



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y
APLICADAS
CARRERA INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA
PROPUESTA TECNOLÓGICA**

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE RÍOBOMBA EN EL SECTOR DE
SANTA LUCIA DE PUSUCHISI**

Propuesta tecnológica presentada previo a la obtención del Título de Ingenieros en
Electromecánica

Autores:

Escobar Caluguillin Anderson Lutgardo

Vega Vega Edwin Geovany

Tutor Académico:

Ing. Héctor Luis Laurencio Alfonso MSc.

LATACUNGAECUADOR

2023



DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Nosotros **Escobar Caluguillin Anderson Lutgardo** y **Vega Vega Edwin Geovanny** declaramos ser autores del presente proyecto de investigación: **Diseño e implementación de una Riobomba para un sistema de riego en el sector de Santa Lucia de Pusuchisi**, siendo **Laurencio Alfonso Héctor Luis** tutor del presente trabajo; y eximo expresamente a la Universidad Técnica de Cotopaxi y a sus representantes legales de posibles reclamos o acciones legales.

Además, certifico que las ideas, conceptos, procedimientos y resultados vertidos en el presente trabajo investigativo, son de mi exclusiva responsabilidad.

ANDERSON LUTGARDO ESCOBAR
CALUGUILLIN
CI: 172772907-9

EDWIN GEOVANNY VEGA VEGA
CI: 172375854-4



AVAL DEL TUTOR DE PROYECTO DE TITULACIÓN

En calidad de Tutor del Trabajo de Investigación sobre el título:

“Diseño e implementación de una Riobomba para un sistema de riego en el sector de Santa Lucia de Pusuchisi”, de Escobar Caluguillin Anderson Escobar y Vega Vega Edwin Geovanny, de la carrera de **Ingeniería Electromecánica**, considero que dicho Informe Investigativo cumple con los requerimientos metodológicos y aportes científico-técnicos suficientes para ser sometidos a la evaluación del Tribunal de Validación de Proyecto que el Consejo Directivo de la Facultad de **Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas** de la Universidad Técnica de Cotopaxi designe, para su correspondiente estudio y calificación.

Latacunga, 07 de febrero del 2023

Tutor

Nombre: Laurencio Alfonso
Héctor Luis

CC: 175836725-2



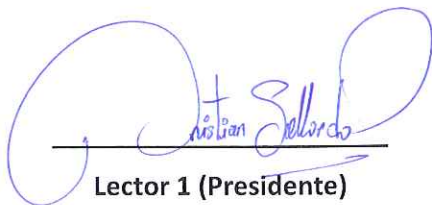
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE TITULACIÓN

En calidad de Tribunal de Lectores, aprueban el presente Informe de Investigación de acuerdo a las disposiciones reglamentarias emitidas por la Universidad Técnica de Cotopaxi, y por la FACULTAD de **CIENCIAS DE LA INGENIERIA Y APLICADAS**; por cuanto, los postulantes: **Anderson Lutgardo Escobar Caluguillin** y **Edwin Geovanny Vega Vega**, con el título de Proyecto de titulación: **Diseño e implementación de una Riobomba para un sistema de riego en el sector de Santa Lucia de Pusuchisi** han considerado las recomendaciones emitidas oportunamente y reúne los méritos suficientes para ser sometido al acto de Sustentación de Proyecto.

Por lo antes expuesto, se autoriza realizar los empastados correspondientes, según la normativa institucional.

Latacunga, 07 de febrero del 2023

Para constancia firman:



Lector 1 (Presidente)

**Nombre: Gallardo Molina
Cristian Fabián**

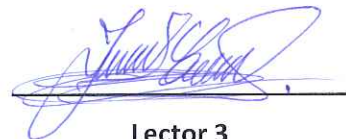
CC:050284769-2



Lector 2

**Nombre: Navarrete López
Luis Miguel**

CC: 180374728-4



Lector 3

**Nombre: Cevallos Betún
Segundo Ángel**

CC: 050178243-7



AVAL DE IMPLEMENTACIÓN

Con el presente documento, se pone en constancia que los estudiantes; Escobar Caluguillin Anderson Lutgardo y Vega Vega Edwin Geovanny, de la Carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Técnica de Cotopaxi, han desarrollado el proyecto tecnológico "**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE RIOBOMBA EN EL SECTOR DE SANTA LUCIA DE PUSUCHISI**", y realizaron la entrega de una riobomba desmontable para pruebas experimentales cumpliendo así los objetivos propuestos al inicio del desarrollo del proyecto.

Sin otro particular autorizo para que usen el presente documento para cualquier fin legal pertinente de la Universidad.

Latacunga, febrero del 2023



DIRECTOR DE LA CARRERA

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

Ing. MSc. Cristian Fabian Gallardo Molina

C.I: 050284769-2

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a dios y a mis padres, por la vida y poder seguir gozando de la felicidad junto a las personas que más quiero en este mundo.

Me siento un hijo bendecido al tener unos Padres tan buenos que siempre han tenido puesta su esperanza en verme realizado como todo un profesional.

Doy gracias a mi madre Juliana Caluguillin, mi padre Lutgardo Escobar le agradezco por cada día confiar en mí, y por ser el motor de mi vida, por orar todos los días por mi para que pueda cumplir uno de mis sueños y se mi apoyo incondicional.

A mis hermanos por apoyarme en todo mi proceso de formación y por estar dispuestos a ayudarme en todas mis dificultades, por ser mi inspiración y ejemplo a seguir.

También agradecer a docentes de la carrera de Ingeniería Electromecánica, que han puesto empeño para impartir sus conocimientos para mi formación y en especial al MSc. Héctor Laurencio que ha tenido voluntad de ayudarnos en la elaboración del proyecto de tesis.

Finalmente agradezco a la vida.....

Anderson E.

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar un rotundo agradecimiento a mis padres Manuel Vega y María Vega por su apoyo incondicional tanto emocional como económico, por los buenos ejemplos y sobre todo valores que me han inculcado, demostrando que la constancia y el compromiso van de la mano para poder lograr todo lo que se aspira en un futuro. A mi novia Shirley Portilla que me ha apoyado desde mis inicios de carrera alentándome a seguir adelante a pesar de diversa circunstancia y siempre estando para mí cuando lo he necesitado.

A mis hermanas que han sido un ejemplo de constancia en lo que se han propuesto y por todos los momentos que hemos pasado durante esta etapa académica.

A la Universidad Técnica de Cotopaxi y su personal que con profesionalismo y vocación han compartido sus conocimientos y experiencias.

Edwin V.

DEDICATORIA

El presente proyecto tecnológico lo dedico en especial a mis padres Juliana Caluguillin y Lutgardo Escobar los cuales con esfuerzo y sacrificio me sacan adelante, también a mis cuatro hermanos que siempre están a mi lado para apoyarme y ayudarme a seguir cumpliendo mis sueños y por último a mis abuelitos que siempre están apoyándome de manera incondicional.

Anderson E.

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a todas las personas que han sido una parte integral de mi camino académico y personal. A mis Padres Manuel Vega y María Vega por apoyarme incondicionalmente, por su sacrificios y su apoyo constante siendo el pilar fundamental en mi formación profesional; mi pareja Shirley Portilla y mi hijo Gael Vega que fueron mi motivación para no decaer en momentos difíciles, mis hermanas y más familiares que siempre han creído en mí; a mis profesores y mentores por su pasión y dedicación a la enseñanza; y por último y no más importante a mi querida Alma Mater y a todas las personas que la conforman un rotundo agradecimiento de todo corazón.

Edwin V.

INDICE GENERAL

DECLARACIÓN DE AUTORÍA	ii
AVAL DEL TUTOR DE PROYECTO DE TITULACIÓN	iii
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE TITULACIÓN	iv
AVAL DE IMPLEMENTACIÓN	v
AGRADECIMIENTO	vi
DEDICATORIA	viii
INDICE GENERAL	x
ÍNDICE DE TABLAS	xv
ÍNDICE DE FIGURA.....	xvi
ÍNDICE DE ECUACIONES	xviii
RESUMEN	¡Error! Marcador no definido.
ABSTRACT.....	¡Error! Marcador no definido.
AVAL DE TRADUCCIÓN	xxii
1 INTRODUCCIÓN	3
1.1 EL PROBLEMA	3
1.1.1 Planteamiento del problema	3
1.1.2 Formulación del problema	4
1.2 BENEFICIARIOS	4
1.3 JUSTIFICACIÓN.....	5
1.4 HIPÓTESIS	5
1.5 OBJETIVOS.....	6
1.5.1 Objetivo General	6
1.5.2 Objetivos Específicos	6
1.6 TAREAS EN RELACIÓN A LOS OBJETIVOS PLANTEADOS.....	7
2 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA	7
2.1 ANTECEDENTES	7

2.1.1	Planeamiento	9
2.1.2	Rueda hidráulica.....	11
2.1.3	Características principales:.....	12
2.2	MARCO REFERENCIAL	13
2.2.1	Uso del agua en el sector agropecuaria	13
2.2.2	Tipos de fuentes de energías renovables	13
2.2.3	Ventajas y desventajas de las energías renovables.....	14
2.2.4	Ruedas hidráulicas.....	15
2.2.5	Turbinas hidráulicas.	15
2.2.6	Turbinas hidráulicas	16
2.2.7	Tipos de ruedas hidráulicas.	17
2.2.8	Ruedas de admisión superior Figura 2.7.	18
2.2.9	Ruedas de admisión central.	18
2.2.10	Ruedas de admisión inferior.	19
2.2.11	Ruedas Poncelet.	19
2.3	SELECCIÓN DE BOMBA	20
2.3.1	BOMBA HIDRÁULICA	20
2.3.2	Succión.	21
2.3.3	Descarga.	21
2.3.4	Clasificación de las maquinas hidráulicas.	21
2.3.5	Bombas de desplazamiento positivo.....	22
2.3.6	Principio de funcionamiento.	23
2.3.7	Elementos de instalación hidráulica.	23
2.3.8	Sistema de transmisión.	24
2.3.9	SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA	25
2.3.10	Sistema de transmisión de potencia.	25
2.3.11	Sistema de transmisión por cadenas.	26

2.3.12	Material utilizado para la fabricación de la rueda hidráulica.	26
2.3.13	Cadena de rodillos.	28
2.4	EJES.	29
2.4.1	Ejes fijos	29
2.4.2	Ejes de revolución.	30
2.4.3	Chavetas.	30
2.5	CLASIFICACIÓN SEGÚN SU FUNCION DE TRABAJO.	30
3	DESARROLLO DE LA PROPUESTA	31
3.1	METODOLOGÍA	31
3.1.1	Diseño hidráulico y mecánico	31
3.1.2	DISEÑO MECÁNICO DE LA RUEDA HIDRÁULICA.	43
3.2	ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS	59
3.3	DATOS DE UBICACIÓN	59
3.3.1	MANUAL DE FUNCIONAMIENTO SISTEMA DE TRANSMISIÓN	61
3.3.2	MÉTODO DE CONSTRUCCIÓN.	71
3.3.3	Discos centrales de apoyo de la rueda hidráulica.	72
3.3.4	Construcción de Álabes.	72
3.3.5	Construcción de tirantes.	73
3.3.6	Construcción del eje de transmisión.	74
3.3.7	Acople	77
3.3.8	Proceso de montaje.	78
3.4	Cálculos en análisis de resultados	79
3.4.1	Determinación del área transversal del río.	79
3.4.2	Área de la sección transversal del río.	80
3.4.3	Perímetro mojado	80
3.4.4	Determinación del caudal del río	81
3.4.5	Fuerza de la corriente agua.	81

3.4.6	Velocidad tangencial de la rueda.....	81
3.4.7	Velocidad angular de la rueda.....	81
3.4.8	Potencia generada por la rueda.....	82
3.4.9	Torque generado en la rueda.....	82
3.4.10	Fuerza generada por la corriente de agua.....	82
3.4.11	Caudal Teórico.....	82
3.4.12	Volumen real de cada impulsión.....	83
3.4.13	Caudal real bombeado.....	83
3.4.14	Tubería de succión.....	83
3.4.15	Tubo de descarga.....	84
3.4.16	Área de la tubería.....	84
3.4.17	Velocidad promedio en la tubería.....	84
3.4.18	Altura de bombeo.....	85
3.4.19	Perdidas primarias.....	85
3.4.20	Rugosidad PVC la ecuación.....	85
3.4.21	Perdidas secundarias.....	85
3.4.22	Perdidas secundarias de impulsión.....	85
3.4.23	Selección de la bomba.....	86
3.5	DISEÑO MECÁNICO DE LA RUEDA HIDRÁULICA.....	86
3.5.1	Dimensiones de la rueda.....	86
3.5.2	Peso de los apoyos de alabes.....	86
3.6	PESO DE LA PLATINA DEL CONTORNO DE LA RUEDA.....	87
3.6.1	El peso de los tirantes es:.....	87
3.6.2	Peso de los discos:.....	87
3.6.3	Peso de la rueda hidráulica.....	88
3.6.4	Cálculo de las fuerzas en el apoyo de los álabes.....	88
3.6.5	Equilibrio estático.....	88

3.6.6	Factor de seguridad	88
3.6.7	Cálculo de los esfuerzos de alabes	89
3.6.8	Cálculo del espesor.....	90
3.7	INFORME DE ANÁLISIS DE TENSIÓN DE ALABES	97
3.7.1	Fuerza y pares de reacción en restricciones	97
3.7.2	Resumen de resultados	98
3.7.3	TENSION DE VON MISES	99
3.7.4	Informe de análisis de tensión de árbol (eje).....	108
3.7.5	Análisis estático.....	108
3.7.6	Proyecto.....	109
3.7.7	Propiedades físicas	109
3.7.8	Configuración de malla	110
3.7.9	Material(es)	110
3.7.10	Condiciones de funcionamiento	111
3.7.11	Momento:2	112
3.7.12	Momento:3	113
3.8	ANÁLISIS ECONÓMICO Y AMBIENTAL	119
3.8.1	ANÁLISIS ECONÓMICO.	119
3.8.2	SOCIAL	121
3.8.3	TECNOLOGICO	121
3.8.4	ANÁLISIS AMBIENTAL	122
4	CONCLUSIONES	123
5	RECOMENDACIONES	125
6	BIBLIOGRAFÍA	126
7	ANEXOS	129

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1: Beneficiarios directos e indirectos.....	4
Tabla 3. 1: Coeficiente a y b.....	33
Tabla 3. 2: Constante según el código ASME.....	54
Tabla 3. 3: Factor de acabado superficial	56
Tabla 3. 4: Factor de carga	56
Tabla 3. 5:Factor de temperatura.....	57
Tabla 3. 6: Datos de GPS comportamiento tabulado	59
Tabla 3. 7: Tabla de datos recolectados.....	63
Tabla 3. 8: Relación de transmisión 1	63
Tabla 3. 9: Relación de transmisión 2	64
Tabla 3. 10: Relación de transmisión 3	65
Tabla 3. 11: Matriz para selección de rueda hidráulica.....	66
Tabla 3. 12: Ventajas y desventajas rueda hidráulica de alimentación inferior	67
Tabla 3. 13: Selección de cadena para el sistema de transmisión.	68
Tabla 3. 14: Selección de piñones para el sistema de transmisión	70
Tabla 3. 15: Factor de corrección	80
Tabla 3. 16: Caudal teórico.....	82
Tabla 3. 17: Fuerza y pares de reacción en restricciones	97
Tabla 3. 18: Resumen de resultados	98
Tabla 3. 19: Informe simulación.....	108
Tabla 3. 20: Objetivo general y configuraciones.....	109
Tabla 3. 21: Proyecto.....	109
Tabla 3. 22: Propiedades físicas	109
Tabla 3. 23:Configuración de malla	110
Tabla 3. 24: Materiales	111
Tabla 3. 25: Condiciones y momento 1	111
Tabla 3. 26: Momento 2	112
Tabla 3. 27: Momento 3	113
Tabla 3. 29: Tipo de restricción.....	114
Tabla 3. 30:Fuerza y pares de restricción	115
Tabla 3. 31: Resumen de resultados	115

ÍNDICE DE FIGURA

Figura 1. 1: Diagrama de Ishikawa.....	3
Figura 2. 1: Molino de agua [6].....	9
Figura 2. 2: Energía hidráulica	10
Figura 2. 3: La generación de la corriente por el molino	11
Figura 2. 4: Ruedas hidráulica.....	12
Figura 2. 5: Clasificación de ruedas hidráulicas.....	15
Figura 2. 6: procesos de energía hidráulica	16
Figura 2. 7: Rueda hidráulica con canal de admisión superior [14].	18
Figura 2. 8: Rueda hidráulica con canal de alimentación intermedia [15].	18
Figura 2. 9: Rueda hidráulica con canal de alimentación inferior [17].	19
Figura 2. 10: Rueda hidráulica Poncelet con canal de alimentación inferior [18].	20
Figura 2. 11: Clasificación de las máquinas de fluidos según Claudio Mataix [19].	22
Figura 2. 12: Principio de funcionamiento de desplazamiento positivo [21].	23
Figura 2. 13: Sistema de transmisión en una etapa.....	24
Figura 2. 14: sistema de transmisión por cadena.....	26
Figura 2. 15: Sistema de transmisión por cadena [25].	28
Figura 2. 16: Cadena de rodillos [26].	29
Figura 2. 17: Eje fijo.....	29
Figura 2. 18: Tensiones Chavetas.	30
Figura 2. 19: Chavetas longitudinales.	30
Figura 3. 1: Fuerza generada por la corriente de agua.....	38
Figura 3. 2: Componentes del sistema.....	40
Figura 3. 3: fuerzas en el apoyo de los álabes	46
Figura 3. 4: reacciones de un alabe en voladizo	46
Figura 3. 5: Alabe sobre en tres apoyos.....	48
Figura 3. 6: Piñón para el sistema de transmisión por cadena.....	52
Figura 3. 7: Selección de rodamientos.....	58
Figura 3. 8: Ubicación de puntos de prueba	59
Figura 3. 9: Comportamiento tacodinamico	60
Figura 3. 10: Esquema de velocidades	61

Figura 3. 11: Combinaciones correctas	62
Figura 3. 12: Rueda hidráulica alimentación inferior [26]	66
Figura 3. 13: Dimensiones de cadena de rodillos	69
Figura 3. 14: Valores característicos de cadena seleccionada 415-H (heavy Duty).....	70
Figura 3. 15: Apoyos de los álabes.....	71
Figura 3. 16: Discos centrales de la rueda hidráulica.....	72
Figura 3. 17: Álabe de la rueda hidráulica.....	72
Figura 3. 18: Unión de los álabes con los apoyos.	73
Figura 3. 19: Corte de las platinas (tirantes de la rueda).....	73
Figura 3. 20: Unión de los álabes a los tirantes de la rueda respectivamente.	74
Figura 3. 21: Agujeros para los pernos de la unión rueda hidráulica - eje	74
Figura 3. 22: Ubicación de chumaceras y piñón en el eje.	75
Figura 3. 23: Unión de los apoyos a los discos centrales.	75
Figura 3. 24: Discos para de la rueda hidráulica.	76
Figura 3. 25: Piñón de 8 velocidades y 3 velocidades.....	76
Figura 3. 26: desviadores de cadena delantero y trasero	77
Figura 3. 27: Acople de Piñón con eje.....	77
Figura 3. 28: Rueda Hidráulica.	77
Figura 3. 29: Montaje de la Rueda Hidráulica.	78
Figura 3. 30: ríobomba completo.	78
Figura 3. 31: Área transversal	79
Figura 3. 32: Esfuerzos de alabes.	90
Figura 3. 33: Altura F_{max}	90
Figura 3. 34: Momento flector en el álabe.....	90
Figura 3. 35: Diseño de eje.....	93
Figura 3. 36: Fuerzas actuantes sobre el eje	93
Figura 3. 37: Equilibrio estático	94
Figura 3. 38: Figura 3. 39: Equilibrio estático.....	94
Figura 3. 40: Esfuerzo cortante	95
Figura 3. 41: Momento deflector.....	96

ÍNDICE DE ECUACIONES

(3. 1) Determinación del caudal del afluente.....	31
(3. 2) Determinación de la velocidad de la corriente de agua	32
(3. 3) Determinación del área transversal del río.....	32
(3. 4) Cálculo del perímetro mojado.....	33
(3. 5) Factor de corrección K.....	33
(3. 6) Determinación del caudal del río	33
(3. 7) Fuerza de la corriente agua	33
(3. 8) Fuerza de la corriente agua	33
(3. 9) Fuerza de la corriente agu	34
(3. 10) Potencia máxima de la velocidad.....	34
(3. 11) Densidad de una sustancia	34
(3. 12) Caudal de afluente.....	34
(3. 13) Fuerza ejercida por el agua sobre los alabes	34
(3. 14) Velocidad tangencial de la rueda	35
(3. 15) Velocidad angular de la rueda.....	35
(3. 16) Potencia generada por la rueda	36
(3. 17) Volumen.....	36
(3. 18) Energía cinética del agua	36
(3. 19) Potencia generada por la rueda	¡Error! Marcador no definido.
(3. 20) Factor de ajuste	37
(3. 21) Torque generado en la rueda.....	37
(3. 22) Fuerza generada por la corriente de agua	38
(3. 23) Fuerza generada por la corriente de agua	38
(3. 24) Caudal Teórico.....	38
(3. 25) Volumen real de cada impulsión.....	39
(3. 26) volumen teórico	39
(3. 27) Tubo de succión	40
(3. 28) Tubo de descarga	41
(3. 29) Área de la tubería	41
(3. 30) Velocidad promedio en la tubería.....	41
(3. 31) Número de Reynolds	42
(3. 32) Altura de bombeo.....	42

(3. 33) Perdidas primarias.....	42
(3. 34) Rugosidad relativa	43
(3. 35) Peso de los apoyos de alabes	44
(3. 36) Peso del alabe.....	44
(3. 37) Peso de la platina del contorno de la rueda.....	45
(3. 38) Peso de los discos	45
(3. 39) Volumen de elementos.....	45
(3. 40) Peso de la rueda hidráulica	46
(3. 41) Fuerza máxima de agua	47
(3. 42) Por equilibrio estático	47
(3. 43) Cálculo de los esfuerzos de alabes.....	48
(3. 44) Cálculo del espesor	48
(3. 45) Área de aplastamiento.....	49
(3. 46) Esfuerzo de aplastamiento	49
(3. 47) Factor de seguridad.....	50
(3. 48) Relación de velocidad.....	50
(3. 49) Potencia de choque	51
(3. 50) Número de eslabones	51
(3. 51) Velocidad de la cadena	51
(3. 52) El diámetro primitivo de la rueda pequeña.....	52
(3. 53) Cálculo de la fuerza de tracción de la cadena.....	52
(3. 54) Cálculo de la fuerza centrífuga	52
(3. 55) Cálculo de la fuerza de tracción.....	53
(3. 56) Duración de los eslabones de la cadena.....	53
(3. 57) Diseño del eje.....	54
(3. 58) Factor de seguridad del eje calculado	55
(3. 59) Cálculo de la resistencia a la fatiga.....	55
(3. 60) Factor de modificación de condición superficial	55
(3. 61) Cálculo del límite de resistencia a la fatiga	57
(3. 62) Diseño de chavetas.....	58

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA Y APLICADAS

TEMA: Diseño y construcción de una riobomba en el sector de Santa Lucía de Pusuchisi

Autores:

Escobar Caluguillin Anderson Lutgardo

Vega Vega Edwin Geovanny

RESUMEN

En la presente Tesis, se tuvo como propósito el diseño y construcción de una rueda hidráulica utilizada para el funcionamiento de un sistema de bombeo misma que tiene como objetivo permitir la experimentación y adquisición de datos tacodinámicos en el sector de Santa Lucía y a su vez se utilice como modelo en la utilización de la energía producida en vertientes naturales. Para el diseño de la rio bomba se ha tomado en cuenta estos elementos: Una rueda hidráulica que consta de 8 álabes desmontables, que gira con un número de revoluciones de 11 rev/min, la misma que acciona una bomba volumétrica mediante la utilización de una relación de transmisión variable por cadena, la instalación hidráulica la cual cuenta de tubos de PVC conectados a la parte de succión y descarga de la bomba y a su vez la salida de la misma estará conectada a una manguera la cual permite evaluar de mejor manera la eficiencia tanto de la bomba como de la rueda. Para el diseño y análisis se ha utilizado el programa Autodesk Inventor 2023 este software permite analizar el comportamiento de los materiales a cargas y presiones distintas en el software se han ingresado valores mayores a los calculados de esta forma poder obtener un factor de seguridad adecuado para la construcción y a su vez comprobar de mejor manera la resistencia de los mismos, de esta forma asegurando la duración del equipo. La construcción de este prototipo tiene el valor aproximado de \$1000, a comparación de otros equipos de bombeo este puede tener un valor inicial superior, recompensándolo en el transcurso de tiempo tanto por su duración y su bajo costo de mantenimiento, para el dimensionamiento de la estructura se sobre dimensiono algunos parámetros de esta forma obteniendo un factor de seguridad máximo de 15 y un mínimo de 11.56 tanto en el eje como en los alabes, de esta forma elevando su durabilidad, en las pruebas realizadas se obtuvo como resultados que la bomba utilizada no era la adecuada para este tipo de trabajos adecuada.

Palabras clave:

Tacodinamico, construcción y transmisión

TECHNICAL UNIVERSITY OF COTOPAXI

FACULTY OF ENGINEERING AND APPLIED SCIENCES

SUBJECT: Design and construction of a pumping station in the Santa Lucia de Pusuchisi sector.

Authors:

Escobar Caluguillin Anderson Lutgardo

Vega Vega Edwin Geovanny

ABSTRACT

The purpose of this Thesis was designing and construction of a water wheel used for the pumping system operation with the objective to allow experimentation and acquisition of tacho-dynamic data at Santa Lucia sector and at the same time to be used as a model at utilization of the energy produced in natural springs. The following elements have been taken into account for river pump design: A hydraulic wheel consisting of 8 removable blades, which rotates at 11 rev/min speed, the same that drives a volumetric pump by a variable transmission ratio chain, the hydraulic installation which has PVC pipes connected to the suction and discharge of the pump and in turn the output of the same will be connected to a hose which allows to better evaluate the efficiency of both pump and wheel. For the design and analysis, Autodesk Inventor 2023 program was used, this software allows to analyze materials behavior at different loads and pressures in the software have been entered values greater than those calculated in this way to obtain a safety factor suitable for the construction and in turn check in a better way the resistance of the same, thus ensuring the durability of the equipment. The construction of this prototype has the approximate value of \$1000, compared to other pumping equipment this can have a higher initial value, rewarding it in the course of time both for its duration and its low maintenance cost, for the sizing of the structure some parameters were over dimensioned in this way obtaining a maximum safety factor of 15 and a minimum of 11.56 both in the shaft and in the blades, thus raising its durability, in the tests performed was obtained as a result that the pump used was not suitable for this type of work adequate.

Keywords:

Tacho-dynamic, construction and transmission

AVAL DE TRADUCCIÓN

En calidad de Docente del Idioma Inglés del Centro de Idiomas de la Universidad Técnica de Cotopaxi; en forma legal **CERTIFICO** que:

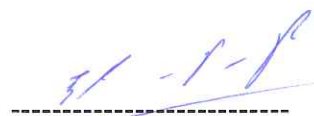
La traducción del resumen al idioma Inglés del proyecto de investigación cuyo título versa: **“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE RIOBOMBA EN EL SECTOR DE SANTA LUCIA DE PUSUCHISI”** presentado por: **Escobar Caluguillin Anderson Lutgardo y Vega Vega Edwin Geovanny**, egresados de la Carrera de: **Ingeniería Electromecánica**, perteneciente a la **Facultad de Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas**, lo realizaron bajo mi supervisión y cumple con una correcta estructura gramatical del Idioma.

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad y autorizo a los peticionarios hacer uso del presente aval para los fines académicos legales.

Latacunga, 27 Febrero del 2023

Atentamente,





Lic. Pacheco Pruna Edison Marcelo, Mg.
DOCENTE CENTRO DE IDIOMAS-UTC
CI:0502617350

INFORMACIÓN GENERAL

Título:

Implementación de un sistema para la obtención de la eficiencia y calidad de energía en el sistema de bombeo de la Universidad Técnica de Cotopaxi.

Fecha de inicio: Noviembre 2022.

Fecha de finalización: Marzo 2023.

Lugar de ejecución: Santa Lucía de Pusuchisi, cantón
Latacunga, provincia de Cotopaxi,
Universidad Técnica de Cotopaxi.

Facultad que auspicia: Facultad de Ciencias de la Ingeniería y
Aplicadas

Carrera que auspicia: Ingeniería

Electromecánica Proyecto de investigación vinculado:

Energías

Alternativas Equipo de Trabajo:

Tutor: PhD. Laurencio Alfonso Héctor Luis

Celular: 0998978168

Cédula de Ciudadanía: 175836725-2

Correo electrónico: hector.laurencio@utc.edu.ec

Ponente uno del proyecto de investigación:

Nombre: Anderson Lutgardo Escobar Caluguillin.

Cédula de Ciudadanía: 172772907-9

Correo electrónico: anderson.escobar9079@utc.edu.ec

Ponente dos del proyecto de investigación:

Nombre: Edwin Geovanny Vega Vega

Cédula de Ciudadanía: 172375854-4

Correo electrónico: edwin.vega8544@utc.edu.ec

Área de Conocimiento:

Campo Amplio:

- 07-Ingeniería, Industria y Construcción

Campo Específico:

- 071-Ingeniería y Profesiones Afines

Línea de investigación:

De acuerdo a lo establecido por el departamento de investigación de la Universidad Técnica de Cotopaxi, línea 6: Energías alternativas y renovables, eficiencia energética y protección ambiental. El proyecto está inmerso en el diseño e implementación de una ríobomba para el análisis de comportamiento hídrico en el sector de Santa Lucia de Pusuchisi.

Sub líneas de investigación de la Carrera:

Diseño, construcción y mantenimiento de elementos, prototipos y sistemas electromecánicos.

Eficiencia energética en sistemas electromecánicos y uso de fuentes renovable.

1 INTRODUCCIÓN

1.1 EL PROBLEMA

1.1.1 Planteamiento del problema

La falta de laboratorios en la UTC donde se estudie sobre el aprovechamiento de las fuentes hídricas y sumado a la falta de espacios de prueba conlleva a un déficit de conocimientos prácticos los cuales se ven reflejados en el ámbito académico, con este tipo de equipos se puede solventar algunos aspectos prácticos.

Por medio de un dimensionamiento óptimo de un sistema de bombeo acoplado a esta rueda hidráulica se puede solventar algunas necesidades básicas en sectores rurales tomando como base este prototipo de pruebas el cual al ser totalmente desmontable permite su traslado a distintas zonas de la provincia donde se pueden realizar diferentes análisis de comportamiento tacodinamico en las fuentes hídricas.

1.1.1.1 Diagrama Causa-Efecto

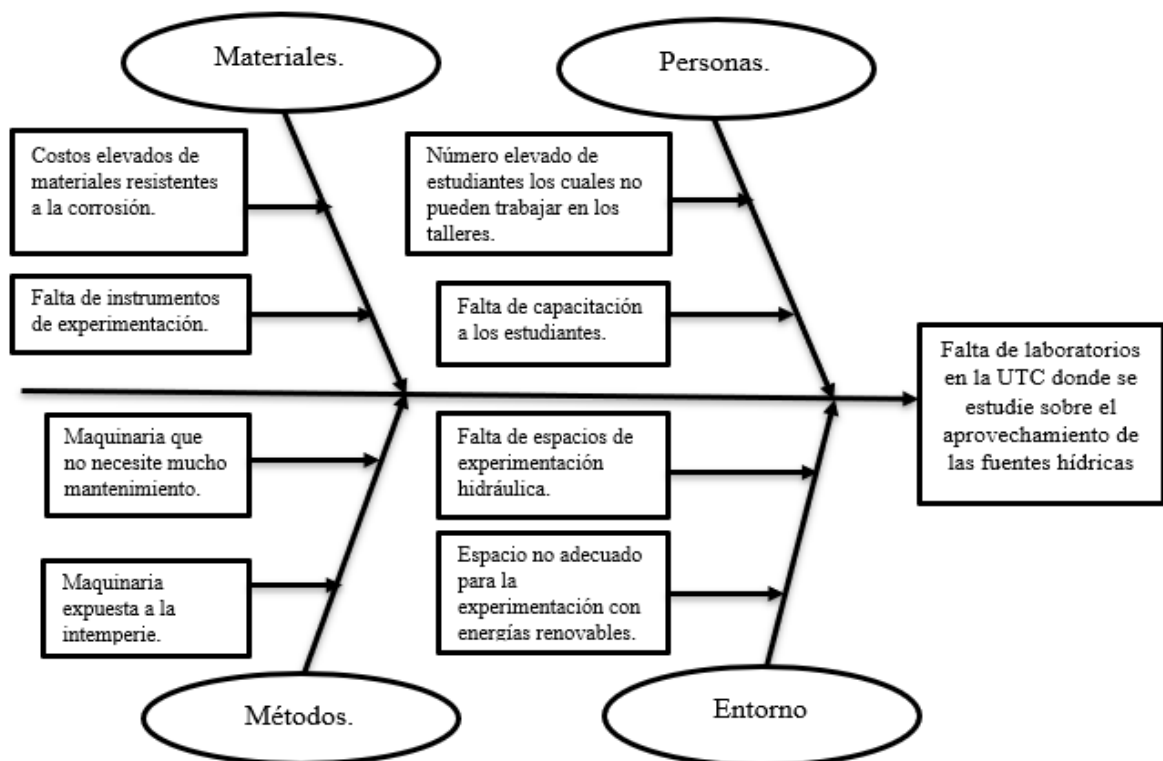


Figura 1. 1: Diagrama de Ishikawa

1.1.2 Formulación del problema

La necesidad de realizar aplicaciones prácticas en el ámbito estudiantil sobre estudios y pruebas del comportamiento hídrico.

La escases de información para el dimensionamiento de ruedas hidráulicas crean inconsistencia al realizar el diseño de un sistema de bombeo.

1.2 BENEFICIARIOS

Este proyecto tiene como beneficiario principal a los estudiantes de Ingeniería Hidráulica e Ingeniería Electromecánica los cuales podrán realizar pruebas del comportamiento hídrico en equipos que utilizan energías renovables ya que con la implementación de este sistema de bombeo se puede analizar de mejor manera los sistemas de transmisión y el aprovechamiento de vertientes naturales disponibles en algunos sectores la cual también se presenta en a siguiente tabla 1.1.

Tabla 1. 1: Beneficiarios directos e indirectos

Beneficiarios Directos	Como beneficiario directo se encuentran los estudiantes de la Universidad Técnica de Cotopaxi autores de este proyecto y además de los estudiantes de nivel de inferiores ya que podrán conocer a detalle el funcionamiento de una rueda hidráulica con la cual el aprendizaje se vuelve más eficiente y practico.
Beneficiarios Indirectos	Estudiantes futuros de la universidad con nuevos proyectos en base al problema, el sector de Santa Lucia de Pusuchisi y todas las personas que requieran de un sistema de bombeo fácil rápido y seguro sin la necesidad de utilizar energía eléctrica.

Fuente: Universidad Técnica de Cotopaxi

1.3 JUSTIFICACIÓN

Este prototipo de riobomba busca solventar la falta de prácticas experimentales en los estudiantes de la Universidad Técnica de Cotopaxi, mediante el análisis y la experimentación de los distintos comportamientos de los fluidos a diferentes tipos de relaciones de transmisión, de esta forma complementando la parte teórica con la práctica.

Se ha planteado la construcción de una riobomba con la cual se experimentará en el sector de Santa Lucía de Pusuchisi aprovechando la existencia de un buen caudal de agua, en este caso es un río que se encuentra en un lugar amplio y sobre todo que el río Illuchi no está contaminado lo cual facilita el acceso al mismo.

Con el análisis y sistematización de información sobre la elaboración de proyectos y utilización de este tipo de equipos, se estará en condiciones de elaborar un proyecto propio y dar inicio a nuestro tema de tesis.

Con el adecuado diseño de la riobomba se podrá garantizar una amplia gama de experimentaciones en la parte hidráulica y de esta forma facilitar la comprensión de los distintos factores a tener en cuenta al realizar diseños parecidos al de la presente tesis, también se busca incentivar a la población del sector a la utilización de fuentes de energías renovables.

1.4 HIPÓTESIS

Mediante la implantación de una rueda hidráulica para pruebas experimentales, con palas desmontables de combinación pareada, es posible determinar las características de la rueda y las combinaciones adecuadas de relación de transmisión con la finalidad de accionar una bomba volumétrica para suministro de agua.

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 Objetivo General

Implementar una ríobomba con un sistema de rueda hidráulica para la obtención de datos experimentales en fuentes hídricas aisladas de la provincia de Cotopaxi que contribuya al desarrollo de estos sectores olvidados.

1.5.2 Objetivos Específicos

- 1) Analizar información sobre elaboración de proyectos de diseño y construcción en base a ruedas hidráulicas y utilización de ríobombas.
- 2) Desarrollar el diseño de la rueda hidráulica con palas desmontables de combinación pareada, que permita accionar diferentes comportamientos de carga de bombeo.
- 3) Realizar montaje de la ríobomba para la validación de funcionamiento y obtención de parámetros de trabajo.

1.6 SISTEMA DE TAREAS EN RELACIÓN A LOS OBJETIVOS PLANTEADOS

2 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.1 ANTECEDENTES

En el presente capítulo se procura dar a conocer el principal recurso utilizado para el soporte vital de los seres humanos y la mayoría de los organismos vivos, el agua, además del consumo, también se utiliza en la producción y generación de otros recursos como es la parte alimenticia como la producción ganadera que es un sector productivo bastante amplio y de suma importancia a nivel mundial incluso siendo una de la industria más productiva y fructíferas de la actualidad.

La proporción de toda el agua presente en la Tierra es baja, lo que significa que la proporción de toda el agua presente en la Tierra no es totalmente consumible, el agua potable se llama agua dulce, y el porcentaje presente en la Tierra es mucho menor que en los océanos. Esto se debe a que la mayoría se encuentran en estado sólido en los polos o también están presentes bajo tierra la cual la convierte en un recurso no renovable además de que se la considera como líquido vital siendo literalmente cierta [1].

