lograr los movimientos deseados. Esta sección supone que, mediante la síntesis de tipo, se determinó que un eslabonamiento es la solución más apropiada al problema. Existen muchas técnicas para realizar esta tarea de síntesis dimensional de un eslabonamiento de cuatro eslabones. Los métodos más simples y rápidos son gráficos. Éstos funcionan bien hasta para tres posiciones de diseño. Más allá de este número, por lo general se requiere un método de síntesis analítica numérica mediante el uso de una computadora. Hay que observar que los principios utilizados en estas técnicas de síntesis gráfica son simplemente los de la geometría euclidiana. (Norton, 2013)

#### **2.1.8.4 Cinemática de mecanismos.**

##### **2.1.8.4.1 Análisis de posición**

Una vez que el diseño tentativo de un mecanismo ha sido sintetizado, debe entonces ser analizado.

##### **2.1.8.4.2 Sistemas de coordenadas**

Los sistemas de coordenadas y los marcos de referencia existen para la conveniencia del ingeniero que los define. Se denota a uno de éstos como sistema de coordenadas global o absoluto, y los demás serán sistemas de coordenadas locales dentro del sistema global. El sistema global a menudo se considera como unido a la Madre Tierra, aunque muy bien podría estar unido a otro plano fijo arbitrario, tal como el armazón de un automóvil. (Norton, 2013)

Los sistemas de coordenadas locales por lo general se unen a un eslabón en algún punto de interés. Éste podría ser una junta de pasador, un centro de gravedad o una línea de centros de un eslabón. (Norton, 2013)

Estos sistemas de coordenadas locales pueden ser rotatorios o no rotatorios, según como se desee.

Si se quiere medir el ángulo de un eslabón cuando éste rota en el sistema global, probablemente se desee unir un sistema de coordenadas no rotatorio local (LNCS, denotado como  $x, y$ ) a algún punto del eslabón (por ejemplo, una junta de pasador). Este sistema no rotatorio se moverá junto con su origen en el eslabón, pero siempre permanecerá paralelo con el sistema global. Si se desea medir algunos parámetros en un eslabón, independientes de su rotación, entonces se construye un sistema de coordenadas rotatorio local (LRCS, denotado como  $x', y'$ ) a lo largo de alguna línea en el eslabón. (Norton, 2013)

Este sistema se moverá y girará junto con el eslabón en el sistema global. Muy a menudo se tendrán ambos tipos de sistemas de coordenadas locales (LNCS y LRCS) en los eslabones móviles para realizar un análisis completo. (Norton, 2013)

#### 2.1.8.4.3 Posición y desplazamiento

La posición de un punto en el plano puede definirse por medio de un vector de posición, como se muestra en la figura 31. La elección de ejes de referencia es arbitraria y se elige de conformidad con el observador. La figura 32-a muestra un punto en el plano definido en un sistema de coordenadas global, y la figura 32-b muestra el mismo punto definido en un sistema de coordenadas local con su origen coincidente con el sistema global. Un vector bidimensional tiene dos atributos, los cuales pueden expresarse en coordenadas polares o cartesianas. La forma polar proporciona la magnitud y el ángulo del vector. La forma cartesiana proporciona las componentes X y Y del vector. Cada forma es directamente convertible en la otra mediante el teorema de Pitágoras y trigonometría. (Norton, 2013)

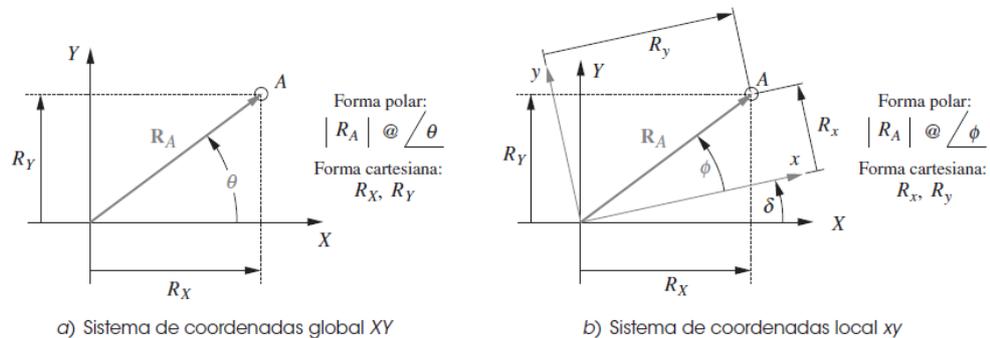
$$R_A = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2} \quad ( 33 )$$

$$\theta = \arctan \left( \frac{R_Y}{R_X} \right) \quad ( 34 )$$

Las ecuaciones están expresadas en coordenadas globales, pero también podrían estarlo en coordenadas locales.

### Figura 32

Vector de posición en el plano, expresado en coordenadas tanto globales como locales



Nota. Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 124) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

### Análisis gráfico de la posición de mecanismos articulados

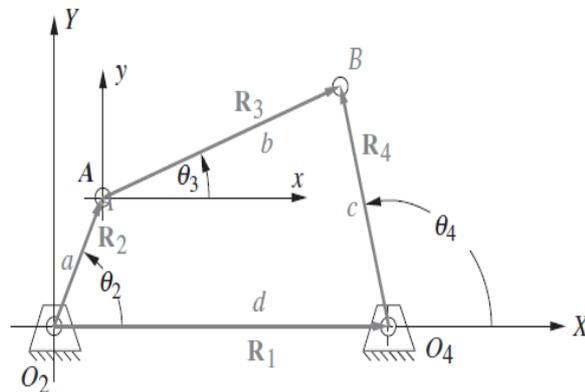
Para cualquier eslabonamiento con un GDL, tal como uno de cuatro eslabones, se requiere sólo un parámetro para definir por completo las posiciones de todos los eslabones. El parámetro usualmente elegido es el ángulo de eslabón de entrada. Éste se muestra como  $\theta_2$  en la figura 33. Se quieren hallar  $\theta_3$  y  $\theta_4$ , y se conocen las longitudes de los eslabones. (Norton, 2013)

### Representación de los eslabonamientos como un lazo vectorial

Un método alternativo al análisis de posición de eslabonamientos consiste en crear un lazo vectorial (o lazos) alrededor del eslabonamiento. Los eslabones se representan como vectores de posición. Este lazo se cierra sobre sí mismo y hace que la suma de los vectores alrededor de él sea cero. Las longitudes de los vectores son las longitudes de los eslabones ya conocidas. La posición actual del mecanismo queda definida por el ángulo de entrada  $\theta_2$ , ya que es un mecanismo de un GDL. Se requiere encontrar los ángulos  $\theta_3$  y  $\theta_4$ . Para hacerlo se necesita una notación conveniente para representar los vectores. (Norton, 2013)

**Figura 33**

*Lazo vectorial de posición de un mecanismo de cuatro eslabones*



*Nota:* Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 127) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

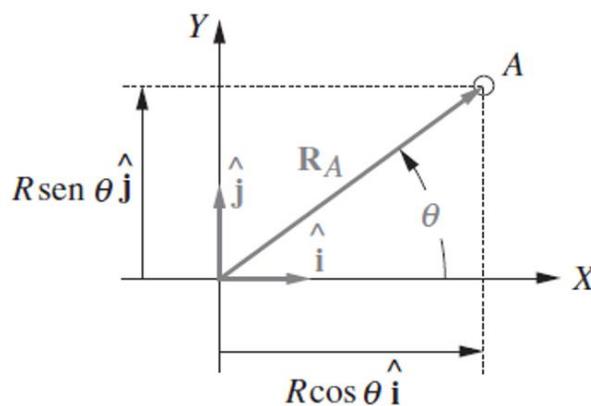
### Números complejos como vectores

Existen muchas maneras de representar vectores. Pueden definirse en coordenadas polares por su magnitud y ángulo, o en coordenadas cartesianas como componentes  $x$  y  $y$ . Estas formas desde luego son fáciles de convertir unas en otras. (Norton, 2013)

Los vectores de posición en la figura 34 pueden representarse como cualquiera de estas expresiones:

**Figura 34**

*Notación vectorial unitaria para vectores de posición*

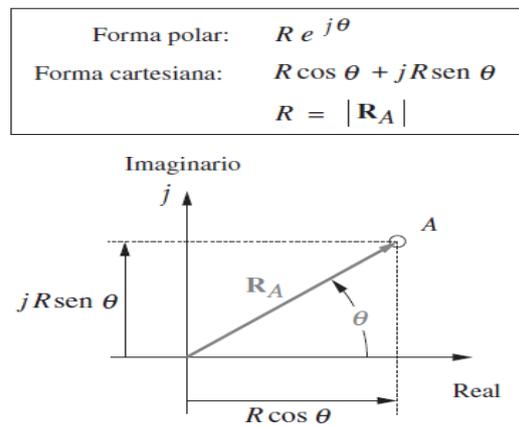


*Nota:* Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 128) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

Forma polar	Forma cartesiana
$R @ \angle \theta$	$r \cos \theta \hat{i} + r \operatorname{sen} \theta \hat{j}$
$r e^{j\theta}$	$r \cos \theta + j r \operatorname{sen} \theta$

**Figura 35**

*Representación de un numero complejo de vectores en el plano*



*Nota:* Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 128) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

### **Ecuación de lazo vectorial para un eslabonamiento de cuatro eslabones**

Las direcciones de los vectores de posición en la figura 34 se eligen de modo que definan sus ángulos donde se desea medirlos. Por definición, el ángulo de un vector siempre se mide en su raíz, no en su cabeza. Se quiere medir el ángulo  $\theta_4$  en el pivote fijo  $O_4$ , de modo que el vector  $R_4$  se acomoda para que su raíz quede en ese punto. Se desea medir el ángulo  $\theta_3$  en el punto donde los eslabones 2 y 3 se unen, de modo que el vector  $R_3$  tenga su raíz allí. Una lógica similar dicta el arreglo de los vectores  $R_1$  y  $R_2$ . Observe que el eje X (real) se elige por conveniencia a lo largo del eslabón 1 y el origen del sistema de coordenadas global en el punto  $O_2$ , la raíz del vector del eslabón de entrada,  $R_2$ . Estas elecciones de las direcciones y sentidos de los vectores, indicados por sus puntas de flecha, conducen a esta ecuación de lazo vectorial: (Norton, 2013)

$$R_2 + R_3 - R_4 - R_1 = 0 \quad ( 35 )$$

#### 2.1.8.4.4 Método de solución de Newton-Raphson

El método de Newton-Raphson (en ocasiones llamado sólo método de Newton) es uno que puede resolver conjuntos de ecuaciones simultáneas no lineales. Este método de solución iterativo requiere uno o más valores supuestos para iniciar el cálculo. Luego los utiliza para obtener una solución nueva que puede aproximarse a la correcta. Este proceso se repite hasta que converge en una solución suficientemente próxima a la correcta para propósitos prácticos. (Norton, 2013)

#### Determinación de una raíz unidimensional (método de Newton)

Una función no lineal tiene múltiples raíces, donde una raíz se define como la intersección de la función con cualquier línea recta. Por lo general, el eje cero de la variable independiente es la línea recta de la cual se desean las raíces. Considere, por ejemplo, un polinomio cúbico, el cual tendrá tres raíces, con una cualquiera o todas reales. (Norton, 2013)

$$y = f(x) = -x^3 - 2x^2 + 50x + 60 \quad ( 36 )$$

Existe una solución de forma cerrada para las raíces de una función cúbica que permite calcular por anticipado que las raíces de esta función cúbica particular son reales y son  $x = -7.562, -1.177$  y  $6.740$ .

La figura 36 muestra esta función graficada en un rango de  $x$ . En la figura 36-a se escoge un valor inicial de  $x_1 = 1.8$ . El algoritmo de Newton evalúa la función con este valor supuesto y se determina  $y_1$ . El valor de  $y_1$  se compara con la tolerancia seleccionada por el usuario (por ejemplo, 0.001) para comprobar si

se aproxima lo suficiente a cero y llamar a  $x_1$  la raíz. Si no, entonces la pendiente ( $m$ ) de la función en  $x_i, y_i$  se calcula con una expresión analítica para la derivada de la función, o con una diferenciación numérica (menos deseable). Luego se evalúa la ecuación de la línea tangente para determinar su intersección en  $x_2$ , la cual se utiliza como un nuevo valor supuesto. El proceso anterior se repite y se determina  $y_2$ , el cual se prueba contra la tolerancia seleccionada por el usuario; y, si es demasiado grande, se calcula otra línea tangente o una intersección  $x$  es usada como nuevo valor supuesto. El proceso se repite hasta que el valor de la función  $y_i$  con la última  $x_i$  se aproxima suficientemente a cero para satisfacer al usuario. (Norton, 2013)

El algoritmo de Newton antes descrito puede expresarse de manera algebraica (en pseudocódigo). La función cuyas raíces se buscan es  $f(x)$  y su derivada es  $f'(x)$ . (Norton, 2013)

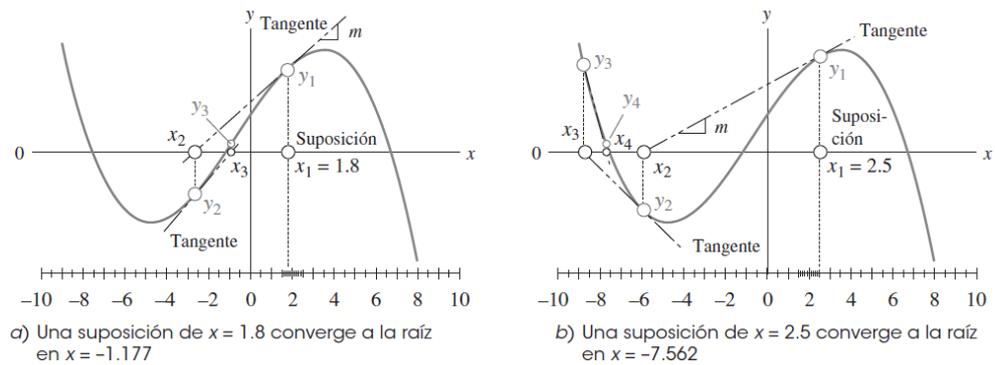
La pendiente  $m$  de la línea tangente es igual a  $f'(x)$  en el punto  $x_i, y_i$ .

Paso 1             $y_i = f(x_i)$   
 Paso 2            *SI*  $y_i \leq \text{tolerancia}$  *ENTONCES ALTO*  
 Paso 3             $m = f'(x_i)$   
 Paso 4             $x_{i+1} = x_i - \frac{y_i}{m}$   
 Paso 5             $y_{i+1} = f(x_{i+1})$   
 Paso 6            *SI*  $y_{i+1} \leq \text{tolerancia}$  *ENTONCES ALTO*

TAMBIEN  $x_i = x_{i+1} \quad y_i = y_{i+1} : \text{IR A paso 1}$

**Figura 36**

*Método de solución de Newton-Raphson para raíces de funciones no lineales*



*Nota:* Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 146) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

Si el valor supuesto inicial se aproxima a la raíz, este algoritmo convergerá con rapidez en la solución. Sin embargo, es bastante sensible al valor supuesto inicial. La figura 36-b muestra el resultado de un leve cambio de la suposición inicial  $x_1 = 1.8$  a  $x_1 = 2.5$ . Con esta suposición ligeramente diferente converge en otra raíz. Observe también que si se elige un valor inicial de  $x_1 = 3.579$ , que corresponde a un máximo local de esta función, la línea tangente será horizontal y no intersecará el eje x. El método falla en esta situación. (Norton, 2013)

### **Determinación de raíces multidimensionales (método de Newton-Raphson)**

El método de Newton unidimensional es fácil de ampliar a conjuntos de ecuaciones no lineales, múltiples y simultáneas, por ello se denomina método de Newton-Raphson. En primer lugar, se generaliza la expresión desarrollada para el caso unidimensional. (Norton, 2013)

$$x_{i+1} = x_i - \frac{y_i}{m} \quad \text{o} \quad m(x_{i+1} - x_i) = -y_i$$

Pero:

$$y_i = f(x_i) \quad m = f'(x_i) \quad x_{i+1} - x_i = \Delta x$$

$$y_i = f(x_i) \cdot \Delta x = -f(x_i)$$

En este caso, se introduce el término  $\Delta x$ , el cual se aproximará a cero a medida que converge hacia la solución. El término  $\Delta x$  en lugar de  $y_1$  será probado contra una tolerancia seleccionada en este caso. Observe que esta forma de la ecuación evita la operación de división, la cual es aceptable en una ecuación escalar, pero imposible con una ecuación matricial. (Norton, 2013)

Un problema multidimensional tendrá un conjunto de ecuaciones de la forma:

$$\begin{bmatrix} f_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \\ f_2(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \\ f_3(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \end{bmatrix} = \mathbf{B} \quad (37)$$

donde el conjunto de ecuaciones constituye un vector, llamado  $\mathbf{B}$ .

Se requieren derivadas parciales para obtener los términos de pendiente los cuales forman la matriz jacobiana del sistema, llamada  $\mathbf{A}$ .

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_1}{\partial x_n} \\ \cdot & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & & \cdot \\ \frac{\partial f_n}{\partial x_1} & \frac{\partial f_n}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial f_n}{\partial x_n} \end{bmatrix} = \mathbf{A} \quad (38)$$

Los términos de error también son un vector, llamado  $\mathbf{X}$ .

$$\begin{bmatrix} \Delta x_1 \\ \Delta x_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \Delta x_n \end{bmatrix} \quad (39)$$

La ecuación se convierte entonces en una ecuación matricial en el caso multidimensional.

$$\mathbf{AX} = -\mathbf{B} \quad (40)$$

Esta ecuación puede resolverse para X con una inversión de matriz o con una eliminación gaussiana. Los valores de los elementos de A y B se calculan para cualquier valor supuesto de las variables. (Norton, 2013)

### Solución de Newton-Raphson para el mecanismo de cuatro eslabones

La ecuación de lazo vectorial del mecanismo de cuatro eslabones, separada en sus partes real e imaginaria, proporciona el conjunto de ecuaciones que definen los dos ángulos de eslabón desconocidos,  $\theta_3$  y  $\theta_4$ . Se usan las longitudes de eslabón a, b, c, d y el ángulo de entrada  $\theta_2$ . (Norton, 2013)

$$f_1 = a \cos \theta_2 + b \cos \theta_3 - c \cos \theta_4 - d = 0 \quad (41)$$

$$f_2 = a \sin \theta_2 + b \sin \theta_3 - c \sin \theta_4 = 0 \quad (42)$$

$$B = \begin{bmatrix} a \cos \theta_2 + b \cos \theta_3 - c \cos \theta_4 - d \\ a \sin \theta_2 + b \sin \theta_3 - c \sin \theta_4 \end{bmatrix} \quad (43)$$

El vector de error es:

$$X = \begin{bmatrix} \Delta\theta_3 \\ \Delta\theta_4 \end{bmatrix} \quad (44)$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial \theta_3} & \frac{\partial f_1}{\partial \theta_4} \\ \frac{\partial f_2}{\partial \theta_3} & \frac{\partial f_2}{\partial \theta_4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -b \sin \theta_3 & c \sin \theta_4 \\ b \cos \theta_3 & -c \cos \theta_4 \end{bmatrix} \quad (45)$$

Esta matriz se conoce como la matriz jacobiana del sistema; además de su utilidad en este método de solución, también indica algo sobre la resolución del sistema. El sistema de ecuaciones de posición, velocidad y aceleración (en las cuales aparece la matriz jacobiana) sólo puede resolverse si el valor del determinante de la matriz jacobiana no es cero. (Norton, 2013)

Al sustituir las ecuaciones en la ecuación matricial se tiene:

$$\begin{bmatrix} -b \operatorname{sen} \theta_3 & c \operatorname{sen} \theta_4 \\ b \operatorname{cos} \theta_3 & -c \operatorname{cos} \theta_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\theta_3 \\ \Delta\theta_4 \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} a \operatorname{cos} \theta_2 + b \operatorname{cos} \theta_3 - c \operatorname{cos} \theta_4 - d \\ a \operatorname{sen} \theta_2 + b \operatorname{sen} \theta_3 - c \operatorname{sen} \theta_4 \end{bmatrix} \quad (46)$$

Para resolver esta ecuación matricial se tendrán que suponer valores para  $\theta_3$  y  $\theta_4$ , y las dos ecuaciones se resolverán de manera simultánea para  $\Delta\theta_3$  y  $\Delta\theta_4$ . Para un sistema más grande de ecuaciones, se tendrá que utilizar un algoritmo de reducción de matriz. Para este sistema simple de dos incógnitas, las dos ecuaciones pueden resolverse por combinación y reducción. La prueba antes descrita que compara la suma de los valores  $\Delta\theta_3$  y  $\Delta\theta_4$  con una tolerancia seleccionada debe aplicarse después de cada iteración para determinar si una raíz ha sido encontrada. (Norton, 2013)

#### 2.1.8.4.5 Velocidad y aceleración de mecanismos.

Ahora se puede hallar la velocidad angular ( $\omega$  del eslabón aplicando la ecuación.

$$\bar{V}_{B/A} = \bar{\omega}_{B/A} * \bar{R}_{B/A} \quad (47)$$

Puesto que el eslabón tiene movimiento plano, el vector  $\omega$  es perpendicular al plano de movimiento, es decir, perpendicular a los vectores  $\bar{V}_{B/A}$  y  $\bar{R}_{B/A}$ . Por ende, al considerar las magnitudes de la ecuación anterior:

$$\bar{V}_{B/A} = \bar{\omega}_{B/A} * \bar{R}_{B/A} \quad (48)$$

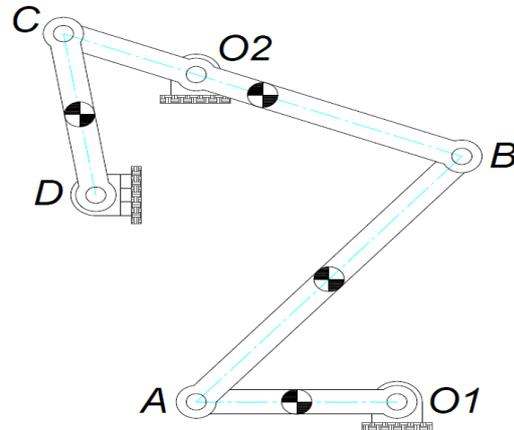
o bien:

$$\bar{\omega}_{B/A} = \frac{\bar{R}_{B/A}}{\bar{V}_{B/A}} \quad (49)$$

Para un mecanismo de seis eslabones tenemos el siguiente análisis vectorial:

**Figura 37**

Diagrama de eslabonamiento del mecanismo de 6 eslabones.



Nota: Fuente elaboración propia.

### Cálculo de velocidades:

$$\bar{V}_A = \bar{V}_{O1} + \bar{V}_{A/O1} \quad (50)$$

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{B/A} \quad (51)$$

$$\bar{V}_C = \bar{V}_{O2} + \bar{V}_{C/O2} \quad (52)$$

$$\bar{V}_D = \bar{V}_C + \bar{V}_{D/C} \quad (53)$$

### Cálculo de aceleraciones:

$$\bar{A}_B = \bar{A}_{B/O2} + \bar{A}_{O2} \quad (54)$$

$$\bar{A}_B = \bar{A}_{B/O2}$$

$$\bar{A}_B = \bar{A}_{B/O2}^N + \bar{A}_{B/O2}^T$$

$$\bar{A}_B = -\omega_{B/O2}^2(\bar{R}_{B/O2}) + \bar{\alpha}_{B/O2}(\bar{R}_{B/O2})$$

$$\vec{A}_B = \vec{A}_{B/A} + \vec{A}_A \quad (55)$$

$$\vec{A}_B = \vec{A}_{B/A}^N + \vec{A}_{B/A}^T + \vec{A}_{A/O1}^N + \vec{A}_{A/O1}^T$$

$$\vec{A}_B = -\omega_{B/A}^2(\vec{R}_{B/A}) + \vec{\alpha}_{B/A}(\vec{R}_{B/A}) - \omega_{A/O1}^2(\vec{R}_{A/O1}) + \vec{\alpha}_{A/O1}(\vec{R}_{A/O1})$$

$$\vec{A}_C = \vec{A}_{C/O2} + \vec{A}_{O2} \quad (56)$$

$$\vec{A}_C = \vec{A}_{C/O2}^N + \vec{A}_{C/O2}^T$$

$$\vec{A}_C = -\omega_{C/O2}^2(\vec{R}_{C/O2}) + \vec{\alpha}_{C/O2}(\vec{R}_{C/O2})$$

$$\vec{A}_D = \vec{A}_C + \vec{A}_{D/C} \quad (57)$$

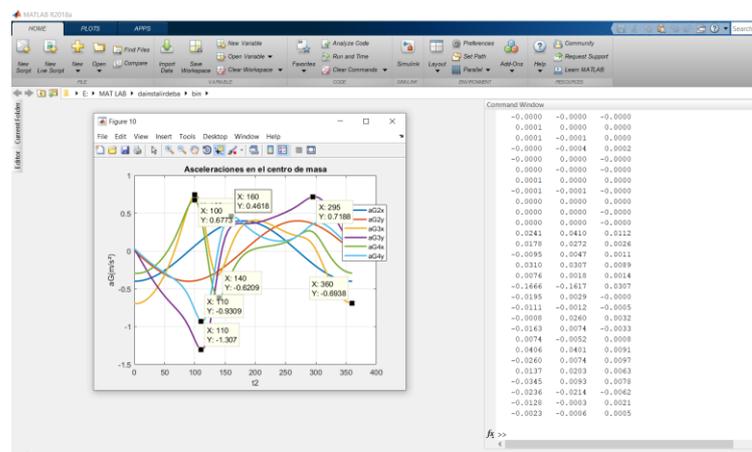
$$\vec{A}_D = \vec{A}_C + \vec{A}_{D/C}^N + \vec{A}_{D/C}^T$$

### 2.1.9 Software MatLab

MATLAB es el nombre abreviado de “MATriz LABoratory”. Es un programa para realizar cálculos numéricos con vectores y matrices, y por tanto se puede trabajar también con números escalares (tanto reales como complejos), con cadenas de caracteres y con otras estructuras de información más complejas. Matlab es un lenguaje de alto rendimiento para cálculos técnicos, es al mismo tiempo un entorno y un lenguaje de programación. Uno de sus puntos fuertes es que permite construir nuestras propias herramientas reutilizables. Podemos crear fácilmente nuestras propias funciones y programas especiales (conocidos como M-archivos) en código Matlab, los podemos agrupar en Toolbox (también llamadas librerías): colección especializada de M-archivos para trabajar en clases particulares de problemas. Matlab, a parte del cálculo matricial y álgebra lineal, también puede manejar polinomios, funciones, ecuaciones diferenciales ordinarias, gráficos entre otros. (Casado, 2007)

#### Figura 38

*Pantalla principal del Software MatLab*



*Nota:* Fuente elaboración propia en Matlab

### 2.1.10 Dinámica de máquinas

A la hora de abordar el estudio de un sistema mecánico desde el punto de vista dinámico, aparece una nueva magnitud, la masa ( $m$ ), que interviene en variables vectoriales como fuerzas o momentos y que en el análisis cinemático no se habían tenido en cuenta. (López, 2017)

El objetivo del análisis dinámico es el de predecir la naturaleza y magnitud de las fuerzas y del movimiento existentes en el soporte de la máquina y en todos sus elementos. Para ello, incluye el cálculo de las reacciones que aparecen en los pares cinemáticos. Por lo tanto, sirve como base para el cálculo resistente que permitirá la obtención de las dimensiones secundarias (geometría y dimensiones de las secciones) de dichos elementos. (López, 2017)

Leyes fundamentales de la dinámica (Leyes de Newton)

- **1ª ley de Newton (Principio de la Inercia)**

Los objetos siempre permanecen en reposo o en movimiento rectilíneo uniforme a menos que "algo" cambie su estado de movimiento. (López, 2017)

La inercia es la resistencia de un cuerpo en reposo al movimiento, o de un cuerpo en movimiento a la aceleración, al retardo en su desplazamiento o a un cambio de dirección del mismo. Para vencer la inercia debe aplicarse una fuerza. (López, 2017)

- **2ª ley de Newton (Principio fundamental de la dinámica)**

El cambio en el estado de movimiento de un cuerpo se debe a la acción de una fuerza. Establece que la fuerza que actúa sobre un cuerpo es igual a la variación temporal de la cantidad de movimiento de dicho cuerpo. (López, 2017)

$$\vec{F} = \frac{d\vec{p}}{dt} \quad ( 58 )$$

Para el caso de que la masa sea constante y recordando la definición de cantidad de movimiento se tiene que:

$$\vec{F} = \frac{d(m \cdot \vec{v})}{dt} = m \cdot \frac{d\vec{v}}{dt} = m \cdot \vec{a} \quad (59)$$

Dicho de otra manera, la 2ª ley de Newton establece que la fuerza neta aplicada sobre un cuerpo es proporcional a la aceleración que adquiere dicho cuerpo. (López, 2017)

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} \quad (60)$$

▪ **3ª ley de Newton (Principio de acción y reacción)**

Establece que siempre que un cuerpo ejerce una fuerza sobre un segundo cuerpo, este ejerce una fuerza de igual magnitud y dirección, pero en sentido opuesto sobre el primero. En cualquier interacción hay un par de fuerzas (López, 2017)

$$\vec{F}_{12} = -\vec{F}_{21} \quad (61)$$

**Análisis de fuerzas dinámicas:**

Una vez que se ha utilizado la síntesis y el análisis cinemáticos para definir una configuración geométrica y un conjunto de movimientos en una tarea de diseño particular, es lógico y conveniente utilizar a continuación una solución cinetostática o dinámica inversa para determinar las fuerzas y los pares de torsión en el sistema. Se utilizará ese procedimiento en este capítulo para determinar las fuerzas y los pares de torsión requeridos para controlar un sistema cinemático que proporcione las aceleraciones diseñadas. (Norton, 2013)

**Método de solución Newtoniano:**

El análisis de fuerzas dinámicas se puede realizar con diversos métodos. El que proporciona más información sobre las fuerzas internas en un mecanismo sólo requiere el uso de la ley de Newton. Éstas se escriben como la suma de todas las fuerzas y los pares de torsión presentes en el sistema. (Norton, 2013)

$$\sum F = ma \quad (62)$$

$$\sum T = I_G \alpha \quad (63)$$

También es conveniente sumar por separado las componentes de las fuerzas en las direcciones X y Y, con el sistema de coordenadas elegido por conveniencia. Todos los pares de torsión en el sistema bidimensional están en la dirección Z. Esto permite descomponer las dos ecuaciones vectoriales en tres ecuaciones escalares: (Norton, 2013)

$$\sum F_x = ma_x \quad (64)$$

$$\sum F_y = ma_y \quad (65)$$

$$\sum T = I_G \alpha \quad (66)$$

Estas tres ecuaciones deben escribirse para cada cuerpo en movimiento de un sistema, lo cual conduce a un conjunto de ecuaciones lineales simultáneas para cualquier sistema. (Norton, 2013)

#### **2.1.10.1 Un solo eslabón en rotación pura:**

Como ejemplo simple de este procedimiento de solución, considérese el eslabón único en rotación pura mostrado en la figura 39-a. En cualquiera de estos problemas de análisis de fuerzas dinámicas cinetostáticas, primero se deberá definir totalmente la cinemática del problema. Es decir, las aceleraciones angulares de todos los elementos rotatorios y las aceleraciones lineales de los CG de todos los miembros en movimiento se deben determinar para todas las posiciones de interés. También se debe conocer la masa de cada elemento y el momento de inercia de masa  $I_G$ . (Norton, 2013)

Primero se dispone de un sistema coordinado local no rotatorio en cada elemento móvil, localizado en su CG. (En este ejemplo sólo se tiene un elemento móvil.) Todas las fuerzas externas aplicadas, ya sea las producidas por otros elementos conectados o por otros sistemas, deben tener sus puntos de aplicación

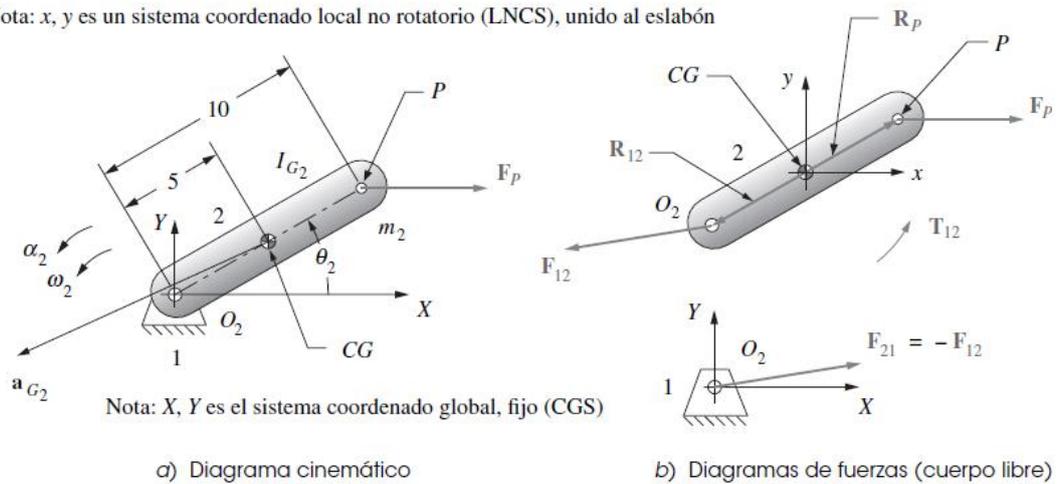
localizados en el sistema coordenado local. La figura 39-b muestra un diagrama de cuerpo libre del eslabón móvil 2. La junta de pasador en  $O_2$  del eslabón 2 tiene una fuerza  $F_{12}$  generada por la unión con el eslabón 1, cuyas componentes x y y son  $F_{12x}$  y  $F_{12y}$ . (Norton, 2013)

También existe una fuerza externa aplicada  $F_P$  mostrada en el punto P, con componentes  $F_{Px}$  y  $F_{Py}$ . Los vectores de posición  $R_{12}$  y  $R_P$  definen, respectivamente, los puntos de aplicación de estas fuerzas. Estos vectores de posición se definen con respecto al sistema coordenado local en el CG del elemento. Se deben descomponer en sus componentes x y y, y estar disponible un par de torsión fuente en el eslabón para impulsarlo a las aceleraciones cinemáticamente definidas. Ésta es una de las incógnitas que deben determinarse. El de torsión fuente es el par suministrado desde la bancada hasta el eslabón motriz 2, por lo que se designa como  $T_{12}$ . Las otras dos incógnitas de este ejemplo son las componentes de la fuerza en la junta de pasador  $F_{12x}$  y  $F_{12y}$ . (Norton, 2013)

### Figura 39

#### Diseño de maquinaria

Nota: x, y es un sistema coordenado local no rotatorio (LNCS), unido al eslabón



Nota. Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 399) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

Se tienen tres incógnitas y tres ecuaciones, con lo que es posible resolver el sistema.

Supóngase que todas las fuerzas y pares de torsión desconocidos son positivos.

$$\sum F = F_P + F_{12} = m_2 a_G \quad (67)$$

$$\sum T = T_{12} + (R_{12} * F_{12}) + (R_P * F_P) = I_G \alpha \quad (68)$$

La ecuación para las fuerzas puede descomponerse en sus dos componentes. La ecuación para los pares de torsión contiene dos términos vectoriales de producto cruz que representan pares de torsión producidos por las fuerzas aplicadas a cierta distancia del CG. Cuando estos productos cruz se desarrollan, el sistema de ecuaciones se vuelve:

$$F_{P_x} + F_{12_x} = m_2 a_{G_x} \quad (69)$$

$$F_{P_y} + F_{12_y} = m_2 a_{G_y} \quad (70)$$

$$T_{12} + (R_{12_x} F_{12_y} - R_{12_y} F_{12_x}) + (R_{P_x} F_{P_y} - R_{P_y} F_{P_x}) = I_G \alpha \quad (71)$$

Ésta puede expresarse en forma matricial con los coeficientes de las variables desconocidas que forman la matriz A, las variables desconocidas en el vector B y los términos constantes en el vector C y luego resolver para B. (Norton, 2013)

$$[A] X [B] = [C] \quad (72)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ -R_{12_y} & R_{12_x} & 1 \end{bmatrix} X \begin{bmatrix} F_{12_x} \\ F_{12_y} \\ T_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{G_x} - F_{P_x} \\ m_2 a_{G_y} - F_{P_y} \\ I_G \alpha - (R_{P_x} F_{P_y} - R_{P_y} F_{P_x}) \end{bmatrix} \quad (73)$$

Obsérvese que la matriz A contiene toda la información geométrica y la matriz C toda la información dinámica sobre el sistema. La matriz B contiene todas las fuerzas y pares de torsión desconocidos. (Norton, 2013)

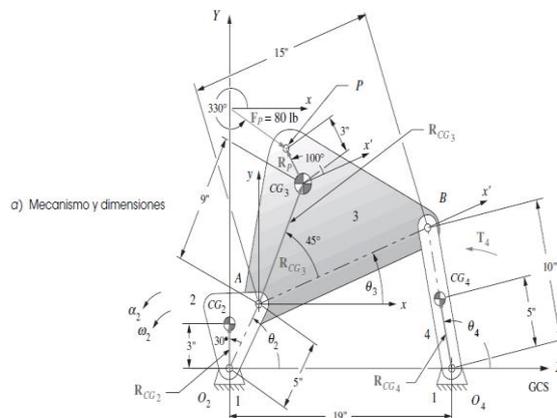
### 2.1.10.2 Análisis de fuerzas de un mecanismo de cuatro eslabones

La figura 40 muestra un mecanismo de cuatro eslabones. Todas las longitudes de los eslabones, las posiciones de los eslabones, las ubicaciones de los centros de gravedad de los eslabones, las aceleraciones de los centros de gravedad y las velocidades y aceleraciones angulares de los eslabones se determinaron previamente con un análisis cinemático. (Norton, 2013)

La figura 41 muestra los diagramas de cuerpo libre de todos los eslabones, con todas las fuerzas mostradas. Obsérvese que se muestra una fuerza externa  $F_p$  que actúa en el punto P del eslabón 3. También se muestra el par de torsión externo  $T_4$  que actúa sobre el eslabón 4. Estas cargas externas son producidas por algún otro mecanismo (dispositivo, persona, cosa, etc.) que ejerce una fuerza de empuje o torsión contra el movimiento del mecanismo. (Norton, 2013)

#### Figura 40

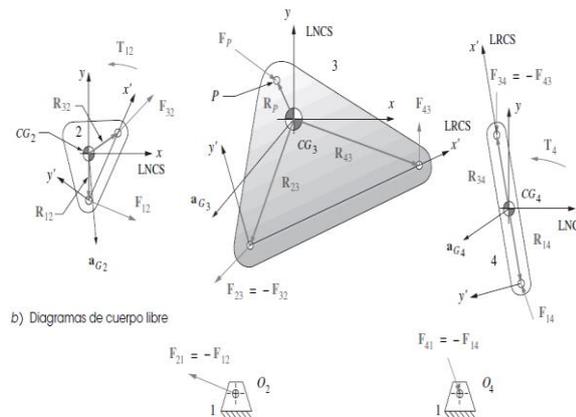
*Mecanismos y dimensiones*



*Nota.* Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 406) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

### Figura 41

#### Diagrama de cuerpo libre



*Nota.* Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 406) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

Para encontrar las fuerzas en los pasadores se requiere que las fuerzas y pares de torsión externos aplicados se determinen para todas las posiciones de interés. Se resolverá para un elemento del par de fuerzas de acción-reacción en cada junta, así como para el par de torsión motriz  $T_{12}$  que debe suministrarse al eslabón 2 para mantener el estado cinemático como se definió. La convención de subíndices para las fuerzas es la misma que se definió en el ejemplo anterior. Por ejemplo,  $F_{12}$  es la fuerza de 1 sobre 2, y  $F_{32}$  la fuerza de 3 sobre 2. Las fuerzas iguales y opuestas en cada uno de los pasadores se designan  $F_{21}$  y  $F_{23}$ , respectivamente. Todas las fuerzas desconocidas en la figura 41 se muestran con ángulos y longitudes arbitrarias, ya que sus valores reales aún no se determinan. (Norton, 2013)

Los parámetros cinemáticos del mecanismo se definen con respecto a un sistema global XY (GCS) cuyo origen está en el pivote motriz  $O_2$  y cuyo eje X pasa por el pivote fijo  $O_4$  del eslabón 4. También se requieren la masa (m) de cada eslabón, la ubicación de su CG y su momento de inercia de masa (IG) con respecto a ese CG. El CG de cada eslabón inicialmente se define dentro de cada eslabón con respecto a un sistema de ejes local rotatorio y móvil (LRCS) insertado en el eslabón

porque su CG es una propiedad física invariable. El origen de este sistema de ejes  $x'$ ,  $y'$  está en una junta de pasador y el eje  $x'$  es la línea de centros del eslabón. La posición del CG dentro del eslabón se define por un vector de posición en este LRCS. La ubicación instantánea del CG se determina fácilmente en cada posición dinámica del eslabón, al sumar el ángulo del vector de posición interno del CG al ángulo actual en el CGS del eslabón.

Se debe definir cada uno de los parámetros dinámicos del eslabón, así como las ubicaciones de las fuerzas con respecto a un sistema de ejes local móvil, pero no rotatorio (LNCS)  $x$ ,  $y$ , localizado en su CG como se muestra para cada diagrama de cuerpo libre en la figura 41. Las ubicaciones de los vectores de posición de todos los puntos de conexión de otros eslabones y los puntos de aplicación de las fuerzas externas deben definirse con respecto al sistema de ejes LNCS. (Norton, 2013)

Primero se escriben las ecuaciones:

$$F_{12x} + F_{32x} = m_2 a_{G2x} \quad (74)$$

$$F_{12y} + F_{32y} = m_2 a_{G2y} \quad (75)$$

$$T_{12} + (R_{12x}F_{12y} - R_{12y}F_{12x}) + (R_{32x}F_{32y} - R_{32y}F_{32x}) = I_{G2} \alpha_2 \quad (76)$$

Para el eslabón 3, con sustitución de la fuerza de reacción  $-F_{32}$  en lugar de  $F_{23}$ , el resultado es similar a la ecuación 11.6b con algunos cambios de subíndice que reflejan la presencia del eslabón 4. (Norton, 2013)

$$F_{43x} - F_{32x} + F_{Px} = m_3 a_{G3x} \quad (77)$$

$$F_{43y} - F_{32y} + F_{Py} = m_3 a_{G3y} \quad (78)$$

$$(R_{43x}F_{43y} - R_{43y}F_{43x}) - (R_{23x}F_{32y} - R_{23y}F_{32x}) + (R_{Px}F_{Py} - R_{Py}F_{Px}) = I_{G3} \alpha_3 \quad (79)$$

Para el eslabón 4, al sustituir la fuerza de reacción  $-F_{43}$  en lugar de  $F_{34}$ , se puede escribir un conjunto similar de ecuaciones:

$$F_{14x} - F_{43x} = m_4 a_{G4x} \quad (80)$$

$$F_{14y} - F_{43y} + F_{Py} = m_4 a_{G4y} \quad (81)$$

$$\begin{aligned} (R_{14x} F_{14y} - R_{14y} F_{14x}) - (R_{34x} F_{43y} - R_{34y} F_{43x}) \\ + T_4 = I_{G4} \alpha_4 \end{aligned} \quad (82)$$

Obsérvese de nuevo que  $T_{12}$ , el par de torsión fuente, sólo aparece en la ecuación para el eslabón 2, ya que es la manivela motriz a la cual está conectado el motor. El eslabón 3, en este caso, no tiene un par de torsión aplicado externamente (aunque podría tenerlo), pero sí una fuerza externa  $F_p$ . El eslabón 4, en el ejemplo, no tiene ninguna fuerza externa que actúe sobre él (aunque podría tenerla), pero sí un par externo  $T_4$ . (El eslabón motriz 2 también podría tener una fuerza aplicada externamente sobre él, aunque en este caso no lo tiene.) Existen nueve incógnitas en estas nueve ecuaciones,  $F_{12x}$ ,  $F_{12y}$ ,  $F_{32x}$ ,  $F_{32y}$ ,  $F_{43x}$ ,  $F_{43y}$ ,  $F_{14x}$ ,  $F_{14y}$  y  $T_{12}$ , que pueden resolverse simultáneamente. Se reordenan los términos en las ecuaciones y ubican los términos constantes a la derecha y luego en forma matricial. (Norton, 2013)

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{12y} & R_{12x} & -R_{32y} & R_{32x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{23y} & -R_{23x} & -R_{43y} & R_{43x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_{34y} & -R_{34x} & -R_{14y} & R_{14x} & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14x} \\ F_{14y} \\ T_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{G2x} \\ m_2 a_{G2y} \\ I_{G2} \alpha_2 \\ m_3 a_{G3x} - F_{Px} \\ m_3 a_{G3y} - F_{Py} \\ I_{G3} \alpha_3 - R_{Px} F_{Py} + R_{Py} F_{Px} \\ m_4 a_{G4x} \\ m_4 a_{G4y} \\ I_{G4} \alpha_4 - T_4 \end{bmatrix} \quad (83)$$

### 2.1.10.3 Análisis de fuerzas de un mecanismo de cuatro eslabones de manivela-corredera.

El método empleado para el mecanismo de cuatro eslabones con juntas de pasador es válido también para un mecanismo de cuatro eslabones de manivela-corredera. La diferencia principal será que la corredera no tendrá aceleración angular. La figura 42 muestra un mecanismo de cuatro eslabones de manivela-corredera con fuerza externa en la corredera, eslabón 4. Éste es representativo del mecanismo extensamente utilizado en bombas de pistón y en motores de combustión interna.

Se escriben las ecuaciones para cada eslabón. Para el eslabón 2: (Norton, 2013)

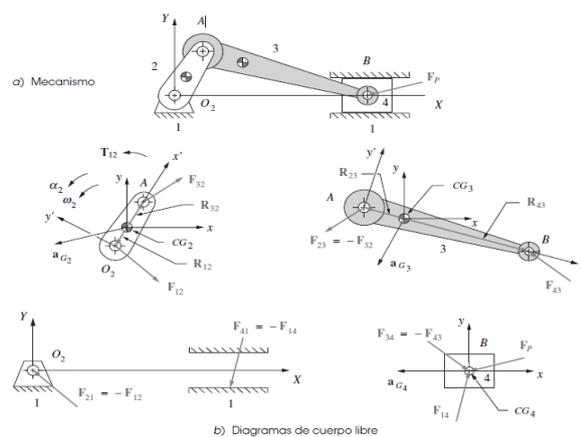
$$F_{12x} + F_{32x} = m_2 a_{G_{2x}} \quad (84)$$

$$F_{12y} + F_{32y} = m_2 a_{G_{2y}} \quad (85)$$

$$T_{12} + (R_{12x}F_{12y} - R_{12y}F_{12x}) + (R_{32x}F_{32y} - R_{32y}F_{32x}) = I_{G_2} \alpha_2 \quad (86)$$

**Figura 42**

*Análisis de fuerzas dinámicas del mecanismo de 4 barras manivela corredera.*



*Nota.* Tomado de *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos* (p. 411) por Norton Robert, 2013, Mc Graw Hill Education.

Para el eslabón 3:

$$F_{43x} - F_{32x} = m_3 a_{G_{3x}} \quad (87)$$

$$F_{43y} - F_{32y} = m_3 a_{G_{3y}} \quad (88)$$

$$(R_{43x}F_{43y} - R_{43y}F_{43x}) - (R_{23x}F_{32y} - R_{23y}F_{32x}) = I_{G_3} \alpha_3 \quad (89)$$

Para el eslabón 4:

$$F_{14x} - F_{43x} + F_{P_x} = m_4 a_{G_{4x}} \quad (90)$$

$$\begin{aligned} (R_{14x}F_{14y} - R_{14y}F_{14x}) - (R_{34x}F_{43y} - R_{34y}F_{43x}) \\ + (R_{P_x}F_{P_y} - R_{P_y}F_{P_x}) = I_{G_4} \alpha_4 \end{aligned} \quad (91)$$

Éstas contienen la fuerza externa  $F_p$  que actúa en el eslabón 4.

