

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



TESIS

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE PIEDRA
ECOLÓGICO, PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE MAÍZ
ORGÁNICO – CHAQUEPAY HUAROCONDO – 2023**

PRESENTADO POR:

Br. ULICES SARAYASI ROCCA

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

Mgt. ARTURO MACEDO SILVA

CUSCO - PERÚ

2026



Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el Asesor MGT. ARTURO MACEDO SILVA.....
..... quien aplica el software de detección de similitud al
trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN.....
MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO, PARA LA PRODUCCIÓN DE.....
HARINA DE MAIZ ORGÁNICO - CHAQUEPAY HUAROCONDO-2023.....

Presentado por: ULICES SARAYASI ROCCA..... DNI N° 46536559.....;
presentado por: DNI N°:
Para optar el título Profesional/Grado Académico de INGENIERO MECÁNICO.....

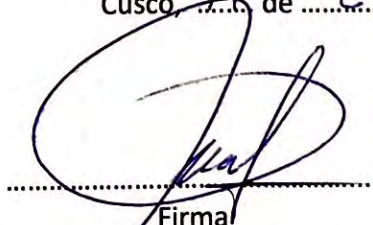
Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 02.. veces, mediante el
Software de Similitud, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso del Sistema Detección de**
Similitud en la UNSAAC y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 5.....%.

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

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

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

Cusco, 19 de ENERO..... de 2026.....


Firma

Post firma ARTURO MACEDO SILVA

Nro. de DNI 23821894

ORCID del Asesor 0000-0002-2794-949X

Se adjunta:

- Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
- Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: oid: 27259:547425714

Ulices SARAYASI ROCCA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO, PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE MAÍZ O...

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::27259:547425714

Fecha de entrega

19 ene 2026, 4:27 p.m. GMT-5

Fecha de descarga

19 ene 2026, 4:38 p.m. GMT-5

Nombre del archivo

TESIS ULICES SARAYASI ROCCA 2026.pdf

Tamaño del archivo

7.3 MB



187 páginas

33.100 palabras

189.793 caracteres

5% Similitud general

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

Filtrado desde el informe

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

Exclusiones

- N.º de coincidencias excluidas

Fuentes principales

- 5%  Fuentes de Internet
- 0%  Publicaciones
- 0%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión

-  **Caracteres reemplazados**
27 caracteres sospechosos en N.º de páginas
Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.

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

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

PRESENTACIÓN

SEÑOR DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA

SEÑORES DOCENTES MIEMBROS DEL JURADO.

Cumpliendo con las disposiciones del reglamento de grados y títulos de la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, presento a consideración mi tesis titulada **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO, PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE MAÍZ ORGÁNICO – CHAQUEPAY HUAROCONDO – 2023”** con el propósito de optar al grado profesional de Ingeniero Mecánico.

DEDICATORIA

En primer lugar, quiero dedicar esta tesis a Dios por permitirme llegar a esta etapa de mi vida y acompañarme en cada paso de mi formación profesional. A mis padres por acompañarme siempre durante todo este largo camino recorrido, a mis hermanos por su apoyo incondicional y por permitirme disfrutar de esta hermosa familia.

Ulices Sarayasi Rocca

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento enorme a mi asesor de tesis Ing. Mgt. Arturo Macedo Silva por su amistad, paciencia y apoyo incondicional, durante el desarrollo mi tesis. y por ayudarme a lograr este paso importante en mi vida profesional.

Ulices Sarayasi Rocca

INTRODUCCIÓN

El aprovechamiento de la energía hidráulica ha acompañado a la humanidad desde tiempos antiguos, los molinos de agua son una de las primeras aplicaciones mecánicas para transformar la energía potencial del agua en energía mecánica. Estos sistemas representaron un avance tecnológico en su época, y hoy en la actualidad también constituyen una alternativa sostenible, en la búsqueda de tecnologías limpias y de bajo impacto ambiental.

El presente estudio tiene como objetivo principal diseñar y construir un molino de piedra ecológico para la producción de harina de maíz orgánico, utilizando una rueda hidráulica de eje vertical de 2 m de diámetro, un eje de transmisión de acero estructural y componentes de madera seleccionada (Aliso, Ana Caspi y Eucalyptus globulus). Para ello, se desarrolló un procedimiento de ingeniería que incluyó: el levantamiento de datos en campo, el cálculo hidráulico mediante la ecuación de Manning y el teorema de impulso, el diseño mecánico aplicando la norma técnica E.010 Madera y criterios de resistencia de materiales, y finalmente la construcción de los componentes principales del sistema.

La tesis se estructura en cuatro capítulos principales: el Capítulo I aborda el planteamiento del problema, los objetivos y la justificación; el Capítulo II desarrolla el marco teórico y los antecedentes; el Capítulo III se realiza el cálculo de la demanda de potencia mecánica del sistema de molienda; el Capítulo IV presenta los cálculos hidráulicos de la rueda y el caudal requerido; el Capítulo V presenta los cálculos de diseño mecánico; el Capítulo VI describe el proceso de construcción del molino y la selección de materiales; el Capítulo VII incluye una estimación de costos; y finalmente, en el Capítulo VIII, se presentan las conclusiones y recomendaciones finales de la tesis.

RESUMEN

La presente investigación tuvo como objetivo diseñar y construir un molino de piedra ecológico para la producción de harina de maíz orgánico, utilizando el recurso hidráulico como fuente de energía renovable y sostenible

El estudio se desarrolló considerando como limitantes de diseño iniciales las piedras de molienda existentes y la geometría del canal de derivación. Se realizó el diseño hidráulico para determinar caudal, velocidad y potencia disponible, y el diseño mecánico de la rueda hidráulica, eje de transmisión, viga de soporte, apoyos y eje regulador, verificando resistencia y deformaciones de acuerdo con la Norma Técnica E.010 Madera y principios de resistencia de materiales.

En la fabricación se emplearon maderas locales (Aliso, Ana Caspi y Eucalyptus globulus) y acero ASTM A36, seleccionados por su resistencia, disponibilidad y bajo costo. Los resultados obtenidos demostraron que el sistema diseñado es capaz de transmitir la potencia requerida por la piedra de molienda, garantizando un funcionamiento estable y seguro, con factores de seguridad adecuados en todos los elementos estructurales. Asimismo, se comprobó que el uso de materiales locales permite una solución técnica viable, económica y coherente con los principios ecológicos de la investigación.

En conclusión, la tesis confirma la factibilidad técnica del diseño y construcción de un molino de piedra ecológico basado en criterios de ingeniería hidráulica y mecánica, contribuyendo a la producción sostenible de harina de maíz orgánico y al aprovechamiento responsable de los recursos naturales.

Palabras clave: Energía hidráulica, Diseño mecánico, Molienda de piedra, Sostenibilidad.

ABSTRACT

The objective of this research was to design and build an ecological stone mill for the production of organic corn flour, using hydraulic power as a renewable and sustainable energy source.

The study was developed considering the existing millstones and the geometry of the diversion channel as initial design constraints. The hydraulic design was carried out to determine flow, speed, and available power, and the mechanical design of the water wheel, transmission shaft, support beam, supports, and regulating shaft was verified for strength and deformation in accordance with Technical Standard E.010 Wood and principles of material strength.

Local woods (Aliso, Ana Caspi, and Eucalyptus globulus) and ASTM A36 steel were used in the manufacture, selected for their strength, availability, and low cost. The results obtained demonstrated that the designed system is capable of transmitting the power required by the grinding stone, ensuring stable and safe operation, with adequate safety factors in all structural elements. Likewise, it was verified that the use of local materials allows for a viable, economical technical solution that is consistent with the ecological principles of the research.

In conclusion, the thesis confirms the technical feasibility of designing and building an eco-friendly stone mill based on hydraulic and mechanical engineering criteria, contributing to the sustainable production of organic corn flour and the responsible use of natural resources.

Keywords: Hydraulic energy, Mechanical design, Stone milling, Sustainability.

ÍNDICE

PRESENTACIÓN.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
INTRODUCCIÓN	v
RESUMEN	vi
ABSTRACT.....	vii
ÍNDICE	viii
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
CAPÍTULO I	17
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	17
1.1. Aspectos Generales	17
1.2. Tema de Investigación	17
1.3. Marco de Referencia	17
1.4. Ámbito Geográfico	17
1.4.1. Lugar	17
1.4.2. Condiciones meteorológicas	18
1.5. Descripción del Problema	19
1.6. Planteamiento del Problema	20
1.6.1. Problema general.....	20
1.6.2. Problemas específicos	20
1.7. Objetivos	20
1.7.1. Objetivo general	20
1.7.2. Objetivos específicos.....	21
1.8. Justificación	21
1.9. Hipótesis	22
1.9.1. Hipótesis general.....	22
1.10. Variables de diseño	22
1.10.1. Variable independiente	22
1.10.2. Variable dependiente	22
1.11. Alcances y limitaciones	23
1.11.1. Alcances.....	23
1.11.2. Limitaciones	23
1.12. Metodología	24
1.12.1. Tipo:.....	24
1.12.2. Nivel:	24
1.12.3. Diseño:.....	24
CAPÍTULO II	25

MARCO TEÓRICO.....	25
2.1. Antecedentes de Estudio	25
2.1.1. Antecedentes internacionales	25
2.1.2. Antecedentes locales	26
2.2. Bases Históricas	26
2.2.1. Evolución histórica de los molinos harineros	27
2.3. Molinos hidráulicos tipos y principios de funcionamiento.....	29
2.3.1. Molinos de rueda horizontal o rodezno.....	30
2.3.2. Molinos de rueda vertical o vitruviana.....	31
2.4. Fundamentos Hidráulicos Aplicados al Diseño del Molino	32
2.4.1. Potencia Hidráulica	32
2.4.2. Ecuación de Bernoulli	33
2.4.3. Ecuación de Continuidad.	33
2.4.4. Hidráulica en Canales Abiertos.....	34
2.4.5. Formula de Manning	36
2.4.6. Principios de turbomáquinas	38
2.5. Fundamentos de diseño mecánico del molino	45
2.5.1. Potencia mecánica en la piedra de molturación.	45
2.5.2. Fricción en el proceso de molturación	46
2.5.3. Recomendaciones de rpm para molinos de piedra	51
2.5.4. Torque debido a las fuerzas de fricción	52
2.5.5. Potencia útil entregada por la rueda	54
2.5.6. Diseño del eje	54
2.5.7. Diseño del puente viga	58
2.5.8. Diseño de apoyos y cojinetes del eje de transmisión	60
2.5.9. Diseño del eje regulador de altura.....	62
CAPÍTULO III.....	66
CALCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA DEL MOLINO DE PIEDRA.....	66
3.1. Introducción	66
3.2. Determinación de los parámetros para el cálculo de potencia.....	66
3.2.1. Características físicas de las piedras	66
3.2.2. Velocidad de Operación del Molino de Piedra	70
3.2.3. Aceleración Angular (α).....	70
3.3. Cálculo del Torque y la Potencia Requerida del Molino	71
CAPÍTULO IV.....	76
DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE OPERACIÓN Y DISEÑO HIDRÁULICO DE LA RUEDA.....	76
4.1. Introducción	76
4.2. Limitaciones geométricas del sistema hidráulico	76

4.3.	Determinación del caudal disponible y variabilidad anual	76
4.3.1.	Procedimiento de experimentación	77
4.3.2.	Datos de campo y parámetros de entrada.....	78
4.3.3.	Cálculo del caudal en estiaje	78
4.4.	Procedimiento iterativo para la determinación del caudal real requerido.....	79
4.4.1.	Determinación del caudal ideal mínimo requerido	79
4.4.2.	Determinación de la velocidad máxima teórica del flujo	80
4.4.3.	Formulación del problema en función de la altura del flujo “y”	80
4.4.4.	Cálculo de la altura del flujo y de la velocidad real (primera iteración).....	82
4.4.5.	Cálculo de la altura hidráulica real y de las pérdidas de energía	82
4.4.6.	Replanteo del caudal real requerido y proceso iterativo	84
4.4.7.	Eficiencia hidráulica en el canal	85
4.4.8.	Eficiencia hidráulica global del sistema hasta el impacto con los álabes	85
4.4.9.	Verificación de la potencia hidráulica disponible.....	86
4.5.	Diseño de la rueda hidráulica y del álabe	86
4.5.1.	Introducción al diseño de la rueda hidráulica	86
4.5.2.	Datos de diseño y condiciones de operación	87
4.5.3.	Torque y fuerza tangencial requerida	87
4.5.4.	Velocidad tangencial de la rueda hidráulica	88
4.5.5.	Triángulo de velocidades a la entrada del álabe	88
4.5.6.	Triángulo de velocidades a la salida del álabe	91
4.5.7.	Cálculo de la fuerza tangencial generada en el alabe.....	92
4.5.8.	Reajuste de parámetros de diseño	93
4.5.9.	Cálculo de potencias	97
4.5.10.	Diseño de la forma del alabe	98
4.5.11.	Cálculo del número de alabes.....	100
CAPÍTULO V		102
DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS DEL MOLINO DE PIEDRA		102
5.1.	Introducción	102
5.2.	Diseño del eje de transmisión vertical	102
5.2.1.	Análisis de cargas actuantes.....	102
5.2.2.	Criterios de diseño del eje.....	103
5.2.3.	Cálculo de esfuerzos en el eje	105
5.2.3.1.	Esfuerzo normal por carga axial.....	105
5.2.3.2.	Esfuerzo cortante por torsión	106
5.2.3.3.	Esfuerzo normal por flexión.....	106
5.2.3.4.	Factores de concentración de esfuerzos	106

5.2.3.5.	Esfuerzo equivalente de Von Mises	107
5.2.3.6.	Factor de seguridad	107
5.2.4.	Propiedades mecánicas de los aceros considerados.....	107
5.2.5.	Cálculo del diámetro mínimo del eje por criterio de resistencia	108
5.2.6.	Dimensionamiento para el acero A36.....	109
5.2.7.	Dimensionamiento para el acero SAE 1045	109
5.2.8.	Selección del material del eje de transmisión	109
5.2.9.	Verificación de estabilidad por pandeo.....	110
5.2.10.	Verificación del peso propio del eje de acero A36	111
5.3.	Diseño del puente viga.....	111
5.3.1.	Tipo de madera a utilizar	112
5.3.2.	Procedimiento de diseño	113
5.3.3.	Controles para el diseño de una viga de madera.....	118
5.4.	Diseño de apoyos y cojinetes del eje de transmisión	123
5.4.1.	Diseño del apoyo inferior.....	123
5.4.2.	Diseño del buje superior	125
5.5.	Diseño del eje regulador (vástago – gancho).....	129
5.5.1.	Consideraciones de diseño	129
5.5.2.	Carga de diseño - diagrama de cuerpo libre.....	129
5.5.3.	Dimensionamiento mínimo del eje (núcleo resistente)	130
5.5.4.	Selección preliminar de rosca (ACME 5/8 - 8)	131
5.5.5.	Selección final de rosca (ACME ¾ - 6).....	134
5.5.6.	Esfuerzo manual requerido para la operación.	138
CAPÍTULO VI.....		139
CONSTRUCCIÓN DEL MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO.....		139
6.1.	Introducción	139
6.2.	Especificaciones técnicas de los materiales empleados.....	139
6.2.1.	Rueda hidráulica	139
6.2.2.	Eje de transmisión vertical y eje regulador	142
6.2.3.	Buje superior.....	143
6.2.4.	Apoyo inferior.....	143
6.2.5.	Puente viga.....	144
6.3.	Proceso de Fabricación	145
6.3.1.	Levantamiento preliminar de datos en campo	145
6.3.2.	Rueda hidráulica	151
6.3.3.	Eje de transmisión	160
6.3.4.	Eje regulador.....	164

6.3.5. Puente viga.....	167
6.3.6. Apoyo inferior.....	169
6.3.7. Buje superior.....	172
6.3.8. Ensamblaje general del molino de piedra ecológico.....	174
CAPITULO VII	179
COSTOS DE FABRICACIÓN DE LA RUEDA HIDRÁULICA.	179
CAPITULO VIII.....	182
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	182
8.1. Conclusiones	182
8.2. Recomendaciones	183
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	185
Anexos	187

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Valores de coeficiente de rugosidad “n”.	37
Tabla 2	Coeficiente de fricción de diferentes tipos de grano.	48
Tabla 3	Rangos estándar de coeficientes de fricción para diferentes superficies sólidas.	49
Tabla 4	Propiedades del granito.	50
Tabla 5	Características físicas de la piedra de molienda.	68
Tabla 6	Resultados de ensayos del laboratorio de mecánica de rocas.	68
Tabla 7	Resumen de las características físicas y parámetros de fricción de las piedras de molienda.	69
Tabla 8	Parámetros para cálculo de aceleración.	70
Tabla 9	Parámetros iniciales de diseño.	71
Tabla 10	Resumen de potencia y torque requeridos.	75
Tabla 11	Valores de la relación V_m/V_s , identificada como factor K, en ríos.	78
Tabla 12	Parámetros de entrada para estimación de caudal del río.	78
Tabla 13	Parámetros iniciales para diseño de la rueda hidráulica.	87
Tabla 14	Parámetros iniciales para diseño del alabe.	90
Tabla 15	Parámetros iniciales para diseño del alabe recalculado.	94
Tabla 16	Fuerzas hidráulicas que actúan sobre el alabe.	103
Tabla 17	Masa de cada componente del molino.	104
Tabla 18	Esfuerzos admisibles y densidad básica del eucaliptus glóbulos.	112
Tabla 19	Datos de entrada para cálculo de viga.	118
Tabla 20	Datos de entrada.	124
Tabla 21	Parámetros iniciales de diseño para el eje regulador 5/8”.	132
Tabla 22	Parámetros iniciales de diseño para el eje regulador 3/4”.	135
Tabla 23	Propiedades físicas y mecánicas de la madera aliso.	140
Tabla 24	Propiedades físicas y mecánicas de la madera Ana Caspi (<i>Apuleia leiocarpa</i>).	141
Tabla 25	Propiedades físicas y mecánicas de la madera (<i>Eucalyptus globulus</i>).	142
Tabla 26	Especificaciones técnicas del acero estructural ASTM A36.	142
Tabla 27	Propiedades físicas y mecánicas del PTFE.	143
Tabla 28	Especificaciones técnicas del acero estructural ASTM A36.	144
Tabla 29	Propiedades físicas y mecánicas de la madera (<i>Eucalyptus globulus</i>).	144
Tabla 30	Cuadro de limitantes de diseño establecidos.	150
Tabla 31	Costos de materiales.	179
Tabla 32	Costos de maquinado y procesos de fabricación.	180
Tabla 33	Costo total de fabricación.	181