Ahora con respecto a la implementación de un sistema antiguo pero innovador Ivonne Plata Ortega plantea que la energía hidráulica es la energía que se obtiene aprovechando la energía cinética y potencial de un río, cascada o corriente de marea. Se puede transformar a escalas muy diferentes. Durante siglos ha habido pequeñas granjas donde las corrientes de los ríos mueven rotores de palas, creando el movimiento que se usa en las fábricas rurales, no se considera una forma de energía verde debido a su alto impacto ambiental pero tomando en consideración los impactos que producen la utilización de equipos de generación la rueda hidráulica es la más productiva y más sana para el medio ambiente ya que el agua utilizada para mover las ruedas hidráulicas vuelven al cauce natural la cual es 100% utilizable [2].

En nuestro país, la construcción de proyectos de gran envergadura como las centrales hidroeléctricas ha sido muy rentable debido a las grandes fuentes de energía hídrica que existen las cuales por sus características son de fácil acceso y aprovechamiento. Sin embargo, el suministro de agua local es inadecuado, ya sea por el alto costo y las dificultades de transporte de los equipos de bombeo, incluidas las bombas eléctricas y de combustión interna, por la cual

se opta por diversas alternativas para obtener el recurso llevando a revivir una tecnología antigua inventada por Filón de Bizancio en el siglo III a. C, que se ha aplicado con éxito en varias partes del mundo con equipos de fácil fabricación, económicas y no dañan al ambiente que es lo más importante.

La humanidad ha tenido la necesidad de llevar agua a las viviendas, zonas de regadío, etc. Esto genera la necesidad de desarrollar un método de transporte hídrico sencillo, económico y sobre todo efectivo para los sectores rurales, el desconociendo de sistemas amigables y de multiusos conllevan a una contaminación y gastos innecesarios. [3].

Según Luis Heredia en su proyecto de titulación, determina que las ruedas hidráulicas son una alternativa efectiva, sencilla, fiable y respetuosa con el medio ambiente a la hora de generar energía, ya sea mecánica o eléctrica, para este proceso de generación se usan agua corriente como fuente de energía, la cuales no generan desperdicios significativos en la transferencia de energía y no requieren grandes trabajos de ingeniería civil para ponerlos en funcionamiento, ya que cada sistema o rueda hidráulica son diseñados específicamente para que se acople con las necesidades del sector teniendo en cuenta que no todas las trayectorias de agua tienen pendientes pronunciadas, se debe evaluar el uso de ruedas hidráulicas ya para producir potencias en corrientes de agua donde tanto la entrada como la salida de agua del caudal y de la turbina están a "igual" altura, tales turbinas se llaman turbinas de corriente libre [4].

Por otra parte Max Torres menciona que el paulatino aumento de las necesidades de agua potable de la población, de las tierras agrícolas y el sector ganadero con sistemas de riego hace que los recursos hídricos sean ya escasos para cubrir las necesidades de todos los usuarios, con esto en mente se creó un sistema alternativo para ayudar a resolver estas necesidades de alguna manera ya que, en muchos casos, los modelos tradicionales establecidos no se corresponden con las condiciones topográficas, la hidrogeología, el clima, la economía y la sociedad no reúnen las condiciones para garantizar las necesidades rurales. A pesar de los avances, las comunidades rurales siguen en declive, principalmente en el Altiplano Central, el Oriente e incluso en nuestro país existen sectores donde carecen de agua, por lo que estos modelos ofrecen soluciones para satisfacer las necesidades básicas de saneamiento y abastecimiento de agua de una forma segura económica y bastante viable como se explicó anteriormente [5].

Debemos tener en cuenta que en algunas provincias existen lugares que carecen de agua

superficial aun estando ubicados sobre potenciales acuíferos que no son aprovechados debidamente ya sea por falta de energía eléctrica, equipos de succión o maquinaria adecuada, no permiten el abastecimiento de agua incluso se ve afectada por la parte económica ya que estos equipos tienen un costo elevado la cual la hace difícil su adquisición para equiparar esta situación la mejor opción que se ha tomado en consideración a implementar son las ruedas hidráulicas los cuales con la utilización de simples tecnologías se podrían aprovechar y con ello satisfacer algunas necesidades al menos las más importantes las cuales son alimentación, riego y producción.

2.1.1 Planeamiento

El Molino de Agua, es un elemento dinámico y multiusos, la cual revolucionó el mundo industrial que mediante el giro de una rueda hidráulica (que hace girar el agua, bien por la fuerza de caída o por arrastre de su corriente dependiendo la ubicación y condiciones), el cuál funciona con movimiento circular. En este proceso el molino de diversas vueltas para poder girar el agua. Este suceso se explica con el movimiento circular como se puede apreciar en la siguiente Figura 2.1.

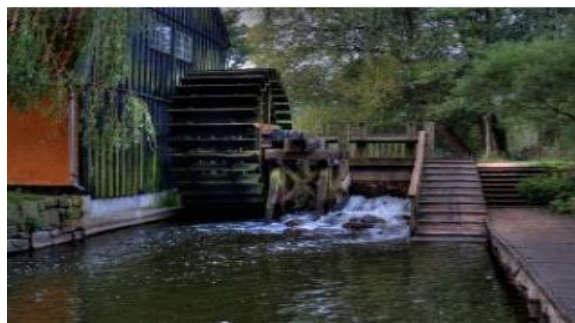


Figura 2. 1: Molino de agua [6]

Para explicar el funcionamiento de la rueda undershot o rueda inferior es necesario conocer que la fuerza que hace el molino sería imposible producir sin la fuerza que ejerce el agua, el molino de agua está compuesto de unas palas o alabes que absorben la fuerza del agua, a este proceso se lo denomina fuerza de energía cinética.

El molino de agua genera diversos tipos de energía entre ellos la energía Hidráulica la cual es capaz de realizar diversos trabajos la cual se muestra a continuación en la Figura 2.2.

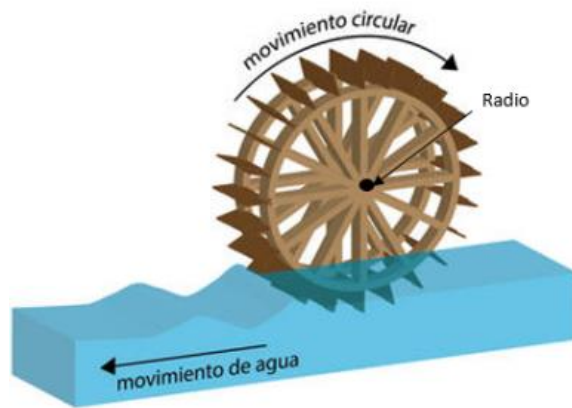


Figura 2. 2: Energía hidráulica

Las ruedas hidráulicas generan energía a partir del agua que fluye por la rueda, mediante la cual gira los engranajes para efectuar trabajo, hoy en día, las plantas de energía hidroeléctrica también aprovechan la energía del agua para generar electricidad en el mundo entero. La hidroelectricidad es el tipo de energía renovable más utilizado en la actualidad ya que su rendimiento es entre un 80%- 90% de efectividad. Las plantas de energía hidroeléctrica a carbón producen electricidad de manera similar con un alto índice de efectividad, pero con una leve variación en la parte de costos. Una planta hidroeléctrica usa la energía del agua que pasa para hacer girar una turbina. A su vez, la turbina hace girar un eje en un generador eléctrico para producir electricidad de esta manera.

Cuando el agua se mueve a través de un cauce se la denomina como: (energía cinética) o cuando se encuentra embalsada a cierta altura se la denomina (energía potencial). En este estado de embalsamiento toda la energía hidráulica del agua estará en forma de energía potencial lista para su uso. Cuando se deje caer, se transformará en energía cinética, que puede ser aprovechada para diversos fines. Se trata de una energía renovable la cual es utilizada en la actualidad a nivel mundial un claro ejemplo de esto es la obra de ingeniería más ambiciosa que se creó hasta la actualidad la cual es la hidroeléctrica las tres gargantas ubicadas en China la cual genera actualmente 22500MW.

Los molinos de agua son instalaciones que aprovechan la energía cinética de las corrientes de agua para producir energía mecánica, en tiempos antiguos los molinos de agua servían para moler la harina o para elevar el agua a un nivel superior, su uso fue crucial para el desarrollo tecnológico de actualidad gracias a los molinos de agua se dejó de moler la harina manualmente

esto significo mayor producción, reducción de esfuerzo físico y reducción de tiempo a la hora de realizar el trabajo.

Los molinos de agua se construían en el mismo cauce del río para que la fuerza de la corriente moviera una rueda vertical de paletas. A través de un sistema de engranajes el movimiento de giro del eje se transmitía al eje de una piedra de moler, cuando la corriente del río era débil o variable se construía el molino de agua junto a una presa que elevaba el nivel del agua y conseguía una mayor fuerza de la corriente una de las acciones que se toman hasta el día de hoy para el embalse de agua en las hidroeléctricas, actualmente los molinos de agua junto a los famosos molinos de viento son reliquias del pasado pero sin dejar a un lado que fueron epítome de la tecnología actual y sirviendo como base para la creación de hidroeléctricas actuales las cuales son las que revolucionaron al mundo en pocas palabras son la demostración que las formas de obtener energía han ido y seguirán evolucionando, el movimiento o caída de agua lleva energía cinética y energía potencial que se puede aprovechar como fuente de energía la cual se representa a continuación Figura 2.3.

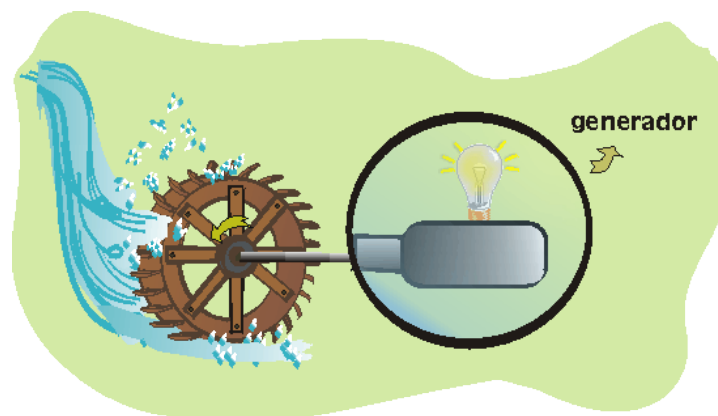


Figura 2. 3: La generación de la corriente por el molino

2.1.2 Rueda hidráulica

La construcción de una rueda hidráulica cumple exactamente con el mismo principio a la del molino de agua la misma 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, o incluso se ha visto transportar por canales al sitio requerido ya sea tanques de almacenamiento, cultivos e incluso a la parte ganadera esta tecnología de hecho está basada en sistema hidráulico de antiguo Egipto.

La Bomba Barsha, desarrollada por la empresa holandesa aQysta, de la cual Pratap es cofundador, no utiliza ningún tipo de combustible ni electricidad para su funcionamiento, usa la misma energía cinética del caudal de agua para mover la rueda, cada vez que la rueda gire recogerá un poco de agua y de aire, y la presión que ejerce el aire es la que permitirá luego que el agua sea expulsada por las mangueras al campo o sector mencionado requerido.

Una innovación de gran utilidad para pequeños agricultores, con pocas hectáreas y que por su ubicación geográfica tienen poco acceso a electricidad o combustible como se puede observar a continuación Figura 2.4.



Figura 2. 4: Ruedas hidráulica

2.1.3 Características principales:

Entre las principales características que se obtuvo al momento de la implementación de este sistema de bombeo son las siguientes

- Es capaz de bombear el agua hasta 25 metros de altura en terreno con poca inclinación y hasta 18 metros en pendiente pronunciada la cual para ser un sistema autónomo es bastante eficiente.
- Puede regar entre 0,5 a 3 hectáreas fácilmente esto dependiendo de la zona geográfica que se la instale.
- Es capaz de bombear hasta 96 litros/día con un.
- No utiliza ningún tipo de combustible ni electricidad para su funcionamiento la cual la hace amigable con el ambiente además de que es económica.
- Ahorro de hasta el 70% del costo total de riego a diferencia de las bombas a combustión o electricidad la cual se puede amortizar la inversión en sólo 1 año y dos meses la cual es un valor aceptable.
- Puede funcionar las 24 horas del día sin descanso sin producir inconvenientes de paro.
- Instalación rápida y sencilla sin la necesidad de algún tipo de maquinaria.

2.2 MARCO REFERENCIAL

2.2.1 Uso del agua en el sector agropecuario

El agua está indisolublemente ligada a la agricultura y a la civilización. Desde los tiempos más antiguos, todas las culturas se han desarrollado alrededor del agua. El presente de nuestras sociedades y, más aún, nuestro futuro, dependen de la forma en que sepamos resolver los problemas asociados al abasto insuficiente e inoportuno del agua, a la escasez y desigual distribución de este recurso y a la contaminación de los mantos freáticos y de las aguas superficiales.

El volumen de agua en el mundo es de 1386 millones de kilómetros cúbicos. Sin embargo, solo el uno por ciento de este volumen es agua dulce. La agricultura es el sector que consume la mayor cantidad de agua dulce, pues en él se utilizan más de las dos terceras partes. Sin embargo, el aumento poblacional, la urbanización, la expansión de la agricultura, la deforestación, las malas prácticas agrícolas y la contaminación de las fuentes hídricas han hecho que el agua dulce, en general, y el agua agrícola, en particular, sean un bien cada más escaso y demandado, por lo que se ha convertido en un asunto estratégico para la seguridad alimentaria [7].

2.2.2 Tipos de fuentes de energías renovables

La energía renovable es un recurso limpio, casi inagotable que proviene de todas las fuentes naturales. Las energías renovables son diversas y se pueden dividir a grandes rasgos en energía eléctrica, energía térmica y biocombustibles, dependiendo de la energía final que se obtenga de ellas.

Existen diversas fuentes de energía renovable en función de los recursos naturales utilizados para generar electricidad.

- Biocarburantes
- Biomasa
- Eólica
- Geotérmica de Alta Entalpía
- Geotérmica de Baja Entalpía
- Marina

- Mini eólica
- Hidráulica
- Solar Fotovoltaica
- Solar Térmica
- Solar Termoeléctrica [8].

Invertir en energías renovables puede ayudar a reducir la contaminación

El sector de las energías renovables es uno de los que ofrecerá más oportunidades de empleo a nivel mundial en los próximos años, dado el impacto visible del cambio climático la desventaja en país es que este tipo de sistemas es costoso tanto en instalación como en materiales y al realizar coso beneficio no es tan representativo económicamente [9].

2.2.3 Ventajas y desventajas de las energías renovables

Las energías renovables no emiten CO₂ ni otros gases que puedan contaminar la atmósfera en este aspecto nos permite reducir el efecto invernadero reduciendo así la contaminación ambiental.

Además, no se llevará a cabo la eliminación de residuos complejos como la energía nuclear.

Por otra parte, estas energías no siempre consiguen lo mismo. La mayoría de estos manantiales experimentan altibajos que se producen en función de las condiciones climáticas. Si no se dan las condiciones adecuadas, no generará energía siendo un factor desfavorable a la hora de utilización de las fuentes alternativas.

Los parques eólicos y los sistemas solares, por nombrar solo algunos, requieren grandes áreas para generar mucha energía. Asimismo, naturalmente traen efectos visuales.

Por otro lado, construir una planta de energía renovable e implementar el proyecto hoy significa altos costos económicos [10].

La calidad del agua es tan esencial para las plantas y los cultivos como para el ganado.

Las infecciones fúngicas persistentes en las plantas a menudo pueden ser el resultado de contaminantes.

El cultivo de flores de corte, en particular, es susceptible a las esporas de hongos, que prosperan en agua contaminada.

Las biopelículas pueden causar desoxigenación en los suministros de agua, lo que conduce a un

suelo con deficiencia de oxígeno, privando a las plantas del oxígeno que necesitan para desarrollarse de forma adecuada además que hoy en día es una de las fuentes más rentables.

2.2.4 Ruedas hidráulicas

Las ruedas hidráulicas son herramientas complejas bastante simples pero que lograron revolucionar el mundo ya que son capaces de transformar energía cinética o potencial en energía mecánica de rotación, es decir la energía del agua es convertida en energía mecánica esto con el objetivo de realizar un trabajo en específico [11].

2.2.4.1 Se clasifican en las siguientes que se mencionan y se muestran en la Figura 2.5:

- a) Ruedas movidas por el costado (brastshot).
- b) Ruedas movidas por debajo (Undershot).
- c) Ruedas movidas por arriba (overshot).

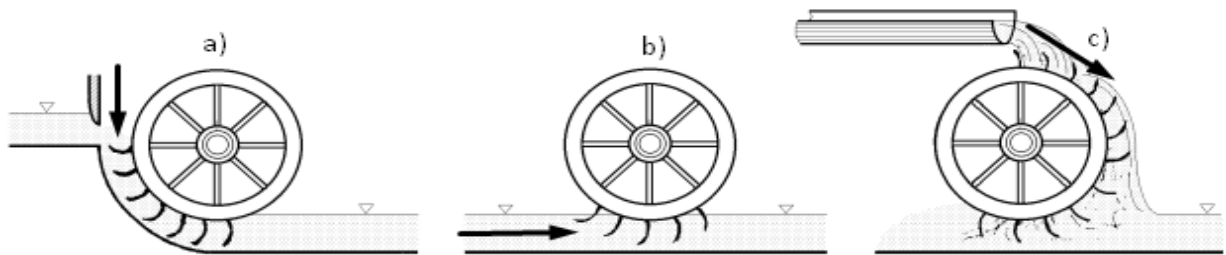


Figura 2. 5: Clasificación de ruedas hidráulicas

2.2.5 Turbinas hidráulicas.

Una turbina hidráulica es una máquina que tiene la funcionalidad de transforma la energía de un fluido (energía cinética y potencial), normalmente agua, en energía mecánica de rotación normalmente esta energía se utiliza para transformarla en energía eléctrica mediante diversos mecanismos como es el del generador en el caso de las centrales hidroeléctricas.

La energía del agua puede ser por la caída en un salto de agua o por la propia corriente de agua dependiendo la necesidad y la geografía del sector la cual se presenta en la siguiente figura 2.6.

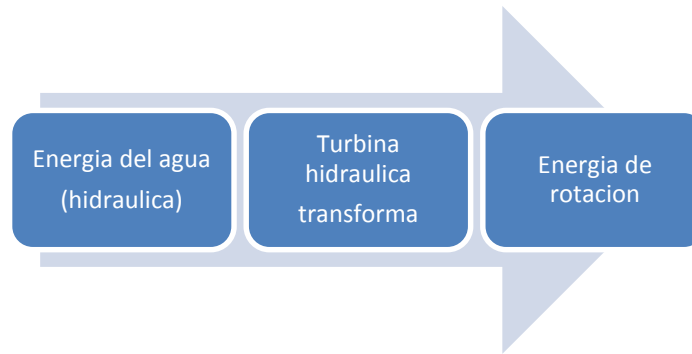


Figura 2. 6: procesos de energía hidráulica

Atendiendo a que la presión varíe o no en el rodete, las turbinas se clasifican en:

- a) Turbinas de acción o impulsión
- b) Turbinas de reacción o sobrepresión

En las turbinas de acción el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética.

En las turbinas de reacción el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión [12].

2.2.6 Turbinas hidráulicas

Una turbomáquina elemental o monocelular tiene, básicamente, una serie de álabes fijos, (distribuidor), y otra de álabes móviles, (rueda, rodete, rotor). La asociación de un órgano fijo y una rueda móvil constituye una célula; una turbomáquina monocelular se compone de tres órganos diferentes que el fluido va atravesando sucesivamente, el distribuidor, el rodete y el difusor. El distribuidor y el difusor (tubo de aspiración), forman parte del estator de la máquina, es decir, son órganos fijos; así como el rodete está siempre presente, el distribuidor y el difusor pueden ser en determinadas turbinas, inexistentes.

Atendiendo a que la presión varíe o no en el rodete, las turbinas se clasifican en:

- a) Turbinas de acción o impulsión
- b) Turbinas de reacción o sobrepresión

En las turbinas de acción el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética.

En las turbinas de reacción el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión [13].

2.2.7 Tipos de ruedas hidráulicas.

Las ruedas hidráulicas se clasifican:

Por la forma en la que las piezas recogen la energía del agua:

- Rueda de Cajones.
- Rueda de Paletas.

Por el mecanismo de llegada del agua:

- Ruedas de admisión superior.
- Ruedas de admisión central.
- Ruedas de admisión inferior.

2.2.8 Ruedas de admisión superior Figura 2.7.

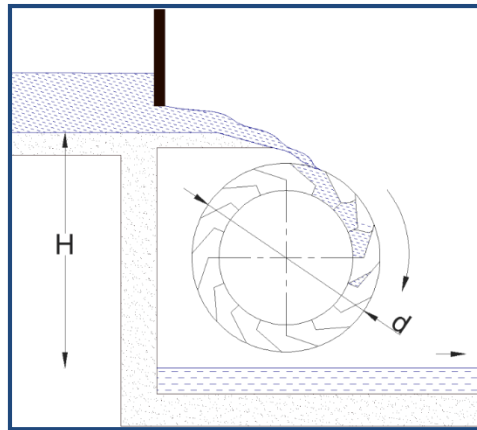


Figura 2. 7: Rueda hidráulica con canal de admisión superior [14].

En este tipo de ruedas las palas forman compartimentos llamados cajones, cubos o arcadas. Como se muestra en la Figura 6, el agua que llega al cajón desde arriba hace que la rueda gire y aproveche mejor el agua disponible. En las ruedas de altura, el agua actúa principalmente por su peso. El agua que llena cada balde hace el trabajo a medida que desciende desde la parte superior hasta la parte inferior de la rueda mientras cae y la gravedad hace todo el trabajo. Se utilizan generalmente donde hay una altitud considerable y un caudal bajo.

La eficiencia de este tipo de rueda hidráulica es muy alta (80-90%).

2.2.9 Ruedas de admisión central.

Las ruedas de admisión central reciben el flujo de agua a mitad de camino entre la parte superior e inferior de la turbina y su funcionamiento es similar al de las turbinas de entrada superior, donde el agua ingresa al cajón, pero la mayor parte del trabajo lo realiza la gravedad.

Este tipo de impulsor tiene un rendimiento del 65-70%, pero un buen diseño puede alcanzar hasta un 80% de rendimiento como podemos apreciar en la Figura 2.8.

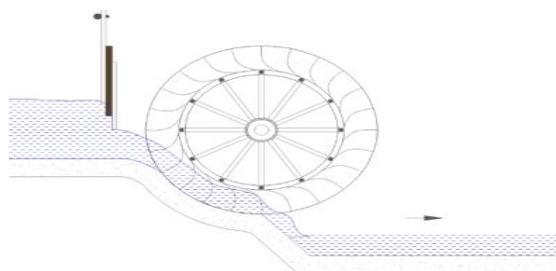


Figura 2. 8: Rueda hidráulica con canal de alimentación intermedia [15].

2.2.10 Ruedas de admisión inferior.

Este es el tipo de rueda hidráulica más simple, solo aprovecha el impulso del flujo de agua, pero el problema de este tipo de flujo es que no aprovecha el peso del agua que cae, depende del caudal de la fuente de agua, la eficiencia máxima teórica que se puede lograr con una rueda de entrada inferior es del 50 %, pero en la práctica esta eficiencia rara vez supera el 40 %. A menudo varía entre 25% y 35%. El espacio entre las ruedas y el piso y los lados del canal que lo rodea debe ser lo más pequeño posible de esta forma se reduce las pérdidas.

Las dimensiones más comunes para estas ruedas son: 1 a 7,5 metros de diámetro. Paso entre hojas, 0,15-0,4m, la profundidad del agua del canal con respecto a las paletas de 0,1 a 0,15 metros.

Hay dos versiones de este tipo de rueda:

2.2.10.1 Ruedas paletas planas.

Este tipo de rueda se lo utiliza con más frecuencia cuando se puede ubicar dentro un canal un poco más ancho que la rueda, de modo que casi toda el agua golpea con las paletas como podemos apreciar en la Figura 2.9 [16].

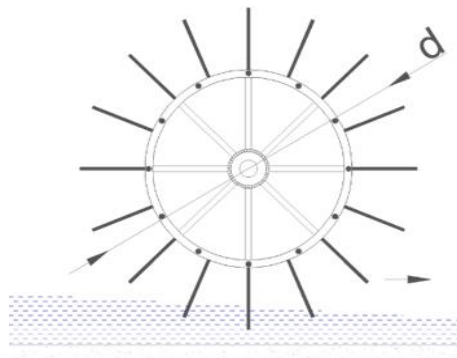


Figura 2. 9: Rueda hidráulica con canal de alimentación inferior [17].

El rendimiento de este tipo de rueda es bajo, variando entre un 25 y un 35%, pero se alcanza un alto rendimiento cuando la velocidad periférica de la rueda es 0,4 veces la velocidad del agua.

2.2.11 Ruedas Poncelet.

Son ruedas que se están implementando con mayor frecuencia en la modernidad cuyas paletas tiene una forma curva que disminuye las pérdidas por choque.

De tal forma que la velocidad de máximo rendimiento es 0,5 la velocidad del agua, pueden llegar a obtener un rendimiento de hasta 60%.

La construcción de estas ruedas es compleja ya que la curva y posición de las paletas debe trazarse mediante el estudio del triángulo de las velocidades como podemos apreciar en la Figura 2.10.

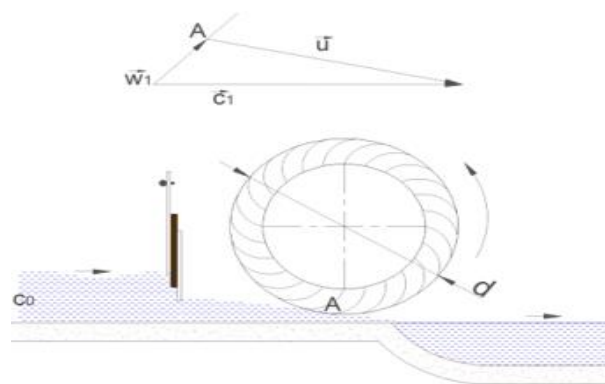


Figura 2. 10: Rueda hidráulica Poncelet con canal de alimentación inferior [18].

2.3 SELECCIÓN DE BOMBA

2.3.1 BOMBA HIDRÁULICA.

Una bomba hidráulica es un dispositivo tal que, recibiendo energía mecánica de una fuente exterior, la transforma en una energía de presión transmisible de un lugar a otro en un sistema hidráulico a través de un líquido cuyas moléculas estén sometidas precisamente a esa presión, es decir, las bombas hidráulicas son los elementos encargados de impulsar el aceite, agua o líquido hidráulico; transformando la energía mecánica rotatoria en energía hidráulica.

El propósito de una bomba hidráulica es suministrar un flujo de líquido a un sistema hidráulico; la bomba no crea la presión de sistema, puesto que la presión se puede crear solamente por una resistencia al flujo, dado que el flujo de líquido encuentra resistencia, esta fuerza se vuelve una presión. La resistencia al flujo es el resultado de una restricción o de una obstrucción en la trayectoria del mismo. Esta restricción es normalmente el trabajo logrado por el sistema hidráulico, pero puede ser también debido a restricciones de líneas, de equipos y de válvulas

dentro del sistema.

Una bomba debe tener una fuente continua de líquido disponible en el puerto de entrada para suministrar el líquido al sistema, dado que la bomba fuerza el líquido a través del puerto de salida, un vacío parcial o un área de baja presión se crea en el puerto de entrada; cuando la presión en el puerto de entrada de la bomba es más baja que la presión atmosférica local, la presión atmosférica que actúa sobre el líquido en el depósito fuerza el líquido hacia la entrada de bomba. Si la bomba está más baja que el tanque, la gravedad compensará la presión.

El proceso de conversión de energía tiene lugar en dos etapas: succión y exhalación.

2.3.2 Succión.

El proceso de succión comienza con la transferencia de energía mecánica a la bomba, que comienza a girar y crea una caída de presión en la entrada de la bomba. Dado que el tanque de líquido hidráulico está presurizado a la presión atmosférica, se crea un diferencial de presión que provoca la succión del líquido hidráulico a la entrada de la bomba y, por lo tanto, el impulso del líquido hidráulico.

2.3.3 Descarga.

Cuando entra fluido hidráulico, la bomba está diseñada para bombearlo hacia arriba y hacia la salida, evitando que el fluido hidráulico fluya hacia atrás. Con esto en mente, el fluido no tiene más remedio que ingresar al sistema donde hay espacio y llegar a la descarga.

2.3.4 Clasificación de las máquinas hidráulicas.

Se utilizan varios métodos para clasificar las bombas. Se utilizan términos como desplazamiento positivo, desplazamiento no positivo, desplazamiento fijo, salida volumétrica fija, volumen de caudal variable, volumen constante y otros para describir las bombas.

A continuación, se describen algunos métodos de clasificación de las bombas según el criterio de varios autores como podemos apreciar en la Figura 2.11.

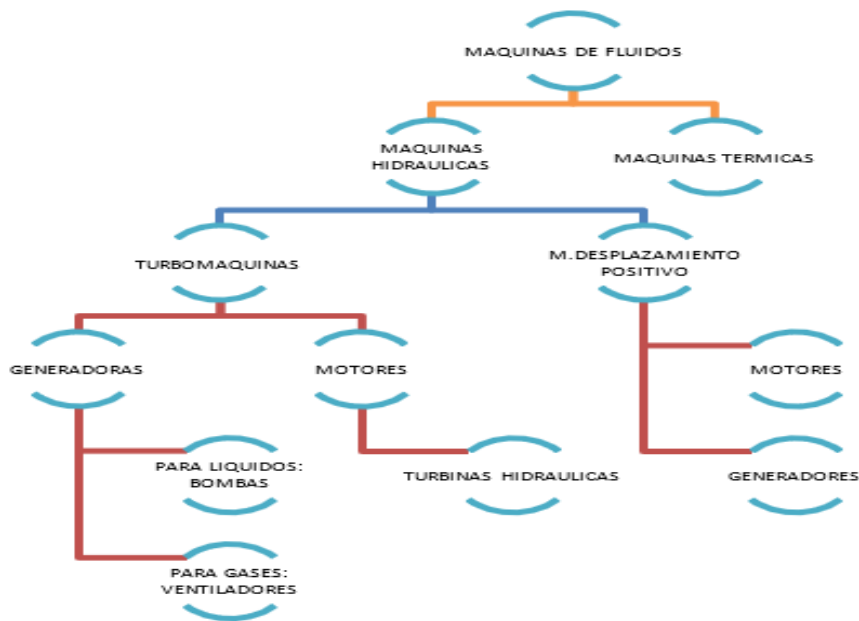


Figura 2. 11: Clasificación de las máquinas de fluidos según Claudio Mataix [19].

2.3.5 Bombas de desplazamiento positivo.

El principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento del líquido causado por una disminución en el volumen de la cámara. Por lo tanto, en una máquina de desplazamiento positivo, el intercambiador de energía no necesariamente tiene que tener un movimiento alternativo, sino que puede tener un movimiento giratorio.

Sin embargo, las bombas de desplazamiento positivo, como las bombas rotativas, siempre tienen una cámara de volumen creciente este es el proceso de succión de la bomba y el volumen se reduce. Este es el proceso de descarga de la bomba.

Otro aspecto importante de este tipo de bomba es que el intercambio de energía del fluido es siempre en forma de presión.

Estas bombas contienen grupos de cilindros neumáticos e hidráulicos y motores rotativos. Las bombas rotatorias de desplazamiento positivo a menudo tienen más áreas de trabajo para llenar y evacuar, por lo que estas bombas mueven el fluido de manera más uniforme que las bombas de desplazamiento positivo alternativo, que tienen menos área de trabajo. Gracias al cuerpo de desplazamiento giratorio, la bomba logra un buen balance de masas y bajas vibraciones incluso a altas velocidades.

Para aplicaciones que requieren desplazamiento pulsante solo se pueden usar bombas de desplazamiento vibratorio con bombas de inyección de motor. La bomba de desplazamiento vibratorio es generalmente más compleja de configurar, ya que requiere la conversión de la operación rotatoria en un movimiento de carrera oscilante. Esto se hace mediante un mecanismo de manivela de biela, un mecanismo excéntrico o un mecanismo de leva. Además, se requiere al menos una válvula de presión para evitar el reflujo de fluido [20].

2.3.6 Principio de funcionamiento.

Según la Fig. 2.8, el cilindro el pistón o pistón se mueve con movimiento uniforme y velocidad v y hay un líquido con presión p . Se supone que tanto el cilindro como el émbolo o pistón son rígidos e indeformables, y que el líquido es incompresible. Se aplica una fuerza F , moviendo el pistón y desplazando el fluido a través del puerto de salida.

Las bombas de desplazamiento positivo tienen propiedades muy características. El caudal Q es independiente de la altura H . La altura máxima H_{max} está limitada principalmente por válvulas de alivio de presión o de seguridad. Por lo tanto, el flujo es implícitamente independiente de las características de la instalación. A diferencia de las bombas centrífugas, el caudal no se puede ajustar aumentando la resistencia del sistema. Esto se hace cambiando la velocidad (n_1-n_3) o el desplazamiento como podemos apreciar en la Figura 2.12.

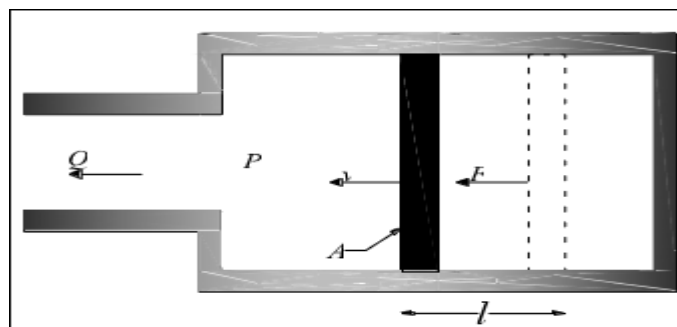


Figura 2. 12: Principio de funcionamiento de desplazamiento positivo [21].

2.3.7 Elementos de instalación hidráulica.

- Manguera negra de presión
- Accesorios
- Acoples
- Codos

2.3.8 Sistema de transmisión.

En todo sistema de transmisión de movimiento y potencia mecánica se pueden diferenciar principalmente dos tipos de elementos:

- Elemento conductor o Motriz
- Elemento conducido

De una manera más concreta los elementos mecánicos implicados en una transmisión serán: (Figura 2.13)

- Una rueda conductora
- Una rueda conducida
- Ejes que soportan las ruedas y giran con ellas
- Soportes de los ejes (cojinetes de rodamiento o deslizamiento)
- Acoplamientos

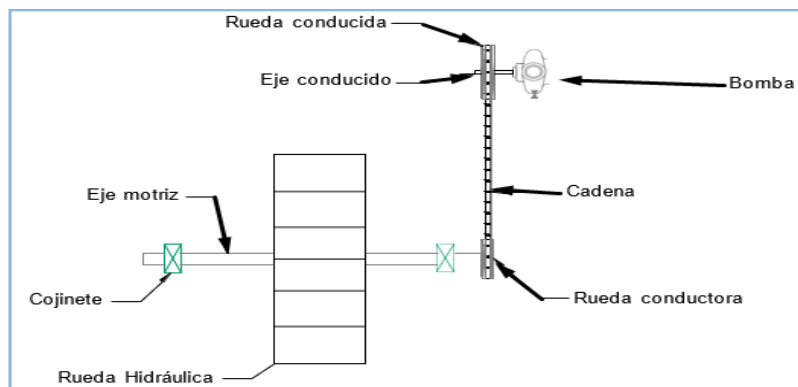


Figura 2. 13: Sistema de transmisión en una etapa

En la Figura 2.13 se observan estos elementos. Es significativo apreciar que la transmisión de la potencia mecánica se producirá consecutivamente con la participación de los diferentes elementos mecánicos; así en el ejemplo mostrado: el eje motriz entrega movimiento a la rueda mediante la unión en chaveta, la rueda mueve a la faja por fricción, la faja mueve a la rueda conducida y finalmente ésta al eje conducido.

2.3.9 SISTEMA DE TRANSMISIÓN POR CADENA.

2.3.10 Sistema de transmisión de potencia.

Para poder transmitir la potencia desde una fuente motriz generadora hacia otro dispositivo o máquina existe un mecanismo formado por varios elementos al cual se le denomina sistema de transmisión de potencia. Existen diversas formas; sin embargo, en la mayoría de los casos, la transmisión se realiza a través de elementos rotantes.

La expresión más simple de la transmisión de potencia es a través de la rotación de un eje motriz a un eje conducido, aumentando o disminuyendo su velocidad de éste.

Los mecanismos de transmisión de potencia son muy utilizados en la industria para la transmisión de energía mecánica entre un elemento llamado motriz hacia otro elemento que es el conducido que, a su vez, acciona un dispositivo. El elemento motriz es un mecanismo que puede ser activado mediante energía eléctrica, hidráulica, mecánica, etc.

Existen diversos tipos de mecanismos para la transmisión de potencia:

- a. Bandas, correas o fajas y poleas. Está conformado por dos poleas ensambladas, este mecanismo se utiliza generalmente entre ejes paralelos separados por una distancia significativa. Se compone como mínimo de 2 poleas, una conductora y una conducida unidas mediante una banda, correa o faja.
- b. Cadenas y ruedas dentadas. El sistema de transmisión por cadenas consta de dos ruedas de cadena montadas cada una en su respectivo eje, y unidas por una cadena. La rueda pequeña por lo general transmite el movimiento a la más grande. El ejemplo más sencillo es el sistema de transmisión de una bicicleta o de una moto.
- c. Engranajes. El sistema de transmisión por engranajes se conforma por ruedas dentadas que van montadas sobre sus respectivos ejes y que engranan entre sí para producir el movimiento entre ellas y de esta manera transmitir la potencia del eje motriz al eje conducido [22].