Para la inversión del mecanismo de manivela-corredera mostrada, la corredera, o pistón, está en traslación pura con respecto al plano estacionario de la bancada; por tanto, no puede tener ninguna aceleración o velocidad angular. (Norton, 2013)

Por tanto, la ecuación del par de torsión para el eslabón 4 es cero para esta inversión del mecanismo de manivela-corredera. Su aceleración lineal tampoco tiene componente y.

$$\alpha_4 = 0 ; \quad a_{G_y} = 0$$

La única fuerza en la dirección x que puede existir en la interfase de contacto entre los eslabones 4 y 1 es la fuerza de fricción. Si se supone fricción de Coulomb, la componente x puede expresarse en función de la componente y de la fuerza en esta interfase de contacto. Se puede escribir una relación para la fuerza de fricción  $f$  en esa interfase de contacto, de modo que  $f = \pm mN$ , donde  $\pm m$  es un coeficiente de fricción conocido. Los signos más y menos en el coeficiente de fricción son para reconocer el hecho de que la fuerza de fricción siempre se opone al movimiento. El

análisis cinemático proporcionará la velocidad del eslabón en la junta deslizante. El signo de  $m$  siempre será opuesto al signo de la velocidad. (Norton, 2013)

$$F_{14x} = \pm\mu F_{14y} \quad (92)$$

Si se sustituyen las ecuaciones se obtendrá:

$$\pm\mu F_{14y} - F_{43x} + F_{P_x} = m_4 a_{G_{4x}} \quad (93)$$

$$F_{14y} - F_{43y} + F_{P_y} = 0 \quad (94)$$

Esta última sustitución reduce las incógnitas a ocho,  $F_{12x}$ ,  $F_{12y}$ ,  $F_{32x}$ ,  $F_{32y}$ ,  $F_{43x}$ ,  $F_{43y}$ ,  $F_{14x}$ ,  $F_{14y}$  y  $T_{12}$ ; por tanto, se requieren sólo ocho ecuaciones.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{12y} & R_{12x} & -R_{32y} & R_{32x} & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{23y} & -R_{23x} & -R_{43y} & R_{43x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & \pm\mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 \end{bmatrix} X \begin{bmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14y} \\ T_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_2 a_{G_{2x}} \\ m_2 a_{G_{2y}} \\ I_{G_2} \alpha_2 \\ m_3 a_{G_{3x}} \\ m_3 a_{G_{3y}} \\ I_{G_3} \alpha_3 \\ m_4 a_{G_{4x}} - F_{P_x} \\ -F_{P_y} \end{bmatrix} \quad (95)$$

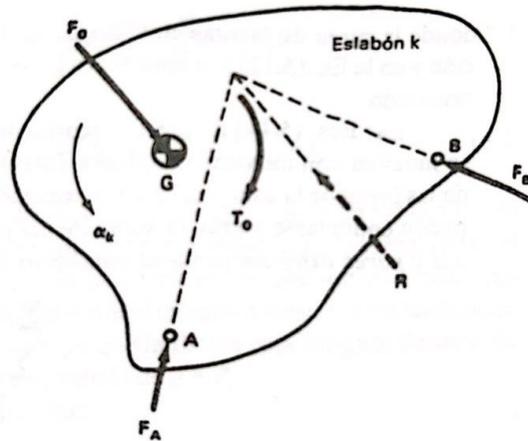
#### 2.1.10.4 El método matricial.

Otro enfoque del análisis de fuerza de un eslabonamiento es el método matricial. Este método considera en el análisis todas las fuerzas de inercia juntas. Su ventaja estriba en que las ecuaciones de movimiento se obtienen rápidamente. Por otra parte, su desventaja está en manipular ecuaciones por medio de matrices. En cada diagrama de cuerpo libre de un eslabón, se supone que las fuerzas de inercia actúan en el centro de masa y se agrega un par de inercia como se muestra en la figura 43. Con referencia a los tres diagramas de cuerpo libre de la figura 44, se

escriben tres ecuaciones de equilibrio estático para cada eslabón ( $\sum F_x = 0$ ;  $\sum F_y = 0$  y  $\sum T_g = 0$ ). (Erdman & Sandor, 1998)

**Figura 43**

*Equilibrio dinámico del eslabón k.*

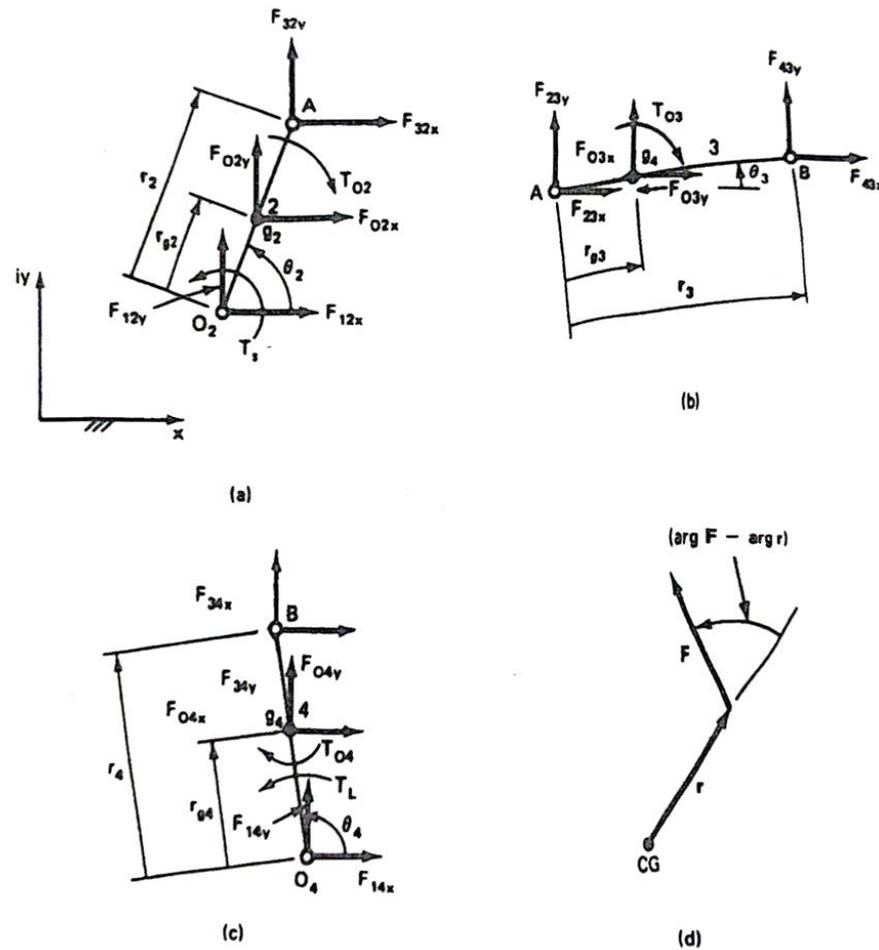


*Nota.* La figura muestra la acción de la fuerza  $F_0$  sobre el centro de gravedad y un par de inercia  $T_0$  actuando en sentido opuesto al de la aceleración angular, tomado de *Diseño de mecanismos análisis y síntesis* (p. 296), por Erdman y Sandor, 1998, Pearson Prentice Hall.

$$T_0 = -I_g \alpha_k \quad (96)$$

**Figura 44**

*DCL de eslabones individuales e ilustración del producto  $r \times F$ .*



*Nota.* Las figuras (a), (b) y (c) muestran los diagramas de cuerpo libre de eslabones individuales usados en la obtención de la ecuación matricial del equilibrio cinetoestático; la figura (d) ilustra la formación del producto vectorial (cruz)  $r \times F$  en números complejos, tomado de *Diseño de mecanismos análisis y síntesis* (p. 324), por Erdman y Sandor, 1998, Pearson Prentice Hall.

Así tenemos en el eslabón 2 (figura 44-a)

$$F_{12x} + F_{32x} + F_{02x} = 0 \quad (97)$$

$$F_{12y} + F_{32y} + F_{02y} = 0 \quad (98)$$

Para escribir las ecuaciones de equilibrio por momentos de manera programable uniforme, sin tener que recurrir a una determinación visual del sentido de cada momento, usaremos las siguientes expresiones para el momento de una fuerza respecto a un fulcro: (Erdman & Sandor, 1998)

$$M_F = r_x F_y + r_y F_x = 0 \quad (99)$$

que resulta de la forma en determinante del producto vectorial  $M = r \times F$ , donde  $r$  es un vector que va del fulcro al punto de aplicación de la fuerza (Fig. 44-d). De acuerdo con esto (por ejemplo, en la Fig. 44-a), el momento de  $F_{12}$  respecto a  $g_2$  es

$$\begin{aligned} M_{F_{12}/g} &= (-r_{g2})x F_{12} = (-r_{g2x})x F_{12y} - (-r_{g2y})x F_{12x} \\ &= F_{12x} r_{g2} \sin \theta_2 - F_{12y} r_{g2} \cos \theta_2 \end{aligned}$$

La ecuación de momento para el eslabón 2 es entonces

$$\begin{aligned} T_{02} + T_s + F_{12x} r_{g2} \sin \theta_2 - F_{12y} r_{g2} \cos \theta_2 - F_{32x} (r_2 - r_{g2}) \sin \theta_2 \\ + F_{32y} (r_2 - r_{g2}) \cos \theta_2 = 0 \end{aligned} \quad (100)$$

Donde  $T_s$  es el par impulsor.

En el eslabón 3 (figura 44-b)

$$F_{23x} + F_{43x} + F_{03x} = 0 \quad (101)$$

$$F_{23y} + F_{43y} + F_{03y} = 0 \quad (102)$$

$$\begin{aligned} T_{03} + F_{23x} r_{g3} \sin \theta_3 - F_{23y} r_{g3} \cos \theta_3 - F_{43x} (r_3 - r_{g3}) \sin \theta_3 \\ + F_{43y} (r_3 - r_{g3}) \cos \theta_3 = 0 \end{aligned} \quad (103)$$

En el eslabón 4 (figura 44-b)

$$F_{34x} + F_{14x} + F_{04x} = 0 \quad (104)$$

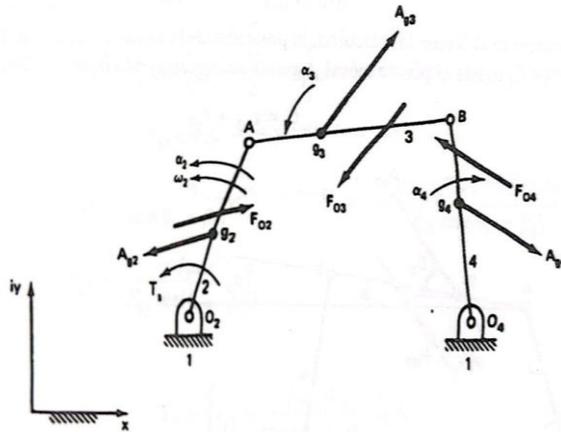
$$F_{34y} + F_{14y} + F_{04y} = 0 \quad (105)$$

$$T_{04} - F_{34x}(r_4 - r_{g4}) \sin \theta_4 + F_{34y}(r_4 - r_{g4}) \cos \theta_4 + T_L \\ + F_{14x}r_{g4} \sin \theta_4 - F_{14y}r_{g4} \cos \theta_4 = 0 \quad (106)$$

donde  $T_L$  representa el par debido a la carga externa sobre la unidad. Las ecuaciones. (96), (97) y (99) a la (105) representan un sistema de nueve ecuaciones lineales con nueve incógnitas, que describen el equilibrio dinámico instantáneo de fuerzas y pares sobre cada eslabón móvil del mecanismo de cuatro eslabones de la figura 45.

### Figura 45

Fuerzas de inercia  $F_{0k}$  ( $k = 2, 3, 4$ ) generadas en un mecanismo de 4 eslabones



*Nota.* La figura muestra las Fuerzas de inercia  $F_{0k}$  ( $k = 2, 3, 4$ ) generadas en un mecanismo de 4 eslabones debido a las aceleraciones instantáneas de los eslabones, tomado de *Diseño de mecanismos análisis y síntesis* (p. 305), por Erdman y Sandor, 1998, Pearson Prentice Hall.

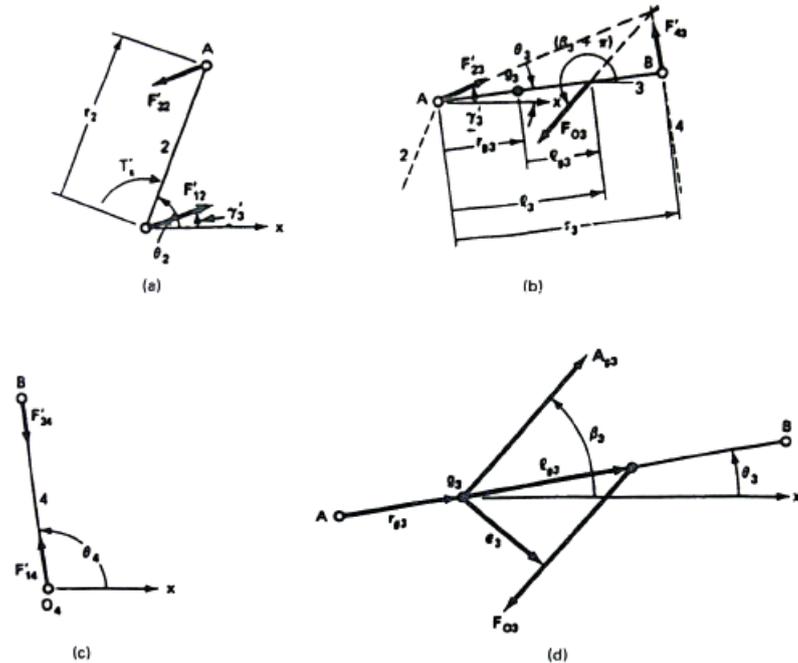
Con  $F_{03}$  actuando sola, el cuerpo libre por considerarse primero es el del eslabón 3 (figura 46-b).

Como la aceleración  $A_{g3} = (A_{g3}e^{i\beta_3})$  y la aceleración angular  $\alpha_3$  son conocidas, el vector de fuerza de inercia  $F_{03}$  puede determinarse con:

$$F_{03} = (m_3 A_{g3}) e^{i(\beta_3 + \pi)} \quad (107)$$

**Figura 46**

*Efecto de la fuerza de inercia  $F_{03}$  sobre las fuerzas en los pasadores*



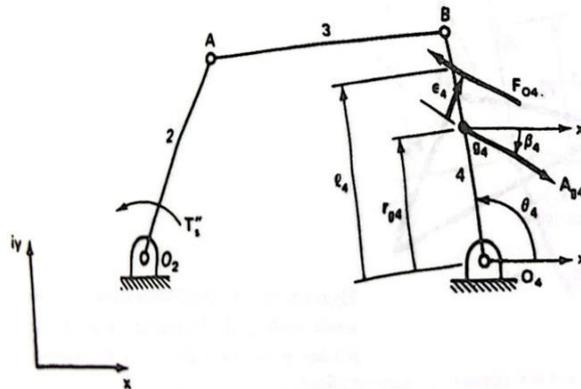
*Nota.* Tomado de *Diseño de mecanismos análisis y síntesis* (p. 307), por Erdman y Sandor, 1998, Pearson Prentice Hall.

Siguiendo el mismo procedimiento que con  $F_{03}$ , se describe en notación compleja la fuerza de inercia del eslabón 4 (figura 47) y eslabón 2 (figura 48).

$$F_{04} = (m_4 A_{g4}) e^{i(\beta_4 + \pi)} \quad (108)$$

**Figura 47**

*Fuerza de inercia del eslabón 04.*

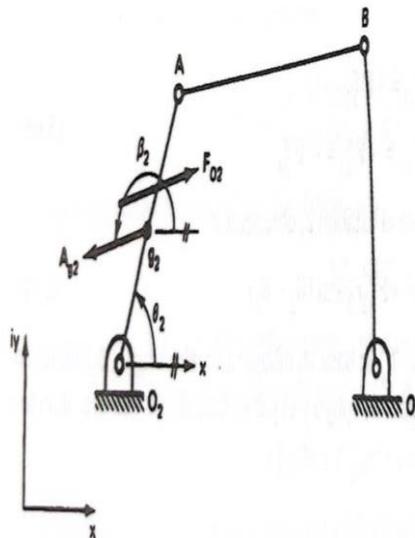


*Nota.* Tomado de *Diseño de mecanismos análisis y síntesis* (p. 309), por Erdman y Sandor, 1998, Pearson Prentice Hall.

Para evaluar el efecto de la inercia del eslabón 04 sobre el par de entrada requerido, considere todos los demás eslabones sin masa y sin carga.

**Figura 48**

*Fuerza de inercia del eslabón 02.*



*Nota.* Tomado de *Diseño de mecanismos análisis y síntesis* (p. 312), por Erdman y Sandor, 1998, Pearson Prentice Hall.

$$F_{O2} = (m_2 A_{g2}) e^{i(\beta_2 + \pi)} \quad (109)$$

Las nueve incógnitas son:  $F_{12x}$ ,  $F_{12y}$ ,  $F_{23x}$ ,  $F_{23y}$ ,  $F_{34x}$ ,  $F_{34y}$ ,  $F_{14x}$ ,  $F_{14y}$  y  $T_s$ .  
 Advierta que  $F_{jkk} = -F_{kjj}$ . Obsérvese también que los componentes real e imaginario de las fuerzas de inercia  $F_{02}$ ,  $F_{03}$  y  $F_{04}$  se obtienen de las ecuaciones (106), (107) y (108). Las nueve ecuaciones se describen ahora de manera que los términos desconocidos queden del lado derecho: (Erdman & Sandor, 1998).

$$\begin{aligned} F_{02x} &= -F_{12x} + F_{23x} \\ F_{02y} &= -F_{12y} + F_{23y} \\ T_{02} &= -T_s - F_{12x}r_{g2} \sin \theta_2 + F_{12y}r_{g2} \cos \theta_2 - F_{23x}(r_2 - r_{g2}) \sin \theta_2 \\ &\quad + F_{23y}(r_2 - r_{g2}) \cos \theta_2 \end{aligned}$$

$$F_{03x} = -F_{23x} + F_{34x}$$

$$F_{03y} = -F_{23y} + F_{34y}$$

$$\begin{aligned} T_{03} &= -F_{23x}r_{g3} \sin \theta_3 + F_{23y}r_{g3} \cos \theta_3 - F_{34x}(r_3 - r_{g3}) \sin \theta_3 \\ &\quad + F_{34y}(r_3 - r_{g3}) \cos \theta_3 \end{aligned}$$

$$F_{04x} = -F_{34x} - F_{14x}$$

$$F_{04y} = -F_{34y} - F_{14y}$$

$$\begin{aligned} T_{04} &= F_{34x}(r_4 - r_{g4}) \sin \theta_4 - F_{34y}(r_4 - r_{g4}) \cos \theta_4 - T_L - F_{14x}r_{g4} \sin \theta_4 \\ &\quad + F_{14y}r_{g4} \cos \theta_4 \end{aligned}$$

Este sistema de ecuaciones es lineal en las incógnitas (las fuerzas en los pasadores más  $T_s$ ) ya que los senos y cosenos se conocen para cada posición del eslabonamiento. Definimos

$$\begin{aligned} R_2 &= r_2 - r_{g2} \\ R_3 &= r_3 - r_{g3} \\ R_4 &= r_4 - r_{g4} \end{aligned}$$

Este sistema de ecuaciones se puede expresar de forma matricial como:

$$\begin{bmatrix}
-1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-r_{g2} \sin \theta_2 & r_{g2} \cos \theta_2 & -1 & -R_2 \sin \theta_2 & -R_2 \cos \theta_2 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & -r_{g3} \sin \theta_3 & r_{g3} \cos \theta_3 & -R_3 \sin \theta_3 & R_3 \cos \theta_3 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_4 \sin \theta_4 & -R_4 \cos \theta_4 & -r_{g4} \sin \theta_4 & -r_{g4} \sin \theta_4 & 0
\end{bmatrix}
\begin{bmatrix}
F_{12x} \\
F_{12y} \\
T_s \\
F_{23x} \\
F_{23y} \\
F_{34x} \\
F_{34y} \\
F_{14x} \\
F_{14y}
\end{bmatrix}
=
\begin{bmatrix}
F_{02x} \\
F_{02y} \\
T_{02} \\
F_{03x} \\
F_{03y} \\
T_{03} \\
F_{04x} \\
F_{04y} \\
T_{04} + T_L
\end{bmatrix}
\quad (110)$$

$$[F_I] = [L][F_B] \quad (111)$$

donde

$[F_I]$  = matriz columna de la carga externa más las fuerzas y pares de inercia conocidas

$[L]$  = matriz cuadrada de los parámetros y ángulos de posición del eslabonamiento, conocidos

$[F_B]$  = matriz columna de las fuerzas de apoyo y par de entrada, desconocidas

El sistema puede resolverse para las incógnitas por medio de procedimientos matriciales. Los lados derecho e izquierdo de la ecuación (110) se premultiplican por  $[L]^{-1}$  (la inversa de  $[L]$ ):

$$[L]^{-1}[F_I] = [L]^{-1}[L][F_B] \quad (112)$$

Como:  $[L]^{-1}[L] = [I]$ , que es la matriz identidad,

$$[F_B] = [L]^{-1}[F_I] \quad (113)$$

La solución de la ecuación (112) requiere el cálculo de la inversa de la matriz de parámetros del eslabonamiento y la multiplicación de las dos matrices en el lado

derecho de la ecuación (112). En muchos casos, esas operaciones matriciales se encuentran disponibles como funciones estándar en los sistemas de computación. Por lo tanto, puede adoptarse un programa de cálculo para efectuar un análisis cinetoestático de cualquier eslabonamiento de cuatro eslabones. (Erdman & Sandor, 1998).

Debe notarse que obtener la inversa en la ecuación (112) puede consumir mucho tiempo de Computadora. Si es importante minimizar el tiempo de computadora, puede lograrse una gran reducción en el número de cálculos usando la reducción de Gauss-Jordan para poner la matriz de coeficientes de la ecuación (109) en forma triangular superior y luego resolverla por sustitución directa hacia atrás. Esto requiere generalmente  $[(3m)^3/3 + (3m)^2/2]$  multiplicaciones (donde  $m = 3$  es el número de eslabones móviles), es decir, una reducción de dos tercios respecto al método de inversión. El pivoteo parcial de la matriz se efectúa usualmente para evitar tener que dividir entre coeficientes pequeños y mantener la precisión. (Erdman & Sandor, 1998).

**Capítulo III**  
**Diseño Conceptual**

## **CAPÍTULO III**

### **Diseño Conceptual**

#### **3.1 Diseño conceptual**

El presente capítulo muestra la secuencia y la metodología de diseño que se ha seguido para plantear soluciones a los requerimientos del problema, el cual es hacer un sistema que nos permita reproducir los movimientos necesarios para impulsar agua desde canales rurales. Para satisfacer los requerimientos específicos del prototipo de modulo, se va a emplear la norma alemana VDI 2221 como metodología de diseño para proponer la solución óptima. (Heredia, 2009)

##### **3.1.1 Lista de Exigencias.**

En la tabla 2 se presenta la lista de exigencias y la descripción de cada una, para poder entender de mejor manera el problema que se quiere solucionar, no sin antes asumir el problema de forma crítica teniendo en cuenta que nuestra necesidad principal es el bombeo de agua a razón de 30 l/min.

**Tabla 2***Lista de exigencias*

LISTA DE EXIGENCIAS		UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
<b>PROYECTO:</b> DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN EMBOLO RECIPROCANTE CON 6 ESLABONES PARA APROVECHAR LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES.		FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA
		INGENIERÍA MECÁNICA
		AREA DE DISEÑO
CARACTERÍSTICAS	DESEO O EXIGENCIA	DESCRIPCIÓN
FUNCIÓN	E	Elevar un caudal de agua de 30lt/min a 3 metros de altura.
FUNCIÓN	E	La bomba hidráulica reciprocante está destinada a funcionar en canales rurales o correntadas de río de hasta 2 m/s.
FUNCIÓN	E	El mecanismo debe ser de 6 eslabones de funcionamiento simple, y su construcción debe poder realizarse localmente.
FUERZA	E	La fuerza aplicada en el mecanismo de barras debe ser lo suficiente para elevar 30lt/min a 3 metros de altura.
ENERGÍA	D	La energía requerida para el proceso será producida por la energía cinética del agua.
MATERIA PRIMA	E	Agua dulce a temperatura de 24° C.
PRODUCTIVIDAD	D	La bomba hidráulica trabajará las 48 horas a la semana a razón de 30l/min
SEGURIDAD	E	El mecanismo de la bomba tendrá un nivel de seguridad suficiente, a fin de preservar por la integridad de las personas y no afectar al medio ambiente.
SEGURIDAD	E	Los elementos móviles de la bomba hidráulica deben ser concebidos, construidos y protegidos de manera que se prevenga cualquier tipo de accidente.
GEOMETRÍA	D	El diseño de la bomba hidráulica debe ser lo más compacto posible para que pueda ser ubicado fácilmente. Que ocupe un espacio no mayor que 1.20m x 1.20 m
ERGONOMÍA	E	El traslado y montaje de la bomba hidráulica, no debe causar fatiga en el operador para tal efecto sus componentes no deberán superar el mínimo de peso permitido para ser cargado por dos personas (50kg)
SEÑALES	D	La bomba hidráulica contará con señales que permitan su fácil uso además de advertencias sobre cualquier riesgo.
USO	E	La bomba hidráulica será diseñada para bombear agua dulce a 3 metros de altura a razón de 30lt/min en ambientes expuestos a humedad.
FABRICACIÓN	E	Deberá poderse fabricar en talleres locales y los materiales deben encontrarse disponibles en el mercado local.
FABRICACIÓN	E	Las piezas que conformen la bomba hidráulica serán de formas sencillas y se usaran normas estandarizadas para su fabricación.
TRANSPORTE	D	La bomba hidráulica será fabricada para poder ser transportado en la tolva de una camioneta la cual dispondrá de un área no mayor a 1.20mx1.20m
MONTAJE	E	La bomba hidráulica será de simple montaje, facilitando las actividades de mantenimiento. Así mismo se utilizará herramientas estandarizadas para el montaje y desmontaje.
MANTENIMIENTO	E	Fácil acceso para la lubricación y debe contar con protección contra la corrosión. Pintarlo cada año.
COSTOS	D	El costo de la maquina no debe superar los quince mil soles (S/15000.00).
PLAZOS	D	El diseño de la máquina deberá ser entregado como máximo en 4 meses.
<b>SI:</b>		
DESEO:	D	
EXIGENCIA:	E	

### 3.1.2 Determinación de la estructura de funciones

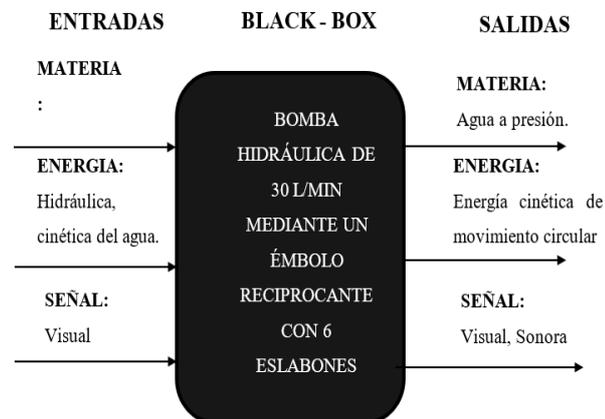
En esta fase se formará una estructura de funciones que refleje el proceso del sistema técnico.

#### 3.1.2.1 La caja negra (Black-box)

En la figura 49 se muestra la caja negra que se va a desarrollar para encontrar una solución óptima para nuestros requerimientos. Cuenta de una lista de funciones que se tiene que cumplir para desarrollar el diseño óptimo. La caja negra es la representación más fácil de cualquier máquina donde se puede apreciar las principales entradas y salidas del sistema. Los principales entradas y salidas de la caja negra son energía, materia y señal. (Heredia, 2009)

**Figura 49**

*Caja negra para el diseño de la bomba hidráulica*



*Nota:* Fuente elaboración propia.

**MATERIA:** Como materia prima tenemos el agua dulce de canales en movimiento.

**ENERGIA:** La energía principal a usar es la energía cinética del agua en movimiento en canales el cual será transformado en movimiento circular para accionar el mecanismo de seis eslabones de la bomba y en consecuencia producir los 30 l/min.

**SEÑALES:** Como ingreso tenemos las señales visuales del fluido en movimiento, y como salida tenemos señales visuales de la rueda en movimiento, salida de agua en la red de impulsión y el ruido de la bomba en funcionamiento.

### 3.1.2.2 Funciones parciales:

Cada pieza de una máquina contribuye a la transformación total ejerciendo una función (parcial) dentro de ella, es decir, todo equipo o máquina están hechos de funciones parciales y son las piezas los portadores de esas funciones. La función total que representa a la máquina se puede dividir en la mayoría de los casos en un número de partes que pueden estar en serie o en paralelo estas partes se llaman funciones parciales. Por lo tanto, el diseñar una máquina es reconocer las funciones parciales que ocurren en ella para producir la transformación deseada.

A continuación, describiremos las funciones parciales que fueron identificados y aplicados para hallar una solución óptima:

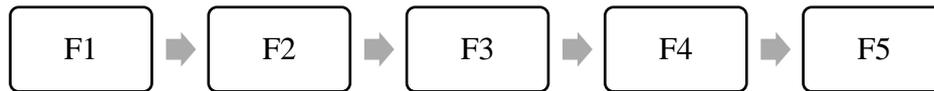
**F1: Transformar la velocidad lineal del agua de canales rurales en velocidad angular:** Dentro de las opciones tenemos el tornillo de Arquímedes, la rueda hidráulica y la turbina Kaplan.

**F2: Transmitir potencia:** Para transmitir potencia tenemos tres opciones, poleas y faja, biela manivela y piñón cremallera.

**F3: Accionar la bomba mediante mecanismo de seis eslabones:** Para este diseño estamos condicionados a tres tipos de mecanismos todo de 6 eslabones de diferentes configuraciones.

**F4: Succionar el agua:** Tenemos dos opciones una es el movimiento alternativo del émbolo reciprocante y el otro la succión positiva o por gravedad.

**F5: Impulsar el agua:** Para impulsar el agua contamos con una opción de embolo reciprocante.



### 3.1.2.3 Determinar y presentar la estructura de funciones

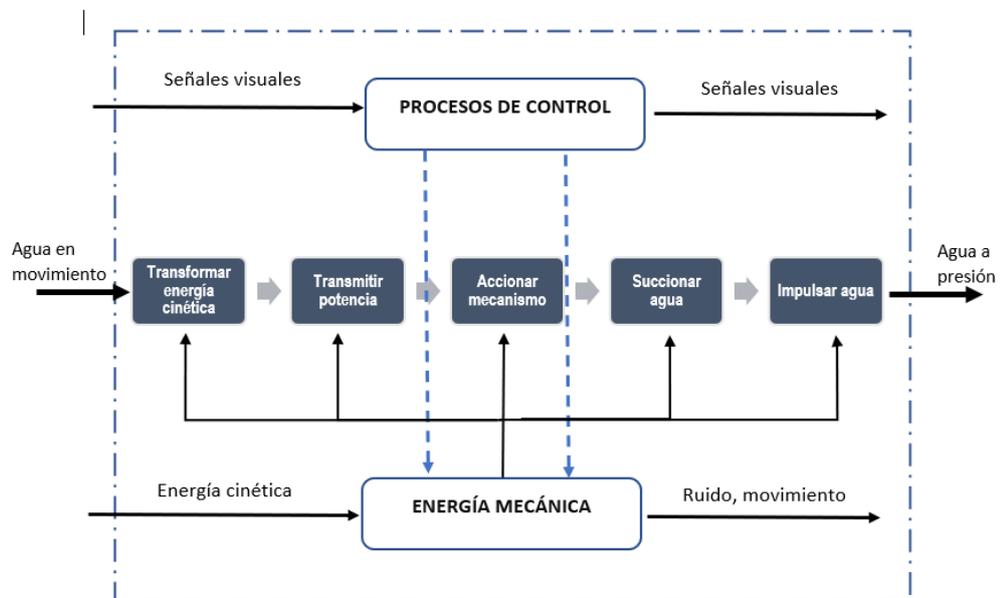
En esta etapa desarrollaremos nuestra estructura de funciones para luego tener las funciones parciales, la manera más recomendable de representar la estructura de funciones es mediante bloques, tal como se muestra a continuación:

## 3.2 Estructura de funciones

En base a la lista de requerimientos se determinan las funciones que debe tener la bomba hidráulica. Siguiendo la metodología VDI 2221 este proceso tiene dos etapas las cuales son primero la etapa para identificar interacciones con el entorno y segundo para identificar las interacciones dentro del sistema. (Heredia, 2009)

**Figura 50**

*Estructura de funciones de la solución óptima*



*Nota:* Fuente elaboración propia.

### 3.3 Concepto solución

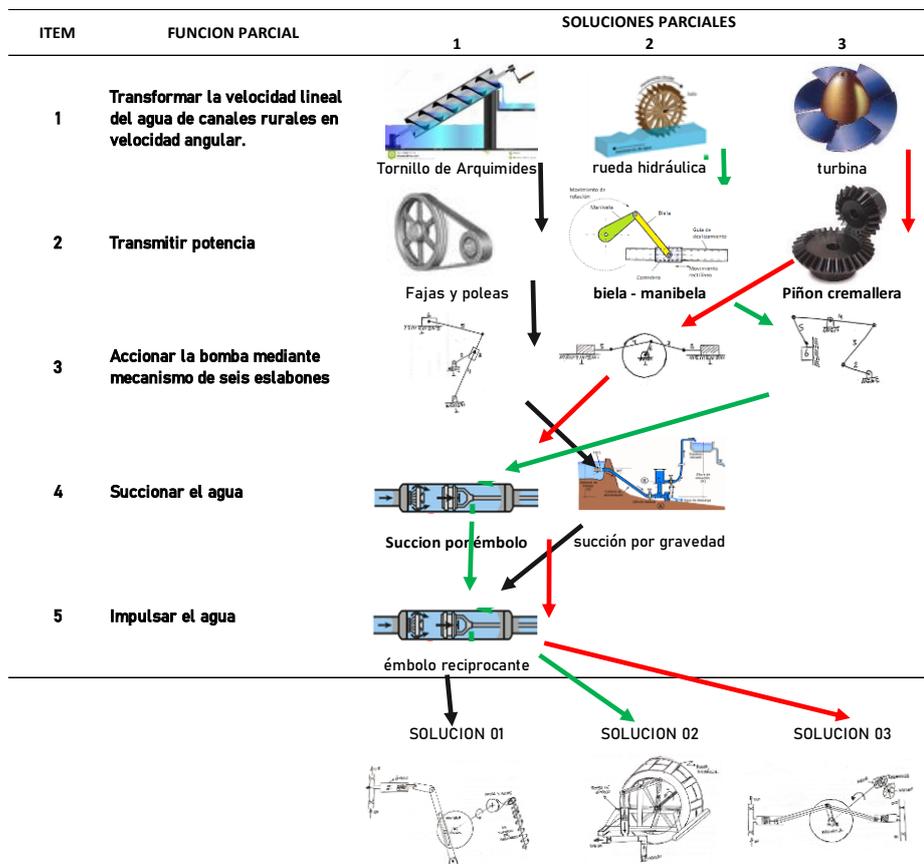
En la elaboración del concepto solución se hizo uso primeramente de la matriz morfológica donde se lista las funciones parciales y las alternativas de solución para seleccionar el mejor diseño para la bomba hidráulica. Después, se describió detalladamente cada alternativa posible.

#### 3.3.1 Matriz morfológica

La tabla 3 nos muestra la matriz morfológica donde se aprecian tres soluciones diferentes para las funciones parciales que se definieron anteriormente. La tabla nos permite comparar las diferentes alternativas de solución que puedan cumplir con los requerimientos planteados para la bomba y que nos permita identificar la solución óptima.

**Tabla 3**

*Matriz morfológica*



*Nota:* Fuente elaboración propia.

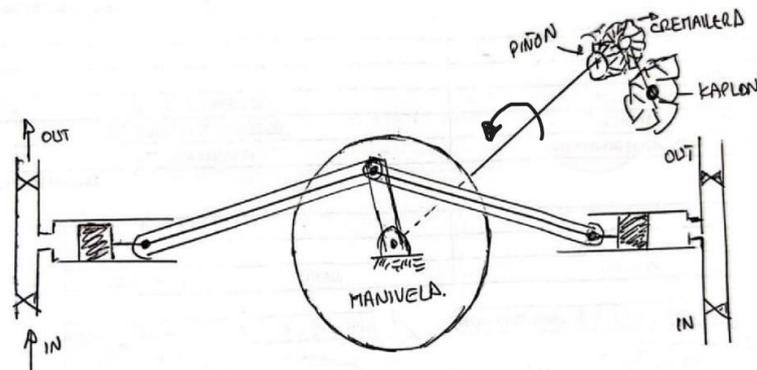
### 3.3.2 Descripción de las soluciones para el diseño mecánico

#### Concepto solución N° 1.

El concepto solución N°1 se describe como una bomba que transforma el movimiento lineal del agua en movimiento circular mediante un tornillo de Arquímedes, la potencia se transmite al mecanismo mediante fajas, poleas y mecanismo de seis eslabones, la succión se realiza mediante el uso de un émbolo que al desplazarse hacia la derecha genera un vacío logrando que el agua ingrese en la cámara del émbolo a presión atmosférica, la impulsión se realiza con el émbolo cuando este se desplaza hacia la izquierda, la retención y direccionamiento del fluido se logra con el uso de válvulas anti retorno.

#### Figura 51

*Dibujo a mano alzada correspondiente con la solución N°1.*



*Nota:* Fuente elaboración propia.

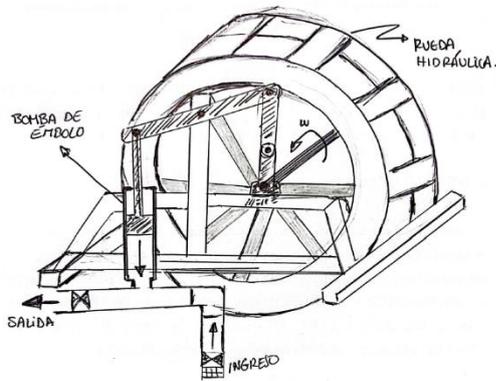
#### Concepto solución N° 2.

El concepto solución N°2 se describe como una bomba que transforma el movimiento lineal del agua en movimiento circular mediante una rueda hidráulica, la potencia se transmite al mecanismo mediante un eje y mecanismo de seis eslabones, la succión se realiza mediante el uso de un émbolo que al desplazarse hacia arriba genera un vacío logrando que el agua ingrese en la cámara del émbolo a presión atmosférica, la

impulsión se realiza con el émbolo cuando este se desplaza hacia abajo, la retención y direccionamiento del fluido se logra con el uso de válvulas anti retorno.

### Figura 52

*Dibujo a mano alzada correspondiente con la solución N°2.*



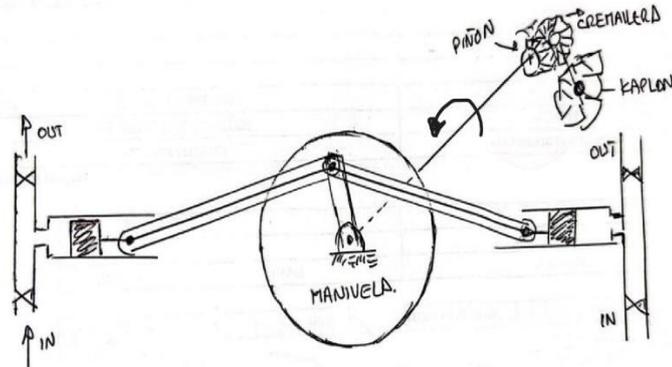
*Nota:* Fuente elaboración propia.

### Concepto solución N° 3.

El concepto solución N°3 se describe como una bomba que transforma el movimiento lineal del agua en movimiento circular mediante un rodete Kaplan, la potencia se transmite al mecanismo mediante un engranaje corona piñón, poleas y mecanismo de seis eslabones, la succión se realiza mediante el uso de dos émbolos que al desplazarse hacia la derecha genera un vacío en uno de los émbolos e impulsión en el otro émbolo aperiando así alternadamente, la retención y direccionamiento del fluido se logra con el uso de válvulas anti retorno.

**Figura 53**

*Dibujo a mano alzada correspondiente con la solución N°3.*



*Nota:* Fuente elaboración propia.

### 3.4 Evaluación de las soluciones obtenidas

Los tres conceptos de solución obtenidos a través de la matriz morfológica se evalúan según criterios técnicos y económicos (ver tablas 4 y 5). En ambas tablas el parámetro “p” representa la escala de valores que va de (0 a 4) donde 0 significa "no satisface, 1 significa "casi aceptable, 2 significa "suficiente, 3 significa "bien, 4 significa "muy bien" o "ideal; “g” representa el peso ponderado el cual está en función de valores importantes de los criterios de evaluación, para el caso de esta investigación tendrá un valor total de 100 puntos.

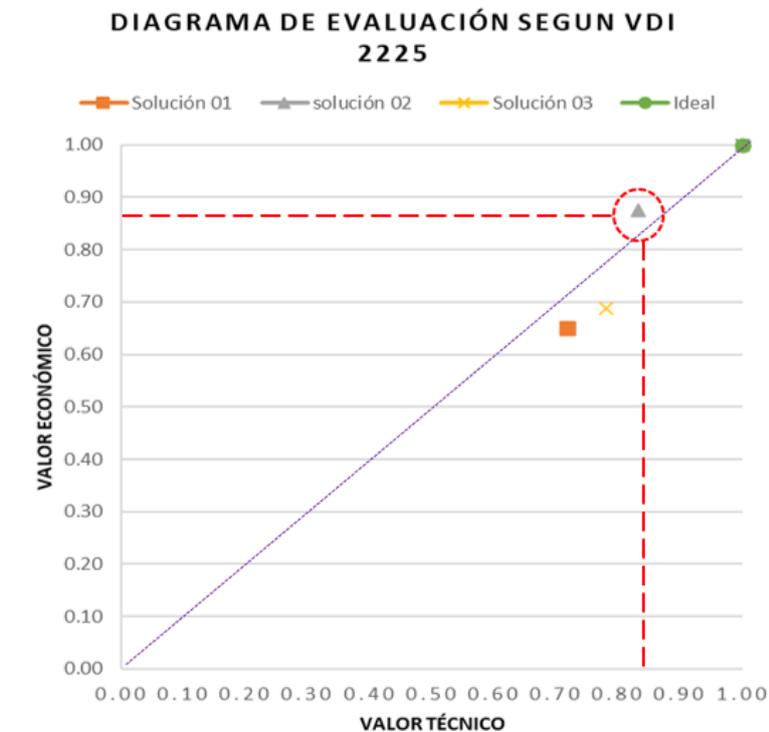
**Tabla 4**

*Evaluación técnica*

Valor Tecnico	Solucion 01		Solucion 02		Solucion 03		Solucion Ideal		
	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g
Funcion principal	25	3	75	3	75	4	100	4	100
Requerimiento	10	3	30	3	30	3	30	4	40
Geometría	10	4	40	4	40	3	30	4	40
Material	8	3	24	4	32	3	24	4	32
Fabricación	8	2	16	4	32	3	24	4	32
Ergnomia	4	3	12	3	12	3	12	4	16
Seguridad	5	4	20	3	15	3	15	4	20
Mantenimiento	3	2	6	4	12	3	9	4	12
Montaje	4	2	8	4	16	3	12	4	16
Transporte	3	2	6	3	9	2	6	4	12
Energia	10	3	30	3	30	3	30	4	40
Innovación	10	2	20	3	30	2	20	4	40
Puntaje Maximo	100	33	287	41	333	35	312	48	400
Valor Tecnico		0.69	0.72	0.85	0.83	0.73	0.78	1.00	1.00

**Tabla 5***Evaluación económica*

Valor Económico	Solucion 01			Solucion 02		Solucion 03		Solucion Ideal	
	g	p	p*g	p	p*g	p	p*g	p	p*g
Costo de fabricación	35	3	105	4	140	3	105	4	140
Costo de mantenimiento	15	2	30	3	45	3	45	4	60
Costo de montaje	15	3	45	4	60	3	45	4	60
Costo de materiales	25	2	50	3	75	2	50	4	100
Costo de transporte	10	3	30	3	30	3	30	4	40
Puntaje Maximo	100	13	260	17	350	14	275	20	400
Valor Económico		0.65	0.65	0.85	0.88	0.70	0.69	1.00	1.00

**Figura 54***Evaluación técnico-económica de las soluciones*

*Nota.* La figura 54 muestra que la alternativa que presenta una solución óptima, mayor puntaje técnico y económico, es la solución 2. *Nota:* Fuente elaboración propia.

### 3.5 Solución óptima

En base al diagrama de evaluación técnico-económica de la figura 54, se evidencia que la solución óptima es la número 2. Las principales ventajas de esta solución son que es de fácil montaje y desmontaje, bajo costo de mantenimiento, un mejor comportamiento cinemático y mayor seguridad.

**Capítulo IV**  
**Diseño Hidráulico**

## CAPÍTULO IV

### Diseño Hidráulico

#### 4.1 Diseño de bomba de émbolo recíprocante.

Para el cultivo de paltas para nuestro caso específico en el fundo Apaca tenemos las siguientes características:

**Tabla 6**

*Requerimiento de agua por planta de palta.*

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UND
Plantas de palta existentes en el fundo	500.00	Und.
Requerimiento de agua / planta de palta	150.00	LITROS/SEMANA
Capacidad de almacenamiento del reservorio existente	45.00	M3

*Nota.* Adaptado de *Palta: Ficha de requerimiento agroecológico* por Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego, 2024.

Para el riego de 500 paltas se requiere de un volumen de 75000 litros de agua semanalmente el riego se realiza de forma manual y en dos días dentro de la semana. El primer y segundo día se riegan 250 paltas respectivamente para los cuales se requieren de 37500 litros por día. La bomba a diseñar deberá de garantizar este abastecimiento durante un día de trabajo.

Para que la bomba pueda generar 37500 litros al día esta debe de bombear a razón de 26.04 l/min, teniendo en cuenta este rendimiento para nuestro diseño se consideró un caudal de **30.00 l/min** el cual creemos que satisfará nuestro requerimiento con normalidad.

#### 4.1.1 Cálculo de diámetro de tubería y altura dinámica total (ADT)

**Tabla 7**

*Datos de caudal y volumen de almacenamiento requeridos:*

ÍTEM	PARÁMETRO	UNIDADES	MAGNITUD
1	Caudal requerido	l/min	30.00
2	Volumen del reservorio	m <sup>3</sup>	28.00

Donde:

$Q_1$ : Caudal

$V_1$ : Volumen

$t$ : Tiempo

**Ecuación de Bresse**

$$D = 0.5873 * N^{0.25} * \sqrt{Q_b} \quad (114)$$

Donde:

$D$ : diámetro interior aproximado (m)

$N$ : Número de horas de bombeo al día

$Q_b$ : Caudal de bombeo (m<sup>3</sup>/s)

$$D = 0.5873 * 24^{0.25} * \sqrt{0.0005} = 0.029m$$

$$D = 0.029m = 29mm = 1.14 \text{ pulg}$$

$$\mathbf{D = 1.14 \text{ pulg}}$$

Para el cálculo seleccionaremos una tubería de Ø1.1/4”.

$$Q_1 = Q_2 = v * A = v * \pi * r^2$$

El caudal  $Q$ , o volumen desplazado en la unidad de tiempo, será, teniendo en cuenta la siguiente ecuación.

$$Q_t = \frac{A * l}{t} = A * v \quad (115)$$

Si no hay rozamiento la potencia comunicada al fluido será.

$$P = F * v \quad (116)$$

Con  $F = p * A$

$$P = F * v = p * A * v = Q_t * p$$

#### 4.1.2 Cálculo del área del émbolo para un diámetro de 100mm.

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * 0.1^2}{4} = 0.00785 \text{ m}^2$$

$$A = 0.00785 \text{ m}^2$$

#### 4.1.3 Cálculo de la altura dinámica total (ADT).

Para el cálculo de la altura resistente de la instalación (**carga dinámica total**).

$$ADT = H_m = H_{inst} = H_g + \Delta H_{inst} \quad (117)$$

Cálculo de velocidad del flujo en tubería:

$$v = \frac{4 * Q_b}{\pi D^2}$$

$$v = \frac{4 * 0.0005}{\pi * 0.0381^2} = 0.439 \text{ m/seg}$$

$$v = 0.439 \text{ m/seg}$$

Cálculo del número de Reynolds para nuestro sistema:

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (118)$$

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1000 * 0.439 * 0.032}{0.001003} = 14005.98$$

$$R_e = 14048.00$$

**Tabla 8**

*Viscosidad dinámica del agua para una temperatura de 20°C*

Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)	Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)	Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)
0	0,001792	11	0,001271	22	0,000955
1	0,001731	12	0,001236	23	0,000933
2	0,001674	13	0,001202	24	0,000911
3	0,001620	14	0,001170	25	0,000891
4	0,001569	15	0,001139	26	0,000871
5	0,001520	16	0,001109	27	0,000852
6	0,001473	17	0,001081	28	0,000833
7	0,001429	18	0,001054	29	0,000815
8	0,001386	19	0,001028	30	0,000798
9	0,001346	<b>20</b>	<b>0,001003</b>	31	0,000781
10	0,001308	21	0,000979	32	0,000765
11	0,001271	37	0,000692	33	0,000749

*Nota.* Adaptado de *Viscosidad dinámica del agua líquida a varias temperaturas* por VaxaSoftware, 2017 ([https://www.vaxasoftware.com/doc\\_edu/qui/viscoh2o.pdf](https://www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/viscoh2o.pdf)).