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	<i>Ubicación geográfica del molino de piedra - distrito de Huarucondo.</i>	18
Figura 2	<i>Evolución histórica de los sistemas de molienda y fuentes de energía utilizadas en la producción de harina.</i>	27
Figura 3	<i>Tipos y tecnologías de molinos.</i>	29
Figura 4	<i>Rango operativo de turbinas y ruedas hidráulicas.</i>	30
Figura 5	<i>Reconstrucción virtual de un molino de rueda horizontal o de rodezno.</i>	30
Figura 6	<i>Reconstrucción ideal de un molino de rueda vertical o vitruviano.</i>	31
Figura 7	<i>Flujo en superficie libre, (a) canal abierto (b) canal cerrado con superficie libre.</i>	35
Figura 8	<i>Relaciones geométricas de las secciones más frecuentes.</i>	35
Figura 9	<i>Pendiente longitudinal del canal.</i>	37
Figura 10	<i>Intercambio de momento lineal entre un chorro de fluido y un alabe.</i>	39
Figura 11	<i>Diagrama vectorial de las velocidades.</i>	40
Figura 12	<i>Corte meridional del rodete; (a) radial, (b) axial, (c) mixto.</i>	41
Figura 13	<i>Rodete de una bomba centrífuga (a) corte meridional (b) corte transversal.</i>	41
Figura 14	<i>Triángulos de velocidades a la entrada y salida de los alabes de un rodete.</i>	42
Figura 15	<i>Parámetros típicos en una turbina Pelton, a) rodete corte transversal, (b) forma de la cuchara corte longitudinal o meridional, (c) chorro o desviación por la cuchara, (d) triangulo ideal de entrada (e) triangulo real de salida.</i>	44
Figura 16	<i>Ángulo de entrada del fluido a la rueda hidráulica.</i>	45
Figura 17	<i>Muestra la combinación de contacto entre dos y tres cuerpos durante el proceso de molienda.</i>	46
Figura 18	<i>Variación del coeficiente de fricción en el tiempo para la piedra de granito, con carga y a una velocidad de deslizamiento de 1 m/s.</i>	47
Figura 19	<i>Torque ejercido por cada una de las fuerzas.</i>	53
Figura 20	<i>Diferencial de área para cálculo del torque.</i>	53
Figura 21	<i>Eje sometido a pandeo, Ambos extremos pivoteados o articulados b) ambos extremos empotrados c) un extremo libre y otro empotrado d) un extremo redondo y articulado y otro extremo empotrado.</i>	58
Figura 22	<i>Parte de un tornillo de potencia.</i>	63
Figura 23	<i>Diagramas de fuerza en un tornillo de potencia; a) Al subir la carga, b) Al bajar la carga.</i>	64
Figura 24	<i>Piedras de molienda; a) superior volandera, b) inferior solera.</i>	67
Figura 25	<i>Dimensiones de las piedras de molienda.</i>	67
Figura 26	<i>Tramo y sección transversal de un río para aforo con flotadores.</i>	77
Figura 27	<i>Dimensiones del canal de derivación final para aplicación de ecuación de Manning.</i>	80
Figura 28	<i>Disposición geométrica del canal rectangular.</i>	81
Figura 29	<i>Tramo libre del fluido.</i>	83
Figura 30	<i>Altura del fluido real en el canal.</i>	85
Figura 31	<i>Diámetro máximo disponible de la rueda hidráulica.</i>	87
Figura 32	<i>Velocidad tangencial en la rueda hidráulica.</i>	88
Figura 33	<i>Distribución geométrica del canal.</i>	89
Figura 34	<i>Velocidad absoluta del fluido.</i>	89
Figura 35	<i>Triángulo de velocidades a la entrada del alabe.</i>	90
Figura 36	<i>Triángulo de velocidades a la salida del alabe.</i>	91
Figura 37	<i>Triangulo de velocidades a la entrada del alabe (2).</i>	95
Figura 38	<i>Triángulo de velocidades a la salida del alabe (2).</i>	96
Figura 39	<i>Diseño geométrico de la forma del alabe.</i>	99

Figura 40	<i>Proyección del chorro en el alabe.</i>	100
Figura 41	<i>Distribución de fuerzas en la rueda hidráulica.</i>	103
Figura 42	<i>Propiedades mecánicas de aceros.</i>	108
Figura 43	<i>Esquematación de Luz claro de apoyo en una viga.</i>	113
Figura 44	<i>Dimensiones de la rueda hidráulica y del puente viga.</i>	114
Figura 45	<i>Densidad básica según norma E.010 Reglamento Nacional de Edificaciones.</i>	116
Figura 46	<i>Módulo de elasticidad según norma E.010 Reglamento Nacional de Edificaciones.</i>	116
Figura 47	<i>Esfuerzos admisibles según norma E.010 Reglamento Nacional de Edificaciones.</i>	116
Figura 48	<i>Diagrama de cuerpo libre de la viga.</i>	117
Figura 49	<i>Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector de la viga.</i>	118
Figura 50	<i>Partes simuladas en SolidWorks.</i>	124
Figura 51	<i>Propiedades del PTFE (politetrafluoroetileno).</i>	128
Figura 52	<i>Diagrama de cuerpo libre para diseño de eje regulador.</i>	129
Figura 53	<i>Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.</i>	130
Figura 54	<i>Pasos preferidos para roscas ACME.</i>	131
Figura 55	<i>Coeficientes de fricción f de pares roscados.</i>	132
Figura 56	<i>Coeficientes de fricción de collarín de empuje.</i>	132
Figura 57	<i>Estado situacional del molino de piedra.</i>	145
Figura 58	<i>Estado situacional de las piedras de molienda.</i>	146
Figura 59	<i>Limpieza de canal y piedras de molienda.</i>	146
Figura 60	<i>Toma de datos del canal de derivación.</i>	147
Figura 61	<i>Medición del canal y pendiente.</i>	147
Figura 62	<i>Excavación del cárcavo y toma de datos de geometría del cárcavo.</i>	148
Figura 63	<i>Posicionamiento de la piedra y alineación con la viga.</i>	149
Figura 64	<i>Modelo preliminar en SolidWorks.</i>	150
Figura 65	<i>Modelamiento 3D del alabe.</i>	152
Figura 66	<i>Corte del árbol de aliso para obtener la madera de los álabes.</i>	153
Figura 67	<i>Tallado manual de alabes con formón, empleando plantilla del perfil hidráulico.</i>	153
Figura 68	<i>Rectificación de alabes en máquinas de carpintería.</i>	154
Figura 69	<i>Rectificación de espigas de los álabes en taller de carpintería.</i>	154
Figura 70	<i>Modelamiento 3d de la rueda y los segmentos.</i>	155
Figura 71	<i>Corte y tallado de segmentos de rueda.</i>	156
Figura 72	<i>Ensamblaje de segmentos y montaje de alabes.</i>	157
Figura 73	<i>Modelamiento 3D del acople central en SolidWorks.</i>	158
Figura 74	<i>Tallado del acople central.</i>	159
Figura 75	<i>Ensamblaje del acople central y su unión al eje.</i>	160
Figura 76	<i>Modelamiento 3D del eje de transmisión.</i>	161
Figura 77	<i>Fabricación de acople y punta esférica.</i>	162
Figura 78	<i>Aletas soldadas al eje y mecanizado de extremo superior del eje para acople.</i>	163
Figura 79	<i>Montaje del eje y verificación de alineamiento.</i>	163
Figura 80	<i>Modelamiento de gancho y rosca ACME.</i>	165
Figura 81	<i>Modelamiento de oreja de izaje de viga.</i>	165
Figura 82	<i>Forjado manual de eje para dar forma al gancho.</i>	166
Figura 83	<i>Torneado de rosca ACMÉ $\frac{3}{4}$ -6.</i>	166
Figura 84	<i>Montaje del eje regulador con la viga de apoyo.</i>	167
Figura 85	<i>Corte de la viga de madera.</i>	168
Figura 86	<i>Colocación de abrazaderas metálicas en el puente viga.</i>	168

Figura 87	<i>Instalación del puente viga en los apoyos del cárcavo.</i>	169
Figura 88	<i>Modelamiento 3D del apoyo inferior (punta esférica y placa distribuidora).</i>	170
Figura 89	<i>Base esférica mecanizada y placa distribuidora instalada en viga.</i>	171
Figura 90	<i>Montaje del apoyo inferior en el puente-viga.</i>	171
Figura 91	<i>Modelamiento 3D del buje superior y su inserción en soporte de madera aliso.</i>	172
Figura 92	<i>Proceso de mecanizado del buje en torno.</i>	173
Figura 93	<i>Montaje del buje superior en la piedra de molienda.</i>	174
Figura 94	<i>Instalación del puente viga en el cárcavo como soporte principal.</i>	174
Figura 95	<i>Montaje del apoyo inferior (punta esférica y placa distribuidora) en la parte central de la viga.</i>	175
Figura 96	<i>Colocación del eje de transmisión vertical sobre el apoyo inferior y verificación de alineamiento.</i>	175
Figura 97	<i>Instalación del buje superior y su fijación en la piedra inferior fija.</i>	176
Figura 98	<i>Instalación del buje superior y su fijación en la piedra inferior fija.</i>	176
Figura 99	<i>Ensamblaje de la rueda hidráulica (segmentos + álabes + acople central) en la parte inferior del eje.</i>	177
Figura 100	<i>Montaje del eje regulador y su acople al extremo de la viga para regular la luz de trabajo entre las piedras.</i>	177
Figura 101	<i>Vista general del ensamble.</i>	178

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1.Aspectos Generales

El presente trabajo corresponde a una investigación del tipo aplicada, en el campo de la Ingeniería Mecánica, enfocado en el diseño y construcción de un molino de piedra ecológico, para la producción de harina de maíz orgánico en la comunidad campesina de Chaquepay – Huaroscondo.

1.2.Tema de Investigación

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO, PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE MAÍZ ORGÁNICO – CHAQUEPAY HUAROCONDO – 2023”

1.3.Marco de Referencia

El molino de piedra objeto de estudio del presente trabajo de tesis será Diseñado y construido desde el punto de vista de la Ingeniería Mecánica, integrando aspectos de diseño hidráulico, mecánico, y estructural.

El enfoque principal no se orienta en cuantificar los volúmenes de producción, sino en aprovechar la energía hidráulica como recurso renovable el cual es el eje fundamental de esta investigación, caracterizándose por ser energía limpia, sostenible y de bajo impacto ambiental.

1.4.Ámbito Geográfico

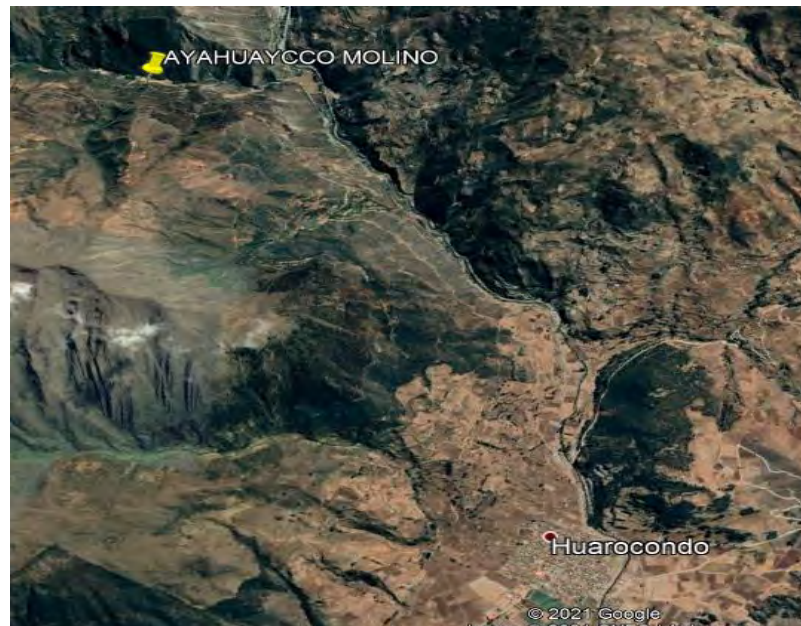
1.4.1. Lugar

El molino de piedra se localiza en la comunidad campesina de CHAQUEPAY perteneciente al distrito de HUAROCONDO, provincia de ANTA, departamento del CUSCO. Se encuentra en la zona noroeste del distrito de HUAROCONDO, teniendo como coordenadas UTM de la ubicación exacta 13° 22' 55.4" S, 72° 14' 24" W.

La región geográfica corresponde a la sierra andina (Figura 1), que se caracteriza por su topografía bastante accidentada y la presencia de recursos hídricos que favorecen la implementación de sistemas hidráulicos.

Figura 1

Ubicación geográfica del molino de piedra - distrito de Huarucondo.



Nota. Obtenido de GOOGLE EARTH.

1.4.2. Condiciones meteorológicas

- Presión atmosférica promedio anual : 693 mBar
- Temperatura media anual : 12°C
- Temperatura máxima anual : 21.7°C
- Temperatura mínima anual : -1,6°C
- Altitud : 3601 m.s.n.m
- Mayor precipitación : 188 mm/mes
- Humedad Relativa media : 55%

Estas condiciones climatológicas influyen directamente en la disponibilidad y comportamiento del recurso hídrico, que resulta relevante para el funcionamiento del molino.

1.5.Descripción del Problema

En la actualidad, la producción de harina de maíz destinada al consumo masivo se realiza principalmente mediante molinos industriales de rodillos o martillos, los cuales operan a altas velocidades y generan incrementos significativos de temperatura durante el proceso de molienda. Este calentamiento provoca la degradación de proteínas, el deterioro de las enzimas y nutrientes esenciales del grano, afectando la calidad nutricional y sensorial de la harina obtenida.

Según la revisión sistemática realizada por (Cappelli, Olivia, & Cini, 2020), la técnica de molienda tiene un impacto directo en la preservación de nutrientes y en las características organolépticas del producto final. La molienda en piedra, cuando opera a baja velocidad y con mínima generación de calor, permite conservar el germen y el salvado en proporciones naturales, conservando así minerales, fibra dietética y compuestos antioxidantes. En contraste, los sistemas de molienda industrial por rodillos suelen separar mecánicamente las fracciones del grano y elevar la temperatura durante el proceso, reduciendo la concentración de micronutrientes y modificando el aroma, sabor y textura de la harina. Por lo tanto, la selección del método de molienda es un aspecto crítico cuando se busca preservar la calidad nutricional y obtener productos con mayor valor agregado.

En la comunidad de Chaquepay - Huarrocondo, la Cooperativa Agraria IMILLAY produce maíz orgánico destinado a mercados Nacionales y de exportación. Sin embargo, al no contar con un sistema de molienda adecuado en la zona, el grano debe enviarse a procesarse en instalaciones industriales externas, donde se pierde parte del valor nutricional del producto. Frente a esta problemática, se evidencia la necesidad de contar con un sistema de molienda alternativo que permita conservar las propiedades nutricionales del grano y responda a criterios de sostenibilidad.

Es así que se identificó la existencia de un molino de piedra hidráulico tradicional, actualmente en desuso por más de 50 años, cuya recuperación y adaptación de este sistema representa una alternativa viable, ya que la molienda en piedra accionada por energía hidráulica opera a baja velocidad y baja temperatura, condiciones que favorecen la preservación del valor nutricional del maíz y reducen el impacto ambiental asociado al uso de combustibles o energía eléctrica.

1.6.Planteamiento del Problema

A partir de la problemática descrita en el apartado anterior, se formulan las preguntas de investigación.

1.6.1. *Problema general*

¿Cómo producir harina de maíz orgánico de manera adecuada, preservando sus propiedades nutricionales, mediante un proceso de molienda ecológico?

1.6.2. *Problemas específicos*

1. ¿Cuál es la potencia mecánica requerida para accionar el molino de piedra sin generar deterioro térmico en el grano durante la molienda?
2. ¿Qué tipo de rueda hidráulica permite transformar de manera eficiente la energía hidráulica disponible en la potencia mecánica necesaria y cuál es el caudal requerido para su operación continua?
3. ¿Cómo deben diseñarse los elementos mecánicos del molino para asegurar la funcionalidad, seguridad, eficiencia, y sostenibilidad ecológica?
4. ¿Cuáles serán los costos de fabricación e implementación del molino de piedra ecológico?

1.7. Objetivos

1.7.1. *Objetivo general*

Diseñar y construir un molino de piedra ecológico para la producción de harina de maíz orgánico en la comunidad de CHAQUEPAY - HUAROCONDO.

1.7.2. Objetivos específicos

1. Calcular la potencia mecánica requerida para accionar el molino de piedra.
2. Seleccionar y diseñar la rueda hidráulica adecuada, determinando el caudal de operación necesario para su funcionamiento continuo.
3. Diseñar y seleccionar los elementos mecánicos del molino de piedra, bajo criterios de funcionalidad, seguridad, eficiencia y sostenibilidad ecológica.
4. Determinar los costos de fabricación e implementación del molino de piedra ecológico.

1.8. Justificación

La presente investigación es justificada por los siguientes aspectos:

- a) Académico: El desarrollo de este trabajo permite la aplicación integrada de principios de ingeniería mecánica en el diseño de un sistema de molienda tradicional, articulando conocimientos de hidráulica, transmisión de potencia y diseño estructural. De esta manera, fortalece la formación profesional al demostrar la capacidad de resolver problemas reales mediante el uso de métodos de análisis, cálculo y diseño.
- b) Socioeconómico: La implementación del molino de piedra ecológico beneficiará a los productores de la Cooperativa Agraria IMILLAY en la comunidad de Chaquepay - Huarrocondo, al posibilitar la molienda local del maíz orgánico, evitando la dependencia de servicios externos y los costos asociados al traslado del grano. Asimismo, la obtención de harina con mayor valor nutricional y con características artesanales permite acceder al mercado como una alternativa saludable, incrementando la competitividad y los ingresos

de los productores. A la vez, se revaloriza el uso de una tecnología tradicional, fortaleciendo la identidad cultural y promoviendo la autonomía productiva de la comunidad.

- c) Ambiental: El molino propuesto utiliza energía hidráulica como fuente renovable de accionamiento, lo que reduce el consumo de combustibles fósiles y la huella de carbono del proceso productivo. Además, la molienda en piedra opera a baja velocidad y temperatura, evitando el deterioro térmico del grano y promoviendo una producción limpia y respetuosa con el medio ambiente.

1.9. Hipótesis

1.9.1. Hipótesis general

“El diseño y construcción de un molino de piedra ecológico permitirá transformar maíz orgánico en harina preservando sus propiedades nutricionales y reduciendo el impacto ambiental en comparación con los métodos industriales convencionales.”

1.10. Variables de diseño

1.10.1. Variable independiente

- MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO.

Indicadores de diseño.

- o Caudal operativo (m³/s)
- o Potencia (KW)
- o Velocidad de rotación (Rpm)

1.10.2. Variable dependiente

- HARINA DE MAÍZ ORGÁNICO

Indicadores:

- o Calidad nutricional.
- o Tamaño de partícula.