2.3.11 Sistema de transmisión por cadenas (ramales, tensado y destensado).

Las transmisiones por cadenas son más compactas que las de correas. Para una capacidad determinada, las ruedas dentadas pueden ser de menor diámetro y ancho que las poleas y, por consiguiente, el sistema completo de transmisión de potencia ocupará menos espacio. En comparación con un sistema de transmisión de potencia por correas, para una misma eficiencia, este sistema, el de cadenas, puede operar con un arco de contacto menor que el de las correas.

Esta ventaja es aún más saltante debido a que permite operar a mayores relaciones de velocidad a menor distancia entre ejes.

Las cadenas no sufren mayor alteración con el tiempo, ni son afectadas por el sol, aceite o grasa. Pueden operar a altas temperaturas y son más prácticas para sistemas de bajas velocidades. Por lo general, las cadenas tienen los siguientes componentes básicos: eslabones, pasadores y rodillos. La cadena es articulada en cada junta, para girar alrededor de cada diente de la rueda dentada. El paso de la cadena es la distancia de los centros de las articulaciones como podemos apreciar en la Figura 2.14 [23].

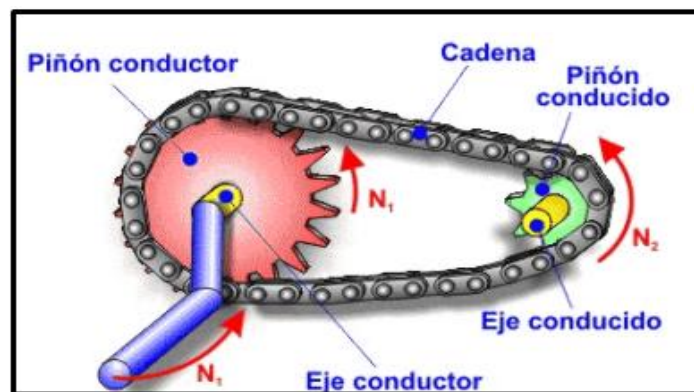


Figura 2. 14: sistema de transmisión por cadena

2.3.12 Material utilizado para la fabricación de la rueda hidráulica.

El elemento sujeto a las condiciones y cargas más severas es el rodete. Los materiales de los que está compuesto deben tener las siguientes propiedades:

- Excelente resistencia a la corrosión.
- Resistencia a la abrasión

- Resistencia a la erosión
- Alta resistencia mecánica
- Resistencia a la fatiga
- Resistencia al impacto
- Fácil mecanizado
- Durabilidad de mecanizado
- Fácil fundición
- Fácil soldadura

La elección del material a utilizar es un compromiso porque no hay quien tenga todas las propiedades mencionadas de manera óptima. Por eso, debemos anteponer a unos y sacrificar a otros.

La producción es por moldeo seguido de maquinado.

La resistencia a la corrosión se consigue añadiendo cromo, manganeso o níquel al acero, que forman los llamados Aceros inoxidables. Estos metales también mejoran la templabilidad y la soldabilidad.

Se logra una buena fluidez con el acero con un breve intervalo de solidificación.

Los aceros con un contenido de carbono inferior a 0,3 son fáciles de soldar. Sin embargo, la resistencia mecánica se encuentra en los aceros con altos porcentajes de carbono.

La adición de manganeso mejora la resistencia a la erosión, especialmente porque su funcionamiento normal requiere impactos frecuentes. Por lo general, se utilizan aceros especiales con muchos otros materiales en su composición.

El rodete al trabajar sumergido en agua se necesita que sea resistente a la corrosión por ende se emplea aceros del 12% de cromo este acero ya es considerado acero inoxidable, también se pueden utilizar los bronce de aluminio en 89% de cobre y 11% de aluminio, estos aceros tienen una excelente resistencia mecánica y son resistentes a la corrosión también tienen una buena colabilidad, pero son difíciles de mecanizar y de soldar [24].

Una transmisión por cadena consta de tres elementos fundamentales:

- Rueda conductora (Piñón).
- Rueda conducida (Conductora).
- Cadena.

Las transmisiones que trabajan sobrecargadas y a altas velocidades están encerradas en cajas y tienen dispositivos de lubricación como podemos apreciar en la Figura 2.15.

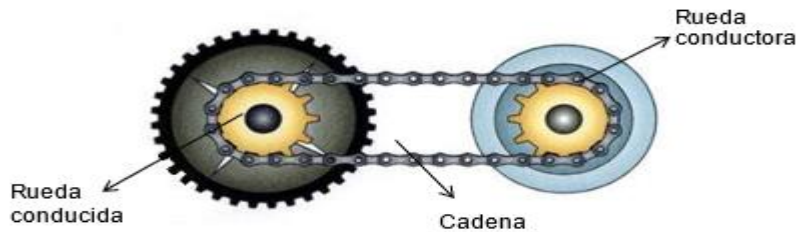


Figura 2. 15: Sistema de transmisión por cadena [25].

Las principales ventajas de un sistema de transmisión por cadena son:

- Se puede emplear a distancias considerables entre árboles.
- Un coeficiente de rendimiento bastante alto que alcanza una magnitud $\eta=0.98$.
- Existe la posibilidad de transmitir movimiento a varios árboles con una cadena.

Las desventajas de un sistema de transmisión por cadena son:

- El sistema es más costoso y ruidoso
- Es necesario mantener una lubricación constante.
- Es necesario una instalación minuciosa.

2.3.13 Cadena de rodillos.

Una cadena de rodillos proporciona un método eficiente y fácilmente utilizable para transmitir potencia entre ejes paralelos. Los rodillos giran alrededor de casquillos que están unidos a presión a las láminas de unión interiores. Los pasadores no pueden girar en las láminas de unión exteriores por estar montadas a presión. Las cadenas pueden utilizarse para separaciones entre ejes que sean demasiado grandes para ser utilizadas en engranajes. Si se desea, puede obtenerse una gran reducción en la velocidad como podemos apreciar en la Figura 2.16.

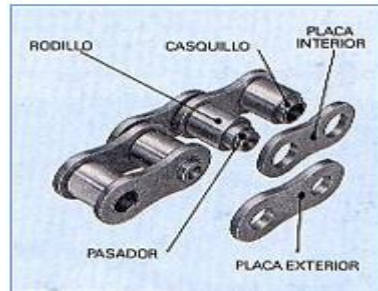


Figura 2. 16: Cadena de rodillos [26].

2.4 EJES.

Un eje de transmisión se define como un elemento cilíndrico de sección circular que transmite un movimiento giratorio y puede combinarse con varios elementos mecánicos para la transmisión de potencia (engranajes, poleas, volantes, etc.). Estos elementos deben colocarse lo más cerca posible de los cojinetes de apoyo. El eje de transmisión, también conocido como eje de transmisión, es uno de los elementos mecánicos más comunes en todas las máquinas. Los ejes están sujetos a cargas de flexión, tracción, compresión o torsión que actúan en combinación o individualmente.

Este tema analiza y aplica la teoría analizada en el tema anterior, permitiéndote explorar la teoría aplicable solo en el caso del cálculo axial [27].

2.4.1 Ejes fijos

Los ejes fijos son aquellos que actúan como soportes de las piezas que los hacen girar. En algunos casos, el eje se fija al bastidor de la máquina y hace girar las ruedas sobre él mediante cojinetes como podemos apreciar en la Figura 2.17.

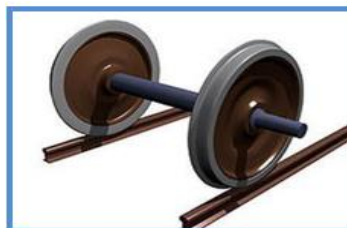


Figura 2. 17: Eje fijo.

2.4.2 Ejes de revolución.

Los ejes de revolución son los que giran con las piezas en movimiento de una máquina.

2.4.3 Chavetas.

La distribución de tensiones en la superficie de la tecla es muy complicada. Depende del ajuste de la chaveta y de los dientes en el eje y cubo sobre los que actúan las fuerzas dispersivas. Además, la tensión no es uniforme a lo largo de la longitud axial de la llave, sino que es mayor en ambos extremos como podemos apreciar en la Figura 2.18 y 2.19.

Ø eje d mm desde-hasta	Medida chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas chavetero del eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886, 6887		t _t m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde-hasta	Tol.H-7 m/m
		d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
6-8	2x2	d+0,9	+0,1	-	-	1,1	+0,1	6-10	+0,015 0
8-10	3x3	d+1,3		-	-	1,7		10-18	+0,018 0
10-12	4x4	d+1,6		d+1,4	-0,1	2,4		18-30	+0,021 0
12-17	5x5	d+2,1	+0,2	d+1,9	-0,2	2,9	+0,2	30-50	+0,025 0
17-22	6x6	d+2,6		d+2,1	-0,2	3,5		50-80	+0,030 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4	-0,2	4,1		80-120	+0,035 0
30-38	10x8	d+3,4	+0,2	d+2,8	-0,2	4,7	+0,2	120-180	+0,040 0
38-44	12x8	d+3,2		d+2,8	-0,2	4,9		180-250	+0,046 0
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9	-0,2	5,5		250-315	+0,052 0
50-58	16x10	d+3,9	+0,2	d+3,2	-0,2	6,2	+0,2	315-400	+0,057 0
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5	-0,2	6,8			
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9	-0,2	7,4			
75-85	22x14	d+5,6	+0,2	d+4,8	-0,2	8,5	+0,2		
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6	-0,2	8,7			
95-110	28x16	d+6,2		d+5,4	-0,2	9,9			
110-130	32x18	d+7,1	+0,2	d+6,1	-0,2	11,1	+0,2		
130-150	36x20	d+7,9		d+6,9	-0,2	12,3			
150-170	40x22	d+8,7		d+7,7	-0,2	13,5			
170-200	45x25	d+9,9	+0,3	d+8,9	-0,3	15,3	+0,3		
200-230	51x28	d+11,2		d+10,1	-0,3	17			

Figura 2. 18: Tensiones Chavetas.

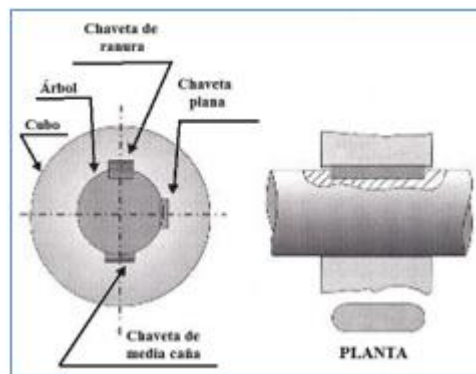


Figura 2. 19: Chavetas longitudinales.

2.5 CLASIFICACIÓN SEGÚN SU FUNCION DE TRABAJO.

Las chavetas se pueden clasificar en dos tipos en función de su forma de trabajo y a los requerimientos que se los necesita. Pueden trabajar por rozamiento o por cortadura.

En el caso de que trabajen por rozamiento, la cara superior cuenta con una pequeña inclinación

para poder acunarse entre el eje y el cubo. En estas caras superiores el contacto producido con el cubo y en la cara inferior con el eje, producen fuerzas de rozamiento que son capaces de evitar rotaciones entre ambos, gracias a la tensión inicial a la que es sometida la unión.

Si las chavetas trabajan por cortadura, transfieren el momento de torsión cuando entran en contacto los flancos de las caras laterales de las cavidades del eje y del cubo. En este caso, hay un cierto juego en las caras superior e inferior y no existe ninguna tensión inicial en la unión.

3 DESARROLLO DE LA PROPUESTA

3.1 METODOLOGÍA

3.1.1 Diseño hidráulico y mecánico

Luego de revisar varias investigaciones y sistematizar la información sobre las ruedas y máquinas hidráulicas, se establece un método de cálculo para el diseño de la ríobomba que se va a diseñar y construir.

El primer paso es determinar la ubicación de la ríobomba en el área determinado previamente analizado y el caudal del afluente que impulsa la bomba mediante una rueda hidráulica.

Determinación del caudal del afluente

La determinación del caudal del río es uno de los datos más importante para el desarrollo del proyecto de tesis, ya que permite el uso de agua corriente en el sistema de bombeo.

La medida del caudal a través de la sección transversal de una tubería de agua (río, arroyo, canal, tubería) se denomina medida de volumen o caudal. Esta velocidad depende directamente del área de la sección transversal de la corriente y la velocidad promedio del flujo de agua.

La fórmula a utilizar para este cálculo es el siguiente:

$$Q = A \cdot v = \frac{V}{t} \quad (3.1)$$

Donde:

Q = Caudal.

A = Área de la sección transversal.

v = Velocidad media del agua.

V = volumen.

t = tiempo.

Existen diferentes métodos para el cálculo de medición de caudal Q . A continuación, detallaremos y el método utilizado.

Aforamiento por el método del flotador.

El método más común para medir el flujo de agua es el método de flotación utilizado en acequias, ríos, quebradas y canales.

Para ello, se elige la medición de un tramo recto en el que el agua fluya libremente, la longitud elegida debe ser de al menos 10 m, es necesario medir el tiempo que tarda el flotador en cubrirlo, para conocer la velocidad del agua, en esta parte se puede utilizar como flotador un objeto que no resiste el contacto con el aire y es fácilmente arrastrado por el agua; un trozo de madera, papel o material similar.

Determinación de la velocidad de la corriente de agua.

Para encontrar la velocidad del agua, la longitud de la sección seleccionada se divide por el tiempo que tarda el flotador en cruzar la sección anteriormente dicha.

$$v_p = \frac{\text{largo de la seccion(m)}}{\text{tiempo en recorrer (s)}} \quad (3.2)$$

Determinación del área transversal del río.

Para el cálculo del área transversal de la sección A de donde se va a tomar los datos (m^2) se utiliza la siguiente fórmula:

Se divide el ancho del río B en partes iguales $\frac{B}{n}$ (m)

Se mide la profundidad en cada punto; Y

$$A_c = \frac{B}{4} \left[\frac{Y_0}{2} + Y_1 + Y_2 + Y_3 \dots + \frac{Y_n}{2} \right] = m^2 \quad (3.3)$$

Cálculo del perímetro mojado.

Posteriormente se procede a calcular el perímetro mojado de la sección del río p_m , con la siguiente formula.

$$p_m = Y_0 + Z_1 + Z_3 \dots + Z_n + Y_n = m \quad (3.4)$$

Seguidamente determinamos el factor de corrección **K**, para la sección la cual se presenta en la tabla 3.1.

$$K = a \left[\ln \frac{A^1}{p} \right] + b \quad (3.5)$$

Tabla 3. 1: Coeficiente a y b

	a	b
Canal de barro	0,0905	0,782
Canal pedrusco	0,0602	0,847
Canal de concreto	0,0150	0,893

Determinación del caudal del río.

Finalmente utilizando los datos obtenidos anteriormente tanto de la velocidad de la corriente del agua y la sección del río, se calcula procede al cálculo del caudal.

$$Q = v \cdot K \cdot A = \frac{m^3}{s} \quad (3.6)$$

Fuerza de la corriente agua.

En la parte seleccionada del afluente, el agua tiene una cierta fuerza la cual será aprovechada. Para determinar la magnitud de esta fuerza, se realiza los siguientes pasos de cálculo.

$$a = \frac{F}{m} \quad (3.7)$$

$$F = ma \quad (3.8)$$

Donde:

a = celeración

F = Fuerza

m = masa

Se debe tener en cuenta que:

$$a = \frac{v_1 - v_2}{t} \quad (3.9)$$

En este caso, si analizamos como si fuera una turbina que alcanza una potencia máxima cuando la velocidad de salida v_2 es cero, tenemos:

$$a = \frac{v_1}{t} \quad (3.10)$$

La densidad de una sustancia es la relación entre la masa de una parte de esta sustancia y su volumen.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.11)$$

$$V = \frac{m}{\rho}$$

Remplazando en la ecuación de la determinación del caudal de afluente obtenemos.

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{m}{\rho t} \quad (3.12)$$

$$m = \rho Q t$$

Sustituyendo, obtenemos la ecuación de la fuerza ejercida por el agua sobre los alabes:

$$F = \rho Q t \cdot \frac{v_1}{t} \quad (3.13)$$

$$F_{\text{agua}} = \rho Q v_P$$

F_{agua} = Fuer a del agua

ρ = densidad del agua.

Q = Caudal del afluente.

v_p = velocidad promedio de la corriente de agua del afluente.

Velocidad tangencial de la rueda

Para la velocidad tangencial de la rueda, utilizaremos datos obtenidos en varios sistemas de bombeo realizados en la Universidad Nacional de Loja; La Pontificia Universidad Católica del Perú y la Politécnica Nacional.

La velocidad periférica de la rueda hidráulica de alimentación es baja, se logra la máxima eficiencia si la velocidad tangencial es aproximadamente 0,4 de la velocidad del agua.

$$v_{tr} = 0,4v_p \quad (3. 14)$$

v_{tr} = velocidad tangencial de la rueda.

v_a = velocidad de la corriente de agua.

Velocidad angular de la rueda.

La velocidad angular de la rueda se calcula a partir de la ecuación de movimiento circular:

$$v_{tr} = r\omega \quad (3. 15)$$

Despejamos la velocidad angular y obtenemos:

$$\omega = \frac{v_{tr}}{r}$$

ω = velocidad angular de la rueda.

v_{tr} = velocidad tangencial de la rueda.

r = Radio de la rueda.

Potencia generada por la rueda.

Para determinar la potencia generada por la rueda, el análisis comienza con la siguiente ecuación:

La densidad es igual a:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.16)$$

ρ = densidad del agua

m = masa (kg)

V = volumen (m^3)

Volumen es iguala a:

$$V = A \cdot L \quad (3.17)$$

A = superficie o área sumergida proyectada de la rueda (m^2)

L = longitud del alabe sumergida en el agua (m)

Considerando que, L hace referencia a espacio, tenemos:

$$L = v \cdot t$$

v = velocidad de corriente del agua (m / s)

t = tiempo(s)

En la rueda se utiliza la energía cinética del agua, utilizando la ecuación de la energía cinética, reemplazando en ella las expresiones anteriores, obtenemos la siguiente relación:

$$Ec = \frac{1}{2} m v^2 \quad (3.18)$$

$$Ec = \frac{1}{2} \rho \cdot V \cdot v^2$$

$$Ec = \frac{1}{2} \rho \cdot A_t \cdot L \cdot v^2$$

$$Ec = \frac{1}{2} \rho \cdot A_t \cdot v \cdot t \cdot v^2$$

$$Ec = \frac{1}{2} \rho \cdot A_t \cdot v^3 \cdot t$$

Por ende, la potencia generada por la rueda es:

$$P_{real} = \frac{1}{2} \rho \cdot A_t \cdot v^3$$

En la práctica, por determinadas razones, no es posible aprovechar toda la potencia de la corriente del río; Entre ellos están:

El agua libera toda su energía cinética cuando se detiene, lo que obviamente es imposible en este caso porque fluye libremente.

Se debe usar un tipo de rotor de turbina para convertir la energía cinética del agua en potencia de eje, y esto está limitado por las fuerzas de arrastre que disipan parte de la energía.

Si a la expresión anterior se le suma un factor de ajuste para tomar en cuenta la eficiencia de conversión de la corriente del río en potencia en el pozo, y también para considerar que la rueda hidráulica es de alimentación inferior y palas planas; La fuerza generada por la rueda cuando el agua golpea las palas se calcula mediante la siguiente fórmula.

$$P_{real} = 0,5 * C_a * \rho * A_t * v^3 \quad (3. 19)$$

P = Potencia mecánica en la rueda.

C_a = Coeficiente de ajuste para paletas planas es 0.35.

A_t = Área sumergida proyectada de la rueda.

v = velocidad de corriente del agua.

Torque generado en la rueda.

El torque generado por el flujo de agua se calcula mediante una expresión que relaciona el momento torsor que ejerce sobre el eje giratorio, la potencia transmitida y la velocidad angular.

$$T_r = \frac{P_{real}}{\omega} \quad (3. 20)$$

T_r = torque generado en la rueda por la corriente de agua.

P_{real} = Potencia real generada por la rueda.

ω = velocidad angular.

Fuerza generada por la corriente de agua.

Esta fuerza se calcula a partir del par generado en la rueda por el flujo de agua que golpea las palas.

En la siguiente Figura 3.1 podemos observar la distancia d :

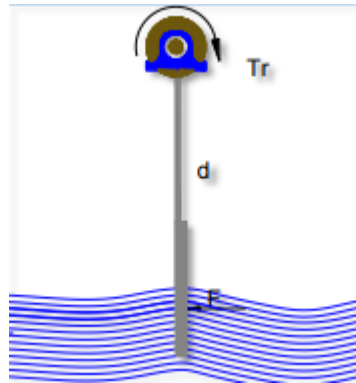


Figura 3. 1: Fuerza generada por la corriente de agua

Que es igual a:

$$d = rr - b \quad (3. 21)$$

$$Fr = \frac{Tr}{rr - b} \quad (3. 22)$$

b = parte sumergida del alabe.

Tr = Torque de la rueda.

rr = radio de la rueda.

Caudal Teórico.

$$Qt = \frac{Vn}{t} \quad (3. 23)$$

Volumen real de cada impulsión.

Existe un caudal teórico donde interviene la eficiencia volumétrica, el caudal teórico es mayor al caudal real, y esto se debe a que existen fugas que añaden retrasos adicionales a la apertura

o cierre de válvulas tanto de succión como de descarga también las pérdidas de los empaques. El rendimiento volumétrico es de 0,80 a 0,99.

El rendimiento de las bombas de pistón se puede determinar de 0,8 a 0,9; para este diseño se considera un rendimiento de $\eta = 0,8$.

La siguiente fórmula se utiliza para determinar el volumen teórico.

$$V_{te} = \frac{Q_t}{I_{md}} \quad (3.24)$$

V_{te} = volumen teórico.

I_{md} = impulsos por día.

$$V_r = V_{te} \cdot \eta \quad (3.25)$$

V_r = volumen real de cada impulso.

η = rendimiento volumetrico.

Caudal real bombeado.

La tasa de bombeo real es igual al volumen real y al número de impulsos de bomba por día.

$$Q_{rb} = V_r \cdot I_{md}$$

Q_{rb} = Caudal real bombeado en un día.

I_{md} = Impulsos por día de la bomba.

Componentes del sistema.

Luego, se realiza el diseño teniendo en cuenta los diversos componentes del sistema de bombeo la cual se presenta en la figura 3.2:

- Tubería de succión.
- Tubería de descarga.
- Bomba.

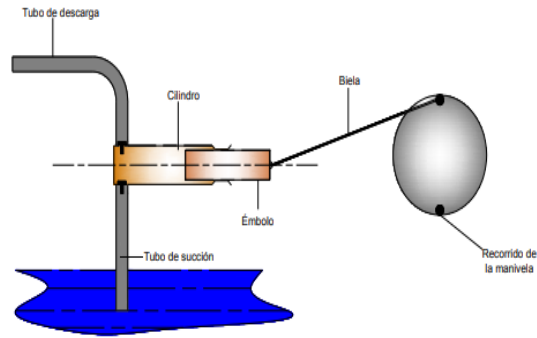


Figura 3. 2: Componentes del sistema.

Tubo de succión.

La línea de bombeo debe ser lo más corta y recta posible, el diámetro debe ser una o dos tuberías mayores que la conexión de succión de la bomba, con el menor número de codos, las válvulas deben estar completamente abiertas para no interferir con el flujo de la bomba. la velocidad máxima en la tubería de succión es de 1m/s.

Usando la ecuación para determinar el caudal afluente y tomando en cuenta que la tubería es circular, tenemos:

$$Q = A \cdot v$$

$$Q = \frac{\pi D_s^2}{4} \cdot v \quad (3. 26)$$

Despejamos el diámetro:

$$Dis = \sqrt{\frac{4 \cdot Qt}{\pi \cdot vtu}}$$

Dis = diámetro tubo de succión.

vs = vtu = velocidad tubo de succión.

Qt = caudal.

Tubo de descarga.

Para la tubería de descarga, debe ser uno o dos diámetros de tubería más grande que el puerto de descarga de la bomba, la velocidad promedio es menos de tres veces la velocidad máxima en la tubería de succión, con el menor número de codos.

$$Dd = \sqrt{\frac{4 \cdot Qt}{\pi \cdot vd}} \quad (3.27)$$

Dd = diámetro tubería de descarga.

vd = velocidad tubería de descarga.

Q = caudal.

Área de la tubería.

El tubo a utilizar es un tubo circular, por lo que su área se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$Atu = \frac{\pi D_{tu}^2}{4} \quad (3.28)$$

Dtu = Diámetro de la tubería seleccionada.

Atu = Área de la tubería.

Velocidad promedio en la tubería.

El líquido fluye a través de la tubería a cierta velocidad, el valor se puede calcular mediante la ecuación de la altura de bombeo.

$$v_{pt} = \frac{Q_{rb}}{Atu} \quad (3.29)$$

v_{pt} = velocidad promedio en la tubería.

Número de Reynolds.

El número de Reynolds es un número adimensional que nos permite conocer la naturaleza del flujo de un fluido. El número de Reynolds está relacionado con las propiedades físicas del fluido, la velocidad del fluido y la forma del canal por donde fluye, en este caso es un tubo circular.

La transición del régimen laminar al régimen turbulento ocurre cuando el número de Reynolds

es igual a 2300:

Reynolds \leq corresponde a régimen laminar.

2300 \leq Reynolds \leq 4 corresponde a régimen transitorio.

Reynolds \geq 4 corresponde a régimen turbulento.

$$Re = \frac{v_{pt} \cdot D \cdot \rho}{\mu} \quad (3.30)$$

μ = viscosidad cinemática del agua [$1,011 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$].

Altura de bombeo.

Para determinar la altura, es necesario tener en cuenta: la altura de la estructura, la altura de la pérdida por fricción en la tubería y la altura de la pequeña pérdida en los accesorios de la tubería. Se propone la ecuación básica de Bernoulli para determinar las pérdidas: cambiar fórmula reducir.

$$\frac{p_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \sum H_{r_{1-2}} + H_b = \frac{p_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.31)$$

$\frac{p_1}{\gamma}; \frac{p_2}{\gamma}$ = alturas de presión.

Z_1, Z_2 = alturas geodésicas.

$\frac{v_1^2}{2g}; \frac{v_2^2}{2g}$ = alturas de velocidad.

$\sum H_{r_{1-2}}$ = suma de todas las pérdidas hidráulicas entre el punto 1 y 2.

Perdidas primarias.

Las principales pérdidas son las pérdidas superficiales cuando el líquido entra en la tubería, el rozamiento de unas capas de líquido con otras o las partículas de líquido entre sí. Se presenta en tramos de tubería con sección transversal constante, existen varios enfoques para determinar esta pérdida, en este caso se utiliza la ecuación de Darcy-Weissbach.

$$H_r = \lambda \frac{v_{pt}^2}{2gD} \quad (3.32)$$

Dependiendo del tipo de material, se selecciona el coeficiente k y se calcula la rugosidad relativa:

$$\frac{k}{D}$$

Donde k es la rugosidad relativa del tubo y D es el diámetro.

El valor de la rugosidad relativa se determina λ según la ecuación de Blasius y según el número de Reynolds obtenido.

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{\frac{1}{4}}} \quad (3.33)$$

Perdidas secundarias.

Las pérdidas secundarias son pérdidas de formación que ocurren en codos, válvulas y todo tipo de accesorios de tubería.

Las pérdidas secundarias en la tubería se calculan por el método de la longitud equivalente, que incluye la suma de las longitudes equivalentes de todos los accesorios, utilizando para ello un diagrama.

Selección de la bomba.

Conociendo los parámetros de la altura de bombeo y el caudal de bombeo, elegimos la bomba teniendo en cuenta la economía, la ecología, el acceso al mercado local y la posibilidad de accionarla con rueda hidráulica.

3.1.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA RUEDA HIDRÁULICA.

La rueda hidráulica es un producto del ingenio mecánico, que tiene como objetivo aprovechar energéticamente el poder del flujo de agua y recolectarlo para su uso posterior.

En este estudio, la rueda hidráulica es el elemento generador de energía para la bomba; Debe ser resistente a la fuerza del agua y su oxidación en el metal.

Dimensiones de la rueda.

Uno de los parámetros más importantes de la rueda es el diámetro, el número de palas, el ancho de la rueda, la altura de la carga y el flujo de trabajo.

A la hora de determinar la medida de la rueda, también hay que tener en cuenta que sea fácil de mover, de esa forma facilitando su mantenimiento, sobre todo en la época donde el caudal aumenta poder retirarlo para evitar daños.

Diseño de álabes de la rueda hidráulica.

El diseño de los álabes se hace procurando un estudio de las tensiones los cuales actuaran cuando los álabes están en posición vertical, ya que es el entorno más crítico, porque cuando los álabes están en posición horizontal, el momento flector de los mismos es despreciable; además, el material debe ser de fácil acceso en el mercado, económico procurando la duración de la rueda en funcionamiento constante.

Peso de los apoyos de alabes.

$$P_{te} = p_f \cdot l_p \quad (3.34)$$

Donde:

P_f = Peso por unidad de longitud.

L_p = longitud del apoyo

Peso del alabe:

El cálculo del peso del álabe a construir se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$P_a = L_{pl} \cdot A_{pl} \cdot E_{pl} \cdot \delta_a \quad (3.35)$$

Dónde:

L_{pl} = largo de la plancha

A_{pl} = ancho de la plancha

E_{pl} = espesor de la plancha

δ_a = densidad media del acero

Como la rueda se construirá de un cierto número de álabes, el peso total de los álabes es:

$$P_{t_a} = N \text{ alabes} \cdot P_a$$

Peso de la platina del contorno de la rueda.

Para reforzar la rueda hidráulica, según algunos modelos ya contruidos, se ubicarán tirantes. Estos tirantes a más de reforzar la rueda hidráulica unirán cada álabe entre sí, formando el contorno de la rueda hidráulica.

El peso de los tirantes es:

$$P_{pl} = A_{pl} \cdot E_{pl} \cdot \delta_a \tag{3.36}$$

Como las platinas forman el contorno de la rueda hidráulica debemos determinar la longitud de la circunferencia, así el peso total de las platinas es:

$$P_{pl} = L_{total} \cdot P_{pl}$$

Peso de los discos:

Los apoyos de la rueda irán sujetos en dos discos, para determinar el peso de estos, se parte de la siguiente igualdad:

$$\delta_a = \left(\frac{P_d}{V} \right) \tag{3.37}$$

Conociendo el radio y espesor de los discos se puede encontrar el volumen de estos elementos:

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot e \tag{3.38}$$

Siendo el peso de los discos $P_d = V \cdot \delta_a$

Dónde:

V = volumen del disco

δ_a = densidad media del acero

Peso de la rueda hidráulica

Es muy importante la obtención casi aproximada del peso de la rueda porque esto nos permitirá más adelante la selección correcta del eje de la rueda:

$$P_{rh} = P_{te} + P_{tp} + P_{tpl} + P_{td} \quad (3.39)$$

Cálculo de las fuerzas en el apoyo de los álabes.

Los álabes estarán sujetos a un tubo estructural (apoyos). Vamos a suponer que se trata de una viga en voladizo, empotrada en uno de sus extremos y con una carga concentrada de la fuerza del agua, que sería la situación más crítica de diseño la cual se presenta en la figura 3.3.

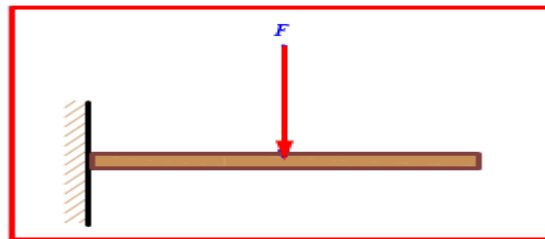


Figura 3. 3: fuerzas en el apoyo de los álabes

En empotramiento rígido o viga en voladizo si actúa una fuerza determinada, en el empotramiento surgirán unas reacciones compuestas por una fuerza que es la reacción de empotramiento R_{emp} y un par, el momento de empotramiento m_{emp} la cual se presenta en la figura 3.4.

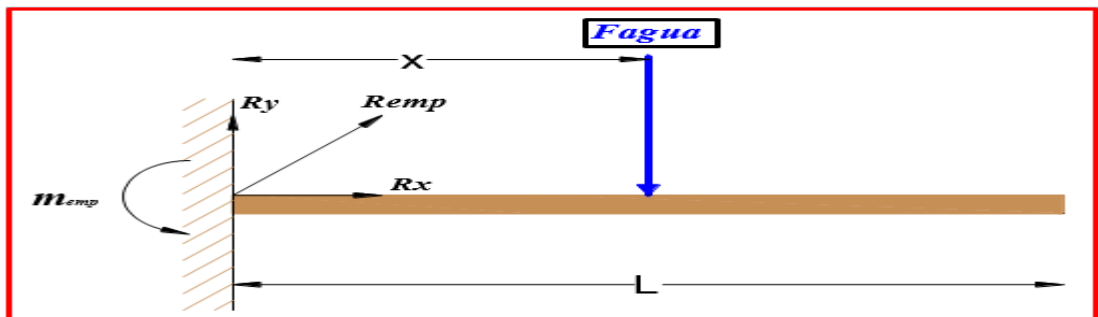


Figura 3. 4: reacciones de un alabe en voladizo

El análisis se inicia con las ecuaciones ya antes mencionadas. $F = ma$ y $m = \rho V$, reemplazando en la primera ecuación $F = \rho V a$; en un movimiento acelerado la aceleración constante del movimiento es:

$$a = (v^v - v_0^2)/(2s) \quad F = \rho V \cdot ((v^v - v_0^2)/(2s))$$

Ahora: $Q = \frac{V}{t} = S$, reemplazamos en $F = \rho V \cdot ((v^v - v_0^2)/(2s))$ y obtenemos $F = \rho A s \cdot ((v^v - v_0^2)/(2s))$, simplificando s y considerando que al momento de chocar el agua con el álabe la velocidad v_0^2 del agua con respecto al álabe es cero; la fuerza máxima de agua es:

$$F_{ma} = \frac{1}{2} v^2 \rho a t \tag{3.40}$$

Dónde:

a_t = área del tubo

Por equilibrio estático:

$$\sum F_x = R_x = 0 \tag{3.41}$$

$$\sum F_v = F_{agua} + R_y$$

$$\sum M_0 = F_{max} \cdot x + M_{emp}$$

Cálculo de los esfuerzos de alabes

Para calcular el factor de seguridad de la plancha de acero que será el elemento donde golpeará directamente el agua, se hace uso del estudio de vigas sobre tres apoyos la cual se presenta en la figura 3.5.

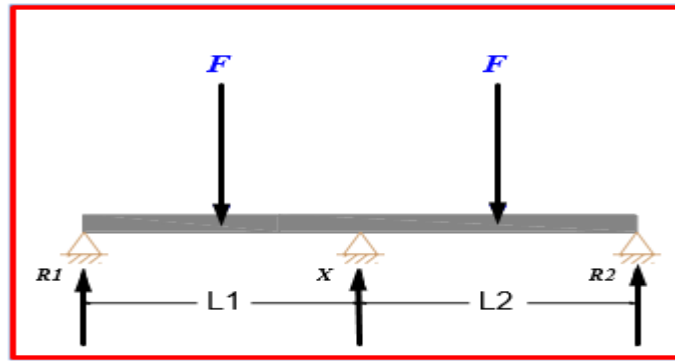


Figura 3. 5: Alabe sobre en tres apoyos

$$F_{\max} = \frac{1}{2} v^2 \rho \rho A a \quad (3.42)$$

Dónde:

Aa = área del álabe

Conociendo cual es la fuerza máxima que se ejerce en el álabe, usando el teorema de los tres momentos se encuentra el valor de las reacciones en los apoyos.

$$M_A L_1 + 2M_B(L_1 + L_2) + M_C L_2 = \frac{6A_1 \cdot a_1}{l_1} - \frac{6A_2 \cdot a_2}{l_1}$$

Dónde:

M_A, M_B, M_C = Momentos flectores en los apoyos A, B y C

L_1, L_2 = Longitud de los tramos 1 y 2

A_1, A_2 = Área del Diagrama de Momentos Flectores de las cargas sobre los tramos 1 y 2

a_1 = Distancia del centro del Diagrama de Momentos Flectores del tramo 1 apoyo A

b_2 = Distancia del centro del Diagrama de Momentos Flectores del tramo 2 apoyo C

Cálculo del espesor.

Una vez conocido el momento flector que soporta el álabe; mediante la ecuación que relaciona la tensión máxima, el módulo resistente del material y el momento flector máximo al que está sometido el cuerpo; con esto se verifica el espesor mínimo que debetener el álabe.

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} = \frac{6M}{Aa h^2} \quad (3.43)$$

$$h = \sqrt{\frac{6Mf}{aa \cdot \sigma_{\max}}}$$

Dónde:

W = modulo resistente a la sección

aa = ancho del álabe.

σ_{max} = tensión máxima

Cálculo del diámetro de pernos.

Se recomienda que el diámetro de los pernos se calcule mediante la siguiente relación:

$$d_{per} = \sqrt{5 \cdot e_{pe} \text{ cm} - 0.2 \text{ cm}}$$

Dónde:

d_{per} = diámetro en cm del perno

e_{pe} = el menor espesor en cm de las piezas que forman la unión.

Es muy importante tener en cuenta que la $\sum e$; no excederá de $4.5 \times d$.

Área de aplastamiento.

La fuerza se ejerce entre el tubo estructural (apoyo) y la plancha que forma el álabe, el mayor esfuerzo de aplastamiento se deberá a la presión del perno contra el alma del álabe. El área de aplastamiento es igual:

$$A_{apl} = d_{per} \cdot espe \tag{3.44}$$

Dónde:

d_{per} = diámetro del perno

$espe$ = espesor del material más delgado.

Esfuerzo de aplastamiento.

El esfuerzo es el cociente entre la fuerza aplicada y el área de aplastamiento.

$$\sigma_{per} = \frac{F}{A_{apl}} \tag{3.45}$$

Dónde:

F = fuerza aplicada en la unión empernada

Factor de seguridad.