Cálculo del factor de fricción con diagrama de Moody.

**Tabla 9**

*Valores recomendados de rugosidad para conductos comerciales*

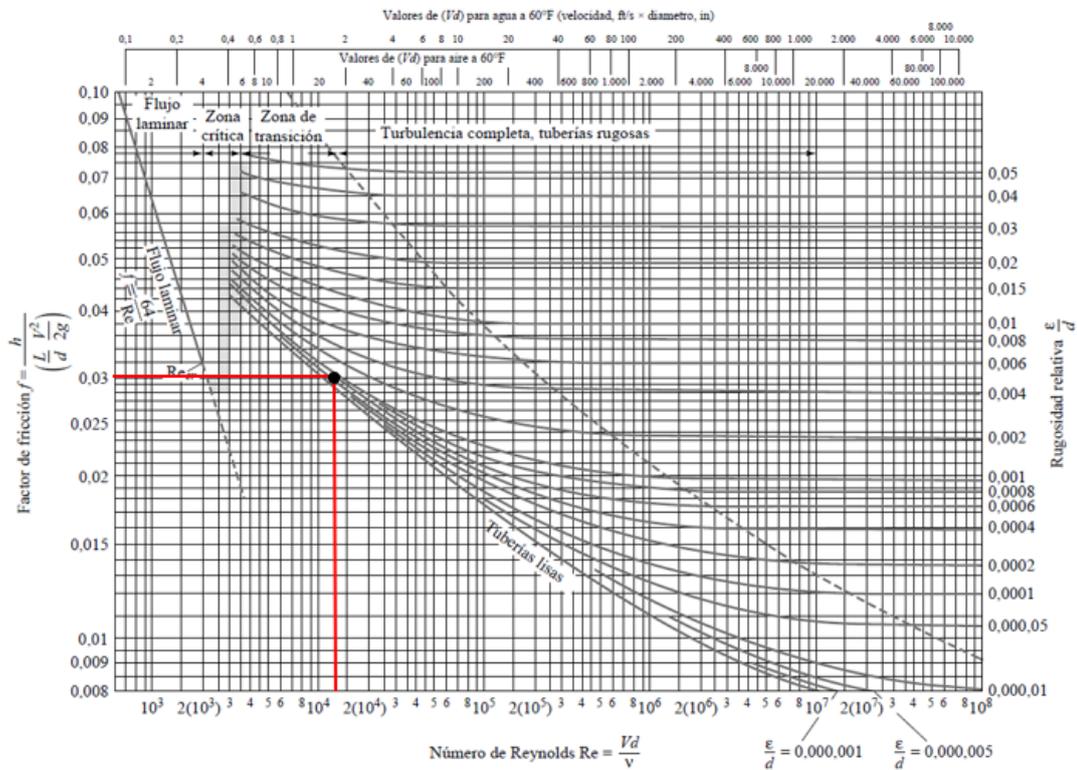
Material	Condición	$\epsilon$		Incertidumbre, %
		ft	mm	
Acero	Lámina metálica, nueva	0,00016	0,05	±60
	Inoxidable	0,000007	0,02	±50
	Comercial, nuevo	0,00015	0,046	±30
	Estriado	0,01	3,0	±70
Hierro	Oxidado	0,007	2,0	±50
	Fundido, nuevo	0,00085	0,26	±50
	Forjado, nuevo	0,00015	0,046	±20
	Galvanizado, nuevo	0,0005	0,15	±40
Latón	Fundido asfáltico	0,0004	0,12	±50
	Laminado	0,000007	0,002	±50
Plástico	Tubo laminado	0,000005	0,0015	±60
Vidrio	—	Liso	Liso	
Hormigón	Liso	0,00013	0,04	±60
	Rugoso	0,007	2,0	±50
Caucho	Liso	0,000033	0,01	±60
Madera	En duelas	0,0016	0,5	±40

*Nota.* Adaptado de *Mecánica de Fluidos* (p. 358) por White Frank, 2003, Mc Graw Hill Education.

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.0015 * 10^{-3}}{0.032} = 4.688 * 10^{-5}$$

$$\frac{\epsilon}{D} = \mathbf{4.688 * 10^{-5}}$$

Figura 55

Ubicación del factor de fricción ( $\lambda$ ) en el diagrama de Moody

Nota. Adaptado de Mecánica de Fluidos (p. 358) por White Frank, 2003, Mc Graw Hill Education.

$$\lambda = 0.0304$$

$$h_p = \lambda \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (119)$$

$$h_p = \lambda \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} = \frac{0.0304 * 10 * 0.439^2}{0.032 * 2 * 9.81} = 0.09$$

$$h_p = 0.09m$$

$$h_l = k \left( \frac{v^2}{2g} \right) \quad (120)$$

**Tabla 10**

*Coefficientes de pérdida para válvulas, codos y tes.*

	Diámetro nominal, in									
	Roscado					Acoplado				
	$\frac{1}{2}$	1	2	4	1	2	4	8	20	
Válvulas (abiertas):										
Globo	14	8,2	6,9	5,7	13	8,5	6,0	5,8	5,5	
Compuerta	0,30	0,24	0,16	0,11	0,80	0,35	0,16	0,07	0,03	
De retención	5,1	2,9	2,1	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	
De ángulo	9,0	4,7	2,0	1,0	4,5	2,4	2,0	2,0	2,0	
Codos:										
45° normal	0,39	0,32	0,30	0,29						
45° suave					0,21	0,20	0,19	0,16	0,14	
90° normal	2,0	1,5	0,95	0,64	0,50	0,39	0,30	0,26	0,21	
90° suave	1,0	0,72	0,41	0,23	0,40	0,30	0,19	0,15	0,10	
180° normal	2,0	1,5	0,95	0,64	0,41	0,35	0,30	0,25	0,20	
180° suave					0,40	0,30	0,21	0,15	0,10	
«Tes»:										
Flujo directo	0,90	0,90	0,90	0,90	0,24	0,19	0,14	0,10	0,07	
Flujo lateral	2,4	1,8	1,4	1,1	1,0	0,80	0,64	0,58	0,41	

*Nota.* Adaptado de *Mecánica de Fluidos* (p. 378) por White Frank, 2003, Mc Graw Hill Education.

Asumimos un  $K=2.5$  para las pérdidas en las válvulas de retención (check).

$$h_l = (2.5 + 2.5) \left( \frac{0.439^2}{2 * 9.81} \right) = 0.05$$

$$h_l = 0.05m$$

$$\Delta H_{inst} = h_p + h_l$$

$$\Delta H_{inst} = 0.09m + 0.05m = 0.14m$$

$$ADT = H_g + \Delta H_{inst} = 3m + 0.14m = 3.14m$$

$$ADT == 3.14m$$

$$ADT = 30.772 \text{ kPa}$$

Cálculo de la fuerza del émbolo para una presión de 30.772 kPa y un área de 0.00785m<sup>2</sup>.

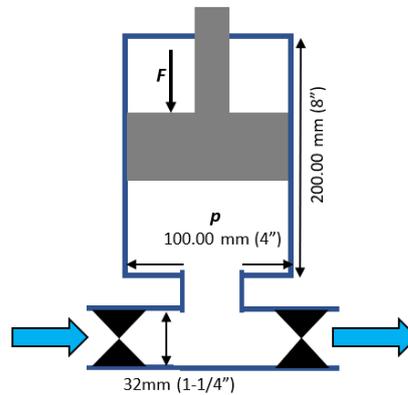
$$F = p * A$$

$$F = 30.772 * 0.00785 = 241.56$$

$$F = 241.56 \text{ N}$$

**Figura 56**

*Esquema de bomba de émbolo recíprocante.*



Nota: Fuente elaboración propia.

#### 4.1.4 Cálculo del volumen del émbolo para un caudal de 30 l/min (0.0005 m<sup>3</sup>/seg):

$$Q_t = \frac{W \cdot n}{60} = \frac{W \cdot 19.1}{60}$$

$$0.0005 = \frac{W \cdot 19.1}{60}$$

$$W = \frac{0.0005 \cdot 60}{19.1} = 0.00157 \text{ m}^3$$

$$W = \mathbf{0.00157 \text{ m}^3}$$

#### 4.1.5 Cálculo del área del émbolo para una carrera (S) de 20 cm.

$$W = A \cdot S \quad (121)$$

$$W = A \cdot S$$

$$0.00157 = A \cdot 0.2$$

$$A = \mathbf{0.0079 \text{ m}^2}$$

#### 4.1.6 Cálculo del diámetro del émbolo:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (122)$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0079}{\pi}} = 0.099 \text{ m}$$

$$d = 0.099 \text{ m}$$

$$d = 99.9 \text{ mm}$$

$$d = \mathbf{4''}$$

#### 4.1.7 Cálculo de la potencia hidráulica del émbolo:

$$P_h = \frac{\gamma QH}{76} \text{ (HP)} \quad (123)$$

**Donde:**

$Q$ : Caudal ( $\text{m}^3/\text{seg}$ ).

$P_h$ : Potencia hidráulica en el émbolo.

$\gamma$ : Peso específico ( $\text{kg}/\text{seg}^2 \cdot \text{m}^2$ ).

$H$ : Altura (m).

Se procede a calcular la potencia hidráulica requerida por el émbolo para un caudal de 30 l/min ( $0.0005 \text{m}^3/\text{seg}$ ) y una altura dinámica total (ADT) de 3.14m.

$$P_h = \frac{\gamma QH}{76} = \frac{9810 * 0.0005 * 3.14}{76} = 0.203 \text{ HP}$$

$$P_h = 0.203 \text{ HP} = 0.151 \text{ KW} = 151 \text{ Watt}$$

$$\mathbf{P_h = 151 \text{ Watt}}$$

#### 4.1.8 Cálculo de la velocidad tangencial y velocidad angular:

Para los valores asumidos de  $c=0.5$ ;  $v=2.0\text{m}/\text{seg}$  y  $R=0.50\text{m}$ .

Tenemos:

$$c = \frac{v'}{v} \quad (124)$$

$$0.5 = \frac{v'}{2.0}$$

$$\mathbf{v' = 1.0 \text{ m}/\text{seg}}$$

$$\vec{v} = v - v' = 2.0 - 1.0 = 1.0$$

$$\mathbf{\vec{v} = 1.0 \text{ m}/\text{seg}}$$

$$v' = \omega R$$

$$\omega = \frac{v'}{R} = \frac{1.00}{0.5} = 2.00 \text{ rad}/\text{seg}$$

$$\mathbf{\omega = 2.00 \text{ rad}/\text{seg}}$$

## 4.2 Diseño de rueda hidráulica.

### 4.2.1 Diseño del alabe de la rueda:

Para un diámetro exterior  $D_e = 1.00 \text{ m}$  es posible calcular el  $D_i$  con la siguiente expresión.

(OLADE, 1988)

$$\frac{D_e}{D_i} = \sqrt{\frac{(2K_u \cos^2 \alpha_2 - 1) + \sqrt{1 - 4 \cos^2 \alpha_2 (1 - K_u)K_u}}{2 K_u^2 \cos^2 \alpha_2}} \quad (125)$$

Considerando  $\alpha_2 = 16^\circ$  y  $K_u = 0.5$  se obtiene la siguiente relación:

$$D_i = 0.66D_e \quad (126)$$

$$D_i = 0.66D_e = 0.66(1.00) = 0.66 \text{ m}$$

Diagramas de velocidad.

Para nuestra rueda hidráulica considerando que es muy parecida a una turbina de acción del tipo Michel Banki, se utilizarán las relaciones de esta turbina para el cálculo de velocidades de ingreso y salida del agua. Así tendremos que:

### Velocidades de ingreso de agua al rodete.

El chorro de agua se orienta hacia el rodete normalmente con ángulo promedio denominado  $\alpha_2$  el cual posee valores prácticos que se encuentran alrededor de los  $16^\circ$ .

También es conocido que, en las turbinas de acción, la velocidad se expresa por: (OLADE, 1988)

Para una velocidad del río  $C_2 = 2.00 \frac{m}{seg}$ ,  $K_u = 0.5$  y  $\alpha_2 = 16^\circ$  se tiene que.

$$U_2 = K_u * C_2 * \cos \alpha_2 \quad (127)$$

$$U_2 = 0.50 * 2.00 * \cos 16^\circ$$

$$U_2 = 0.96 \frac{m}{seg}$$

Este valor de  $C_2$  es muy próximo al 1.00 m/seg asumido para el cálculo cinemático por lo cual se aproximará el valor de  $C_2$  a 1.00m/seg.

$K_u$ : Coeficiente de velocidad tangencial, posee un valor aproximado de 0.5 para las turbinas de acción. (OLADE, 1988)

Con estas velocidades se determina la velocidad relativa.

$$W_2 = C_2 * \sqrt{1 - K_u(2 - K_u) * \cos^2 \alpha_2} \quad (128)$$

$$W_2 = 2.00 * \sqrt{1 - 0.5(2 - 0.5) * \cos^2 16^\circ} = 0.554 \text{ m/seg}$$

$$W_2 = 1.108 \text{ m/seg}$$

En el interior del rodete, se cumple que los triángulos de velocidades son iguales, debido a que:

$$U_1 = U'_1 \quad (129)$$

$$C_1 = C'_1 \quad (130)$$

$$\alpha_1 = \alpha'_1 \quad (131)$$

$$\beta'_1 = 180 - \beta_1 \quad (132)$$

Por lo tanto, se llega a la conclusión de que:

$$\beta'_1 = \beta_1 = 90^\circ \quad (133)$$

### Velocidades a la salida del rodete.

A la salida del agua del rodete, se forma un diagrama de velocidades en el que:  
(OLADE, 1988)

$$U'_2 = U_2 = K_u * C_2 * \cos \alpha_2 \quad (134)$$

$$U'_2 = 0.96 \text{ m/seg}$$

$$\beta_2 = 180 - \beta'_2 \quad (135)$$

$$\beta'_2 = \arcsen\left(\frac{\text{sen}\alpha_2}{(1 - K_u * (2 - K_u) * \cos^2\alpha_2)^{1/2}}\right) \quad (136)$$

$$\beta'_2 = \arcsen\left(\frac{\text{sen}16^\circ}{(1 - 0.5 * (2 - 0.5) * \cos^2 16^\circ)^{1/2}}\right)$$

$$\beta'_2 = 29.83^\circ$$

$$\beta_2 = 180 - 29.83 = 150.17$$

$$\beta_2 = 150.17$$

La velocidad relativa estaría expresada por:

$$W'_2 = K_f * W_2 \quad (137)$$

Donde  $K_f$  es el coeficiente de velocidad relativa que expresa la pérdida por fricción del agua con los alabes del rodete, y su valor puede aproximarse a 0.98.

$$W'_2 = 0.98 * W_2 = 0.98 * 1.108 = 1.086 \frac{m}{seg}$$

$$W'_2 = 1.086 \frac{m}{seg}$$

### Ángulo de salida de agua del rodete

Asumimos un  $\alpha_2 = 16^\circ$  y  $K_u = 0.5$

$$\beta'_2 = \arcsen\left(\frac{\text{sen}16^\circ}{(1 - 0.5 * (2 - 0.5) * \cos^2 16^\circ)^{1/2}}\right)$$

$$\beta'_2 = 29.83^\circ$$

### Velocidad absoluta del agua a la salida del rodete.

$$C'_2 = C_2 * \sqrt{K_f^2(1 - K_u(2 - K_u)) * \cos^2 \alpha_2 + K_u^2 \cos^2 \alpha_2 - 2K_f^2 \cos^2 \alpha_2 (1 - K_u)K_u} \quad (138)$$

$$C'_2 = 2.00 * \sqrt{0.98^2(1 - 0.5(2 - 0.5)) * \cos^2 16^\circ + 0.5^2 \cos^2 16^\circ - 2 * 0.98^2 \cos^2 16^\circ (1 - 0.5) * 0.5}$$

$$C'_2 = 0.57 \text{ m/seg}$$

El ángulo de salida con respecto a la tangente se obtiene con la siguiente expresión.

$$\alpha'_2 = \sin^{-1} \left| \frac{K_f * \cos^2 \beta'_2 \sqrt{1 - K_u(2 - K_u)) * \cos^2 \alpha_2}}{\sqrt{K_f^2 + K_u^2 \cos^2 \alpha_2 (K_u - K_f^2(2 - K_u) - K_f)}} \right| \quad (139)$$

$$\alpha'_2 = \sin^{-1} \left| \frac{0.98 * \cos^2 29.83^\circ \sqrt{1 - 0.5(2 - 0.5)) * \cos^2 16}}{\sqrt{0.98^2 + 0.5^2 \cos^2 16^\circ (0.5 - 0.98^2(2 - 0.5) - 0.98)}} \right|$$

$$\alpha'_2 = \sin^{-1} |0.568| = 34.61^\circ$$

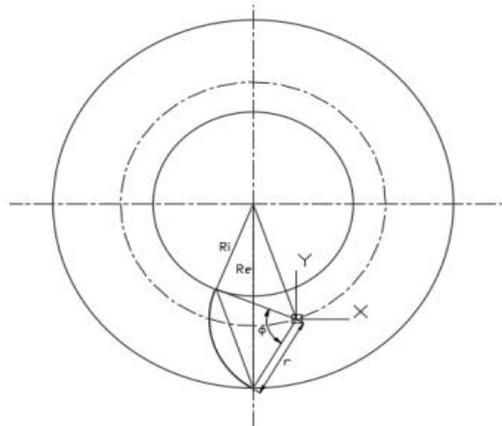
$$\alpha'_2 = 34.61^\circ$$

### Radio de curvatura y ángulo de curvatura del alabe

El radio de curvatura se de los álabes del rodete se expresa también en función del diámetro del rodete y del ángulo del alabe  $\beta'_2$ , así tenemos: (OLADE, 1988)

#### Figura 57

Radio de curvatura y ángulo del alabe



Nota: Fuente elaboración propia.

### Radio de curvatura

Se puede calcular con la siguiente expresión.

$$r = \frac{D_e}{4 \cos \beta'_2} * \left| 1 - \left( \frac{D_i}{D_e} \right)^2 \right| \quad (140)$$

$$r = \frac{1.00}{\cos 29.83^\circ} * \left| 1 - \left( \frac{0.66}{1.00} \right)^2 \right| = 162.5 \text{ mm}$$

$$\mathbf{r = 162.5 \text{ mm}}$$

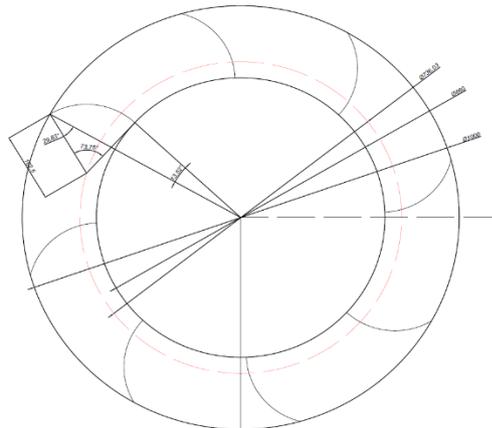
$$\varphi = 2 * \arctan \left| \frac{\cos \beta'_2}{\left| \frac{D_i}{D_e} \right| + \sin \beta'_2} \right| \quad (141)$$

$$\varphi = 2 * \arctan \left| \frac{\cos 29.83^\circ}{\left| \frac{0.66}{1.00} \right| + \sin 29.83^\circ} \right| = 73.7^\circ$$

$$\mathbf{\varphi = 73.7^\circ}$$

### Figura 58

*Rueda hidráulica con perfil de alabe diseñado*



Nota: Fuente elaboración propia.

Con los diámetros mostrados en la figura 58 podemos calcular el alto del alabe (t) con la siguiente expresión.

$$D_e = D_i + 2t \quad (142)$$

$$t = \frac{D_e - D_i}{2} = \frac{1.00 - 0.66}{2} = 0.17 \text{ m}$$

$$\mathbf{t = 0.17 \text{ m} = 170 \text{ mm}}$$

#### 4.2.2 Cálculo de la fuerza que ejerce el fluido sobre los alabes:

Para el cálculo de la rueda hidráulica tendremos como dato de ingreso el torque  $T_0$  calculado en el análisis dinámico, el cual es necesario para poder desarrollar los

movimientos deseados y ejercer la fuerza necesaria en nuestro émbolo reciprocante.

Asimismo, se asumirá el diámetro de la rueda en 1.0m.

$$D=1.0 \text{ m}$$

$$T_0=33.17 \text{ N.m}$$

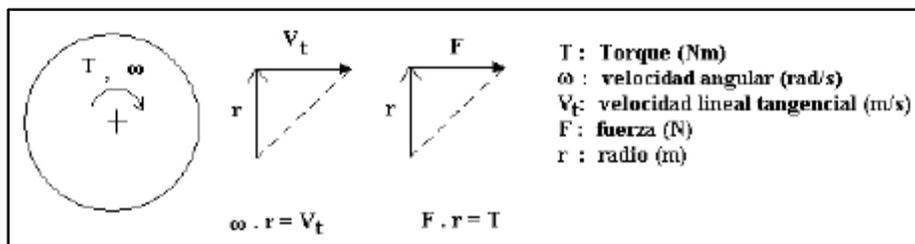
Se asumirá un factor de seguridad de 1.5 para el torque considerando que el caudal en el rio podría variar en contra lo cual afectaría de forma directa al torque generado.

$$T = F.S * T_0 = 1.5 * 33.17 = 49.75 \text{ N.m}$$

$$T = 49.75 \text{ N.m}$$

### Figura 59

*Torque y velocidad angular en un eje*



Nota: Fuente (H. Sánchez, 2009)

Cálculo de la fuerza que ejerce el agua sobre los alabes de la rueda.

$$49.75 = F * r$$

$$49.75 = F * 0.415$$

$$F = 119.88 \text{ N}$$

#### 4.2.1 Cálculo del área de los alabes:

$$F = \rho A v^2 (1 - c)$$

$$A = \frac{F}{\rho v^2 (1 - c)}$$

$$A = \frac{119.88}{1000 * 2^2 * (1 - 0.5)} = 0.06 \text{ m}^2$$

$$A = 0.059 \text{ m}^2$$

Para un área del alabe  $A = 0.05 \text{ m}^2$  y con un alto de alabe  $t=0.194\text{m}$  podemos calcular el ancho del alabe.

$$A = t * a$$

$$a = \frac{A}{t} = \frac{0.059}{0.194} = 0.30$$

$$a = 0.30 \text{ m} = 300 \text{ mm}$$

Se asumirá un ancho de  $a=0.30\text{m}$

Tenemos  $t = 0.194$  m y  $a = 0.30$ m por lo que el área ahora será  $A_m = 0.058\text{m}^2$

#### 4.2.2 Potencia de una rueda hidráulica de paso:

Para el cálculo de la potencia se utilizará la ecuación de potencia de rueda hidráulica descrita en la tesis de Heredia Luis.

$$N_T = Ca \rho A v^3 \quad (143)$$

Donde:

$N_T$ : Potencia de la rueda hidráulica

Ca: Coeficiente de ajuste.

$$0.2 < Ca < 0.5 \quad (144)$$

Para un  $Ca = 0.41$

$$N_T = Ca \rho A v^3$$

$$N_T = 1000 * 0.058 * 2.0^3 * 0.41 = 190.24 \text{ Watt}$$

$$N_T = \mathbf{190.24 \text{ Watt}}$$

#### Potencia optima de una rueda hidráulica:

La potencia teórica optima del equipo se alcanza cuando el fluido intercambia la mitad de su energía cinética con la rueda hidráulica. Esto se logra cuando:

$$dE = \frac{1}{2} \rho A v^2 dx \quad (145)$$

Si,  $\frac{dx}{dt} = v$ , se tiene que  $\frac{dE}{dt} = N_{op}$  el cual es la potencia optima que toma la forma de:

$$N_{op} = \frac{\rho A v^3}{2} \quad (146)$$

#### Cálculo de la potencia optima:

$$N_{op} = \frac{\rho A v^3}{2}$$

$$N_{op} = \frac{1000 * 0.058 * 2.0^3}{2} = 232.00 \text{ Watt}$$

$$N_{op} = \mathbf{232.00 \text{ Watt}}$$

### 4.2.3 Rendimiento de una rueda hidráulica:

El rendimiento viene dado por la comparación de la potencia extraíble de la rueda hidráulica sobre la potencia optima, el cual viene dado por:

$$\eta = \frac{N_T}{N_{op}} \quad ( 147 )$$

$$\eta = \frac{N_T}{N_{op}} = \frac{190.24}{232.00}$$
$$\eta = \mathbf{82.00\%}$$

**Capítulo V**  
**Diseño Mecánico**

## CAPÍTULO V

### Diseño Mecánico

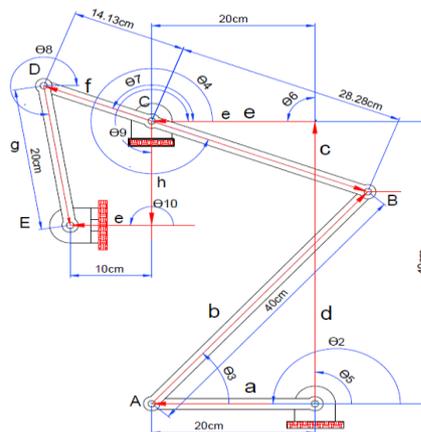
#### 5.1 Cinemática y dinámica del mecanismo.

##### 5.1.1 Cálculo de la velocidad y aceleraciones del mecanismo de 6 eslabones mediante el método de Newton Raphson.

Para nuestro mecanismo asumiremos medidas con el fin de que estas cumplan la ley de Grashof y así obtener una manivela (eslabón que gire 360°), la misma que será accionada por la rueda hidráulica.

**Figura 60**

*Medidas y ángulos de posicionamiento de mecanismo de 6 eslabones*



*Nota.* La figura muestra los eslabones de nuestro mecanismo de 6 eslabones con sus respectivos ángulos de posicionamiento.

**Tabla 11**

*Datos de entrada para el mecanismo*

$a = 20.00 \text{ cm}$	$\theta_2 = 180^\circ$	$\omega_2 = 2.0 \text{ rad/seg}$	$\alpha_2 = 0 \text{ rad/seg}^2$
$b = 40.00 \text{ cm}$	$\theta_3 = 49^\circ$		
$c = 28.28 \text{ cm}$	$\theta_4 = 339^\circ$		
$d = 40.00 \text{ cm}$	$\theta_5 = 90^\circ$		
$ee = 20.00 \text{ cm}$	$\theta_6 = 180^\circ$		
$f = 14.14 \text{ cm}$	$\theta_7 = \theta_4 - 180^\circ$		
$g = 20.00 \text{ cm}$	$\theta_8 = 279^\circ$		
$h = 15.00 \text{ cm}$	$\theta_9 = 270^\circ$		
$l = 10.00 \text{ cm}$	$\theta_{10} = 180^\circ$		

### Cálculo de los grados de libertad

Número de barras: 6

Numero de grados de libertad: para el cálculo del número de grados de libertad se utilizará la ecuación de Gruebler

$$M = 3(n - 1) - 2j_p - j_h \quad ( 148 )$$

Donde:

$n$ : Número de eslabones (barras).

$j_p$ : Número de uniones simples.

$j_h$ : Numero de uniones especiales.

$$M = 3(6 - 1) - 2 * 7 - 0 = 15 - 14 - 0 = 1$$

$$\mathbf{M = 1}$$

Concluimos que nuestro mecanismo al tener un grado de libertad no es una estructura y que solo se necesita un movimiento para definir su posición.

Desigualdad de Grashof para que exista al menos una manivela

$$\mathbf{l + s < p + q}$$

Se debe cumplir que  $0.200 + 0.447 < 0.400 + 0.283$

$$\mathbf{0.647 < 0.683}$$

Concluimos que nuestro mecanismo tendrá al menos una manivela (eslabón que girará 360°).

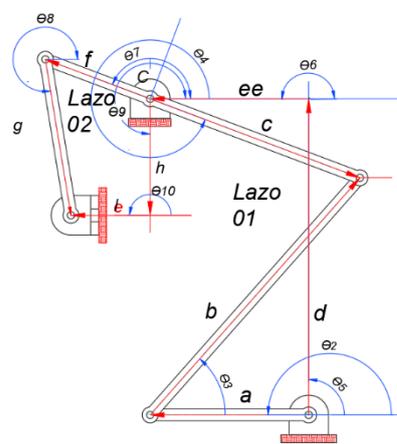
#### 5.1.2 Análisis de posicionamiento del mecanismo de 6 eslabones.

Nuestro mecanismo se puede analizar como la solución de 02 lazos vectoriales

Lazo 01 y Lazo 02.

**Figura 61**

*Lazos vectoriales del mecanismo de 06 eslabones.*



*Nota.* La figura muestra los lazos vectoriales 01 y 02 del mecanismo de 6 eslabones.  
Fuente: Elaboración propia.

El lazo 01 es un mecanismo de 4 eslabones, el lazo 02 es un mecanismo de cuatro eslabones tipo biela corredera.

Procedemos a escribir las ecuaciones de posicionamiento de los lazos vectoriales.

Lazo 01:

$$f_1 = a \cos \theta_2 + b \cos \theta_3 - c \cos \theta_4 - d \cos \theta_5 - ee \cos \theta_6 \quad (149)$$

$$f_2 = a \sin \theta_2 + b \sin \theta_3 - c \sin \theta_4 - d \sin \theta_5 - ee \sin \theta_6 \quad (150)$$

Lazo 02:

$$f_3 = f \cos(\theta_4 - \pi) + g \cos \theta_8 - l \cos \theta_{10} - h \cos \theta_9 \quad (151)$$

$$f_4 = f \sin(\theta_4 - \pi) + g \sin \theta_8 - l \sin \theta_{10} - h \sin \theta_9 \quad (152)$$

Las incógnitas de los lazos vectoriales son  $\theta_3$ ,  $\theta_4$ ,  $\theta_8$  y  $h$ .

Determinación de la matriz de posicionamiento para el mecanismo de 6 eslabones.

$$B = - \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{bmatrix}$$

Determinación de la matriz jacobiana para el mecanismo de 6 eslabones.

$$A = \begin{bmatrix} -b \sin \theta_3 & c \sin \theta_4 & 0 & 0 \\ b \cos \theta_3 & -c \cos \theta_4 & 0 & 0 \\ 0 & -f \sin(\theta_4 - \pi) - g \sin \theta_8 - \cos \theta_9 \\ 0 & f \cos(\theta_4 - \pi) & g \cos \theta_8 - \sin \theta_9 \end{bmatrix}$$

Determinación de la matriz error.

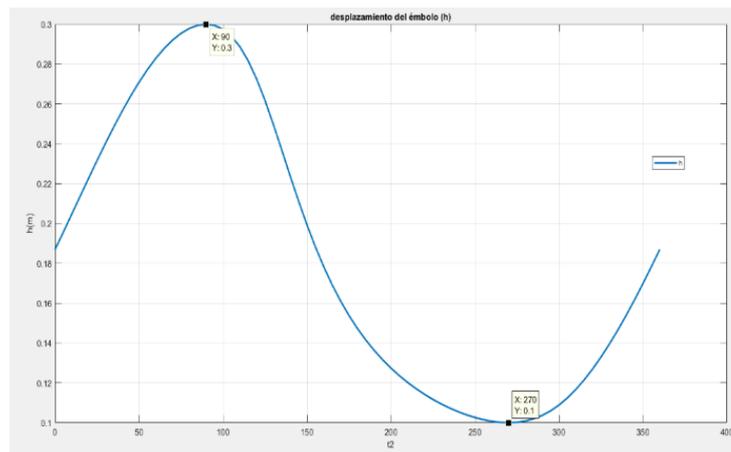
$$X = \begin{bmatrix} \Delta\theta_3 \\ \Delta\theta_4 \\ \Delta\theta_8 \\ \Delta h \end{bmatrix}$$

$$AX = -B$$

Con la solución de las matrices podemos definir los valores de  $\theta_3$ ,  $\theta_4$ ,  $\theta_8$  y  $h$  cuando  $\theta_2$  recorre una vuelta de  $360^\circ$ .

### Figura 62

*Desplazamiento del émbolo reciprocante*



*Nota.* La figura muestra el desplazamiento del émbolo (eslabón 06) durante un giro de  $360^\circ$  del eslabón 2, en el cual realiza una carrera de 0.2m. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

### 5.1.3 Análisis de velocidades del mecanismo de 6 eslabones.

Con los datos descritos en la tabla N°11, para  $\omega_2 = 2.0 \text{ rad/seg}$  podemos calcular las velocidades angulares de los eslabones  $\omega_3$ ;  $\omega_4$ ;  $\omega_8$ ; y  $V_h$ .

Si:

$$\begin{aligned} f_1 &= a \cos \theta_2 + b \cos \theta_3 - c \cos \theta_4 - d \cos \theta_5 - ee \cos \theta_6 \\ f_2 &= a \sin \theta_2 + b \sin \theta_3 - c \sin \theta_4 - d \sin \theta_5 - ee \sin \theta_6 \\ f_3 &= f \cos(\theta_4 - \pi) + g \cos \theta_8 - l \cos \theta_{10} - h \cos \theta_9 \end{aligned}$$

$$f_4 = f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) + g \operatorname{sen} \theta_8 - l \operatorname{sen} \theta_{10} - h \operatorname{sen} \theta_9$$

Entonces aplicando la derivada tenemos:

$$f_1' = -a \operatorname{sen} \theta_2 * w_2 - b \operatorname{sen} \theta_3 * w_3 + c \operatorname{sen} \theta_4 * w_4 + d \operatorname{sen} \theta_5 * w_5 + ee \operatorname{sen} \theta_6$$

$$f_2' = a \cos \theta_2 * w_2 + b \cos \theta_3 * w_3 - c \cos \theta_4 * w_4 - d \cos \theta_5 * w_5 - ee \cos \theta_6$$

$$f_3' = -f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) * w_4 - g \operatorname{sen} \theta_8 * w_8 + l \operatorname{sen} \theta_{10} * w_{10} - \dot{h} \cos \theta_9$$

$$f_4' = f \cos(\theta_4 - \pi) * w_4 + g \cos \theta_8 * w_8 - l \operatorname{sen} \theta_{10} * w_{10} - \dot{h} \operatorname{sen} \theta_9$$

Como  $\theta_5$ ,  $\theta_6$ ,  $\theta_9$  y  $\theta_{10}$  son ángulos constantes entonces  $w_5$ ,  $w_6$ ,  $w_9$  y  $w_{10}$  son iguales a "0".

Entonces tenemos:

$$f_1' = -b \operatorname{sen} \theta_3 * w_3 + c \operatorname{sen} \theta_4 * w_4 = a \operatorname{sen} \theta_2 * w_2$$

$$f_2' = b \cos \theta_3 * w_3 - c \cos \theta_4 * w_4 = -a \cos \theta_2 * w_2$$

$$f_3' = -f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) * w_4 - g \operatorname{sen} \theta_8 * w_8 - \dot{h} \cos \theta_9 = 0$$

$$f_4' = f \cos(\theta_4 - \pi) * w_4 + g \cos \theta_8 * w_8 - \dot{h} \operatorname{sen} \theta_9 = 0$$

Si:

$$B_V = \begin{bmatrix} a \operatorname{sen} \theta_2 * w_2 \\ -a \cos \theta_2 * w_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; J_v = \begin{bmatrix} -b \operatorname{sen} \theta_3 & c \operatorname{sen} \theta_4 & 0 & 0 \\ b \cos \theta_3 & -c \cos \theta_4 & 0 & 0 \\ 0 & -f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) - g \operatorname{sen} \theta_8 - \cos \theta_9 & & \\ 0 & f \cos(\theta_4 - \pi) & g \cos \theta_8 & -\operatorname{sen} \theta_9 \end{bmatrix}$$

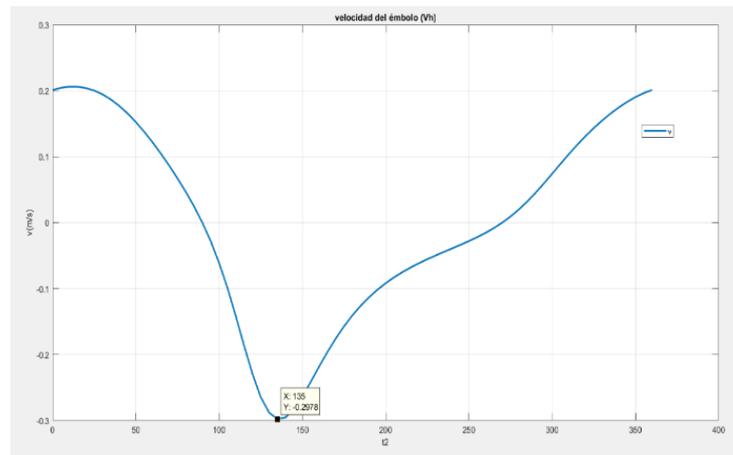
$$V = \begin{bmatrix} w_3 \\ w_4 \\ w_8 \\ V_h \end{bmatrix}$$

$$J_v V = B_V$$

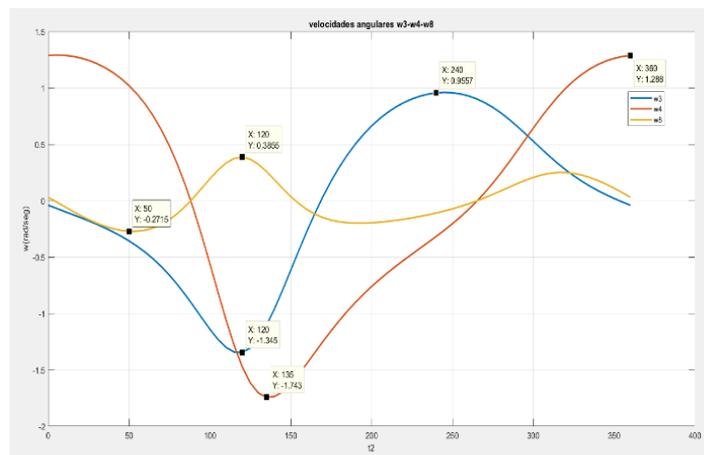
$$\begin{bmatrix} -b \operatorname{sen} \theta_3 & c \operatorname{sen} \theta_4 & 0 & 0 \\ b \cos \theta_3 & -c \cos \theta_4 & 0 & 0 \\ 0 & -f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) - g \operatorname{sen} \theta_8 - \cos \theta_9 & & \\ 0 & f \cos(\theta_4 - \pi) & g \cos \theta_8 & -\operatorname{sen} \theta_9 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_3 \\ w_4 \\ w_8 \\ V_h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a \operatorname{sen} \theta_2 * w_2 \\ -a \cos \theta_2 * w_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Con la solución de las matrices podemos definir los valores de  $w_3$ ,  $w_4$ ,  $w_8$  y

$V_h$  cuando  $\theta_2$  recorre una vuelta de  $360^\circ$ .

**Figura 63***Velocidad del émbolo reciprocante*

*Nota.* La figura muestra la velocidad del émbolo (eslabón 06) durante un giro de  $360^\circ$  del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

**Figura 64***Velocidades angulares*

*Nota.* La figura muestra las velocidades angulares de los eslabones 03, 04 y 05 durante un giro de  $360^\circ$  del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

### 5.1.4 Análisis de aceleraciones del mecanismo de 6 eslabones.

Con los datos descritos en la tabla N°11, para  $\omega_2 = 2.0 \text{ rad/seg}$ ,  $\alpha_2 = 2.0 \text{ rad/seg}$  podemos calcular las aceleraciones angulares de los eslabones  $\alpha_3$ ;  $\alpha_4$ ;  $\alpha_8$ ; y  $A_h$ .

Si:

$$\begin{aligned}
f_1' &= -b \operatorname{sen} \theta_3 * w_3 + c \operatorname{sen} \theta_4 * w_4 = a \operatorname{sen} \theta_2 * w_2 \\
f_2' &= b \cos \theta_3 * w_3 - c \cos \theta_4 * w_4 = -a \cos \theta_2 * w_2 \\
f_3' &= -f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) * w_4 - g \operatorname{sen} \theta_8 * w_8 - \dot{h} \cos \theta_9 = 0 \\
f_4' &= f \cos(\theta_4 - \pi) * w_4 + g \cos \theta_8 * w_8 - \dot{h} \operatorname{sen} \theta_9 = 0
\end{aligned}$$

Entonces aplicando la derivada a las ecuaciones de velocidad tenemos.

$$\begin{aligned}
f_1'' &= -b \cos \theta_3 * w_3^2 - b \operatorname{sen} \theta_3 * \alpha_3 + c \cos \theta_4 * w_4^2 + c \operatorname{sen} \theta_4 * \alpha_4 \\
&= a \cos \theta_2 * w_2^2 + a \operatorname{sen} \theta_2 * \alpha_2 \\
f_1'' &= -b \operatorname{sen} \theta_3 * w_3^2 + b \cos \theta_3 * \alpha_3 + c \operatorname{sen} \theta_4 * w_4^2 - c \cos \theta_4 * \alpha_4 \\
&= a \operatorname{sen} \theta_2 * w_2^2 - a \cos \theta_2 * \alpha_2 \\
f_3'' &= -f \cos(\theta_4 - \pi) * w_4^2 - f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) * \alpha_4 - g \cos \theta_8 * w_8^2 - g \operatorname{sen} \theta_8 * \alpha_8 \\
&\quad - \ddot{h} \cos \theta_9 + \dot{h} \operatorname{sen} \theta_9 * w_9 = 0 \\
f_4'' &= -f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) * w_4^2 + f \cos(\theta_4 - \pi) * \alpha_4 - g \operatorname{sen} \theta_8 * w_8^2 + g \cos \theta_8 * \alpha_8 \\
&\quad - \ddot{h} \operatorname{sen} \theta_9 - \dot{h} \cos \theta_9 * w_9 = 0
\end{aligned}$$

Como  $\theta_5, \theta_6, \theta_9$  y  $\theta_{10}$  son ángulos constantes entonces  $w_5, w_6, w_9$  y  $w_{10}$  son iguales a "0",  $w_3, w_4, w_8$  y  $\dot{h}$  conocidos, además  $\alpha_2 = 0$ .

Tenemos:

$$\begin{aligned}
f_1'' &= -b \operatorname{sen} \theta_3 * \alpha_3 + c \operatorname{sen} \theta_4 * \alpha_4 \\
&= a \cos \theta_2 * w_2^2 + b \cos \theta_3 * w_3^2 - c \cos \theta_4 * w_4^2 \\
f_1'' &= +b \cos \theta_3 * \alpha_3 - c \cos \theta_4 * \alpha_4 \\
&= a \operatorname{sen} \theta_2 * w_2^2 + b \operatorname{sen} \theta_3 * w_3^2 - c \operatorname{sen} \theta_4 * w_4^2 \\
f_3'' &= -f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) * \alpha_4 - g \operatorname{sen} \theta_8 * \alpha_8 - \ddot{h} \cos \theta_9 \\
&= f \cos(\theta_4 - \pi) * w_4^2 + g \cos \theta_8 * w_8^2 \\
f_4'' &= f \cos(\theta_4 - \pi) * \alpha_4 + g \cos \theta_8 * \alpha_8 - \ddot{h} \operatorname{sen} \theta_9 \\
&= f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) * w_4^2 + g \operatorname{sen} \theta_8 * w_8^2
\end{aligned}$$

Si:

$$\text{acel} = \begin{bmatrix} a \cos \theta_2 * (w_2)^2 + b \cos \theta_3 * (w_3)^2 - c \cos \theta_4 * (w_4)^2 \\ a \operatorname{sen} \theta_2 * (w_2)^2 + b \operatorname{sen} \theta_3 * (w_3)^2 - c \operatorname{sen} \theta_4 * (w_4)^2 \\ f \cos(\theta_4 - \pi) * (w_4)^2 + g \cos \theta_8 * (w_8)^2 \\ f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) * (w_4)^2 + g \operatorname{sen} \theta_8 * (w_8)^2 \end{bmatrix}$$

$$J_a = \begin{bmatrix} -b \operatorname{sen} \theta_3 & c \operatorname{sen} \theta_4 & 0 & 0 \\ b \cos \theta_3 & -c \cos \theta_4 & 0 & 0 \\ 0 & -f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) - g \operatorname{sen} \theta_8 - \cos \theta_9 & 0 & 0 \\ 0 & f \cos(\theta_4 - \pi) & g \cos \theta_8 & -\operatorname{sen} \theta_9 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_{ce} = \begin{bmatrix} \Delta \alpha_3 \\ \Delta \alpha_4 \\ \Delta \alpha_8 \\ \Delta A_h \end{bmatrix}$$

$$J_a \mathbf{A}_{ce} = \text{acel}$$

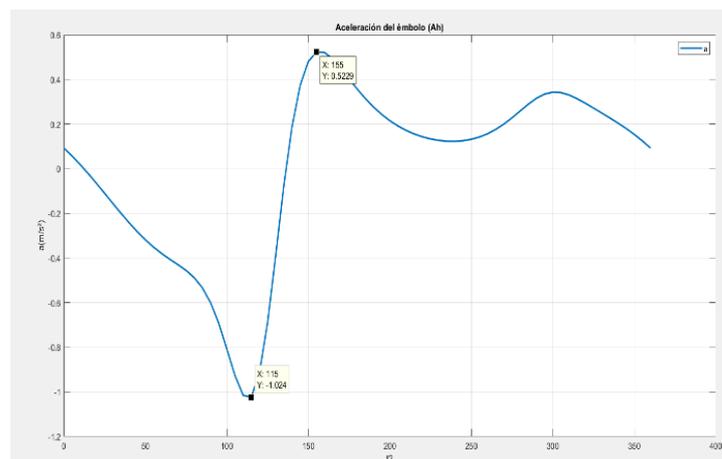
$$\begin{bmatrix} -b \operatorname{sen} \theta_3 & c \operatorname{sen} \theta_4 & 0 & 0 \\ b \operatorname{cos} \theta_3 & -c \operatorname{cos} \theta_4 & 0 & 0 \\ 0 & -f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) - g \operatorname{sen} \theta_8 - \operatorname{cos} \theta_9 & & \\ 0 & f \operatorname{cos}(\theta_4 - \pi) & g \operatorname{cos} \theta_8 - \operatorname{sen} \theta_9 & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \alpha_3 \\ \Delta \alpha_4 \\ \Delta \alpha_8 \\ \Delta A_h \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} a \operatorname{cos} \theta_2 * (w_2)^2 + b \operatorname{cos} \theta_3 * (w_3)^2 - c \operatorname{cos} \theta_4 * (w_4)^2 \\ a \operatorname{sen} \theta_2 * (w_2)^2 + b \operatorname{sen} \theta_3 * (w_3)^2 - c \operatorname{sen} \theta_4 * (w_4)^2 \\ f \operatorname{cos}(\theta_4 - \pi) * (w_4)^2 + g \operatorname{cos} \theta_8 * (w_8)^2 \\ f \operatorname{sen}(\theta_4 - \pi) * (w_4)^2 + g \operatorname{sen} \theta_8 * (w_8)^2 \end{bmatrix}$$

Con la solución de las matrices podemos definir los valores de  $\alpha_3$ ,  $\alpha_4$ ,  $\alpha_8$  y  $A_h$  cuando  $\theta_2$  recorre una vuelta de  $360^\circ$ .