1.11. Alcances y limitaciones

1.11.1. Alcances

- Determinar las condiciones de operación del molino existente, incluyendo la pendiente del canal de derivación, geometría del cárcavo y las propiedades físicas de las piedras de molturación.
- Calcular la potencia mecánica requerida y determinar el caudal operativo necesario para el funcionamiento del molino de piedra.
- Diseñar la rueda hidráulica, y los elementos mecánicos del sistema de molienda (eje, sistema de transmisión, cojinetes y soporte estructural) bajo criterios de eficiencia, seguridad y sostenibilidad ecológica.
- Fabricar e instalar los elementos mecánicos diseñados, conservando las características tradicionales del sistema y verificando su operación en condiciones reales.
- Determinar los costos de fabricación e implementación del molino de piedra ecológico en la comunidad de CHAQUEPAY – HUAROCONDO.

1.11.2. Limitaciones

- El diseño y construcción están condicionados por las dimensiones geométricas del cárcavo, y la pendiente del canal existentes en el sitio, sin modificaciones mayores a la infraestructura hidráulica original.
- Se considera únicamente las propiedades físicas de las piedras de molturación disponibles en la infraestructura original, sin sustitución ni fabricación de nuevas piedras.
- El estudio no contempla la cuantificación de volúmenes de producción de harina, dado que el objetivo de la tesis se centra en el diseño hidráulico y mecánico del molino.
- La presente tesis no contempla la realización de ensayos de laboratorio para el análisis granulométrico de la harina obtenida, debido a que el alcance de la investigación se

encuentra enfocado en el diseño y construcción del sistema de molienda ecológico, así como en la verificación mecánica y funcional del molino de piedra.

1.12. Metodología

1.12.1. Tipo:

La investigación desarrollada en esta tesis es de tipo **aplicada**, ya que busca dar solución a un problema concreto mediante el diseño y construcción de un molino de piedra ecológico para la producción de harina de maíz orgánico en una comunidad rural.

El enfoque de la investigación es **cuantitativo**, dado que se fundamenta en la recopilación de datos, el uso de modelos matemáticos y el desarrollo de cálculos hidráulicos y mecánicos que permiten validar técnica y funcionalmente el sistema propuesto.

1.12.2. Nivel:

El nivel de investigación es descriptivo, explicativo, descriptivo y exploratorio:

- Descriptivo, porque detalla las características técnicas del recurso hídrico, del canal y de los componentes mecánicos.
- Explicativo, porque analiza la relación entre el diseño hidráulico y mecánico del sistema y su influencia en el funcionamiento del molino y la preservación de las propiedades del grano durante la molienda.
- Exploratorio, debido a la limitada documentación técnica existente sobre ruedas hidráulicas tradicionales aplicadas a molienda artesanal.

1.12.3. Diseño:

El diseño de investigación es **no experimental**, pues no se manipulan las variables en un entorno controlado, sino que se trabaja sobre condiciones reales existentes en la comunidad de Chaquepay – Huarcocondo.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes de Estudio

2.1.1. Antecedentes internacionales

Un antecedente internacional relevante es la tesis doctoral titulada “Estudio histórico-técnico de los molinos hidráulicos de Alcalá de Guadaíra”, desarrollada por Sánchez Giménez en la Universidad de Sevilla (Sánchez Giménez, 2015).

Desde el punto de vista técnico, esta investigación presenta un análisis detallado del funcionamiento hidráulico y mecánico de molinos de piedra tradicionales, abordando aspectos como los sistemas de captación y conducción del agua, la geometría de los canales de derivación y cárcavos, el aprovechamiento de la energía hidráulica y los mecanismos de transmisión asociados al proceso de molienda. El autor identifica criterios empíricos de diseño empleados históricamente para garantizar el funcionamiento continuo de estos sistemas.

Asimismo, el estudio realiza una interpretación ingenieril del comportamiento de los molinos hidráulicos tradicionales, apoyándose en principios de hidráulica y mecánica para explicar la relación entre el caudal disponible, la configuración geométrica del sistema y el desempeño mecánico del proceso de molienda. A partir del trabajo de campo y del análisis técnico, se desarrolla la reconstrucción virtual de un molino hidráulico mediante herramientas de diseño asistido por computadora, lo que permite comprender su funcionamiento pese a la ausencia de maquinaria original en la mayoría de los casos estudiados.

Este antecedente resulta relevante para la presente investigación, ya que proporciona criterios técnicos y conceptuales sobre la configuración y operación de molinos hidráulicos de piedra, los cuales sirven como base para el diseño hidráulico y mecánico del molino de piedra ecológico propuesto. No obstante, a diferencia del estudio citado, la presente tesis aborda el

diseño, construcción y puesta en funcionamiento real del sistema, orientado a la producción local de harina de maíz orgánico bajo criterios de eficiencia y sostenibilidad.

2.1.2. Antecedentes locales

No se identificaron investigaciones académicas locales documentadas relacionadas con el diseño, recuperación o puesta en funcionamiento de molinos de piedra hidráulicos con fines productivos. Si bien en distintas regiones del país existieron molinos hidráulicos artesanales que operaron hasta mediados del siglo XX, la mayoría de estos sistemas fueron abandonados con la introducción de fuentes de energía convencionales, sin que se desarrollaran estudios técnicos que evalúen su funcionamiento o potencial de recuperación.

La ausencia de antecedentes técnicos locales evidencia la necesidad de desarrollar investigaciones aplicadas que permitan recuperar y adaptar este tipo de sistemas tradicionales bajo criterios de ingeniería hidráulica y mecánica, orientados a la producción ecológica de harina de maíz. En este contexto, la presente investigación busca contribuir al conocimiento técnico mediante el diseño, construcción y puesta en funcionamiento de un molino de piedra ecológico, adaptado a las condiciones hidráulicas y productivas de la comunidad de Chaquepay – Huaroscondo.

2.2. Bases Históricas

El uso de molinos de piedra para la molienda de granos constituye una de las primeras aplicaciones del principio de transformación de energía mecánica en trabajo útil. Inicialmente accionados por fuerza humana o animal, estos sistemas evolucionaron hacia el aprovechamiento de fuentes naturales de energía, destacando la energía hidráulica como una de las más eficientes y sostenibles.

La incorporación de ruedas hidráulicas permitió transformar la energía potencial y cinética del agua en movimiento rotacional continuo, transmitido mecánicamente a las piedras de molienda. Este principio técnico, basado en el aprovechamiento del caudal disponible y la

diferencia de altura, se mantuvo vigente durante siglos y constituye la base funcional de los molinos hidráulicos tradicionales.

A pesar de la progresiva sustitución de estos sistemas por tecnologías industriales, los molinos de piedra accionados hidráulicamente representan un antecedente relevante desde el punto de vista ingenieril, al integrar de manera eficiente el uso de energía renovable, mecanismos simples de transmisión y procesos de molienda a baja velocidad y baja temperatura.

Estos principios históricos de funcionamiento sustentan el enfoque de la presente investigación, orientada al diseño, construcción y puesta en funcionamiento de un molino de piedra ecológico, adaptado a las condiciones hidráulicas locales y a los criterios actuales de eficiencia energética y sostenibilidad.

2.2.1. Evolución histórica de los molinos harineros

Figura 2

Evolución histórica de los sistemas de molienda y fuentes de energía utilizadas en la producción de harina.

EVOLUCIÓN HISTÓRICA DE LOS MOLINOS HARINEROS

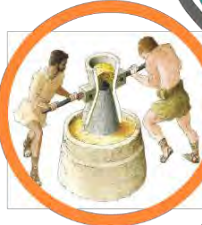
MOLINO PALEOLITICO

Estos son los molinos más antiguos, que consistía en la molienda a través de piedras, mediante el uso de morteros o machacándolos entre dos piedras.



MOLINO DE SANGRE

Paralelo al crecimiento poblacional, fue creciendo la demanda de los productos de primera necesidad como la harina, situación que provoco el aumento en la cantidad y la calidad de la harina producida, por lo que hubo que recurrir al empleo de varias personas, generalmente esclavos, o a la fuerza de animales como fuentes de energía, conduciendo así a la creación de los "molinos de sangre"



MOLINO DE OPERACION MANUAL

Con el descubrimiento y aplicación técnica del movimiento rotativo, surgen los primeros molinos de grano por rozamiento los cuales consisten en dos piedras que friccionan una sobre otra, generalmente para uso doméstico de bajo volumen.



El aumento en la demanda de harina, Ocasionó la necesidad de encontrar otras fuentes de energía que permitieran la producción en grandes cantidades, iniciándose el camino al aprovechamiento de energías renovables como el hidráulico y eólico.

MOLINO DE RUEDA HORIZONTAL

Este tipo de molino se caracteriza por ser uno de los primeros molinos más eficientes para su época, en vista que carecen de conjuntos de transmisiones como los demás molinos hidráulicos, transmitiendo directamente la fuerza de rotación ocasionada mediante el choque del agua en las palas del rodezno, a las piedras de molturación.



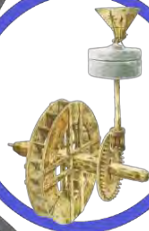
MOLINO EÓLICO

Este tipo de molino surge a causa de la escasez de energía hidráulica en zonas airadas y desérticas, donde la mayor fuente de energía disponible se encontraba en la energía eólica, que por medio de las aspas, genera movimiento de rotación, y mediante un sistema de transmisión este es conducido hacia las muelas de molturación.



MOLINO DE RUEDA VERTICAL

Este tipo de molino más conocido como molinos vitruvianos, se caracterizan por tener la disposición de la rueda en forma vertical, instalándose generalmente en los ríos, los cuales mediante un sistema de transmisión se logra conducir el movimiento desde la rueda hasta las piedras de molturación.



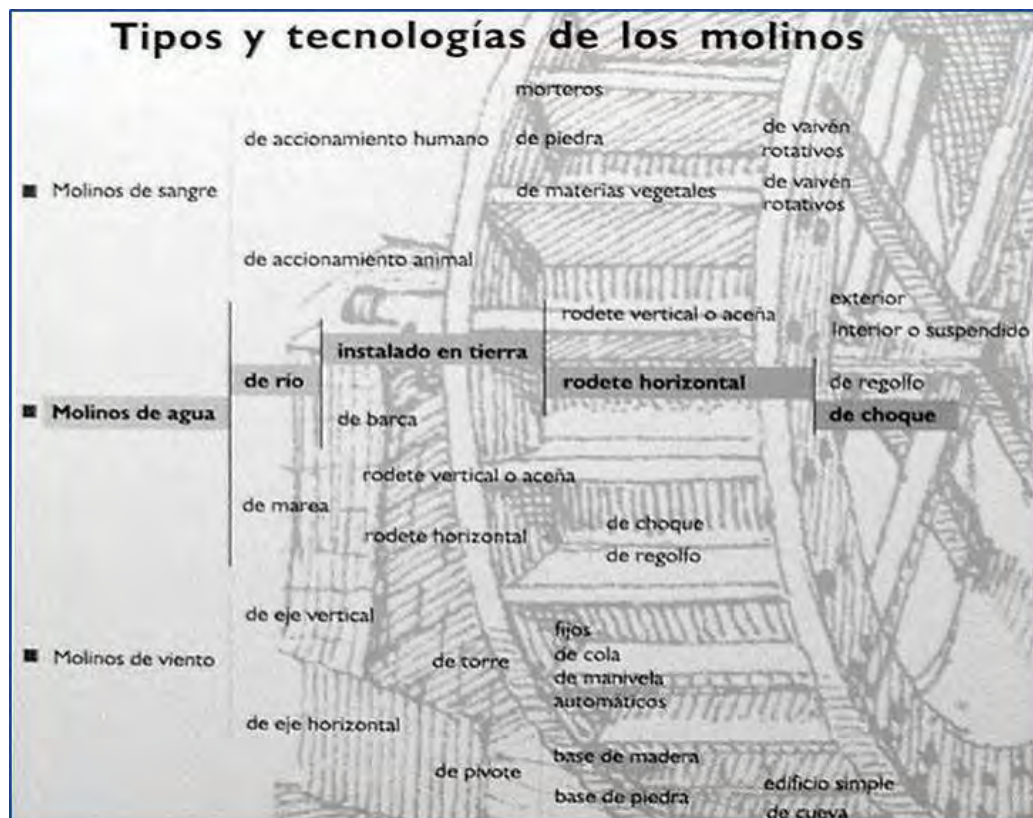
Es así que debido al enorme crecimiento poblacional, la demanda de harina sigue en aumento, por tal motivo hoy en día se utiliza con mayor frecuencia los molinos industriales, los cuales tienen la capacidad de producir enormes cantidades de harina y así cubrir la demanda actual.

Nota. Elaboración Propia.

Así, tras repasar brevemente la evolución histórica de los molinos harineros (Figura 2), podemos distinguir entre los numerosos tipos de molinos de grano. Los molinos de sangre, molinos hidráulicos y molinos de viento en función del tipo de fuerza que hace mover la muela, y dentro de cada uno de ellos, varias tecnologías que se resumen en la Figura 3.

Figura 3

Tipos y tecnologías de molinos.



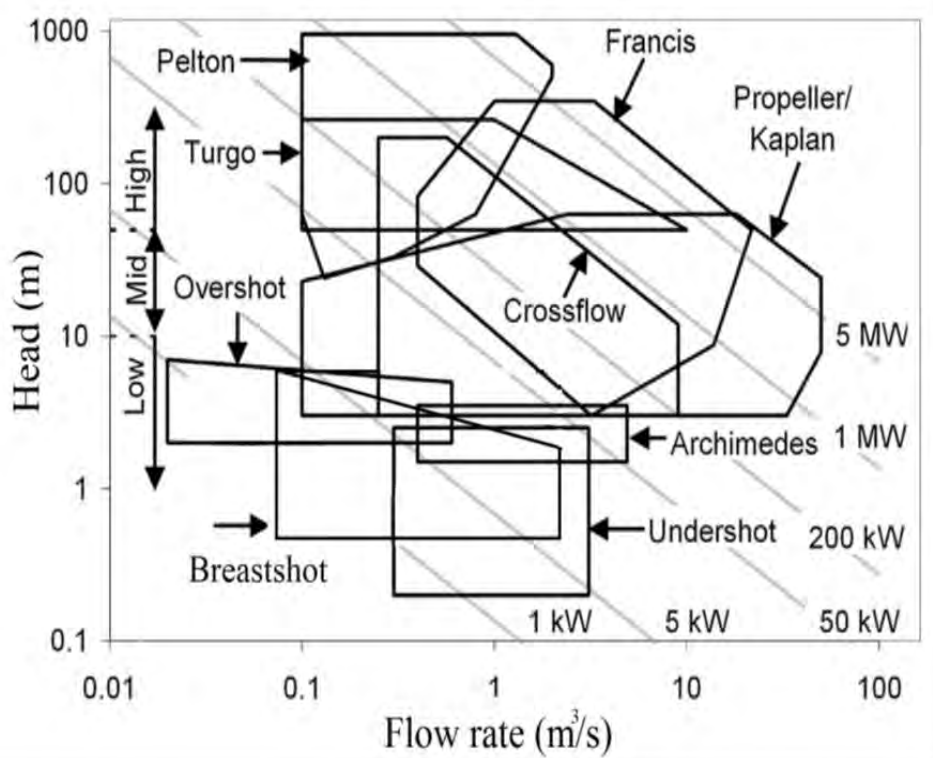
Nota. Exposición permanente del Museo del Agua, en Benamahoma, Cádiz.

2.3. Molinos hidráulicos tipos y principios de funcionamiento

A partir del análisis de la evolución histórica de los molinos harineros, se identifican principalmente dos tipos de molinos hidráulicos tradicionales: los molinos de rueda horizontal, también conocidos como rodeznos, y los molinos de rueda vertical o vitruvianos. A continuación, se describen de manera general sus principios de funcionamiento en la Figura 4.

Figura 4

Rango operativo de turbinas y ruedas hidráulicas.



Nota. Extraído de (Quaranta, 2017).

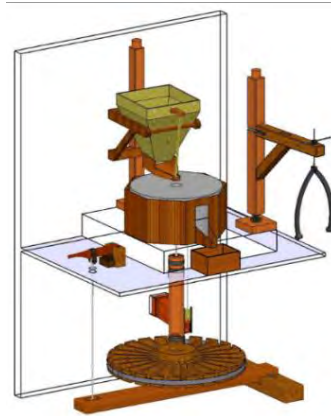
2.3.1. Molinos de rueda horizontal o rodezno

El molino de rueda horizontal basa su funcionamiento en el aprovechamiento de la energía cinética del agua, la cual incide de manera tangencial sobre las cucharas o paletas de la rueda hidráulica. Esta acción genera un par de giro que provoca la rotación de la rueda.

El movimiento rotacional es transmitido directamente a las piedras de molienda mediante un eje vertical, el cual se encuentra alineado con la piedra superior, denominada volandera (Figura 5). Esta disposición permite un sistema mecánico simple, caracterizado por la transmisión directa del movimiento, siendo comúnmente utilizado en molinos artesanales debido a su sencillez constructiva y fácil adaptación a condiciones hidráulicas locales.

Figura 5

Reconstrucción virtual de un molino de rueda horizontal o de rodezno.



Nota. Extraído de (Sánchez Giménez, 2015).

2.3.2. Molinos de rueda vertical o vitruviana

Los molinos de rueda vertical se caracterizan por la disposición vertical de la rueda hidráulica (Figura 6), la cual es accionada por el flujo de agua que incide sobre sus paletas. Estos molinos suelen construirse sobre el cauce del río o canales de derivación, permitiendo aprovechar tanto la energía cinética como la energía potencial del agua.

El movimiento generado en la rueda hidráulica es transmitido a las piedras de molienda mediante un sistema de engranajes, lo que permite cambiar la dirección del eje de rotación desde el plano vertical de la rueda hacia el plano horizontal de las piedras. Esta configuración facilita un mejor control del régimen de giro y una mayor flexibilidad en el diseño del sistema de molienda.

Figura 6

Reconstrucción ideal de un molino de rueda vertical o vitruviano.



Nota. Extraído de (LEGAZPI, 1991).

2.4. Fundamentos Hidráulicos Aplicados al Diseño del Molino

El diseño hidráulico del molino de piedra ecológico se basa en los principios de conservación de la energía y de la cantidad de movimiento, aplicados al flujo de agua en canales abiertos y a su interacción con la rueda hidráulica. Estos principios permiten establecer el caudal requerido por el sistema de molienda, evaluar la potencia hidráulica necesaria para su funcionamiento y analizar las pérdidas de energía en el sistema.

A partir de estos fundamentos se desarrollan los criterios necesarios para el cálculo del caudal operativo, la potencia hidráulica, la fuerza ejercida por el chorro sobre los álabes y el desempeño global del sistema de molienda.

2.4.1. Potencia Hidráulica

Esta potencia constituye la base del diseño hidráulico, ya que a partir de ella se establece el caudal requerido para satisfacer la potencia mecánica demandada por el sistema de molienda, considerando una altura neta de caída, en la cual se encuentran implícitas las pérdidas hidráulicas del sistema.