Es la relación entre la tensión límite y la máxima tensión admisible de un cuerpo sometido a la acción de fuerzas externas.

$$FS_p = \frac{\sigma_{per}}{\sigma_{per}} \geq 1 \quad (3.46)$$

Dónde:

σ_{per} = límite de fluencia del material del perno

σ_{per} = máxima tensión admisible del perno

Sistema de transmisión.

El sistema de transmisión, es una parte importante del diseño, ya que, nos permite accionar el equipo que se utilizara para bombear el agua hasta el depósito de almacenamiento.

Relación de velocidad.

La base de cálculo de una transmisión por cadena inicia por la relación de transmisión, que es la relación entre la velocidad de salida n_2 (rpm) y la velocidad de entrada n_1 (rpm), que se expresa por la siguiente ecuación:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.47)$$

Dónde:

i = relación de transmisión.

z_1 y z_2 = número de dientes de las ruedas dentadas a la entrada y salida.

En una transmisión por cadena de rodillos la relación de transmisión es $i \leq 7$; pero cuando la velocidad de las cadenas es pequeña, puede llegarse hasta $i = 10$.

Potencia de choque.

Se recomienda preseleccionar la cadena apropiada de acuerdo con la potencia que se hade transmitir y la velocidad de la rueda pequeña o piñón.

$$P_D = \frac{P_{real}}{m \cdot k} \quad (3.48)$$

Dónde:

P_D = potencia de choque referida a una cadena sencilla.

P_{real} = potencia a transmitir por el accionamiento de cadenas.

m = factor de carga de la cadena.

k = factor de potencia según tabla.

Número de eslabones.

Posteriormente se calcula el número de eslabones de la cadena, para ello, se elige una distancia aproximada entre centros de eje, conociendo el número de dientes z_1 y z_2 . Con ello se obtiene.

$$X = 2 \cdot \frac{a'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a'} \quad (3.49)$$

Siendo:

X = número de eslabones de la cadena

a' = distancia aproximada entre centros

p = paso de la cadena.

Se debe redondear a un número entero, de lo posible, par. Seguidamente se determina la longitud de la cadena, por medio de la siguiente fórmula:

$$L = X \cdot p$$

Con este valor se calcula la distancia entre centros:

$$D_c = \frac{p}{8} (2X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2X - z_1 - z_2)^2 - 4(z_2 - z_1)^2})$$

Velocidad de la cadena.

Ahora, mediante cálculos se estima la duración en horas de servicio de los eslabones, rodillos y articulaciones; cálculo de la velocidad de la cadena:

$$v_c = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = d_2 \cdot \pi \cdot n_2 \quad (3.50)$$

Dónde:

v_c = velocidad de la cadena.

d = diámetro primitivo de las ruedas.

n_1, n_2 = velocidad de las ruedas.

El diámetro primitivo de la rueda pequeña es la cual se presenta en la figura 3.6:

$$d_1 = \frac{p}{\sin. \frac{180}{z_1}} \quad (3.51)$$

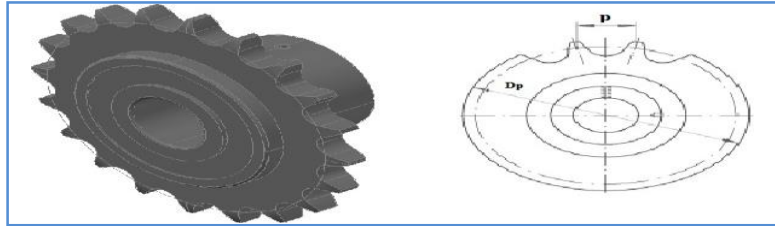


Figura 3. 6: Piñón para el sistema de transmisión por cadena

Cálculo de la fuerza de tracción de la cadena.

Es la fuerza periférica en las ruedas de la cadena de rodillos:

$$F_{tr} = \frac{P}{v_{ca}} \quad (3.52)$$

Siendo:

F_{tr} = fuerza de tracción de la cadena

v_{ca} = velocidad de la cadena

P = Potencia a transmitir el accionamiento de la cadena

Cálculo de la fuerza centrífuga.

Al marchar sobre la rueda, los eslabones de la cadena ejecutan un movimiento circular, por lo que hace notoria los efectos de la fuerza centrífuga, que tensa aún más los ramales.

$$F_{ce} = q \cdot v_{ca}^2 \quad (3.53)$$

Siendo:

F_{ce} = fuerza Centrífuga.

q = peso de la cadena.

Cálculo de la fuerza de tracción.

Es la fuerza de tracción máxima en el tramo de carga sin considerar los choques.

$$F_{trt} = F_{tr} + F_{ce} \quad (3.54)$$

Duración de los eslabones de la cadena.

Considerando los choques debidos al trabajo, pero sin los efectos de la fuerza centrífuga.

$$S_B = \frac{F_B}{F_{tr}} \cdot y \quad (3.55)$$

Siendo:

F_B = Fuerza de rotura de la cadena, valor de tabla

F_{tr} = Fuerza de tracción de la cadena

y = factor de coeficiente de choque

Se debe considerar la seguridad estática a la rotura.

$$S_{Bet} = \frac{F_B}{F_{trt}} \geq 7$$

Se debe considerar la seguridad dinámica a la rotura.

$$S_{din} = \frac{F_B}{F_{tr} \cdot kd} \geq 5$$

Siendo:

F_B = Fuerza de rotura de la cadena, valor de tabla

F_{trt} = Fuerza de tracción total

kd = factor de coeficiente de choque

Como fuerza en el eje, se puede establecer para todas las cadenas $F_A \approx 1.5F_{tr}$.

Diseño del eje.

Los ejes se emplean en máquinas y dispositivos de mecánicos de todas las clases, son elementos necesarios en todo sistema de transmisión de potencia. Se construyen en acero, estos pueden ser de sección maciza o hueca.

El parámetro más importante en el dimensionamiento de los ejes, es el diámetro, el cual se calcula para evitar que se produzcan fracturas por los esfuerzos combinados repetitivos que originan las cargas y el torque que actúan en el eje. Otro parámetro a considerar es la longitud, la cual debe ser lo más corta posible y la ubicación de los apoyos debe producir momentos flectores bajos.

Para el cálculo del eje de la rueda se aplicará la ecuación del código ASME, ya que esta involucra tanto el momento torsor como flector que actuaran en el eje.

$$d = \frac{32n}{\pi s_y} \left\{ [(C_m M)^2 + (C_t T)^2]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (3.56)$$

Siendo

C_m = factor de momento flexionante

C_t = factor de momento torsionante.

s_y = tensión de fluencia.

n = factor de seguridad.

Tabla 3. 2: Constante según el código ASME.

Naturaleza de la carga	Valores para	
	C_m	C_t
Ejes fijos:		
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 – 2.0	1.5 – 2.0
Ejes giratorios:		
Carga constante o aplicada gradualmente	1.5	1.0
Cargas aplicadas bruscamente, solamente pequeños impactos	1.5 – 2.0	– 1.5
Cargas aplicadas bruscamente, grandes impactos	2.0 – 3.0	1.5 – 3.0

Valores del factor C_m y C_t .

Seguidamente se debe verificar si el diámetro calculado es el correcto, para ello es necesario conocer el factor de seguridad.

Factor de seguridad del eje calculado.

Para verificar el diámetro de eje calculado se utiliza la ecuación según el criterio de Soderberg; es decir, se diseña los ejes bajo el criterio de la teoría de falla por fatiga debido a que estos se encuentran sometidos a momentos flexionaste y torsionales constantes.

$$d = \left\{ \frac{32N}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{se} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{1/3} \quad (3. 57)$$

En la Ecuación anterior la nomenclatura corresponde a:

T = Torque de la rueda.

M = Momento flector calculado.

S_y = límite de fluencia.

se = Resistencia a la fatiga

Cálculo de la resistencia a la fatiga.

$$Se = ka. kb. kc. kd. ke. se' \quad (3. 58)$$

ka = Factor de condición superficial.

kb = Factor de modificación del tamaño.

kc = Factor de modificación de carga.

kd = Factor de temperatura.

ke = Factor de modificación de efectos diversos.

se' = Limite de resistencia a la fatiga

Factor de modificación de condición superficial.

Mediante tabla se obtiene los valores necesarios para determinar el factor necesario utilizar la cual se presenta a continuación en la tabla 3.3.

$$ka = aSut^b \quad (3. 59)$$

Tabla 3. 3: Factor de acabado superficial

Acabado superficial	A [MPa]	b
Esmerilado	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Como sale de forja	272	-0.995

Factor de modificación del tamaño.

El factor de tamaño está asociado al diámetro de la probeta estándar de ensayo. Para este cálculo se necesita un valor de diámetro del eje, se toma en cuenta el valor de eje calculado anteriormente mediante el código ASME.

$$k_b = \begin{cases} 0.866d^{-0.097} & 0.3 \text{ pulg} < d < 10 \text{ pulg} \\ 1 & d < 0.3 \text{ pulg o bien } d < 8 \text{ mm} \\ 1.189d^{-0.097} & 8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm} \\ 0.6 - 0.7 & d > 250 \text{ mm} \end{cases}$$

Factor de carga Kc.

La resistencia a la fatiga se refiere a pruebas a flexión rotativa, por lo tanto, para cargas axiales se debe tener en un factor de reducción, mediante la siguiente tabla se selecciona el valor necesario para este cálculo la cual se presenta a continuación en la tabla 3.4.

Tabla 3. 4: Factor de carga

Flexión rotativa	1
Flexión alternada	1
Carga axial	0.923 para $S_{ut} < 1520$ MPa 1 para $S_{ut} < 1520$ MPa
Esfuerzo cortante	0.577
Esfuerzo de torsión	0.577

Factor de temperatura.

Para un diseño por fatiga también se debe considerar la temperatura.

A continuación, en la tabla 3.5 se puede observar como el factor es afectado con la temperatura.

Tabla 3. 5:Factor de temperatura

kd	Temperaturas
1	$< T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$
$1-[5.8 \times 10^{-3} \times (T-450)]$	$450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}$
$1-[3.2 \times 10^{-3} \times (T-840)]$	$840 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 1020 \text{ }^\circ\text{F}$

Factor de modificación de efectos diversos

Este factor incluye distintos efectos que pueden alterar el valor de la resistencia a la fatiga, estos pueden ser causados por: manufactura; recubrimientos como la carburización, que conducen un alto grado de carbono en las capas superficiales del acero e imparten un esfuerzo residual compresivo en la superficie; la corrosión, este produce resistencia a las fatigas más bajas.

Cuando no existen cambios de sección ni concentradores de esfuerzos bruscos, el factor de efectos diversos es igual a 1.

Cálculo del límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = 0.504 S_{ut} \quad (3.60)$$

Siendo:

S_{ut} = Resistencia a la tracción.

Selección de rodamientos.

Los rodamientos constan de dos anillos, el uno se encuentra ligado al eje y el otro al soporte, entre ambos se encuentran colocados los elementos de rodadura que pueden ser bolas o rodillos.

Los rodamientos según el tipo de carga se pueden dividir en: rodamientos axiales y rodamientos radiales; la selección del tipo de rodamiento depende de algunos factores como la magnitud y tipo de carga, existencia de cargas variables, límites de velocidad, etc.

Cuando se trata de montajes pequeños se suele preferir rodamiento de bolas por ser de bajo costo adquisitivo. Una tabla del fabricante permite seleccionar el tipo de rodamiento la cual se presenta a continuación en la figura 3.7.

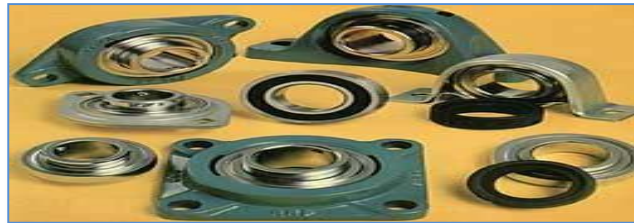


Figura 3. 7: Selección de rodamientos.

Rodamiento y chumaceras.

El tamaño se determina a partir de las cargas que deberá soportar y por las exigencias sobre la duración y la seguridad del funcionamiento.

Estos parámetros se comparan con la capacidad de carga dinámica del rodamiento, que está definida como la carga constante admisible para una duración nominal de 10^6 revoluciones.

Diseño de chavetas.

Los tamaños de las chavetas vienen dados en tablas de acuerdo al tipo de chaveta y en función diámetro del eje; en este caso de determinará la longitud de la chaveta, considerando el esfuerzo cortante:

$$L_{Ch} \geq \frac{sTr_{nc}}{d_{eje} b_c * 0.4S_y} \quad (3. 61)$$

Siendo

Tr = torque de la rueda

d_{eje} = diámetro del eje

b_c = Ancho de corte de la chaveta

S_y = límite de fluencia del material de la chaveta.

n_c = factor de seguridad de la chaveta

3.2 ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

3.3 DATOS DE UBICACIÓN DE ALGUNAS MEDICIONES CON USO DE GPS:

A continuación, se presenta la toma de datos de ubicación con el instrumento de GPS con el objetivo de dimensionar una ruda hidráulica que alcance estas aturas de bombeo la cual se presenta a continuación en la tabla 3.6.

Tabla 3. 6: Datos de GPS comportamiento tabulado

Ubicación de distintos puntos de prueba			
Coordenadas		Altura sobre el nivel del mar	
Latitud	Longitud	Metros	Ft
-0,935615	-78,539844	3038	9967
-0,935579	-78,539875	3037	9964
-0,935547	-78,539872	3037	9964
-0,935452	-78,539872	3040	9974
-0,935414	-78,539856	3041	9977
-0,935362	-78,539950	3043	9984
-0,935842	-78,539955	3045	9990
-0,935253	-78,539929	3047	9997
-0,935208	-78,539959	3049	10003
-0,935190	-78,539960	3050	10007

La siguiente grafica muestra los distintos puntos considerados de bombeo con la rueda hidráulica, los factores que se toman en cuenta son altura sobre el nivel del mar con respecto a los puntos de prueba la cual se presenta a continuación en la figura 3.8.

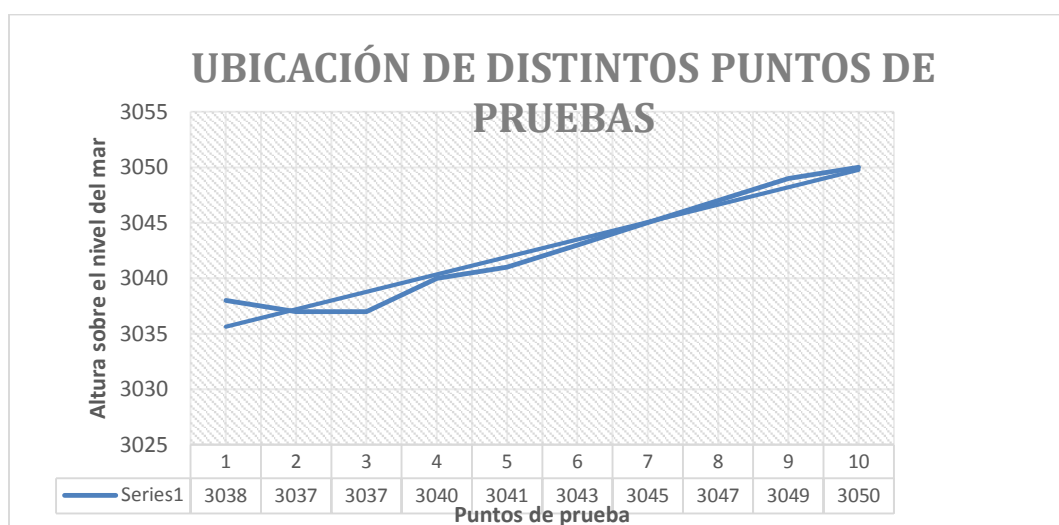


Figura 3. 8: Ubicación de puntos de prueba

Comportamiento taco dinámico de la rueda

El presente grafico muestra el comportamiento del sistema de rueda hidráulica en tanto en torque como en velocidad angular la cual permite visualizar el alcance de los diferentes resultados la cual se presenta a continuación en la figura 3.9.

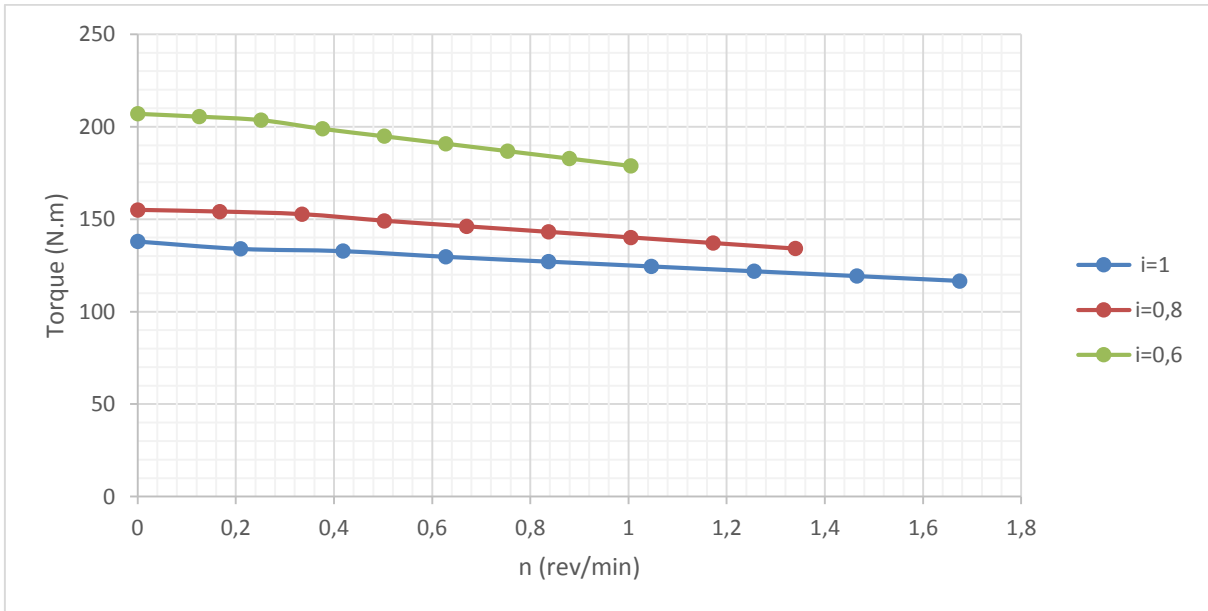


Figura 3. 9: Comportamiento tacodinamico

Como resultado del análisis del comportamiento tacodinamico se obtiene que a mayor torque menor velocidad en cambio menor toque mayor velocidad son dos aspectos importantes a tomar en cuenta al momento de realizar un sistema de transmisión y bombeo.

3.3.1 MANUAL DE FUNCIONAMIENTO SISTEMA DE TRANSMISIÓN

La cual se presenta a continuación en la figura 3.10

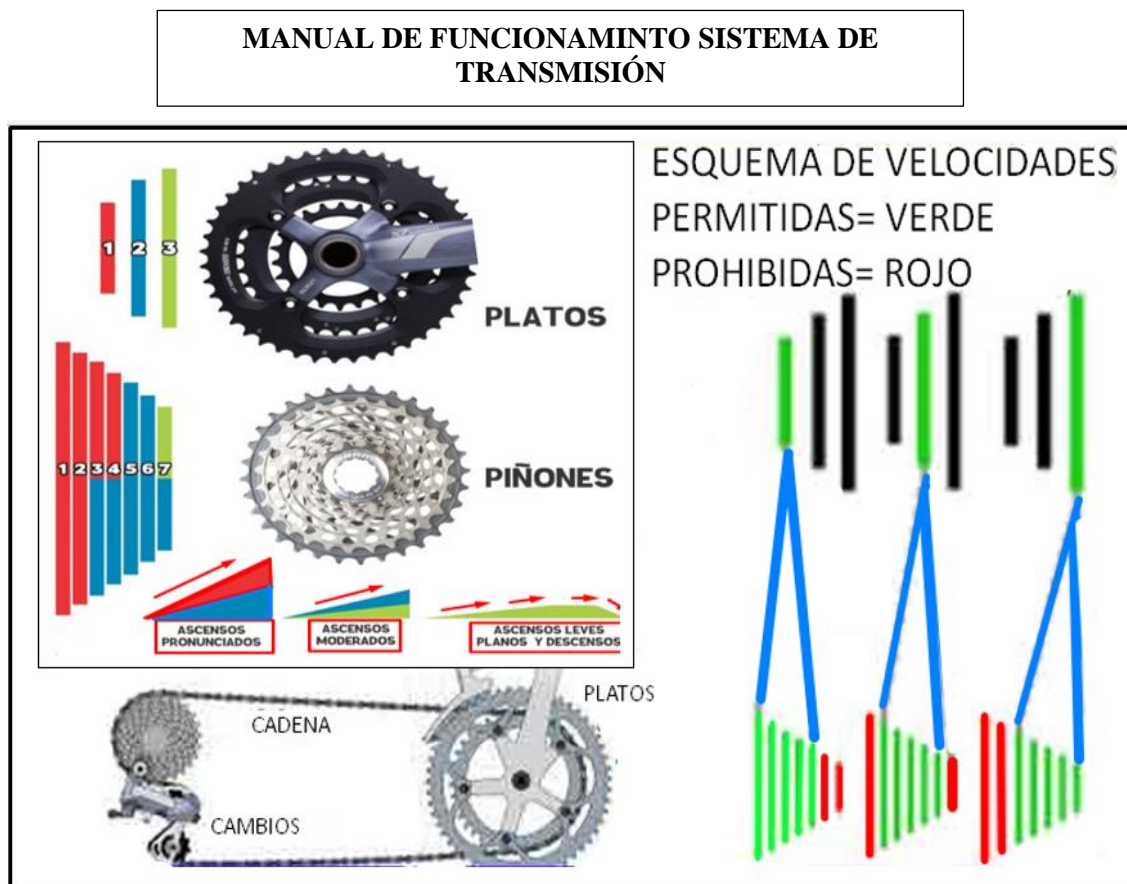


Figura 3. 10: Esquema de velocidades

¡IMPORTANTE!

- Mantener lubricada la cadena.
- Después del uso limpiar los piñones y los platos.
- Hacer los cambios a tiempo.
- No use relaciones incorrectas que dañan la cadena.
- No forzar con relaciones incorrectas que afecten al de rueda hidráulica.
- mantenimiento completo regularmente en el sistema de transmisión.



Como se puede apreciar, según donde vaya la cadena engranada proporciona una relación de velocidades que se denomina torque o velocidad. Esto quiere decir que, si un sistema de transmisión tiene tres platos y siete piñones, el número máximo teórico de marchas será de $3 \times 7 = 21$ como es el caso del presente proyecto que se desarrolla.

Pero no todas las marchas son recomendables utilizar como se presenta en la figura 23 ya que llegan a dañar los demás sistemas ya sea el eje, sistema de transmisión o la misma rueda hidráulica incluyendo la estructura.

Tips y errores comunes al usar el sistema de transmisión.

En teoría se puede utilizar el rango entero de cambios que ofrece el piñón en combinación con cualquiera de los platos delanteros, pero buscando un buen trato con la maquina deñada y sus componentes, como bien se manifiesta la teoría en ocasiones se diferencia con la práctica es decir las buenas prácticas sugieren otra cosa que no en todos los rangos de cambios va a ser factible el modo de trabajo.

Cruce de cadena: no siempre es recomendable utilizar todos los 21 cambios que tiene el sistema de transmisión, debido a que los componentes pueden sufrir daños y reducir así su tiempo de vida. Un ejemplo claro es cuando utilizamos la combinación:

plato grande/ piñón grande o plato pequeño/ piñón pequeño se produce lo que se denomina “cruce de cadena” en el que la cadena crea una diagonal y comienza a sufrir grandes esfuerzos innecesarios forzando tanto al eje de la rueda hidráulica como al sistema de transmisión completa que llevan a que su vida útil se reduzca considerablemente como cualquier otra máquina.

También puede suceder que tu cadena quede rozando con el cambio delantero lo que genera un molesto ruido. Sin embargo, este último inconveniente se puede solucionar con ajustar los tornillos de calibración que vienen en los mismos cambios para que se acomode y deje de rozar la cual se presenta a continuación en la figura 3.11.

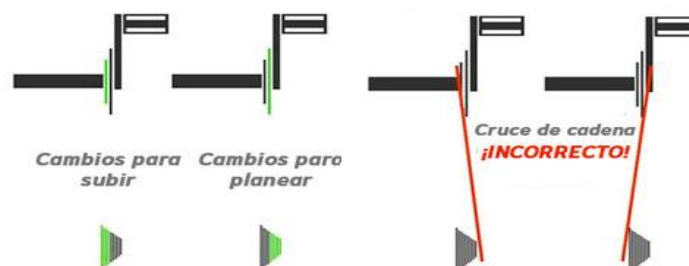


Figura 3. 11: Combinaciones correctas

Cambios para torque: en el momento en que se necesita mayor fuerza de bombeo, pero baja presión que requiere que hagamos cambio, es necesario que dejemos de ejercer presión sobre los piñones. Al mantener en piñones innecesarios hacemos que la cadena sufra una gran tensión lo que además de ir desgastando los dientes de los piñones y los eslabones de la cadena, podría hacer que se reviente en el acto.



La siguiente tabla tiene el propósito de informar los datos obtenidos con la debida instalación del sistema de ríobomba, estos datos fueron se obtuvieron tanto de fuerza y velocidad de la rueda la cual se presenta a continuación en la tabla 3.7.

Tabla 3. 7: Tabla de datos recolectados

Toma de datos					
Fuerza	kgf MEDIO	NEWTONS	kgf ALTO	NEWTONS	RPM
		9	88.25	11.5	112.77

La relación de transmisión que presenta la siguiente tabla 3.8 de datos es la especificación el modo de uso y tolerancias que soporta cada transmisión los puntos más óptimos a la hora de utilización, en este caso se presenta la primera marcha con respecto a las siete marchas del piñon.


Tabla 3. 8: Relación de transmisión 1

RELACIÓN DE TRANSMISIÓN				
		Distancia	Litros	Tiempo/min
1	7	5	1	15
1	6	5	1	18
1	5	5	1	23
1	4	5	1	29
1	3	5	1	35
1	2	5	1	45
1	1	5	1	60

Como resultado tenemos que las tres primeras marchas son óptimas para realizar un trabajo medianamente eficiente al requerido.

De igual manera los datos obtenidos en la tabla 3.9 muestra las relaciones más óptimas y menos favorables para la segunda marcha con respecto a las 7 velocidades restantes.



Tabla 3. 9: Relación de transmisión 2

RELACIÓN DE TRANSMISIÓN				
		Distancia	Litros	Tiempo/min
2	7	5	1	22
2	6	5	1	27
2	5	5	1	33
2	4	5	1	41
2	3	5	1	52
2	2	5	1	109
2	1	5	1	120

Como resultado de igual manera las dos primeras marchas son las más acordes a utilizar esto debido al tiempo de respuesta del sistema.

Como ultimo toma de datos en la parte de relación de transmisión se puede apreciar los distintos puntos de mayor rendimiento y las de peor rendimiento del sistema las cuales nos arroja los valores que observamos en la tabla 3.10.

Tabla 3. 10: Relación de transmisión 3

RELACIÓN DE TRANSMISIÓN					
		Distancia	Litros	Tiempo/min	
3	7	5	1	36	
3	6	5	1	42	
3	5	5	1	55	
3	4	5	1	108	
3	3	5	1	123	
3	2	5	1	NO	
3	1	5	1	NO	

Criterios para selección de sistema de rueda hidráulica

Álvarez Cardona (1985) expone que la selección del tipo de rueda a usar en un determinado espacio hidrológico se lo realiza considerando la geografía del lugar, para ello debemos considerar lo siguiente:

- Caudal del agua disponible en litros por segundo.
- Salto hidráulico medido en metros.
- Este es la distancia desde el reservorio de agua o represa hasta el punto de contacto con la paleta o cangilón de la rueda hidráulica.

Estos son los criterios principales para la selección del tipo de rueda a emplear, sin dejar a un lado los factores sobre facilidad de fabricación, transporte y mantenimiento considerado para zonas rurales las cuales son dificultoso el acceso.

Para determinar la mejor opción de sistema de rueda hidráulica que cumple mejor las condiciones del lugar se aplicó una matriz de selección, presentada a continuación en la tabla 3.10, con los distintos tipos de rueda y varios parámetros a considerados en la evaluación de la alternativa más viable para este proyecto que dimensionado a una zona rural de difícil acceso.

Matriz de selección del sistema de rueda hidráulica

Tabla 3. 11: Matriz para selección de rueda hidráulica

Tipos de rueda por alimentación			
	Superior	Intermedia	Inferior
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Geografía/ubicación del lugar	1	2	4
Eficiencia (Eff)	4	3	2
Costo de fabricación (menor)	2	2	5
Fácil fabricación	2	3	5
Facilidad/Instalación	3	3	3
mantenimiento	2	3	2
Caudal necesario para funcionamiento	2	3	4
Resultado/30	16	19	25

Luego de analizar los parámetros expuestos en la Matriz de selección del sistema de rueda hidráulica, se determinó que la rueda hidráulica de alimentación inferior representada en la alternativa 3, es la más propicia debido a su bajo costo de producción, facilidad de fabricación y a las condiciones del lugar la cual se presenta a continuación en la figura 3.12.

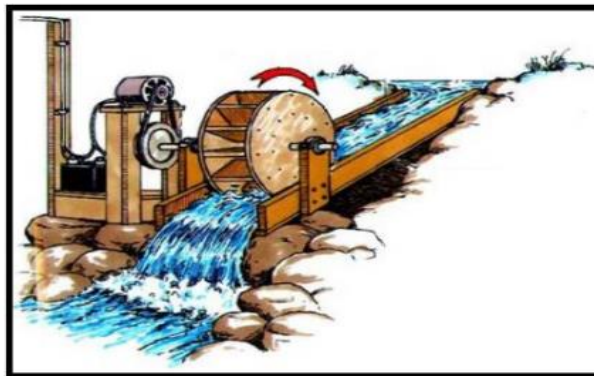


Figura 3. 12: Rueda hidráulica alimentación inferior [26]

El máximo rendimiento teórico a obtener comprende el 50%, pero en la práctica obtener este valor es muy raro puesto que, al considerar pérdidas de rendimiento debido a fugas laterales de agua en la rueda, en el mecanismo de transmisión, en rodamientos, etc. Es común obtener

rangos de 25 o 35 % de rendimiento. Una forma de mejorar el rendimiento de la rueda es transportar el agua represada a lo largo de un canal angosto o conducto de modo que el 100% del agua transportada se utilice para girar la rueda, de esta manera, se consigue que la velocidad periférica de la rueda sea 0.4 la velocidad del agua.

Ventajas y desventajas rueda hidráulica de alimentación inferior la cual se presenta a continuación en la tabla 3.12

Tabla 3. 12: Ventajas y desventajas rueda hidráulica de alimentación inferior

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Bajo costo de construcción	Baja Eficiencia
Funciona en terrenos con reducida pendiente	
Mínimo mantenimiento	
Fiabilidad y durabilidad	
Opera con bajas y altas corrientes	

Criterios para selección de cadena para el sistema de transmisión.

A continuación, les mostramos los estándares de cadena y cómo elegir el tipo de cadena de manera correcta.

Debido a que la cadena es ampliamente utilizada en todo el mundo, existen estándares tanto nacionales como internacionales para garantizar su intercambiabilidad y funciones.

A continuación, la tabla muestra los estándares la cual se presenta a continuación en la tabla 3.13:

Tabla 3. 13: Selección de cadena para el sistema de transmisión.

Categoría	Tipo ANSI	Tipo ISO	Tipo JIS
Cadena de rodillo	ANSI B 29.1M	ISO 606	JIS B 1801
Cadena de transmisión de potencia	ANSI B 29.1M	ISO 1395	JIS B 1801
Piñones	ANSI B 29.1M	ISO 606	JIS B 1802
Cadena reforzada	ANSI B 29.1M	ISO 3512	
Cadena de bicicleta		ISO 9633	JIS D 9417
Cadena de motos		ISO 10190	JCAS 1
Cadena flyer	ANSI B 29.8M	ISO 4347	JIS B 1804

Nota: el recuadro enmarcado en la que se eligió para este proyecto experimental por sus diferentes características y factores a tomar en cuenta.

Factores de selección de cadena

Debes considerar las siguientes condiciones:

- Tipo de aplicación.
- Carga de choque.
- Fuente de poder: tipo de maquina; fuerza, carga, velocidad de conducción; par de arranque; y par de parada.
- Conduzca las r.p.m. del piñón y el diámetro del eje.
- RPM y diámetro del eje impulsados.

- Distancia del centro entre los piñones.
- Restricciones de ruido
- Lubricación (si posible o no).

Dimensiones de cadena de rodillos

Organos de tracción y de sustentación		CADENAS DE RODILLOS DIMENSIONES														TABLA 8 - 9	
		Sencilla				Doble				Triple							
DIMENSIONES																	
Cadena	Paso	Diámet. rodillo	Ancho interior			Ancho	Paso	Grupo de			Ancho de la cadena			Espesores			
nt	p	d	Sencilla	Doble	Triple	mailla	R	H	K	L	M	N	P	R			
1	8,00	5,00	3,00	5,64	14,27	8,37	5,64	2,64	8,28	8,13	13,97	19,56	1,27	3,05			
2	9,525	5,35	3,34	—	—	8,51	—	—	—	11,18	—	—	1,27	3,30			
3	11,05	5,70	3,68	15,25	36,10	8,64	13,92	—	—	—	—	—	—	—			
(4)	12,70	7,75	3,30	—	—	10,16	—	—	—	10,16	—	—	1,40	3,81			
5	12,70	7,75	4,88	—	—	10,16	—	—	—	11,68	—	—	1,40	3,81			
6	12,70	8,51	5,21	—	—	12,07	—	—	—	13,97	—	—	1,40	3,81			
7	12,70	8,51	7,75	21,67	35,59	12,07	13,92	6,17	20,09	16,51	30,48	44,45	1,40	3,81			
(8)	15,875	7,75	3,30	—	—	10,16	—	—	—	10,16	—	—	1,40	3,81			
(9)	15,875	7,75	4,88	—	—	10,16	—	—	—	11,68	—	—	1,40	3,81			
10	15,875	10,16	6,48	—	—	14,73	—	—	—	16,00	—	—	1,52	4,06			
11	15,875	10,16	9,65	26,24	42,82	14,73	16,59	6,93	23,52	19,05	35,81	52,32	1,52	4,06			
12	19,05	12,07	7,87	—	—	16,38	—	—	—	18,29	—	—	1,65	4,57			
13	19,05	12,07	11,68	31,14	50,60	16,38	19,46	7,77	27,23	22,10	41,66	61,21	1,65	4,57			
14	25,40	15,88	12,70	—	—	20,83	—	—	—	31,75	—	—	2,03	5,33			
15	25,40	15,88	17,02	48,90	80,77	20,83	31,88	14,86	46,74	36,07	68,07	99,82	2,03	5,33			
(16)	31,75	19,05	14,22	—	—	25,40	—	—	—	37,85	—	—	—	—			
17	31,75	19,05	19,56	56,01	92,46	25,40	38,45	16,89	53,34	43,18	79,76	116,08	—	—			
18	38,10	25,40	25,40	73,76	122,12	33,63	48,36	22,96	71,32	53,34	101,65	150,11	—	—			
(19)	44,45	27,94	22,23	—	—	33,53	—	—	—	56,13	—	—	—	—			
20	44,45	27,94	30,99	90,55	150,11	33,53	59,56	28,58	88,14	64,77	124,65	183,90	—	—			
12 1/2	50,80	29,21	22,23	—	—	40,13	—	—	—	58,67	—	—	—	—			
22	50,80	29,21	30,99	89,54	148,08	40,13	58,55	27,56	86,11	67,31	125,88	184,40	—	—			
23	63,50	39,37	38,10	110,39	182,68	52,83	72,29	34,19	106,48	82,55	154,94	227,33	—	—			
24	76,20	48,26	45,72	136,93	288,14	64,26	91,21	45,49	136,70	99,06	190,50	281,69	—	—			
25	88,90	53,98	53,34	159,94	—	78,23	106,60	53,26	—	114,30	220,98	—	—	—			
26	101,60	63,50	60,96	180,85	—	92,30	119,89	58,93	—	130,81	250,70	—	—	—			
27	114,30	72,35	68,58	204,85	—	104,39	135,27	67,89	—	147,32	283,72	—	—	—			
28	127,00	78,38	76,20	226,70	—	116,33	150,50	74,30	—	162,56	313,18	—	—	—			
29	152,40	95,25	91,44	271,53	—	139,19	180,09	88,65	—	194,31	374,40	—	—	—			
30	177,80	111,13	106,66	316,23	—	162,05	209,55	102,87	—	226,06	435,61	—	—	—			
31	203,20	127,00	121,92	361,95	—	184,91	240,03	118,11	—	257,91	497,94	—	—	—			
CARGAS DE ROTURA EN KG																	
Nº	Sencilla	Doble	Triple	Nº	Sencilla	Doble	Triple	Nº	Sencilla	Doble	Triple	Nº	Sencilla	Doble	Triple		
1	363	680	996	(9)	816	—	—	17	5670	11113	16558	25	52163	102058	—		
2	662	—	—	10	2177	—	—	18	9979	18597	27215	26	68039	129273	—		
3	962	1678	2495	11	2177	—	—	(16)	12701	—	—	27	86182	163292	—		
(4)	816	—	—	12	2812	—	—	20	12701	24594	36287	28	106862	204116	—		
5	816	—	—	13	2812	5488	8165	(29)	15422	—	—	29	154221	294634	—		
6	1568	—	—	14	4309	—	—	22	15422	29483	43645	30	210919	401427	—		
7	1568	2948	4309	15	4309	8165	12020	23	26752	51029	76296	31	272154	521629	—		
(8)	816	—	—	(15)	5670	—	—	24	39009	73935	108662	—	—	—	—		

Concorda con la Norma UNE 18002

Figura 3. 13: Dimensiones de cadena de rodillos

Según lo descrito por Larburu (2004) la longitud de cadena representada por el número de eslabones en la cadena y la distancia entre centros se determina considerando diversos factores distancia entre ejes como la separación máxima que puede existir entre dos ejes, trabajo q se va a realizar ya que un sobre dimensionamiento causa perdidas considerables al sistema llegando a forzar de manera significativa al eje de la rueda otro factor importante es los pasos, espesor y diámetro de rodillo la cual se presenta a continuación en la tabla 3.14.