**Figura 65**

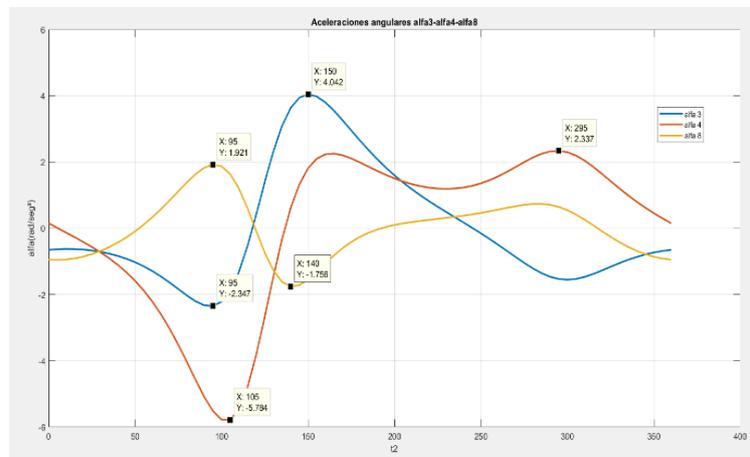
*Aceleración del émbolo reciprocante*



*Nota.* La figura muestra la aceleración del émbolo (eslabón 06) durante un giro de  $360^\circ$  del eslabón 2.

**Figura 66**

*Aceleraciones angulares de los eslabones 3, 4 y 8*



*Nota.* La figura muestra las aceleraciones angulares de los eslabones 03, 04 y 05 durante un giro de 360° del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

### **Análisis de velocidades y aceleraciones de los centros de gravedad de los eslabones del mecanismo.**

Con los valores de  $w_2$ ,  $w_3$ ,  $w_4$ ,  $w_8$ ,  $V_h$ ,  $\alpha_3$ ,  $\alpha_4$ ,  $\alpha_8$  y  $A_h$  ya conocidos, podemos definir la aceleración de los centros de gravedad del mecanismo cuando  $\theta_2$  recorre una vuelta de 360°.

Procedemos a establecer nuevos vectores que nos permitan determinar la ubicación del centro de masa.

$$r_1 = \frac{a}{6} ; r_2 = 0 ; r_3 = \frac{b}{2} ; r_4 = 0$$

$$r_5 = \frac{c}{2} ; r_6 = 0 ; r_7 = \frac{g}{2} ; r_8 = 0$$

Entonces podemos escribir la trayectoria de los centros de gravedad de los eslabones  
Trayectoria del centro de gravedad del eslabón 2. (Cg2).

$$r_{cx2} = r_1 \cos \theta_2 + r_2 \cos\left(\theta_2 + \frac{\pi}{2}\right)$$

$$r_{cy2} = r_1 \sin \theta_2 + r_2 \sin\left(\theta_2 + \frac{\pi}{2}\right)$$

$$r_{c2} = \sqrt{(r_{cx2})^2 + (r_{cy2})^2}$$

Trayectoria del centro de gravedad del eslabón 3. (Cg3).

$$r_{cx3} = a \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 + r_4 \cos(\theta_3 + \frac{\pi}{2})$$

$$r_{cy3} = a \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 + r_4 \sin(\theta_3 + \frac{\pi}{2})$$

$$r_{c3} = \sqrt{(r_{cx3})^2 + (r_{cy3})^2}$$

Trayectoria del centro de gravedad del eslabón 4. (Cg4).

$$r_{cx4} = d \cos \theta_5 + ee \cos \theta_6 + r_5 \cos \theta_4 + r_6 \cos(\theta_4 + \frac{\pi}{2})$$

$$r_{cy4} = d \sin \theta_5 + ee \sin \theta_6 + r_5 \sin \theta_4 + r_6 \sin(\theta_4 + \frac{\pi}{2})$$

$$r_{c4} = \sqrt{(r_{cx4})^2 + (r_{cy4})^2}$$

Derivando las expresiones de la trayectoria podemos obtener las ecuaciones de las velocidades.

Velocidad del centro de gravedad del eslabón 3.

$$V_{cx3} = -a * \omega_2 * \sin \theta_2 - r_3 * \omega_3 * \sin \theta_3 - r_4 * \omega_3 * \cos \theta_3$$

$$V_{cy3} = a * \omega_2 * \cos \theta_2 + r_3 * \omega_3 * \cos \theta_3 - r_4 * \omega_3 * \sin \theta_3$$

$$V_{cc3} = \sqrt{(V_{cx3})^2 + (V_{cy3})^2}$$

Velocidad del centro de gravedad del eslabón 4.

$$V_{cx4} = -r_5 * \omega_4 * \sin \theta_4$$

$$V_{cy4} = r_5 * \omega_4 * \cos \theta_4$$

$$V_{cc4} = \sqrt{(V_{cx4})^2 + (V_{cy4})^2}$$

Derivando las expresiones de la velocidad podemos obtener las ecuaciones de las aceleraciones.

Aceleración del centro de gravedad del eslabón 2.

$$A_{cx2} = -(r_1 * \alpha_2 - r_2 * \omega_2^2) * \sin \theta_2 - (r_2 * \alpha_2 + r_1 * \omega_2^2) * \cos \theta_2$$

$$A_{cy2} = (r_1 * \alpha_2 - r_2 * \omega_2^2) * \cos \theta_2 - (r_2 * \alpha_2 + r_1 * \omega_2^2) * \sin \theta_2$$

$$A_{cc2} = \sqrt{(A_{cx2})^2 + (A_{cy2})^2}$$

Aceleración del centro de gravedad del eslabón 3.

$$A_{cx3} = -a * \alpha_2 * \sin \theta_2 - a * \omega_2^2 * \cos \theta_2 - (r_3 * \alpha_3 - r_4 * \omega_3^2) * \sin \theta_3 - (r_4 * \alpha_3 + r_3 * \omega_3^2) * \cos \theta_3$$

$$A_{cy3} = a * \alpha_2 * \cos \theta_2 - a * \omega_2^2 * \sin \theta_2 + (r_3 * \alpha_3 - r_4 * \omega_3^2) * \cos \theta_3 - (r_4 * \alpha_3 + r_3 * \omega_3^2) * \sin \theta_3$$

$$A_{cc3} = \sqrt{(A_{cx3})^2 + (A_{cy3})^2}$$

Aceleración del centro de gravedad del eslabón 4.

$$A_{cx4} = -(r_5 * \alpha_4 - r_6 * \omega_4^2) * \sin \theta_4 - (r_6 * \alpha_4 + r_5 * \omega_4^2) * \cos \theta_4$$

$$A_{cy4} = (r_5 * \alpha_4 - r_6 * \omega_4^2) * \cos \theta_4 - (r_6 * \alpha_4 + r_5 * \omega_4^2) * \sin \theta_4$$

$$A_{cc4} = \sqrt{(A_{cx4})^2 + (A_{cy4})^2}$$

Aceleración del centro de gravedad del eslabón 5.

$$A_{cx5} = -f * \alpha_4 * \sin \theta_4 - f * \omega_4^2 * \cos \theta_4 - (r_7 * \alpha_8 - r_8 * \omega_8^2) * \sin \theta_8 - (r_8 * \alpha_8 + r_7 * \omega_8^2) * \cos \theta_8$$

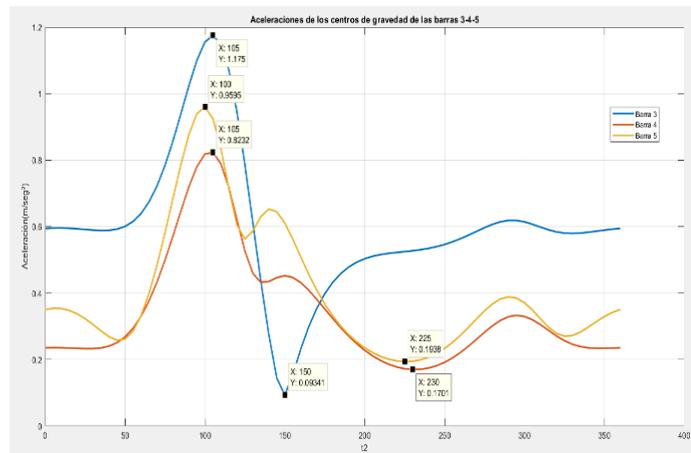
$$A_{cy5} = f * \alpha_4 * \cos \theta_4 - f * \omega_4^2 * \sin \theta_4 + (r_7 * \alpha_8 - r_8 * \omega_8^2) * \cos \theta_8 - (r_8 * \alpha_8 + r_7 * \omega_8^2) * \sin \theta_8$$

$$A_{cc5} = \sqrt{(A_{cx5})^2 + (A_{cy5})^2}$$

Entonces obtenemos:

**Figura 67**

*Aceleraciones absolutas de los centros de masa de los eslabones 3, 4 y 5*

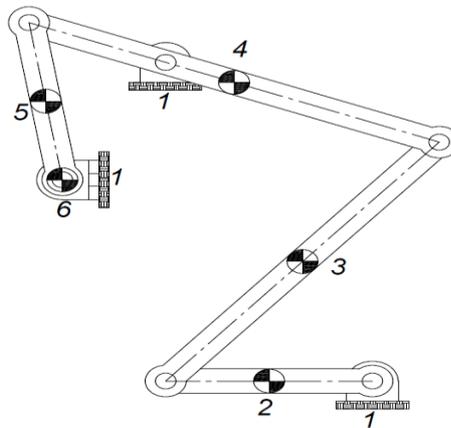


*Nota.* La figura muestra las aceleraciones absolutas de los eslabones 03, 04 y 05 durante un giro de 360° del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

### 5.1.5 Cálculo de fuerzas en las articulaciones.

**Figura 68**

*Mecanismo de 6 eslabones con ubicación de centros de gravedad*



*Nota:* Fuente elaboración propia.

Para el cálculo de las fuerzas se deben de calcular antes las masas(m) y momentos de masa ( $I_g$ ) de cada una de los eslabones.

Con ayuda de la aplicación del fabricante Festo podemos calcular de forma directa estos datos considerando que nuestros eslabones son de forma regular y de material acero.

**Tabla 12**

*Masa y momentos de masa de los eslabones del mecanismo*

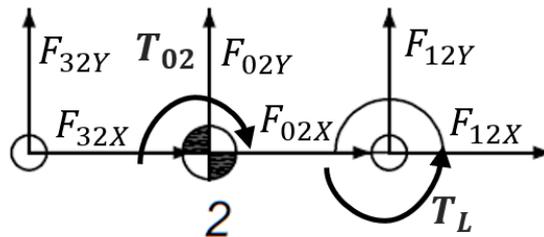
Elemento	Masa (kg)	Momento de masa (kg.m <sup>2</sup> )
Barra 1	0.000	0.000
Barra 2	12.272	0.245
Barra 3	0.584	0.031
Barra 4	0.619	0.037
Barra 5	0.292	0.003
Barra 6	3.429	0.005

*Nota.* Cálculos de masa y Momentos de masa fueron realizados a partir del software de FESTO. [https://www.festo.com/cat/es-pe\\_pe/xDKI.asp](https://www.festo.com/cat/es-pe_pe/xDKI.asp).

Cálculo de fuerza de inercia:

**Figura 69**

*Diagrama de cuerpo libre de eslabón N°2*



*Nota:* Fuente elaboración propia.

$$F_{02} = m_2 * A_{cc2}$$

$$angF_{02} = angA_{g2} - 180$$

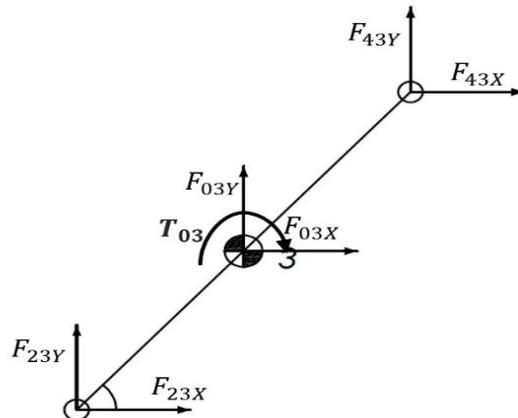
$$F_{02x} = F_{02} \cos d(angF_{02})$$

$$F_{02y} = F_{02} \text{ send}(angF_{02})$$

$$F_{02} = \sqrt{(F_{02x})^2 + (F_{02y})^2}$$

**Figura 70**

Diagrama de cuerpo libre de eslabón N°3



Nota: Fuente elaboración propia.

$$F_{03} = m_3 * A_{cc3}$$

$$angF_{03} = angA_{g3} - 180$$

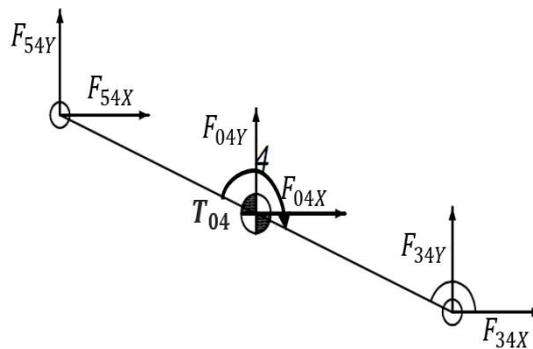
$$F_{03x} = F_{03} \cos d(angF_{03})$$

$$F_{03y} = F_{03} \text{ send}(angF_{03})$$

$$F_{03} = \sqrt{(F_{03x})^2 + (F_{03y})^2}$$

**Figura 71**

Diagrama de cuerpo libre de eslabón N°4



Nota: Fuente elaboración propia.

$$F_{04} = m_4 * A_{cc4}$$

$$angF_{04} = angA_{g4} - 180$$

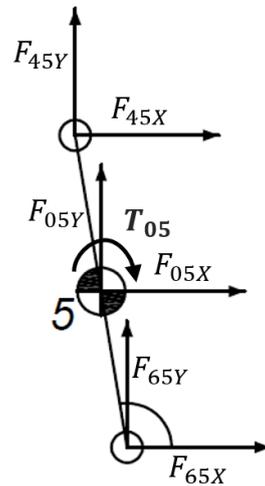
$$F_{04x} = F_{04} \cos d(angF_{04})$$

$$F_{04y} = F_{04} \text{ send}(angF_{04})$$

$$F_{04} = \sqrt{(F_{04x})^2 + (F_{04y})^2}$$

### Figura 72

Diagrama de cuerpo libre de eslabón N°5



Nota: Fuente elaboración propia.

$$F_{05} = m_5 * A_{cc5}$$

$$angF_{05} = angA_{g5} - 180$$

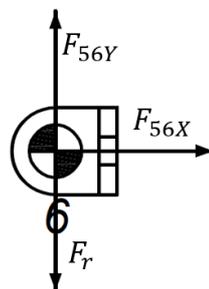
$$F_{05x} = F_{05} \cos d(angF_{05})$$

$$F_{05y} = F_{05} \text{ send}(angF_{05})$$

$$F_{05} = \sqrt{(F_{05x})^2 + (F_{05y})^2}$$

### Figura 73

Diagrama de cuerpo libre de eslabón N°6



Nota: Fuente elaboración propia.

$$A_{cc6} = A_h$$

$$F_{06} = m_6 * A_{cc6}$$

$$\text{ang}A_{g6} = 270$$

$$\text{ang}F_{06} = \text{ang}A_{g6}$$

$$F_{06x} = F_{06} \cos d(\text{ang}F_{06})$$

$$F_{06y} = F_{06} \text{send}(\text{ang}F_{06})$$

$$F_{06} = \sqrt{(F_{06x})^2 + (F_{06y})^2}$$

### 5.1.6 Cálculo del torque de entrada del mecanismo.

#### TORQUES DE INERCIA

$$T_{02} = I_{g2} * (-\alpha_2)$$

$$T_{03} = I_{g3} * (-\alpha_3)$$

$$T_{04} = I_{g4} * (-\alpha_4)$$

$$T_{05} = I_{g5} * (-\alpha_5)$$

Posicionamiento de los vectores del centro de gravedad de cada eslabón.

$$q_{2x} = r_1 * \cos \theta_2$$

$$q_{2y} = r_1 * \sin \theta_2$$

$$p_{2x} = (a - r_1) * \cos \theta_2$$

$$p_{2y} = (a - r_1) * \sin \theta_2$$

$$q_{3x} = r_3 * \cos \theta_3$$

$$q_{3y} = r_3 * \sin \theta_3$$

$$p_{3x} = (b - r_3) * \cos \theta_3$$

$$p_{3y} = (b - r_3) * \sin \theta_3$$

$$q_{4x} = r_5 * \cos \theta_4$$

$$q_{4y} = r_5 * \sin \theta_4$$

$$p_{4x} = (c - r_5) * \cos \theta_4$$

$$p_{4y} = (c - r_5) * \sin \theta_4$$

$$d_{4x} = 0$$

$$d_{4y} = 0$$

$$q_{5x} = r_7 * \cos \theta_4$$

$$q_{5y} = r_7 * \sin \theta_4$$

$$p_{5x} = (g - r_7) * \cos \theta_4$$

$$p_{5y} = (g - r_7) * \sin \theta_4$$

$F_r$ : Fuerza necesaria por el émbolo para vencer la altura dinámica total (ADT).

La fuerza necesaria por el émbolo fue calculada en el Capítulo IV del diseño hidráulico y tiene un valor de:

$$F_r = 241.56 \text{ N}$$

Resolvemos la ecuación matricial:

$$MM = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ q_{2y}-q_{2x}-p_{2y} & p_{2x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_{3y} & -q_{3x} & -p_{3y} & p_{3x} & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & q_{4y} & -q_{4x} & -p_{4y} & p_{3x} & -d_{4y}d_{4x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & p_{5x} & -p_{5y} & 0 & 0 & -q_{5y}q_{5x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 10 \end{bmatrix}$$

$$NN = \begin{bmatrix} F_{02x} \\ F_{02y} \\ T_{02} \\ F_{03x} \\ F_{03y} \\ T_{03} \\ F_{04x} \\ F_{04y} \\ T_{04} \\ F_{05x} \\ F_{05y} \\ T_{05} \\ F_{06x} - F_r \\ F_{06y} \end{bmatrix} ; \quad FFF = \begin{bmatrix} F_{21x} \\ F_{21y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{54x} \\ F_{54y} \\ F_{41x} \\ F_{41y} \\ F_{65x} \\ F_{65y} \\ F_{16y} \\ T_0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ q_{2y}-q_{2x}-p_{2y} & p_{2x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & q_{3y} & -q_{3x} & -p_{3y} & p_{3x} & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & q_{4y} & -q_{4x} & -p_{4y} & p_{3x} & -d_{4y}d_{4x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & p_{5x} & -p_{5y} & 0 & 0 & -q_{5y}q_{5x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 10 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} F_{21x} \\ F_{21y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{54x} \\ F_{54y} \\ F_{41x} \\ F_{41y} \\ F_{65x} \\ F_{65y} \\ F_{16y} \\ T_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{02x} \\ F_{02y} \\ T_{02} \\ F_{03x} \\ F_{03y} \\ T_{03} \\ F_{04x} \\ F_{04y} \\ T_{04} \\ F_{05x} \\ F_{05y} \\ T_{05} \\ F_{06x} - F_r \\ F_{06y} \end{bmatrix}$$

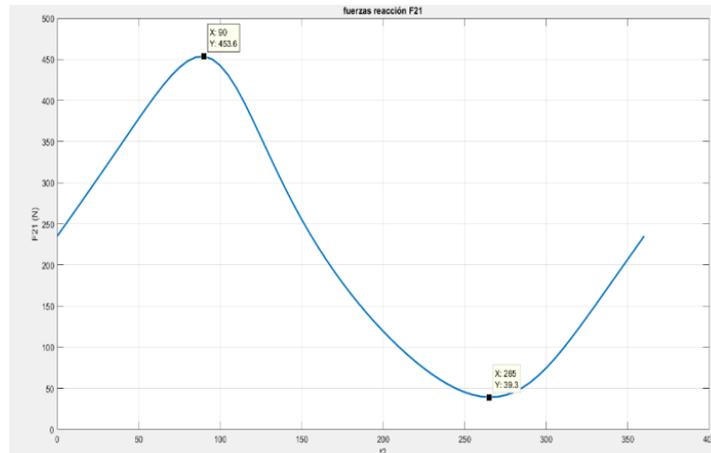
$$MM * FFF = NN$$

### Fuerzas totales

$$F_{21} = \sqrt{(F_{21x})^2 + (F_{21y})^2}$$

#### Figura 74

Fuerza de reacción  $F_{21}$  en una vuelta

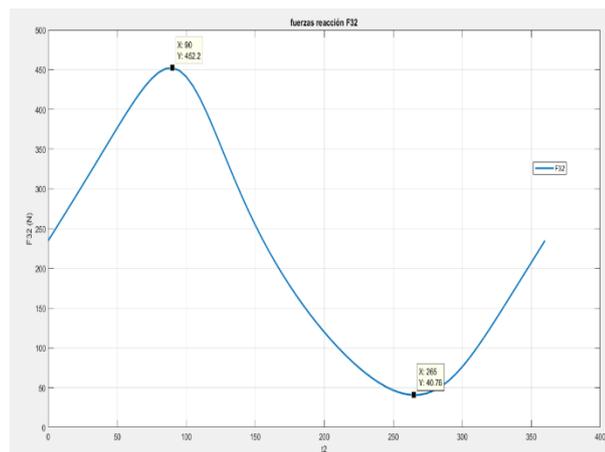


*Nota.* La figura muestra el comportamiento de la fuerza absoluta  $F_{21}$  durante un giro de  $360^\circ$  del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

$$F_{32} = \sqrt{(F_{32x})^2 + (F_{32y})^2}$$

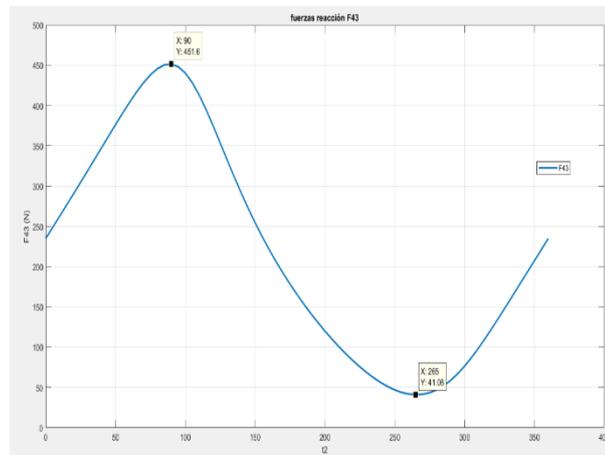
#### Figura 75

Fuerza de reacción  $F_{32}$  en una vuelta



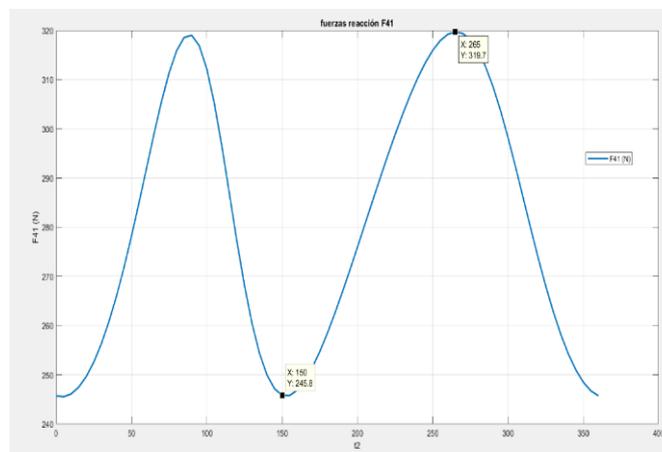
*Nota.* La figura muestra el comportamiento de la fuerza absoluta  $F_{32}$  durante un giro de  $360^\circ$  del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

$$F_{43} = \sqrt{(F_{43x})^2 + (F_{43y})^2}$$

**Figura 76***Fuerza de reacción  $F_{43}$  en una vuelta*

*Nota.* La figura muestra el comportamiento de la fuerza absoluta  $F_{43}$  durante un giro de  $360^\circ$  del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

$$F_{41} = \sqrt{(F_{41x})^2 + (F_{41y})^2}$$

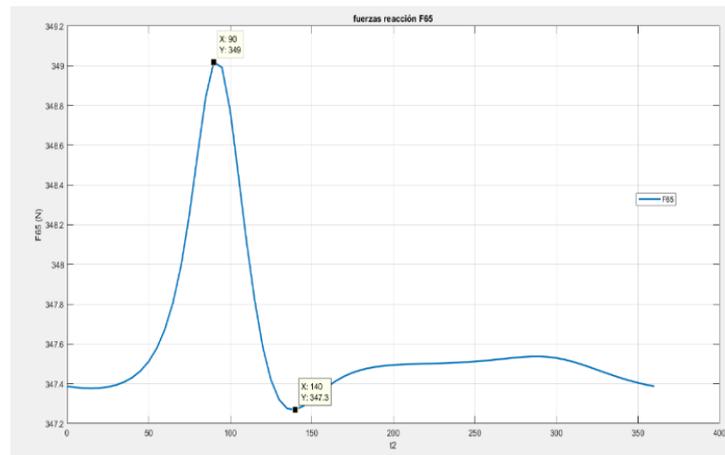
**Figura 77***Fuerza de reacción  $F_{41}$  en una vuelta*

*Nota.* La figura muestra el comportamiento de la fuerza absoluta  $F_{41}$  durante un giro de  $360^\circ$  del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

$$F_{65} = \sqrt{(F_{65x})^2 + (F_{65y})^2}$$

**Figura 78**

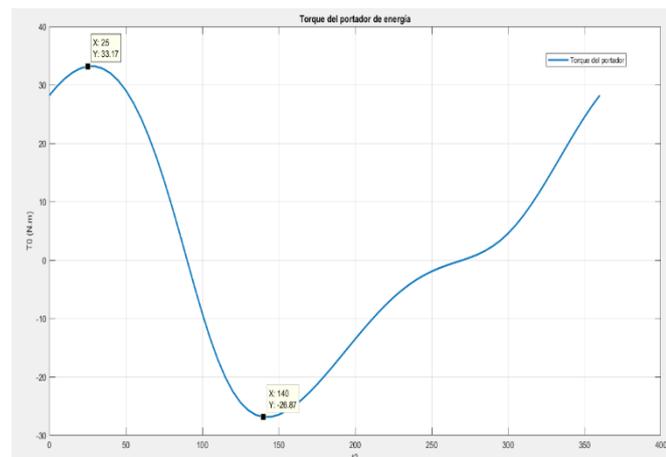
*Fuerza de reacción  $F_{65}$  en una vuelta*



*Nota.* La figura muestra el comportamiento de la fuerza absoluta  $F_{65}$  durante un giro de  $360^\circ$  del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

**Figura 79**

*Torque del mecanismo*



*Nota.* La figura muestra el comportamiento del torque ( $T_0$ ) requerido para el accionamiento del mecanismo durante un giro de  $360^\circ$  del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

### 5.1.7 Cálculo de volante de inercia:

Si:  $T_0 = TL$

Determinación de la fluctuación ( $Fl$ ):

$$Fl = \omega_{m\acute{a}x} - \omega_{m\acute{i}n} \quad (153)$$

Si:  $\omega_2 = 2 \text{ rad/seg}$ , asumiremos un  $\omega_{m\acute{a}x} = 2.5$  y un  $\omega_{m\acute{i}n} = 1.5$

Como la función de torsión-tiempo es armónica, entonces su valor promedio podría expresarse exactamente como:

$$\omega_{prom} = \frac{\omega_{m\acute{a}x} + \omega_{min}}{2} \quad (154)$$

$$\omega_{prom} = \frac{\omega_{m\acute{a}x} + \omega_{min}}{2} = \frac{2.5 + 1.5}{2} = 2$$

$$\omega_{prom} = 2 \text{ rad/seg}$$

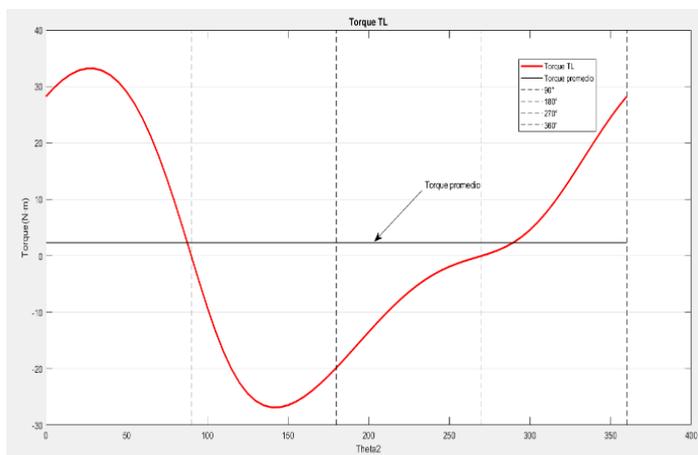
Determinación del coeficiente de fluctuación ( $k$ ):

$$k = \frac{\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{min}}{\omega_{prom}} \quad (155)$$

$$k = \frac{\omega_{m\acute{a}x} - \omega_{min}}{\omega_{prom}} = \frac{2.5 - 1.5}{2} = 0.5$$

**Figura 80**

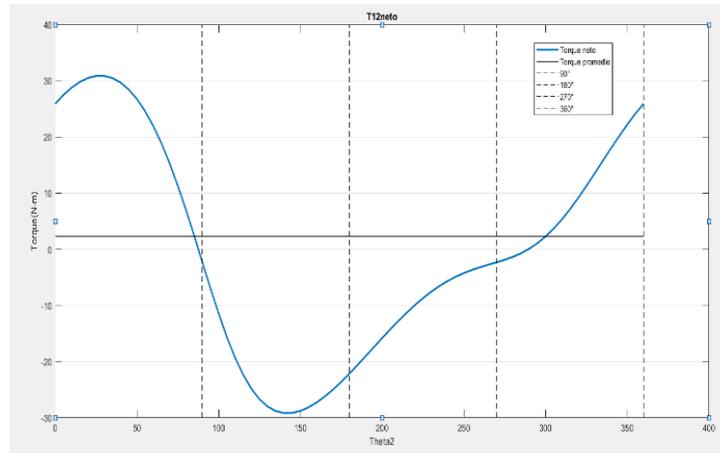
*Línea de torque promedio.*



*Nota:* Fuente elaboración propia en Matlab.

**Figura 81**

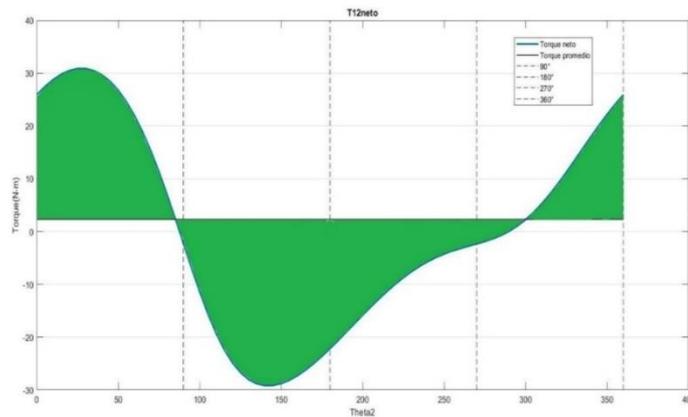
*Curva del torque neto requerido por el mecanismo.*



Nota: Fuente elaboración propia en Matlab.

**Figura 82**

*Energía acumulada para el dimensionamiento de la volante de inercia.*



*Nota.* La figura muestra las áreas de color verde delimitadas por las curvas de torque neto y torque promedio del mecanismo de 6 eslabones en Matlab con comando trapecio integral. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

Entonces con el sustento teórico, que sugiere una integración asumiendo una línea referencial promedio de 2.3042 N-m, tenemos.

En la figura 82 se muestra que es necesario suavizar las oscilaciones del par de torsión durante el ciclo. Entonces, la función del par de torsión total en una revolución de la manivela se integra, pulso a pulso, con respecto a su valor promedio. Estas

integrales representan fluctuaciones de energía en el sistema. Calculamos por separado cada área, las positivas y negativas. (Norton, 2013)

- Pulso de energía (+): Energía suministrada por el impulsor.

- Pulso de energía (+): Energía que intenta regresar de los eslabones.

La figura 82 muestra las fluctuaciones de energía en el sistema, también se aprecia:

$\omega_{min}$ , ocurrirá después de que la energía positiva máxima ha sido entregada del motor a la carga

$\omega_{max}$ , ocurrirá después de que la máxima energía negativa ha sido regresada a la carga

Con la integración trapecio integral en el software Matlab, calculamos las áreas sombreadas de color verde.

Área superior = 35.5197J

Área inferior = -16.7741J

Entonces, la energía necesaria del volante de inercia es -52.2938J.

Para suavizar el torque es necesario adicionar un dispositivo de almacenamiento de energía para nuestro caso se seleccionará una volante en forma de disco circular plano el cual estará conectado al eje de la rueda hidráulica.

Para definir las medidas del volante necesitamos lo siguiente: conocer la inercia del volante.

El momento de inercia de masa del volante físico ( $I_f$ ).

$$E_v = k * I_f * \omega_2^2 \quad (156)$$

$$I_f = \frac{E_v}{k * \omega_2^2} = \frac{(-52.2938/100)}{0.5 * 2^2} = 0.2615 kg.m^2$$

$$I_f = 0.5 * m_v * r_g^2 \text{ (disco)}$$

$$m_v = \frac{2 * I_f}{r_g^2} \quad (157)$$

$$m_v = \frac{2 * 0.2615}{0.2^2} = 13.035$$

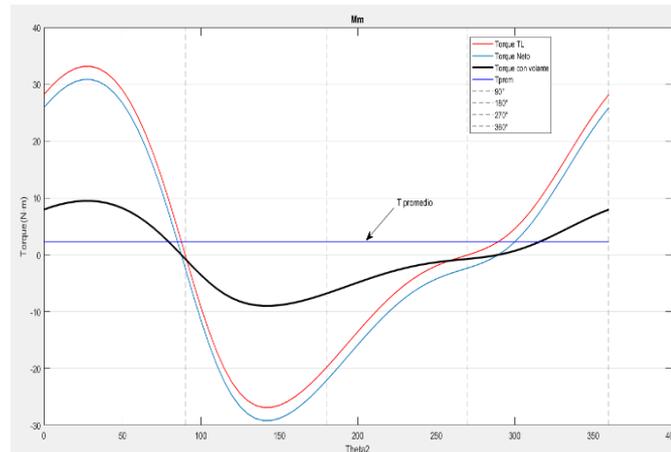
Requerimos un volante de disco de las siguientes características:

$$m_v = 13.035 \text{ Kg}$$

$$r_g = 0.2m$$

### Figura 83

Curvas de torque requeridos para accionar el mecanismo con y sin volante de inercia.



*Nota.* La figura muestra el torque del sistema con la adición de una volante de inercia (línea de color negro) durante un giro de 360° del eslabón 2. Fuente: Elaboración propia en Matlab.

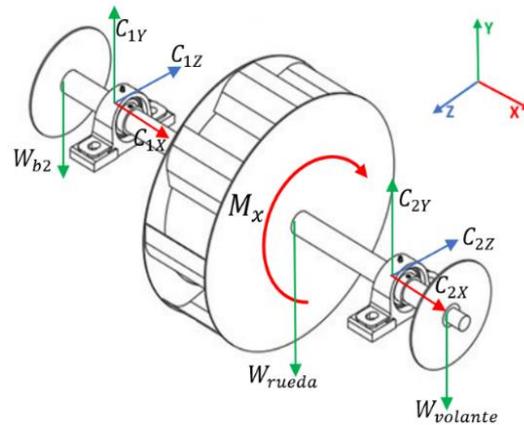
## 5.2 Diseño mecánico de elementos de la bomba hidráulica.

### 5.2.1 Diseño del eje.

Para el cálculo se tendrá como dato la masa de la rueda hidráulica que es de 49.07 kg. Así mismo tenemos la masa de la volante de inercia de 13.07 kg y la masa del eslabón numero 2 (barra N°2) cada uno con el peso de 12.25 kg.

**Figura 84**

Diagrama de cuerpo libre del eje y rueda hidráulica.

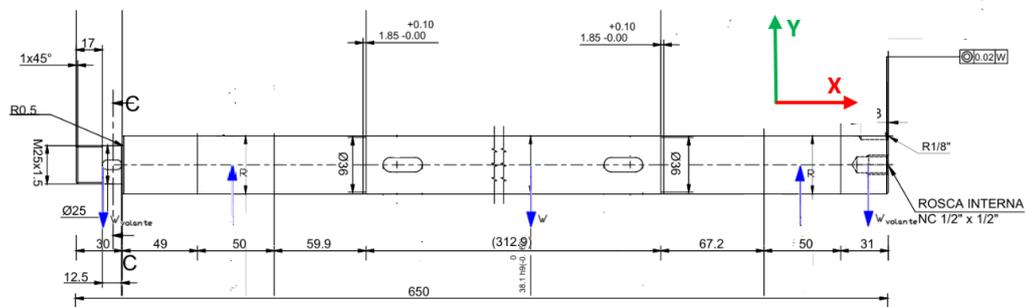


Nota: Fuente elaboración propia.

Con la fuerza hidráulica que ejerce el agua sobre los alabes de la rueda hidráulica  $F=120.4$  N, y el torque producido sobre el centro de rotación  $T=60.7$  N.m

**Figura 85**

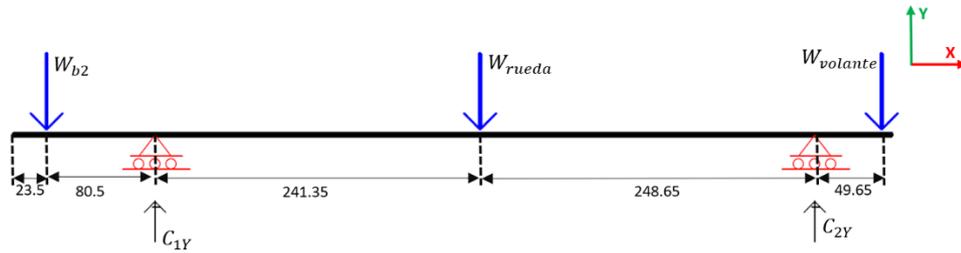
Vista del eje en el plano Y-X.



Nota: Fuente elaboración propia.

**Figura 86**

Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano Y-X.



Nota: Fuente elaboración propia.

Considerando las masas ya conocidas del eslabón N°2, volante de inercia y rueda hidráulica, así como el valor de la aceleración de la gravedad ( $9.81\text{m/s}^2$ ), se puede calcular los pesos de los mismos los cuales son:

- *Peso del eslabón N°2:*

$$W_{b2} = (12.25 \text{ kg}) * (9.81\text{m/s}^2) = 120.17 \text{ N}$$

- *Peso volante de inercia:*

$$W_{volante} = (13.07 \text{ kg}) * (9.81\text{m/s}^2) = 128.22 \text{ N}$$

- *Peso rueda hidráulica:*

$$W_{rueda} = (49.07 \text{ kg}) * (9.81\text{m/s}^2) = 481.38 \text{ N}$$

Para el cálculo de las reacciones  $C_{1Y}$  y  $C_{2Y}$  en los rodamientos usaremos las ecuaciones de sumatorias de fuerzas y sumatoria de momentos.

$$\sum F_Y = 0$$

$$W_{b2} + W_{volante} + W_{rueda} - C_{1Y} - C_{2Y} = 0 \quad (158)$$

$$120.17 + 128.22 + 481.38 = C_{1Y} + C_{2Y}$$

$$\sum M_Z = \sum M_{C1} = 0$$

$$W_{b2} * (0.08) - W_{volante} * (0.54) + W_{rueda} * (0.24) + C_{2Y} * (0.49) = 0$$

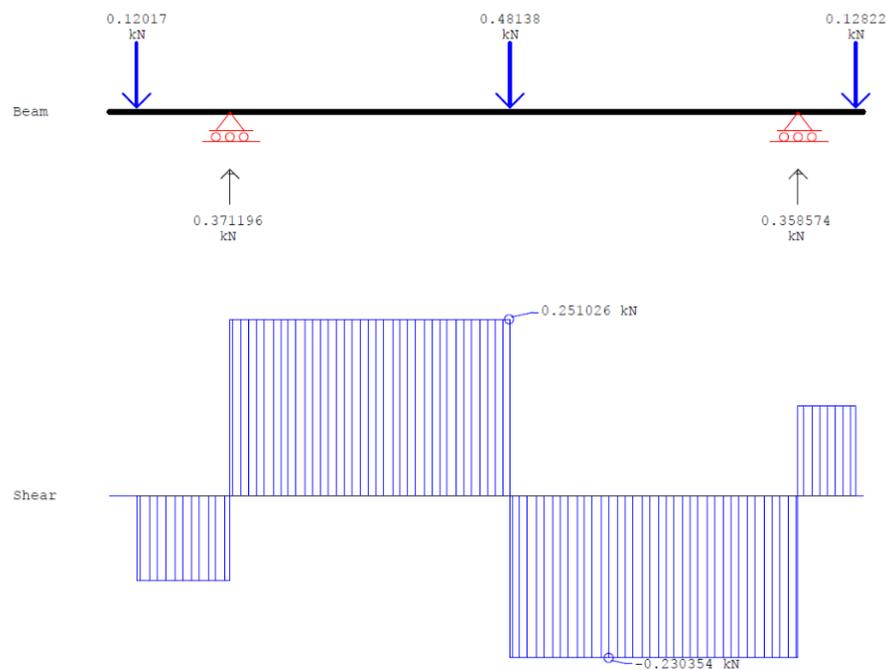
$$C_{1Y} = 371.19 \text{ N}$$

$$C_{2Y} = 358.57 \text{ N}$$

### Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector

**Figura 87**

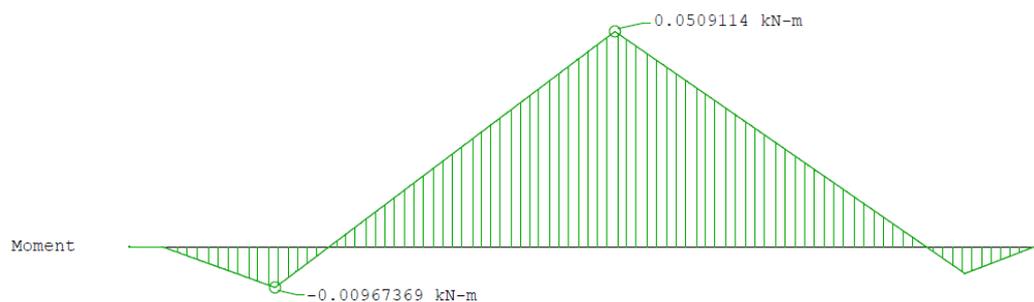
*Diagrama de fuerzas cortantes (V)*



*Nota:* Fuente elaboración propia.

**Figura 88**

*Diagrama de momentos flectores*



*Nota:* Fuente elaboración propia.

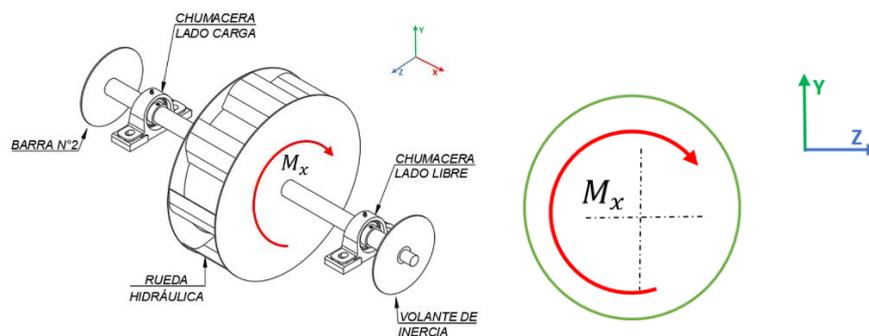
Del gráfico podemos obtener el momento flector máximo es  $M_{max} = 50.91 \text{ N}\cdot\text{m}$

### Cálculo del esfuerzo cortante:

El momento torsor ejercido sobre el eje ( $M_x$ ), es equivalente al torque producido por la fuerza del agua multiplicada por el radio de la rueda hidráulica. El cual se calculó en la sección de cálculo hidráulico y cuyo valor es de 49.75 N.m.

**Figura 89**

*Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano Y-Z.*



*Nota:* DCL del eje. Fuente elaboración propia.

Entonces tenemos que  $M_x = 49.75 \text{ N.m}$

#### 5.2.1.1 Fórmula de la ASME para el cálculo de ejes.

El código ASME proporciona una fórmula para el cálculo del diámetro del eje basado en el criterio del máximo esfuerzo de corte.

Fórmula de la ASME para el cálculo de ejes. (Alva y Alva, 2016)

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S_{sd}} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}} \quad (159)$$

Donde:

$d$ : diámetro

$S_{sd}$ : Esfuerzo permisible a corte, el menor de  $0.3S_{yt}$  ó  $0.18S_{ut}$

$S_{yt}$ : Esfuerzo de fluencia a tracción.

$S_{ut}$ : Esfuerzo de rotura a la tracción.

$K_m$ : Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector.

$K_t$ : Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión.

$M$ : Momento flector.

$T$ : Momento torsor.

Para el eje de transmisión de la rueda hidráulica se eligió un eje en material AISI-1020 cuyas propiedades mecánicas son las siguientes.

**Tabla 13**

*Propiedades mecánicas del acero AISI – SAE 1020*

<b>PROPIEDADES MECÁNICAS AISI-SAE 1020</b>	
Límite elástico	210 Mpa
Resistencia a la tracción	380 Mpa
Alargamiento	25%
Dureza HB	111

*Nota.* Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* tabla A-20 (p. 1020) por Budynas y Nisbett, 2008, Mc Graw Hill.