Su expresión se define como:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n$$

Donde:

- P_h = potencia hidráulica disponible total (W)
- ρ = densidad del agua (kg/m^3)
- g = aceleración de la gravedad ($\frac{m}{s^2}$)
- Q = Caudal del fluido $\frac{m^3}{s}$
- H_n = altura neta de caída (m)

Durante el flujo se producen pérdidas por fricción y turbulencia. Estas se expresan como una reducción de la altura de energía:

$$H_{neta} = H_{total} - h_f$$

Donde

- h_f representa las pérdidas por fricción

2.4.2. Ecuación de Bernoulli

Bajo condiciones ideales, despreciando pérdidas por fricción y efectos de turbulencia, la ecuación de Bernoulli permite estimar la velocidad máxima teórica que puede alcanzar el flujo a partir de una determinada altura disponible. En este caso, la expresión se simplifica a:

$$V_{ideal} = \sqrt{2gH}$$

Donde

- g = gravedad, constante (m/s^2).
- V_{ideal} = Velocidad final de fluido (m/s).
- H = altura útil inicial del fluido, (m)

Esta velocidad representa un valor límite superior, utilizado únicamente como referencia teórica para el análisis del sistema y no corresponde a la velocidad real del flujo en el canal.

2.4.3. Ecuación de Continuidad.

La ecuación de continuidad expresa el principio de conservación de masa, estableciendo que el caudal se mantiene constante a lo largo de un conducto o canal, siempre que no existan aportes o extracciones intermedias. Su expresión general es:

$$A_1V_1 = A_2V_2$$

$$Q_1 = Q_2$$

Donde:

- Q = Caudal del fluido $\frac{m^3}{s}$
- A = área de sección transversal del fluido contenido en el canal $.m^2$
- V = velocidad del fluido $\frac{m}{s}$

2.4.4. Hidráulica en Canales Abiertos

El análisis hidráulico del canal de derivación del molino se fundamenta en el estudio del flujo en canales abiertos (Figura 7), entendidos como conductos en los que el agua fluye con una superficie libre sometida a la presión atmosférica, condición típica de canales artificiales empleados para el aprovechamiento de la energía hidráulica (White, 2008)

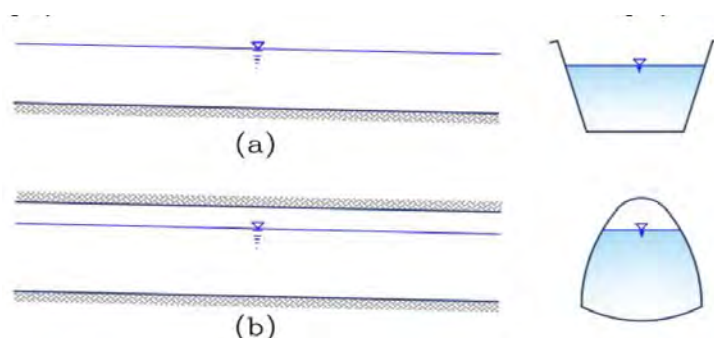
En el presente estudio, el canal de derivación corresponde a una infraestructura preexistente, cuyas características geométricas y condiciones hidráulicas fueron evaluadas para su aprovechamiento en el sistema de molienda. A partir del análisis del tramo del canal de derivación, se verifica que la sección transversal, la pendiente longitudinal y la rugosidad del canal se mantienen prácticamente constantes a lo largo del recorrido considerado. Asimismo, el sistema de molienda será diseñado para operar bajo un régimen de caudal constante durante su funcionamiento.

Bajo estas condiciones verificadas, la profundidad y la velocidad media del flujo no presentan variaciones significativas en la dirección longitudinal, lo que permite modelar el comportamiento hidráulico del fluido como flujo uniforme. De acuerdo con (Chow, 1959) y (Chadwick, Morfett, & Borthwick, 2013), esta condición es característica de canales prismáticos y constituye la base para la aplicación de la ecuación de Manning, ampliamente utilizada en el análisis hidráulico de canales abiertos.

En consecuencia, la ecuación de Manning se emplea en esta investigación para la estimación del caudal operativo necesario para el funcionamiento del molino hidráulico, a partir de las condiciones reales del canal existente.

Figura 7

Flujo en superficie libre, (a) canal abierto (b) canal cerrado con superficie libre.



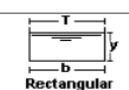
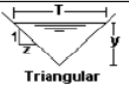
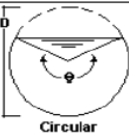
Nota. Adaptado de (Chaudhry, 2008).

2.4.4.1. Elementos Geométricos de Secciones en Canales

Los elementos geométricos son propiedades de una sección de canal que pueden ser definidos por completo por la geometría de la sección y la profundidad de flujo (Figura 8).

Figura 8

Relaciones geométricas de las secciones más frecuentes.

Sección	Área hidráulica A	Perímetro mojado P	Radio hidráulico R	Espejo de agua T
 Rectangular	by	$b+2y$	$\frac{by}{b+2y}$	b
 Trapezoidal	$(b+zy)y$	$b+2y\sqrt{1+z^2}$	$\frac{(b+zy)y}{b+2y\sqrt{1+z^2}}$	$b+2zy$
 Triangular	zy^2	$2y\sqrt{1+z^2}$	$\frac{zy}{2\sqrt{1+z^2}}$	$2zy$
 Circular	$\frac{(\theta - \text{sen}\theta)D^2}{8}$	$\frac{\theta D}{2}$	$(1 - \frac{\text{sen}\theta}{\theta})\frac{D}{4}$	$(\text{sen}\frac{\theta}{2})D$ ó $2\sqrt{y(D-y)}$
 Parabólica	$\frac{2}{3}Ty$	$T + \frac{8y^2}{3T}$	$\frac{2T^2y}{3T + 8y^2}$	$\frac{3A}{2y}$

Nota. Extraído de (Chow, 1959).

Para secciones regulares y simples, los elementos geométricos pueden expresarse matemáticamente en términos de la profundidad de flujo y de otras dimensiones de la sección.
(Chow, 1959)

- Profundidad de flujo o tirante (y): Es la distancia vertical desde el punto más bajo de una sección del canal hasta la superficie libre.
- Ancho superficial (T): Es el ancho de la sección del canal en la superficie libre.
- Área mojada (A): Es el área de la sección transversal del flujo perpendicular a la dirección de flujo.
- Perímetro mojado (P): Es la longitud de la línea de intersección de la superficie de canal mojada y de un plano transversal perpendicular a la dirección de flujo.
- El radio hidráulico (Rh): Es la relación del área mojada con respecto a su perímetro mojado.

$$Rh = \frac{A}{P}$$

2.4.5. Formula de Manning

En el presente estudio, la ecuación de Manning constituye la herramienta principal para el análisis hidráulico del canal de derivación, ya que permite estimar la velocidad media y el caudal del flujo uniforme a partir de las características geométricas y de rugosidad del canal existente.

Esta ecuación considera la fricción del agua con las paredes del canal o tubería, que afecta la velocidad real del flujo. Es ideal para determinar la velocidad en canales naturales o artificiales.

$$V = \frac{1}{n} Rh^{2/3} So^{1/2}$$

Donde:

- V = Velocidad media en el canal (m/s)
- n = coeficiente de rugosidad de Manning.
- Rh = radio hidráulico $\left(\frac{\text{área de sección transversal}}{\text{perímetro mojado}} \right)$
- So = Pendiente del canal.

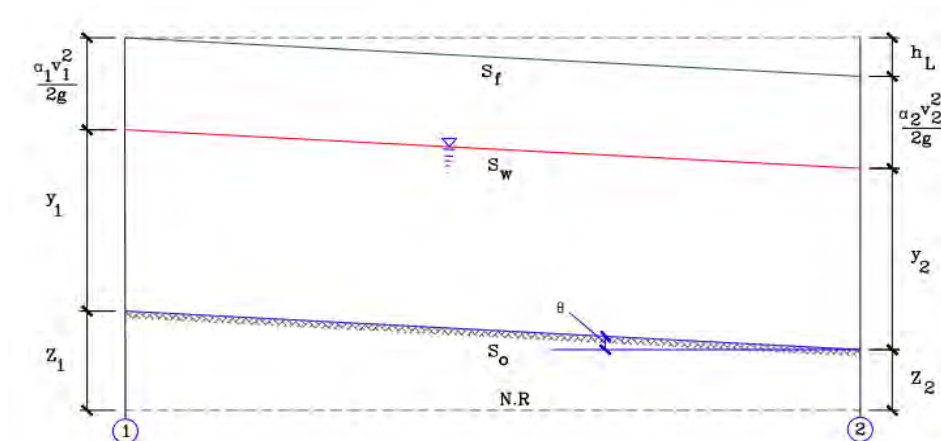
A. Pendiente longitudinal de canal (s)

La pendiente en el fondo del canal se expresa de la siguiente manera (Figura 9).

$$S_o = \tan \theta$$

Figura 9

Pendiente longitudinal del canal.



Nota. Adaptado de (Chaudhry, 2008).

B. Coeficiente de rugosidad de Manning

Es la resistencia al flujo del agua que presentan los revestimientos de los canales artificiales y la naturaleza del lecho en los cauces naturales (Tabla 1).

Tabla 1

Valores de coeficiente de rugosidad “n”.

Tipo de canal y descripción	Mínimo	Normal	Máximo
Canales revestidos o desarmables			
A-1. Metal			
a) Superficie lisa de acero			
1) Sin Pintar	0.011	0.012	0.014
2) Pintada	0.012	0.013	0.017
b) Acero corrugado	0.021	0.025	0.030
A-2) No Metal			
a) Cemento			
1) Superficie Pulida	0.010	0.012	0.014
2) Mortero	0.011	0.013	0.015
b) Madera			

1) Cepillada sin tratar	0.010	0.012	0.014
2) Cepillada creosotada	0.011	0.012	0.015
3) Sin Cepillar	0.011	0.013	0.015
4) Laminas con listones	0.012	0.015	0.018

Nota. Extraído de (Chow, 1959).

2.4.6. Principios de turbomáquinas

El diseño de la rueda hidráulica y de los álabes del molino se fundamenta en los principios de las turbomáquinas, los cuales permiten analizar la interacción dinámica entre el flujo de agua y los elementos móviles del rodete, así como cuantificar la fuerza y la potencia transmitidas al eje del molino.

2.4.6.1. Teorema de impulso y cantidad de movimiento

El teorema de impulso y cantidad de movimiento permite calcular las fuerzas que ejercen los fluidos sobre los contornos por los cuales fluyen. Este teorema se deriva de la segunda ley de Newton, la cual relaciona la resultante de las fuerzas externas que actúan sobre un sistema con la variación temporal de su momento lineal (Mataix, 1982).

$$\sum \vec{F} = \frac{d(m\vec{v})}{dt}$$

Donde:

- $m = \text{masa del sistema.}$
- $\vec{v} = \text{velocidad del centro de masa del sistema.}$
- $\sum \vec{F} = \text{fuerzas externas que actúan sobre el sistema.}$

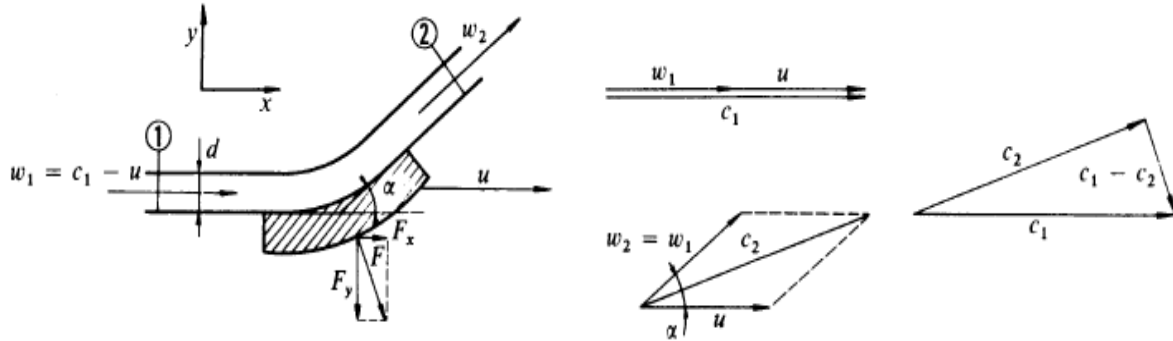
Este principio se aplica para estimar la fuerza tangencial responsable de la generación de potencia mecánica en el eje del molino.

2.4.6.2. Fuerza sobre un alabe en movimiento

El alabe se mueve con movimiento de traslación y velocidad $\vec{u}$ en la misma dirección que $\vec{c}_1$ que es la velocidad del chorro antes del alabe.

Figura 10

Intercambio de momento lineal entre un chorro de fluido y un alabe.



Nota. Extraído de (Mataix, 1982).

El chorro antes de incidir con el alabe en la (sección 1) tiene una velocidad c_1 , el alabe se mueve con velocidad u , w_1 es la velocidad del chorro con relación al alabe al no haber rozamiento consideramos $w_2 = w_1$ la velocidad absoluta del chorro en la sección 2 es c_2 y se obtiene tal como se indica en la figura. (Mataix, 1982)

Si despreciamos el rozamiento, la velocidad relativa del agua con respecto al alabe a la entrada $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}$ será igual a $\vec{w}_2$ en modulo, pero formara un Angulo α con $\vec{u}$, por lo tanto, llamando F_x y F_y a las fuerzas que el fluido ejerce sobre el alabe y considerando además lo siguiente.

$$\begin{aligned} w_{1x} &= (c_1 - u) & w_{2x} &= (c_1 - u)\cos\alpha \\ w_{1y} &= 0 & w_{2y} &= (c_1 - u)\sin\alpha \end{aligned}$$

Tendríamos:

$$\sum F_x = F_x = \rho Q(c_1 - u)(1 - \cos\alpha)$$

$$\sum F_y = F_y = -\rho Q(c_1 - u)\sin\alpha$$

Como el alabe no se desplaza en la dirección y , la fuerza F_y no realiza trabajo, por lo tanto, la potencia teórica de la turbina será:

$$P = F_x \cdot u = \rho Q(c_1 - u)(1 - \cos\alpha)u$$

Donde:

- $P = \text{potencia teorica de la maquina}$
- $u = \text{velocidad del fluido tangente al rodete}$
- $c_1 = \text{velocidad absoluta del fluido a la entrada del rodete.}$
- $Q = \text{fujo volumetrico – caudal}$
- $\rho = \text{densidad del fluido}$

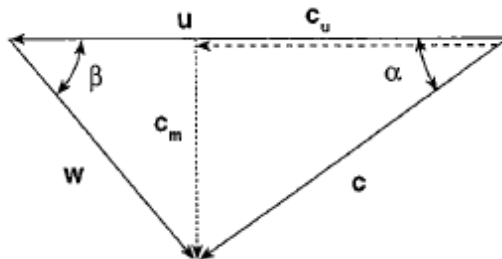
2.4.6.3. Ecuación de Euler

El intercambio de energía en una turbomáquina se verifica únicamente en el rodete. Este intercambio se realiza por una acción mutua (acción y reacción) entre las paredes del álabe y el fluido (Mataix, 1982). Para el análisis de esta transferencia de energía se tiene las siguientes consideraciones.

- El flujo será permanente, es decir, el flujo másico y flujo volumétrico constantes.
- Flujo es ideal, es decir, sin pérdidas y sin considerar la viscosidad del fluido.
- El sistema de referencia es inercial.
- El flujo es irrotacional es decir el fluido o centro de masa no gira en torno a un punto.

Figura 11

Diagrama vectorial de las velocidades.



Nota. Extraído de (Mataix, 1982).

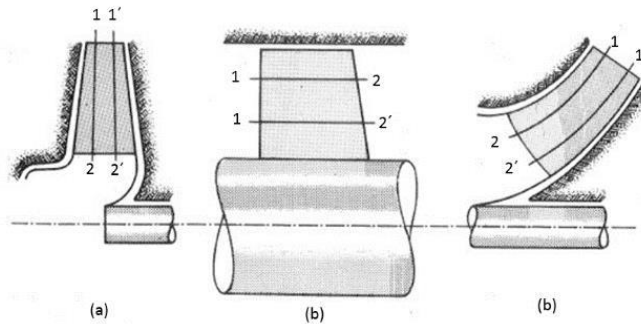
Se deduce de la figura – la siguiente ecuación.

$$\vec{c} = \vec{U} - \vec{W}$$

Ahora para analizar el triángulo de velocidades en el rodete (Figura 11) y ubicar los puntos de entrada y salida, se realiza un corte meridional para los diferentes tipos de turbomáquinas.

Figura 12

Corte meridional del rodete; (a) radial, (b) axial, (c) mixto.

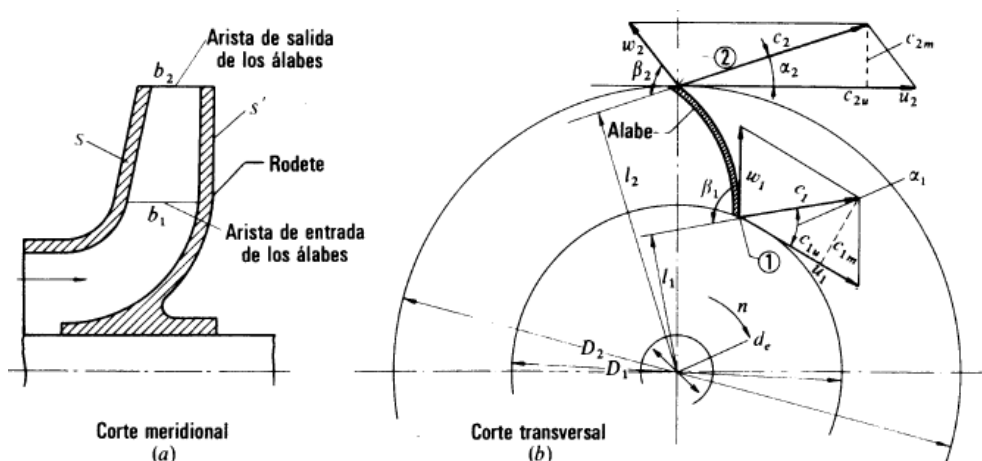


Nota. Extraído de (Mataix, 1982).

En el caso de las turbinas, la partícula de fluido que entra en 1 (parte superior del rodete) y sale en 2 (parte inferior del rodete) como se aprecia en la Figura 12, puntos ubicados en plano de corte meridional como una aproximación a la realidad. Para analizar los vectores de velocidades de entrada y salida se realiza un plano de representación para cada tipo de turbina, tal como se muestra en la Figura 12.

Figura 13

Rodete de una bomba centrífuga (a) corte meridional (b) corte transversal.



Nota. Extraído de (Mataix, 1982).