Cadena	Paso	Espesor	Diametro Rodillo
415	12.70mm	4.88mm	7.75mm
420	12.70mm	6.35mm	7.75mm
428	12.70mm	7.75mm	8.51mm
520	15.88mm	6.35mm	10.16mm
525	15.88mm	7.85mm	10.16mm
530	15.88mm	9.53mm	10.16mm
532	15.88mm	9.53mm	11.10mm
630	19.05mm	9.53mm	11.91mm
632	19.05mm	9.66mm	12.68mm

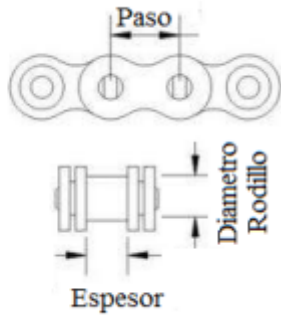


Figura 3. 14: Valores característicos de cadena seleccionada 415-H (heavy Duty).

Criterios para selección de piñones para el sistema de transmisión.

Un piñón se define como un elemento dentado diseñado para recibir o transmitir movimiento a otro elemento dentado, a través de la interferencia entre sus dientes.

Los criterios a tomar en cuenta son el trabajo a realizar la eficiencia que esto representa, mantenimiento, costo, implementación y cambio al momento de daños la cual se presenta a continuación en la tabla 3.14.

Tabla 3. 14: Selección de piñones para el sistema de transmisión

Tipo de transmisión	Método de transmisión	Tipo de interacción	Frecuencia
Rueda de fricción	Fricción	Contacto directo	2%
Correa	Fricción	Transmisión flexible	5%
Engranaje/piñón	Engranaje	Contacto directo	80%
Polea	Fricción	Transmisión flexible	13%

3.3.1.1.1 Características generales de la rueda hidráulica.

La ríobomba consta de las siguientes partes o accesorios fundamentales:

- Rueda hidráulica.
- Sistema de transmisión por cadena.
- Sistema de cambios de velocidad.
- Bomba.

3.3.2 MÉTODO DE CONSTRUCCIÓN.

Por consiguiente, la construcción de la ríobomba se inició con los apoyos para los álabes o bien llamadas palas, estos apoyos se construyeron de platina estructural de 1" x 1" x 1.5mm. Basándose en el diseño que se elaboró en el software SolidWorks e inventor, seguido a esto se procede a una medición precisa y corte exacto de la platina estructural ya mencionado, estos tienen una longitud de 45cm. Los apoyos estarán empernados en dos discos o llamados manzanas de eje de acero que se cortaron por medio del torno dándoles forma y acabados requeridos según el diseño planificado además en estos discos se encuentran empernados a los soportes para los alabes en la parte central de esta manera garantizamos seguridad y rigidez de los alabes al momento del choque con el caudal de agua.

En las platinas estructurales previamente preparados se realizaron perforaciones para la inserción de los pernos que unen los apoyos con los discos centrales y para las uniones entre los apoyos (tubo estructural) y los álabes.

Las platinas para ser ubicados en los discos centrales y conectadas a los alabes están dispuestos a un corte preciso ya mencionado adicional a esto con orificios en los costados para posteriormente ser empernado que permite la adecuada ubicación de los apoyos en los discos la cual se presenta a continuación en la figura 3.15.



Figura 3. 15: Apoyos de los álabes.

3.3.3 Discos centrales de apoyo de la rueda hidráulica.



Figura 3. 16: Discos centrales de la rueda hidráulica.

Los discos centrales de la rueda hidráulica fueron construyeron de acero náutico A-36 de 6mm de espesor y diámetro de 30cm, las cuales fueron moldeadas en el tono y posteriormente soldados con electrodo AGA E-6011, el mismo que tiene una resistencia de 60000 libras por pulgada cuadrada (42.2 Kg) la cual se presenta a continuación en la figura 3.16.

3.3.4 Construcción de Álabes.

por consiguiente, se procede a la construcción de los álabes de la rueda hidráulica, los mimos que son de plancha de acero galvanizado con un espesor de 1.1.mm Basándose en el diseño, se procede a una medición exacta y corte preciso de las planchas, las dimensiones de la misma son de 35 x 54 cm. En los extremos se realiza un dobles de 2cm de esta manera conseguimos reforzar la inserción de los pernos, consiguiendo así el ancho del álabe de 50cm la cual se presenta a continuación en la figura 3.17.



Figura 3. 17: Álabe de la rueda hidráulica.

Una que se procedió a la medición y corte de la plancha de acero galvanizada el siguiente paso a seguir es realizar agujeros para poder empinar tanto con los soportes de platina como con el disco central. Este procedimiento se realiza con los 8 álabes que conforman la rueda hidráulica la cual se presenta a continuación en la figura 3.18.



Figura 3. 18: Unión de los álabes con los apoyos.

3.3.5 Construcción de tirantes.

Los tirantes son los elementos que su labor principal es la de unir cada álabe entre sí y conforman el contorno de la rueda, para la construcción y elaboración de los tirantes se utilizó platina de 1" x 1" x 4mm. De igual manera que en el punto anterior, se realiza una medición justa y corte preciso, los tirantes son 8 platinas de 23cm y 8 platinas de 8cm, para la unión del álabe y la platina se utilizó pernos completos de 1/4" x 3/4", además de esto en las platinas se realizan agujeros en el centro para ser fijados por medio de los pernos la cual se presenta a continuación en la figura 3.19.



Figura 3. 19: Corte de las platinas (tirantes de la rueda).



Figura 3. 20: Unión de los álabes a los tirantes de la rueda respectivamente.

3.3.6 Construcción del eje de transmisión.

Como eje y para soporte de la rueda hidráulica, transmisión por cadena y demás componentes se vio la necesidad de construir un eje, el mismo que es de Acero, náutico de Transmisión AISI 1018, que tiene un esfuerzo de cedencia de 31kg y una resistencia de 51-71 kg.

En cada extremo del eje se procedió a realizar el torneado para el acople tanto de las chumaceras como el de los piñones para la transmisión en la parte central del extremo del eje se realizaron perforaciones con rosca para los pernos pasantes que unen el eje con los acoples de los piñones para fijar y asegurar fallos además de esto se realizó más perforaciones para los discos de la rueda hidráulica la cual se presenta a continuación en la figura 3.21.



Figura 3. 21: Agujeros para los pernos de la unión rueda hidráulica - eje



Figura 3. 22: Ubicación de chumaceras y piñón en el eje.

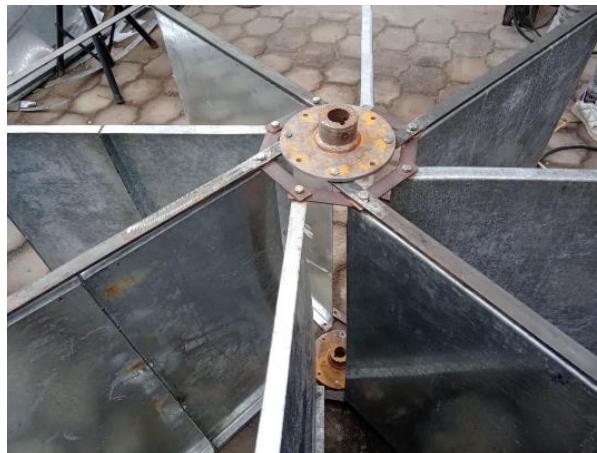


Figura 3. 23: Unión de los apoyos a los discos centrales.

Una vez que se procede a ubicar y ensamblar los apoyos se empernan sobre estos los álabes, y en los extremos de los álabes se procede a empernar las platinas que conforman el contorno de la rueda hidráulica; esta lleva en total 8 refuerzos que se empernan en tres discos que se construyeron de acero náutico que anteriormente fueron misionados las características la cual se presenta a continuación en la figura 3.24.



Figura 3. 24: Discos para de la rueda hidráulica.

Para el sistema de transmisión se adquirió un piñón de bicicleta con 8 velocidades construido de metal de alta resistencia, antioxidante, no se deforma, resistente al desgaste, alto rendimiento de durabilidad., en cambio para el segundo piñón se adquirió un piñón delantero de 3 velocidades de alta resistencia y durabilidad la cual se presenta a continuación en la figura 3.25.



Figura 3. 25: Piñón de 8 velocidades y 3 velocidades

Para el sistema de cambios se adquirió un tensor o llamado también desviador trasero y delantero con el kit completo (cable, funda y cambios) de bicicleta construido de metal de alta resistencia, antioxidante, no se deforma, resistente al desgaste, alto rendimiento de durabilidad esto con el fin de subir o bajar la velocidad según la situación lo amerite la cual se presenta a continuación en la figura 3.26.



Figura 3. 26: desviadores de cadena delantero y trasero

3.3.7 Acople

Para el diseño de la piza entre el piñón y el eje se diseña un acople de metal náutico enroscarle ya que debe ser extraíble para un mejor manejo y cambio fácil la cual se presenta a continuación en la figura 3.27.



Figura 3. 27: Acople de Piñón con eje

Para finalizar el diseño y construcción de la rueda hidráulica, en el eje se coloca el piñón de 8 velocidades con el ensamble de todos los elementos ya descritos y ya colocados se procede a pintar de un color azul eléctrico como representación a la universidad UTC que es su color característico la cual se presenta a continuación en la figura 3.28.



Figura 3. 28: Rueda Hidráulica.

3.3.8 Proceso de montaje.

Para la fijación de la rueda se procede a realizar una estructura metálica de fácil transporte y sobre todo para su fácil montaje en el canal donde será instalado que es en el sector de Santa Lucia de Pusuchisi la cual se presenta a continuación en la figura 3.29.



Figura 3. 29: Montaje de la Rueda Hidráulica.

Por consiguiente, se procede a montar la rueda hidráulica en la estructura metálica además de que se emperno la bomba, la cadena para el sistema de transmisión, los debidos tensores y sellos de la universidad UTC.

Finalmente, la ríobomba queda completamente armada y lista para su correcto funcionamiento seguido a esto se realizaron varias pruebas a diferentes distancias y alturas, verificando en cada caso el número de revoluciones de la rueda, presión, el tiempo y el caudal de descarga que nuestro equipo nos brinda la cual se presenta a continuación en la figura 3.30.



Figura 3. 30: ríobomba completo.

3.4 Cálculos en análisis de resultados

Los datos tomados de las diferentes alturas y distancias asignadas a las pruebas se verificaron mediante la utilización del navegador GPS y software inventor, los datos faltantes no se obtuvieron ya que las condiciones climáticas como la lluvia o subida excesiva de caudal no permitieron adquirir la señal satelital, logrando conseguir los siguientes datos:

Determinación de afluentes de agua en el sector

Para lo cual utilizamos la ecuación (3.1) con la cual podemos calcular el afluente de agua en el sector.

$$Q = 0.946 \cdot 1.24$$

$$Q = 1,173 \text{ m}^3/\text{s}$$

Determinación de velocidad de la corriente del caudal de agua.

Utilizamos la ecuación (3.2) la cual nos permite obtener la velocidad del río.

$$vp = \frac{\text{largo de la seccion(m)}}{\text{tiempo en recorrer (s)}}$$

$$vp = \frac{5}{4,01}$$

$$vp = 1.24 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.4.1 Determinación del área transversal del río.

$$Ac = \frac{B}{4} \left[\frac{Y_0}{2} + Y_1 + Y_2 + Y_3 \dots + \frac{Y_n}{2} \right] = \text{m}^2$$

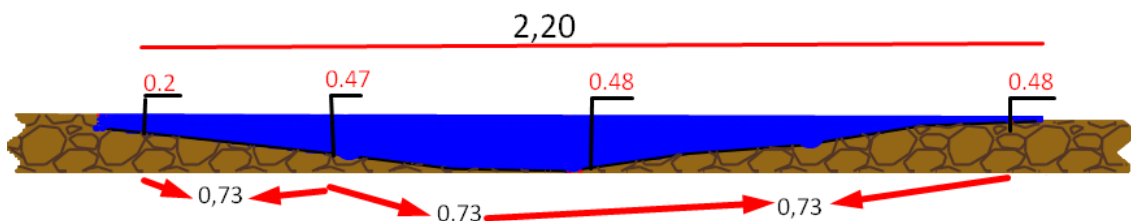


Figura 3. 31: Área transversal

$$\begin{aligned}
 A &= 2,20 \\
 Y_0 &= 0,2 \\
 Y_1 &= 0,47 \\
 Y_2 &= 0,48 \\
 Z_1 &= 0,73 \\
 Z_2 &= 0,73 \\
 Z_3 &= 0,73 \\
 Y_3 &= 0,48
 \end{aligned}$$

3.4.2 Área de la sección transversal del río

Para el área transversal del río tomamos en cuenta el ancho y profundidad del río para esto utilizamos la ecuación (3.3)

$$A_c = \frac{2,20}{3} \left[\frac{0,2}{2} + 0,47 + 0,48 + \frac{0,48}{2} \right] = m^2$$

$$A_c = 0,946m^2$$

3.4.3 Perímetro mojado

Se procede a realizar el cálculo del perímetro mojado mediante la ecuación (3.4)

$$\begin{aligned}
 p_m &= 0,2 + 0,73 + 0,73 + 0,73 + 0,48 \\
 p_m &= 2,87
 \end{aligned}$$

Se procede a calcular el factor de corrección aplicando con la ecuación (3.5).

Tabla 3. 15: Factor de corrección

	A	b
Canal de barro	0,0905	0,782
Canal pedrusco	0,0602	0,847
Canal de concreto	0,0150	0,893

$$K = 0,0905 \left[\ln \frac{0,946}{9,87} \right] + 0,782$$

$$K = 0,68$$

Pedrusco

$$K = 0,0620 \left[\ln \frac{0,946}{9,87} \right] + 0,847$$

$$K = 0,780$$

3.4.4 Determinación del caudal del río

Aplicamos la ecuación (3.6).

$$Q = 1,24 \cdot 0,68 \cdot 0,946$$

$$Q = 0,798 \text{ m}^2/\text{s}$$

3.4.5 Fuerza de la corriente agua.

Para obtener la fuerza de la corriente de agua utilizamos la ecuación (3.13).

$$F, \text{ agua} = \frac{100\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{0,798\text{m}^3}{\text{s}} \cdot \frac{1,24\text{m}}{\text{s}}$$

$$F_{\text{agua}} = 8,89 \cdot 10^3 \text{ N}$$

3.4.6 Velocidad tangencial de la rueda

Utilizamos la ecuación (3.14).

$$v_{tr} = 0,4 \cdot 1,24\text{m}$$

$$v_{tr} = \frac{0,496\text{m}}{\text{s}}$$

3.4.7 Velocidad angular de la rueda.

Se procede a utilizar la ecuación (3.15)

$$w = \frac{0,496 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 0,75}$$

$$w = 6,32 \text{ RPM}$$

3.4.8 Potencia generada por la rueda

Para la cual se utiliza la ecuación (3.20).

$$P. \text{ real} = \frac{1}{2} \cdot 1000 \cdot 0,15 \cdot 1,24^3$$

$$P. \text{ real} = 142,997$$

$$P_{\text{real}} = 0,5 * C_a * \rho * A_t * v^3$$

$$P. \text{ real} = 0,5 \cdot 0,35 \cdot \frac{1000\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,15 \cdot 1,24^3$$

$$P. \text{ real} = 50,48\text{W}$$

3.4.9 Torque generado en la rueda.

Este es el torque generado por el flujo del agua el cual se calcula mediante la ecuación (3.21).

$$Tr = \frac{50,048\text{W}}{0,662\text{m/s}}$$

$$Tr = 75,60\text{Nm}$$

3.4.10 Fuerza generada por la corriente de agua.

Para lo cual se utiliza la ecuación (3.23).

$$Fr = \frac{75.601}{0.75 - 0.20}$$

$$Fr = 137.456\text{N}$$

3.4.11 Caudal Teórico.

Utilizamos la ecuación (3.24).

Tabla 3. 16: Caudal teórico

T.M	V LIT	TIEMPO
1	1000	24

$$Q_t = \frac{2000\text{l}}{24\text{hr}} * \frac{1\text{m}^3}{60\text{min}} * \frac{1\text{min}}{60\text{s}}$$

$$Q_t = 2.315 * 10^{-5}\text{m}^3/\text{s}$$

3.4.12 Volumen real de cada impulsión.

Lo cual la podemos obtener mediante la ecuación (3.26).

$$vte = \frac{2.315 * \frac{10^{-5}m^3}{s}}{9.102} * 10^3$$
$$vte = 2.54 * 10^{-9}$$

$$Vr = Vte * \eta$$
$$vr = 2.54 * 10^{-3}m^2 * 0.85$$
$$vr = 2.162 * 10^{-9}m^3$$

$$vmd = \frac{24hrs}{dia} * \frac{60min}{1hor} * \frac{6.32lt}{m}$$

$$imd = 9.102 * 10^8 rev/dia$$

3.4.13 Caudal real bombeado.

$$Qrb = .162 * 10^{-9} * 9.102 * 10^8 rev/dia$$

$$Qrb = \frac{1.97m^3}{dia}$$

3.4.14 Tubería de succión.

La podemos obtener mediante la ecuación (3.27).

$$v_{tv} = 0.25m/s$$
$$Dis = \sqrt{\frac{4 * 2.315 * 10^{-5}m^3/s}{\pi * 0.25m/s}}$$

$$Dis = 10.858m$$

3.4.15 Tubo de descarga.

Se la obtiene mediante la ecuación (3.28).

$$Dd = \sqrt{\frac{4 * 2.35 * 10^{-5} \text{m}^3/\text{s}}{\pi * 0.125 \text{m}/\text{s}}}$$
$$Dd = 14.75 \text{m}$$

3.4.16 Área de la tubería.

Se la obtiene mediante la ecuación (3.29).

$$A_{tu} = \frac{\pi * 0.01905 \text{m}^2}{4}$$
$$A_{tu} = 2.85 * 10^{-4}$$
$$A_{tu} = \frac{\pi * 0.01405 \text{m}^2}{4}$$
$$A_{tu} = 1.55 * 10^{-4} \text{m}^2$$

3.4.17 Velocidad promedio en la tubería.

La obtenemos mediante la ecuación (3.30).

$$v_{pt} = \frac{1.94 \text{m}^3/\text{dia}}{1.55 * 10^{-4}}$$
$$v_{pt} = 0.12 \text{m}/\text{s}$$

Numero de Reynolds.

Se lo obtiene mediante la ecuación (3.31)

$$Re = \frac{0.12 \text{m}/\text{s} * 0.01405 \text{m}}{1.101 * 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}}$$
$$Re = 1531.34$$

3.4.18 Altura de bombeo.

La altura de bombeo dependerá tanto del caudal del río como de la bomba a utilizarse para lo cual teniendo valores establecidos se los puede calcular mediante la ecuación (3.32).

Lo mismo= 101

3.4.19 Pérdidas primarias.

Se la calcula mediante la ecuación (3.33) por lo general estas pérdidas se las obtiene en las tuberías y la bomba que se utilice.

3.4.20 Rugosidad PVC la ecuación $k=0.0015\text{mm}$ por lo tanto se obtiene lo siguiente.

$$7.78 * 10^{-3}$$

Utilizamos la ecuación para obtener λ

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$
$$\lambda = \frac{64}{2076.29}$$
$$\lambda = 0.0308$$

3.4.21 Pérdidas secundarias.

Las pérdidas se obtienen a partir de la aspiración las cual es de 0.8m

3.4.22 Pérdidas secundarias de impulsión.

$$H_r = 0.0308 * \frac{2\text{m} + 6\text{m} + 20\text{m} * \left(\frac{0.12\text{m}}{\text{s}}\right)}{0.01403\text{m} * 9.84\text{m/s}}$$

$$H_r = 0.375 \text{ m}$$

La altura para bombeo es aproximadamente $z_2=20\text{m}$

$$H_b = Z_2 + H_r$$

$$H_b = 20 + 0.375$$

3.4.23 Selección de la bomba.

Bomba rotativa universal , Apropiaada para líquidos como gasolina , Diesel , keroseno , aceite para motor , Características: Solido cuerpo de metal fundido , Tubo de salida y succión cromados , Practica palanca con manivela ergonómica , Cuello extractor con rosca , Tubo de salida cromado , Tres segmentos de tubo acoplables para distintos tamaños de barriles o tambos , Flujo máximo por minuto 22 litros aprox , Flujo por ciclo de la bomba 0.3 lt aprox , Rotaciones máximas por minuto 70 aprox , Distancia de succión máxima 1.5 metros aprox , Tubo cromado de 1 metro de longitud , Cuerpo de metal fundido , Tres segmentos de tubo acoplables por dos acoples , Ideal para tambos de 200 lt , Eficaz filtro para evitar salida de impurezas , Mordaza para cuello , Manivela ergonómica , Tubo de succión cromado , Por seguridad usar guantes y lentes de protección.

3.5 DISEÑO MECÁNICO DE LA RUEDA HIDRÁULICA.

Este diseño debe ser el más eficiente para el rio en donde se lo quiera aplicar y que a su vez no requiera de una obra civil.

3.5.1 Dimensiones de la rueda.

Para esto se determina tanto el ancho y largo de la rueda con la cual se requiera trabajar.

3.5.1.1 Diseño de álabes de la rueda hidráulica.

Esto va ligado al dimensionamiento de la rueda ya que las medidas deber ser acordes a lo planeado y también a las dimensiones del rio.

3.5.2 Peso de los apoyos de alabes

Esto dependerá del material y del tamaño del ismo y para su cálculo utilizamos la ecuación (3.35).

$$Pte = 2.65$$

3.5.2.1 Peso del alabe:

Para este diseño se utilizó plancha de acero galvanizado con espesor de 1/20, 0.65mm de largo y 0.772mm de ancho

$$\begin{aligned} \text{la densidad del acero es de} &= 7850\text{kg/m}^3 \\ P_a &= L_{pl} * A_{pl} * E_{pl} * \delta_a \\ P_a &= 0.65\text{m} * 0.772\text{m} * 1.1 * 10\text{m}^3 * 7850\text{kg/m}^3 \\ P_a &= 4.33 \text{ kg} \end{aligned}$$

Para este diseño se necesita de 8 alabas para el funcionamiento por lo tanto el peso total es de:

$$\begin{aligned} \text{num de alabas} * P_a \\ 8 * 4.33 \end{aligned}$$

3.6 PESO DE LA PLATINA DEL CONTORNO DE LA RUEDA.

Esta es la que refuerza a la rueda y estará ligada al peso de la rueda ya que estará fija a la misma.

3.6.1 El peso de los tirantes es:

Utilizamos la ecuación (3.37).

$$P_{pl} = 0.95 \text{ kg/m}$$

3.6.2 Peso de los discos:

Es una de las partes importantes de la rueda ya que los soportes y los alabes estarán fijados a estos y los podemos calcular mediante la ecuación (3.38) el cual nos permite conocer el volumen de los discos.

$$\begin{aligned} V &= \pi * 0.15\text{m}^2 * 0.006\text{m} \\ v_d &= 7.54 * 10^{-4}\text{m}^3 \end{aligned}$$

después se procede a aplicar la ecuación (3.39) siendo el peso de cada disco.

$$\begin{aligned} P_d &= 3 * 5.92 \\ P_d &= 17.75\text{kg} \end{aligned}$$

3.6.3 Peso de la rueda hidráulica

Es la sumatoria de todos los pesos antes mencionados y para lo cual utilizamos la ecuación (3.40).

$$P_{rh} = (4 * 2.65 + 34.64 + 12.13 + 17.75 + 2) \text{kg}$$
$$P_{rh} = 77.17 \text{ kg}$$

3.6.4 Cálculo de las fuerzas en el apoyo de los álabes.

Para la determinación del mismo se utiliza dos ecuaciones las cuales la una depende de la otra principalmente utilizamos la ecuación (3.41).

$$atv = 0.025 * 0.15$$
$$3.81 * 10^{-3} \text{m}^2$$
$$F_{ma} = \frac{1}{2} v^2 \rho a t$$
$$F_{ma} = \frac{1}{2} * 1.24^2$$
$$F_{max} = 2.93 \text{ N}$$

3.6.5 Por equilibrio estático:

Después se procede a utilizar la ecuación (3.42).

$$m_{ep} = 2.93 \text{N} * 0.40 \text{m}$$
$$m_{ap} = 1.172 \text{Nm}$$

3.6.6 Factor de seguridad

Se utiliza la ecuación (3.47).

$$w_t = 0.97 \text{m}^3$$

Tensión máxima por flexión

$$\sigma_t = \frac{1.172 \text{Nm}}{0.97} * \frac{1000 \text{m}}{1 \text{m}^3}$$
$$\sigma_t = 1.208 * 10^6 \text{Pa}$$
$$\sigma_t = 12.32 \text{ kgf/m}^2$$

El acero tiene un límite de fluencia 250MPa y un límite de rotura 410 MPa

$$f_{st} = \frac{250\text{MPa}}{1.208\text{MPa}}$$

3.6.7 Cálculo de los esfuerzos de alabes

Se utiliza la ecuación (3.43).

$$A_a = 0.77\text{m} * 0.65\text{m}$$

$$A_a = 0.5\text{m}^2$$

$$F_{\text{max}} = \frac{1}{2} * \frac{1.24\text{m}^2}{\text{s}} * \frac{1000\text{kg}}{\text{m}^3} * 0.5\text{m}^2$$

$$F_{\text{max}} = 384.4\text{N}$$

Esta fuerza está distribuida en las vigas de tal forma que

$$M_b = -\frac{3}{16} * 0.385\text{m} * 384.4\text{N}$$

$$M_b = -27.75\text{Nm}$$

Se aplica el momento flector en las fuerzas

$$R_1 = \frac{5}{16} * 384.4\text{N}$$

$$R_1 = 120.115\text{N}$$

Considerando la simetría las fuerzas en los extremos es decir en el punto a, b, c son iguales y por estática obtenemos:

$$R_2 = \frac{11}{8} * 384.4\text{N}$$

$$R_2 = 528.55\text{N}$$

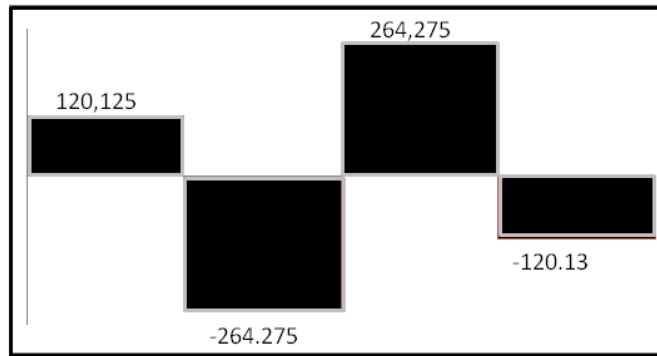


Figura 3. 32: Esfuerzos de alabes.

El diagrama correspondiente a cada caso, en la hipótesis de estar simplemente apoyado, es un triángulo de altura $F_{max}L/4$.

$$M_f = 384.4 \cdot \frac{0.77m}{4}$$

$$M_f = 36.99Nm$$



Figura 3. 33: Altura F_{max}



Figura 3. 34: Momento flector en el álabe.

3.6.8 Cálculo del espesor.

Una vez conocido el momento flector que soporta el álabe; mediante la ecuación que relaciona la tensión máxima y el módulo resistente del material, se verifica el espesor mínimo que debe tener el álabe.

El largo del álabe es de $b_a = 0.65m$ y el ancho de $a, a = 0,77$; y la tensión máxima del acero

galvanizado es:

Cálculo de espesor.

Si se conoce el momento flector que soporta la pala; Usando una ecuación que combina la tensión máxima y el módulo del material, se asegura un espesor de grano mínimo.

El largo del álabe es de $ba = 0,65\text{m}$ y el ancho de $aa = 0,77\text{m}$ y la tensión máxima del acero galvanizado es de $\sigma_{\text{max}} = 2600 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$ y utilizamos la ecuación (3.44).

$$h = \sqrt{\frac{6(36.99\text{Nm})}{0.77\text{m} \cdot 2.55 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}}$$

$$h = 10.63 \times 10^{-3}\text{m}$$

$$h = 1.063\text{mm}$$

$$h = 0,04''$$

El espesor según cálculos es de 1,063 mm, espesor elegido por facilidad de compra en el mercado y el peso es 1/20" cercano al valor encontrado utilizamos la ecuación (3.47).

$$W_1 = \frac{0.5\text{m} \times (1.27 \times 10^{-3}\text{m})^2}{6} "$$

$$W_1 = 2.0699 \times 10^{-7}\text{m}^3$$

$$\sigma = \frac{M_f}{W_1} = \frac{36,99\text{Nm}}{2.0699 \times 10^{-7}\text{m}^3}$$

$$\sigma = 1.8 \times 10^{-8} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$Fs = \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_1}$$

$$Fs = 1.42$$

Para que el material sea adecuado el factor de seguridad debe ser mayor o igual a 1 en este caso es mayor lo que nos asegura que es el adecuado.

Cálculo del diámetro de pernos para la unión de platina alabe

Los alabes estarán unidos a platinas por medio de pernos, de esta forma facilitaremos el cambio de los mismos si sufre algún daño.

$$d_{per} = \sqrt{5 \cdot e_{per} \text{cm}} - 0.2$$

El espesor menor de la plancha es de 0.013m

$$d_{per} = \sqrt{5 \cdot 0.13 \text{cm}} - 0.2$$

$$d_{per} = \sqrt{0.65} - 0.2$$

$$d_{per} = 0.60$$

$$d_{per} = 0.24" \approx 0.25"$$

$$d_{per} = \frac{1}{4}"$$

Elegimos pernos que tengan un diámetro de ¼.

La longitud de los pernos es la sumatoria de todos los espesores de los elementos que se van a unir y en caso que se utilice tuerca o arandela también se los toma en cuenta.

$$L_{per} = 1.27 \text{mm} + 4 \text{mm} + 4 \text{mm} + 6 \text{mm} + 4 \text{mm}$$

$$L_{per} = 19.27 \text{mm}$$

$$L_{per} = \frac{3}{4}"$$

Área de aplastamiento.

La fuerza que se ejerce entre la platina y la plancha que conforma el alabe el mayor esfuerzo de aplastamiento de ba a deber a la presión del perno contra el alabe el cual tenemos de espesor de espe = $\frac{1}{20}$ " de esta forma obtenemos el área de aplastamiento se utiliza la ecuación (3.45).

$$A_{apl} = 6.35 \text{mm} \times 1.27 \text{mm}$$

$$A_{apl} = 8,065 \text{mm}^2$$

$$A_{apl} \approx 0.088 \text{cm}^2$$

Esfuerzo de aplastamiento

Tomando en cuenta los datos del análisis estático se conoce que la fuerza actuante es R1 utilizamos la ecuación (3.46).

$$\sigma_{per} = 1531.65 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Factor de seguridad

Tomamos en cuenta la relación entre la tensión límite y la máxima tensión admisible del cuerpo sometido a una acción de fuerza externa y utilizamos la ecuación (3.47).

$$FSp = \frac{2,31 \times 10^8 \text{ Pa}}{1501.56 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \cdot \frac{100 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2}} \geq 1$$
$$FSp = 15,39$$

Diseño del eje

Para el cálculo del eje utilizado en la rueda se aplica la ecuación del código ASME, ya que esta toma en cuenta el momento torsor como el flector que actúan en el eje:

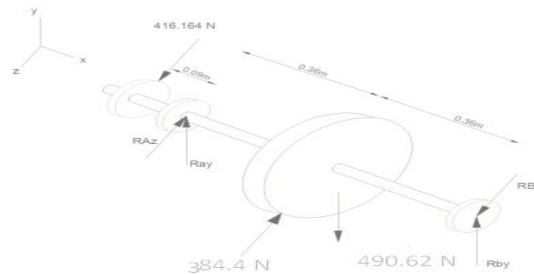


Figura 3. 35: Diseño de eje.

Las fuerzas actuantes sobre el eje son:

- La fuerza de la cadena de 416.164 N
- La fuerza máxima con la que el agua golpea al alabe, que es de 384.4 N
- El peso de la rueda 490.62 N
- Las reacciones en los apoyos A y B
- Fuerzas actuantes en el plano x- y

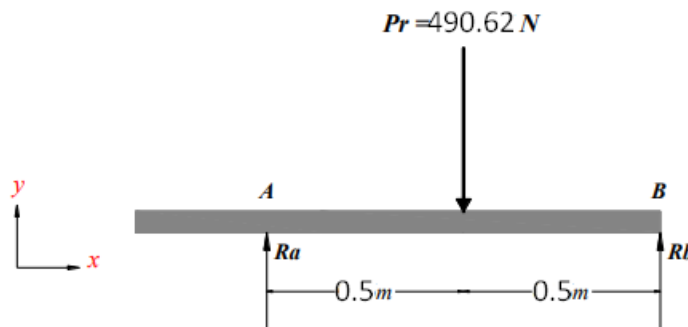


Figura 3. 36: Fuerzas actuantes sobre el eje

Equilibrio estático

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = R_a - P_r + R_b = 0$$

$$\sum F_y = -P_r(0.5025\text{m}) + R_b(1.005\text{m})$$

$$R_b = \frac{490.62(0.05025)\text{Nm}}{0.1005\text{m}}$$

$$R_b = 245.31\text{N}$$

$$R_a = P_r - R_b$$

$$R_a = 490.62\text{N} - 245.31\text{N}$$

$$R_a = 245.31\text{N}$$

Esfuerzo cortante

Para $0 \leq x \leq 0.5025\text{m}$

$$T = R_a$$

$$T = 245.31\text{N}$$

Para $0.5025\text{m} \leq x \leq 1.005\text{m}$

$$T = R_a - P_r$$

$$T = -245.31\text{N}$$

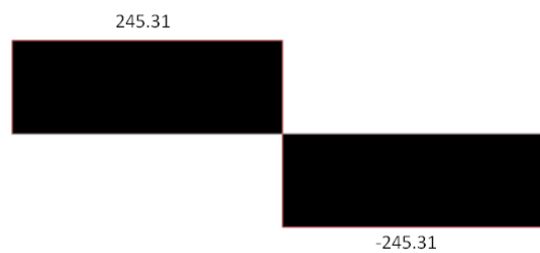


Figura 3. 37: Equilibrio estático

Fuerzas actuantes en el plano x-z

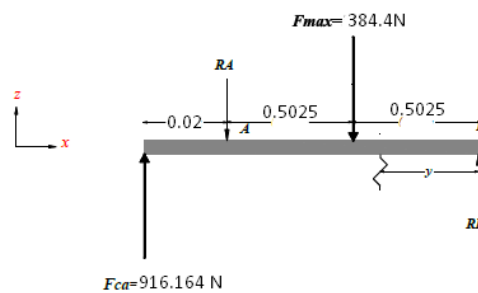


Figura 3. 38: Figura 3. 39: Equilibrio estático

Fuerzas actuantes en el plano x-z

$$\sum FZ = Fca - RA - Fmax + Rb = 0$$

$$\sum (0.02) - Fmax - (0.5025m) + RB(1.005)$$

$$RB = \frac{4.164(0.02)Nm + 384.4(0.5025)}{1.005m}$$

$$RB = 204.62N$$

$$RB = 7ca - 7max + RB$$

$$RB = 416.164 - 384.4 + 204.62N$$

$$RB = 236.384N$$

ESFUERZO CORTANTE:

PARA $0 < \cdot < 0.02m$

$$T = Fca$$

$$T = 416.164$$

para $0 < \cdot < 0.5225m$

$$T = Fca - RA$$

$$T = 179.78N$$

Para $0 < \cdot < 1.025m$

$$T = Fca - RA - Fmax$$

$$T = -204.62N$$

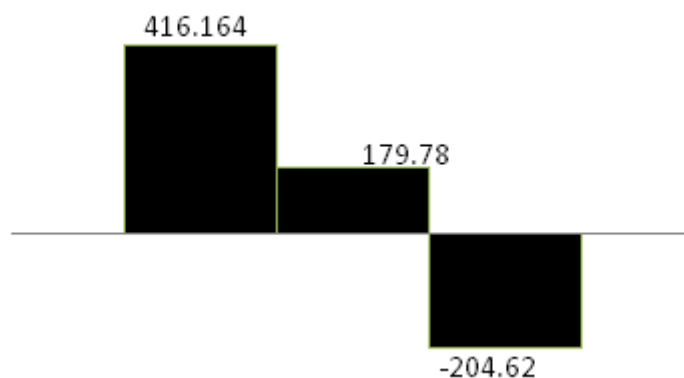


Figura 3. 40: Esfuerzo cortante

MOMENTO FLECTOR

para $0 < x < 0.02\text{m}$

$$M = 7ca \cdot x$$

$$\text{si } x = 0 \text{ m}$$

$$M = 0$$

$$\text{SIX} = 0.02$$

$$M = 12.485\text{N}$$

para $0.02 < X < 0.5225\text{m}$

$$M = 7Ca \cdot x - RA(X - 0.09\text{m})$$

$$\text{si } x = 0.02 \text{ m}$$

$$M = 12.485 \text{ N}$$

$$\text{SI } x = 0.5225$$

$$M = 98.66\text{N} \cdot \text{m}$$

Para 0.5225

$$M = FCa \cdot x + RA(x - 0.02\text{m}) - 7\max(x - 0.5225)$$

$$M = 98.66 \text{ N} \cdot \text{m}$$

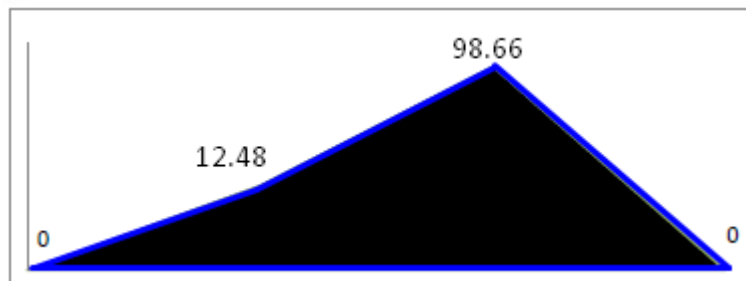


Figura 3. 41: Momento deflector

$$d = \frac{32n}{\pi sy} \{ [2 \cdot 98.66\text{Nm}]^2 + (2 \cdot 77.27\text{Nm})^2 \}^{1/2} \}^{1/3}$$

$$d = 29.07\text{mm}$$

$$d = 1.13" = 1 \cdot 1/4$$

El diámetro mínimo del eje es de $1 \cdot 1/4$ " ya que esta es una medida comercial, seguidamente se debe verificar si el diámetro calculado es el correcto, para ello es necesario conocer el factor de seguridad.