El esfuerzo permisible a corte ( $S_{sd}$ ) toma el menor valor de las siguientes expresiones:

$$S_{sd} = 0.3s_y \quad \text{ó} \quad S_{sd} = 0.18s_u$$

$$S_{sd} = 0.3 \times 210 \text{ [MPa]} = \mathbf{63.0 \text{ [MPa]}}$$

$$S_{sd} = 0.18 \times 380 \text{ [MPa]} = 68.4 \text{ [MPa]}$$

En nuestro eje existe un canal chavetero y rosca para el ajuste axial de la carga y se debe multiplicar al valor del esfuerzo permisible un factor de 0.75 (Hori, 2014).

$$S_{sd} = 63 \text{ [MPa]} \times 0.75 = \mathbf{47.25 \text{ [MPa]}}$$

Los factores de momento y de torsión utilizados en el cálculo por resistencia de ejes recomendados por la ASME son:

**Tabla 14***Factores de momento flector y torsión para el cálculo de ejes*

TIPO DE CARGA	$k_m$	$k_t$
<b>Eje estacionario</b>		
Carga aplicada gradualmente.	1	1
Carga aplicada súbitamente.	1.5 – 2.0	1.5 -2.0
<b>Eje giratorio</b>		
Carga aplicada gradualmente.	1.5	1
Carga constante.	1.5	1
Carga súbitamente aplicada con choques menores.	1.5 – 2.0	1.0 – 1.5
Carga súbitamente con choques fuertes.	2.0 – 3.0	1.5 – 3.0

*Nota.* Adaptado de *Diseño de elementos de Máquinas* tabla N°3 (p. 135) por Alva y Alva, 2016, Grupo Universitario S.A.C

Debido a que nuestra rueda hidráulica está sometida a variaciones de caudal y presión y además posibles golpes de elementos flotantes sobre los alabes elegimos los siguientes factores:

$$k_m = 3.0 \qquad k_t = 3.0$$

Insertando los valores en nuestra ecuación de cálculo del eje por resistencia tenemos:

$$d_{\text{eje}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S_{sd}} \sqrt{(k_m M_{f(\text{máx})})^2 + (k_t M_t)^2}}$$

$$d_{\text{eje}} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(47.25 * 10^6)} \sqrt{((3.0) * (50.91))^2 + ((3.0) * (49.75))^2}}$$

$$d_{\text{eje}} = 0.02845 \text{ [m]}$$

Se aproxima a un eje de diámetro de (1 1/4 in)  $\cong$  31.75mm, para nuestra bomba seleccionaremos un diámetro de 1 1/2"  $\cong$  38.1mm

### 5.2.1.2 Análisis del eje bajo condiciones de fatiga

Marin, identificó factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. La cuestión respecto de ajustar el límite de resistencia a la fatiga por medio de correcciones sustractivas o multiplicativas se resolvió mediante un extenso análisis estadístico del acero 4340 (horno eléctrico, calidad de aeronave), en el que se determinó un

coeficiente de correlación de 0.85 para la forma multiplicativa, y 0.40 para la forma aditiva. (Alva y Alva, 2016)

Por lo tanto, la ecuación de Marín se escribe:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (160)$$

Donde:

$k_a$  : Factor de acabado superficial.

$$k_a = a s_{ut}^b \quad (161)$$

### Tabla 15

*Factor de acabado superficial*

Acabado superficial	Factor, a $S_{ut} (MPa)$	Exponente b
Rectificado	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

*Nota.* Adaptado de *Diseño de elementos de Máquinas* tabla N°7 (p. 142) por Alva y Alva, 2016, Grupo Universitario S.A.C

Para un acabado de laminado en caliente de acuerdo a la tabla 15 se tiene ( $a = 57.7$ ) y ( $b = -0.718$ ),

$$k_a = 57.7(380)^{-0.718}$$

$$k_a = 0.811$$

$k_b$  : Factor de tamaño.

$$k_b = \begin{cases} 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ in} \\ 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Asumimos el primer término con el criterio del tamaño de eje que se obtuvo de la fórmula ASME.

$$k_b = 0.879d^{-0.107}, \quad 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in}$$

$$k_b = 0.879(1.5)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.842$$

$k_c$  : Factor de carga.

$$k_c = \begin{cases} 1.00 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

$$k_c = 1.00$$

$k_d$  : Factor de temperatura. (Temperatura de trabajo = 23°C)

$$k_d = 1.00$$

$k_e$  : Factor de confiabilidad.

$$k_e = 1 - 0.08Z_a \quad (162)$$

### Tabla 16

Factor de confiabilidad  $k_e$

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Nota. Adaptado de *Diseño de elementos de Máquinas* tabla N°9 (p. 142) por Alva y Alva, 2016, Grupo Universitario S.A.C

$z_a = 3.719$  para una confiabilidad del 99.99%.

$$k_e = 1 - 0.08 * 3.719$$

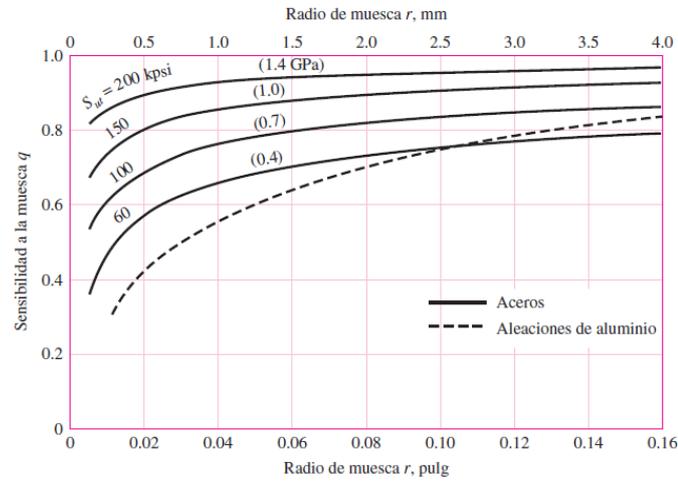
$$k_e = 0.702$$

$k_f$  : Factor de efectos varios.

$$k_f = 1 - q(k_t - 1) \quad (163)$$

**Figura 90**

*Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros sometidos a flexión.*



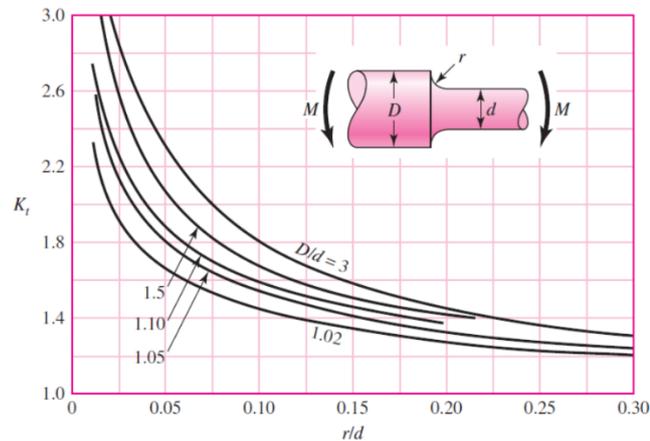
*Nota.* Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (p. 287) por Budynas y Nisbett, 2008, Mc Graw Hill.

Con  $r = 6.55\text{mm}$  y  $s_u = 380\text{MPa}$ .

$$q = 0.78$$

**Figura 91**

*Eje de sección circular sometido a momento flector.*



*Nota.* Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* tabla A-15 (p. 1008) por Budynas y Nisbett, 2008, Mc Graw Hill.

Con  $D = 38.1\text{mm}$  y  $d=25.0\text{mm}$ .

$$\frac{D}{d} = \frac{38.1}{25} = 1.524; \frac{r}{d} = \frac{6.55}{25} = 0.262 \text{ obtenemos } k_t = 1.35$$

$$k_f = 1 - 0.78(1.35 - 1)$$

$$k_f = 0.727$$

$S'_e$  : Límite de resistencia a la fatiga.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Donde  $S_{ut}$  representa la resistencia ultima a la tensión y para nuestro caso (AISI 1020 es de 380 [MPa].

$$S'_e = 0.5 \times 380 = 190 \text{ [MPa]}$$

Reemplazamos todos los valores en la ecuación.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0.811 * 0.842 * 1.0 * 1.0 * 0.702 * 0.727 * 190$$

$$S_e = 66.215 \text{ [MPa]}$$

Utilizando la relación de Soderberg. (Máximo esfuerzo de corte), siendo este el criterio más conservador. (Alva y Alva, 2016)

$$d_{\min} = \left[ \frac{32 \times n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_t}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{k_f * M_{f\max}}{S_e}\right)^2} \right]^{1/3} \quad (164)$$

El factor de seguridad se calcula a partir de considerar una carga estática sobre el eje, es decir sin considerar los efectos dinámicos, entonces:

$$\frac{1}{n_s} = \frac{32}{\pi d_{\text{eje}}^3} \sqrt{\left(\frac{k_f * M_{f\max}}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{M_t}{S_y}\right)^2} \quad (165)$$

Considerando el eje determinado de la ecuación ASME se tiene que el factor de seguridad seria:

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi * (0.0381)^3} \sqrt{\left(\frac{0.727 * 50.91}{66.215 * 10^6}\right)^2 + \left(\frac{49.75}{210 * 10^6}\right)^2}$$

$$n = 8.94$$

Reemplazando en la expresión de Soderberg.

$$d = \left[ \frac{32 * 8.94}{\pi} \sqrt{\left(\frac{0.727 * 50.91}{66.215 * 10^6}\right)^2 + \left(\frac{49.75}{210 * 10^6}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0.03809 \text{ [m]} \cong 1 \frac{1}{2}''$$

El factor de seguridad a la fluencia nos da la idea de cuan sobredimensionado esta nuestro eje para la aplicación.

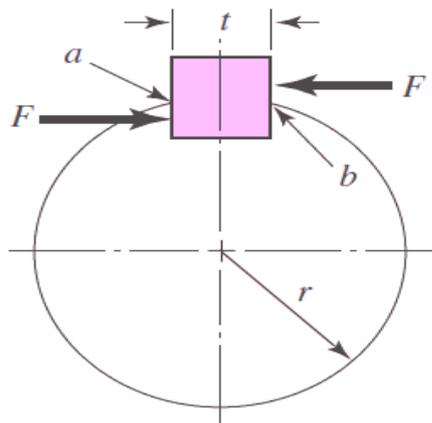
El valor que hemos obtenido  $n = 8.94$  que es un valor aceptable para las cargas que estamos aplicando sobre el eje. Por un tema de estabilidad relacionado a la vibración puesto que la maquina trabajara en un entorno severo a fluctuaciones causadas por las corrientes cinéticas del agua tomaremos dicho valor.

En conclusión, se elegirá un eje de acero estructural SAE 1020 de 38.10 mm o de 1 -1/2".

### 5.2.2 Cálculo de chavetas.

#### Figura 92

*Diagrama de fuerzas cortantes en chaveta.*



*Nota.* Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (p. 382) por Budynas y Nisbett, 2008, Mc Graw Hill.

De los datos calculados anteriormente tenemos:

$$F = 119.88 \text{ N}$$

$$d = 38.1 \text{ mm} = 1.1/2''$$

$$\text{Potencia: } N_T = 190.24 \text{ Watt} = 0.26\text{hp}$$

Para eje de acero SAE 1020 tenemos que  $S_{ut} = 380 \text{ Mpa}$

RPM del eje es de  $n = 19.1 \text{ RPM}$

Utilizamos un factor de seguridad de 3

Elegimos una chaveta cuadrada UNS G10200 de 3/8"(9.525mm) para la cual la resistencia a la tracción es  $S_y = 65\text{Ksi}$

Para el cálculo del par de torsión se obtiene mediante la ecuación de la potencia:

$$T = \frac{63025xN_T}{n} \quad (166)$$

$$T = \frac{63025xN_T}{n} = \frac{63025x0.26}{19.1} = 857.93 \text{ lb.plg}$$

A partir de la figura anterior la fuerza F en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{r} \quad (167)$$

$$F = \frac{T}{r} = \frac{857.93}{1.50/2} = 1143.91 \text{ lbf}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es: (Budynas & Nisbett, 2008)

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577(65) = 37.5 \text{ Ksi}$$

La falla por cortante a lo largo del área ab creará un esfuerzo de  $\tau = F/tl$ . Sustituyendo  $\tau$  por la resistencia dividida entre el factor de seguridad, se tiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \quad (168)$$

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \text{ entonces } \frac{37.5x1000}{3} = \frac{1143.91}{0.375xl} \text{ obtenemos que } l = 0.24 \text{ plg}$$

$l = 0.24$  pulg. Para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl/2} \quad (169)$$

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl/2} \text{ entonces } \frac{65x1000}{3} = \frac{1143.91}{0.375xl/2} \text{ obtenemos que } l = 0.28 \text{ plg}$$

En conclusión, usaremos una chaveta cuadrada de  $3/8'' \times 1''$ .

### 5.2.3 Cálculo de pasadores en uniones articuladas.

Se usó pasadores cilíndricos de la marca OPAC. El material usado en su construcción es el acero 9SMnpob28k, las propiedades mecánicas para este tipo de acero se ven en la tabla 17.

**Tabla 17***Propiedades mecánicas del acero 9SMnPb30*

PROPIEDADES MECÁNICAS	9SMnPb30
Límite de fluencia	245-440 Mpa
Resistencia a la tracción	360 - 570 Mpa
Alargamiento en 200mm	6.00%

*Nota.* Adaptado de *Acero de corte fácil (1.0718)* por norelem, 2023.

Tomaremos un esfuerzo de fluencia  $S_y = 440 \text{ N/mm}^2$ .

Según (Budynas & Nisbett, 2008), la resistencia a la fluencia en cortante está dada por:

$$S_{s_y} = 0.5 * S_y \quad ( 170 )$$

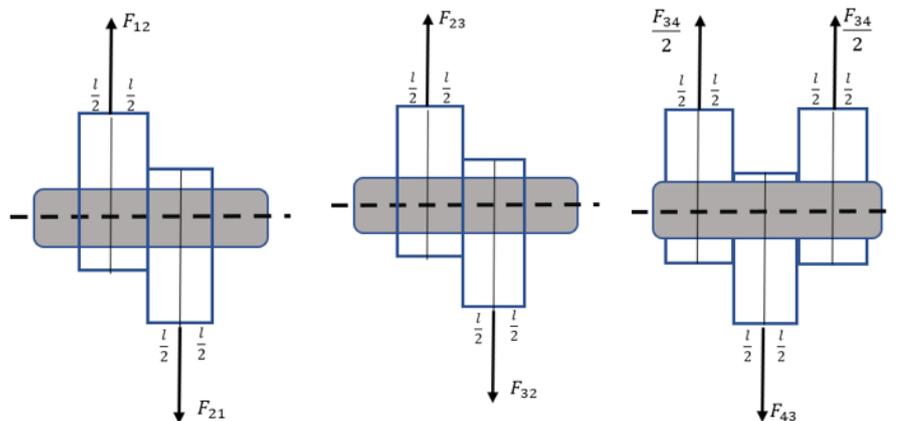
$$S_y = 440 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{s_y} = 0.5(440) = 220 \text{ N/mm}^2$$

$$S_{s_y} = 220 \text{ N/mm}^2$$

**Figura 93**

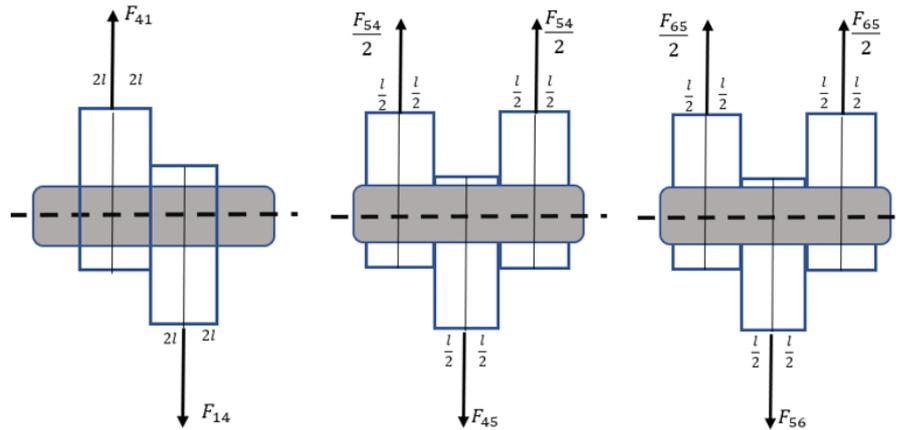
*Diagrama de cuerpo libre de pasadores bajo las fuerzas  $F_{12}$ ,  $F_{23}$  y  $F_{34}$ .*



*Nota:* DCL de los pasadores 1,2 y 3 que se usaran en cada unión de los eslabones. Fuente elaboración propia.

**Figura 94**

*Diagrama de cuerpo libre de pasadores bajo las fuerzas  $F_{41}$ ,  $F_{54}$  y  $F_{65}$ .*



*Nota:* DCL de los pasadores 4, 5 y 6 que se usaran en cada unión de los eslabones. Fuente elaboración propia.

Para el cálculo se tiene que  $l=6\text{mm}$ .

Cálculo de las propiedades geométricas para pasadores de forma circular.

El primer momento de inercia es:

$$Q = \frac{2}{3}r^3 \quad (171)$$

El segundo momento de inercia es:

$$I = \frac{\pi r^4}{4} \quad (172)$$

Donde:

$r$ : Radio de los pasadores.

Los pasadores se diseñaron bajo tres criterios: máximo cortante, máximo momento flector y por aplastamiento, las ecuaciones para cada caso se muestran en la Tabla 18.

**Tabla 18***Esfuerzos en pasadores*

Cortante máximo	Máximo momento flector	Esfuerzo por aplastamiento
$\frac{S_{Sy}}{f.s} = \frac{V_{max} * Q}{I * T}$	$\frac{S_y}{f.s} = \frac{M_{max} * L}{I}$	$\frac{S_y}{f.s} = \frac{V}{d * L}$
$d = \left( \frac{16 * V_{max}}{3 * \pi * \left( \frac{S_{Sy}}{f.s} \right)} \right)^{\frac{1}{2}}$	$d = \left( \frac{32 * V_{max} * L}{\pi * \left( \frac{S_y}{f.s} \right)} \right)^{\frac{1}{3}}$	$d = \frac{V}{L * \left( \frac{S_y}{f.s} \right)}$

*Nota.* Adaptado de *Diseño y análisis de un prototipo de una mano robótica antropométrica* (p. 102) por Guevara Vázquez, 2016, Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco.

Donde:

d = Diámetro.

V = Fuerza cortante

M = Momento flector.

T = Momento torsor.

f.s = Factor de seguridad.

Sy = Esfuerzo fluencia normal.

Ssy = Esfuerzo fluencia cortante.

Se consideró un f.s (factor de seguridad) de 6.

La tabla 19 muestra el resumen de los cálculos de diámetros de los pasadores para las condiciones de máximo esfuerzo cortante, máximo momento flector y aplastamiento.

**Tabla 19***Cálculo de diámetros de pasadores.*

Fuerza (N)	Magnitud (N)	Diámetro en condiciones de esfuerzo cortante máximo	Diámetro en condiciones de máximo momento flector	Diámetro en condiciones de esfuerzo por aplastamiento	Diámetro de pasador (mm)
<b>F21</b>	453.60	3.24	<b>5.74</b>	1.03	6
<b>F23</b>	452.20	4.58	<b>7.22</b>	1.03	<b>8</b>
<b>F34</b>	451.60	3.23	<b>5.73</b>	1.03	6
<b>F41</b>	319.70	3.85	<b>6.43</b>	0.73	7
<b>F65</b>	349.00	2.84	<b>5.26</b>	0.79	5

Los pasadores llevarán anillos de seguridad en sus extremos para evitar su desplazamiento axial, motivo por el cual será necesario realizar una ranura en los pasadores para el alojamiento de estos anillos por este motivo seleccionaremos un diámetro superior comercial que nos permita tener 4.00mm más de diámetro para el mecanizado es así que seleccionaremos uno de 12.00mm de diámetro, este diámetro a fin de estandarizar será utilizado para todas las uniones articuladas de nuestro mecanismo.

#### 5.2.4 Cálculo y selección de rodamientos.

Para nuestro caso necesitamos las siguientes condiciones:

- 17520 horas de funcionamiento, esto es, equivalente a 2 años las 24 horas del día. ( $L_h = 17520 \text{ horas}$ ).
- 19.1 RPM, velocidad de operación del rodete.
- Las reacciones en los rodamientos son  $C_{1Y} = 285.69 \text{ N}$  y  $C_{2Y} = 265.92 \text{ N}$ , para el cálculo asumiremos la mayor carga ( $C_{1Y} = 285.69 \text{ N}$ ).
- El diámetro del eje es de 1-1/2" (38.1mm), por lo que el rodamiento deberá tener este diámetro.
- Considerando que sobre el los rodamientos solo actúan cargas radiales, se asumirá un 20% de la carga radial para las cargas axiales.

$$F_r = C_{1Y} = 285.69 \text{ N}$$

$$F_r = 285.69 \text{ N}$$

$$F_a = 0.2 * C_{1Y} = 0.2 * (285.69 \text{ N}) = 57.138 \text{ N}$$

$$F_a = 57.138 \text{ N}$$

La duración expresada en millones de revoluciones se obtiene con la siguiente ecuación (Alva y Alva, 2016):

$$L = \frac{60 * n * L_h}{10^6} \quad ( 173 )$$

$$L = \frac{60 * 19.1 * 17520}{10^6} = 20.08$$

$$L = 20.08$$

La seguridad de carga requerida se puede obtener con la siguiente ecuación:

$$\frac{C}{P} = L^{\frac{1}{p}} \quad (174)$$

Donde:

$L$ : Duración nominal en millones de revoluciones.

$C$ : Capacidad de carga dinámica.

$P$ : Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.

$p$ : exponente ( $p = 3$  para rodamientos de bolas y  $p = 10/3$  para rodamientos de rodillos).

Para nuestro caso considerando que la carga radial es pequeña asumiremos un rodamiento de bolas con lo que el valor del exponente quedará en  $p = 3$ .

$$\frac{C}{P} = 20.08^{\frac{1}{3}} = 2.72$$

$$\frac{C}{P} = 2.72$$

Relación de carga axial y radial.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{74.238}{371.19} = 0.2$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.2$$

Si suponemos que:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (175)$$

Entonces de la tabla 20 tenemos que:

$$0.2 \leq e \leq 0.65$$

Entonces tendríamos de la tabla 20,  $X = 1.0$  y  $0.97 \leq Y \leq 3.2$

La carga equivalente sería:

$$1 * 371.19 + 0.97 * 74.238 \leq P \leq 1 * 371.19 + 3.2 * 74.238$$

$$443.2N \leq P \leq 608.75N$$

La capacidad de carga dinámica será:

$$2.72 * 443.2N \leq C \leq 2.72 * 608.75N$$

$$1.205kN \leq C \leq 1.655kN$$

**Tabla 20**

Coeficientes  $X$ ,  $Y$ ,  $X_0$ ,  $Y_0$

SERIE	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} \geq e$		$X_0$	$Y_0$
		X	Y	X	Y		
<b>RODAMIENTOS DE BOLAS CON RÓTULA</b>							
	0.16	1.00	3.90	0.65	6.10	1.00	4.00
	0.17	1.00	3.70	0.65	5.70	1.00	4.00
	0.18	1.00	3.50	0.65	5.40	1.00	3.60
	0.19	1.00	3.30	0.65	5.10	1.00	3.60
	0.20	1.00	3.20	0.65	4.90	1.00	3.20
	0.21	1.00	3.00	0.65	4.60	1.00	3.20
	0.22	1.00	2.90	0.65	4.50	1.00	2.80
	0.23	1.00	2.70	0.65	4.20	1.00	2.80
	0.24	1.00	2.60	0.65	4.10	1.00	2.80
	0.25	1.00	2.50	0.65	3.90	1.00	2.50
	0.26	1.00	2.40	0.65	3.70	1.00	2.50
	0.27	1.00	2.30	0.65	3.60	1.00	2.50
	0.28	1.00	2.20	0.65	3.50	1.00	2.50
	0.30	1.00	2.10	0.65	3.30	1.00	2.20
	0.31	1.00	2.00	0.65	3.10	1.00	2.20
	0.33	1.00	1.90	0.65	3.00	1.00	2.00
	0.35	1.00	1.80	0.65	2.80	1.00	1.80
	0.37	1.00	1.70	0.65	2.60	1.00	1.80
	0.40	1.00	1.60	0.65	2.40	1.00	1.60
	0.43	1.00	1.50	0.65	2.30	1.00	1.60
	0.44	1.00	1.40	0.65	2.20	1.00	1.40
	0.46	1.00	1.35	0.65	2.10	1.00	1.40
	0.48	1.00	1.30	0.65	2.00	1.00	1.40
	0.50	1.00	1.25	0.65	2.00	1.00	1.30
	0.52	1.00	1.20	0.65	1.90	1.00	1.30
	0.57	1.00	1.10	0.65	1.70	1.00	1.10
	0.60	1.00	1.05	0.65	1.60	1.00	1.10
	0.65	1.00	0.97	0.65	1.50	1.00	1.00

Nota. Adaptado de *Diseño de elementos de Máquinas* tabla N°6 (p. 181) por Alva y Alva, 2016, Grupo Universitario S.A.C

Si suponemos que:

$$\frac{F_a}{F_r} \geq e \quad (176)$$

Entonces de la tabla 20 tenemos que:

$$0.2 \geq e \geq 0.16$$

Entonces tendríamos de la tabla 20,  $X = 1.0$  y  $3.2 \leq Y \leq 3.9$

La carga equivalente sería:

$$1 * 371.19 + 3.2 * 74.238 \leq P \leq 1 * 371.19 + 3.9 * 74.238$$

$$608.75N \leq P \leq 660.72N$$

La capacidad de carga dinámica será:

$$2.72 * 608.75N \leq C \leq 2.72 * 660.72N$$

$$1.655kN \leq C \leq 1.797kN$$

Con la capacidad de carga dinámica y el diámetro del rodamiento de 1-1/2", elaboramos un resumen de rodamientos que cumplen con nuestro requerimiento como se muestra en la tabla 21.

**Tabla 21**

*Tabla de rodamientos con soportes de pie.*

Mostrar en:  Metric  Imperial Ordenar por: Diámetro del agujero ▾

Designación	Dimensiones							Capacidad de carga básica		Velocidad límite
	d [in]	r <sub>s</sub>	A [in]	H [in]	H <sub>s</sub> [in]	J [in]	L [in]	C [lbf]	C <sub>0</sub> [lbf]	
P 1 1/2 FM	1.5	1.693	1.717	3.386	4.724	5.827	6.902	4.271	4.800	
P 1 1/2 TF	1.5	1.693	1.717	3.386	4.724	5.827	6.902	4.271	4.800	
P2B 108-FM	1.5	1.921	2.126	4.094	5.406	7.25	6.902	4.271	4.800	
P2B 108-RM	1.5	1.921	2.126	4.094	5.406	7.25	6.902	4.271	4.800	
P2B 108-TF	1.5	1.921	2.126	4.094	5.406	7.25	6.902	4.271	4.800	
P2B 108-WF	1.5	1.921	2.126	4.094	5.406	7.25	6.902	4.271	4.800	
P2BL 108-FM	1.5	1.921	1.937	4	5.406	7.25	6.902	4.271	4.800	
P2BL 108-RM	1.5	1.921	1.937	4	5.406	7.25	6.902	4.271	4.800	
P2BL 108-WF	1.5	1.921	1.937	4	5.406	7.25	6.902	4.271	4.800	
P2BM 108-TF	1.5	2.016	2.125	4.25	5.75	7.469	7.464	4.856	4.300	
SY 1 1/2 FM	1.5	1.89	1.937	3.898	5.335	6.89	6.902	4.271	4.800	
SY 1 1/2 TF	1.5	1.89	1.937	3.898	5.335	6.89	6.902	4.271	4.800	
SY 1 1/2 TR	1.5	1.89	1.937	3.898	5.335	6.89	6.902	4.271	2.800	
SYJ 1 1/2 TF	1.5	1.929	1.937	3.898	5.374	7.244	6.902	4.271	4.800	
UCP 208-24	1.5	1.929	1.937	3.976	5.394	7.244	7.306	4.496	3.750	

*Nota.* Adaptado de *Soportes de pie con rodamientos de bolas* por SKF, 2024, <https://www.skf.com/pe/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units#cid-487470>

Por temas de disponibilidad de stock en el mercado elegiremos un rodamiento con soporte de pie del tipo UCP 208-24 con diámetro de 1-1/2", el cual cumple en exceso los requerimientos de carga dinámica.

**Capítulo VI**  
**Especificaciones Técnicas**

## CAPÍTULO VI

### Especificaciones Técnicas

#### 6.1 Especificaciones técnicas de materiales.

##### 6.1.1 Rueda hidráulica.

Los materiales utilizados para la rueda hidráulica serán de acero con la siguiente especificación:

**Discos de apoyo para los alabes:** Los discos serán fabricados de planchas de acero laminado en caliente ASTM A36 y Dimensiones según JIS G3193-2008. Espesor de la plancha es de 3.0mm.

**Tabla 22**

*Propiedades mecánicas del acero ASTM A36*

<b>PROPIEDADES MECÁNICAS</b>	
Límite de fluencia mínimo	250 Mpa
Resistencia a la tracción	400 - 550 Mpa
Alargamiento en 200mm	20.00%

*Nota.* Adaptado de *Catálogo de Productos y Servicios* (p. 16) por Aceros Arequipa, 2023.

**Alabes:** Los alabes serán fabricados de planchas de acero laminado en caliente ASTM A36 y Dimensiones según JIS G3193-2008. Espesor de la plancha es de 3.0mm.

**Discos de apoyo de estructura:** Los discos serán fabricados de planchas de acero laminado en caliente (LAC), norma ASTM A36 y dimensiones según JIS G3193-2008. Espesor de la plancha es de 6.35mm.

**Bujes:** Los bujes serán fabricados de eslabones redondas lisas, su composición química y propiedades mecánicas según norma ASTM A36/A36M, SAEJ403(1045) Y NTP 350.400. Medida de diámetro de 2".

**Tabla 23**

*Propiedades mecánicas del acero ASTM A36/A36M, SAEJ403(1045)*

<b>PROPIEDADES MECÁNICAS</b>	<b>ASTM A36</b>	<b>SAE 1045</b>
Límite de fluencia mínimo	250 Mpa	390 Mpa
Resistencia a la tracción	400 - 550 Mpa	650 - 800 Mpa
Alargamiento en 200mm	20.00%	12.00%

*Nota.* Adaptado de *Catálogo de Productos y Servicios* (p. 12) por Aceros Arequipa, 2023.

**Estructuras de angular:** Las estructuras serán fabricados en ángulos estructurales de calidad dual, su composición química y propiedades mecánicas según norma ASTM A36/A36M, ASTM A572/A572M, NTP 350.408. Medidas de 1 1/2" x 1 1/2"x3/32".

**Tabla 24**

*Propiedades mecánicas del acero ASTM A36/A36M*

<b>PROPIEDADES MECÁNICAS</b>	<b>ASTM A36/A36M</b>
Límite de fluencia mínimo	345 Mpa
Resistencia a la tracción	450 - 550 Mpa
Alargamiento en 200mm	15.00%
Soldabilidad	buena

*Nota.* Adaptado de *Catálogo de Productos y Servicios* (p. 11) por Aceros Arequipa, 2023.

**Electrodos para soldadura:** Electrodo E6011, revestido del tipo celulósico, de alta penetración y resistencia, diseñado **para** uso con corriente alterna o continua. Fabricado según norma AWS A5.1/ASME-SFA 5.1

### **6.1.2 Eslabones:**

**Eslabón N°2:** El eslabón será fabricado de plancha de acero laminado en caliente (LAC), norma ASTM A36 y dimensiones según JIS G3193-2008. Espesor de la plancha es de 12mm.

**Eslabón N°3:** La barra será fabricado en tubo cuadrado de 25mm de acero laminado en caliente (LAC), propiedades, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500-Grado A. Sus extremos serán de plancha de acero laminado en caliente (LAC), norma ASTM A36 y dimensiones según JIS G3193-2008. Espesor de la plancha es de 6mm. Longitud de acuerdo a plano BH-003 ubicado en la sección Planos y detalles.

### Tabla 25

*Propiedades mecánicas del acero ASTM A500-Grado A.*

<b>PROPIEDADES MECÁNICAS</b>	<b>ASTM A500/A500M - GRADO A</b>
Límite de fluencia mínimo	269 Mpa
Resistencia a la tracción	310 Mpa
Elongación mínima	25.00%

*Nota.* Adaptado de *Catálogo de Productos y Servicios* (p. 23) por Aceros Arequipa, 2023.

**Eslabón N°4:** La barra será fabricado en tubo cuadrado de 25mm de acero laminado en caliente (LAC), propiedades, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500-Grado A. Sus extremos serán de plancha de acero laminado en caliente (LAC), norma ASTM A36 y dimensiones según JIS G3193-2008. Espesor de la plancha es de 6mm. Longitud de acuerdo a plano BH-003 ubicado en la sección Planos y detalles.

**Eslabón N°5:** La barra será fabricado en tubo cuadrado de 25mm en material acero laminado en caliente (LAC), propiedades, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500-Grado A. Sus extremos serán de plancha de acero laminado en caliente (LAC), norma ASTM A36 y dimensiones según JIS G3193-2008. Espesor de la plancha es de 6mm. Longitud de acuerdo a plano BH-003 ubicado en la sección Planos y detalles.

### **6.1.3 Base metálica para montaje de bomba:**

La base será fabricada en tubo cuadrado de 50mm en material acero laminado en caliente (LAC), propiedades, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500-Grado A. Medidas de acuerdo a plano BH-004 ubicado en la sección Planos y detalles.

### **6.1.4 Bomba de émbolo recíprocante:**

**Pistón:** Será fabricada de forma circular en dos piezas circulares de diámetro 100mm en plancha de acero de 5/8" en material acero laminado en caliente (LAC), propiedades, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500-Grado A según plano BH\_003

**Cilindro:** el cilindro será fabricado en un tubo circular de 100 mm de diámetro interior y 120 mm de diámetro exterior en material acero laminado en caliente (LAC), propiedades, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500-Grado A

**Eje:** Barra de acero redondo de 15 mm de diámetro fabricado según norma AISI-SAE 1020, bajo en carbón según plano BH\_003

**Tuerca:** Tuerca hexagonal M15 de acero con recubrimiento cincado medidas según DIN-934.

**Tapa de Cilindro:** Será fabricada de forma en una pieza circular de diámetro 100 mm en plancha de acero de 3/8 plg en material acero laminado en caliente (LAC), propiedades, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500-Grado A

### **6.1.5 Eje de transmisión:**

Barra de acero redondo fabricado según norma AISI-SAE 1020, bajo en carbón.

**Tabla 26***Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 1020*

<b>PROPIEDADES MECÁNICAS</b>	<b>AISI-SAE 1020</b>
Límite elástico	210 Mpa
Resistencia a la tracción	380 Mpa
Alargamiento	25%
Dureza HB	111

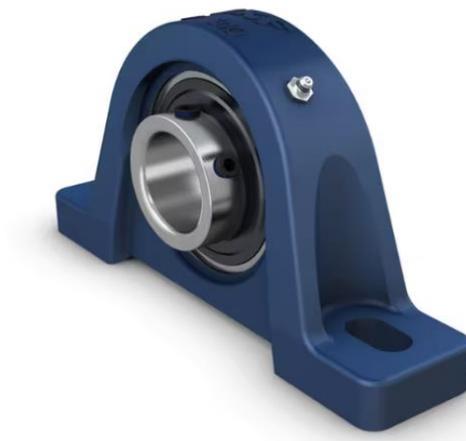
*Nota.* Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* tabla A-20 (p. 1020) por Budynas y Nisbett, 2008, Mc Graw Hill.

### 6.1.6 Chumaceras:

Rodamientos de bolas con soporte de pie con aro interior prolongado y fijación con tornillos, fundición UCP 208-24, medidas según JIS diámetro de 1-½” (38.1mm).

### Figura 95

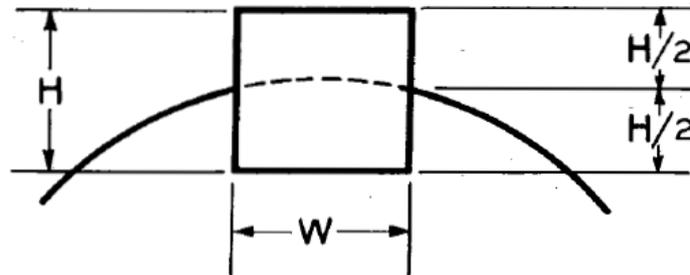
*Rodamiento con soporte de pie.*



*Nota.* Chumacera que se colocara para soportar el eje y rueda hidráulica. Tomado de *Soportes de pie con rodamientos de bolas* por SKF, 2024, <https://www.skf.com/pe/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units#cid-487470>

### 6.1.7 Chavetas:

Material acero C45+C (F-114), Medidas según ANSI B17.1-1967. Tipo cuadrado de 3/8”x1”.

**Figura 96***Esquema de chaveta*

*Nota.* Chaveta cuadrada. Tomado de *Keys and Keyseats* (p. 2) por ASME, 1967.

### **6.1.8 Volante de inercia:**

La volante de inercia será fabricado de plancha de acero laminado en caliente (LAC), norma ASTM A36 y dimensiones según JIS G3193-2008. Espesor de la plancha es de 12.5 mm.

### **6.1.9 Accesorios de fijación:**

#### **Pernos de fijación de chumaceras:**

Perno hexagonal M8 de fierro negro grado 10.9, propiedades mecánicas según ISO 898, medidas según DIN933/ISO4017, tolerancia y clase hilo según ISO 6G.

#### **Pernos de fijación de bomba de émbolo recíprocante:**

Perno hexagonal M8 de fierro negro grado 10.9, propiedades mecánicas según ISO 898, medidas según DIN933/ISO4017, tolerancia y clase hilo según ISO 6G.

#### **Tuercas de fijación de volante:**

Tuerca hexagonal M24 de acero con recubrimiento cincado medidas según DIN-934.

#### **Anillos de retención:**

Anillo de acero al carbono para montaje axialmente tipo DSH fabricado según norma DIN 471.

**Pasadores:**

Pasador cilíndrico de 12mm de diámetro y 40mm de longitud, fabricado en acero 9SMnPb28K, de muy buena maquinabilidad; medidas según DIN 7.

**6.1.10 Accesorios conexos:**

**Válvula check de pie con canastilla:** Válvula de retención de pie de PVC-U. Cierre y junta tórica en EPDM. PN10 rosca NPT. Fabricada según norma UNE-EN ISO 1452-4 y UNE-EN ISO 1452-5, diámetro nominal 2" (50mm).

**Figura 97**

*Válvula check de pie con canastilla.*



*Nota.* Válvula de succión de 2 “ que impide el regreso del agua hacia el río o canal. Tomado de *Válvula check pie PVC con embone / rosca hembra* [Fotografía] por Grupo Hidráulica, <https://grupohidraulica.com/producto/valvula-check-pie-pvc-embone-rosca-hembra/>

**Válvula check:** Válvula anti retorno fabricada según norma EN ISO 9001 y ensayos EN 12266-1. Material fabricado en aleación cobre - zinc en conformidad con la norma EN 12165-CW617N-DW. Clase de presión PN10 para un trabajo entre -10 a 50°C, diámetro nominal 2" (50mm).

**Figura 98**

*Válvula check swing.*



*Nota.* Válvula de descarga de 2 “ que impide el regreso del agua hacia la cámara del émbolo. Tomado de *Válvula Check Swing 1 1/2”* [Fotografía] por Sodimac, <https://sodimac.falabella.com.pe/sodimac-pe/product/113306910/Valvula-Check-Swing-1-1-2-/113306914>

**Enlace Rosca Macho:** Fabricado de material polipropileno de alta calidad a partir de la norma TS ISO 17885, rosca NPT según la norma ANSI-ASME B1.120.1. Presión nominal PN10.

**Tee:** Fabricado de material polipropileno de alta calidad a partir de la norma TS ISO 17885, rosca NPT según la norma ANSI-ASME B1.120.1. Presión nominal PN10.

**Codo de 90°:** Fabricado de material polipropileno de alta calidad a partir de la norma TS ISO 17885, rosca NPT según la norma ANSI-ASME B1.120.1. Presión nominal PN10.

**Manguera:** Tubería de polietileno de alta densidad diseñadas para conducir fluidos a presión. Fabricadas en normas ISO 4427:2008 o ASTM F-714: 2012.

**Niples:** Fabricado de material polipropileno de alta calidad a partir de la norma TS ISO 17885, rosca NPT según la norma ANSI-ASME B1.120.1. Presión nominal PN10.

## 6.2 Especificaciones técnicas de fabricación

### 6.2.1 Fabricación de rueda hidráulica:

**Fabricación de discos de apoyo:** Los discos de apoyo para los alabes se fabricaron a partir de una plancha de acero de 1.9 mm de espesor, la cual fue cortada mediante proceso de corte por plasma a fin de obtener los diámetros exterior e interior del disco con precisión. Medidas de acuerdo a plano BH-002 ubicado en la sección Planos y detalles.

#### Figura 99

*Discos de apoyo para rueda hidráulica*



*Nota:* En la figura 99 se muestra los discos laterales de 2mm de espesor y diseñados según las especificaciones del plano de rueda hidráulica BH-0002. Fuente elaboración propia.

**Fabricación de alabes:** Los alabes se fabricaron a partir de una plancha de acero de 1.9 mm de espesor, la cual fue cortada mediante proceso de corte por láser, después la misma fue **rolada** para obtener así su curvatura. Medidas de acuerdo a plano BH-002 ubicado en la sección Planos y detalles.

**Figura 100**

*Alabes de rueda Hidráulica rolados.*



Nota: En la figura 100 se muestra el rolado de alabes de 2mm de espesor y diseñados según las especificaciones del plano de rueda hidráulica BH-0002. Fuente elaboración propia.

**Fabricación de discos de apoyo de estructura:** Los discos de apoyo para las estructuras se fabricaron a partir de una plancha de acero de  $\frac{1}{4}$ " de espesor, la cual fue cortada mediante proceso de corte por plasma a fin de obtener los diámetros exterior e interior del disco con precisión. Medidas de acuerdo a plano BH-002 ubicado en la sección Planos y detalles.

**Fabricación de estructuras de angulares:** La estructura de angular fue fabricada a partir de angulares de  $1\frac{1}{2}$ " y espesor  $\frac{1}{8}$ " los cuales fueron cortados a mano con esmeril y discos de corte en longitudes de 420mm y un total de 12 unidades (6 por lado).

**Figura 101**

*Montaje de estructura de angular por proceso de soldadura.*



*Nota:* En la figura 101 se muestra el ensamblaje de la rueda y eje diseñados según las especificaciones del plano de rueda hidráulica BH-0002. Fuente elaboración propia.

**Fabricación de bujes:** Los bujes fueron fabricados a partir de eslabones de acero de 2" los cuales **fueron** taladrados en torno, y mediante un proceso de cilindrado se le dio el acabado en el diámetro interior de 1 ½" con su respectiva tolerancia de tal forma que permita el montaje del eje y chavetas sin interferencia.

**Ensamble:** Primero se distribuyó simétricamente los 08 alabes curvos sobre el disco de apoyo, luego **mediante** proceso de soldadura por arco eléctrico con electrodos E6011 (punto azul) se empezó a unir los discos de apoyo con los alabes, una vez unidos los 2 discos de apoyo con los 8 alabes asimismo se procedió a unir la estructura de angulares conjuntamente con los 2 bujes que posteriormente ensamblaran con el eje de transmisión.

**Figura 102***Montaje de alabes de rueda hidráulica*

*Nota:* En la figura 102 se muestra el ensamble de los alabes por soldadura de arco eléctrico según las especificaciones del plano de rueda hidráulica BH-0002. Fuente elaboración propia.

**Figura 103***Pintado de rueda hidráulica con base anticorrosiva.*

*Nota:* En la figura 103 se muestra el pintado de 2mm de espesor de la rueda hidráulica. Fuente elaboración propia

**6.2.2** Fabricación de eslabones:

**Eslabón N°2:** El eslabón N°2 tiene forma circular, se fabricó a partir de una plancha de 12mm de espesor la cual fue cortada por proceso de plasma y cilindrada en torno. Asimismo, se realizó el taladrado de un agujero de 24mm de diámetro para que este eslabón pueda ensamblar con el eje de transmisión y otro taladrado de 12mm para insertar un pasador de 12mm de diámetro. Medidas de acuerdo a plano BH-003 ubicado en la sección Planos y detalles.

**Eslabón N°3:** El eslabón N°3 fue fabricado de tubo cuadrado de 25mm y espesor 2mm los cuales fueron cortados manualmente con esmeril y disco de corte, después se les unió con soldadura terminales con agujeros para alojamiento de pasadores en las articulaciones. Medidas de acuerdo a plano BH-003 ubicado en la sección Planos y detalles.

**Eslabón N°4:** El eslabón N°4 fue fabricado de tubo cuadrado de 25mm y espesor 2mm los cuales fueron cortados manualmente con esmeril y disco de corte, después se les unió con soldadura terminales con agujeros para alojamiento de pasadores en las articulaciones. Este eslabón lleva un agujero de 12mm que ensambla con el pasador de un apoyo fijo. Medidas de acuerdo a plano BH-003 ubicado en la sección Planos y detalles.

**Eslabón N°5:** El eslabón N°5 fue fabricado de tubo cuadrado de 25mm y espesor 2mm los cuales fueron cortados manualmente con esmeril y disco de corte, después se les unió con soldadura terminales con agujeros para alojamiento de pasadores en las articulaciones. Medidas de acuerdo a plano BH-003 ubicado en la sección Planos y detalles.

### Figura 104

*Control dimensional de eslabón N°5.*



*Nota:* En la figura 104 se muestra los eslabones que corresponden al mecanismo de la bomba hidráulica dimensionados según plano BH-003. Fuente elaboración propia

#### **6.2.3 Fabricación de Bomba de émbolo reciprocante:**

El émbolo reciprocante se fabricó en dos piezas circulares de plancha de acero laminado en caliente (LAC), norma ASTM A36 y dimensiones según JIS G3193-2008. Espesor de la plancha es de 5/8 plg, fue cortada por proceso de plasma y cilindrada en torno para darle un mejor acabado superficial, se hicieron canales de 2 mm para los retenes y un orificio en común en el centro para albergar el eje que tiene acabado con rosca milimétrica de diámetro 15 mm para juntar ambos émbolos.

También se fabricó el eje de 15 mm de diámetro con un acabado de esparrago de 40 mm de rosca, la tuerca a usar será M15 para ajustar los émbolos en el eje.

#### **6.2.4 Fabricación de volante de inercia.**

El volante de inercia se fabricó en acero de plancha de acero laminado en caliente (LAC), norma ASTM A36 y dimensiones según JIS G3193-2008. Espesor

de la plancha es de 12.35mm, fue cortada por proceso de plasma y cilindrada en torno para darle un mejor acabado superficial.

### **6.2.5 Fabricación de base de estructura metálica.**

La base de estructura fue fabricada de tubo cuadrado de 50mm y espesor 2mm los cuales fueron cortados manualmente con esmeril y disco de corte, después se les unió con soldadura. Medidas de acuerdo a plano BH-004 ubicado en la sección Planos y detalles.

#### **Figura 105**

*Estructura base para bomba hidráulica.*



*Nota:* En la figura se observa la base en tubo cuadrado de 50x50x2mm que soportara la bomba hidráulica . Fuente elaboración propia

### 6.3 Ensamble de bomba hidráulica de émbolo recíprocante.

**Figura 106**

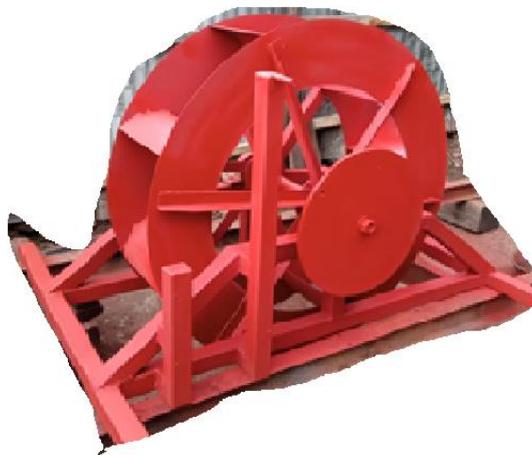
*Aplicación de pintura anticorrosiva a eslabones y émbolo.*



*Nota:* En la figura 106 se observa los componentes de la bomba en proceso de pintado con pintura anticorrosiva con 2 mm de espesor. Fuente elaboración propia

**Figura 107**

*Ensamble de bomba hidráulica de émbolo recíprocante.*



*Nota:* En la figura 107 se observa la bomba ensamblada y debidamente pintada con anticorrosivo en 2mm de espesor. Fuente elaboración propia.

## Figura 108

### *Pintado general de bomba hidráulica*



Nota: En la figura 108 se observa la bomba ensamblada y debidamente pintada en su tercera capa ahora de celeste para su presentación final. Fuente elaboración propia

## 6.4 Protocolo de pruebas.

### Ensayo experimental

#### Objetivos

Los objetivos a alcanzar en las pruebas son:

- *Comprobación de datos reales en la evaluación de nuestros cálculos.*
- *Verificación de parámetros hidráulicos y performance de la bomba hidráulica construida en condiciones reales.*
- *Observar las dificultades y plantear mejoras en el diseño de la bomba hidráulica.*
- *Comparación de resultados experimentales versus los cálculos teóricos.*

#### Prueba de funcionamiento

##### 1.- Ubicación de la bomba hidráulica:

Se realiza el traslado de la bomba hidráulica desde la ciudad del Cusco hasta el Fundo Apaca ubicado en el distrito de Ihuayllo, provincia de Aymaraes de la región Apurímac, se ubica la bomba en el río Chalhuanca, lugar propuesto para la presente tesis.