En la Figura 13 se muestra los triángulos de velocidad a la entrada y salida, suponiendo que la bomba funciona a régimen permanente, por lo que el rodete accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad n , rpm. En el punto 1 la velocidad periférica del rodete está dada por $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$, y con relación al alabe el fluido se moverá con una velocidad w_1 llamada velocidad relativa a la entrada. Las tres velocidades c_1 , u_1 y w_1 estan relacionados de la siguiente manera.

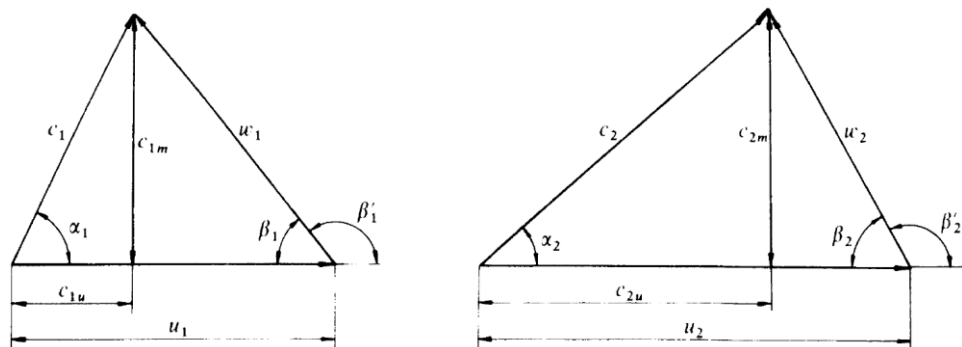
$$\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1 \quad \text{a la entrada}$$

$$\vec{w}_2 = \vec{c}_2 - \vec{u}_2 \quad \text{a la salida}$$

2.4.6.4. Triángulos de velocidades

Figura 14

Triángulos de velocidades a la entrada y salida de los alabes de un rodete.



Nota. Extraído de (Mataix, 1982).

Donde:

- u_1 = velocidad absoluta del alabe a la entrada o velocidad periférica.
- c_1 = velocidad absoluta del fluido a la entrada.
- w_1 = velocidad relativa del fluido con respecto al alabe a la entrada.
- c_{1m} = componente meridional de la velocidad absoluta del fluido.
- c_{1u} = componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada.
- α = Angulo que forman las dos velocidades c_1 y u_1

- $\beta_1 =$ Angulo que forma w_1 con $-u_1$

Y lo mismo en el triángulo de salida sustituyendo los sub índices 1 por el 2.

Del triángulo de entrada (Figura 14) se puede deducir trigonométricamente que:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1\cos\alpha = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_{1u}$$

$$u_1c_{1u} = \frac{u_1^2 + c_1^2 - w_1^2}{2}$$

De igual forma para el triángulo de salida se deduce que:

$$u_2c_{2u} = \frac{u_2^2 + c_2^2 - w_2^2}{2}$$

Llevando estos valores a la ecuación de la primera forma de la ecuación de Euler tenemos la expresión energética de la ecuación de Euler como sigue.

$$Y_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right)$$

- Signo + maquinas motoras (turbinas).
- Signo – maquinas generadoras (bombas, ventiladores, compresores).

De la misma forma al dividir por g ambos miembros de la ecuación tenemos.

$$H_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

Esta ecuación permite relacionar la geometría del rodete y los triángulos de velocidad con la energía hidráulica aprovechable por el molino.

2.4.6.5. Diseño del perfil del alabe de la rueda hidráulica

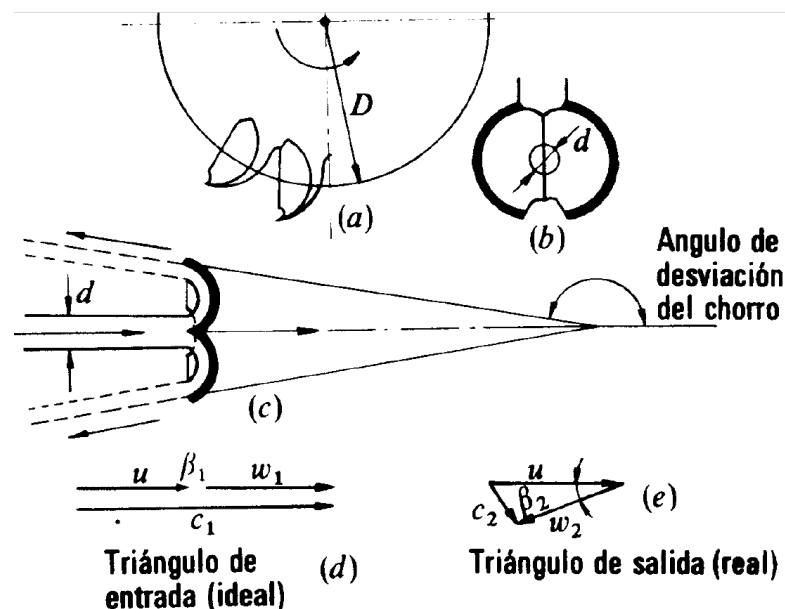
Para el diseño del perfil del alabe de la rueda hidráulica utilizaremos el método clásico unidimensional en base a la teoría de Euler para Turbomáquinas, el cual permite analizar el intercambio de energía entre el fluido y el rodete a lo largo de una línea de corriente representativa del volumen de control. Este enfoque resulta adecuado cuando el flujo es guiado por un número elevado de álabes, condición que se cumple en el diseño propuesto.

Debido a la limitada información específica disponible para el diseño de ruedas hidráulicas tradicionales aplicadas a molinos de piedra, se adopta como referencia el enfoque teórico empleado en las turbinas hidráulicas de acción, en particular la turbina Pelton. En este tipo de máquinas, el fluido impacta sobre los álabes en forma de chorro libre a presión atmosférica, transfiriendo principalmente cantidad de movimiento tangencial, sin variaciones significativas de presión interna.

Dado que la rueda hidráulica diseñada para el molino de piedra ecológico opera bajo un principio análogo —aprovechamiento de un chorro libre a presión atmosférica— resulta válido aplicar las mismas bases teóricas para la construcción de los triángulos de velocidad, el cálculo de la fuerza tangencial y la potencia transmitida al eje.

Figura 15

Parámetros típicos en una turbina Pelton, a) rodete corte transversal, (b) forma de la cuchara corte longitudinal o meridional, (c) chorro o desviación por la cuchara, (d) triangulo ideal de entrada (e) triangulo real de salida.



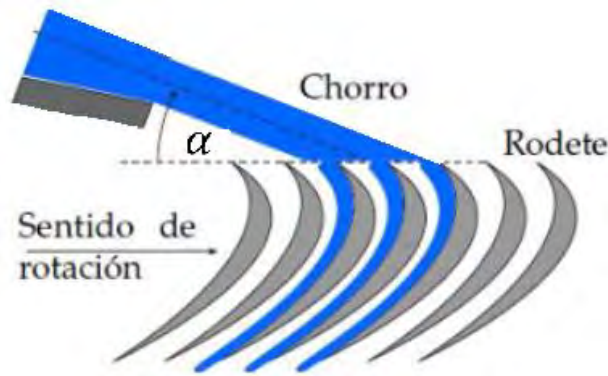
Nota. Extraído de (Mataix, 1982).

Si comparamos nuestra rueda hidráulica con la turbina Pelton (Figura 15), podemos deducir que una de las principales diferencias frente a una turbina Pelton es que el chorro no

impacta en los alabes con un ángulo inicial de entrada, haciendo que el ángulo $\alpha \neq 0$ en la entrada como se puede observar en la Figura 16.

Figura 16

Ángulo de entrada del fluido a la rueda hidráulica.



Nota. Elaboración propia.

2.5. Fundamentos de diseño mecánico del molino

El diseño mecánico del molino de piedra no solo se centra en la rueda hidráulica y su eje, sino también en la interacción entre las piedras de molienda, que constituyen el elemento final de transformación de la energía hidráulica en trabajo útil. En este contexto, es necesario comprender los principios básicos de resistencia de materiales, transmisión de potencia y fricción aplicada al sistema de molienda.

Además, el diseño mecánico de un molino de piedra hidráulico comprende la aplicación de principios de la mecánica de materiales, resistencia de materiales y teoría de máquinas, con el fin de garantizar la seguridad estructural, la durabilidad y el correcto funcionamiento de todos los componentes.

2.5.1. Potencia mecánica en la piedra de molturación.

El punto de partida de nuestro diseño consiste en determinar la potencia mecánica necesaria para el accionamiento de las piedras de molturación. La resistencia al giro se origina principalmente en la fricción generada en el contacto entre la piedra superior (volandera), el

grano y la inferior (solera), los cuales requieren una potencia mecánica para poder vencer dichas resistencias y permitir el proceso de molienda.

La potencia mecánica requerida en el eje del molino se expresa como sigue:

$$P = T \cdot \omega$$

Donde:

- P = potencia mecánica. (W).
- T = torque transmitido al eje (N.m).
- ω = velocidad angular de operación (rad/s).

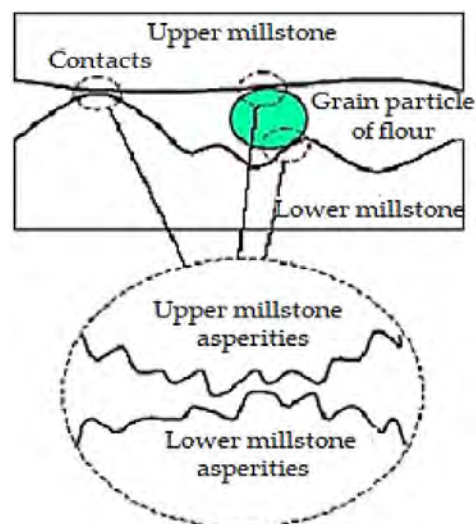
Este valor representa la energía necesaria para vencer la fricción entre las piedras y triturar el grano de maíz.

2.5.2. Fricción en el proceso de molturación

El comportamiento tribológico del proceso de molienda en molinos de piedra ha sido ampliamente estudiado mostrado en la Figura 17. En particular, (Ilie, Cotici, & Hristache, 2023) analizan el proceso como una combinación de contactos de dos y tres cuerpos, los cuales determinan el nivel de fricción y, en consecuencia, la potencia mecánica requerida.

Figura 17

Muestra la combinación de contacto entre dos y tres cuerpos durante el proceso de molienda.



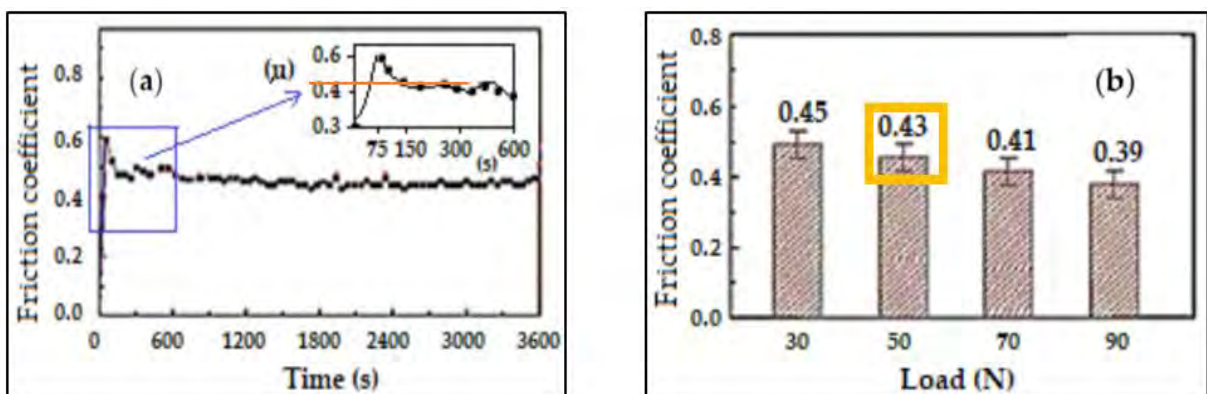
Nota. Extraído de (Ilie, Cotici, & Hristache, 2023).

Durante el arranque, predomina el contacto de dos cuerpos, asociado al contacto directo entre las asperezas de las piedras, condición que representa el caso más desfavorable para el diseño. En régimen permanente, el proceso opera mayoritariamente bajo contacto de tres cuerpos, donde una capa fina de harina queda atrapada entre las asperezas de ambas piedras.

(Ilie, Cotici, & Hristache, 2023) proponen que la fuerza total de fricción puede modelarse como función de la fuerza normal aplicada y de coeficientes de fricción asociados a cada tipo de contacto. Experimentalmente, demuestran que el coeficiente de fricción presenta un valor inicial elevado durante los primeros instantes de operación, debido al contacto seco entre las superficies pétreas y los granos intactos (Figura 18), seguido de una rápida estabilización una vez que se forma una película continua de harina, la cual actúa como lubricante sólido.

Figura 18

Variación del coeficiente de fricción en el tiempo para la piedra de granito, con carga y a una velocidad de deslizamiento de 1 m/s.



a) variación del coeficiente de fricción en el tiempo.

b) variación del coeficiente de fricción con la carga.

Nota. Extraído de (Ilie, Cotici, & Hristache, 2023).

Los resultados experimentales reportan:

- Valores iniciales del coeficiente de fricción del orden de 0.6 durante el arranque.

- Valores estabilizados en el rango de 0.42–0.44 durante el régimen permanente de molienda (Ilie, Cotici, & Hristache, 2023).

Este comportamiento justifica la consideración de dos condiciones de diseño diferenciadas: una asociada a la potencia pico de arranque y otra correspondiente a la potencia nominal de operación continua.

2.5.2.1. Coeficientes de fricción adoptados para el diseño

Con el fin de definir valores representativos y técnicamente sustentados para el cálculo de la potencia mecánica requerida en el proceso de molturación, se recurrió a tres fuentes bibliográficas complementarias, que abordan el fenómeno de fricción desde distintos enfoques relevantes para el presente estudio:

A. **Fricción real en molinos de piedra**, basada en experimentación específica del proceso de molienda (Ilie, Cotici, & Hristache, 2023).

El estudio específico de Ilie et al. (2023) sobre molinos de piedra evidencia que, durante la fase inicial de molienda, el coeficiente de fricción puede alcanzar valores elevados 0.6 debido al contacto directo entre las asperezas de las piedras y los granos intactos. No obstante, en régimen permanente, la formación de una película continua de harina entre las superficies de contacto genera una reducción y estabilización del coeficiente de fricción en valores promedio comprendidos entre 0.42 y 0.44.

B. **Coeficientes de fricción de granos de cereal**, obtenidos para diferentes cultivos y superficies de contacto (Matouk, El-Kholy, & Radwan, 2003) donde se aprecia en la Tabla 2.

Tabla 2

Coeficiente de fricción de diferentes tipos de grano.

Tipo de cereal	Coeficiente de fricción para diferentes tipos de superficies de fricción
----------------	--

Arroz	(0.3542 - 0.8765)
Trigo	(0.2519 - 0.6988)
Maíz	(0.2415 - 0.6128)
cebada	(0.2481 - 0.6927)

Nota. Ajustado de (Matouk, El-Kholy, & Radwan, 2003).

Los resultados reportados por (Matouk, El-Kholy, & Radwan, 2003) resumidos en la Tabla muestran que los coeficientes de fricción para cereales como maíz, trigo, arroz y cebada presentan rangos amplios, dependientes del tipo de superficie y del estado del grano, con valores que alcanzan magnitudes del orden de 0.6 en condiciones de contacto desfavorables.

C. Coeficientes de fricción entre superficies sólidas, incluyendo contacto piedra–piedra, mediante ensayos tribológicos controlados (Hasan, 2021) donde se aprecia en la Tabla 3.

Tabla 3

Rangos estándar de coeficientes de fricción para diferentes superficies sólidas.

S.N.	Name of Surfaces	Standard Range of Coefficient of Friction (μ)
1	Metal on Metal	0.15 - 0.6
2	Metal on Wood	0.2 - 0.6
3	Metal on Stone	0.3 - 0.7
4	Metal on Leather	0.3 - 0.6
5	Stone on Stone	0.4 - 0.7
6	Earth on Earth	0.2 - 1.0
7	Rubber on Concrete	0.6 - 0.9

Nota. Extraído de (Hasan, 2021).

Por su parte, (Hasan, 2021) reporta valores experimentales de coeficiente de fricción estática para distintos pares de superficies sólidas, incluyendo materiales pétreos, los cuales se sitúan dentro de rangos compatibles con contactos piedra–piedra en condiciones secas, como se presenta en la Figura 19.

En función de lo anterior, y considerando las distintas condiciones operativas del molino, se adoptan los siguientes valores para el diseño:

- **Coeficiente de fricción estático (arranque):**

$$u_s = 0.6$$

Asociado a la condición inicial de contacto seco piedra–piedra y piedra–grano, representativa del caso más desfavorable para el dimensionamiento del sistema (potencia pico).

- **Coeficiente de fricción dinámico (régimen permanente):**

$$u_k = 0.43$$

Correspondiente al contacto de tres cuerpos piedra–grano–piedra durante la operación continua de molienda.

Estos valores se encuentran dentro de los rangos reportados en la literatura especializada y resultan representativos para el diseño conservador de nuestro sistema de molienda.

2.5.2.2. Densidad de la piedra adoptada para el diseño

Tabla 4

Propiedades del granito.

S1.Nº	Properties	Values
1	Porosity	Very low
2	Absorption	0.5 to 1.5%
3	Specific Gravity	2.6 to 2.8
4	Density	2500 - 2650 Kg/m ³
5	Crushing Strength	1000 - 2500 Kg/m ²
6	Frost resistance	Good
7	Fire resistance	Low
8	Color	Mostly light colored

Nota. Extraído de (Anbu, 2014).

2.5.3. Recomendaciones de rpm para molinos de piedra

La velocidad de rotación de las piedras constituye un parámetro operativo fundamental, ya que influye directamente en la eficiencia del proceso de molienda, la generación de calor por fricción y la calidad final de la harina.

(Ilie, Cotici, & Hristache, 2023), a partir de ensayos experimentales en molinos de piedra, identifican una velocidad de operación del orden de 60 RPM como adecuada para lograr una molienda eficiente por fricción, permitiendo la reducción progresiva del grano sin incrementos significativos de temperatura que puedan afectar las propiedades nutricionales y organolépticas del producto.

Este valor resulta coherente con antecedentes históricos documentados para molinos hidráulicos y eólicos tradicionales. (Williams & Peacock, 2009) reportan que los molinos de piedra de gran tamaño operaban típicamente en un rango de 60 a 90 RPM, considerándose dicho intervalo como óptimo para maximizar la producción sin comprometer la calidad de la harina.

No obstante, diversos autores advierten que velocidades elevadas pueden incrementar el calentamiento por fricción entre las piedras, con el consiguiente riesgo de deterioro del producto final. Por ello, para este diseño del molino de piedra se prioriza velocidades moderadas que garanticen un equilibrio entre eficiencia energética, control térmico y uniformidad de molienda.