Factor de seguridad del eje calculado.

Se utiliza la ecuación (3.58).

$$F_s = 14.57$$

Cálculo de la resistencia a la fatiga.

Se lo obtiene mediante la ecuación (3.59).

Factor de modificación de condición superficial ka.

Se trata de un eje de transmisión maquinado o laminado en frío, por lo tanto, los valores de los coeficientes a y b se toman de la tabla anterior y se utiliza la ecuación (3.60) y así se obtiene:

$$\alpha = 4.51$$

3.7 INFORME DE ANÁLISIS DE TENSIÓN DE ALABES

Un análisis de tensión puede ayudar a encontrar las mejores alternativas de diseño para una pieza o un ensamblaje.

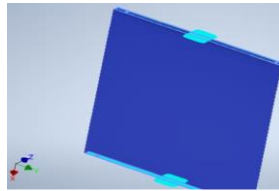


Figura 3. 42: Análisis de tensión de alabes

3.7.1 Fuerza y pares de reacción en restricciones

Muestra las fuerzas de reacción y los pares de reacción de las restricciones aplicadas en los alabes para un análisis de la estructura.

Tabla 3. 17: Fuerza y pares de reacción en restricciones

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	450 N	0 N	0 N m	0 N m
		0 N		0 N m
		-450 N		0 N m

3.7.2 Resumen de resultados

Muestra un resumen detallado de los resultados después que se realiza la simulación en el software inventor.

Tabla 3. 18: Resumen de resultados

Masa	12,8236 kg	
Tensión de Von Mises	0,0116545 MPa	39,2085 MPa
Primera tensión principal	-5,44984 MPa	30,1522 MPa
Tercera tensión principal	-44,5274 MPa	10,723 MPa
Desplazamiento	0 mm	1,80954 mm
Coefficiente de seguridad	5,27946 su	15 su
Tensión XX	-42,1225 MPa	29,7511 MPa
Tensión XY	-3,47779 MPa	3,32164 MPa
Tensión XZ	-20,1944 MPa	21,6106 MPa
Tensión YY	-14,8386 MPa	12,3239 MPa
Tensión YZ	-2,47947 MPa	2,07119 MPa
Tensión ZZ	-32,1967 MPa	23,1921 MPa
Desplazamiento X	-0,0116954 mm	0,0116449 mm
Desplazamiento Y	-0,00230598 mm	0,00241789 mm
Desplazamiento Z	-0,000187274 mm	1,80954 mm
Deformación equivalente	0,0000000572122 su	0,00017014 su
Primera deformación principal	0,00000000434049 su	0,000120519 su
Tercera deformación principal	-0,000191999 su	-0,0000000345237 su
Deformación XX	-0,00017081 su	0,000120062 su
Deformación XY	-0,0000215292 su	0,0000205626 su
Deformación XZ	-0,000125013 su	0,00013378 su

Deformación YY	-0,0000331786 su	0,0000344415 su
Deformación YZ	-0,0000153491 su	0,0000128217 su
Deformación ZZ	-0,000127096 su	0,0000959494 su

3.7.3 TENSION DE VON MISES

La tensión de Von Mises tiene como objetivo mostrar los puntos más propensos a sufrir daños como fatiga o fracturas en las partes de la maquina en este caso del alabe poniendo en riesgo que el material se deforme.

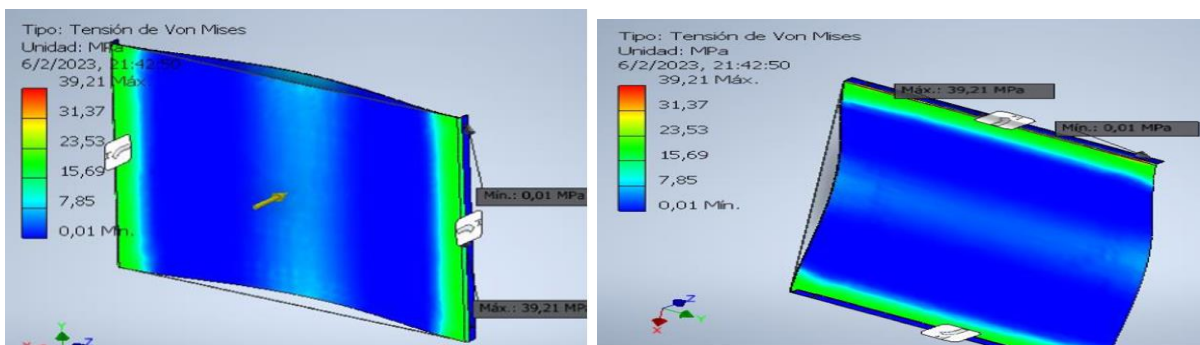


Figura 3. 43: Tensión de Von Mises

Primera tensión principal

La primera tensión principal en los alabes es ejercida en los bordes ya que son en este punto donde llevan los soportes y sufren deformación al ser ejercida en el trabajo a desarrollar la cual se simula la tensión y signos de deformación las cuales nos arrojan valores bastantes significativos sin riesgo de deformación o fatiga.

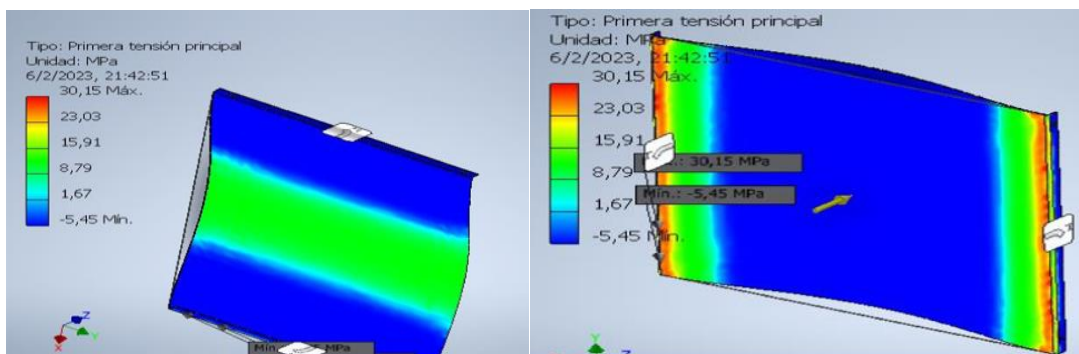


Figura 3. 44: Primera tensión principal

Tercera tensión principal

La tercera tensión principal actúa en la dirección normal al plano en el que la tensión de corte es cero. Ayuda a comprender la tensión máxima de compresión inducida en la pieza por las condiciones de carga

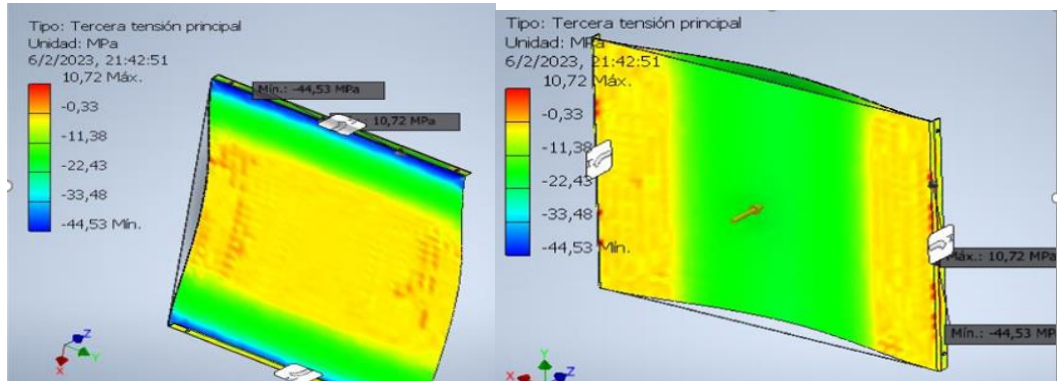


Figura 3. 45: Tercera tensión principal

Desplazamiento

La barra de colores muestra los colores de contorno correspondientes a los valores de tensión o los desplazamientos calculados en la solución.

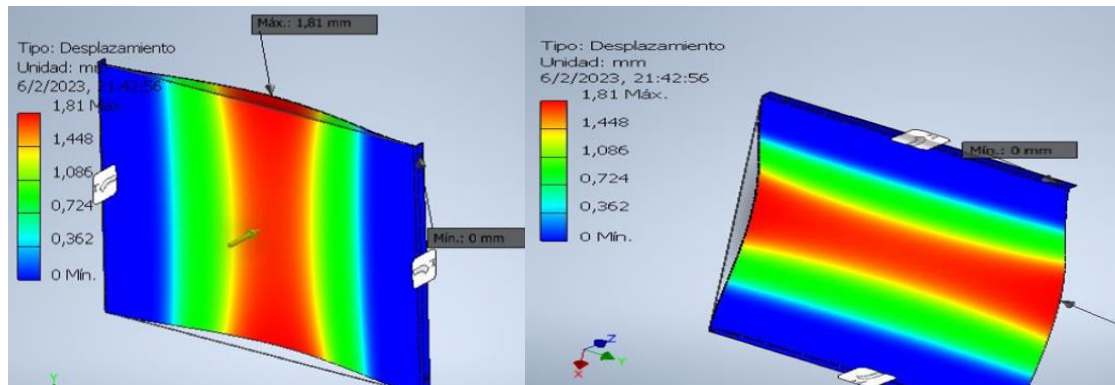


Figura 3. 46: Análisis de desplazamiento

Coefficiente de seguridad

La mayoría de los diseñadores procuran obtener un coeficiente de seguridad mayor a 1 o 2 según el escenario de carga máxima prevista. Si algunas áreas del diseño van a elasticidad no significa siempre que haya un error en la pieza, a menos que la carga máxima prevista se repita con frecuencia.

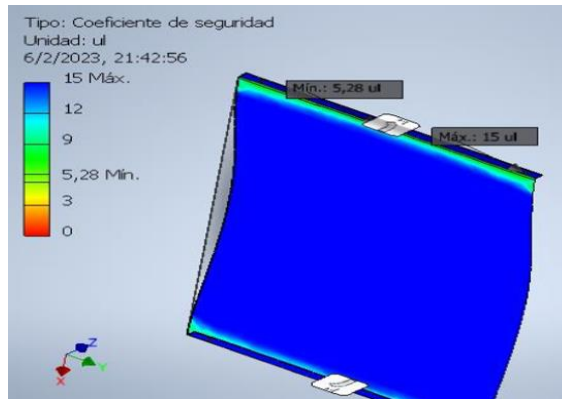


Figura 3. 47: Coeficiente de seguridad

Tensión XX

Cuando se realiza un análisis, también denominado simulación, de un modelo, las tensiones y deformaciones tridimensionales

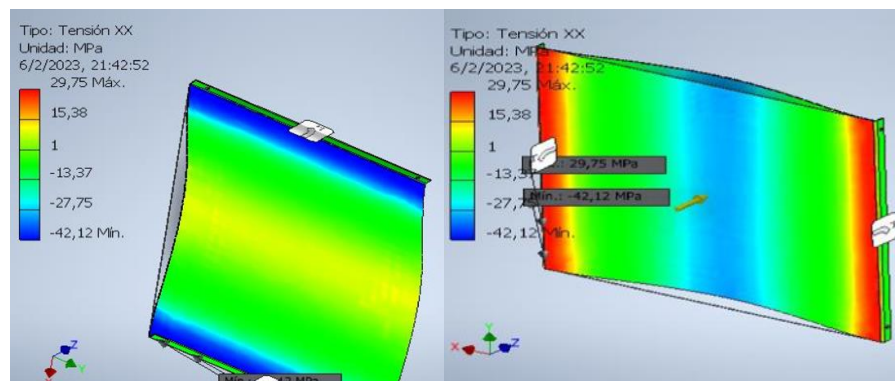


Figura 3. 48: Análisis de tensión XX

Tensión XY

Cuando se realiza un análisis, también denominado simulación, de un modelo, las tensiones y deformaciones tridimensionales

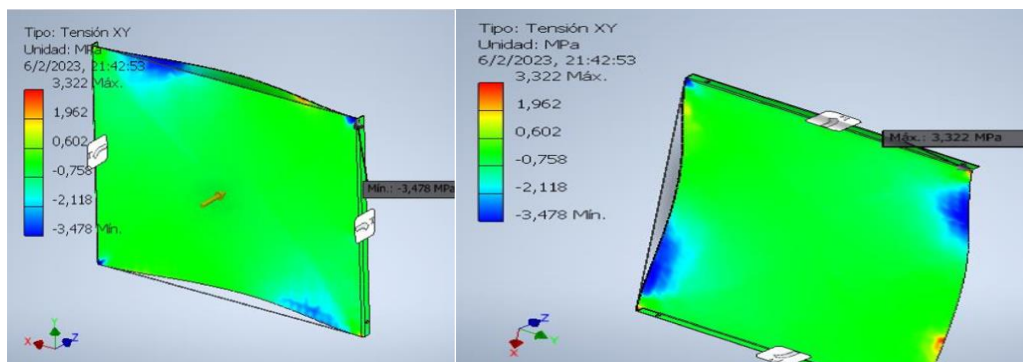


Figura 3. 49: Análisis de tensión XY

Tensión XZ

Cuando se realiza un análisis, también denominado simulación, de un modelo, las tensiones y deformaciones tridimensionales.

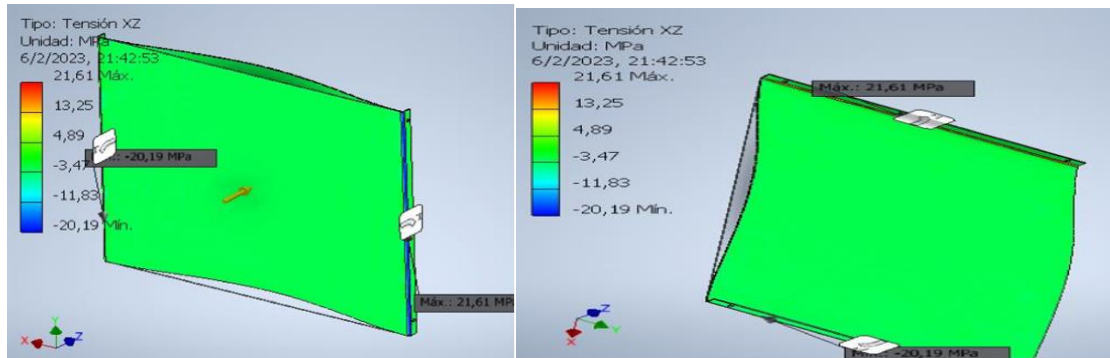


Figura 3. 50: Análisis de tensión XZ

Tensión YY

En Análisis de tensión, hay dos tipos de simulaciones: Análisis estático evalúa las condiciones de carga estructural.

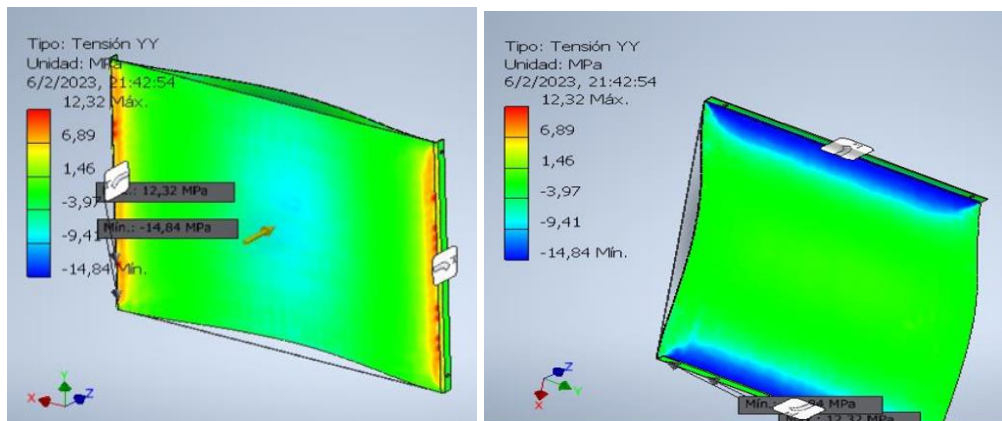


Figura 3. 51: Análisis de tensión YY

Tensión YZ

Estas herramientas permiten visualizar la magnitud de las tensiones existentes en el componente, la deformación.

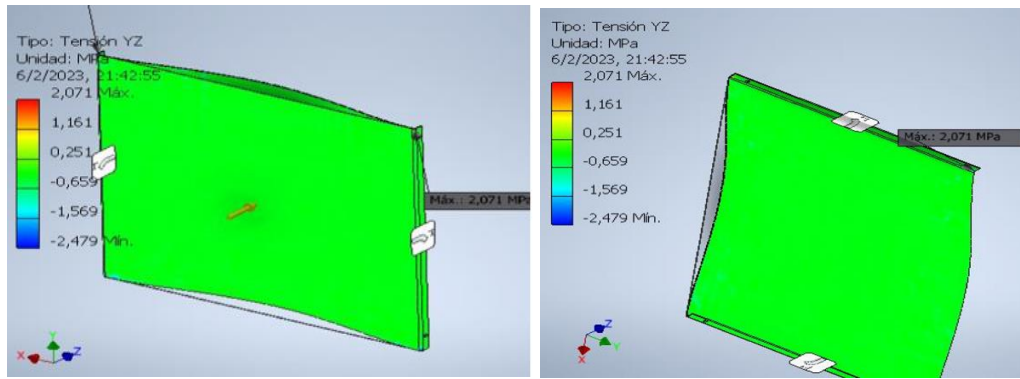


Figura 3. 52: Análisis de tensión YZ

Tensión ZZ

Autodesk Inventor Simulación calcula las frecuencias naturales de tres tensiones normales, Tensión XX, Tensión YY y Tensión ZZ.

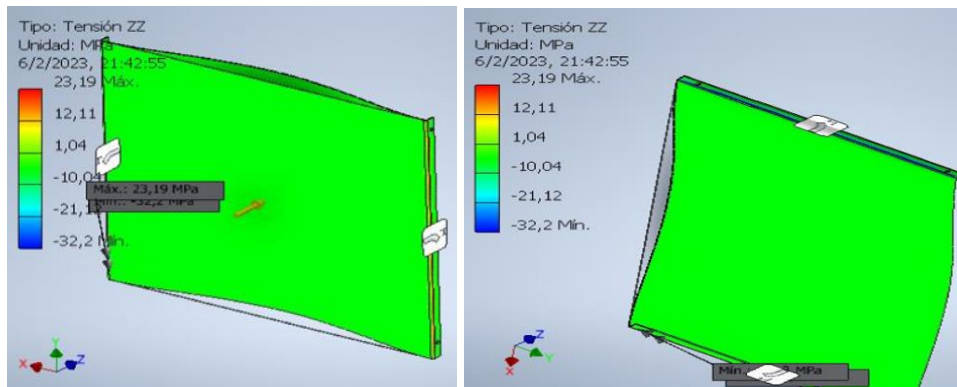


Figura 3. 53: Análisis de tensión ZZ

Desplazamiento X

Los desplazamientos físicos y las tensiones se calculan para las piezas o los ensamblajes con respecto al sistema de coordenadas global.

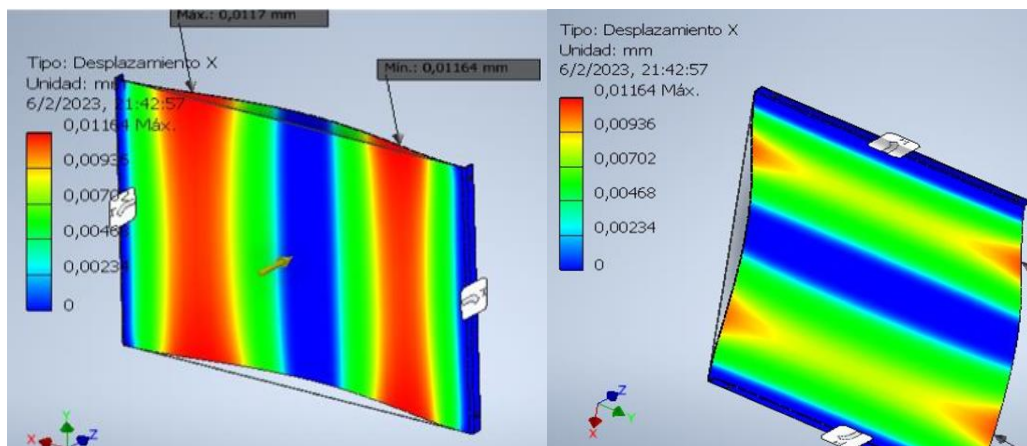


Figura 3. 54: Análisis de Desplazamiento X

Desplazamiento Y

Los desplazamientos físicos y las tensiones se calculan para las piezas o los ensamblajes

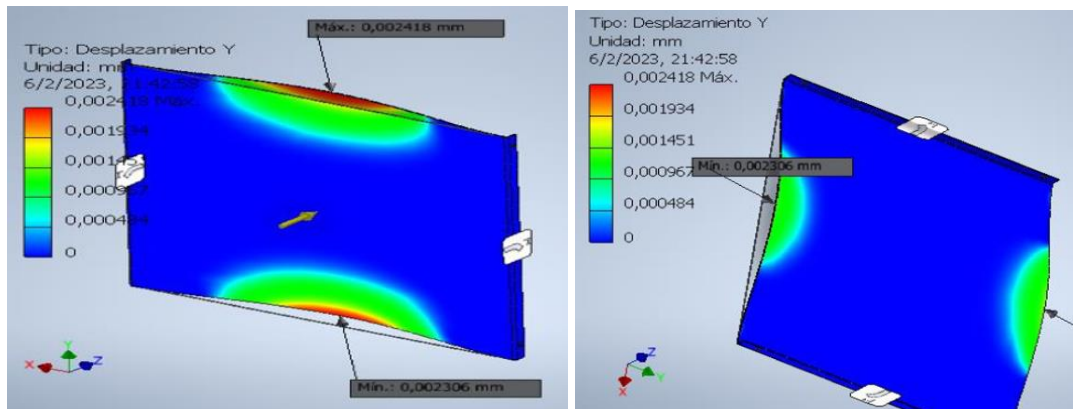


Figura 3. 55: Análisis de Desplazamiento Y

Desplazamiento Z

Los desplazamientos físicos y las tensiones se calculan para las piezas o los ensamblajes

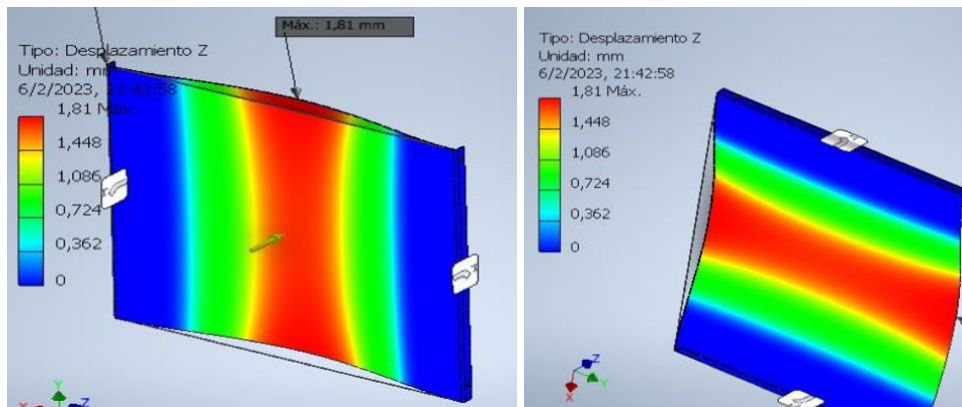


Figura 3. 56: Análisis de Desplazamiento Z

Deformación equivalente

La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a tensiones internas producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo

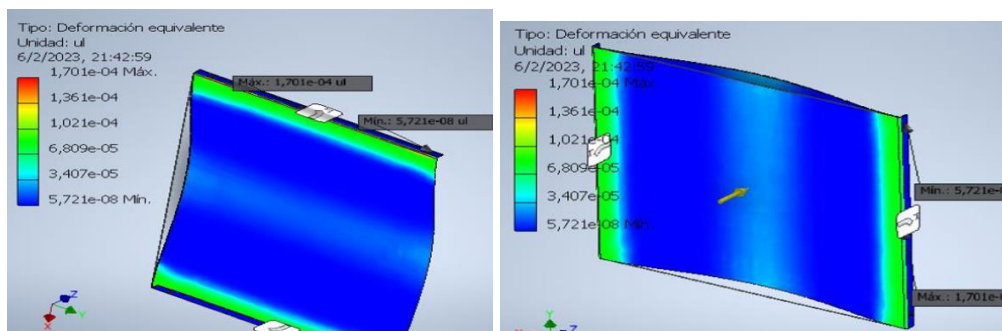


Figura 3. 57: Deformación equivalente

Primera deformación principal

La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a tensiones internas producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo

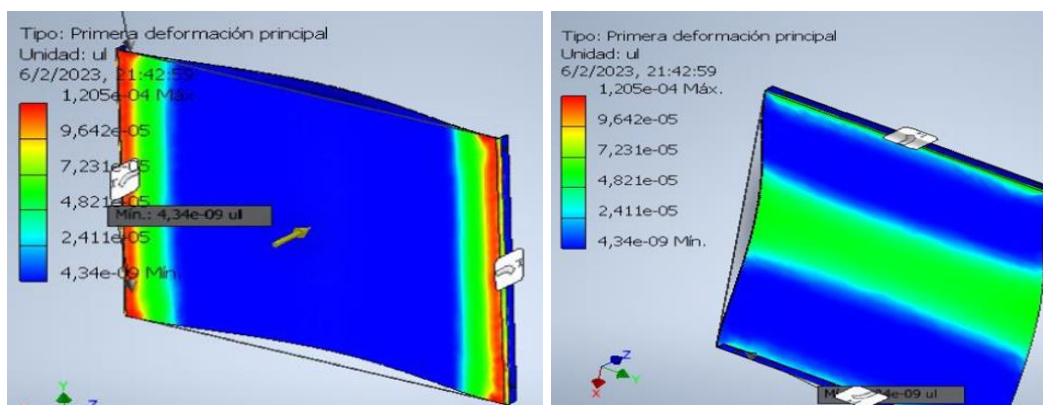


Figura 3. 58: primera deformación principal

Tercera deformación principal

La tercera deformación principal actúa en la dirección normal al plano en el que la tensión de corte es cero.

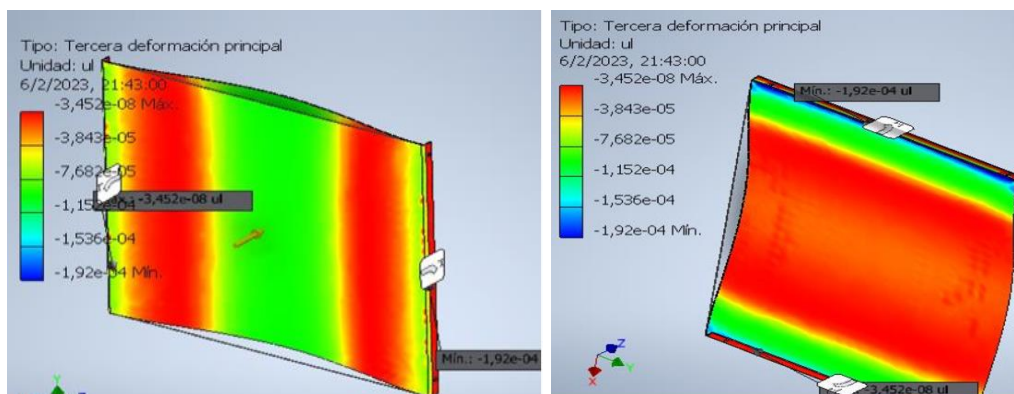


Figura 3. 59: Tercera deformación principal

Deformación XX

La deformación xx es la cantidad de estiramiento que sufre un objeto debido a la carga.

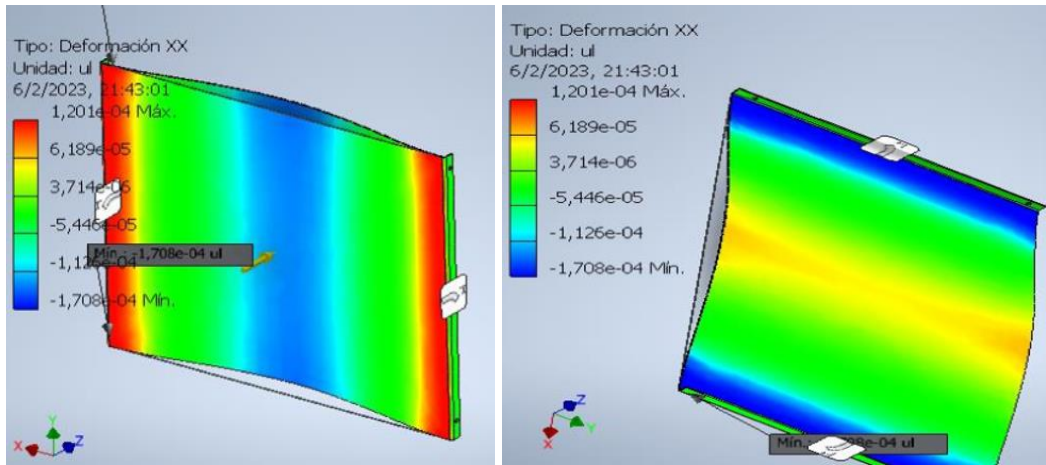


Figura 3. 60: Análisis de deformación XX

Deformación

XY

La deformación que tiende a sufrir el alabe al momento de realizar el trabajo.

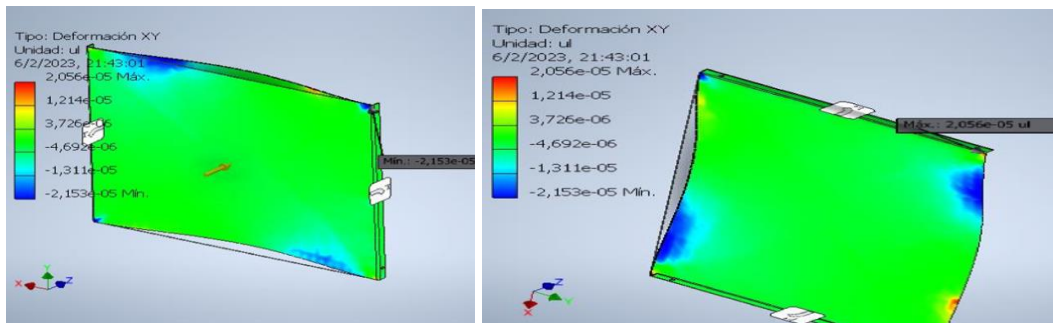


Figura 3. 61: Análisis de deformación XY

Deformación XZ

La deformación es la cantidad de estiramiento que sufre un objeto debido a la carga.

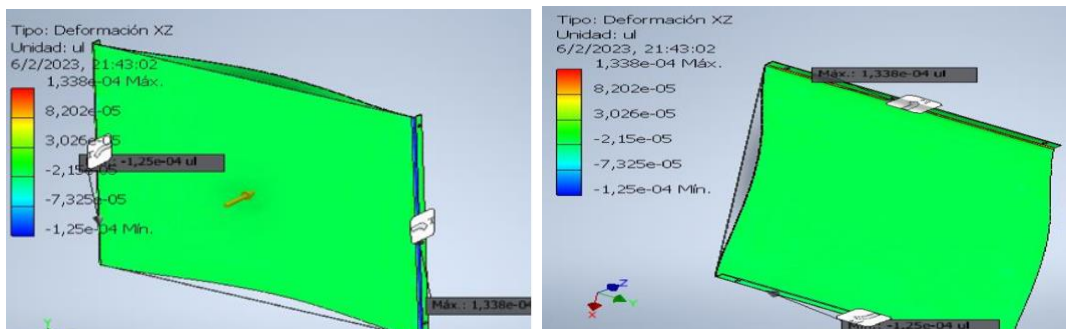


Figura 3. 62: Análisis de deformación XZ

Deformación YY

La deformación y estiramiento que sufre el alabe en el plano YY.

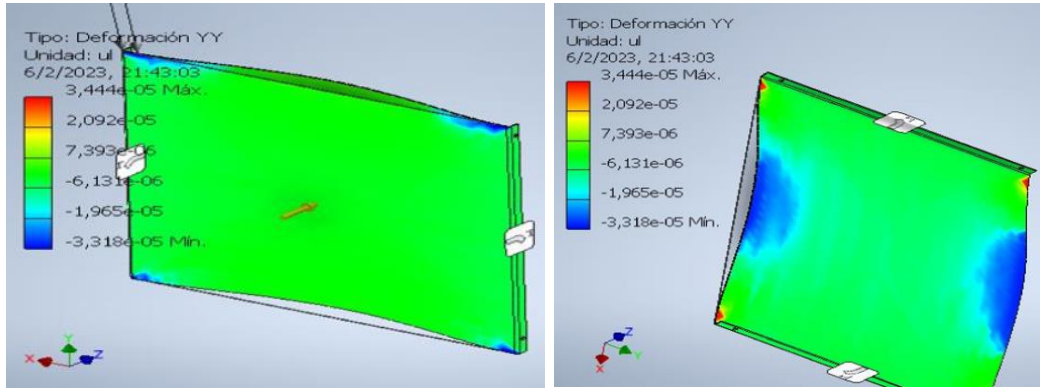


Figura 3. 63: Análisis de deformación YY

Deformación YZ

La deformación es la cantidad de estiramiento que sufre un objeto debido a la carga externa en el plano YZ.

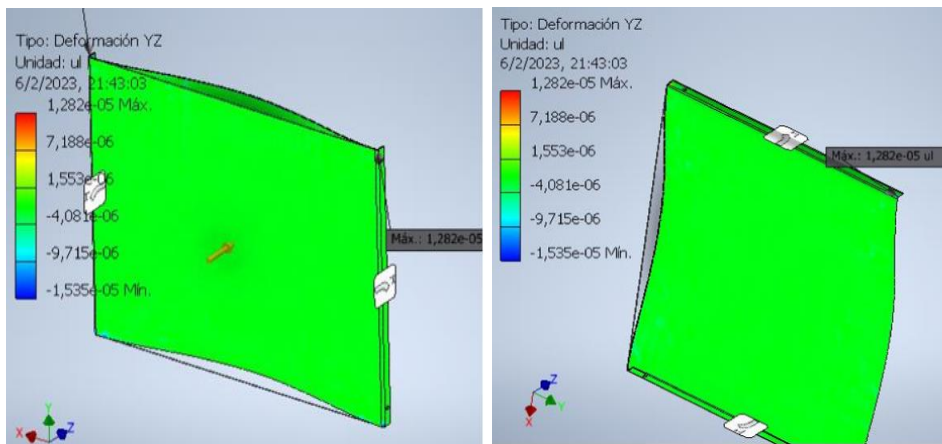


Figura 3. 64: Análisis de deformación YZ

Deformación ZZ

La deformación es la cantidad de estiramiento que sufre un objeto debido a la carga sobre el material en el plano zz.

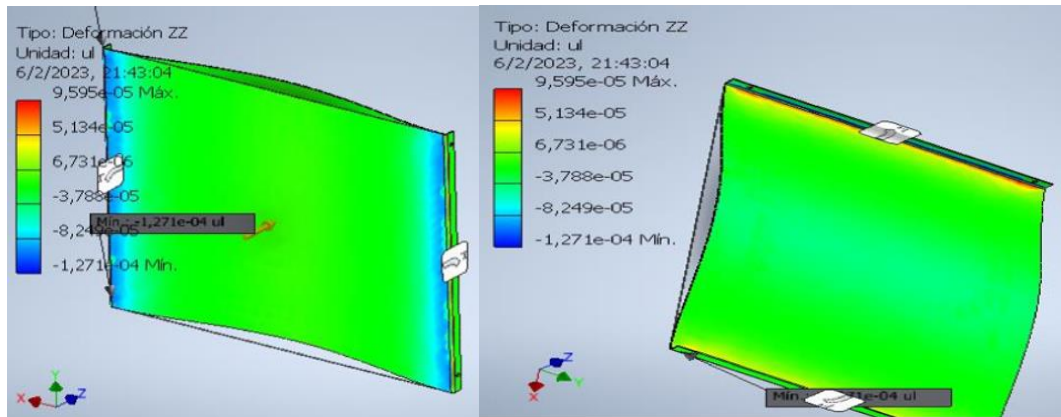


Figura 3. 65: Análisis de deformación ZZ

3.7.4 Informe de análisis de tensión de árbol (eje)

El siguiente informe de laboratorio es dedicado a la simulación de una carga aplicada sobre una pieza en el software AUTODESK en el eje de transmisión esto con el objetivo de verificar si el diseño y construcción es óptima para el trabajo que se requiere.



Tabla 3. 19: Informe simulación

Archivo analizado:	Eje de transmisión. Iam
Versión de Autodesk Inventor:	2023 (Build 270158000, 158)
Fecha de creación:	14/2/2023, 15:56
Autor del estudio:	A, Escobar, E Vega
Resumen:	

3.7.5 Análisis estático:1

Objetivo general y configuración:

El objetivo principal por el que se realiza el análisis de resistencia estática de las estructuras es la evaluación de un estado de estrés o fatiga de una estructura sometida a fuerzas esto para evitar posteriores rupturas del material provocando accidentes o pérdidas de todo el sistema a emplear.