##### 2.- Encausado para canal

Se encausa para dar mayor velocidad del agua que golpea en los alabes de la rueda hidráulica, para lo cual utilizamos listones de madera, calaminas y piedras del mismo río.

**Figura 109***Encausado de río.*

*Nota:* En la figura 109 se observa el encausado del río para aprovechar la energía cinética de su velocidad. Fuente elaboración propia.

**3.- Instalación de bomba hidráulica.**

Se ubica la bomba hidráulica dentro del río de forma que el agua sea direccionada a los alabes de la rueda hidráulica.

**Figura 110***Bomba hidráulica instalada en río Chalhuanca.*

*Nota:* En la figura 110 se instala la bomba hidráulica en el río Chalhuanca en el distrito de Ihuallo, provincia de Aymaraes región Apurímac para realizar las pruebas de funcionamiento. Fuente elaboración propia.

**4.- Medición de la velocidad de río.**

Con una cinta métrica marcamos un tubo en 3 metros y con una boya flotadora realizamos las pruebas y obtenemos los siguientes resultados

**Figura 111**

*Instalación de regla para medir distancia.*



*Nota:* En la figura 111 se observa el tubo de 2 metros, material con el cual se medirá de manera empírica el caudal de río soltando la boya y cronometrando el tiempo de su recorrido, haciendo este proceso varias veces para tener una velocidad promedio. Fuente elaboración propia

**Tabla 27**

*Registro de medidas de velocidad ensayo N°1*

**ENSAYO 1**

<b>ITERACION</b>	<b>DISTANCIA (m)</b>	<b>TIEMPO (s)</b>	<b>VELOCIDAD (m/s)</b>
1	3	4.35	0.69
2	3	4.41	0.68
3	3	4.45	0.67
4	3	4.42	0.68
5	3	4.25	0.71
6	3	4.23	0.71
7	3	4.22	0.71
8	3	4.24	0.71
9	3	4.25	0.71
10	3	4.25	0.71
11	3	4.23	0.71
12	3	4.41	0.68
13	3	4.35	0.69
14	3	4.32	0.69
15	3	4.25	0.71
16	3	4.19	0.72

velocidad  
promedio

0.70 m/s

**Tabla 28**

*Registro de medidas de velocidad en ensayo N°2.*

**ENSAYO 2**

<b>ITERACION</b>	<b>DISTANCIA (m)</b>	<b>TIEMPO (s)</b>	<b>VELOCIDAD (m/s)</b>
1	3	2.41	1.24
2	3	2.35	1.28
3	3	2.22	1.35
4	3	2.21	1.36
5	3	2.19	1.37
6	3	2.25	1.33
7	3	2.21	1.36
8	3	2.23	1.35
9	3	2.24	1.34
10	3	2.21	1.36
11	3	2.20	1.36
12	3	2.25	1.33
13	3	2.18	1.38
14	3	2.14	1.40
15	3	2.19	1.37
16	3	2.17	1.38

velocidad  
promedio

1.35 m/s

En conclusión, tenemos que la velocidad promedio del ensayo 1 es de 0.70 m/s y del ensayo 2 es de 1.35m/s.

**5.- Pruebas de funcionamiento****Pruebas día 01.**

Se realiza la prueba con una manguera de descarga de 2" a 1, 2 y 3 metros de altura sobre el nivel del río.

**Figura 112**

*Pruebas con una descarga a 1m de altura por encima del nivel del río.*



*Nota:* En la figura 112 se realiza la primera prueba con una manguera de descarga de 2" a 2 metro de altura sobre el nivel del río. Fuente elaboración propia.

**Figura 113**

*Pruebas con una descarga a 2m de altura por encima del nivel del río.*



*Nota:* En la figura 113 se realiza la primera prueba con una conexión a manguera de 2" a una elevación de 2 metros por encima del río, Fuente elaboración propia.

**Pruebas día 02.**

Se realiza la prueba con una manguera de descarga de 2" a 1, 2 y 3 metros de altura sobre el nivel del río.

**Figura 114**

*Pruebas con una descarga a 1m de altura por encima del nivel del río ensayo N°2.*



*Nota:* En la figura 114 se realiza una prueba más con una conexión a manguera de 2" a una elevación de 1 metros por encima del río, Fuente elaboración propia.

**Figura 115**

*Pruebas con una descarga a 2m de altura por encima del nivel del río ensayo N°2.*



*Nota:* En la figura 115 se realiza una prueba más con una conexión a manguera de 2" a una elevación de 2 metros por encima del río. Fuente elaboración propia.

### Figura 116

*Pruebas con una descarga a 3m de altura por encima del nivel del río ensayo N°2.*



*Nota:* En la figura 116 se realiza una prueba más con una conexión a manguera de 2" a una elevación de 3 metros por encima del río.

### Figura 117

*Prueba de bomba hidráulica con descarga a cultivos de Palta.*



*Nota:* En la figura 117 se observa en funcionamiento la bomba hidráulica impulsando el agua desde el río hacia un árbol de palta con una conexión a manguera de 1 ½" extendida 20 metros a una elevación de 3 metros por encima del río. Fuente elaboración propia.

Resumen de datos obtenidos durante las pruebas realizadas para una presión de descarga de 3mca.

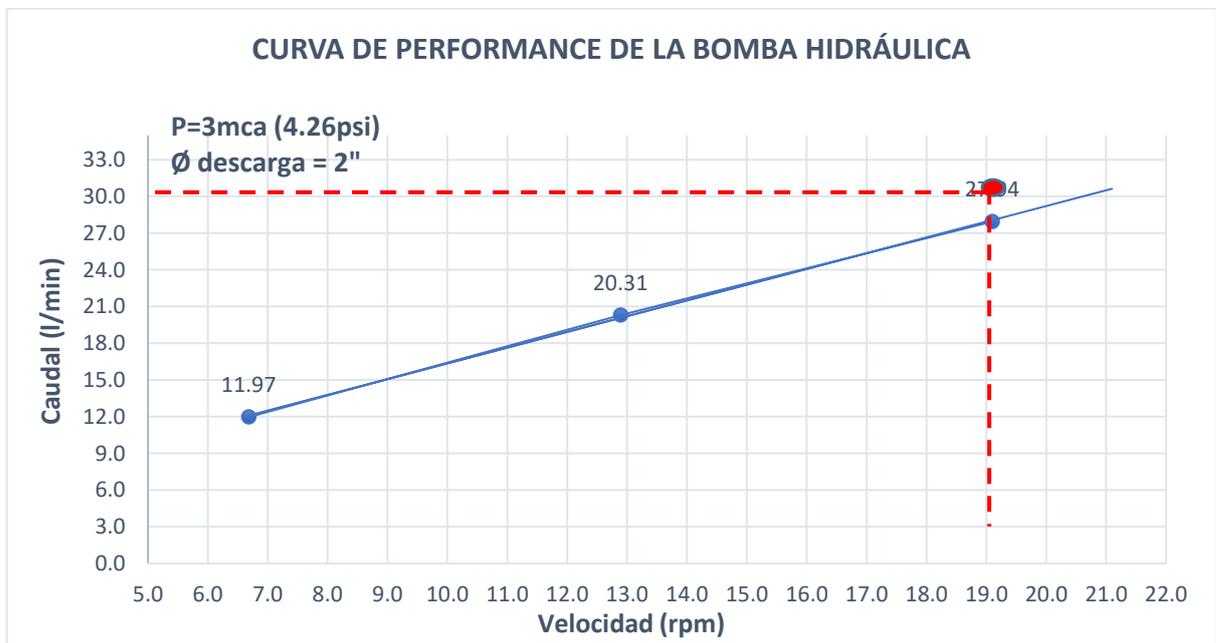
**Tabla 29**

*Registro de parámetros durante las pruebas de funcionamiento.*

Presión (PSI)	Caudal (l/min)	H (m)	Velocidad del río (m/seg)	Velocidad Tangencial (m/seg)	Radio de rueda	Velocidad tangencial	rpm
4.26	11.97	3.00	0.70	0.35	0.50	0.70	6.68
4.26	20.31	3.00	1.35	0.68	0.50	1.35	12.89
<b>4.26</b>	<b>27.94</b>	<b>3.00</b>	<b>2.00</b>	<b>1.00</b>	<b>0.50</b>	<b>2.00</b>	<b>19.10</b>

**Figura 118**

*Curva de performance de bomba hidráulica de émbolo recíprocante.*



Durante las pruebas no fue posible tener las condiciones de velocidad del río de 2.0m/s ideal para probar la bomba a plena carga. Motivo por el cual este punto fue proyectado sobre la curva de performance de la bomba la cual podría entregar a esa velocidad del río un caudal de 27.94 l/min. Caudal cuyo valor es menor al del punto de operación solicitado el cual es de 30 l/min.

**Capítulo VII**  
**Evaluación Económica**

## CAPÍTULO VII

### Evaluación Económica

#### 7.1 Hoja de presupuesto.

**Tabla 30**

*Costo de materiales.*

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO	PARCIAL
1	PLANCHA NEGRA DE 3000X1000X ESPESOR 3.00mm	und	1.00	280.00	280.00
2	TUBO DE ACERO AL CARBONO LAC 25mm y e= 2.0 mm L=6m	und	1.00	35.00	35.00
3	ANGULAR DE 1.1/2"X1.1/2"X1/8"X6m	und	1.00	40.66	40.66
4	TUBO CUADRADO LAC 2"X 2.0mmX6.0m	und	2.00	71.00	142.00
5	ELECTRODO PUNTO AZUL DE 1/8"	kg	2.00	15.25	30.50
6	DISCO DE CORTE DE 14"X2.8mmX1"	und	1.00	21.00	21.00
7	DISCO DE CORTE DE 4.1/2"X1.0mmX7/8"	und	4.00	4.80	19.20
8	EJE SOLIDO SAE 1020 DE 1 1/2" X 1000MM	und	1.00	65.00	65.00
9	PIN PASADOR M12X40	und	6.00	8.50	51.00
10	ANILLO PLANO M12	und	16.00	0.50	8.00
11	SEGURO E37	und	2.00	5.00	10.00
12	SEGURO E10	und	4.00	5.00	20.00
13	BARRA DE ACERO SAE1020 2"X200mm	und	1.00	60.00	60.00
14	NIPLE DE PVC DE 2"X2"	und	3.00	6.00	18.00
15	DISCO DE ACERO DIÁMETRO 16" Y ESPESOR 1/2"	und	2.00	71.00	142.00
16	CODO DE PVC CON ROSCA NPT DE 2"	und	1.00	10.00	10.00
17	ADAPTADOR DE PVC 2"	und	1.00	6.30	6.30
17	ADAPTADOR DE PVC NPT HEMBRA A HDPE 2"	und	1.00	20.00	20.00
18	TEE DE PVC DE 2"	und	1.00	16.00	16.00
19	VÁLVULA CHECK DE PIE CON CANASTILLA MATERIAL PVC	und	1.00	37.00	37.00
20	VÁLVULA CHECK SWING DE BRONCE DE 2"	und	1.00	95.00	95.00
21	CHUMACERA UCP-208	und	2.00	30.00	60.00
22	TUERCA M24	und	1.00	4.00	4.00
23	MANGUERA DE HDPE DE 2"	m	6.00	6.00	36.00
24	PERNOS HEXAGONAL M8 GRADO 10.9 ISO 6G	und	8.00	1.00	8.00
25	BROCA PARA METAL 12 mm	und	1.00	26.90	26.90
26	TUBO DE ACERO SCH40 DE 4"X300mm	und	1.00	50.00	50.00
27	CINTA TEFLÓN 19MMX0.1MMX50MT	und	1.00	7.00	7.00
28	CHAVETA 1020 12X8mm	und	4.00	5.00	20.00
29	RETASO DE PLANCHA DE Ø4"X1/8 "	und	1.00	20.00	20.00
30	RETASO DE PLANCHA DE Ø4"X1/2 "	und	1.00	40.00	40.00
31	BARRA DE BAQUELITA DE 4"	und	1.00	41.00	41.00
32	PINTURA ANTICORROSIVA	Gln	0.50	40.00	20.00
33	PINTURA ESMALTE SINTÉTICO	Gln	0.50	45.00	22.50
34	THINER	Gln	1.00	20.00	20.00
35	TRAPO INDUSTRIAL	Kg	3.00	5.00	15.00

**Subtotal 01 S/ 1,582.45**

**Tabla 31***Costo de mano de obra.*

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO	PARCIAL
1	SUPERVISOR (BACH. ING MECÁNICA)	HH	480.00	10.35	4970.00
2	TÉCNICO MECÁNICO	HH	56.00	12.00	672.00
3	TÉCNICO SOLDADOR	HH	56.00	12.00	672.00
<b>Subtotal 02</b>					S/ 6,314.00

El costo de mano de obra del supervisor en horas hombre (hh) fue estimado en base a un sueldo mensual de S/.2485.00 sueldo promedio mensual de los bachilleres en Ing. Mecánica este monto fue dividido entre 4 meses tiempo promedio empleado en el desarrollo de la tesis y a su vez entre 4 horas equivalentes al promedio de horas por día dedicados al desarrollo de la presente tesis.

**Tabla 32***Costo de servicios.*

ÍTE M	DESCRIPCIÓN	UNID AD	CANTID AD	PRECIO	PARCIAL
1	ROLADO DE PLANCHAS DE ACERO PARA ALABES	Gbl	1.00	50.00	50.00
2	MECANIZADO DE EJE DE 1 1/2" (CANAL CHAVETERO, ROSCA NPT, CILINDRADO)	Gbl	1.00	250.00	250.00
3	MECANIZADO DE DISCOS DE APOYO DE ESTRUCTURA	Gbl	1.00	50.00	50.00
4	MECANIZADO DE BUJES DE 2"X100mm	Gbl	1.00	100.00	100.00
5	MECANIZADO DE CILINDRO DE ÉMBOLO Y TAPA	Gbl	1.00	200.00	200.00
6	MECANIZADO DE PISTON DE ÉMBOLO	Gbl	1.00	150.00	150.00
7	MECANIZADO DE EJE DE ÉMBOLO	Gbl	1.00	50.00	50.00
8	MECANIZADO DE AROS SELLO DE BAQUELITA	Gbl	1.00	50.00	50.00
9	ALQUILER DE COMPRESORA	día	1.00	25.00	25.00
10	ALQUILER DE MAQUINA DE SOLDAR	día	4.00	30.00	120.00
11	TRANSPORTE DE PROTOTIPO PARA PRUEBAS HASTA FUNDO APACA (CUSCO-ABANCAY)	und	2.00	500.00	1000.00
<b>Subtotal 03</b>					S/ 2,045.00

**Tabla 33***Gastos Generales*

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO	PARCIAL
1	DEPRESIACIÓN DE LAPTOP CORE I7 DE 15.6"	Gbl	1.00	500.00	500.00
2	MATERIALES DE OFICINA	Gbl	1.00	132.00	132.00
3	INTERNET	Gbl	1.00	360.00	360.00
<b>Subtotal 03</b>					S/ 992.00

**Tabla 34**

*Resumen de costos de fabricación de bomba hidráulica.*

1.- MATERIALES	S/ 1,582.45
2.- MANO DE OBRA	S/ 6,314.00
3.- OTROS SERVICIOS	S/ 2,045.00
4.- GASTOS GENERALES	S/ 992.00
<b>COSTO TOTAL SIN IGV</b>	<b>S/ 10,933.45</b>

El costo total por el diseño, fabricación, experimentación y puesta en marcha del prototipo de bomba hidráulica es de S/ 10,933.45.

## **7.2 Flujo de caja para evaluación de proyectos.**

Según (Beltran y Cueva, 2019), el flujo de caja de un proyecto es un estado de cuenta que resume las entradas y salidas de dinero a lo largo de su vida útil. El objetivo principal es sintetizar de manera ordenada las cuentas asociadas con la realización del proyecto distinguiendo los beneficios que se puedan obtener de él, así como la fuente de financiamiento que hará posible llevarlo a cabo. Es un requisito indispensable para el cálculo de los beneficios extraordinarios que el proyecto genera e insumo importante para determinar su rentabilidad.

La inversión para la construcción del prototipo de bomba hidráulica de émbolo reciprocante mediante mecanismo de 6 eslabones es de S/ 10,933.45.

El tiempo de operación mínimo de la maquina será de 04 años, tiempo en el cual se producirá determinado volumen de agua.

### **7.2.1 Egresos:**

El riego normal de paltas se realiza con motobomba a continuación se detallará los gastos incurridos en riego, y cultivo de las paltas en estas condiciones.

**Tabla 35***Egresos de inversión con motobomba.*

<b>Descripción</b>	<b>Und.</b>	<b>Cantidad</b>
Combustible semanal / por 500 paltos	gln	6.41
Costo de gasolina	gln	16.00
Costo de gasolina / semana	S/.	102.56
Costo de gasolina / mes	S/.	440.00
Gasto en combustible por temporada anual (9 meses)		3,960.00

Adicionalmente se debe de considerar el costo de depreciación de 01 motobomba y accesorios con un precio de S/1,039.50 soles. Asimismo, se debe añadir los costos logísticos de traslado de personal para operación de motobomba el cual asciende a S/4,050.00 soles al año. En total se tiene un egreso de S/9049.50 soles.

Con estos datos se puede estimar el costo de producción de 1m<sup>3</sup> de agua.

$$\text{Costo} \left( \frac{\text{S}}{\text{.}} \right) = \frac{9049.50}{3900.00} = 2.32 \text{ soles}/m^3$$

Para el presente proyecto se dispone de un capital de S/5,933.45 soles el cual será proporcionado por el propietario del fundo Apaca, la diferencia (S/8,000.00) será financiado por un préstamo bancario cuya tasa de retorno efectiva anual (TREA) es 15%.

Se considerará que la motobomba y accesorios se depreciaran totalmente en los 6 años y al final no tendrá valor residual.

Se considerará un posible incremento de los precios inflación del 3.5%, considerando lo suscitado en los últimos 5 años.

Con la implementación de la bomba hidráulica de émbolo reciprocante los egresos son los que se describen en la tabla 36.

**Tabla 36***Egresos de inversión con bomba hidráulica.*

<b>EGRESOS</b>	<b>COSTO S/.</b>
Costos de mantenimiento de la bomba hidráulica de émbolo al año	300.00
Costos logísticos de transporte y operación al año	2700.00
<b>TOTAL</b>	<b>S/ 3,000.00</b>

Adicionalmente se debe de considerar el costo de fabricación de la bomba de émbolo reciprocante el cual tiene un costo de S/10933.45 soles.

Debido a que para el presente proyecto se dispone de un capital de S/5,933.45 soles el cual será proporcionado por el propietario del fundo Apaca, la diferencia ahora es de (S/8,000.00) el cual tendrá que ser financiado por un préstamo bancario cuya tasa de retorno efectiva anual (TREA) es 15%.

### 7.2.2 Ingresos:

Para nuestro calculo consideraremos como ingreso la cantidad de metros cúbicos de agua producidos por la bomba de embolo reciprocante a una tarifa de 2.32 soles/m<sup>3</sup>, el cual asciende a una suma de S/. 9,049.00 soles.

A continuación, se detalla el flujo de caja para los próximos 4 años tiempo en el cual se espera recuperar la inversión.

**Tabla 37**

*Flujo de caja del proyecto considerando el riego con bomba hidráulica de émbolo.*

Flujo de caja	AÑO			
	1	2	3	4
Ingresos	9,049.50	9,343.61	9,647.28	9,960.81
Egresos	3,000.00	3,097.50	3,198.17	3,302.11
Depreciación de bomba y accesorios	3,123.84	2,603.20	2,082.56	1,561.92
Intereses del préstamo	1,200.00	959.68	683.32	365.49
Utilidad	1,725.66	2,683.23	3,683.23	4,731.29
Impuestos Renta anual (30%)	517.70	804.97	1,104.97	1,419.39
Utilidad después de impuestos	1,207.96	1,878.26	2,578.26	3,311.90
Depreciación	3,123.84	2,603.20	2,082.56	1,561.92
Amortización del préstamo	1,602.12	1,842.44	2,118.81	2,436.63
<b>Utilidad Neta</b>	<b>2,729.68</b>	<b>2,639.02</b>	<b>2,542.02</b>	<b>2,437.19</b>

### 7.3 Indicadores de rentabilidad.

Cuando se evalúa inversiones, es necesario contar con algún indicador que permita comparar y jerarquizar las diversas alternativas de inversión que se tiene en un momento determinado.

**Tabla 38**

*Indicadores de rentabilidad.*

<b>NOMBRE DEL INDICADOR</b>	<b>ABREVIATURA</b>
Valor actual Neto	VAN
Tasa interna de retorno	TIR

*Nota.* Adaptado de *Evaluación privada de proyectos* por Beltrán y Cueva, 2019, Fondo editorial Universidad del Pacífico.

#### 7.3.1 Valor Actual Neto (VAN).

El valor actual neto (VAN) también conocido como el valor presente neto (VPN), es el valor actual de los flujos de caja que genera el proyecto, mide en moneda de hoy, cuánto más rico es el inversionista si decide realizar el proyecto en vez de colocar su dinero en la actividad que le brinda como rentabilidad la tasa de descuento. (Beltran y Cueva, 2019)

La tasa con al que se descuenta el VAN representa el costo de oportunidad del capital (COK), que es la rentabilidad que estaría ganando el dinero de utilizarlo en la mejor alternativa de inversión. El COK representa, en cierta medida un costo adicional a cualquier proyecto pues castiga los ingresos y los costos futuros de acuerdo con el tiempo que tiene que transcurrir para que se hagan efectivos. (Beltrán y Cueva, 2019)

Matemáticamente podemos definir el VAN como la diferencia entre la sumatoria del valor actual de los ingresos y al sumatoria del valor actual de los costos, menos la inversión realizada en el periodo 0. Su representación matemática es la siguiente. (Beltrán y Cueva, 2019)

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{Y_t}{(1+i)^t} - \sum_{t=0}^n \frac{C_t}{(1+i)^t} - I_0 \quad (177)$$

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1+i)^t} \quad (178)$$

Donde:

$Y_t$ : ingresos del periodo ( $t$ ).

$C_t$ : costos del periodo ( $t$ ).

$FC_t$ : flujo de caja del periodo ( $t$ ).

$I_0$ : Inversión en el periodo 0.

$i$ : Tasa de descuento (tasa de interés o costo de oportunidad del capital).

$n$ : vida útil del proyecto.

Una vez obtenido el flujo de caja del proyecto, se puede calcular el VAN.

Criterios de decisión:

### Tabla 39

*Interpretación del VAN y criterios de decisión.*

<b><math>VAN &gt; 0</math></b>	Si el VAN es mayor que cero, es recomendable realizar la inversión en el proyecto analizado. Un valor mayor que cero indica que se obtendrá una ganancia respecto a la inversión en a la mejor alternativa que tiene el mencionado proyecto.
<b><math>VAN = 0</math></b>	Si el VAN es igual que cero, para el inversionista es indiferente realizar el proyecto u optar por la mejor alternativa.
<b><math>VAN &lt; 0</math></b>	Si el VAN es menor que cero, el proyecto no resultará mejor que su alternativa, por lo que el inversionista deberá decidir no llevarlo a cabo.

*Nota.* Adaptado de *Evaluación privada de proyectos* (p. 294) por Beltrán y Cueva, 2019, Fondo editorial Universidad del Pacífico.

### 7.3.2 Tasa Interna De Retorno (TIR).

La TIR es una tasa porcentual que indica la rentabilidad promedio por periodo que genera el capital que permanece invertido en el proyecto. (Beltrán y Cueva, 2019).

Desde el punto de vista matemático, la TIR es aquella tasa de interés que hace el VAN igual a cero. Se expresa de la siguiente manera. (Beltrán y Cueva, 2019)

$$\sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1 + TIR)^t} = 0 \quad (179)$$

**Tabla 40**

*Criterios de decisión de la TIR.*

<b>TIR &gt; COK</b>	Si el TIR es mayor que el costo de oportunidad del capital, el rendimiento sobre el capital que el proyecto genera es superior al mínimo aceptable para su realización. Entonces el proyecto debería ser aceptado.
<b>TIR = COK</b>	Si el TIR es igual que el costo de oportunidad del capital, el rendimiento sobre el capital que el proyecto genera es igual al interés que recibiría al invertir dicho capital en la mejor alternativa. Por lo tanto, es indiferente invertir entre la mejor alternativa y el proyecto.
<b>TIR &lt; COK</b>	Si el TIR es menor que el costo de oportunidad del capital, el rendimiento sobre el capital que el proyecto genera es inferior al mínimo aceptable para su realización. Entonces el proyecto debería ser rechazado.

*Nota.* Adaptado de *Evaluación privada de proyectos* (p. 310) por Beltrán y Cueva, 2019, Fondo editorial Universidad del Pacífico.

Para el cálculo de los indicadores de rentabilidad del proyecto se considerará una tasa pretendida por el inversionista (COK) del 18%.

### **Costo promedio ponderado del capital (WACC).**

De acuerdo a Tong (2014) si una empresa utiliza diferentes fuentes de financiamiento, su costo de capital estará expresado por su costo promedio ponderado de capital (WACC). El promedio se calculará teniendo en cuenta la participación o proporciones que intervengan en la financiación de la empresa.

$$WAAC = \left( \frac{i_k * K + i_d * D * (1 - T)}{K + D} \right)$$

Donde:

$i_k$ : Tasa del inversionista.

$i_d$ : Tasa del préstamo.

$K$ : Inversión propia.

$D$ : Préstamo.

$T$ : Tasa impositiva (renta anual=30%).

En vista que el proyecto será financiado con inversión propia y préstamo se debe calcular el costo promedio ponderado del capital, asimismo si la TIR de nuestro proyecto es mayor que el WACC, se considera que el proyecto es rentable y genera valor para la empresa.

**Tabla 41***Cálculo de la tasa WACC*

Concepto	Bomba hidráulica de émbolo
Tasa del inversionista.	18%
Tasa del préstamo.	15%
Inversión propia.	5933.45
Préstamo.	8000.00
Tasa impositiva	30%
<b>WACC</b>	<b>13.7%</b>

**Tabla 42***Evaluación económica del proyecto considerando el riesgo con bomba hidráulica de émbolo.*

Evaluación Económica	AÑO				
	0	1	2	3	4
Ingresos		9,049.50	9,343.61	9,647.28	9,960.81
Egresos		3,000.00	3,097.50	3,198.17	3,302.11
Depreciación		3,123.84	2,603.20	2,082.56	1,561.92
Intereses del préstamo		1,200.00	959.68	683.32	365.49
Utilidad antes de impuesto		1,725.66	2,683.23	3,683.23	4,731.29
Impuestos		517.70	804.97	1,104.97	1,419.39
Utilidad		1,207.96	1,878.26	2,578.26	3,311.90
Depreciación		3,123.84	2,603.20	2,082.56	1,561.92
Intereses del préstamo		1,200.00	959.68	683.32	365.49
<b>Utilidad Neta</b>	<b>-13,933</b>	<b>5,531.80</b>	<b>5,441.14</b>	<b>5,344.14</b>	<b>5,239.32</b>
<b>VAN</b>		<b>1,913</b>			
<b>TIR</b>		<b>20%</b>			

**Interpretación:**

Con la implementación de la bomba hidráulica de émbolo reciprocante se obtiene un VAN de 1,913 el cual al ser mayor que 0 indica que se obtendrá una ganancia respecto a la mejor alternativa de inversión.

Se calculó un valor del TIR=20% para el proyecto con riego por bomba hidráulica de émbolo reciprocante el cual es mayor a la tasa de interés pretendida por el inversionista (COK=18%), entonces el proyecto generará mayores beneficios económicos a los pretendidos por el inversionista y debería ser aceptado.

### Conclusiones

- Se diseñó un prototipo de bomba hidráulica de émbolo reciprocante mediante un mecanismo de 6 eslabones el cual aprovecha la energía hidráulica de canales, el diseño fue posible aplicando la norma VDI2221, la teoría de máquinas hidráulicas, teoría de mecanismos y diseño de elementos de máquinas, el prototipo fue fabricado y probado satisfactoriamente en condiciones reales donde se obtuvo un caudal proyectado de 27.94 l/min a una altura de 3m con una velocidad de 19.1 rpm en el cual se obtuvo una eficiencia volumétrica de 92.33%.
- Mediante la aplicación de la norma VDI2221 se pudo realizar el diseño conceptual de nuestro prototipo de bomba hidráulica de émbolo reciprocante accionada por un mecanismo de 6 eslabones para aprovechar la energía hidráulica de canales, es así que de los 3 posibles conceptos solución pudimos elegir la solución N°2 la cual es la más óptima y cuyas ventajas son el fácil montaje y desmontaje, bajo costo de mantenimiento, un mejor comportamiento cinemático y mayor seguridad.
- Aplicando la teoría de turbomáquinas hidráulicas se diseñó una rueda hidráulica de 1000 mm de diámetro con 8 paletas curvas, la cual gira a 19.10 revoluciones por minuto (rpm) produciendo una potencia de 190.24 Watt. Asimismo, nos permitió diseñar una bomba de émbolo reciprocante con una carrera de 200mm y diámetro de 4" con el cual se puede bombear 30 l/min a una altura dinámica total (ADT) de 3.14 m aplicando una fuerza de 241.56 N.
- El método empleado para el diseño de la rueda hidráulica fue realizado en base a experiencias de diversos autores principalmente el manual de la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), se asumió el funcionamiento de nuestra rueda hidráulica similar a una turbina de acción, esto nos permitió calcular el diámetro interior de la rueda hidráulica  $D_i = 0.66m$ , el radio y ángulo de curvatura

del alabe de la rueda hidráulica  $r = 162.5\text{mm}$  y  $\phi = 73.7^\circ$ , para un diámetro exterior  $D_2 = 1.0\text{m}$ , coeficiente de velocidad tangencial  $K_u = 0.5$  y ángulo promedio de entrada y salida del agua a la rueda hidráulica  $\alpha_2 = 16^\circ$ .

- Mediante el método numérico de Newton Raphson se pudo calcular las velocidades y aceleraciones angulares de los eslabones 2, 3, 4 y 5 así como la velocidad y aceleración del émbolo reciprocante (eslabón 6), con los cuales se obtuvieron las aceleraciones absolutas de cada eslabón para un giro de  $360^\circ$  de la rueda hidráulica. Luego el análisis dinámico del mecanismo nos permitió definir las fuerzas máximas y reacciones  $F_{21} = 453.6\text{ N}$ ,  $F_{32} = 452.2\text{ N}$ ,  $F_{43} = 451.6\text{ N}$ ,  $F_{41} = 319.7\text{ N}$  y  $F_{65} = 349.0\text{ N}$  en las articulaciones del mecanismo con lo cual se pudieron calcular los esfuerzos máximos en estos elementos y así definir su sección geométrica para evitar que fallen. Así mismo nos permitió calcular el torque necesario  $T_0 = 33.17\text{ N.m}$  para que el mecanismo pueda ser accionado y hacer funcionar la bomba de émbolo reciprocante. También nos permitió dimensionar una volante de inercia de diámetro 40mm y espesor 12.7mm.
- Se construyó un prototipo a escala 1:1 el cual fue probado con velocidades del río de 0.70m/s y 1.35m/s con los cuales se alcanzó velocidades angulares de 6.68rpm y 12.89rpm con los cuales se pudo bombear 11.97 l/min y 20.31 l/min respectivamente, debido a que no se pudo probar la bomba con una velocidad del río de 2.0m/seg (velocidad de diseño) este punto de operación fue proyectado sobre la curva de performance de la bomba con lo cual se obtendría un caudal de 27.94 a una velocidad angular de 19.1 rpm y una eficiencia volumétrica que asciende a 92.33%.
- El sistema de bombeo fabricado costo S/. 10,933.45 el cual es recuperable en los seis años. Los indicadores de rentabilidad calculados para el cultivo de paltas con

bomba hidráulica de émbolo reciprocante son  $TIR=20$  y el  $VAN=1913$ , estos valores indican que el rendimiento que generaría el proyecto sobre el capital a invertir es mayor al mínimo aceptable y que se obtendrá una ganancia con respecto al uso de motobombas. Asimismo, confirma que la implementación de la bomba hidráulica es una mejor alternativa económica y limpia para el cultivo de paltas en el fundo Apaca. Podemos inferir además que su uso en las zonas rurales donde el acceso al recurso de agua por gravedad es limitado contribuiría a su desarrollo agrario y en consecuencia impactaría en su economía positivamente.

### **Recomendaciones**

- Se recomienda evaluar el comportamiento de la rueda hidráulica con un número mayor de alabes para comprobar como este impacta sobre la eficiencia de la rueda.
- Se recomienda construir la bomba con otro tipo de materiales según sea la ampliación y la exposición al agua.
- Se recomienda realizar pruebas de funcionamiento, con velocidad del río igual o mayor a 2m/seg, para evaluar y confirmar la performance de la bomba hidráulica de émbolo reciprocante.
- Se recomienda evaluar el diseño de una bomba de doble pistón que aproveche la carrera del pistón durante todo su recorrido, ya que la que construimos solo aprovecha una carrera de 180°.
- Aplicar y promover el uso de estas bombas sobre todo en lugares que estén geográficamente por encima de ríos o canales rurales.
- Se recomienda evaluar la operatividad de la bomba con el uso de flotadores que soporten su base.
- Se recomienda realizar el comparativo de la viabilidad económica de la implementación de un sistema de bombeo con émbolo reciprocante frente a otros sistemas con uso de energías renovables como bombas tipo bobina o bombas eléctricas accionadas con paneles solares o con energías eólicas.
- Se recomienda hacer el análisis vibracional del sistema de bombeo, así como el análisis estructural de la base de la bomba.

### Referencias Bibliográficas

- Aceros Arequipa. (16 de mayo de 2023). <https://acerosarequipa.com/pe/es/>. Obtenido de [https://acerosarequipa.com/sites/default/files/catalogo/2023-05/AA-SM-CatalogoDeProductos\\_Peru\\_RGB\\_05\\_2023.pdf?fv=Ynm6pAu0](https://acerosarequipa.com/sites/default/files/catalogo/2023-05/AA-SM-CatalogoDeProductos_Peru_RGB_05_2023.pdf?fv=Ynm6pAu0)
- Aguirre Buñay, S. D., & Rios Jiménez, J. J. (2023). *Diseño y fabricación de un prototipo de bomba diafragma de doble efecto, accionada por rueda hidráulica de ocho palas*. Latacunga: Universidad Técnica de Cotopaxi.
- Alva Dávila, F., & Alva Alva, I. (2016). *Diseño de elementos de Máquinas* (tercera ed., Vol. 2). Lima: Grupo universitario S.A.C.
- aQysta BV. (2012). *Bomba Barsha*. Obtenido de <https://www.ideassonline.org/public/pdf/BarshaPump2021-ESP.pdf>
- Arrau Soza, J. F. (julio de 2016). *Diseño del generador de una turbina Hidrocinética de pequeña escala*. Santiago, Chile: Pontificia Universidad Católica de Chile.
- ASME. (1967). *Keys and Keyseats*. Philadelphia: American Society of Mechanical Engineers.
- Beltrán Barco, A., & Cueva Beteta, H. (2019). *Evaluación privada de proyectos*. Lima: Fondo editorial Universidad del Pacífico.
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Casado Fernández, C. (2007). *Manual básico de Matlab*. Madrid: Universidad Complutense de Madrid.
- Dumitrescu., L., Quesada Estrada, A. M., Pérez Rodríguez, R., & Hernández González, L. W. (2010). Experiencias en la selección de aceros asistida por computadoras en la carrera de ingeniería mecánica. *Ciencias Holguín*.
- Enciso, J., & Mecke, M. (2023). Utilizando energía renovable para bombear agua. *Texas A&M AgriLife Extension Service*, 6.
- Erdman, A. G., & Sandor, G. N. (1998). *Diseño de mecanismos análisis y síntesis*. México: Pearson Prentice Hall.
- Felices, A. R. (2 de Marzo de 2012). Aprovechamiento hidráulico para el desarrollo en cajamarca y Perú. (B. i. Cajamarca, Entrevistador)
- Fernández Díez, P. (s.f.). *Turbinas hidráulicas*. Cantabria: Universidad de Cantabria.
- Gere, J., & Goodno, B. (2009). *Mecánica de materiales*. México: CENGAGE Learning.

- Guaña Quilumba, F. R., & Quishpe Sacancela, E. V. (2018). *Diseño e implementación de un sistema para impulsar agua desde una vertiente hasta un tanque de distribución a 700 m de distancia mediante un sistema de bombeo*. Quito: Universidad Politécnica Salesiana sede Quito.
- Guevara Vázquez, O. (2016). *Diseño y análisis de un prototipo de una mano robótica antropométrica*. Cusco: Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco.
- Heredia Sánchez, L. F. (2009). *Construcción y ensayo de una rueda hidráulica de corriente libre de 2m de diámetro*. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Hernández Morales, R. (2021). *Diseño de rueda hidráulica para uso en canal de regadío*. Curicó - Chile: Universidad de Talca.
- Herranz Alegre, D., & Sanz Cazorro, C. (2012). *Síntesis de mecanismos aplicación al mecanismo de apertura de puertas en un autobús*. Valladolid: Universidad de Valladolid.
- Hori Asano, J. J. (2014). *Diseño de elementos de máquinas*. Lima: EDUNI.
- IDRICA. (2023). Water Technology Trends 2023 - El impacto de la innovación en el sector del agua. *IDRICA*, 20-23.
- Jara T., W. (1998). *Máquinas hidráulicas*. Lima: Universidad Nacional de Ingeniería.
- López Cualla, R. A. (2000). *Elementos de diseño para acueductos y alcantarillados*. Santafé de Bogotá: Escuela Colombiana de Ingeniería.
- López Guinea, A. (2017). *Proyecto de diseño y cálculo del brazo articulado de una pala excavadora*. Bilbao: Universidad del país Vasco.
- Maldonado Quispe, F. (2005). *Diseño de una turbina de río para la generación de electricidad en el distrito de Mazán-Región Loreto*. Lima, Perú: Universidad Nacional Mayor de San Marcos.
- Mataix, C. (1975). *Turbomaquinas hidráulicas*. Madrid: ICAI.
- Mataix, C. (1993). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo S.A.
- Medina Gamonal, A. (2022). *Diseño de una bomba Barsha para irrigación de cultivos de las tierras ubicadas próximas al canal Taymi - distrito de Patapo*. Chiclayo, Chiclayo, Perú: Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo.
- Merle C., P., David C., W., & Bassem, R. (2015). *Mecánica de fluidos*. Mexico: Cengage Learning Editores.
- Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego. (2024). Palta: Ficha de requerimiento agroecológico.

- Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego. (s.f.). *www.midagri.gob.pe*. Obtenido de <https://www.midagri.gob.pe/portal/22-sector-agrario/vision-general/190-problemas-en-la-agricultura-peruana>
- Ministerio del Ambiente. (10 de Setiembre de 2023). *MINAM - Huella de carbono*. Obtenido de <https://huellacarbonoperu.minam.gob.pe/huellaperu/#/estadisticas/medicion>
- norelem. (s.f.). <https://norelem.es/es/>. Obtenido de <https://norelem.es/medias/10718-Acero-Acero-de-corte-f-cil-es.pdf?context=bWFzdGVyfHJvb3R8NzU1MDR8YXBwbGljYXRpb24vcGRmfGFEbGxMMmd5WVM4NE9UTTRNeIF4TURjeU9USTJMekV3TnpFNExVRmpaWEp2TFVGalpYSnZMV1JsTFdOdmNlUmxMV2JEb1dOcGJGOWxjeTV3WkdZfDBhYjc4MjgwYmZiMjc3Nzc3Y>
- Norton, R. (2013). *Diseño de maquinaria Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Organización de las Naciones Unidas para la Educación. (22 de Marzo de 2023). *UNESCO*. Obtenido de [https://articles.unesco.org/sites/default/files/medias/fichiers/2023/04/WWDR%202023%20Press%20Release%20EN\\_final.pdf](https://articles.unesco.org/sites/default/files/medias/fichiers/2023/04/WWDR%202023%20Press%20Release%20EN_final.pdf)
- Organización Latinoamericana de Energia (OLADE). (1988). *Manual de diseño estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas*. (Vol. 1). Quito, Ecuador: OLADE.
- Pérez Farrás, L., & Victor Pilar, J. (2022). *Máquinas Hidráulicas*. Buenos Aires: Universidad Nacional del Nordeste. Facultad de Ingeniería.
- SKF. (2024). *www.skf.com.pe*. Obtenido de <https://www.skf.com/pe/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units#cid-487470>
- Socialenergy. (31 de 05 de 2024). *www.socialenergy.es*. Obtenido de <https://www.socialenergy.es/medio-ambiente/beneficio-energia-solar-ambiente/>
- Sotelo Avila, G. (1994). *Hidráulica general volumen 1*. Mexico: LIMUSA.
- Sviatoslav, K. (1982). *Diseño hidráulico*. Moscu: MIR.
- Tong , J. (2014). *Finanzas empresariales*. Lima: Universidad del Pacifico.
- Usquiza Cruz, B. (2022). *Rendimiento de una bomba hidráulica prototipoa diferentes diametros de tubería y singularidades*. Chachapoyas: Universidad Nacional Toribio Rodriguez de Mendoza de Amazonas.
- VaxaSoftware. (28 de julio de 2017). <https://www.vaxasoftware.com/indexes.html>. Obtenido de [https://www.vaxasoftware.com/doc\\_edu/qui/viscoh2o.pdf](https://www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/viscoh2o.pdf)

White, F. (2003). *Mecánica de Fluidos* (Quinta edición ed.). Boston: Mc Graw Hill.

Zamora Parra, B., & Viedma Robles, A. (2016). *Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas*.  
Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena.