En función de lo anterior, para el presente diseño se adopta una velocidad nominal de rotación de 60 RPM para las piedras de molienda, valor plenamente respaldado por la literatura especializada y compatible con los criterios de eficiencia y calidad del sistema propuesto.

2.5.4. Torque debido a las fuerzas de fricción

Para el análisis del torque requerido en el molino de piedra se adopta el modelo clásico de fricción seca descrito por la ley de Amontons–Coulomb, según la cual la fuerza de fricción es proporcional a la fuerza normal aplicada:

$$F_f = \mu \cdot N$$

donde μ representa el coeficiente de fricción y N la fuerza normal entre las superficies en contacto.

- **Fuerza de fricción estático.** Corresponde al inicio del movimiento

$$F_{fe(max)} = \mu_s \cdot N$$

- **Fuerza de fricción dinámico.** Correspondiente al régimen permanente.

$$F_{fc} = \mu_k \cdot N$$

Siendo $\mu_s > \mu_k$

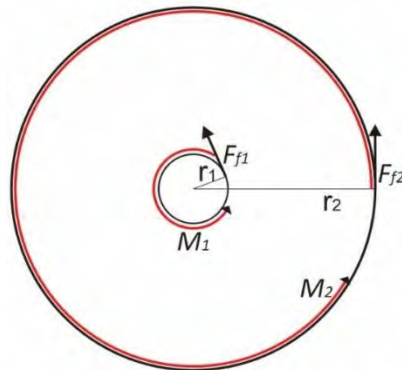
2.5.4.1. Modelación del sistema como disco de fricción.

El contacto entre las piedras del molino se modela de forma análoga a un disco de fricción anular, considerando que la presión normal y el coeficiente de fricción son uniformes sobre toda la superficie de contacto, comprendida entre un radio interior r_1 y un radio exterior r_2 .

Si bien la fuerza de fricción es constante en toda la superficie, el momento de torque generado depende del radio (Figura 19), por lo que resulta necesario integrar los momentos diferenciales sobre el área de contacto.

Figura 19

Torque ejercido por cada una de las fuerzas.

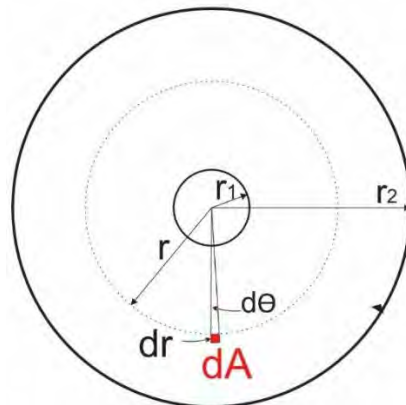


Nota. Elaboración propia.

Dado que el momento de fuerza depende de que tan lejos del centro de rotación se produce la fricción, tendremos que integrar todos los momentos que se pueden generar sobre la superficie en contacto (Figura 20). Así obtendremos el momento de torque total necesario para el funcionamiento del molino de piedra.

Figura 20

Diferencial de área para cálculo del torque.



Nota. Elaboración propia.

El torque diferencial generado por un elemento de área dA es:

$$dM = dF_f \cdot r$$

Asumiendo una distribución uniforme de la fuerza normal:

$$\frac{dA}{A} = \frac{dN}{N}$$

y utilizando coordenadas polares:

$$dA = r \cdot d\theta \cdot dr$$

La integración sobre la superficie de contacto conduce a la expresión del torque total debido a la fricción:

$$M = \frac{2}{3} \cdot N \cdot u \cdot \left(\frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \right)$$

Esta ecuación resulta válida tanto para el torque de arranque, empleando $u = u_s$, como para el torque en régimen permanente, empleando $u = u_k$.

2.5.5. Potencia útil entregada por la rueda

La potencia mecánica útil entregada por la rueda hidráulica se define como el producto entre la fuerza tangencial ejercida por el chorro sobre los álabes y la velocidad periférica de la rueda:

$$P_u = F_t u$$

En ruedas hidráulicas de acción, la fuerza tangencial se obtiene a partir del cambio de la componente tangencial de la velocidad absoluta del flujo entre la entrada y la salida del álabe, de acuerdo con la ecuación de la cantidad de movimiento:

$$F_t = \rho \cdot Q \cdot (W_{1U} - W_{2U})$$

2.5.6. Diseño del eje

El eje constituye el elemento principal de transmisión mecánica del molino, encargado de transferir el torque generado por la rueda hidráulica hacia la piedra de molienda. Su diseño debe garantizar un comportamiento estructural seguro frente a la acción simultánea de cargas axiales, esfuerzos de torsión y momentos flectores generados durante la operación del sistema.

A. Condición de análisis mecánico

Dado que el sistema opera a una velocidad de rotación baja (del orden de 60 rpm) y bajo un régimen de carga continuo y estable, el eje se analiza bajo condiciones cuasi estáticas, de acuerdo con los criterios clásicos de diseño mecánico (Budynas & Nisbett, 2011)

2.5.6.1. Esfuerzos actuantes en el eje

A. Esfuerzo normal por carga axial

La carga axial total está compuesta por:

- Peso de la piedra de molienda W_p
- Peso de la rueda hidráulica W_r

Componente axial de la fuerza del agua sobre el alabe F_{ax} .

$$F_a = W_p + W_r + F_{ax}$$

El esfuerzo axial en el eje se expresa como:

$$\sigma_a = \frac{4F_a}{\pi d^2}$$

Donde:

- $A = \frac{\pi d^2}{4}$ es el área de la sección transversal del eje.
- d es el diámetro del eje que es nuestra variable de diseño.

B. Esfuerzo cortante por torsión

El torque transmitido por el eje es generado por la fuerza tangencial del chorro actuando sobre la rueda hidráulica:

$$T = F_t \cdot r$$

El esfuerzo cortante por torción en un eje circular macizo es

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Donde:

- $J = \frac{\pi d^4}{32}$ es el momento polar de inercia de un eje circular macizo.
- $c = \frac{d}{2}$ es el radio del eje macizo.

C. Esfuerzo normal por flexión

La componente axial del flujo, aplicada de forma excéntrica respecto al eje, genera un momento flector:

$$M_f = F_{ax} \cdot r$$

El esfuerzo normal por flexión en una sección circular está definido por:

$$\sigma_b = \frac{32M_f}{\pi d^3}$$

Donde:

- $I = \frac{\pi d^4}{64}$ es el momento de inercia de un eje circular macizo.
- $c = \frac{d}{2}$ es el radio del eje macizo.

2.5.6.2. Modelo de esfuerzos combinados

En base a todas las consideraciones anteriores, el eje será modelado como un cuerpo vertical circular solido sometido a:

- Carga axial de compresión.
- Momento de torsión
- Momento flector.

La zona más crítica se encuentra en la parte inferior del eje punto donde coinciden:

- Aletas soldadas al eje.
- Máximo torque transmitido.
- Momento flector inducido.
- Esfuerzo axial peso de la rueda y la piedra.

2.5.6.3. Criterio de falla y factores de concentración de esfuerzos

Para la evaluación del estado tensional se adopta el criterio de Von Mises, incorporando factores de concentración de esfuerzos asociados a las discontinuidades geométricas del eje, de acuerdo con (Budynas & Nisbett, 2011).

- Torción (Aletas soldadas). $K_t = 2$
- Flexión (carga excéntrica). $K_b = 1.5$
- Carga axial (Punta mecanizada). $K_a = 2$

El esfuerzo equivalente de Von Mises se expresa como:

$$\sigma_{vm} = \sigma_{eq} = \sqrt{(K_b \cdot \sigma_b + K_a \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_t \tau)^2}$$

2.5.6.4. Verificación de estabilidad por pandeo

Adicionalmente, se verifica la estabilidad del eje frente al pandeo elástico (Figura 21), debido a la presencia de una carga axial de compresión aplicada a lo largo de una longitud significativa. Para ello se emplea la expresión de Euler para columnas esbeltas:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

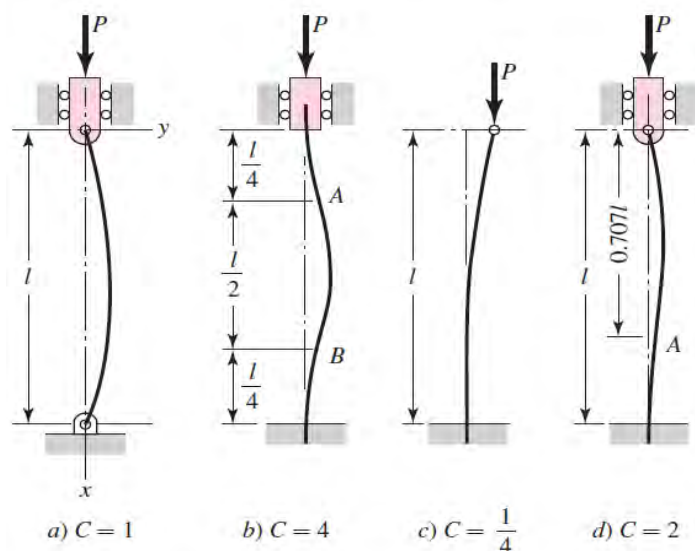
Donde:

- E: módulo de elasticidad del material.
- $I = \frac{\pi d^4}{64}$ es el momento de inercia de un eje circular macizo.
- d =diámetro del eje circular macizo (m).
- L: longitud efectiva de pandeo (m).
- K: coeficiente de longitud efectiva.

Esta verificación permite corroborar que el diámetro del eje, definido por criterios de resistencia, garantiza también la estabilidad estructural del sistema.

Figura 21

Eje sometido a pandeo, Ambos extremos pivoteados o articulados b) ambos extremos empotrados c) un extremo libre y otro empotrado d) un extremo redondo y articulado y otro extremo empotrado.



Nota. Extraído de (Budynas & Nisbett, 2011).

2.5.7. Diseño del puente viga

La presente sección desarrolla el análisis estructural del puente viga de madera que sirve como elemento de apoyo del eje vertical del molino de piedra ecológico. El diseño se realiza conforme a la Norma Técnica E.010 – Madera del Reglamento Nacional de Edificaciones (Ministerio de Vivienda, 2018) empleando el método de esfuerzos admisibles.

El puente consiste en una viga de madera que soporta, en un punto concentrado, las cargas transmitidas por el eje vertical del molino. Dichas cargas incluyen el peso de la piedra de molienda, el peso de la rueda hidráulica, el peso propio del eje y la componente axial de la fuerza ejercida por el chorro de agua, generando una carga puntual excéntrica sobre la viga.

Considerando el carácter ecológico y artesanal del proyecto, se adopta madera estructural de *Eucalyptus globulus*, empleada en sección maciza y verificada conforme a los criterios normativos vigentes.

2.5.7.1. Criterio de diseño y normativa aplicada

El diseño estructural del puente viga se realizó utilizando el método de esfuerzos admisibles, el cual compara los esfuerzos generados por las cargas actuantes con los esfuerzos admisibles del material, definidos por la norma E.010 – Madera (Ministerio de Vivienda, 2018).

Este método resulta adecuado para el presente proyecto debido a que:

- Es el método oficial exigido por el RNE para estructuras de madera en el Perú.
- Considera la anisotropía y variabilidad del material.
- Es apropiado para estructuras de pequeña escala y baja sollicitación dinámica.
- Incluye verificaciones tanto de resistencia como de rigidez (deflexión).

2.5.7.2. Controles estructurales aplicados

A. Control por flexión

Este control verifica que el esfuerzo normal debido al momento flector no exceda el esfuerzo admisible en flexión de la madera.

$$\sigma = \frac{M_{max}}{S} \leq \sigma_{adm, flexión}$$

esto aplica a toda viga sometida a cargas perpendiculares a su eje longitudinal.

B. Control por corte

Este control verifica que el esfuerzo cortante transversal no exceda el esfuerzo admisible en corte paralelo a la fibra:

$$\tau = \frac{3V}{2A} \leq \tau_{adm}$$

Este control es particularmente relevante en vigas de madera debido a la presencia de defectos naturales como nudos o variaciones de humedad.

C. Control por deformación (deflexión)

Se verifica que la flecha máxima generada por la carga puntual sea menor que la flecha admisible establecida por la normativa. Para una viga simplemente apoyada:

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{P \cdot a \cdot b^2}{3EIL}$$

Esto comparado con:

$$\delta_{adm} = \frac{L}{300} \text{ a } \frac{L}{360}$$

Este control garantiza el adecuado funcionamiento del sistema y evita problemas de servicio como vibraciones o deformaciones excesivas.

D. Control por aplastamiento

Se verifica la compresión perpendicular a la fibra en las zonas de contacto de la viga con los apoyos:

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{R}{A_{apoyo}} \leq \sigma_{adm, compresion perpendicular a la fibra}$$

Este control es crítico en estructuras de madera, ya que una distribución inadecuada de las reacciones puede generar deformaciones locales permanentes.

2.5.8. Diseño de apoyos y cojinetes del eje de transmisión

El eje principal del molino de piedra ecológico transmite el torque generado por la rueda hidráulica hacia la piedra de molienda, operando bajo cargas axiales y radiales, en un entorno húmedo y con requerimientos de bajo mantenimiento. En consecuencia, el sistema de apoyos debe garantizar estabilidad mecánica, adecuada alineación del eje y funcionamiento confiable sin recurrir a sistemas complejos de lubricación.

Para cumplir estos criterios, se adopta un sistema de apoyo mixto, compuesto por un apoyo inferior de punta esférica y un apoyo superior mediante buje liso, solución ampliamente utilizada en mecanismos de rotación lenta y alta carga axial.

2.5.8.1. Apoyo inferior mediante punta esférica y copa

El apoyo inferior está constituido por una punta esférica solidaria al eje que descansa sobre una copa o asiento esférico, siendo el elemento encargado de soportar la totalidad de la carga axial, correspondiente al peso del eje, la rueda hidráulica y la piedra de molienda.

Las principales ventajas de esta configuración son:

- Permite una correcta auto alineación del eje, tolerando pequeñas desviaciones geométricas del montaje.
- No requiere lubricación convencional, ya que el contacto con el agua presente en el entorno actúa como medio refrigerante y lubricante natural.
- Reduce las pérdidas por fricción en el apoyo axial.
- Facilita la distribución uniforme de la carga mediante el uso de una placa repartidora, evitando concentraciones de esfuerzo y fallas por aplastamiento en la viga de madera.

Esta solución resulta particularmente adecuada para sistemas hidráulicos de baja velocidad y operación continua.

2.5.8.2. Apoyo superior mediante buje liso (cojinete de fricción)

El apoyo superior se dispone en la zona de la piedra inferior fija y cumple la función de guiar y estabilizar el eje, absorbiendo exclusivamente cargas radiales, sin transmitir carga axial. Su objetivo principal es evitar desplazamientos laterales y vibraciones durante la operación del molino.

Para este componente se selecciona un buje liso fabricado en PTFE (politetrafluoroetileno) de grado alimenticio, debido a las siguientes características técnicas:

- Inocuidad alimentaria, cumpliendo con normativas internacionales como FDA y la Regulación UE 10/2011 para materiales en contacto con alimentos.
- Excelente comportamiento tribológico, con coeficientes de fricción bajos frente al acero, reduciendo el desgaste del eje y las pérdidas mecánicas.

- Alta resistencia a la humedad y agentes químicos, adecuada para el entorno del molino.
- Bajo mantenimiento, al no requerir lubricación frecuente.
- Compatibilidad con un montaje en soporte de madera, manteniendo la filosofía ecológica del diseño.

De este modo, el sistema de apoyos garantiza un funcionamiento estable, eficiente y sostenible del eje de transmisión, coherente con los criterios mecánicos, ambientales y operativos del molino de piedra ecológico.

2.5.9. Diseño del eje regulador de altura

El eje regulador de altura tiene como función regular y fijar la luz entre las piedras de molienda, permitiendo el ajuste fino del proceso de molturación. Este elemento actúa como un tornillo de potencia accionado manualmente, transmitiendo una carga axial mediante un gancho inferior encargado de izar y sostener el conjunto móvil.

El eje regulador recibe la reacción vertical del apoyo derecho de la viga, soportando la carga total transmitida por la piedra de molienda, el eje principal, la rueda hidráulica y la componente axial del chorro de agua. En consecuencia, su diseño debe garantizar resistencia mecánica, estabilidad bajo carga sostenida y facilidad de fabricación local.

Para este elemento se selecciona acero estructural ASTM A36, debido a su amplia disponibilidad en el mercado local, bajo costo y propiedades mecánicas adecuadas para cargas axiales y torsionales moderadas. Dado el entorno húmedo de operación, se considera la aplicación de una protección superficial anticorrosiva mediante pintura.

2.5.9.1. Criterios de diseño y restricciones

El diseño del eje regulador se rige por los siguientes criterios:

- Soportar de forma segura la carga axial permanente transmitida por el sistema.

- Operar bajo condiciones cuasi estáticas, con carga sostenida durante el funcionamiento.
- Permitir accionamiento manual con un par razonable.
- Garantizar autobloqueo, evitando el retroceso del sistema bajo carga.
- Ser fabricable localmente, mediante procesos de mecanizado convencionales.
- Adoptar un factor de seguridad conservador, $FS = 2.5$, acorde a su función estructural y de ajuste.

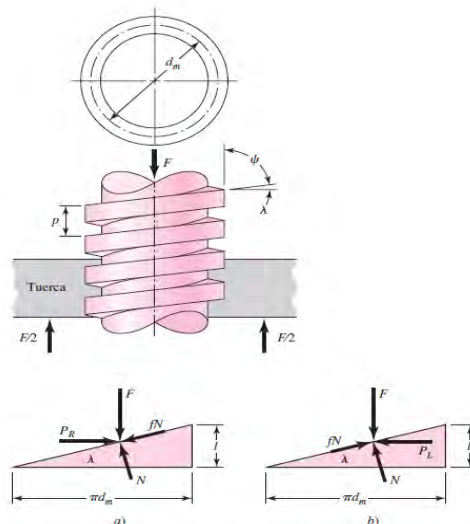
2.5.9.2. Diseño de la rosca y selección del tipo

El ajuste de altura se realiza mediante un tornillo de potencia (Figura 22, 23) con rosca trapezoidal tipo ACME, mecanizado en la parte superior del eje regulador. Este tipo de rosca se selecciona por:

- Su facilidad de fabricación mediante torno convencional.
- Su mayor capacidad de carga axial frente a roscas triangulares.
- Su mejor comportamiento frente al desgaste.
- Su contribución al autobloqueo del sistema, condición indispensable para la seguridad operativa.

Figura 22

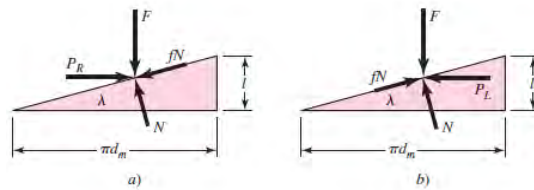
Parte de un tornillo de potencia.