Tabla 3. 20: Objetivo general y configuraciones

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de estudio	Análisis estático
Fecha de la última modificación	14/2/2023, 15:53
Estado de modelo	[Principal]
Vista de diseño	Por defecto
Posicional	[Principal]
Detectar y eliminar modos de cuerpo rígido	No
Separar tensiones en superficies de contacto	No
Análisis de cargas de movimiento	No

3.7.6 Proyecto

Tabla 3. 21: Proyecto

Nº de pieza	Eje de transmisión
Fecha de creación	24/1/2023

3.7.7 Propiedades físicas

Los ensayos de propiedades físicas que se realizan se efectúan para valorar los materiales usados, sus aplicaciones y asegurar que cumplen la finalidad con la que fueron diseñados esto para evitar un mal diseño y salvaguardar tanto la integridad física del material como a la finalidad que va destinado.

Tabla 3. 22: Propiedades físicas

Masa	7,34296 kg
Área	111967 mm ²
Volumen	935409 mm ³
Centro de gravedad	x=-2,16257 mm y=23,8824 mm z=-278,989 mm

Nota: Los valores físicos pueden ser diferentes de los valores físicos utilizados por CEF indicados a continuación.

3.7.8 Configuración de malla:

Para la configuración de la malla se establece que cada simulación se aplica al componente en un sentido global, esto quiere decir que una red de malla es una red en la que los dispositivos o nodos están conectados entre sí, ramificando otros dispositivos o nodos mediante esto se puede medir la resistencia del material.

Tabla 3. 23:Configuración de malla

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0.1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0.2
Factor de modificación	1.5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

3.7.9 Material(es)

Se refieren al elemento a utilizar como materia prima para realizar una actividad u obra específica o va a ser parte de la actividad o trabajo.

Tabla 3. 24: Materiales

Nombre	Acero	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	207 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	210 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	80,7692 GPa
Nombre(s) de pieza	Eje	

3.7.10 Condiciones de funcionamiento

3.7.10.1 Momento:1

3.7.10.2 Denominado momento lineal, o simplemente, momento. Da una medida de la dificultad de llevar un objeto que se mueve hasta el reposo en pocas palabras es el estado en el cual el material no recibe ningún tipo de fuerza externa para ejercer un movimiento.

Tabla 3. 25: Condiciones y momento 1

Tipo de carga	Momento
Magnitud	75,000 N mm
Vector X	75,000 N mm
Vector Y	0,000 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Cara(s) seleccionada(s)

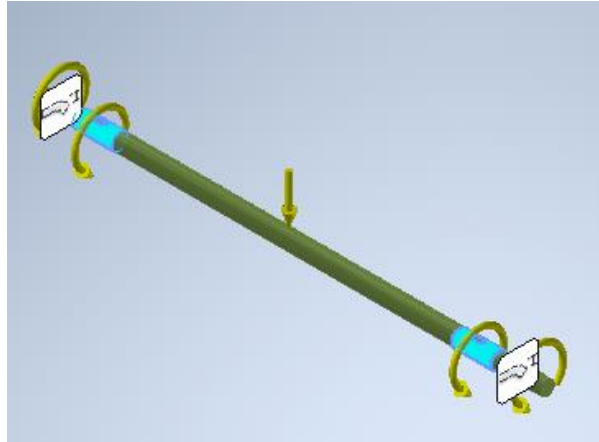


Figura 3. 66: Análisis de eje cara1

3.7.11 Momento:2

A partir de este punto el objeto tiende a realizar un trabajo o iniciar movimiento debido a algún factor externo.

Tabla 3. 26: Momento 2

Tipo de carga	Momento
Magnitud	75000,000 N mm
Vector X	75000,000 N mm
Vector Y	0,000 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Cara(s) seleccionada(s)

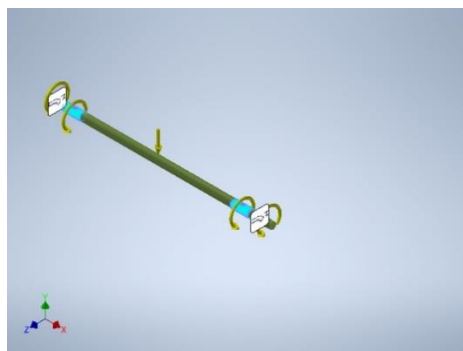


Figura 3. 67: Análisis de eje solid...

3.7.12 Momento:3

En este punto el objeto o pieza tiende a realizar el trabajo requerido para el que fue diseñado.

Tabla 3. 27: Momento 3

Tipo de carga	Momento
Magnitud	75,000 N mm
Vector X	75,000 N mm
Vector Y	0,000 N mm
Vector Z	0,000 N mm

Cara(s) seleccionada(s)

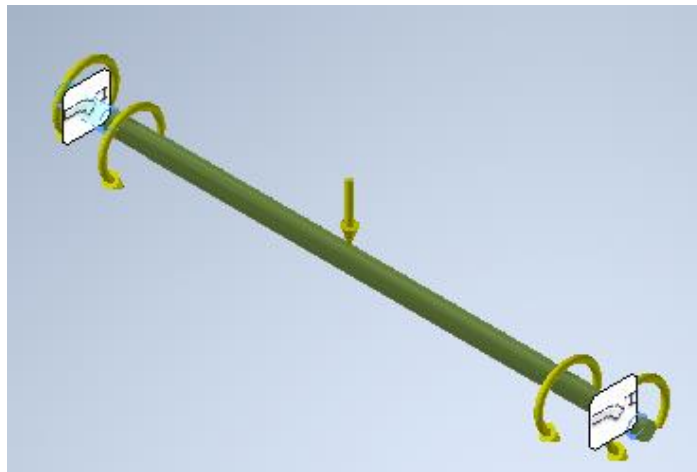


Figura 3. 68: Análisis de eje en inventor

3.7.13 Fuerza:1

Tabla 3. 28: Fuerza 1

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	50,000 N
Vector X	50,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	0,000 N

Cara(s) seleccionada(s)

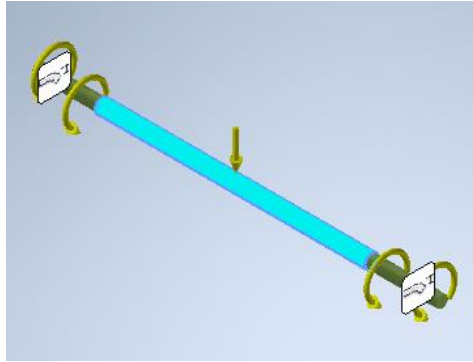


Figura 3. 69: Análisis de eje seleccionado

3.7.14 Restricción fija:1

Una restricción fija permite impedir cuando una superficie seleccionada se mueve o se deforme; es decir, permite quitar todos los grados de libertad hasta el punto de que el material u objeto quede en completo reposo.

Tabla 3. 29: Tipo de restricción

Tipo de restricción	Restricción fija
---------------------	------------------

Cara(s) seleccionada(s)

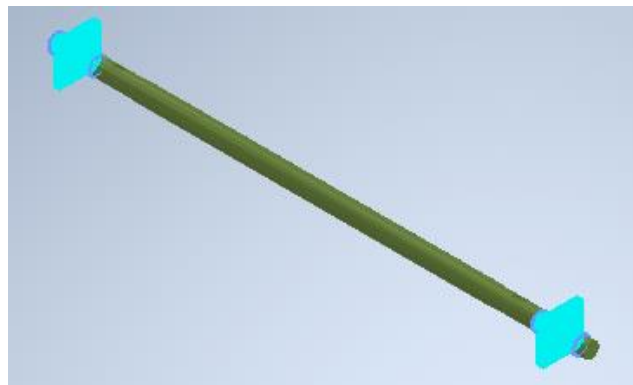


Figura 3. 70: Análisis de eje

3.7.15 Resultados

3.7.15.1 Fuerza y pares de reacción en restricciones

En este caso un cuerpo está sometido a un sistema de fuerzas, que la resultante de todas las fuerzas y el momento resultante sea cero, por lo cual se dice que el cuerpo está en equilibrio.

Las posibilidades de movimiento que tiene un cuerpo o los grados de libertad, son seis: tres de traslación, en las direcciones x, y, z y tres de rotación, alrededor de los mismos ejes las cuales con lo mencionado antes se realiza las pruebas de tenciones sometiendo a una estática completa.

Tabla 3. 30:Fuerza y pares de restricción

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	30,6015 N	0 N	68,8515 N m	-68,8515 N m
		0 N		0 N m
		-30,6015 N		0 N m

3.7.16 Resumen de resultados

Tabla 3. 31: Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	935412 mm ³	
Masa	7,34298 kg	
Tensión de Von Mises	0,000000857857 MPa	17,9064 MPa
Primera tensión principal	-0,389454 MPa	9,96082 MPa
Tercera tensión principal	-10,7153 MPa	0,358451 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00368559 mm
Coefficiente de seguridad	11,5601 su	15 su

3.7.17 Tensión de Von Mises

La tensión de Von Mises es conocida como una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles en la cual se determina la fatiga y las posibles fallas que puede presentar al momento de realizar el trabajo para la cual fue creada.

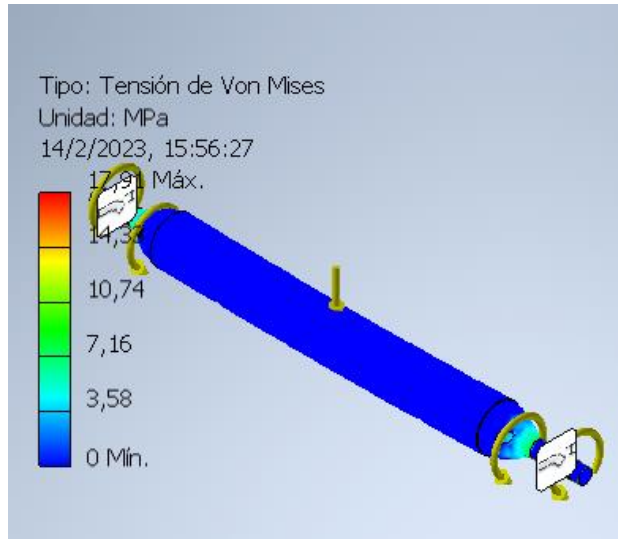


Figura 3. 71: Tensión de Von Mises

3.7.18 Primera tensión principal

La primera tensión principal proporciona el valor de la tensión que es normal al plano en el que la tensión de corte es cero iniciando la simulación en este punto para determinar las posibles deformaciones.

Por lo que se dice que la tensión principal ayuda a comprender la tensión de elasticidad máxima inducida en la pieza por las condiciones de carga la cual nos dice hasta qué punto el material puede llegar a ceder por a o b circunstancias que presenta al momento de realizar el trabajo.

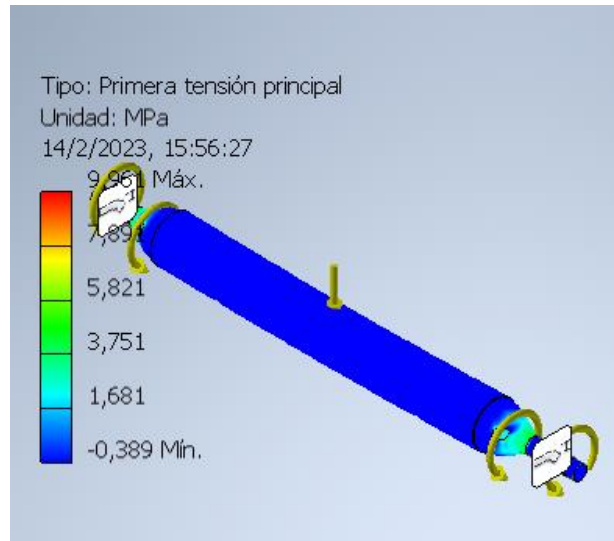


Figura 3. 72: Análisis de primera tensión principal

3.7.19 Tercera tensión principal

En este punto que es la tercera tensión principal actúa en la dirección normal al plano en el que la tensión de corte es cero que es el punto de partida a la previa simulación. La cual ayuda a comprender la tensión máxima de compresión inducida en la pieza por las condiciones de carga la cual nos permite apreciar las posibles deformaciones que puede llegar a presentar al momento de realizar el trabajo bajo presión o carga ya establecida eso se realiza con un previo sobredimensionamiento ara evitar posteriores daños.

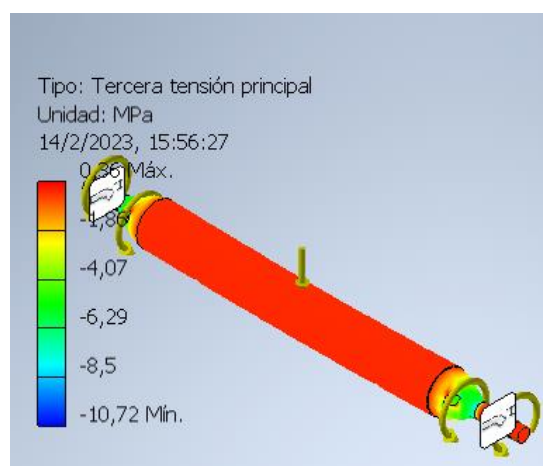


Figura 3. 73: Análisis de tercera tensión principal

3.7.20 Desplazamiento

El previo análisis de tensión o análisis estático calcula los desplazamientos, deformaciones unitarias, y tensiones en una pieza basándose en el material, las sujeciones, características y las cargas. Un material falla cuando la tensión alcanza un determinado nivel de fatiga, fallos entre otros factores. Diferentes materiales fallan a diferentes niveles de tensión.

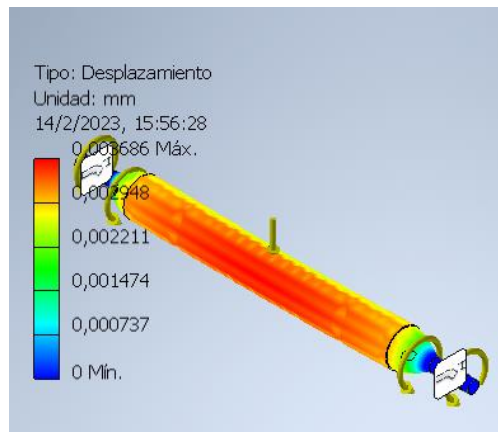


Figura 3. 74: Análisis de desplazamiento

3.7.21 Coeficiente de seguridad

Se puede calcular un coeficiente de seguridad como la relación entre la tensión máxima permitida y la tensión equivalente como nos determina Von Mises cuando se usa el límite de elasticidad. Debe ser superior a uno (1) para que el diseño sea aceptable y óptimo para utilización en el trabajo ya establecido. (Un valor inferior a 1 indica que existe una deformación permanente la cual en un indicador de posibles daños.

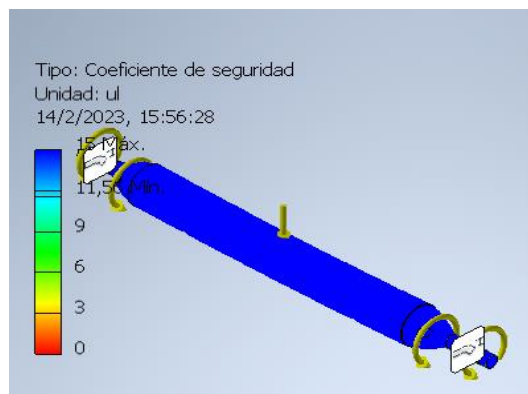


Figura 3. 75: Coeficiente de seguridad

3.8 ANÁLISIS ECONÓMICO Y AMBIENTAL

3.8.1 ANÁLISIS ECONÓMICO.

INTRO

Material para la construcción de la rueda hidráulica.

Tabla 4. 1: Análisis económico de la construcción de la rueda hidráulica.

MATERIAL	CANT.	PRECIO USD
Eje de 1 1/8" x 35mm	1	135.53
Cadena 3m x ASA 40	1	
Pernos de 3/8" x 2 1/2" completos	2	
Seguro de exteriores E12	1	
Pernos de 1/2 x 2" completos	4	
Pernos de 7/16" x 1"	2	
Piñón ASA 40 x 40	1	
Piñón ASA 40 x 21	1	
Chaveta	4	
Discos de acero náutico de 30 x 6mm	2	
Discos de acero náutico 20 x 6mm	2	
Pernos galvanizados de 5/16 x 2" completos	60	15.00
Chumaceras	2	20.00
Plancha galvanizada de 1.1mm"	2	64.00
Platina 1"x1/8	4	32.00
Angulo estructural negro 1" x 1/8	1	18.00
Arandelas 1/4" galvanizadas	150	1.50
Bomba de barril	1	25.00
Mano de obra	n	500.00
Oxicorte, torneado, taladrado.	n	200
TOTAL		1067.03

Tabla 4. 2: Análisis económico de los materiales para la instalación hidráulica.

MATERIAL	CANT.	PRECIO USD
Acople de 3/4"	1	23.50
Válvula de pie	1	
Unión de PVC de 3/4"	2	
Neplo 3/4"	1	
Tubo de PVC 1"	1	
Codo de 3/4"	1	
Piñón de Bicicleta	1	
Catalina de bicicleta	1	
Tubo PVC 1"	1	3.00
Tensor trasero	1	4
Guia cadena delantero	1	3
Cadena	1	4
TOTAL		37.50

Transporte

Tabla 4. 3: Análisis económico de transporte

MATERIAL	CANT.	PRECIO USD
Transporte para lleva de material		5.00
Transporte para realización de pruebas	1	15.00
TOTAL		20.00

Costo total

Tabla 4. 4: Análisis económico de la ejecución de la tesis de grado

DESCRIPCIÓN	PRECIO USD
Construcción de rueda hidráulica.	1066.03
Elementos de la instalación hidráulica.	37.50
Transporte.	20.00
TOTAL	1123.53

3.8.2 SOCIAL

Si bien es cierto, desde un principio el ser humano se ha valido de la interacción con otros individuos y el medio ambiente, con la finalidad de comunicarse e intercambiar conocimientos que le han ayudado a suplir y consolidar las diferentes formas de vidas en el planeta. Fue de esta forma, que logro con el paso del tiempo construir una máquina que convirtiera la energía de un curso de agua o de una caída de agua en otras formas más útiles de energía esto con la finalidad de mejorar la calidad de vida y realizar menos esfuerzo, pero con la mayor productividad posible.

Más adelante, este tipo de tecnología se transformó en la gran máquina de la Edad Media, utilizándose en molinos harineros, en aserraderos, martillos y bombas de agua, para accionar fuelles, para la batanadura de la lana, para exprimir la caña dulce; incluso fueron usadas para ayudar en el proceso de extracción de los minerales es decir en este punto la rueda hidráulica tuvo mayor desarrollo en la parte industrial mejorando tiempos de producción.

Hoy por hoy, gracias a este peculiar invento el hombre con el paso del tiempo fue perfeccionando sus conocimientos y a su vez implementado nuevas estrategias de uso para estos tipos de sistemas que tienen un sin número de aplicaciones disponibles a ser usadas para diversas actividades que ayudaran al desarrollo de la sociedad que actualmente se encuentra en constantes avances y cambios.

3.8.3 TECNOLOGICO

En la parte tecnológica la rueda hidráulica fue la epitome de la tecnología actual en tema de generación de energía ya que fue la primera creación tecnológica que revoluciono el sector industrial a gran escala tanto en la parte agrícola como hídrica ya que estos tipos de sistemas fueron utilizadas a nivel mundial en diversas industrias tanto alimenticias, riego, producción agrícola, confección entre otras esto llevo a revolucionar la perspectiva y utilización de este tipos de sistemas llegando así a crear las hidroeléctricas que hoy en día conocemos la cual nos permite la utilización de artefactos electrónicos con el uso de la electricidad generada por turbinas que tienen el mismo principio de funcionamiento de la rueda hidráulica esto llevo a la revolución industrial actual por los constantes cambios y desarrollo tecnológico de la ruda hidráulica.

3.8.4 ANÁLISIS AMBIENTAL

El presente tema de tesis que se presenta en su forma más sencilla versa sobre un sistema de bombeo mediante una rueda hidráulica evitando el uso de energía eléctrica o elementos a combustión tal sistema se lo denomina Ríobomba que mediante el giro de la rueda que ya se mencionó, activa una bomba hidráulica, la cual bombea el caudal necesario para desarrollar diferentes actividades.

En vista de que la Ríobomba utiliza la energía hidráulica como principal factor de funcionamiento, la cual es una energía renovable y que al ser bien utilizada se convierte en una energía sostenible y a la vez logra un alto rendimiento energético, el tema de tesis presentado no ocasiona impacto ambiental alguno.

La rueda hidráulica será colocada en el afluente, sin causar desviación del cauce normal del río, el agua no utilizada retorna nuevamente a la misma fuente por medio de un canal reduciendo así el impacto ecológico.

Una de las fuentes de energía más aprovechables y de mayor eficiencia son las ruedas hidráulicas ya que estos sistemas no utilizan ningún tipo de combustible para su activación de trabajo, por lo que no existe el riesgo de contaminación del caudal del río ni del ambiente. Por lo antes mencionado el presente tema de tesis es netamente ecológico y de gran ayuda para el medio ambiente y generación de productos para el consumo humano.

4 CONCLUSIONES

El lugar donde se instaló el equipo para la realización de las pruebas es en el Rio Illuchi sector Santa Lucia ocupando un área de trabajo de 0.946 m^2 y un caudal de $0.798 \text{ m}^3/\text{s}$ que permitió accionar la rueda hidráulica a una velocidad de 11 rev/min para el accionamiento de la bomba de barril.

Para el dimensionamiento de la rueda hidráulica se optó por un diseño de afluente inferior ya que es el que mejor se acopla al perfil geográfico del río, también se tomó en cuenta el diseño de la rueda de 8 alabes el cual aprovecha el caudal disponible del río y con un factor de seguridad de 15 que permite asegurar la durabilidad de la misma, se debe destacar que esta rueda es totalmente desmontable para la realización de pruebas de comportamiento tanto de sistema de transmisión como de comportamiento hídrico.

Para el diseño del árbol se utilizó acero náutico ya que este material es aún más resistente a la corrosión y su dureza es superior a otros materiales, se trabajó con un diámetro de 35 mm, para que sea desmontable se tuvo que maquinarse el mismo disminuyendo su diámetro a 32 mm en algunas partes; la longitud total del mismo es de 1024.5 mm con lo que se obtuvo un factor de seguridad máximo de 15 y un mínimo de 11.56 debido al material de fabricación y a que no sufre daños por golpes.

Este tipo de equipos tienen un costo considerable de fabricación el cual lo compensa con los años de duración y los bajos costos de mantenimiento a su vez que no necesita de otro tipo de inversión para su funcionamiento, el costo de fabricación ronda los \$1000 que a comparación de una bomba a combustible el cual en el mercado el más barato es de \$300 y a eso adicionándole el consumo de combustible considerando que gasta 1 galón diario y su costo de mantenimiento excede el precio de una ríobomba en aproximadamente 1 año de uso.

La relación de transmisión para este tipo de sistemas mediante las pruebas realizadas permite obtener que la combinación óptima es la de piñón 3 en la rueda y 7 en la bomba con la cual se puede obtener un resultado de 1L en 15 minutos a una altura de bombeo de 5 m, en donde es el lugar más propicio para su utilización.

Un aspecto importante a tomar en cuenta es la bomba que se utilizó para realizar las pruebas pertinentes con esta rueda hidráulica, en este caso se utilizó una bomba de barril que al ser una bomba sencilla y al no presentar bujes tiende a sufrir daños en la parte del eje debido a la presión del sistema de transmisión por cadena y la fuerza que ejerce la rueda sobre la misma, por ende tiende a sufrir daños como fue la ruptura en la base que une la bomba con la estructura sumado a esto pierde su eficiencia por lo cual los resultados obtenidos son mínimos.

5 RECOMENDACIONES

Utilizar una bomba dimensionada y diseñada específicamente para la rueda hidráulica establecida, una de las bombas más eficientes para este tipo de sistemas es la bomba de pistón la cual aprovecha al máximo la fuerza ejercida por la rueda siendo esta la más eficiente tanto para el bombeo en altura como para mayor distancia.

Realizar el cebado de la bomba, esto quiere decir llenar de agua la tubería de succión, ya que si la bomba presenta cavitación o más conocida como presencia de aire no funciona correctamente.

Además de utilizar una válvula antirretorno o válvula de pie en la parte de succión para aprovechar al máximo la eficiencia de la bomba y del sistema de bombeo y evitar el retorno de agua.

Para la instalación de la ríobomba en la parte de succión de agua del río es recomendable realizar una instalación que permita separar impurezas tanto rocas y arena, ya que de ingresar en la bomba se producirían daños ya sea en la cámara de bombeo como también en los alabes de bomba.

La válvula de paso de la tubería de descarga no debe permanecer cerrada cuando el sistema está en funcionamiento puesto que el aumento de presión en el interior de la bomba produce grandes averías incluso llegando a fisurar la cámara de bomba y tubería de succión la conlleva daños en todo el sistema de bombeo.

6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. Morató, A. Subirana y Gris, Tecnologías sostenibles para la potabilización, Antioquia, Colombia: Universitaria Lasallista, 2006.
- [2] I. P. Ortega, DISEÑO DE UN SISTEMA GENERADOR DE ENERGÍA A PARTIR DEL FLUJO DE AGUA EN LAS TUBERÍAS, México D.F.: UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA, 2010.
- [3] A. A. C. PÁEZ, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA RUEDA HIDRÁULICA PARA IMPULSAR AGUA DESDE UNA VERTIENTE CON MEDIANO CAUDAL HACIA UNA VIVIENDA A 300 M DE DISTANCIA EN PUERTO QUITO HACIA UNA VIVIENDA A 300 M DE DISTANCIA EN PUERTO QUITO, QUITO: UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE QUITO, 2015.
- [4] L. F. H. Sánchez, CONSTRUCCIÓN Y ENSAYO DE UNA RUEDA HIDRÁULICA DE CORRIENTE LIBRE DE 2 M DE DIÁMETRO, Lima: PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA, 2009.
- [5] M. V. Torres Castro, "Tecnologías apropiadas en dotación de agua y saneamiento para comunidades rurales", Loja – Ecuador: UNIVERSIDAD TÉCNICA PARTICULAR DE LOJA, 2013.
- [6] V. C. G, EL MOLINO DE AGUA, 2014.
- [7] V. V. Arámbula, EL AGUA PARA LA AGRICULTURA DE LAS AMÉRICAS, -: Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura, 2017.
- [8] C. A. S. Zambrano, Energías renovables y alternativas como fuente de desarrollo económico, Bucaramanga: Universidad Autónoma de Bucaramanga., 2018..
- [9] E. V. Font, Energías renovables y no renovables, Chile: Biblioteca del Congreso Nacional de Chile/DCN, Agosto 2020.
- [10] A. C. M. y. R. Caro, FUENTES ENERGÉTICAS, -: Colino Martínez, --.
- [11] P. F. Díez, TURBINAS HIDRÁULICAS, CANTABRIA: UNIVERSIDAD DE CANTABRIA, -.
- [12] P. F. Díez, TURBINAS HIDRÁULICAS, CANTABRIA: UNIVERSIDAD DE CANTABRIA, -.
- [13] P. F. Díez, TURBINAS HIDRÁULICAS, CANTABRIA: UNIVERSIDAD DE

CANTABRIA, -.

- [14] Y. D. D. Héctor Luis Laurencio Alfonso, Propiedades reológicas de emulsiones de petróleo pesado en agua, -: Revista chilena de ingeniería, 2008.
- [15] C. R. M. CUEVA, GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA HASTA 1000 WATTS CON EL EMPLEO DE UN SISTEMA HIDRÁULICO PARA UTILIZAR EN UNA VIVIENDA DEL CANTÓN LAGO AGRÍO, Quito: UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, 2016.
- [16] H. Laurencio-Alfonso, Influencia de la temperatura en las propiedades reológicas de la emulsión de petróleo pesado, -: Minería y Geología, 2008.
- [17] Valdez, Rueda hidráulica con alimentación inferior, -: -, 2009..
- [18] R. Husck, Rueda Hidraulica, UNIVERSIDAD VERACRUZANA FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL, -.
- [19] J. F.-H. Y. R.-. Héctor Luis Laurencio-Alfonso, Modelo para cálculo de pérdidas de presión en tuberías conductoras de petróleo pesado (11° API), -: Editor, 2012.
- [20] H. L. Alfonso, Modelado de la viscosidad aparente de un petróleo crudo de 11° API con comportamiento no newtoniano, Universidad de Tarapacá, 2017.
- [21] H. L. Hernández, Procedimiento para prácticas de laboratorio en la asignatura Mecánica de los Fluidos, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, 2015.
- [22] J. C. F. Garcia, SISTEMAS DE TRANSMISIÓN MECÁNICA, Bolivia: UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRÉS, -.
- [23] V. A. C. Vásquez, DISEÑO DE UNA TRANSMISIÓN DE POTENCIA ENTRE BOMBA Y MOTOR PARA BOMBEO DE LODO, Piura: UNIVERSIDAD DE PIURA, 2009.
- [24] C. V. M. Vinicio, REDISEÑO DE LA TURBINA, EJE Y LABERINTO DE LA MÁQUINA HIDRÁULICA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA DE 500[KW] Y LA SIMULACIÓN PARA LA CENTRAL "PENÍNSULA" EN AMBATO, Quito: ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, 2015 .
- [25] G. M. D. Patricio, "DISEÑO DE UN SISTEMA DE BOMBEO PARA ALMACENAMIENTO DE AGUA, Latacunga: UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI, 2017.
- [26] J. ROJAS, TRANSMISION POR CADENA, UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DEL

PERU, 2013.

- [27] Y. G.-C. H. L. L.-A. Benigno Leyva-de-la-Cruz, Caracterización reológica de un lodo que se genera en el lavado de árido, Facultad de Ingeniería Mecánica. Instituto Superior Politécnico" José Antonio Echeverría", 2016.



7 ANEXOS

ANEXO 1. INFORME ANTIPLAGIO PROYECTO DE TITULACIÓN

FACULTAD:	Ciencias de la Ingeniería y Aplicadas
CARRERA:	Ingeniería Electromecánica
NOMBRE DEL DOCENTE EVALUADOR QUE EMITE EL INFORME:	Ing. Cristian Fabian Gallardo Molina
DOCUMENTO EVALUADO:	Propuesta tecnológica previo a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico.
AUTORES DEL DOCUMENTO:	Sr. Escobar Caluguillín Anderson Lutgardo Sr. Vega Vega Edwin Geovanny
PROGRAMA DE SIMILITUD UTILIZADO:	Sistema URKUND
PORCENTAJE DE SIMILITUD SEGUN EL PROGRAMA UTILIZADO:	3 %
OBSERVACIONES: Calificación de originalidad atendiendo a los siguientes criterios.	-X-
<ul style="list-style-type: none"> • El documento cumple criterios de originalidad, sin observaciones. • El documento cumple criterios de originalidad, con observaciones. • El documento no cumple criterios de originalidad. 	----- -----
FECHA DE REALIZACION DEL INFORME:	17/02/2023 07:50:00 AM

Document Information

Analyzed document	TESIS ESCOBAR VEGA.docx (D158903384)
Submitted	2/17/2023 2:42:00 PM
Submitted by	Cristian Gallardo
Submitter email	cristian.gallardo@utc.edu.ec
Similarity	3%
Analysis address	cristian.gallardo.utc@analysis.urkund.com

.....
PhD. Ing. Laurencio Alfonso Héctor Luis
Director del Proyecto de la Propuesta Tecnológica

Document Information

Analyzed document	TESIS ESCOBAR VEGA.docx (D158903384)
Submitted	2/17/2023 2:42:00 PM
Submitted by	Cristian Gallardo
Submitter email	cristian.gallardo@utc.edu.ec
Similarity	3%
Analysis address	cristian.gallardo.utc@analysis.orkund.com

Sources included in the report

SA	INFORME FINAL TURBINA PELTON 2019.docx Document INFORME FINAL TURBINA PELTON 2019.docx (D49530209)	 3
SA	URKUN LENIN IBAÑEZ.docx Document URKUN LENIN IBAÑEZ.docx (D47498829)	 2
SA	TESIS CHRISTIAN FREIRE .pdf Document TESIS CHRISTIAN FREIRE .pdf (D46606449)	 1
SA	8209 grandez_mg.pdf Document 8209 grandez_mg.pdf (D34966645)	 1
SA	christian mera_orkud.docx Document christian mera_orkud.docx (D24158658)	 8

Entire Document

RESUMEN.

En el presente proyecto de Tesis, se tuvo como propósito elaborar un proyecto de riobomba con un sistema de rueda hidráulica, que permita provisión de agua desde el río Iluchi 2 en el sector de Santa Lucia, los planos de la riobomba consta de algunos elementos los cuales son: Una rueda hidráulica que consta de 8 álabes desmontables, que gira con un número de revoluciones de 12 Rev./min, la misma que acciona una bomba volumétrica mediante relación de transmisión variable por sistema de cadena.

finalmente, la instalación hidráulica la cual cuenta de tubos de PVC conectados a la parte de succión y descarga de la bomba y a su vez la salida de la misma estará conectada a una manguera por donde circula el agua para después su almacenamiento y utilización.

Para el diseño y análisis se ha utilizado el programa Autodesk Inventor 2023 este software nos permite analizar el comportamiento de los materiales a cargas y presiones distintas en el software hemos puesto valores un poco mayores a los calculados para de esta forma poder obtener un factor de seguridad adecuado para la construcción y a su vez no permite comprobar la resistencia de los mismos, de esta forma asegurando la duración del equipo.

INFORMACIÓN GENERAL

Título:

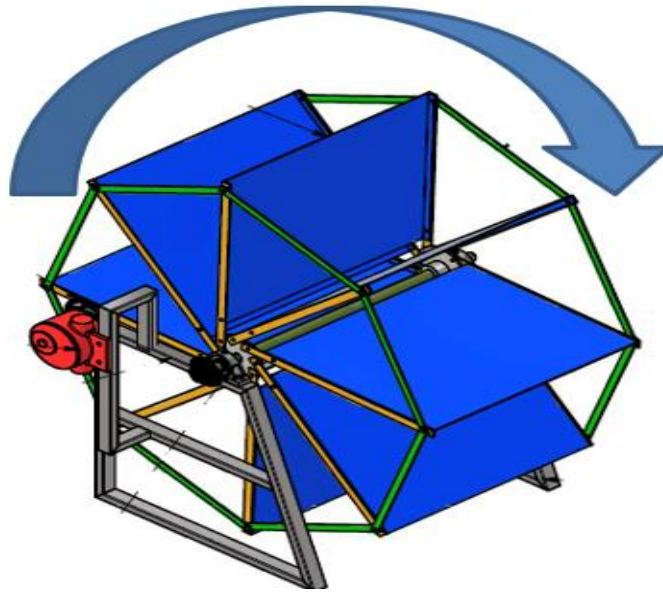
Implementación de un sistema para la obtención de la eficiencia y calidad de energía en el sistema de bombeo de la Universidad Técnica de Cotopaxi. Fecha de inicio: Noviembre 2022.

Fecha de finalización: Marzo 2023.

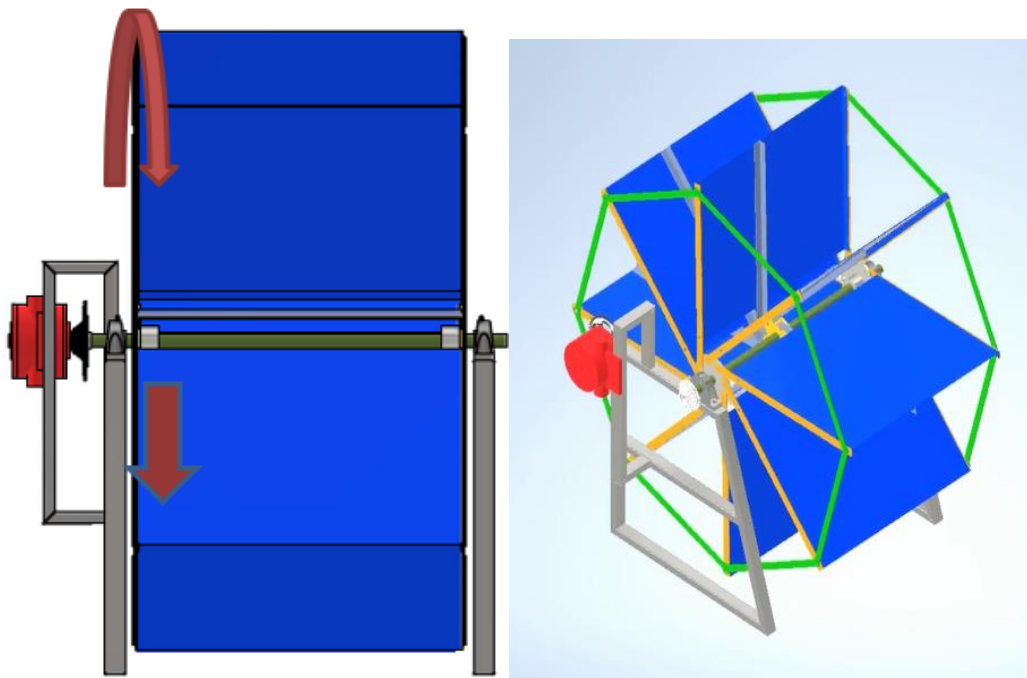
<https://secure.orkund.com/view/151702296-933375-108702#/>

1/35

Anexo 7. 2: Informe urkund



Anexo 7. 3: Diseño de rueda en inventor



Anexo 7. 4: Simulación el software inventor



Anexo 7. 5: Platinas de soporte



Anexo 7. 6: manzana de apoyo de alabes



Anexo 7. 7: eje central de la rueda hidráulica



Anexo 7. 8: Acople de piñon a eje



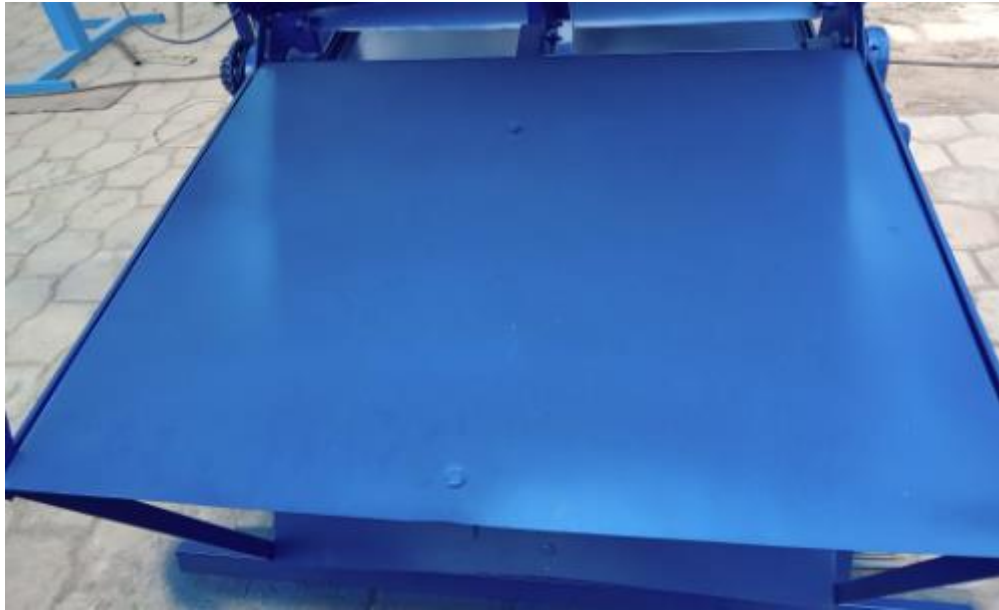
Anexo 7. 9: Piñon delantero



Anexo 7. 10: Bomba manual



Anexo 7. 11: Ensamble de manzana y soportes



Anexo 7. 12: Ensamble alabes



Anexo 7. 13: Ensamble de piñones y cadena



Anexo 7.14: ensamble de sistema de transmisión



Anexo 7.15: Adaptación de rueda hidráulica en estructura (base)



Anexo 7.16: proceso de pintura a la estructura y rueda hidráulica



Anexo 7.17: finalización de ensamble y acabados



Anexo 7.18: Participación en la expo feria UTC



Anexo 7.19: Reconocimiento por participación en la expo feria UTC



Anexo 7.20: Instalación en el caudal



Anexo 7.21: Preparacion de sitio para instalacion de ríobomba



Anexo 7.22: Instalacion en el afluente.