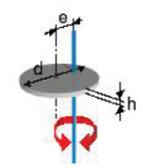
## ANEXOS

## ANEXO 01

### Momentos de masa y masa de los eslabones

#### Momento de inercia de la masa

Entrada directa de J **Rotor** Forma cuadrada Cilindro perpendicular al eje Cilindro longitudinal al eje



d Diámetro 400 mm

h Grosor 12.5 mm

Densidad[kg/dm<sup>3</sup>]  
 7.8 (Acero)  2.7 (Aluminio)  0.0

Configuración excéntrica  
 e Distancia del centro de gravedad al eje de rot. 0 mm

**Resultado**

$m_1$  12.252 kg

$J_1$  0.245 kg m<sup>2</sup>

Denominación  
 Rotor

+ Añade - Substrae

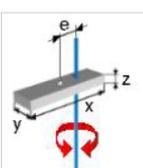
#### Resultados

Denominación	Denominación1	Denominación2	Denominación3	Denominación4	J[kgcm <sup>2</sup> ]	m[kg]	e[mm]
Rotor	Densidad = 7.8 kg/dm <sup>3</sup> (Acero)	Diámetro = 400 mm	Grosor = 12.5 mm		2450.44	12.25	0

$m_{tot}$	Masa total	12.252	kg
$J_{tot}$	Momento de inercia total	0.245	kg m <sup>2</sup>

#### Momento de inercia de la masa

Entrada directa de J **Rotor** Forma cuadrada Cilindro perpendicular al eje Cilindro longitudinal al eje



x Largo 400 mm

y Ancho 21 mm

z Alto 21 mm

Densidad[kg/dm<sup>3</sup>]  
 7.8 (Acero)  2.7 (Aluminio)  0.0

Configuración excéntrica  
 e Distancia del centro de gravedad al eje de rot. 200 mm

**Resultado**

$m_1$  1.376 kg

$J_1$  0.073 kg m<sup>2</sup>

Denominación  
 Forma cuadrada

+ Añade - Substrae

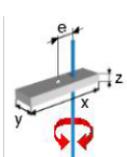
#### Resultados

Denominación	Denominación1	Denominación2	Denominación3	Denominación4	J[kgcm <sup>2</sup> ]	m[kg]	e[mm]
Forma cuadrada	Densidad = 7.8 kg/dm <sup>3</sup> (Acero)	Largo = 400 mm	Ancho = 25 mm	Alto = 25 mm	1041.01	1.95	200
Forma cuadrada	Densidad = 7.8 kg/dm <sup>3</sup> (Acero)	Largo = 400 mm	Ancho = 21 mm	Alto = 21 mm	-734.33	-1.37	200

$m_{tot}$	Masa total	0.574	kg
$J_{tot}$	Momento de inercia total	0.031	kg m <sup>2</sup>

### Momento de inercia de la masa

Entrada directa de J   Rotor   **Forma cuadrada**   Cilindro perpendicular al eje   Cilindro longitudinal al eje



x Largo: 424 mm

y Ancho: 21.4 mm

z Alto: 21.4 mm

Densidad [kg/dm³]:  7.8 (Acero)    2.7 (Aluminio)    0.0

Configuración excéntrica

e Distancia del centro de gravedad al eje de rot.: 212 mm

**Resultado**

$m_1$	1.515	kg
$J_1$	908.186	kg cm²

Denominación:

+ Añade   - Subtrae

---

**Resultados**

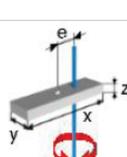
Denominación	Denominación1	Denominación2	Denominación3	Denominación4	J[kgcm²]	m[kg]	e[mm]
Forma cuadrada	Densidad = 7.8 kg/dm³ (Acero)	Largo = 424 mm	Ancho = 25.4 mm	Alto = 25.4 mm	1279.75	2.13	212
Forma cuadrada	Densidad = 7.8 kg/dm³ (Acero)	Largo = 424 mm	Ancho = 21.4 mm	Alto = 21.4 mm	-908.18	-1.51	212

---

$m_{tot}$	Masa total	0.619	kg
$J_{tot}$	Momento de inercia total	371.572	kg cm²

### Momento de inercia de la masa

Entrada directa de J   Rotor   **Forma cuadrada**   Cilindro perpendicular al eje   Cilindro longitudinal al eje



x Largo: 200 mm

y Ancho: 21.4 mm

z Alto: 21.4 mm

Densidad [kg/dm³]:  7.8 (Acero)    2.7 (Aluminio)    0.0

Configuración excéntrica

e Distancia del centro de gravedad al eje de rot.: 100 mm

**Resultado**

$m_1$	0.714	kg
$J_1$	95.528	kg cm²

Denominación:

+ Añade   - Subtrae

---

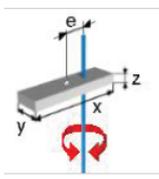
**Resultados**

Denominación	Denominación1	Denominación2	Denominación3	Denominación4	J[kgcm²]	m[kg]	e[mm]
Forma cuadrada	Densidad = 7.8 kg/dm³ (Acero)	Largo = 200 mm	Ancho = 25.4 mm	Alto = 25.4 mm	134.73	1.00	100
Forma cuadrada	Densidad = 7.8 kg/dm³ (Acero)	Largo = 200 mm	Ancho = 21.4 mm	Alto = 21.4 mm	-95.52	-0.71	100

---

$m_{tot}$	Masa total	0.292	kg
$J_{tot}$	Momento de inercia total	39.206	kg cm²

## Momento de inercia de la masa

Entrada directa de J	Rotor	Forma cuadrada	Cilindro perpendicular al eje	Cilindro longitudinal al eje
	x	Largo	200	mm
	y	Ancho	21.4	mm
	z	Alto	21.4	mm
		Densidad[kg/dm <sup>3</sup> ]	<input checked="" type="radio"/> 7.8 (Acero) <input type="radio"/> 2.7 (Aluminio) <input type="radio"/> 0.0	
		Configuración excéntrica		
		e Distancia del centro de gravedad al eje de rot.	0	mm
<b>Resultado</b> m <sub>1</sub> 0.714 kg J <sub>1</sub> 24.087 kg cm <sup>2</sup> Denominación: Forma cuadrada + Añade    - Subtrae				

### Resultados

Denominación	Denominación1	Denominación2	Denominación3	Denominación4	J[kgcm <sup>2</sup> ]	m[kg]	e[mm]	
Rotor	Densidad = 7.8 kg/dm <sup>3</sup> (Acero)	Diámetro = 100 mm	Grosor = 50 mm		38.28	3.06	0	
Forma cuadrada	Densidad = 7.8 kg/dm <sup>3</sup> (Acero)	Largo = 200 mm	Ancho = 25.4 mm	Alto = 25.4 mm	34.08	1.00	0	
Forma cuadrada	Densidad = 7.8 kg/dm <sup>3</sup> (Acero)	Largo = 200 mm	Ancho = 21.4 mm	Alto = 21.4 mm	-24.08	-0.71	0	

m<sub>tot.</sub> Masa total

3.355	kg
-------	----

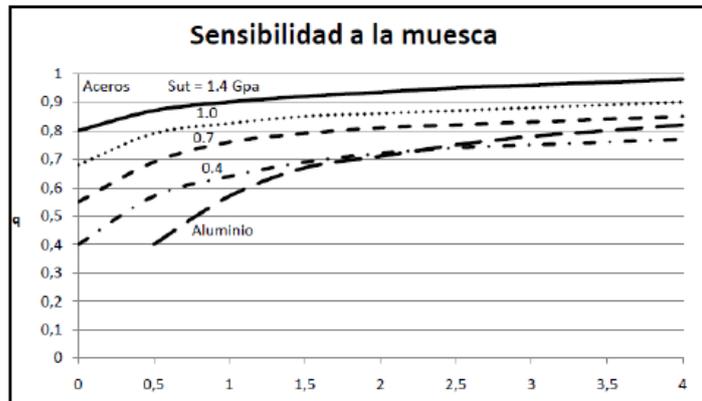
J<sub>tot.</sub> Momento de inercia total

48.291	kg cm <sup>2</sup>
--------	--------------------

Anexo 2

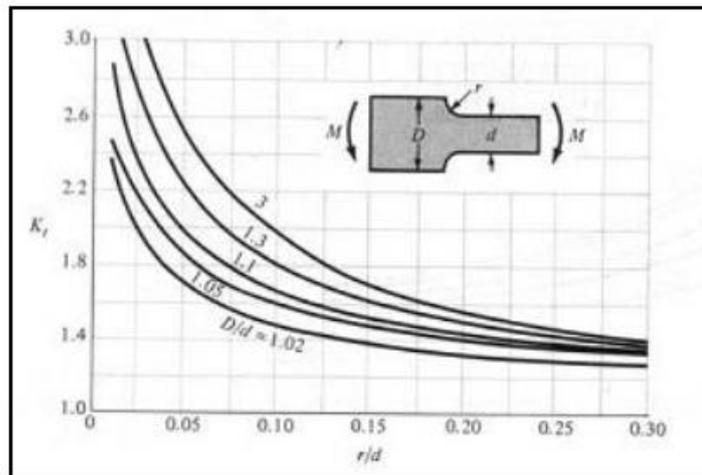
DISEÑO MECÁNICO

*Sensibilidad de la muesca a flexión y torsión*



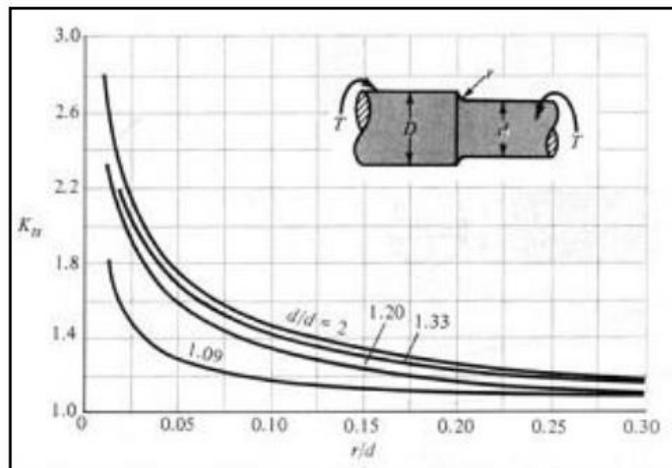
Referencia: SHIGLEY

*Concentrador de entalle circular a flexión*



Referencia: SHIGLEY

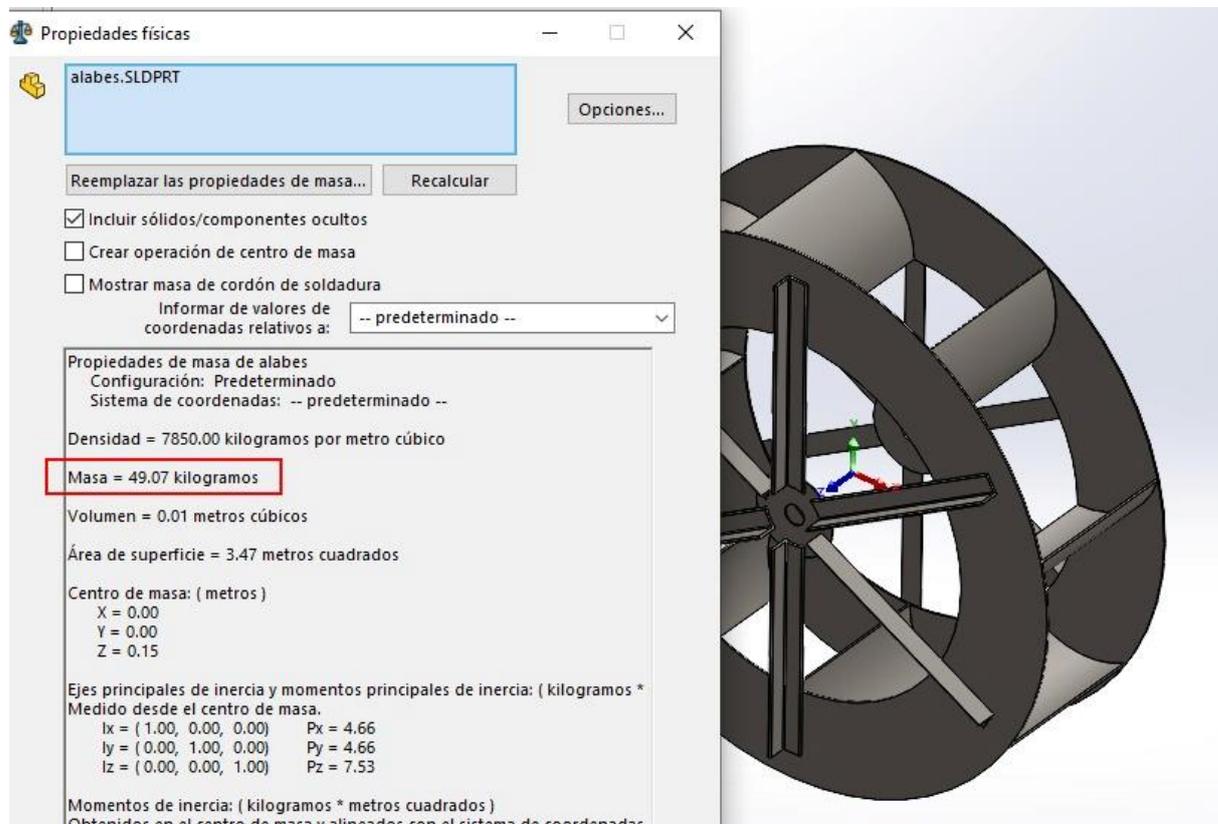
*Concentrador de esfuerzos a torsión debido a variación diametral*



Referencia: SHIGLEY

### Anexo 3

#### Cálculo de masa de la rueda hidráulica en software ANSYS.



## Anexo 4

*Tabla de grados de rugosidad DIN 4769*

<b>Ra [<math>\mu\text{m}</math>]</b>	<b>Nº de Grado de Rugosidad</b>
50	N12
25	N11
12,5	N10
6,3	N9
3,2	N8
1,6	N7
0,8	N6
0,4	N5
0,2	N4
0,1	N3
0,05	N2
0,025	N1

↑  
Rugosidad  
aumenta  
↓

## Anexo 5

## Fichas técnicas de los materiales.

**ACEROS ESPECIALES**  
Para aplicaciones Industriales

 **Cía. General de Aceros**

## Acero Grado Ingeniería

Referencia:  
**1018 - 1020**

### Norma comparable:

AISI / SAE: 1020  
DIN: CK20  
AFNOR: XC20  
UNI: C20  
BS: 070 M20

### Composición

#### Química:

(Análisis en %)

	C	Mn	Si	S	P
<b>1018</b>	0.15 - 0.20	0.60 - 0.90	0.15 - 0.30	Máx. 0.04	Máx. 0.05
<b>1020</b>	0.18 - 0.23	0.30 - 0.60	0.15 - 0.30	Máx. 0.04	Máx. 0.05

### Características:



AISI / SAE 1018 - 1020 es un acero de bajo carbono que responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. Tiene un alto índice de soldabilidad, y por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria y usos convencionales de baja exigencia.

### Aplicaciones:



El acero AISI / SAE 1018 - 1020 se utiliza en ejes, cadenas, remaches, tornillos, pernos, sujetadores, engranajes, piñones, piezas de maquinaria, pasadores de baja resistencia, prensas y levas.

1020 | APÉNDICE A Tablas útiles

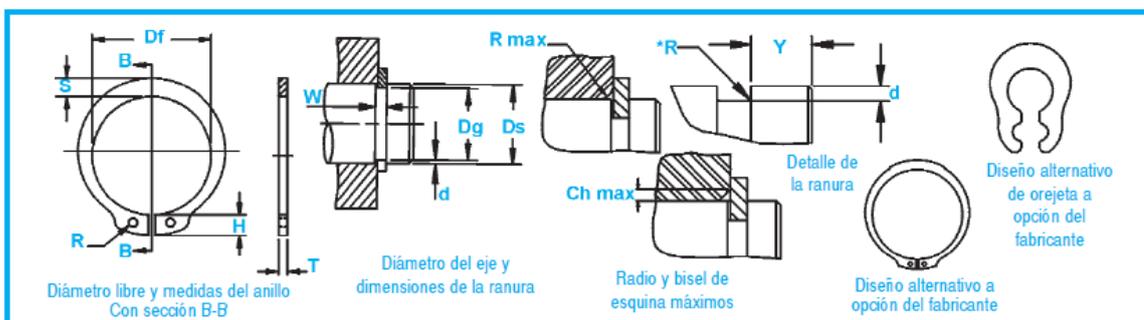
**Tabla A-20**

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ( $\frac{3}{4}$  a  $1\frac{1}{2}$  pulg)]. Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesa- a la fluencia	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248



# Anillos DSH (DIN 471)



No. de Anillo	EJE		TAMANO DE RANURA				TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS					LIMITE DE RPM	
	DIAM. (mm)	DIAMETRO	ANCHUR	PROFU DIDAD	ESPESOR ***		DIAMETRO LIBRE	ALTURA DE LA OREJETA	SECCIÓ MAX.	DIAMETR DEL AGUJERO.	PESO	MARGE DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo	CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles	Carga máx. o/Ch max.			
					Ds	Dg											TOL.		W Min.
DSH-3	3	2.8		0.50	0.10	0.40		2.7		1.9	0.8	1.0	0.017	0.3	0.47	0.1	0.5	0.27	360000
DSH-4	4	3.8	-0.04	0.50	0.10	0.40		3.7	+0.04	2.2	0.9	1.0	0.022	0.3	0.50	0.2	0.5	0.30	211000
DSH-5	5	4.8		0.70	0.10	0.60		4.7		2.5	1.1	1.0	0.066	0.3	1.00	0.2	0.5	0.80	154000
DSH-6	6	5.7		0.80	0.15	0.70		5.6		2.7	1.3	1.2	0.084	0.5	1.45	0.4	0.5	0.90	114000
DSH-7	7	6.7		0.90	0.15	0.80		6.5	+0.06	3.1	1.4	1.2	0.121	0.5	2.60	0.5	0.5	1.40	121000
DSH-8	8	7.6	-0.06	0.90	0.20	0.80		7.4		3.2	1.5	1.2	0.158	0.6	3.00	0.8	0.5	2.00	96000
DSH-9	9	8.6		1.10	0.20	1.00		8.4		3.3	1.7	1.2	0.300	0.6	3.50	0.9	0.5	2.40	85000
DSH-10	10	9.6		1.10	0.20	1.00		9.3		3.3	1.8	1.5	0.340	0.6	4.00	1.0	1.0	2.40	84000
DSH-11	11	10.5		1.10	0.25	1.00		10.2		3.3	1.8	1.5	0.410	0.8	4.50	1.4	1.0	2.40	70000
DSH-12	12	11.5		1.10	0.25	1.00		11.0		3.3	1.8	1.7	0.500	0.8	5.00	1.5	1.0	2.40	75000
DSH-13	13	12.4		1.10	0.30	1.00		11.9	+0.10	3.4	2.0	1.7	0.530	0.9	5.80	2.0	1.0	2.40	66000
DSH-14	14	13.4	-0.11	1.10	0.30	1.00		12.8		3.5	2.1	1.7	0.640	0.9	6.40	2.1	1.0	2.40	58000
DSH-15	15	14.3		1.10	0.35	1.00		13.8		3.6	2.2	1.7	0.670	1.1	6.90	2.6	1.0	2.40	50000
DSH-16	16	15.2		1.10	0.40	1.00		14.7		3.7	2.2	1.7	0.700	1.2	7.40	3.2	1.0	2.40	45000
DSH-17	17	16.2		1.10	0.40	1.00		15.7		3.8	2.3	1.7	0.820	1.2	8.00	3.4	1.0	2.40	41000
DSH-18	18	17.0		1.30	0.50	1.20		16.5		3.9	2.4	2.0	1.110	1.5	17.00	4.5	1.5	3.75	39000
DSH-19	19	18.0		1.30	0.50	1.20		17.5		3.9	2.5	2.0	1.220	1.5	17.00	4.8	1.5	3.80	35000
DSH-20	20	19.0		1.30	0.50	1.20		18.5		4.0	2.6	2.0	1.300	1.5	17.10	5.0	1.5	3.85	32000
DSH-21	21	20.0	-0.13	1.30	0.50	1.20		19.5	+0.13	4.1	2.7	2.0	1.420	1.5	16.80	5.3	1.5	3.75	29000
DSH-22	22	21.0		1.30	0.50	1.20		20.5		4.2	2.8	2.0	1.500	1.5	16.90	5.6	1.5	3.80	27000
DSH-23	23	22.0	-0.15	1.30	0.50	1.20		21.5		4.3	2.9	2.0	1.630	1.5	16.60	5.9	1.5	3.80	25000
DSH-24	24	22.9		1.30	0.55	1.20		22.2		4.4	3.0	2.0	1.770	1.7	16.10	6.7	1.5	3.65	27000
DSH-25	25	23.9		1.30	0.55	1.20		23.2		4.4	3.0	2.0	1.900	1.7	16.20	7.0	1.5	3.70	25000
DSH-26	26	24.9		1.30	0.55	1.20		24.2		4.5	3.1	2.0	1.960	1.7	16.10	7.3	1.5	3.70	24000
DSH-27	27	25.6	-0.21	1.30	0.70	1.20		24.9	+0.21	4.6	3.1	2.0	2.080	2.1	16.40	9.6	1.5	3.80	22500
DSH-28	28	26.6		1.60	0.70	1.50		25.9		4.7	3.2	2.0	2.920	2.1	32.10	10.0	1.5	7.50	21200
DSH-29	29	27.6		1.60	0.70	1.50		26.9	-0.42	4.8	3.4	2.0	3.200	2.1	31.80	10.3	1.5	7.45	20000
DSH-30	30	28.6		1.60	0.70	1.50		27.9		5.0	3.5	2.0	3.320	2.1	32.10	10.7	1.5	7.65	18900
DSH-31	31	29.3		1.60	0.85	1.50		28.6		5.1	3.5	2.5	3.450	2.6	31.50	13.4	2.0	6.60	17900
DSH-32	32	30.3		1.60	0.85	1.50		29.6		5.2	3.6	2.5	3.540	2.6	31.20	13.8	2.0	6.55	16900
DSH-33	33	31.3		1.60	0.85	1.50		30.5		5.2	3.7	2.5	3.690	2.6	31.60	14.3	2.0	6.65	17400
DSH-34	34	32.3		1.60	0.85	1.50		31.5		5.4	3.8	2.5	3.800	2.6	31.30	14.7	2.0	6.60	16100
DSH-35	35	33.0		1.60	1.00	1.50		32.2	+0.25	5.6	3.9	2.5	4.000	3.0	30.80	17.8	2.0	6.55	15500
DSH-36	36	34.0	-0.50	1.85	1.00	1.75		33.2		5.6	4.0	2.5	5.000	3.0	49.40	18.3	2.0	9.00	14500
DSH-37	37	35.0		1.85	1.00	1.75		34.2		5.7	4.1	2.5	5.370	3.0	50.00	18.8	2.0	9.15	14100
DSH-38	38	36.0		1.85	1.00	1.75		35.2		5.8	4.2	2.5	5.620	3.0	49.50	19.3	2.0	9.10	13600
DSH-39	39	37.0	-0.25	1.85	1.00	1.75		36.0		5.9	4.3	2.5	5.850	3.0	49.80	19.9	2.0	9.25	14500



## Acero de corte fácil (1.0718)



N.º de material	1.0718
Estándar EE. UU. (AISI)	12L14, 12L13
Denominación breve	11SMnPb30
Denominación antigua	9SMnPb28
Descripción	Acero de corte fácil
Composición Componentes de aleación [%]	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ C: ≤ 0,14</li> <li>■ Si: ≤ 0,05</li> <li>■ Mn: 0,90 - 1,30</li> <li>■ P: ≤ 0,110</li> <li>■ S: 0,270 - 0,330</li> <li>■ Pb: 0,200 - 0,350</li> </ul>
Densidad [g/cm <sup>3</sup> ]	7,9
Límite elástico Rp0,2 / Re[N/mm <sup>2</sup> ]	245 - 440
Resistencia a la extensión Rm [N/mm <sup>2</sup> ]	360 - 570
Alargamiento de rotura A [%]	≥ 6
Maquinabilidad	muy buena
Soldabilidad	apropiada con condiciones
Tratamiento térmico	condicionado
Otras propiedades	-

# FICHA TÉCNICA DE PINTURA PARA TRABAJO SUMERGIDO EN AGUA



Protective & Marine Coatings  
FICHA TÉCNICA



## DURA-PLATE® UHS TANK LINING EPÓXICO

Revisado: Dic 2019

### DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

**DURAPLATE UHS** es un revestimiento epoxy-amina de ultra altos sólidos diseñado específicamente para servicio en inmersión en tanques de lastre, tanques de almacenamiento de petróleo y de almacenamiento de combustibles refinados. Su alto espesor y propiedades de retención en bordes le permiten ofrecer una protección superior comparado con los epóxicos convencionales.

### USOS RECOMENDADOS

- Uso sobre superficies de acero preparado o concreto en exposición industrial o marina.
- Interior de tanques de almacenamiento de petróleo, combustibles refinados, agua potable, tuberías de agua.
- Plantas de tratamiento de agua, aplicación en tuberías enterradas, áreas de contención primaria y secundaria.
- Aplicaciones donde se requiere un espesor suficiente para obtener propiedades de protección de bordes.

### CARACTERÍSTICAS DEL PRODUCTO

<b>Sólidos por volumen:</b>	98 ± 2 %, mezclado				<b>Tiempos de secado promedio @10-22 mils húmedos (250-550 micrones):</b> Con catalizador estándar			
<b>VOC (Método EPA 24, mezclado):</b>	< 100 g/l : 0.83 lb/gal				13°C (55°F)	25°C (77°F)	38°C (100°F)	
<b>Terminación:</b>	Brillante				@ 50% HR			
<b>Colores:</b>	Blanco, Gris claro, Verde claro				<b>Al tacto</b>	12 horas	5 horas	3 horas
<b>Espesor recomendado por capa:</b>	Sistema de 1 capa		Sistema de 2 capas		<b>Manipulación</b>	48 horas	14 horas	8 horas
	Min.	Max.	Min.	Max.	<b>Repintado</b>			
Húmedo, mils (micrones)	18 (450)	22 (550)	10 (250)	12 (300)	<b>Min:</b>	48 horas	14 horas	8 horas
Seco, mils (micrones)	18 (450)	22 (550)	10 (250)	12 (300)	<b>Max:</b>	21 días	14 días	14 días
Total mils (micrones)	18 (450)	22 (550)	20 (500)	24 (600)	<b>Curado Servicio:</b>	10 días	4 días	24 horas
*Rendimiento, sq.ft/gal (m <sup>2</sup> /L)	72 (1.76)	90 (2.2)	130 (3.18)	160 (3.9)	<b>Curado con calor:</b>	8 horas @temperatura ambiente, luego 16 horas @140°F (60°C) (No aprobado por el NSF)		
Rendimiento teórico sq.ft/gal (m <sup>2</sup> /L) @ 1 mils (25 micrones)	1568 (38.4)				<b>Vida útil mezcla*:</b>	30-45 minutos	30-45 minutos	20-30 minutos
DFT					<b>Tiempo de Inducción</b>	15 minutos	No requerido	No requerido
<small>NOTA: La aplicación con brocha o rodillo solo es recomendada como capa de refuerzo en bordes o para pequeñas reparaciones. En estos casos se recomienda usar catalizador estándar debido a su mayor pot. life.</small>					<b>Tiempos de secado promedio @10-22 mils húmedos (250-550 micrones):</b> Con catalizador para baja temperatura			
<b>Proporción de mezcla:</b>	4:1 en volumen				4.5°C (40°F)	13°C (55°F)	25°C (77°F)	
<b>Dilución:</b>	No recomendada				@ 50% HR			
<b>Limpieza:</b>	MEK, R6K10, R7K104 o similar				<b>Al tacto</b>	24 horas	5 horas	3 horas
<b>Punto de Inflamación:</b>	>200°F (93°C) PMCC, mezclado				<b>Manipulación</b>	48 horas	24 horas	8 horas
<b>Peso:</b>	10.52 +/- 0.2 lb/gal; 1.26 kg/L mezclado				<b>Repintado</b>			
<b>Vida útil en stock:</b>	36 meses, envases sin abrir. Mantener almacenado en interior a temperaturas entre 40°F (4.5°C) y 100°F (38°C).				<b>Min:</b>	48 horas	24 horas	8 horas
<b>Embalaje:</b>					<b>Max:</b>	30 días	21 días	14 días
Parte A:	4 galones (15.1 L) en envase de 5 galones (18.9L)				<b>Curado Servicio:</b>	7 días	5 días	3 días
Parte B:	1 galon (3.78 L)				<b>Curado con calor:</b>	8 horas @temperatura ambiente, luego 16 horas @140°F (60°C) (No aprobado por el NSF)		
					<b>Vida útil mezcla*:</b>	20 minutos	20 minutos	10 minutos
					<b>Tiempo de Inducción</b>	5 minutos	No requerido	No requerido
					<small>La vida útil de la mezcla depende de la temperatura y la masa.</small>			
					<small>El tiempo de secado depende de la temperatura, humedad y espesor de la película.</small>			
					<small>El material debe estar al menos 50°F (10°C) sobre el punto de rocío, para lograr una performance óptima.</small>			
					<small>Si el tiempo máximo de repintado es sobrepasado, se debe lijar u ocupar otro método para generar rugosidad en la superficie antes de repintar.</small>			

### PREPARACIÓN DE SUPERFICIE

La superficie debe estar limpia, seca y en buenas condiciones. Eliminar todo resto de aceite, polvo, grasa, suciedad, óxido suelto y otros materiales extraños para asegurar una adecuada adherencia.

#### Preparación mínima recomendada para la superficie:

Hierro y Acero al carbono:	Servicio atmosférico: SSPC-SP6/NACE 3 / ISO8501-1:2007 Sa2, Perfil de rugosidad: 2 mils (50 micrones) o SSPC-SP12/NACE No. 5, WJ-3/NV-2. Inmersión: SSPC-SP10/NACE 2/ISO8501-1:2007 Sa 2.5, perfil de rugosidad: 2-3 mils (50-75 micrones) o SSPC-SP12/NACE No. 5, WJ-2/NV-2.
Concreto y Albanilería:	Servicio atmosférico: SSPC-SP13/NACE 6 o ICR1 No. 310.2R CSP 2-3. Inmersión: SSPC-SP13/NACE 6-4.3.1 o 4.3.2, o ICR1 No. 310.2R CSP 2-3.

Medidas de chavetas según ASME B17.1-1967

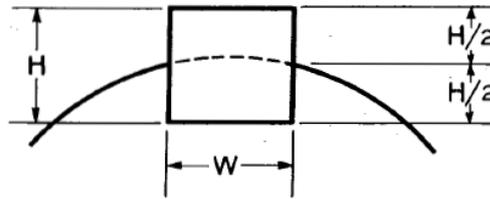


Table 1 Key Size Versus Shaft Diameter

NOMINAL SHAFT DIAMETER		NOMINAL KEY SIZE			NOMINAL KEYSEAT DEPTH	
Over	To (Incl )	Width, W	Height, H		H/2	
			Square	Rectangular	Square	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	3/32	3/64	3/64
7/16	9/16	1/8	1/8	1/8	1/16	1/16
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8	3/32	1/16
7/8	1-1/4	1/4	1/4	3/16	1/8	3/32
1-1/4	1-3/8	5/16	5/16	1/4	5/32	1/8
1-3/8	1-3/4	3/8	3/8	1/4	3/16	1/8
1-3/4	2-1/4	1/2	1/2	3/8	1/4	3/16
2-1/4	2-3/4	5/8	5/8	7/16	5/16	7/32
2-3/4	3-1/4	3/4	3/4	1/2	3/8	1/4
3-1/4	3-3/4	7/8	7/8	5/8	7/16	5/16
3-3/4	4-1/2	1	1	3/4	1/2	3/8
4-1/2	5-1/2	1-1/4	1-1/4	7/8	5/8	7/16
5-1/2	6-1/2	1-1/2	1-1/2	1	3/4	1/2
6-1/2	7-1/2	1-3/4	1-3/4	1-1/2*	7/8	3/4
7-1/2	9	2	2	1-1/2	1	3/4
9	11	2-1/2	2-1/2	1-3/4	1-1/4	7/8
11	13	3	3	2	1-1/2	1
13	15	3-1/2	3-1/2	2-1/2	1-3/4	1-1/4
15	18	4	4	3	2	1-1/2
18	22	5	5	3-1/2	2-1/2	1-3/4
22	26	6	6	4	3	2
26	30	7	7	5	4	2-1/2

\*Some key standards show 1-1/4 in. Preferred size is 1-1/2 in.  
 Shaded areas: See Part 3, page 1.  
 All dimensions given in inches.

## Anexo 6

### SCRIP DE MATLAB

```

clc,clear
%dos lazos
clear
AM=[];
chi=0;
%DATOS INICIALES DEL MECANISMO COMPUESTO
a=0.20;
b=0.40;
c=0.2828;
d=0.40;
ee=0.20;
f=0.1414;
g=0.25;
h=0.20;%variable
l=0.10;
t2=0*pi/180;%introducimos teta2=0 para que el programa
inicie de 0°
t3=60*pi/180; %introducimos ángulos arbitrarios iniciales
t4=300*pi/180; %introducimos ángulos arbitrarios
iniciales
t5=90*pi/180;
t6=180*pi/180;
%t7=t4-pi;
t8=280*pi/180;
t9=270*pi/180;
t10=180*pi/180;
r1=a/6;
r2=0;
r3=b/2;
r4=0;
r5=c/2;
r6=0;
r7=g/2;
r8=0;
w2=2.0;%rad/seg
alfa2=0;%rad/seg^2
m2=12.272; %kg
m3=0.584;
m4=0.619;
m5=0.292;
m6=3.429;
Ig2=0.245;%kg-m^2
Ig3=0.031;
Ig4=0.037;

```

```

Ig5=0.003;
Ig6=0.005;
for i=1:73
f1=a*cos(t2)+b*cos(t3)-c*cos(t4)-d*cos(t5)-ee*cos(t6);
f2=a*sin(t2)+b*sin(t3)-c*sin(t4)-d*sin(t5)-ee*sin(t6);
f3=f*cos(t4-pi)+g*cos(t8)-l*cos(t10)-h*cos(t9);%el 4 es
triangulo
f4=f*sin(t4-pi)+g*sin(t8)-l*sin(t10)-h*sin(t9);
%tenemos 4 incógnitas t3,t4,t5 y (h)posición del pistón
%CÁLCULO DEL JACOBIANO
% t3 t4 t8 h
A=[-b.*sin(t3) c.*sin(t4) 0 0;
b.*cos(t3) -c.*cos(t4) 0 0;
0 -f*sin(t4-pi) -g*sin(t8) -cos(t9) ;
0 f*cos(t4-pi) g*cos(t8) -sin(t9)];
%DIFINICIÓN DE LAS VARACIONES DE TETA3, TETA4, TETA5 Y h
B=-[f1;f2;f3;f4];
X=A\B;
vt3=X(1);
vt4=X(2);
vt8=X(3);
vdh=X(4);
k=0.0000001;
%CÁLCULO DE LOS ÁNGULOS Y h (DESPLAZAMIENTO DEL PISTÓN)
%INTERACCIONES DE NEWTON-RAPHSON
while (abs(vt3)>k & abs(vt4)>k) & (abs(vdh)>k &
abs(vt8)>k)
t3=t3+vt3;
t4=t4+vt4;
t8=t8+vt8;
h=h+vdh;% DESPLAZAMIENTO DEL PISTÓN
f1=a*cos(t2)+b*cos(t3)-c*cos(t4)-d*cos(t5)-ee*cos(t6);
f2=a*sin(t2)+b*sin(t3)-c*sin(t4)-d*sin(t5)-ee*sin(t6);
f3=f*cos(t4-pi)+g*cos(t8)-l*cos(t10)-h*cos(t9);%el 4 es
triangulo
f4=f*sin(t4-pi)+g*sin(t8)-l*sin(t10)-h*sin(t9);
A=[-b.*sin(t3) c.*sin(t4) 0 0;
b.*cos(t3) -c.*cos(t4) 0 0;
0 -f*sin(t4-pi) -g*sin(t8) -cos(t9) ;
0 f*cos(t4-pi) g*cos(t8) -sin(t9)];
%EL JACOBIANO
B=-[f1;f2;f3;f4];
X=A\B;
vt3=X(1);
vt4=X(2);
vt8=X(3);
vdh=X(4);

```

```

end
t7=t4-pi;
%-----
Jv=[-b.*sin(t3) c.*sin(t4) 0 0;
b.*cos(t3) -c.*cos(t4) 0 0;
0 -f*sin(t4-pi) -g*sin(t8) -cos(t9) ;
0 f*cos(t4-pi) g*cos(t8) -sin(t9)];
Bv=[a*w2*sin(t2);
-a*w2*cos(t2);
0;0];
XX=A\Bv;
w3=XX(1);%VELOCIDAD ANGULAR DEL 3
w4=XX(2);%VELOCIDAD ANGULAR DEL 4
w8=XX(3);%VELOCIDAD ANGULAR DEL 5
hv=XX(4);%VELOCIDAD LINEAL DEL PISTÓN
Ja=[-b.*sin(t3) c.*sin(t4) 0 0;
b.*cos(t3) -c.*cos(t4) 0 0;
0 -f*sin(t4-pi) -g*sin(t8) -cos(t9) ;
0 f*cos(t4-pi) g*cos(t8) -sin(t9)];
acel=[a*alfa2*sin(t2)+a*w2^2*cos(t2)+b*w3^2*cos(t3)-
c*w4^2*cos(t4);
-a*alfa2*cos(t2)+a*w2^2*sin(t2)+b*w3^2*sin(t3)-
c*w4^2*sin(t4);
+f*w4^2*cos(t4-pi)+g*w8^2*cos(t8);
f*w4^2*sin(t4-pi)+g*w8^2*sin(t8)];
Y=Ja\acel;
alfa3=Y(1);%ACELERACIÓN ANGULAR DEL 3
alfa4=Y(2);%ACELERACIÓN ANGULAR DEL 4
alfa8=Y(3);%ACELERACIÓN ANGULAR DEL 5
ha=Y(4);%ACELERACIÓN LINEAL DEL PISTÓN
%-----
-----
%TRAYECTORIA DEL CENTRO DE GRAVEDAD DEL ESLABÓN 2, Cg2
rcx2=+r1*cos(t2)+r2*cos(t2+pi/2);
rcy2=+r1*sin(t2)+r2*sin(t2+pi/2);
rc2=sqrt((rcx2).^2+(rcy2).^2);
%TRAYECTORIA DEL CENTRO DE GRAVEDAD DEL ESLABÓN 2, Cg3
rcx3=a*cos(t2)+r3*cos(t3)+r4*cos(t3+pi/2);
rcy3=a*sin(t2)+r3*sin(t3)+r4*sin(t3+pi/2);
rc3=sqrt((rcx3).^2+(rcy3).^2);
%TRAYECTORIA DE Cg4
rcx4=d*cos(t8)+ee*cos(t6)+r5*cos(t4)+r6*cos(t4+pi/2);
rcy4=d*sin(t8)+ee*cos(t6)+r5*sin(t4)+r6*sin(t4+pi/2);
rc4=sqrt((rcx4).^2+(rcy4).^2);
%VELOCIDAD DE Cg3
vcx3=-a*w2*sin(t2)-r3*w3*sin(t3)-r4*w3*cos(t3);
vcy3=a*w2*cos(t2)+r3*w3*cos(t3)-r4*w3*sin(t3);

```

```

VCC3=sqrt(vcx3.^2+vcy3.^2);
%VELOCIDAD DEL Cg4
vcx4=-r5*w4*sin(t4);
vcy4=r5*w4*cos(t4);
VCC4=sqrt(vcx4.^2+vcy4.^2);
%ACELERACIONES DE Cg2
acx2=(-(r1*alfa2-r2*w2*w2)*sin(t2)-
(r2*alfa2+r1*w2*w2)*cos(t2));
acy2=((r1*alfa2-r2*w2*w2)*cos(t2)-
(r2*alfa2+r1*w2*w2)*sin(t2));
ACC2=(sqrt(acx2.^2+acy2.^2));%total
if acx2<=0 & acy2 <=0 ; % tercer cuadrante
beta2=atan(acy2/acx2)+pi;
end
if acx2>=0 & acy2 >= 0
beta2= atan(acy2/acx2); %primer cuadrante
end
if acx2>=0 & acy2<=0
beta2=atan(acy2/acx2)+2*pi; %cuarto cuadrante
end
if acx2<=0 & acy2>=0
beta2=atan(acy2/acx2)+pi;%segundo cuadrante
end
angAg2=beta2*180/pi;
%ACELERACIONES DE Cg3
acx3=(-a*alfa2*sin(t2)-a*w2*w2*cos(t2)-(r3*alfa3-
r4*w3*w3)*sin(t3)...
-(r4*alfa3+r3*w3*w3)*cos(t3));%
acy3=(a*alfa2*cos(t2)-a*w2*w2*sin(t2)+(r3*alfa3-
r4*w3*w3)*cos(t3)...
-(r4*alfa3+r3*w3*w3)*sin(t3));%
ACC3=(sqrt(acx3.^2+acy3.^2));%
if acx3<=0 & acy3 <=0 ; %
beta3=atan(acy3/acx3)+pi; %tercer cuadrante
end
if acx3>=0 & acy3 >= 0
beta3= atan(acy3/acx3); %primer cuadrante
end
if acx3>=0 & acy3<=0
beta3=atan(acy3/acx3)+2*pi; %cuarto cuadrante
end
if acx3<=0 & acy3>=0
beta3=atan(acy3/acx3)+pi;%segundo cuadrante
end
angAg3=beta3*180/pi;
%ACELERACIONES Ag4

```

```

acx4=(-(r5*alfa4-r6*w4*w4)*sin(t4)-
(r6*alfa4+r5*w4*w4)*cos(t4));
acy4=((r5*alfa4-r6*w4*w4)*cos(t4)-
(r6*alfa4+r5*w4*w4)*sin(t4));
ACC4=(sqrt(acx4.^2+acy4.^2));%
if acx4<=0 & acy4 <=0 ; %
beta4=atan(acy4/acx4)+pi;
end
if acx4>=0 & acy4 >= 0
beta4= atan(acy4/acx4);
end
if acx4>=0 & acy4<=0
beta4=atan(acy4/acx4)+2*pi;
end
if acx4<=0 & acy4>=0
beta4=atan(acy4/acx4)+2*pi/2;
end
angAg4=beta4*180/pi;
%-----
acx5=-f*alfa4*sin(t4)-f*w4*w4*cos(t4)-(r7*alfa8-
r8*w8*w8)*sin(t8)...
-(r8*alfa8+r7*w8*w8)*cos(t8);
acy5=f*alfa4*cos(t4)-f*w4*w4*sin(t4)+(r7*alfa8-
r8*w8*w8)*cos(t8)...
-(r8*alfa8+r7*w8*w8)*sin(t8);
if acx5<=0 & acy5 <=0 ; %
beta5=atan(acy5/acx5)+pi; %tercer
end
if acx5>=0 & acy5 >= 0
beta5= atan(acy5/acx5); %primer
end
if acx5>=0 & acy5<=0
beta5=atan(acy5/acx5)+2*pi; %cuarto
end
if acx5<=0 & acy5>=0
beta5=atan(acy5/acx5)+pi;%segundo
end
angAg5=beta5*180/pi;
ACC5=sqrt(acx5^2+acy5^2);%total
%-----
-----
% FUERZAS DE INERCIA
F02=m2*ACC2;%
%angulo dela fuerza de inercia F0...
angF02=angAg2-180;
F02x=F02*cosd(angF02);%
F02y=F02*sind(angF02);

```

```

F03=m3*ACC3;%
angF03=angAg3-180;
F03x=F03*cosd(angF03);%
F03y=F03*sind(angF03);
F04=m4*ACC4;%
angF04=angAg4-180;
F04x=F04*cosd(angF04);
F04y=F04*sind(angF04);
F05=m5*ACC5;%
angF05=angAg5-180;
F05x=F05*cosd(angF05);
F05y=F05*sind(angF05);
ACC6=ha;
F06=m6*ACC6;
angAg6=270;
angF06=angAg6;
F06x=F06*cosd(angF06);
F06y=F06*sind(angF06);
ACC6=sqrt(F06x^2+F06y^2);
%-----
%TORQUES DE INERCIA
T02=Ig2*(-alfa2);%
T03=Ig3*(-alfa3);
T04=Ig4*(-alfa4);
T05=Ig5*(-alfa8);
%POSICIONAMIENTO DE LOS VECTORES DEL CENTRO DE GRAVEDAD
DE C/U
q2x=r1*cos(t2);
q2y=r1*sin(t2);
p2x=(a-r1)*cos(t2);
p2y=(a-r1)*sin(t2);
q3x=r3*cos(t3);
q3y=r3*sin(t3);
p3x=(b-r3)*cos(t3);
p3y=(b-r3)*sin(t3);
q4x=(r5)*cos(t4);
q4y=(r5)*sin(t4);
p4x=(c-r5)*cos(t4);
p4y=(c-r5)*sin(t4);
d4x=0;%0.001*cos(t4);
d4y=0;%0.001*sin(t4);
q5x=(r7)*cos(t4);
q5y=(r7)*sin(t4);
p5x=(g-r7)*cos(t4);
p5y=(g-r7)*sin(t4);
Fr=241.56;%241.56;%N FUERZA NECESARIA DEL PISTÓN
% MATRICES

```

```

MM=[-1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 -1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
q2y -q2x -p2y p2x 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1;
0 0 -1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 -1 0 1 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 q3y -q3x -p3y p3x 1 0 1 0 0 0 0 0 ;
0 0 0 0 -1 0 1 0 1 0 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 -1 0 1 0 1 0 0 0 0;
0 0 0 0 q4y -q4x -p4y p4x -d4y d4x 0 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 1 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 1 0 0;
0 0 0 0 0 0 p5x -p5y 0 0 -q5y q5x 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0;
0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 -1 1 0];
NN=[F02x;F02y;T02;F03x;F03y;T03;F04x;F04y;T04;F05x;F05y;T
05;...
F06x-Fr;F06y];
FFF=MM\NN;
%FUERZAS
F21x=FFF(1);
F21y=FFF(2);
F32x=FFF(3);
F32y=FFF(4);
F43x=FFF(5);
F43y=FFF(6);
F54x=FFF(7);
F54y=FFF(8);
F41x=FFF(9);
F41y=FFF(10);
F65x=FFF(11);
F65y=FFF(12);
F16y=FFF(13);
T0=FFF(14);%TORQUE NECESARIO PARA VENCER LA FUERZA DEL
PISTÓN
%SI LA FUERZA ES PEQUEÑA EL TORQUE TAMBIÉN LO SERÁ, ESTA
CURVA SE NECESITA PARA EL CÁLULO DE LA VOLANTE
%FUERZAS TOTALES
F21=sqrt(F21x^2+F21y^2);
F32=sqrt(F32x^2+F32y^2);
F43=sqrt(F43x^2+F43y^2);
F41=sqrt(F41x^2+F41y^2);
F65=sqrt(F65x^2+F65y^2);
F12=-F21;
F14=-F41;
FS=F12+F14;% Fuerza de Sacudimiento en las bancadas
%-----

```

```

M1=[t2*180/pi,h,hv,ha,F21x,F21y,F21,F32x,F32y,F32,F43x,F4
3y,F43,F41x,...
F41y,F41,T0,F65x,F65y,F65];
if chi==0
AM=M1;
chi=1;
else
AM=[AM;M1];
end
t2=t2+5*pi/180;
end
disp (' t2 h hv ha ')
disp (AM)
T2=AM(:,1);
h=AM(:,2);
hv=AM(:,3);
ha=AM(:,4);
F21x=AM(:,5);
F21y=AM(:,6);
F21=AM(:,7);
F32x=AM(:,8);
F32y=AM(:,9);
F32=AM(:,10);
F43x=AM(:,11);
F43y=AM(:,12);
F43=AM(:,13);
F41x=AM(:,14);
F41y=AM(:,15);
F41=AM(:,16);
T0=AM(:,17);
F65x=AM(:,18);
F65y=AM(:,19);
F65=AM(:,20)
% GENERACIÓN DE GRÁFICAS
figure (1)
plot(T2,h,'linewidth',2')
title('desplazamiento del pistón (h)')
xlabel('t2')
ylabel('h' )
legend('h')
grid
figure (2)
plot(T2,hv,'linewidth',2')
title('velocidad del pistón (h)')
xlabel('t2')
ylabel('hv' )
legend('hv')

```

```
grid
figure (3)
plot(T2,ha,'linewidth',2')
title('aceleración del pistón (h)')
xlabel('t2')
ylabel('hv' )
legend('hv')
grid
figure (4)
plot(T2,F21,'linewidth',2')
title('fuerzas reacción F21')
xlabel('t2')
ylabel('F21 (N)' )
grid
figure (5)
plot(T2,F32,'linewidth',2')
title('fuerzas reacción F32')
xlabel('t2')
ylabel('F32 (N)' )
legend('F32')
grid
figure (6)
plot(T2,F43,'linewidth',2')
title('fuerzas reacción F43')
xlabel('t2')
ylabel('F43 (N)' )
legend('F43')
grid
figure (7)
plot(T2,F41,'linewidth',2')
title('fuerzas reacción F41')
xlabel('t2')
ylabel('F41 (N)' )
legend('F41')
grid
figure (8)
plot(T2,T0,'linewidth',2')
title('Torque del portador de energía')
xlabel('t2')
ylabel('T0 (N.m)' )
legend('Torque del portador')
grid

figure (9)
plot(T2,F65,'linewidth',2')
title('fuerzas reacción F65')
xlabel('t2')
```

```
ylabel('F65 (N) ' )  
legend('F65')  
grid
```

**Anexo 07****Scrib de la volante de inercia.**

```
clear
clc
%Objetivo: Diseñar una volante de inercia para una bomba
rural de émbolo reciprocante.
%cuya respuesta del torque necesario(TL)para satisfacer
las aceleraciones, el torque está en función de teta 2
%CURVA DE TORQUE DEL ANÁLISIS DINÁMICO T0
TL=[28.2046
29.7562
31.0594
32.0819
32.7933
33.1651
33.1704
32.7841
31.9830
30.7462
29.0561
26.8999
24.2714
21.1744
17.6270
13.6661
9.3528
4.7783
0.0676
-4.6231
-9.1223
-13.2687
-16.9318
-20.0249
-22.5092
-24.3897
-25.7038
-26.5080
-26.8658
-26.8390
-26.4836
-25.8491
-24.9783
-23.9092
-22.6764
-21.3120
-19.8463
```

```
-18.3082
-16.7256
-15.1248
-13.5310
-11.9675
-10.4562
  -9.0164
  -7.6652
  -6.4167
  -5.2815
  -4.2667
  -3.3744
  -2.6021
  -1.9415
  -1.3781
  -0.8906
  -0.4512
  -0.0252
   0.4273
   0.9501
   1.5875
   2.3808
   3.3639
   4.5596
   5.9769
   7.6098
   9.4389
  11.4335
  13.5550
  15.7596
  18.0016
  20.2348
  22.4140
  24.4958
  26.4389
  28.2046];
s=sum(TL)/73
% este torque tabulado la graficamos
tetal=0:5*pi/180:360*pi/180;
figure (1)
plot (tetal,TL,'r')
grid
title('Torque TL')
cmax=max(TL)%el máx torque motriz
cmin=min(TL)%eñ min torque motriz
%una vez visualizada la figura, no sabemos el torque
promedio para diseñar
```

```

%la volante.
% para calcular el torque promedio de TL podemos utilizar
el
% comando "mean" de matlab
%llamaremos T12prom al torque promedio de TL
T12prom=mean(TL)%calculamos el torque promedio
T12neto=[TL-T12prom
cc=max(T12neto);
[d,n]=min(T12neto);% ordenada y abcisa del torque mínimo
[d,n]=max(T12neto);% ordenada y abcisa del torque máximo
%el T12neto ya está desplazada y se supone que las áreas
positivas y
%negativas son iguales.
%podemos graficar T12neto
areatotal=trapz(tetal,TL)
areatotalfinal=trapz(tetal,T12neto)
%aarea=quad('TL',1,721)
figure(2)
plot(tetal,T12neto)
grid
title('T12neto')
%Método de la Bisección para hallar las raíces de la
función T12neto:
dth2=5;% cada 5 grados
f=T12neto;
j=1;
for i=1:length(tetal)-1
if sign(f(i))~=sign(f(i+1))
if abs(f(i))<abs(f(i+1))%
raiz(j)=tetal(i);
puntero(j)=i;
else
raiz(j)=tetal(i+1);
puntero(j)=i+1;
end
j=j+1;
end
end
jmax=j-1
AreaTotalT12(1)=0;
AreaT12(1)=0;
for j=1:jmax
AreaT12(j)=trapeciosIntegral(f,puntero,j,jmax,dth2)% ver
function
AreaTotalT12(j+1)=AreaTotalT12(j)+AreaT12(j)
end
AreaTotalT12MIN=AreaTotalT12(2)