Nota. Extraído de (Budynas & Nisbett, 2011).

Figura 23

Diagramas de fuerza en un tornillo de potencia; a) Al subir la carga, b) Al bajar la carga.



Nota. Extraído de (Budynas & Nisbett, 2011).

2.5.9.3. Cálculo del par de torsión requerido para el accionamiento del sistema

El par requerido para elevar la carga axial se determina mediante la expresión clásica para tornillos de potencia con rosca trapezoidal:

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi d_m u_t \sec \alpha}{\pi d_m - u_t l \sec \alpha} \right)$$

Donde:

- F = es la carga axial aplica.
- d_m = diámetro medio de la rosca.
- u_t = coeficiente de fricción del tornillo.
- l = el paso de rosca.
- α = Angulo del filete.

2.5.9.4. Verificación de esfuerzos

A. Esfuerzo axial

$$\sigma_{axial} = \frac{F_d}{A_{raiz}}$$

B. Esfuerzo cortante por torsión

$$\tau = \frac{16 T_t}{\pi d_{raiz}^3}$$

C. Esfuerzo equivalente de Von Mises

$$\sigma_{eq\ Von\ Misses} = \sqrt{\sigma_{axial}^2 + 3\tau^2}$$

El diámetro del eje se selecciona de modo que el esfuerzo equivalente sea inferior al esfuerzo admisible del material, considerando el factor de seguridad adoptado.

D. Verificación de la condición de autobloqueo

Para garantizar que el sistema no retroceda bajo carga, se verifica la condición de autobloqueo para roscas trapezoidales:

$$u_{tornillo} > \frac{l}{\pi d_m} \cos \alpha$$

El cumplimiento de esta condición asegura que el eje regulador mantenga la posición ajustada sin necesidad de dispositivos adicionales de bloqueo.

Los fundamentos teóricos presentados en este capítulo proporcionan el sustento técnico necesario para el diseño y dimensionamiento de los componentes mecánicos y estructurales del molino de piedra ecológico. Las teorías de potencia hidráulica, resistencia de materiales, diseño de ejes, tornillos de potencia y diseño estructural con madera permiten establecer criterios claros y verificables, los cuales serán aplicados en el capítulo siguiente para el cálculo, selección y validación de cada elemento del sistema.

CAPÍTULO III

CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA DEL MOLINO DE PIEDRA.

3.1. Introducción

En este capítulo se desarrolla el procedimiento de cálculo de la potencia mecánica requerida para la operación del molino de piedra, en concordancia con el primer objetivo específico de la investigación. El análisis se centra en las piedras de molienda y en las condiciones de fricción y operación establecidas, a partir de las cuales se determinan el torque y la potencia requeridos en régimen permanente, condición adoptada como base de diseño. Los resultados obtenidos servirán para el dimensionamiento del sistema hidráulico y mecánico del molino en capítulos posteriores.

3.2. Determinación de los parámetros para el cálculo de potencia

Para el cálculo del torque y la potencia requerida es necesario conocer las propiedades físicas de las piedras de molienda (Figura 24), tales como dimensiones geométricas, volumen, masa y densidad, así como los parámetros de fricción que intervienen durante el proceso de molienda.

3.2.1. Características físicas de las piedras

Las piedras de molienda constituyen el elemento principal del molino y representan el punto de partida para el desarrollo del diseño mecánico e hidráulico. Para el cálculo del torque y la potencia requerida es necesario conocer sus propiedades físicas, tales como dimensiones, volumen, masa y densidad, así como los parámetros de fricción que intervienen durante el proceso de molienda.

A continuación, se presentan las dimensiones geométricas de la piedra superior (volandera) y la piedra inferior (solera), las cuales fueron definidas a partir de las mediciones tomadas a las piedras existentes (Figura 25).

Figura 24

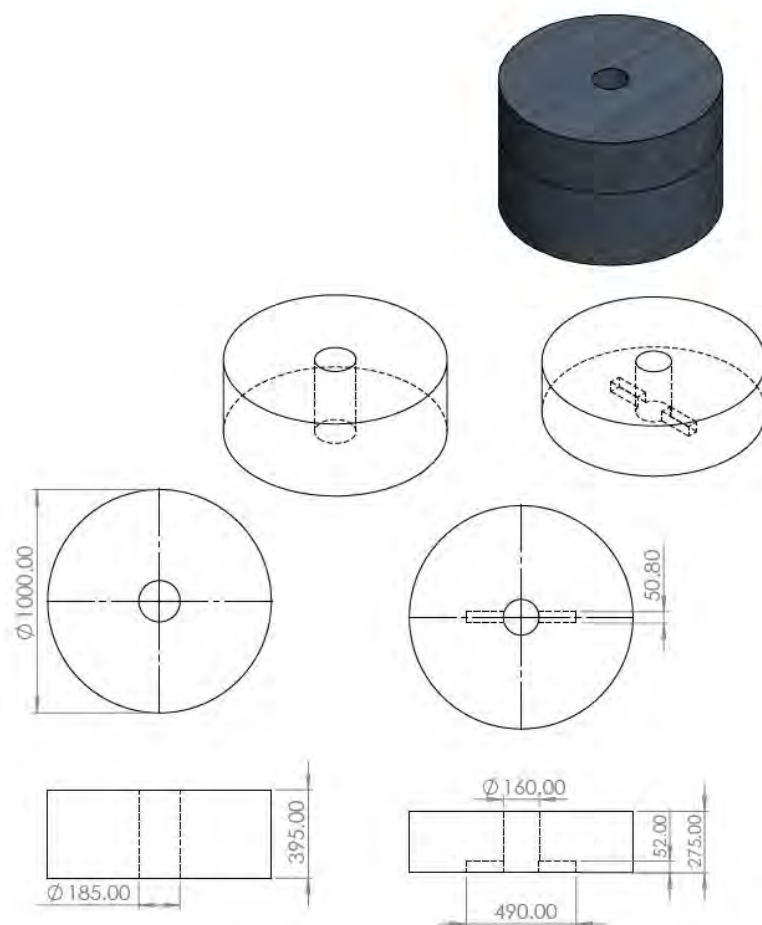
Piedras de molienda; a) superior volandera, b) inferior solera.



Nota. Elaboración propia.

Figura 25

Dimensiones de las piedras de molienda.



Nota. Elaboración propia.

A. Propiedades físicas de las rocas de acuerdo a estudio geotécnico

Tabla 5

Características físicas de la piedra de molienda.

Parámetro	Piedra superior	Piedra inferior	Unidad	Símbolo	Observación
Masa	506.91	724.69	kg	m	Según dimensionamiento de piezas.
Volumen	0.21	0.30	m ³	V	Cálculo/registro de diseño.
Diámetro exterior	1.00	1.00	m	De	Diámetro de trabajo de las muelas.
Diámetro interior	0.16	0.185	m	Di	Orificio central para acople/eje.
Altura	0.275	0.395	m	h	Espesor/altura del cilindro.

Nota. Extraído de Informe Técnico N°02-SEHM-2023.

Tabla 6

Resultados de ensayos del laboratorio de mecánica de rocas.

Ensayo / indicador	Unidad	Resultado	Criterio / referencia	Comentario técnico
Densidad seca	kg/m ³	2418.75	Valor base proporcionado	Densidad experimental coherente con el dimensionamiento de las piezas (m/V).
Dureza	-	6.5	Granito ~ 6–7 (Mohs)	Alta dureza; favorable para resistencia al rayado y mantenimiento del mordiente.
Porosidad abierta	%	0.90	Baja (< 1–2%)	Porosidad baja; contribuye a menor degradación y mejor limpieza.
Absorción de agua	%	0.35	Baja (< 0.6%)	Menor deterioro por humedad y ciclos de operación.

Permeabilidad (k)	m/s	1.0×10^{-11}	Muy baja (10^{-12} – 10^{-10})	Alta compacidad; baja conectividad de poros y microfracturas.
Abrasión Micro-Deval	% pérdida	2.8	$\leq 3\%$ (muy bueno)	Muy alta resistencia al desgaste por fricción.
Abrasión Los Ángeles	%	3.2	$\leq 5\%$ (bueno)	Apta para condiciones abrasivas; respalda durabilidad en servicio.
Compresión uniaxial (UCS)	MPa	223.3	100–250 MPa (granito)	Alta resistencia; baja probabilidad de falla frágil por carga.
Tracción indirecta (Brasileña)	MPa	12.4	7–15 MPa	Buena capacidad ante esfuerzos tensionales y vibración.

Nota. Extraído de Informe Técnico N°02-SEHM-2023.

Tabla 7

Resumen de las características físicas y parámetros de fricción de las piedras de molienda.

Características físicas		Valores	
Tipo de piedra		Granito	
Densidad experimental	(ρ)	2418.75	Kg/m^3
Coeficiente de fricción estático – arranque.	(μ_s)	0.6	Estático
Coeficiente de fricción (dinámico) en trabajo contacto de tres cuerpos (piedra superior – grano – piedra inferior)	(μ_k)	0.43	dinámico
PIEDRA SUPERIOR (PIEDRA QUE GIRA)			
Masa	(Kg)	506.91	Kg
Volumen	(V)	0.21	m^3
Diámetro exterior	(De)	1	m
Diámetro interior	(Di)	0.16	m
Altura	(h)	0.275	m
PIEDRA INFERIOR (PIEDRA FIJA)			
Masa	(Kg)	724.69	Kg
Volumen	(V)	0.30	m^3
Diámetro exterior	(De)	1	m

Diámetro interior	(Di)	0.185	m
Altura	(h)	0.395	m

Nota. Elaboración propia.

3.2.2. Velocidad de Operación del Molino de Piedra

Para el presente diseño se adopta una velocidad de operación de 60 rpm:

$$\omega = 60 \frac{rev}{min}$$

La velocidad angular también puede ser representada en rad/s.

$$\omega_{(rad/s)} = 60 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi}{60} = 6.283 \text{ rad / s}$$

3.2.3. Aceleración Angular (α)

Asumiendo un tiempo de aceleración de 15 segundos desde el reposo hasta la velocidad de operación, se obtiene la aceleración angular aplicando los valores de la Tabla 8.

Tabla 8

Parámetros para cálculo de aceleración.

Parámetros de diseño	Valores		
Velocidad angular final constante	w_f	6.283	rad/s
Velocidad angular al inicio (parte del reposo)	w_i	0	rad/s
Tiempo que tarda el estabilizar la fuerza de fricción, tiempo que demora en llegar a velocidad constante	t_f	15	s
Tiempo inicial	t_i	0	s

Nota. Elaboración propia.

$$\alpha = 0.419 \frac{rad}{s^2}$$

A continuación, resumiremos en la Tabla 9 los parámetros iniciales seleccionados para el presente diseño.

Tabla 9*Parámetros iniciales de diseño.*

Parámetros de diseño	valores		
Numero de revoluciones de la piedra giratoria- velocidad angular.	ω	60	rev/min
Numero de revoluciones de la piedra giratoria- velocidad angular.	ω	6.283	rad / s
Tiempo estimado en que la piedra alcanza la velocidad constante de trabajo	t	15	s
Aceleración angular	α	0.419	rad / s^2

Nota. Elaboración propia.

3.3. Cálculo del Torque y la Potencia Requerida del Molino

Durante el arranque del molino, el torque requerido puede estar asociado al momento de inercia de las piedras y, en una condición conservadora, a la fricción estática presente en el contacto entre las superficies de molienda.

$$T_{arranque} = T_{inercia} + T_{fricción\ estática}$$

Donde:

- $T_{inercia}$ = representa el torque requerido para acelerar las masas rotacionales del sistema.
- $T_{fricción\ estática}$ = representa el torque necesario para vencer la fricción estática en el contacto entre las piedras y el grano.

3.3.1. Torque debido al momento de inercia de la piedra giratoria

La piedra superior se modela como un cilindro hueco. El momento de inercia se calcula mediante:

$$I = \frac{1}{2}m(Ri^2 + Re^2)$$

$$I = \frac{1}{2}506.91(0.08^2 + 0.5^2) = 64.98\ kg.m^2$$

El torque necesario para vencer la inercia durante el arranque resulta:

$$T_{inercia} = I\alpha$$

$$T_{inercia} = 64.98 \times 0.419 = 27.23 \text{ N.m}$$

Este valor corresponde al torque requerido para acelerar la piedra giratoria desde el reposo hasta la velocidad de operación.

3.3.2. Torque por fricción estática (analogía de embragues - condición conservadora)

En una condición conservadora de arranque con contacto entre las piedras, el molino debe vencer tanto el momento de inercia como la fricción estática presente en la superficie de molienda.

El torque debido a la fricción estática se calcula empleando la expresión basada en la analogía de embragues:

$$M = \frac{2}{3} \cdot N \cdot u \cdot \left(\frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \right)$$

Sustituyendo los valores correspondientes tenemos:

$$T_{friccion\ estatica} = \frac{2}{3} \times 506.91 \times 9.81 \times 0.6 \times \left(\frac{0.5^3 - 0.08^3}{0.5^2 - 0.08^2} \right)$$

$$T_{friccion\ estatica} = 1016.51 \text{ N.m}$$

El torque total de arranque conservador resulta de:

$$T_{arranque} = T_{inercia} + T_{fricción\ estática}$$

$$T_{arranque} = 27.23 \text{ N.m} + 1016.51 \text{ N.m}$$

$$T_{arranque} = 1043.74 \text{ N.m}$$

La potencia de arranque en condición conservadora es:

$$P_{arranque} = T_{arranque} \cdot \omega = 1043.74 \times 6.283$$

$$P_{arranque} = 6.55 \text{ kW} = 8.78 \text{ HP}$$

Este valor corresponde a una condición conservadora y se presenta únicamente como referencia para el análisis.

3.3.3. Torque y potencia en régimen permanente

Una vez que el molino alcanza su velocidad nominal de operación, la fricción estática deja de actuar y el torque requerido se debe únicamente a la fricción dinámica entre las piedras y el grano.

$$T_{regimen\ permanente} = T_{friccion\ dinamica}$$

$$M = \frac{2}{3} \cdot N \cdot u \cdot \left(\frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \right)$$

Sustituyendo los valores correspondientes tenemos:

$$T_{friccion\ dinamica} = \frac{2}{3} \times 506.91 \times 9.81 \times 0.43 \times \left(\frac{0.5^3 - 0.08^3}{0.5^2 - 0.08^2} \right)$$

$$T_{friccion\ dinamica} = 728.49 \text{ N.m}$$

La potencia total requerida en régimen permanente es.

$$P_{regimen\ permanente} = T_{regimen\ permanente} \cdot \omega = 728.49 \times 6.283$$

$$P_{regimen\ permanente} = 4.57 \text{ kW} = 6.13 \text{ HP}$$

Los resultados muestran una diferencia significativa entre la potencia requerida durante el arranque en condición conservadora y la potencia en régimen permanente. Mientras el arranque presenta un pico de demanda debido a la fricción estática y la inercia, en operación continua la potencia se estabiliza en un valor menor, correspondiente únicamente a la fricción dinámica del proceso de molienda.

A. Estrategia de arranque y criterios adoptados de diseño

Con el fin de reducir la exigencia de torque y potencia durante el arranque, se adopta una estrategia de arranque sin carga, caracterizada por:

- Ausencia de grano entre las piedras durante el arranque.
- Separación inicial entre la piedra superior e inferior, evitando contacto directo.

- Condición de carga libre, en la cual la única resistencia significativa al movimiento corresponde al momento de inercia de los elementos rotacionales.

Esta estrategia reduce el desgaste de las piedras de molienda, disminuye el tiempo de arranque y minimiza la exigencia del sistema hidráulico en la etapa inicial.

B. Implicación en el diseño del torque

En consecuencia, el dimensionamiento del sistema hidráulico y del sistema mecánico del molino se realiza considerando la condición de régimen permanente, la cual representa la máxima exigencia de torque y potencia durante la operación normal del molino.

$$P_{max\ requerida} = P_{regimen\ permanente}$$

C. Ventajas operativas

Bajo esta configuración, el sistema alcanza más rápidamente la velocidad nominal, requiere menor torque hidráulico durante el arranque y una vez alcanzada la velocidad nominal, se procede al acercamiento progresivo de las piedras y a la alimentación controlada del grano, garantizando una transición suave al régimen de operación estable.

3.3.4. Potencia nominal requerida

Dado que el arranque del molino se realiza sin contacto entre piedras y sin presencia de grano, el torque requerido durante esta etapa se limita al vencimiento de la inercia rotacional, resultando significativamente menor que el torque requerido durante la operación estable.

En consecuencia, el dimensionamiento del sistema hidráulico y del sistema mecánico se realiza considerando la condición de régimen permanente, la cual representa la máxima exigencia de torque y potencia durante el funcionamiento del molino.

$$P_{nominal} = P_{regimen\ permanente} = 4.57\text{ kW} = 6.13\text{ HP}$$

Tabla 10

Resumen de potencia y torque requeridos.

Condición	Torque (nm)	Potencia (kw)
Arranque real (sin carga)	27.23 <i>N.m</i>	1.71 kW
Régimen permanente	728.49 <i>N.m</i>	4.57 kW
Potencia nominal de diseño		4.57 kW

Nota. Elaboración propia.

En este capítulo se determinó el torque y la potencia requerida para la operación del molino de piedra (Tabla 10), identificándose una diferencia significativa entre la condición de arranque y el régimen permanente. A partir del análisis, se estableció que la máxima exigencia continua del sistema ocurre en régimen estable, adoptándose esta condición como base para el dimensionamiento del sistema hidráulico y mecánico. La potencia nominal requerida resultó de 4.57 kW.

CAPÍTULO IV

DETERMINACIÓN DEL CAUDAL DE OPERACIÓN Y DISEÑO HIDRÁULICO DE LA RUEDA.

4.1. Introducción

En este capítulo se desarrolla el diseño hidráulico del sistema de aprovechamiento energético del molino de piedra, Dado que en el capítulo anterior se determinó la potencia nominal requerida por el molino, el presente análisis se enfoca en verificar si la potencia hidráulica disponible en el sitio es suficiente para accionar el sistema y, posteriormente, en dimensionar la rueda hidráulica considerando las restricciones geométricas y las pérdidas hidráulicas reales del sistema.

4.2. Limitaciones geométricas del sistema hidráulico

El diseño hidráulico se encuentra condicionado por dos restricciones principales:

A. Geometría del canal de derivación

La altura neta aprovechable, la pendiente y el área hidráulica del canal determinan el caudal máximo conducible hacia la rueda y la velocidad del fluido. Estos parámetros se evalúan mediante la ecuación de Manning y la ecuación de continuidad, considerando las pérdidas de energía por fricción y turbulencia.