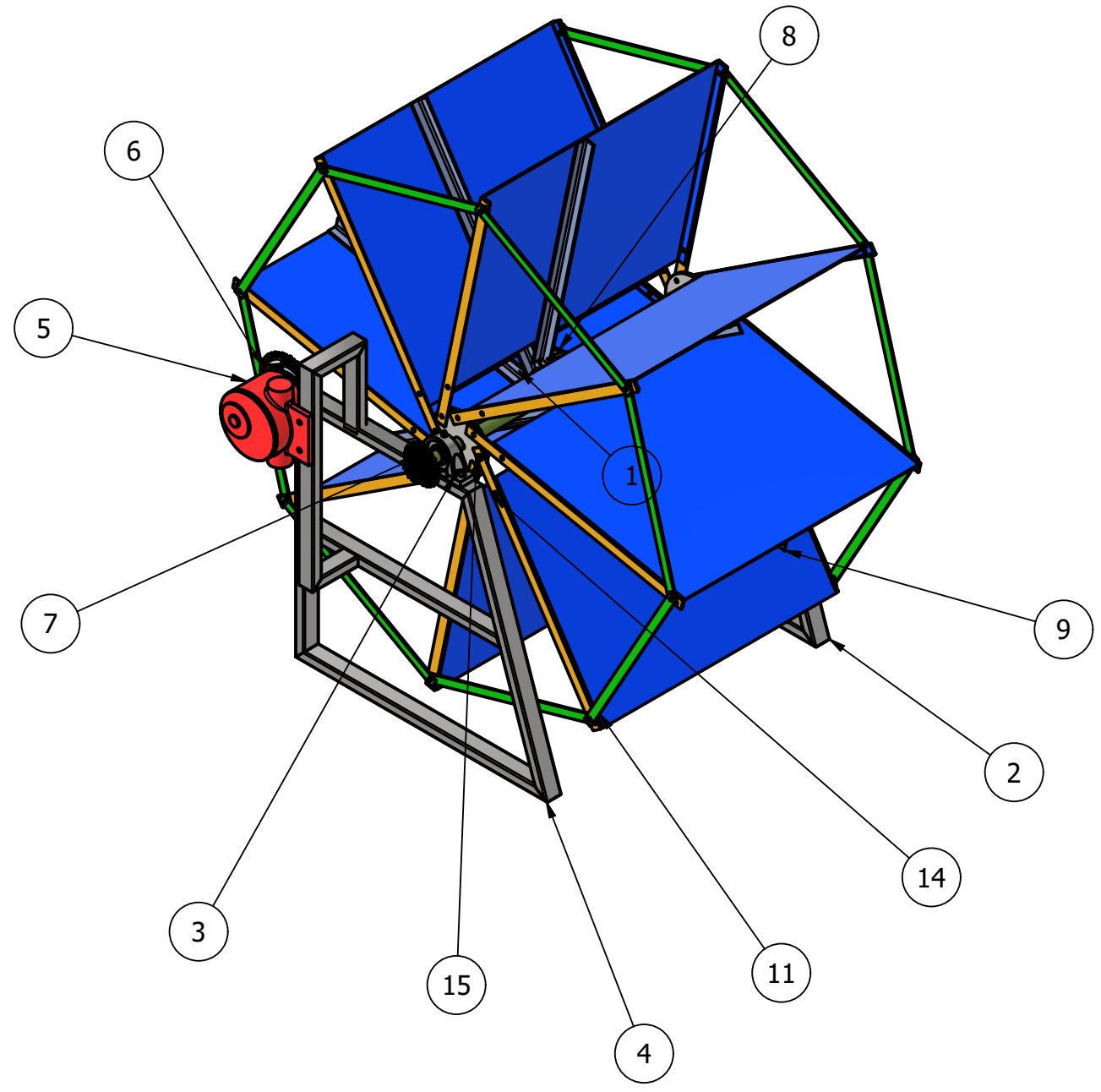


Anexo 7.23: Pruebas de salida de agua con instalación completa

DIÁMETRO NOMINAL (mm)		20	25	32	40	50	75	110	160	200
PERDIDAS DE CARGA		m								
Tee		0.70	0.80	0.90	1.50	2.20	2.40	2.60	3.60	5.00
Codo 90°		1.10	1.20	1.50	2.00	3.20	3.70	4.30	5.40	5.50
Codo 45°		0.40	0.50	0.70	1.00	1.30	1.70	1.90	2.60	3.50
Codo 90° 1/r		0.40	0.50	0.60	0.70	1.20	1.40	1.60	2.10	2.60
Codo 45° 1/r		0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.80	1.00	1.20	1.40
Válvula check		2.50	2.70	3.80	4.90	6.80	8.20	10.40	13.90	17.60
Válvula de bola		11.10	11.40	15.00	22.00	35.80	38.00	42.30	56.70	72.10
Válvula de compuerta		0.10	0.20	0.30	0.40	0.70	0.90	1.00	1.20	1.40

Anexo 7.24: Perdidas en accesorios

Rueda Hidráulica



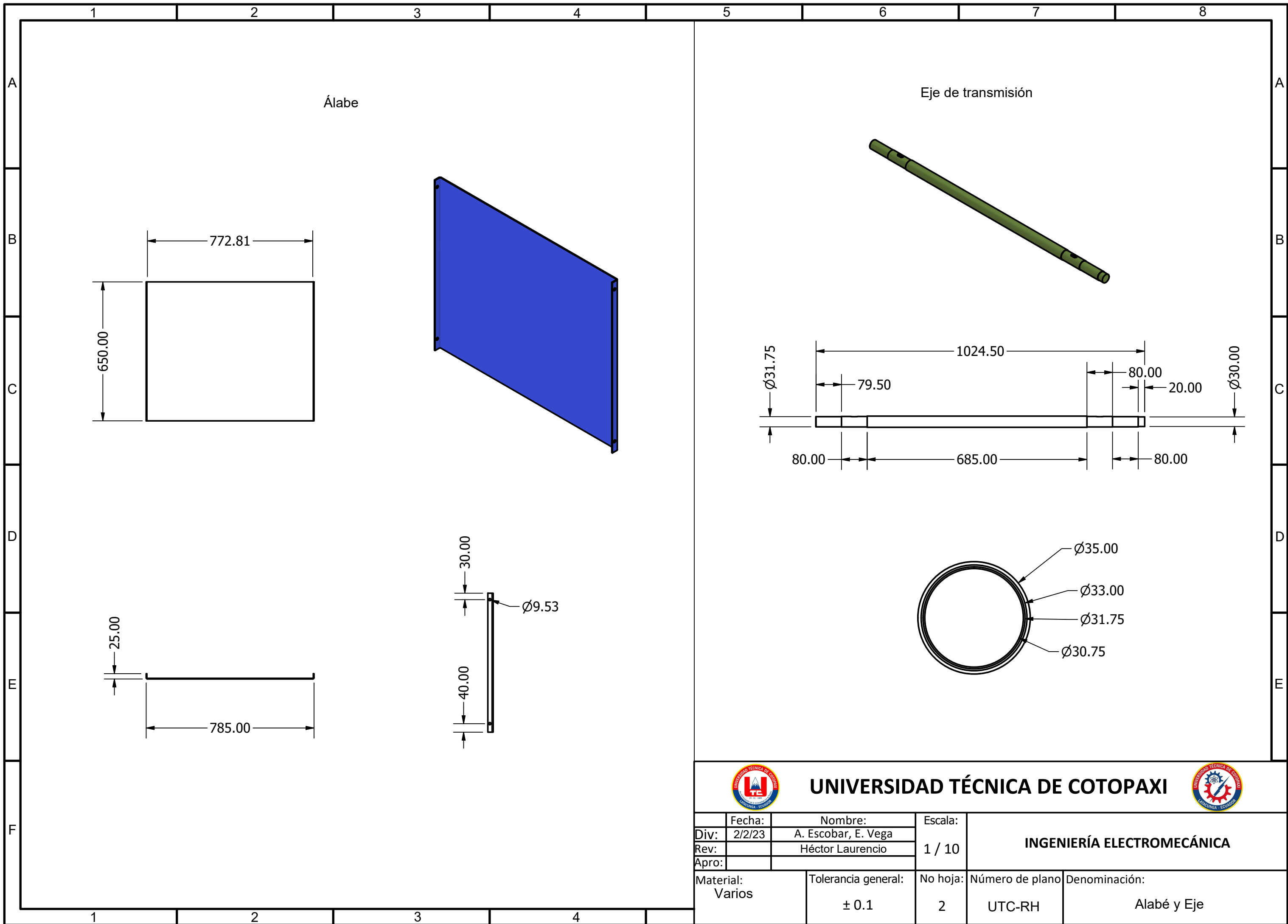
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Rueda_Hidraulica	
2	1	Soporte Izquierdo	
3	2	Chumascera_31-75mm	STEP AP214
4	1	Soporte Derecho	
5	1	Bomba de agua	
6	1	Plato_46T	
7	1	Cassete_tuerca	
8	1	Brida central	
9	8	Soporte centro	
11	2	AS 2465 - 3/8 x 1 1/4 UNC	Tuercas, tornillos y pernos hexagonales unificados (rosclas UNC y UNF)
14	2	AS 2465 - 3/8 x 3/4 UNC	Tuercas, tornillos y pernos hexagonales unificados (rosclas UNC y UNF)
15	2	AS 2465 - 3/8 x 1 UNC	Tuercas, tornillos y pernos hexagonales unificados (rosclas UNC y UNF)



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div: 2/2/23	A. Escobar, E. Vega	1 / 15		
Rev:	Héctor Laurencio			
Apro:				
Material: Varios	Tolerancia general: ± 0.1	No hoja: 1	Número de plano: UTC-RH	Denominación: Rueda Hidráulica



Álabe

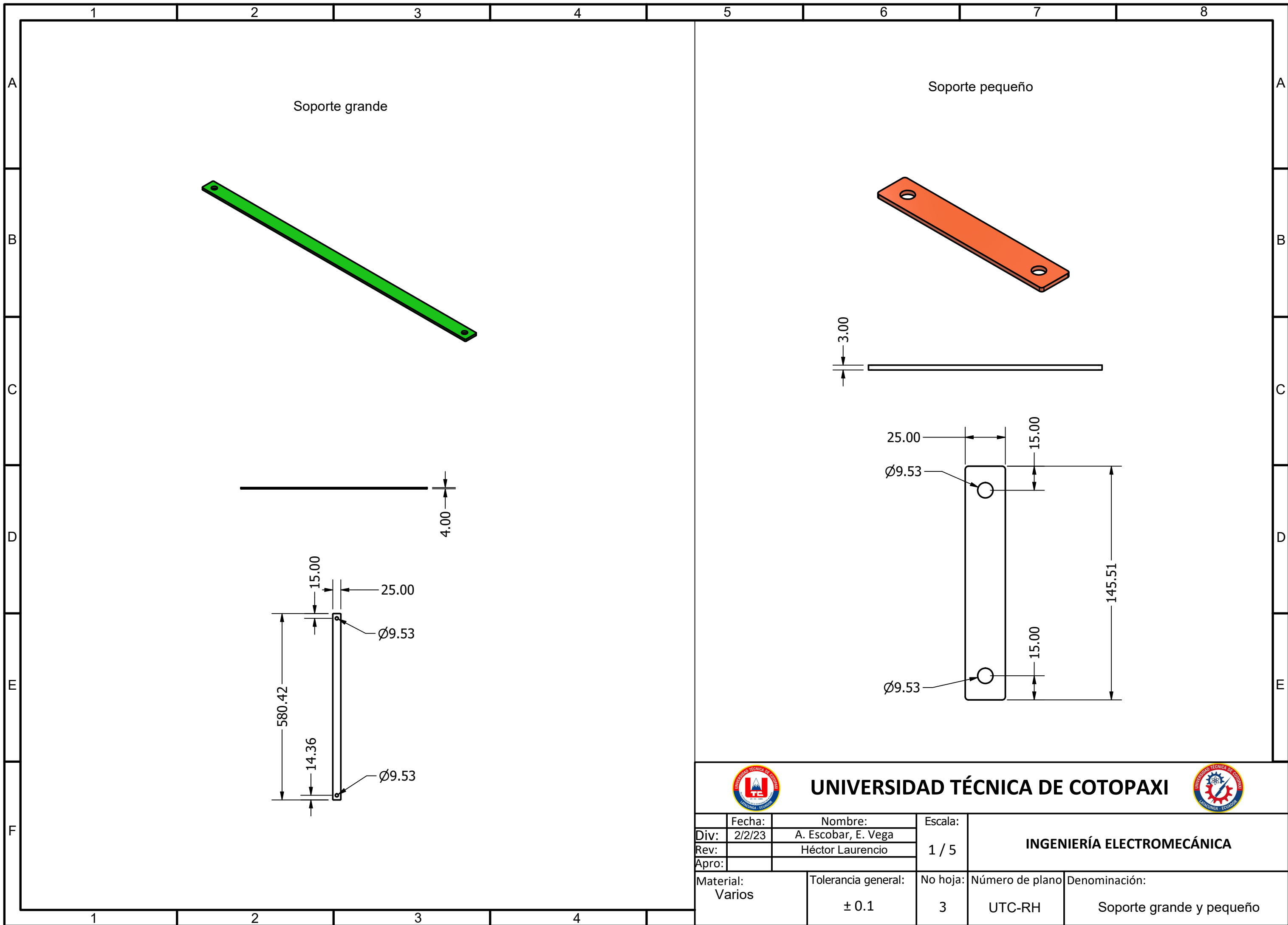
Eje de transmisión



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



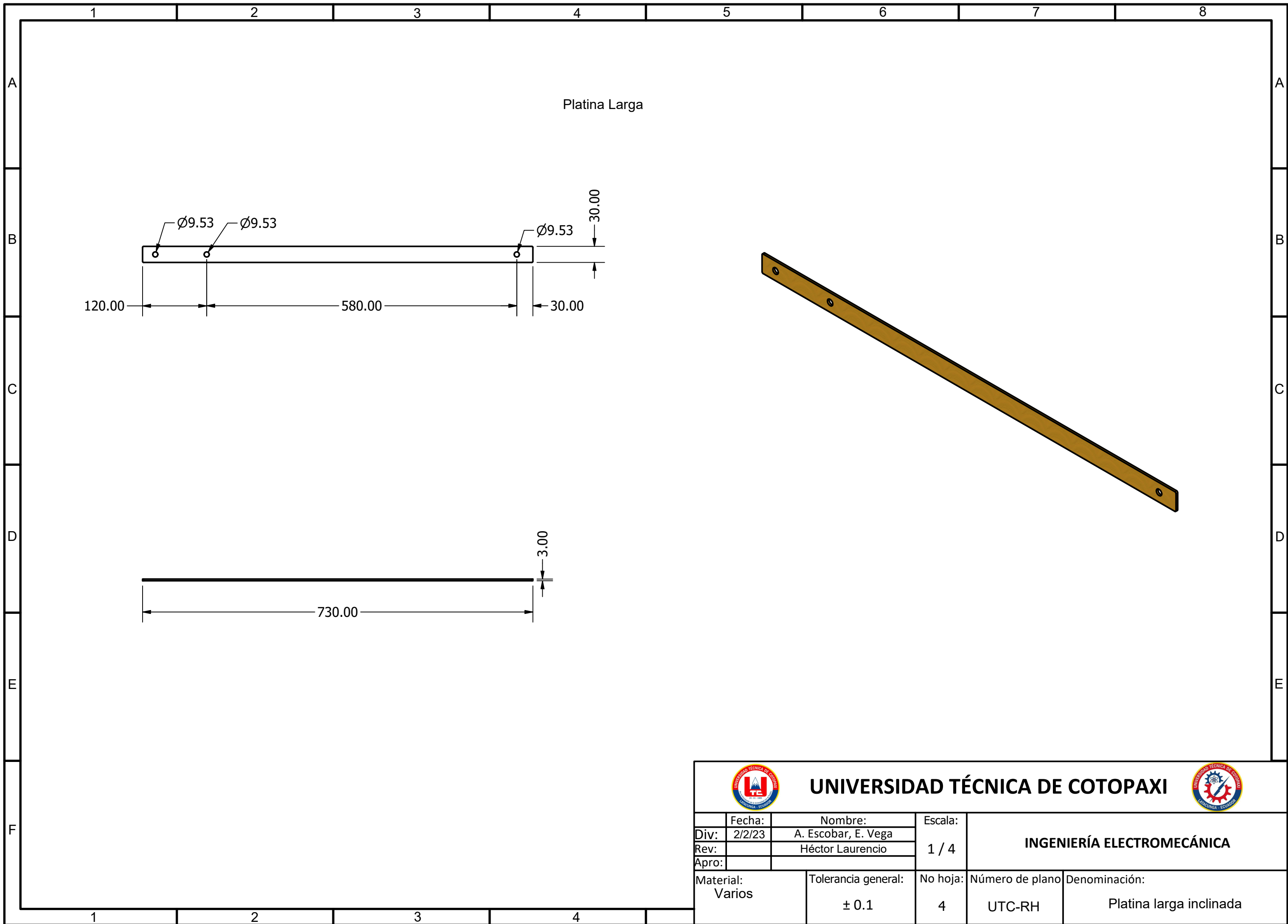
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div: 2/2/23	A. Escobar, E. Vega	1 / 10		
Rev:	Héctor Laurencio			
Apro:				
Material: Varios	Tolerancia general: ± 0.1	No hoja: 2	Número de plano: UTC-RH	Denominación: Alabé y Eje



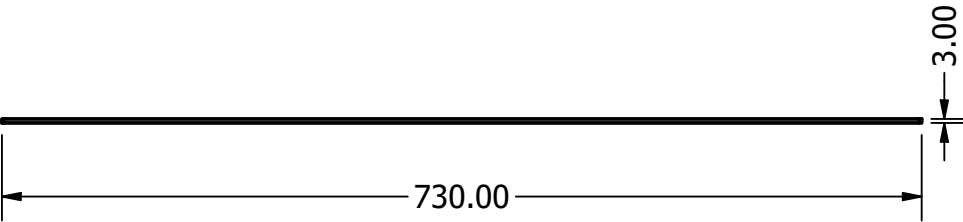
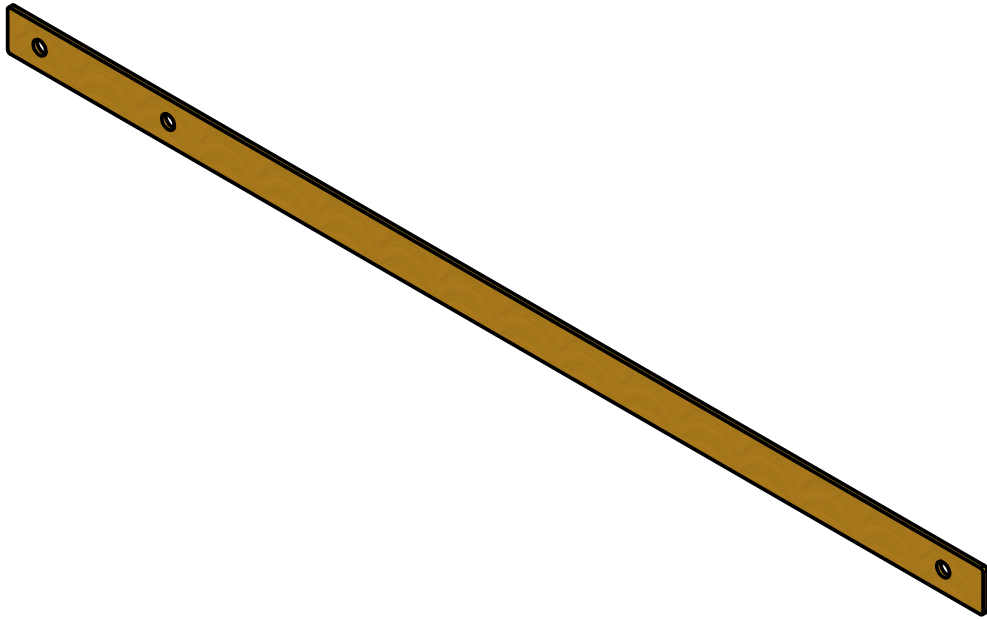
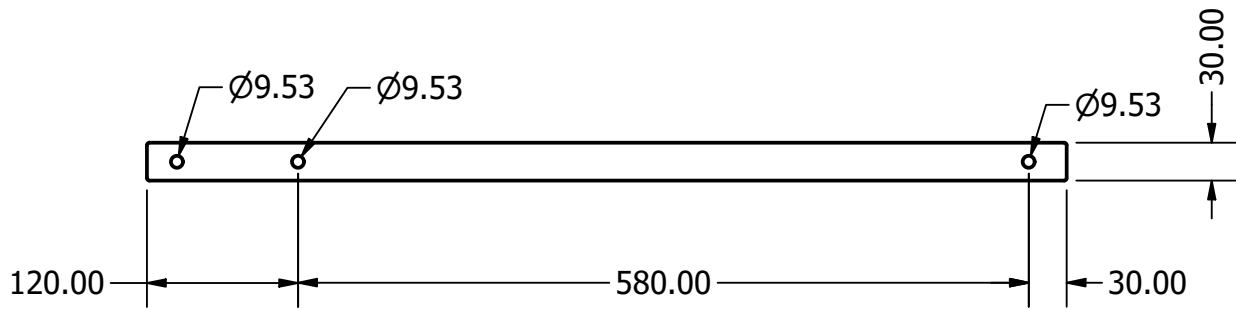
UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div: 2/2/23	A. Escobar, E. Vega	1 / 5		
Rev:	Héctor Laurencio			
Apro:				
Material: Varios	Tolerancia general: ± 0.1	No hoja: 3	Número de plano: UTC-RH	Denominación: Soporte grande y pequeño



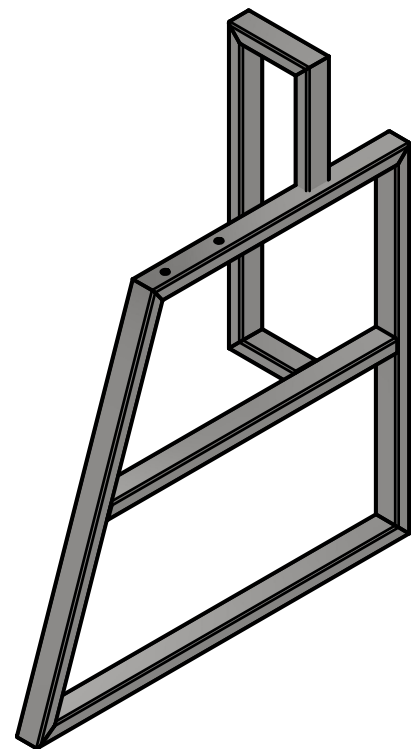
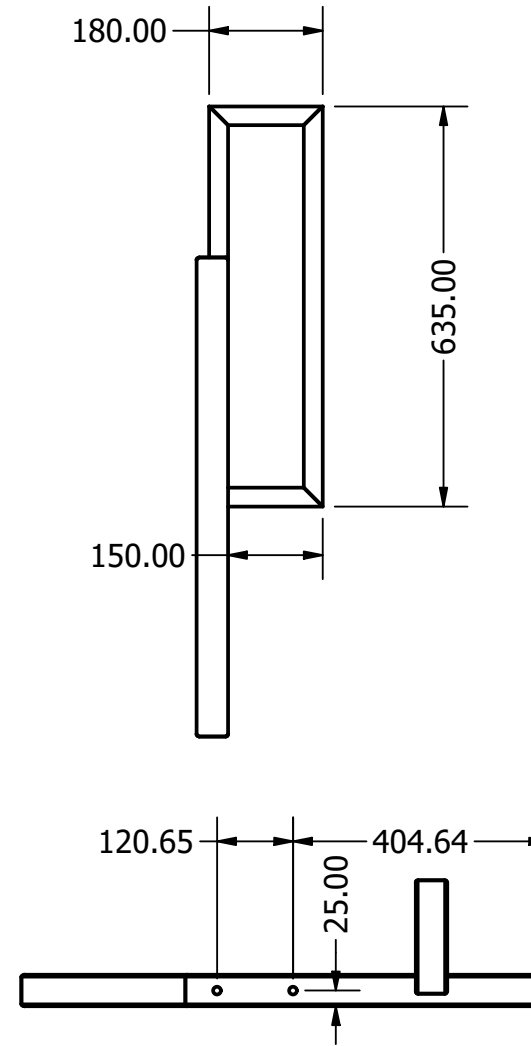
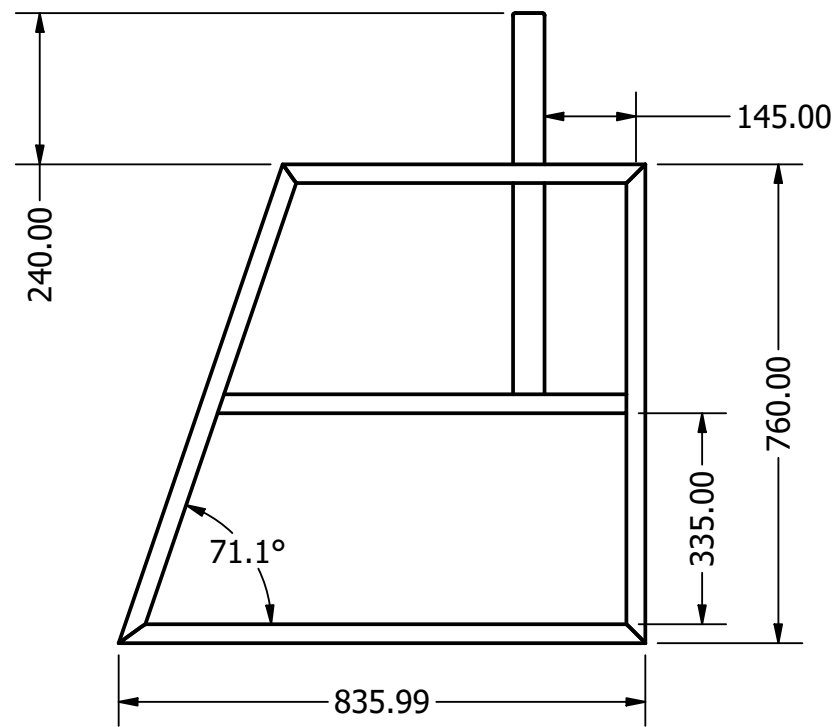
Platina Larga



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div: 2/2/23	A. Escobar, E. Vega	1 / 4		
Rev:	Héctor Laurencio			
Apro:				
Material: Varios	Tolerancia general: ± 0.1	No hoja: 4	Número de plano: UTC-RH	Denominación: Platina larga inclinada



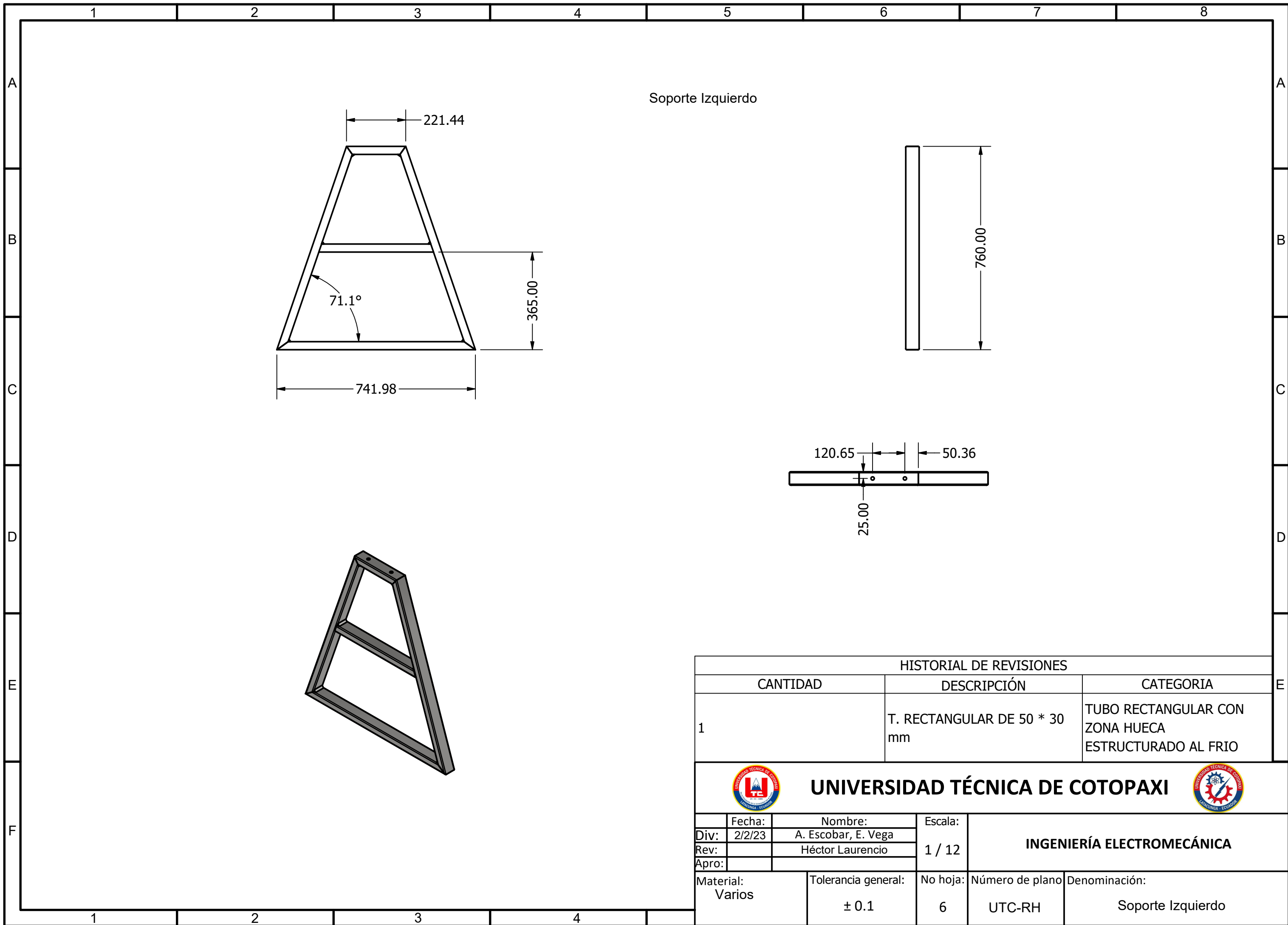
HISTORIAL DE REVISIONES		
CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	CATEGORIA
1	T. RECTANGULAR DE 50 * 30 mm	TUBO RECTANGULAR CON ZONA HUECA ESTRUCTURADO AL FRIO



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div: 2/2/23	A. Escobar, E. Vega	1 / 12		
Rev:	Héctor Laurencio			
Apro:				
Material: Varios	Tolerancia general: ± 0.1	No hoja: 5	Número de plano: UTC-RH	Denominación: Soporte derecho



Soporte Izquierdo

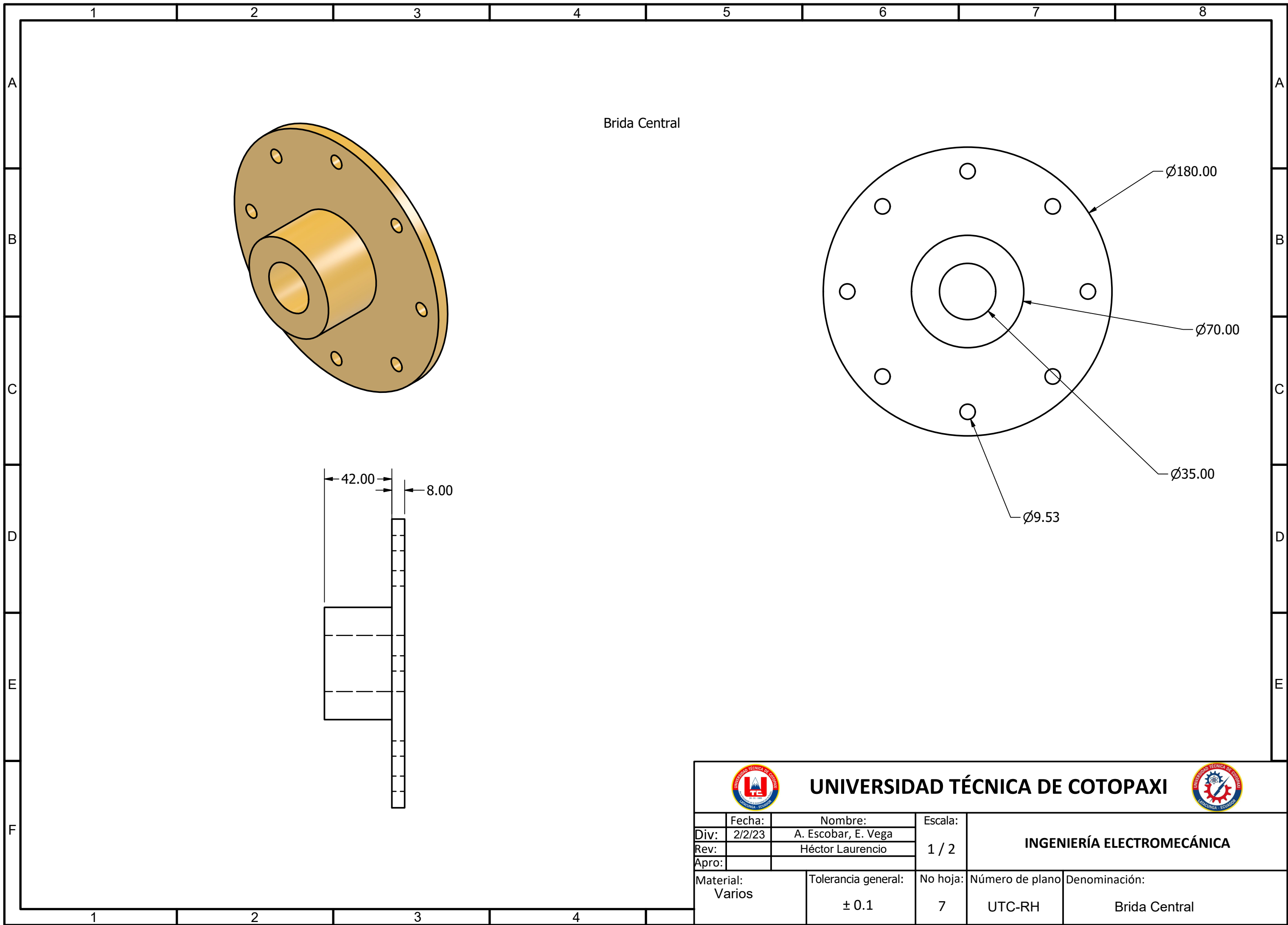
HISTORIAL DE REVISIONES		
CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	CATEGORIA
1	T. RECTANGULAR DE 50 * 30 mm	TUBO RECTANGULAR CON ZONA HUECA ESTRUCTURADO AL FRIO




UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI



Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div: 2/2/23	A. Escobar, E. Vega	1 / 12		
Rev:	Héctor Laurencio			
Apro:				
Material: Varios	Tolerancia general: ± 0.1	No hoja: 6	Número de plano: UTC-RH	Denominación: Soporte Izquierdo



Brida Central

 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE COTOPAXI 				
Fecha:	Nombre:	Escala:	INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA	
Div: 2/2/23	A. Escobar, E. Vega	1 / 2		
Rev:	Héctor Laurencio			
Apro:				
Material: Varios	Tolerancia general: ± 0.1	No hoja: 7	Número de plano: UTC-RH	Denominación: Brida Central