```

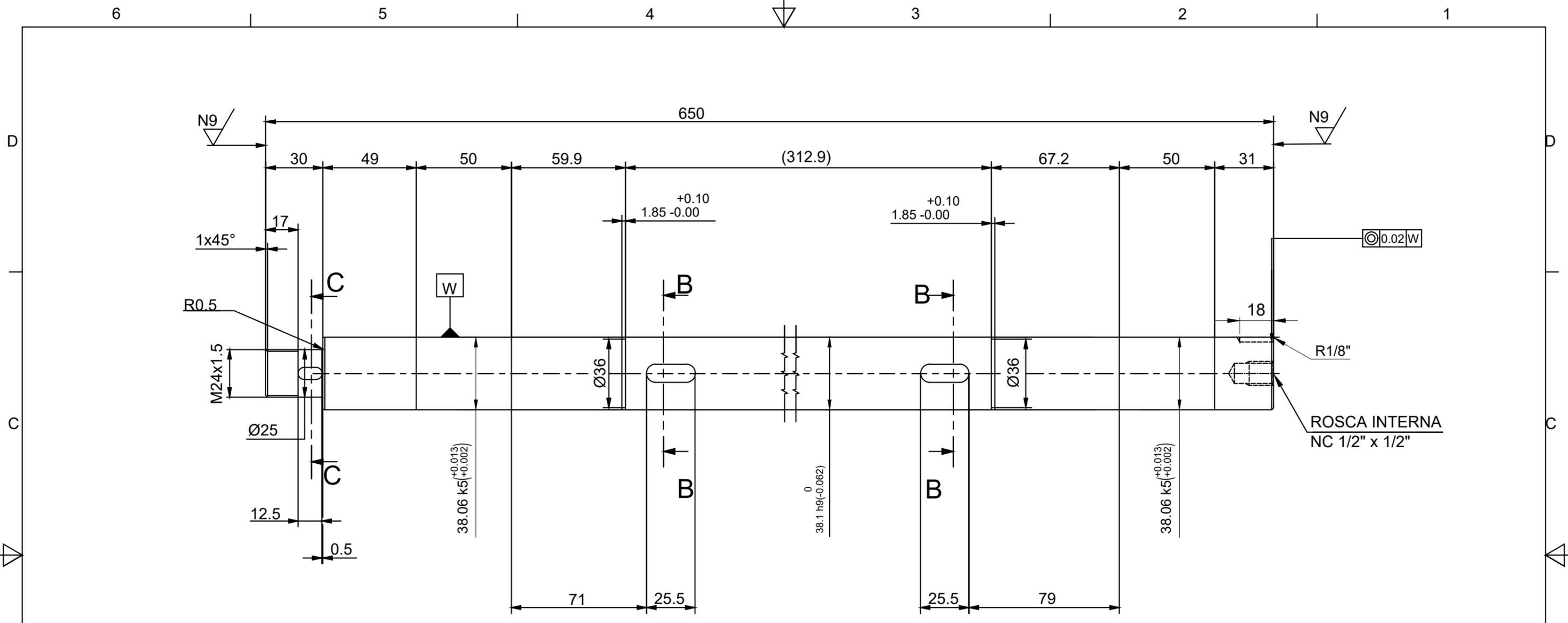
```

AreaTotalT12MAX=AreaTotalT12(3)
for j=2:jmax+1
if AreaTotalT12(j)>AreaTotalT12MAX;
AreaTotalT12MAX=AreaTotalT12(j)
elseif AreaTotalT12(j)<AreaTotalT12MIN ;
AreaTotalT12MIN=AreaTotalT12(j)
end
end
E_wmax=AreaTotalT12MIN
E_wmin=AreaTotalT12MAX%Calculada la integral de T12neto
que es el cambio
%máx de energía cinética
%los datos del torque TL se realizó con:
w2=2.0;
wmax=2.5;%VELOCIDAD POSIBLEMENTE MAX POR INCREMENTO DE
CAUDAL
wmin=1.5;%VELOCIDAD POSIBLEMENTE MIN POR DISMINUCIÓN DE
CAUDAL
Fl=wmax-wmin;%flucutación
wm=(wmax+wmin)/2
cf=0.03;%coeficiente de fluctuación % de la
%fluctuación de la velocidad del eje
Etotal=E_wmax-E_wmin% in*lb
%esta energía negativa que sale del sistema debe
absorberse por el volante
%y luego devolverse al sistema durante cada ciclo para
suavisar las
%variaciones de velocidad del eje.
I_volante=abs(E_wmax-E_wmin)/(cf*wm^2) %%en lb*in^2
teta=0*pi/180:5*pi/180:360*pi/180;
T12ne=T12neto(1:73);
E=trapz(teta,T12ne)
Rho=7800;% densidad del acero A36
R=0.18%in dato
e=2*I_volante/(pi*R^(4)*Rho)%in
deltaEsinB=trapz(teta1,TL)
deltaEconB=trapz(teta1,T12neto)
ee=2.8
Rhoo=7.8
RR=20
masa=(Rho*ee*pi*R^2)/1000 %kg
%hasta aqui el mecanismo esta balanceado gracias al
volante
%como el coeficiente de fluctuacion cf=0.03 y que nos
permitio calcular el
%volante podemos graficar el resultado final del par de
torsión final

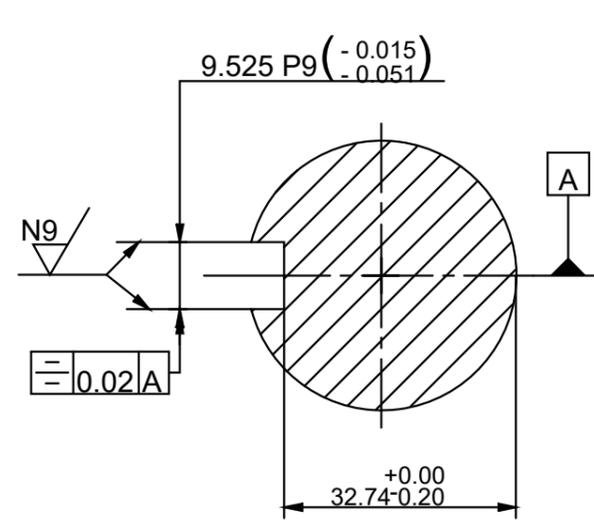
```

```
%multiplicando T12neto por cf
figure (10)
plot (tetal,TL,'r')
grid
title('Torque Mr')
hold on
plot(tetal,T12neto)
plot(tetal,T12neto*cf,'k')%la linea negra
title('Mm')
hold off
```

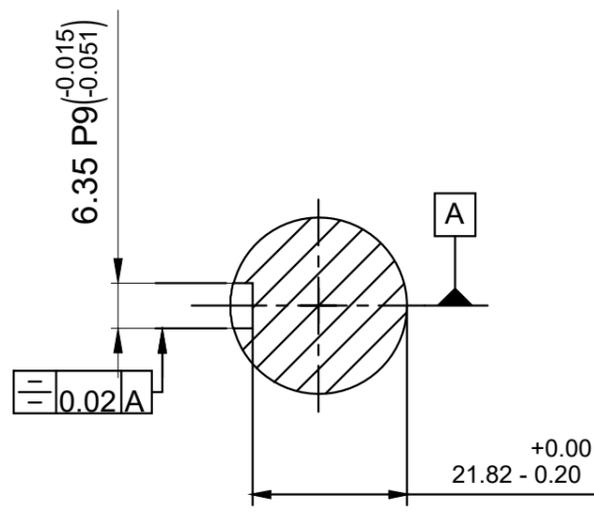
**PLANOS Y DETALLES**



MATERIAL: BARRA ACERO 1020 - Ø1.1/2" (38.1mm)



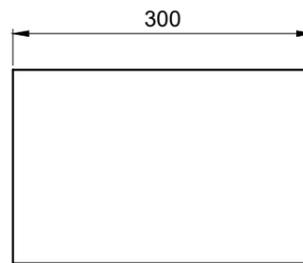
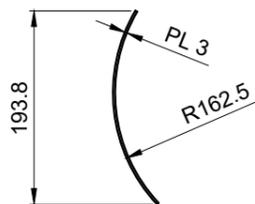
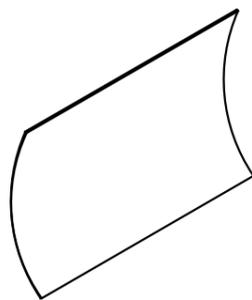
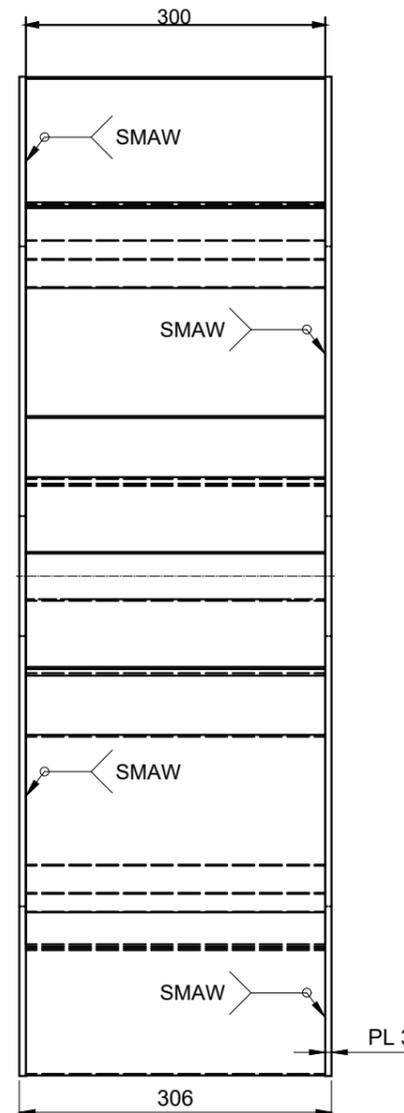
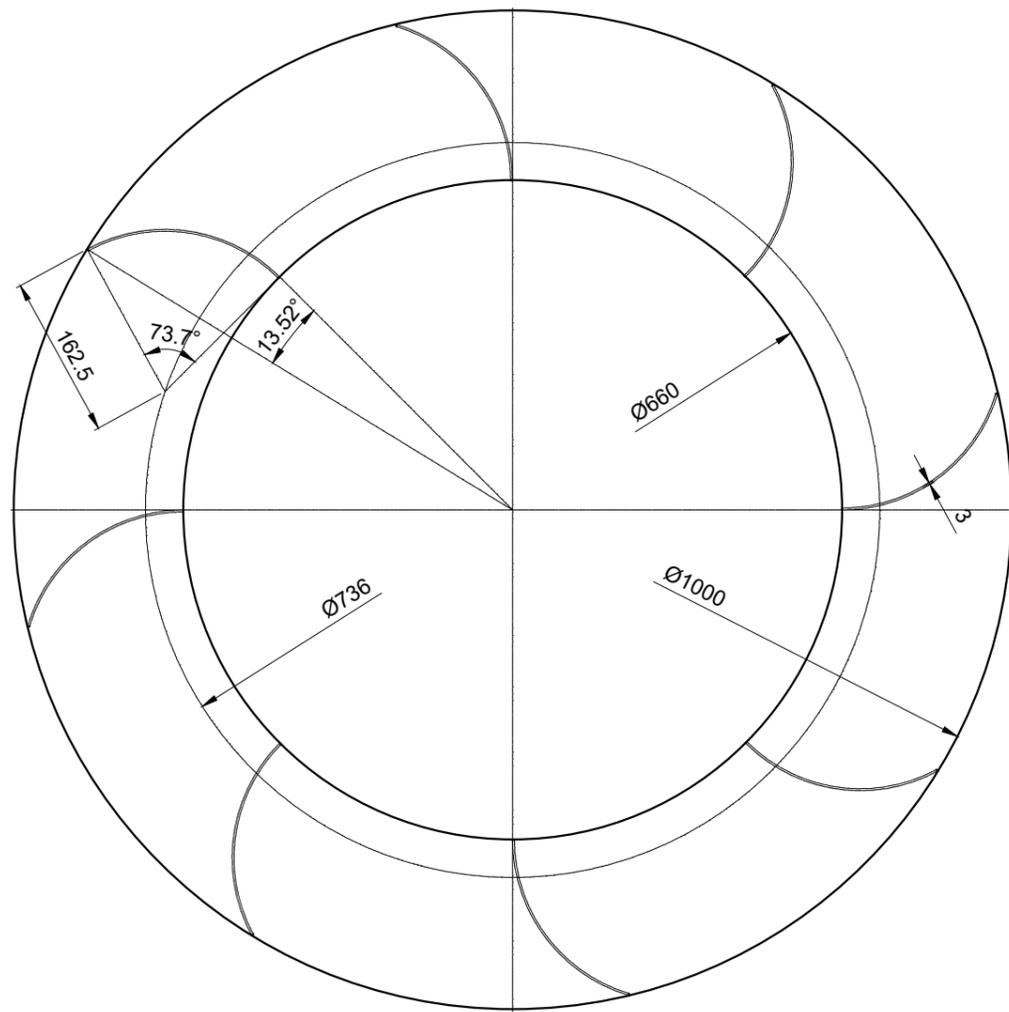
**CORTE B-B**  
ESCALA (1 : 1)



**CORTE C-C**  
ESCALA (1 : 1)

<b>UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO</b>		
<b>ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>		
ELABORADO POR: - BACH. LUIS MIGUEL TACO CORREDOR - BACH. JONATHAN MERINO TELLO	ASESOR: - MSC. ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA: 22/11/2024
TITULO DE TESIS: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN ÉMBOLO RECÍPROCANTE CON SEIS (6) ESLABONES PARA APROVECHAR LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES		
Eje Ø38 X 650 - V1		FORMATO: A3
		PLANO: BH_001





COLOR RAL5015 AZUL LUMINOSO  
PINTURA DURAPLATE-UHS

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO  
ABAD DEL CUSCO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

ELABORADO POR:  
- BACH. LUIS MIGUEL TACO CORREDOR  
- BACH. JONATHAN MERINO TELLO

ASESOR:  
- MSC. ING. ARTURO MACEDO SILVA

FECHA:  
22/11/2024

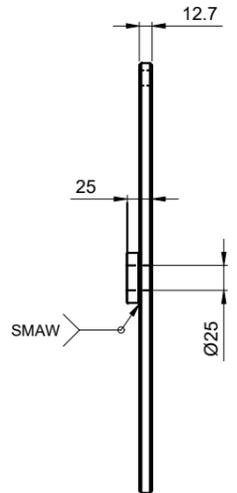
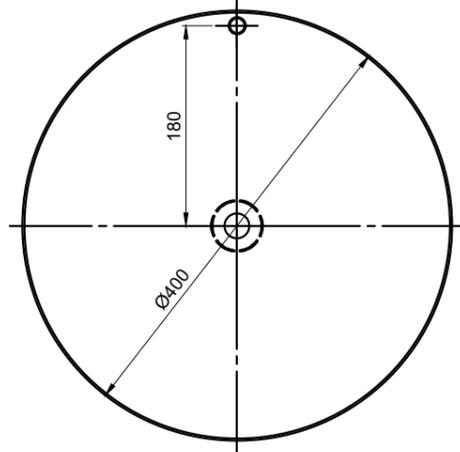


TÍTULO DE TESIS:  
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA  
HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN ÉMBOLO  
RECIPROCANTE CON SEIS (6) ESLABONES PARA  
APROVECHAR LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES RURALES

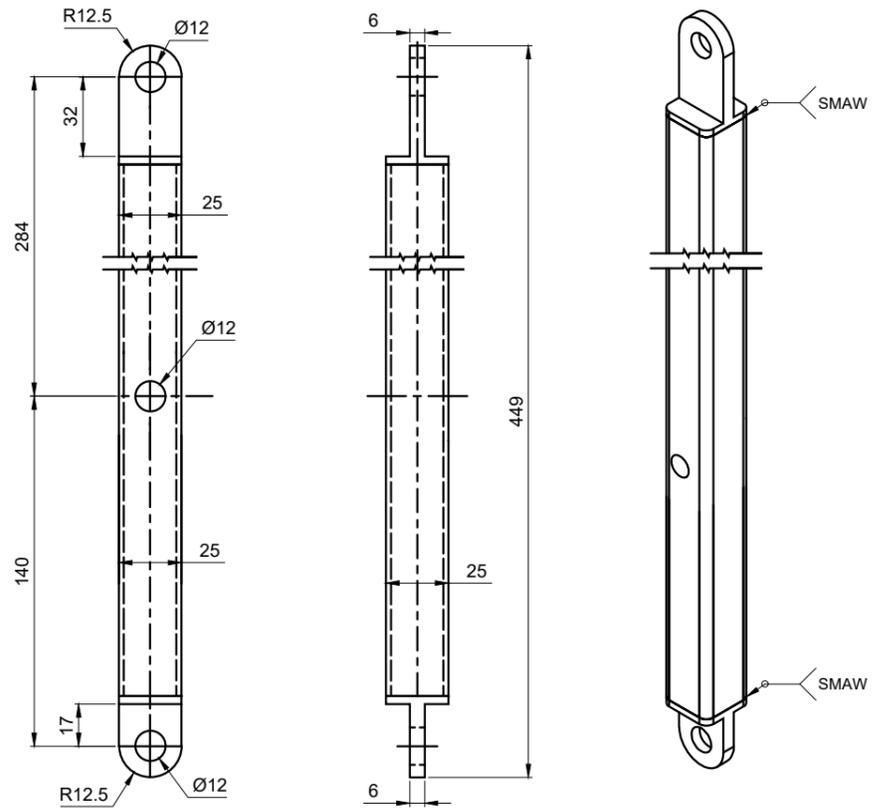
DETALLE DE ALABE

FORMATO:  
A3

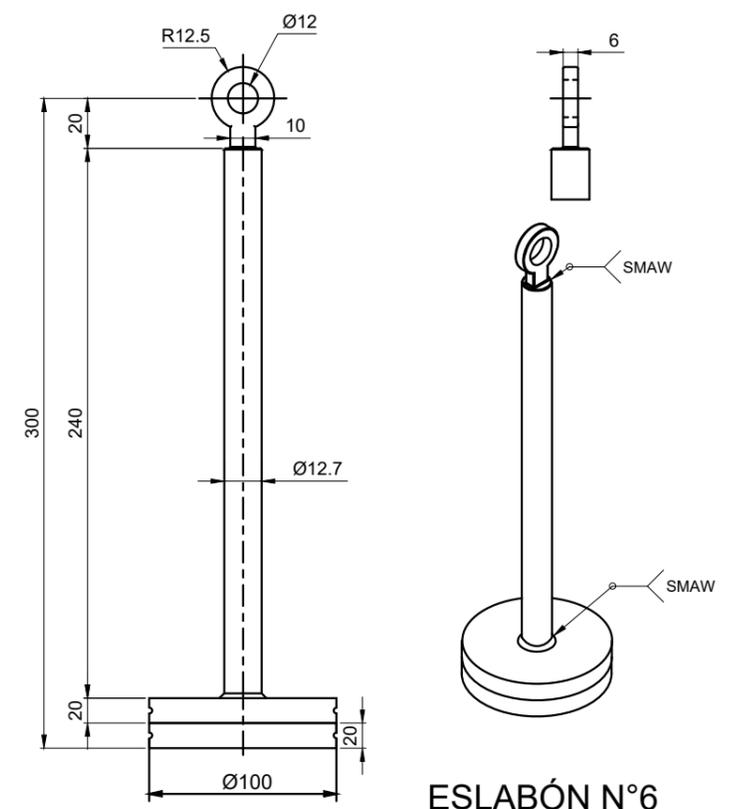
PLANO:  
BH\_002



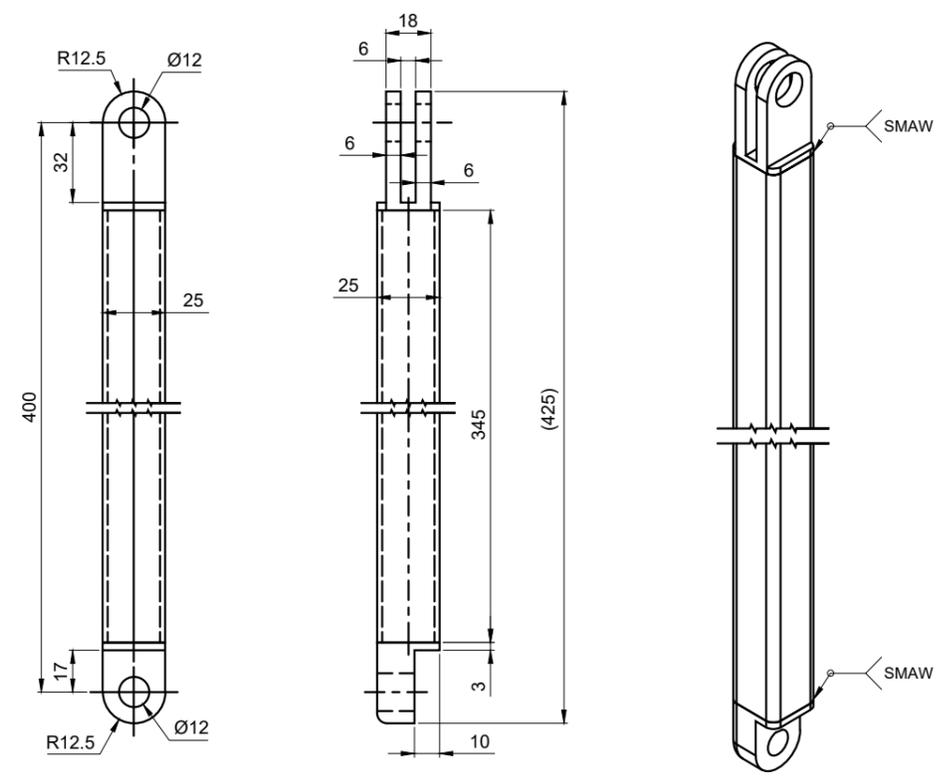
**ESLABÓN N°2**  
(DISCO DIÁMETRO 40CM)



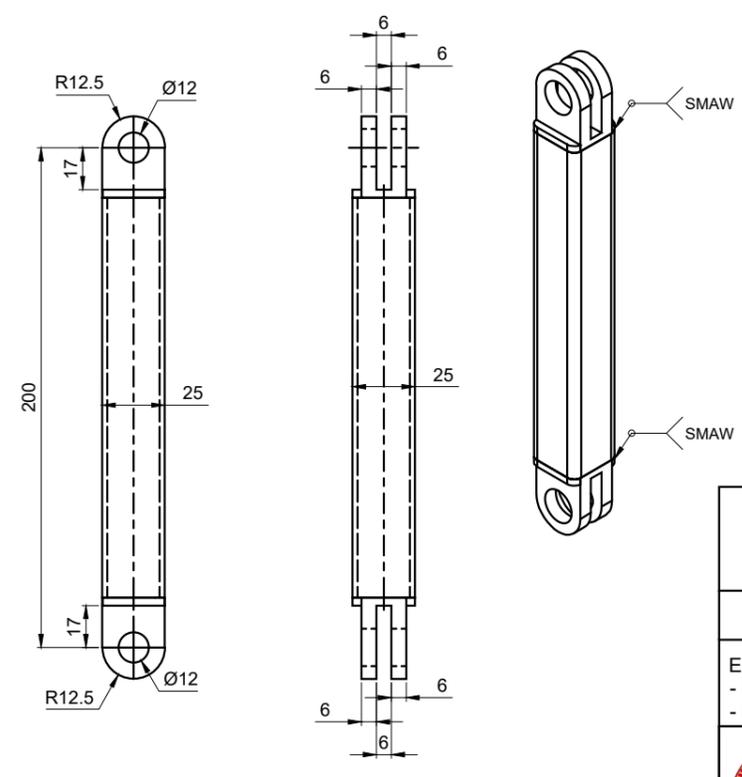
**ESLABÓN N°4**



**ESLABÓN N°6**



**ESLABÓN N°3**



**ESLABÓN N°5**

COLOR RAL5015 AZUL LUMINOSO  
PINTURA DURAPLATE-UHS

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO  
ABAD DEL CUSCO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

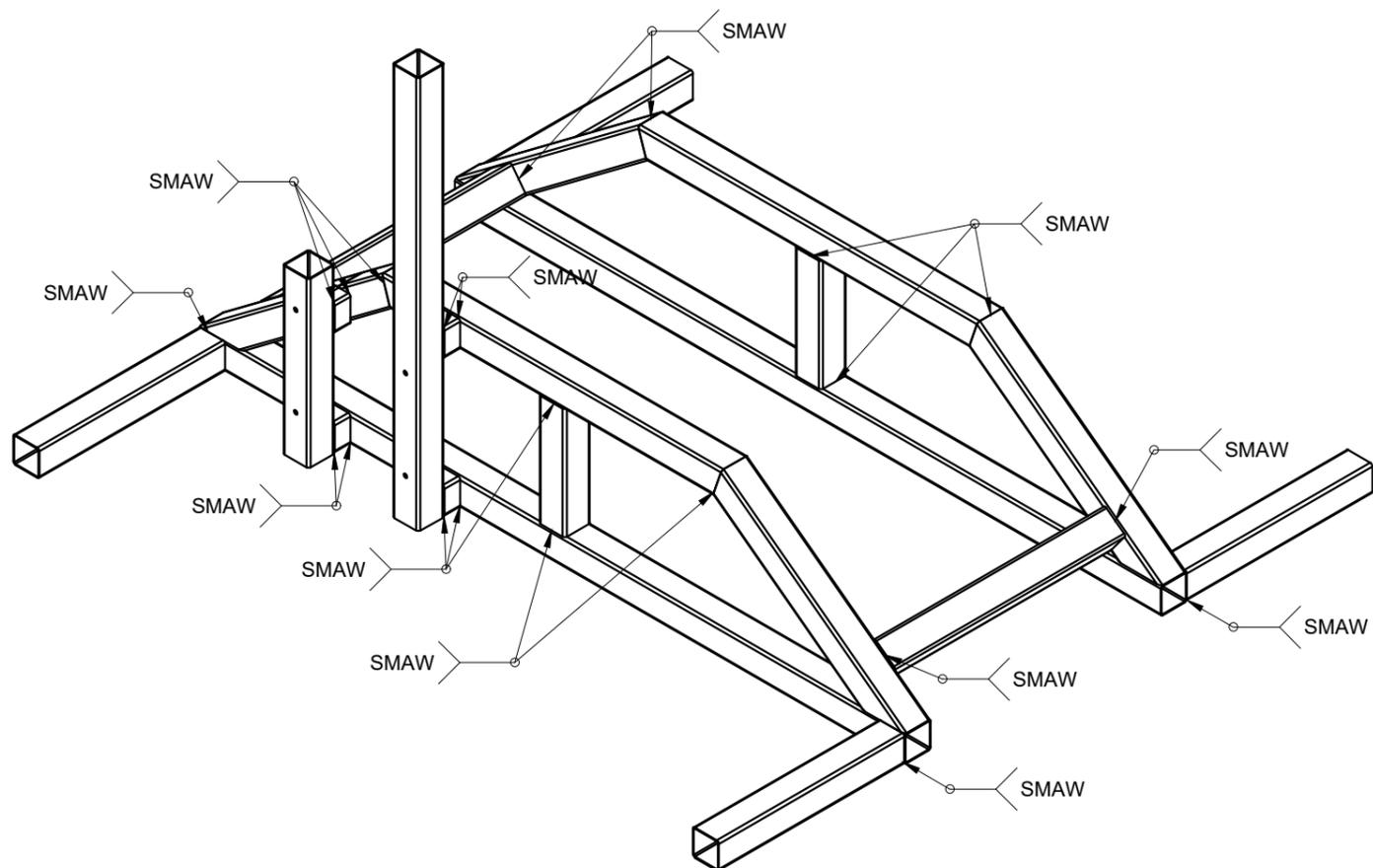
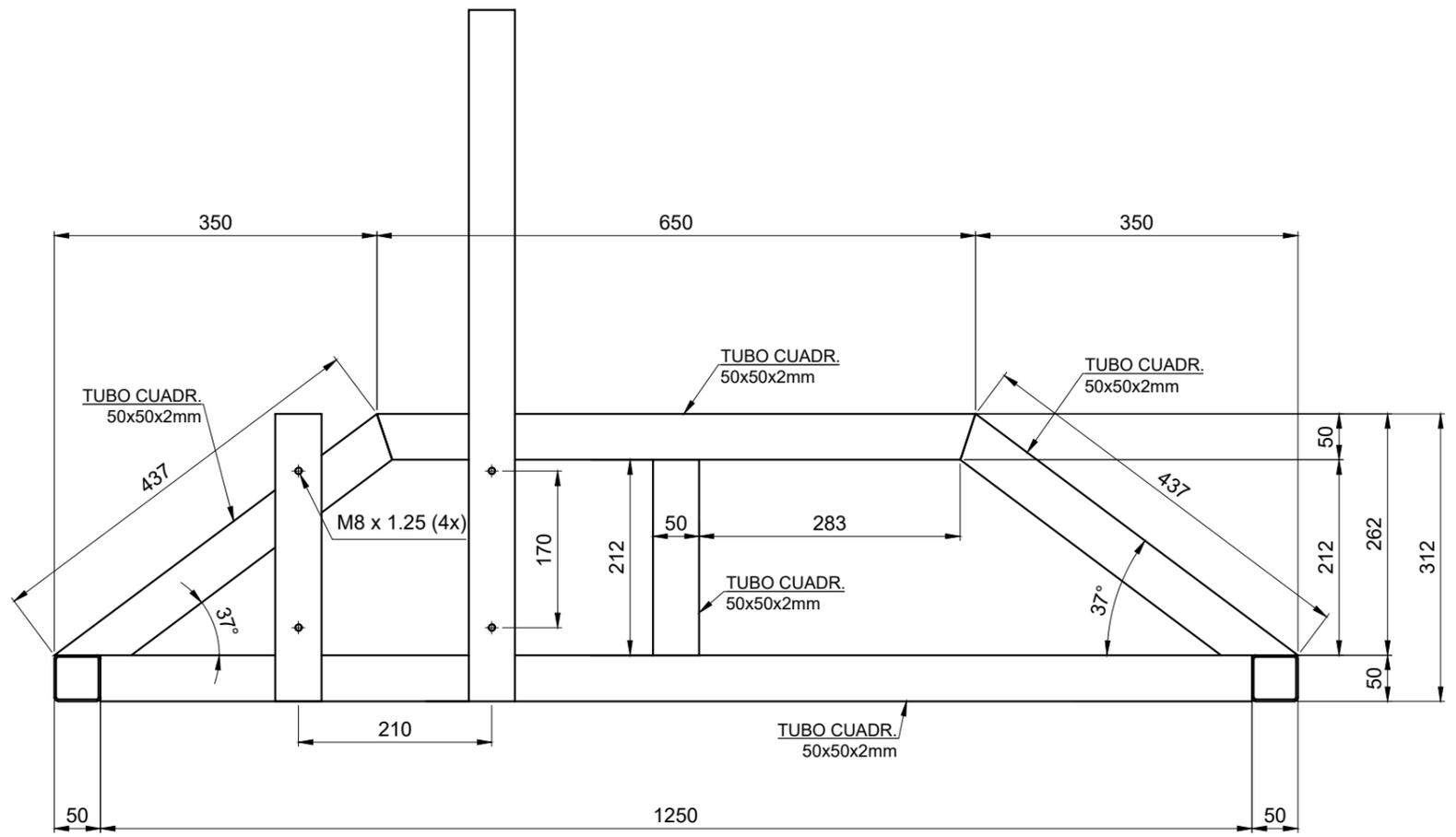
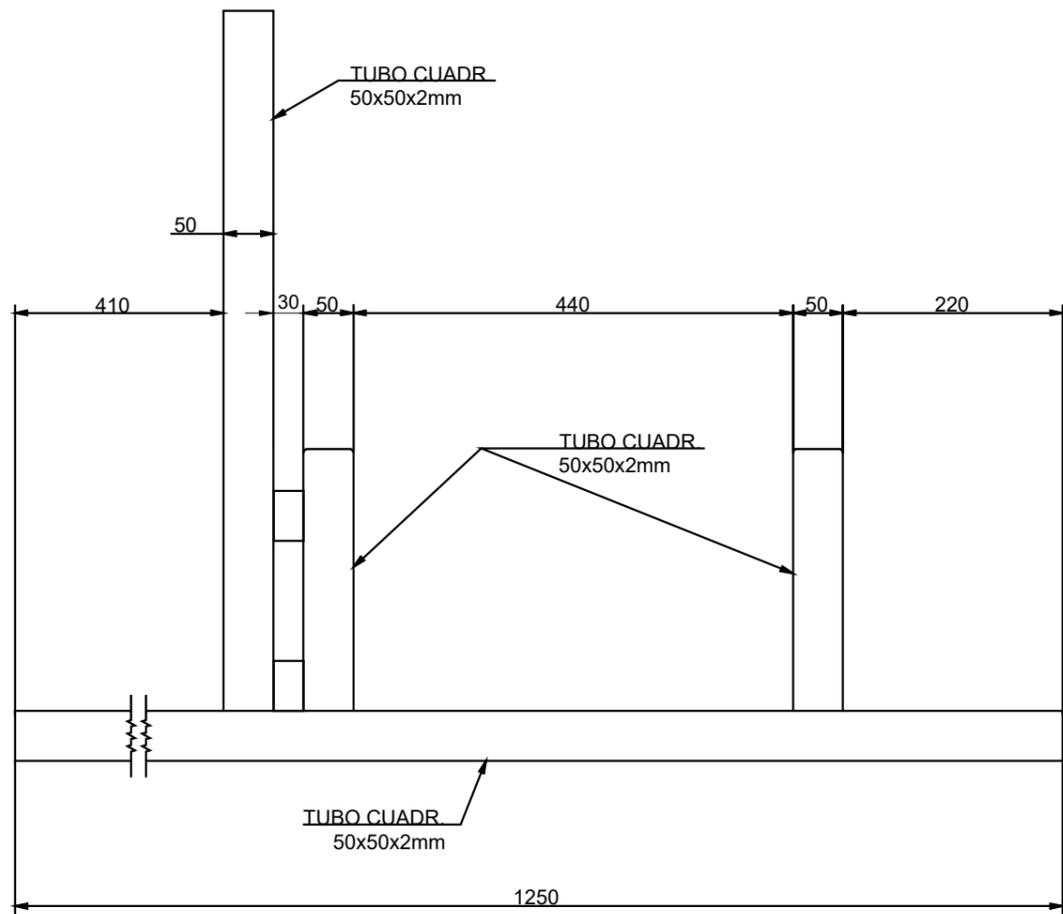
ELABORADO POR: - BACH. LUIS MIGUEL TACO CORREDOR - BACH. JONATHAN MERINO TELLO	ASESOR: - MSC. ING. ARTURO MACEDO SILVA	FECHA: 22/11/2024
--	--	----------------------



TÍTULO DE TESIS:  
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA  
HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN ÉMBOLO  
RECÍPROCANTE CON SEIS (6) ESLABONES PARA  
APROVECHAR LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES

SISTEMA DE BARRAS

FORMATO: A3	PLANO: BH_003
----------------	------------------



COLOR RAL5015 AZUL LUMINOSO  
PINTURA DURAPLATE-UHS

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO  
ABAD DEL CUSCO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

ELABORADO POR:  
- BACH. LUIS MIGUEL TACO CORREDOR  
- BACH. JONATHAN MERINO TELLO

ASESOR:  
- MSC. ING. ARTURO MACEDO SILVA

FECHA:  
22/11/2024



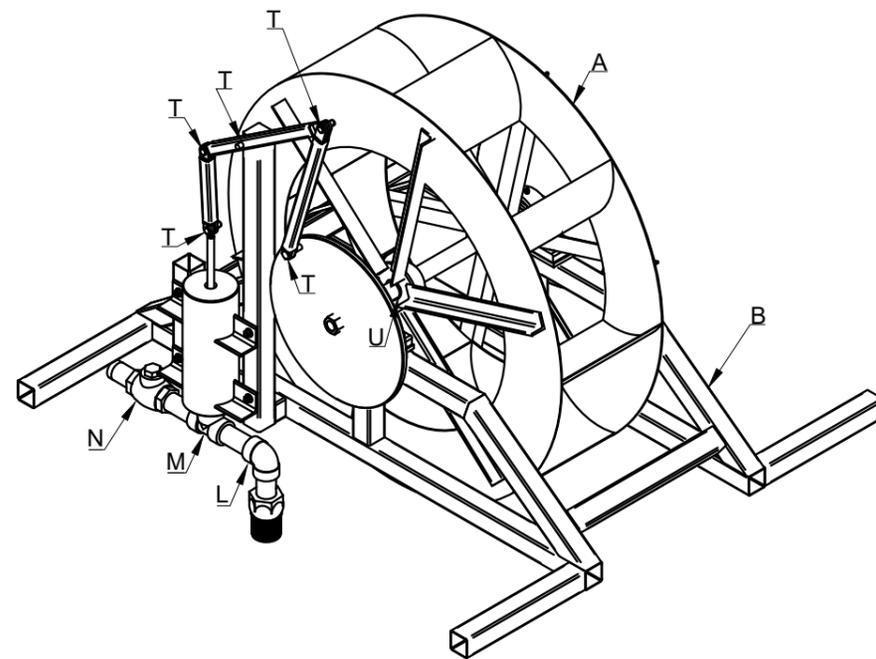
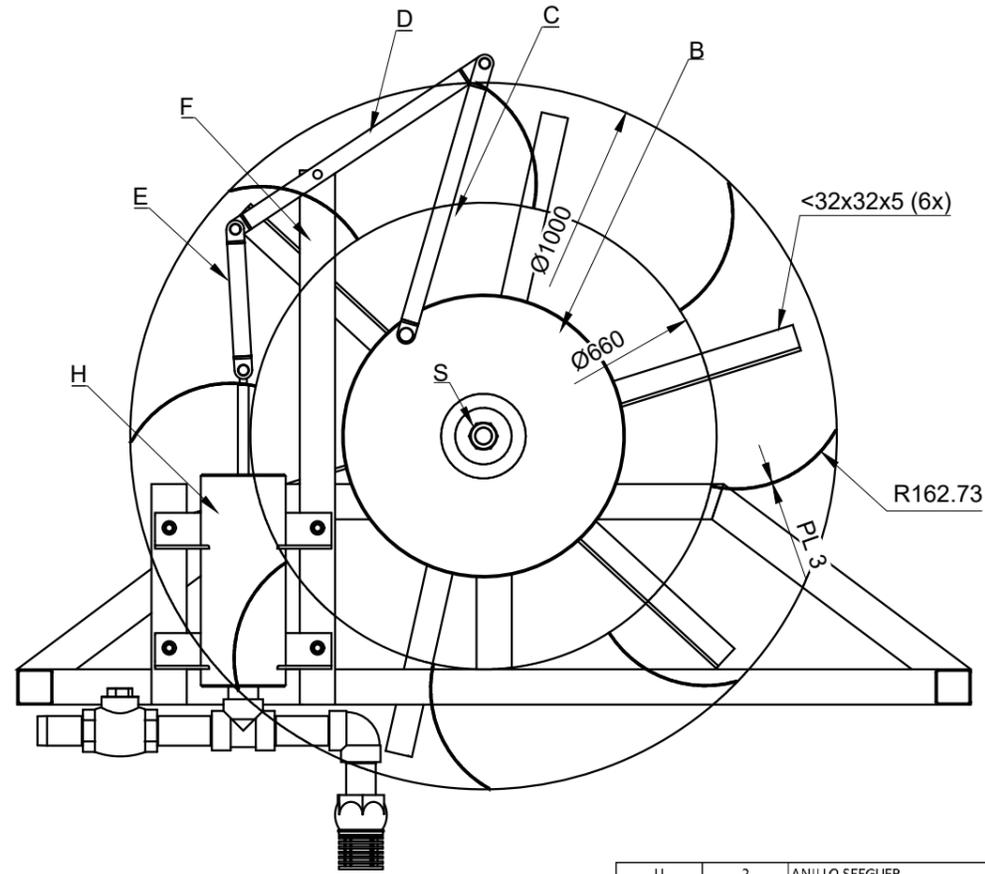
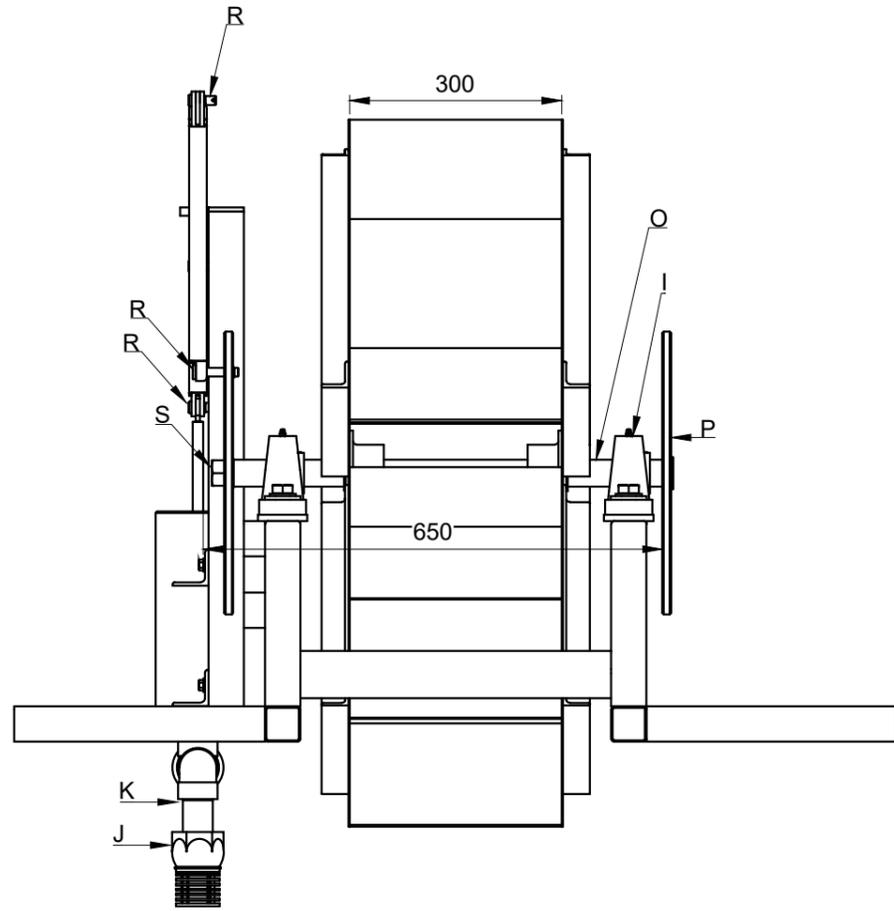
TÍTULO DE TESIS:  
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA  
HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN ÉMBOLO  
RECIPROCANTE CON SEIS (6) ESLABONES PARA  
APROVECHAR LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES RURALES

ESTRUCTURA BASE

FORMATO:  
A3

PLANO:  
BH\_004

# ESQUEMA DE ENSAMBLE DE BOMBA HIDRÁULICA



COLOR RAL5015 AZUL LUMINOSO  
PINTURA DURAPLATE-UHS

U	2	ANILLO SEEGUER	ACERO SAE 1070	DIN 471 Ø38MM
T	5	ANILLO SEEGUER	ACERO SAE 1070	DIN 471 Ø12MM
S	1	TUERCA	ACERO	DIN-934 M24
R	5	PASADOR PIN	ACERO 9SMnPb28K	DIN 7 Ø12MM, L=40MM
Q	2	CHAVETA	ACERO C45	CUAD. 3/8" X 1"
P	1	VOLANTE DE INERCIA	ASTM A36	DISCO DE ACERO DE e=12 MM, Ø400
O	1	EJE DE TRANSMISIÓN	ASTM A36	Ø1-1/2"(38.1 MM), L=650MM
N	1	VÁLVULA CHECK SWING	BRONCE	UNE-EN ISO 1452-4 Ø2" (50MM)
M	1	TEE	POLIPROPILENO (PP)	Ø2" (50MM)
L	1	CODO 90º	POLIPROPILENO (PP)	Ø2" (50MM)
K	5	NIPLE	POLIPROPILENO (PP)	Ø2" (50MM)
J	1	VÁLVULA DE PIE CON CANASTILLA	PVC - U	Ø2" (50MM)
I	2	CHUMACERA	ACERO PARA RODAMIENTOS	UCP208 - Ø1-1/2"(38.1MM)
H	1	ESLABÓN 6 (PISTÓN)	ASTM 500 GRADO A	
G	1	ESTRUCTURA	ASTM A36	TUBO LAC 50X50X2
F	1	SOPORTE DE ARTICULACIÓN	ASTM A36	TUBO LAC 50X50X2
E	1	ESLABÓN 5	ASTM 500 GRADO A	TUBO CUADRADO DE 25MM X 200MM
D	1	ESLABÓN 4	ASTM 500 GRADO A	TUBO CUADRADO DE 25MM X 424MM
C	1	ESLABÓN 3	ASTM 500 GRADO A	TUBO CUADRADO DE 25MM X 400MM
B	1	ESLABÓN 2	ASTM A36	DISCO DE ACERO DE e=12 MM, Ø400
A	1	RUEDA HIDRÁULICA	ASTM 1008	PLAFA 1008 TB e=1.9MM
PIEZA	CANTIDAD	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO  
ABAD DEL CUSCO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

ELABORADO POR:  
- BACH. LUIS MIGUEL TACO CORREDOR  
- BACH. JONATHAN MERINO TELLO

ASESOR:  
- MSC. ING. ARTURO MACEDO SILVA

FECHA:  
22/11/2024

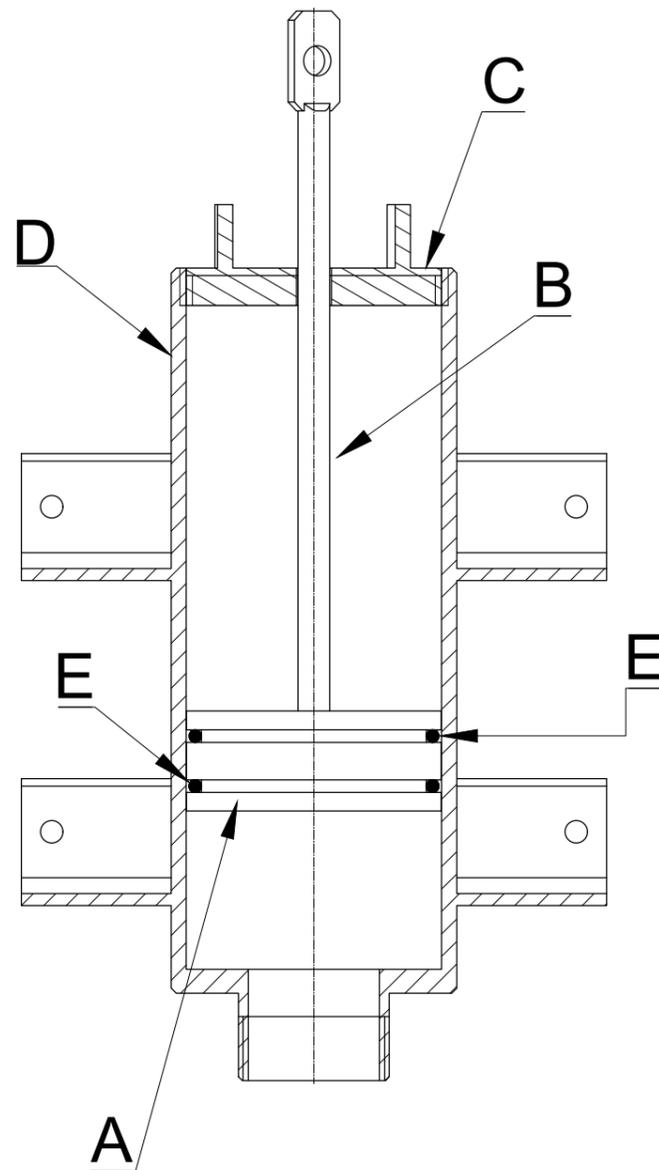


TÍTULO DE TESIS:  
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA  
HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN ÉMBOLO  
RECIPROCANTE CON SEIS (6) ESLABONES PARA  
APROVECHAR LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES RURALES

ENSAMBLE DE BOMBA HIDRÁULICA

FORMATO:  
A3

PLANO:  
BH\_005



PIEZA	CANTIDAD	COMPONENTE	MATERIAL	ESPECIFICACIONES
E	2	ARO SELLO	NITRILO	ARO SELLO DE $\phi 4'$ , e=5MM
D	1	CILINDRO	ACERO	ASTM A53 SCH40 DE $\phi 4'$
C	1	TAPA	ASTM A36	DISCO DE ACERO DE e=15 MM, $\phi 4'$
B	1	EJE	ACERO	BARRA DE ACERO DE $\phi 1/2'$ (12.7MM) ROSCA M12 EN SU EXTREMO
A	1	ÉMBOLO	ACERO	BARRA DE ACERO DE $\phi 4'$ CON DOBLE CANAL RANURADO ROSCA INTERNA M12

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO  
ABAD DEL CUSCO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**

ELABORADO POR:  
- BACH. LUIS MIGUEL TACO CORREDOR  
- BACH. JONATHAN MERINO TELLO

ASESOR:  
- MSC. ING. ARTURO MACEDO SILVA

FECHA:  
22/11/2024



TÍTULO DE TESIS:  
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA  
HIDRÁULICA DE 30 L/MIN MEDIANTE UN ÉMBOLO  
RECIPROCANTE CON SEIS (6) ESLABONES PARA  
APROVECHAR LA ENERGÍA HIDRÁULICA DE CANALES RURALES

BOMBA DE ÉMBOLO RECIPROCANTE

FORMATO:  
A3

PLANO:  
BH\_006