B. Geometría del cárcavo

El diámetro y la disposición interna del cárcavo limitan el diámetro máximo de la rueda hidráulica y, por tanto, el aprovechamiento efectivo de la energía del agua.

4.3. Determinación del caudal disponible y variabilidad anual

En esta sección se determina el caudal disponible del río aledaño al molino, del cual se capta el agua para el accionamiento del sistema hidráulico. El análisis se realiza considerando el caudal mínimo correspondiente a la temporada de estiaje, con el objetivo de verificar la viabilidad de operación continua del molino durante todo el año.

La estimación del caudal se efectuó a partir de mediciones de campo, empleando el método de flotación, el cual es apropiado para estudios de prefactibilidad hidráulica en ríos con corrientes apreciables. El procedimiento consiste en medir el tiempo de recorrido de un flotador sobre un tramo recto y uniforme del cauce, obteniéndose la velocidad superficial del flujo. Esta velocidad es corregida mediante un factor de reducción, en función de las características del lecho y la rugosidad del cauce, para estimar la velocidad media.

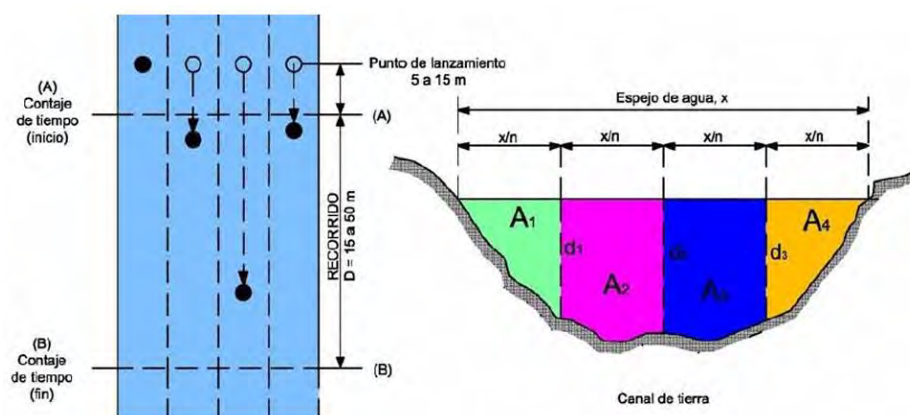
Finalmente, el caudal disponible se determina como el producto del área hidráulica promedio de la sección transversal y la velocidad media corregida, constituyendo un valor conservador que sirve de base para el dimensionamiento preliminar del sistema hidráulico del molino.

4.3.1. Procedimiento de experimentación

Se realizó la toma de medidas en campo para estimar el área promedio de la sección transversal del río y calcular el caudal del fluido circulante, considerando un tramo representativo del cauce (Figura 26).

Figura 26

Tramo y sección transversal de un río para aforo con flotadores.



Nota. Extraído de <http://www.cuevadecivil.com/2011/02/metodo-del-flotador.html>.

Tabla 11

Valores de la relación V_m/V_s , identificada como factor K , en ríos.

No.	Descripción dinámica, corrientes naturales	K
1	Velocidades fuertes, profundidades superiores a 4 metros	1.0
2	Velocidades medias en ríos de montaña	1.05
3	Pendientes suaves	0.85
4	Ríos Grandes	0.95
5	Pendientes medias, ríos medios	0.90-0.95
6	Velocidades pequeñas	0.80

Nota. Extraído de (Roche. Gauthier-Villars, 1963).

4.3.2. Datos de campo y parámetros de entrada

A partir del procedimiento descrito y de las mediciones realizadas en campo, se obtuvieron los datos necesarios para la estimación del caudal del río (Tabla 11). En la Tabla 12 se presentan los valores medidos correspondientes a la geometría del cauce y al tiempo de recorrido del flotador, los cuales constituyen la base para el cálculo del caudal disponible.

Tabla 12

Parámetros de entrada para estimación de caudal del río.

Parámetro	Símbolo	Unidad	Valor
Ancho promedio del río.	B	m	3.12
Profundidad promedio.	h	m	0.47
Longitud del tramo.	L	m	10
Tiempo promedio del flotador.	t	s	16.8
Factor de corrección.	K		0.8

Nota. Elaboración propia.

4.3.3. Cálculo del caudal en estiaje

El caudal del río se calcula mediante la expresión:

$$Q = Vm \times A = K \frac{L}{t} \cdot B \cdot h$$

$$Q = 0.8 \times \frac{10}{16.8} \times 3.12 \times 0.47 = 0.698 \text{ m}^3/\text{s}$$

El valor obtenido corresponde al caudal estimado del río durante la temporada de estiaje, el cual se adopta como condición crítica para el análisis y diseño del sistema hidráulico del molino.

4.4. Procedimiento iterativo para la determinación del caudal real requerido

El cálculo del caudal real requerido para accionar el molino hidráulico no puede realizarse de forma directa, debido a que la altura hidráulica disponible depende de las pérdidas en el canal, las cuales a su vez dependen del caudal que circula. Por este motivo, se adopta un procedimiento iterativo, cuyo desarrollo sigue la lógica que se describe a continuación.

4.4.1. Determinación del caudal ideal mínimo requerido

En primer lugar, se determina el caudal ideal mínimo requerido a partir de la ecuación de potencia hidráulica, asumiendo condiciones completamente ideales, es decir, sin considerar pérdidas por fricción ni turbulencia en el sistema. Este caudal representa el límite inferior teórico necesario para generar la potencia nominal requerida por el molino.

$$Q_{ideal} = \frac{P_{nominal}}{\eta \cdot \rho \cdot g \cdot Hn}$$

$$Q_{ideal} = \frac{4573.007}{1000 \times 9.81 \times 7.51} = 0.062 \text{ m}^3/\text{s} = 62.07 \text{ l/s}$$

Este valor corresponde a una condición ideal, ya que no considera pérdidas hidráulicas en el sistema y supone una conversión total de la energía potencial del agua en potencia útil, que se utiliza como valor inicial para el proceso iterativo.

4.4.2. Determinación de la velocidad máxima teórica del flujo

A continuación, se emplea la ecuación de Bernoulli para establecer la velocidad máxima teórica que el fluido podría alcanzar si toda la energía potencial se transformara en energía cinética, sin considerar pérdidas.

$$V_2 = \sqrt{2gH_1}$$

$$V_2 = 12.139 \text{ m/s}$$

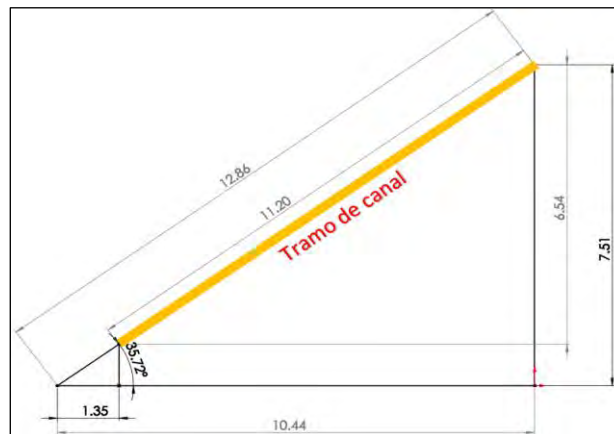
Este valor constituye un límite superior de velocidad, que sirve únicamente como referencia física y no se emplea directamente en el diseño.

4.4.3. Formulación del problema en función de la altura del flujo “y”

Dado que la altura del flujo en el canal “y” es desconocido y que esta variable interviene directamente en la ecuación de Manning, se formula una ecuación compuesta entre la ecuación de Manning y la ecuación de continuidad, expresando el caudal como función de “y”.

Figura 27

Dimensiones del canal de derivación final para aplicación de ecuación de Manning.



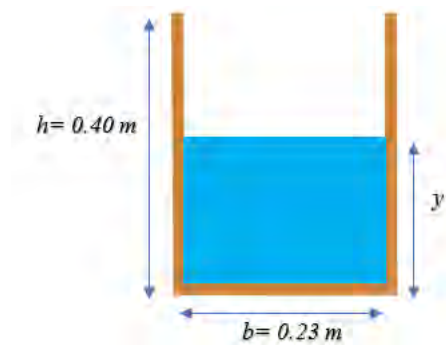
Nota. Elaboración propia.

Cálculo de la pendiente de canal para la ecuación de Manning (Figura 27):

$$S = \frac{\Delta h \text{ diferencia de altura}}{L \text{ longitud del canal}} = \frac{6.54}{9.09} = 0.7195$$

Figura 28

Disposición geométrica del canal rectangular.



Nota. Elaboración propia.

$$A = by = 0.23y$$

$$R = \frac{by}{b + 2y} = \frac{0.23y}{0.23 + 2y}$$

La ecuación de Manning se expresa como:

$$v = \frac{1}{n} R^{2/3} S^{1/2}$$

Sustituyendo los valores geométricos y constantes del canal:

- Valores constantes:
 - o $b = 0.23 \text{ m}$ ancho de canal final de derivación.
 - o $n = 0.010$ de acuerdo a tabla y característica del canal.

$$v = \frac{1}{0.01} \left(\frac{0.23y}{0.23 + 2y} \right)^{2/3} 0.7195^{1/2} = 84.823 \left(\frac{0.23y}{0.23 + 2y} \right)^{2/3}$$

Al combinar esta expresión con la ecuación de continuidad $Q = v \cdot A$ se obtiene:

$$Q = 84.823 \left(\frac{0.23y}{0.23 + 2y} \right)^{2/3} \cdot 0.23y$$

Esta ecuación permite calcular el caudal en función de la altura del flujo en el canal.

4.4.4. Cálculo de la altura del flujo y de la velocidad real (primera iteración)

Utilizando como valor inicial el caudal ideal mínimo requerido $Q_{ideal} = 0.062 \text{ m}^3/\text{s}$, se reemplaza este valor en la ecuación compuesta para determinar la altura del flujo:

$$0.062 = 84.823 \left(\frac{0.23y}{0.23 + 2y} \right)^{2/3} \cdot 0.23y$$

De esta expresión se obtiene:

$$y = 0.035 \text{ m}$$

Este valor de “y” se sustituye en la ecuación de Manning para calcular la velocidad real del flujo al final del canal, considerando las pérdidas hidráulicas:

$$v = 84.823 \left(\frac{0.23y}{0.23 + 2y} \right)^{2/3} = 7.63 \text{ m/s}$$

4.4.5. Cálculo de la altura hidráulica real y de las pérdidas de energía

La velocidad real obtenida se convierte en una altura hidráulica equivalente, que representa la energía potencial necesaria para generar dicha velocidad bajo condiciones ideales. Para ello se utiliza la ecuación de Bernoulli:

$$H_{real} = \frac{v_{real}^2}{2g}$$

$$H_{real} = \frac{7.63^2}{2(9.81)} = 2.97 \text{ m}$$

La altura total del canal es $H_{canal} = 6.54 \text{ m}$ por lo que las pérdidas hidráulicas en el canal se determinan como:

$$h_{perdidas} = H_{canal} - H_{real}$$

$$h_{perdidas} = 6.54 - 2.97 = 3.57 \text{ m}$$

En el sistema diseñado, el flujo es abandonado antes de hacer contacto con el álabe. Este tramo libre corresponde a la diferencia entre la altura total $H_{total} = 7.51 \text{ m}$ y la altura

del canal $H_{canal} = 6.54 \text{ m}$. Durante este trayecto, el flujo no está confinado y se encuentra en caída libre $H_{libre} = 0.97 \text{ m}$.

En este tipo de flujo, las únicas fuentes de pérdidas potenciales son:

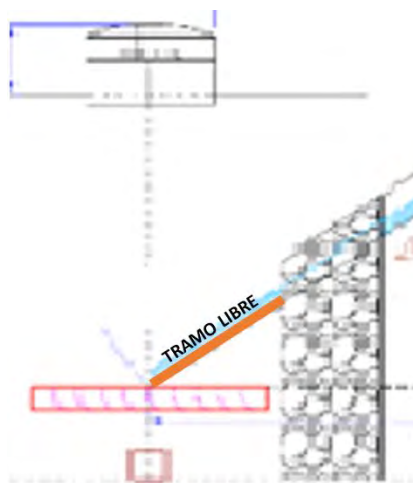
- Resistencia al aire: En condiciones normales, la resistencia del aire sobre el flujo es despreciable debido a la alta densidad del agua en comparación con la del aire.
- Turbulencia superficial: Las irregularidades en la trayectoria del flujo pueden disipar algo de energía, pero este efecto es mínimo en tramos cortos.

Por lo que la ausencia de confinamiento elimina pérdidas significativas por fricción, que son predominantes en tramos confinados como el canal.

Dado que las perdidas en el tramo libre (Figura 29) son mínimas, no afectarían significativamente el rendimiento global del sistema, por lo que podríamos considerar que toda la energía potencial en el canal, más la energía en el tramo libre estará disponible como energía útil para el álabe.

Figura 29

Tramo libre del fluido.



Nota. Elaboración propia.

$$H_{ajustada} = H_{real} + H_{libre}$$

$$H_{ajustada} = 2.97 + 0.97 = 3.94 \text{ m}$$

4.4.6. Replanteo del caudal real requerido y proceso iterativo

Con la altura hidráulica ajustada, se recalcula el caudal necesario para generar la potencia nominal requerida mediante la ecuación de potencia hidráulica.

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{ajustada}$$

Donde:

$$Q = Q_{real\ requerido} \text{ (caudal real requerido)}$$

$$P = P_{nominal\ requerida} = 4573.007 \text{ W}$$

$$\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$g = 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$H_{ajustada} = \text{altura disponible útil} = 3.94 \text{ m}$$

Despejando el caudal de la ecuación tendremos.

$$Q_{real\ requerido} = \frac{P_{nominal\ requerida}}{\eta \cdot \rho \cdot g \cdot H_{ajustada}} = \frac{4573.007}{1000 \times 9.81 \times 3.94} = 0.118 \text{ m}^3/\text{s} = 118 \text{ l/s}$$

Este nuevo caudal se introduce nuevamente en la ecuación compuesta de Manning y continuidad, repitiendo el procedimiento descrito en los pasos anteriores: cálculo de “y”, velocidad real, altura real, pérdidas y altura ajustada. El proceso se repite hasta que el caudal calculado en iteraciones consecutivas no presente variaciones significativas.

Tras varias iteraciones, el proceso converge a los siguientes valores finales:

- $y = 0.04698 \text{ m}$
- $v = 84.823 \left(\frac{0.23y}{0.23+2y} \right)^{2/3} = 8.789 \text{ m/s}$
- $H_{real} = \frac{v_{real}^2}{2g} = 3.94 \text{ m}$
- $H_{ajustada} = H_{real} + H_{libre} = 4.91 \text{ m}$

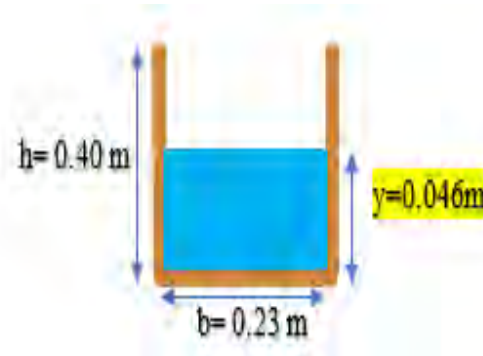
El caudal real requerido converge a:

$$Q_{real\ requerido} = \frac{P_{max,requerida}}{\rho \cdot g \cdot Hn} \frac{4572.862}{1000 \times 9.81 \times 4.91} = 0.09493 \text{ m}^3/\text{s} = 94.93 \text{ l/s}$$

La convergencia se valida mediante el criterio de error relativo menor al 1%, lo que confirma la estabilidad del cálculo y la consistencia física del sistema hidráulico.

Figura 30

Altura del fluido real en el canal.



Nota. Elaboración propia.

En conclusión, el proceso iterativo garantiza que el caudal real calculado, responde a las condiciones hidráulicas del diseño del canal, por lo que estos resultados serán parte fundamental para la presente tesis.

4.4.7. Eficiencia hidráulica en el canal

La eficiencia hidráulica del canal se define como la relación entre la altura hidráulica real disponible al final del canal y la altura geométrica total del canal. Esta eficiencia representa la fracción de energía potencial que no se pierde debido a efectos de fricción y turbulencia durante el transporte del agua.

$$\eta_{hidraulica,canal} = \frac{H_{real}}{H_{canal}} = \frac{3.94}{6.54} = 60.24\%$$

4.4.8. Eficiencia hidráulica global del sistema hasta el impacto con los álabes

Considerando además el tramo de flujo libre entre la salida del canal y el punto de impacto con los álabes de la rueda hidráulica, y dado que en este tramo las pérdidas de energía

son despreciables, se define una eficiencia hidráulica global del sistema hidráulico hasta antes del contacto con la rueda.

$$\eta_{hidraulica\ global} = \frac{H_{ajustada}}{H_{total}} = \frac{4.91}{7.51} = 65.38\%$$

Este valor representa la fracción de la energía hidráulica total disponible que efectivamente alcanza la rueda hidráulica antes del impacto con los álabes.

4.4.9. Verificación de la potencia hidráulica disponible

Finalmente, se verifica la potencia hidráulica disponible empleando la ecuación general de potencia hidráulica, incorporando la eficiencia hidráulica global obtenida:

$$P_{hidraulica} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot Hn \cdot \eta_{hidraulica\ global}$$

$$P_{hidraulica} = 1000 \times 9.8 \times 0.09493 \times 7.51 \times 0.6538$$

$$P_{hidraulica} = 4572.53\ W$$

4.5. Diseño de la rueda hidráulica y del álabe

4.5.1. Introducción al diseño de la rueda hidráulica

En esta sección se desarrolla el diseño de la rueda hidráulica y de sus álabes, cuyo objetivo es convertir la energía hidráulica disponible en energía mecánica suficiente para accionar el molino de piedra bajo condiciones de funcionamiento continuo.

El diseño se fundamenta en:

- El caudal real de operación previamente determinado.
- La altura hidráulica disponible.
- Las restricciones geométricas del cárcavo y del canal de derivación.
- El requerimiento de potencia y torque del molino.

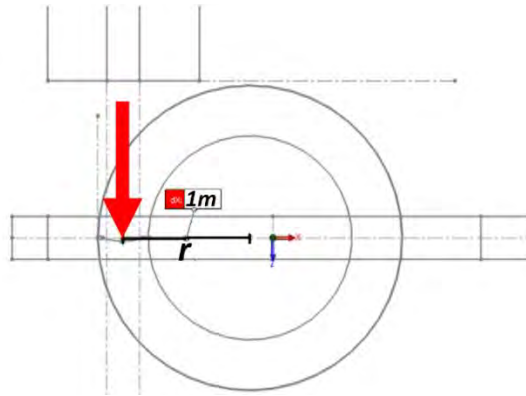
La rueda hidráulica diseñada opera bajo el principio de acción, donde la transferencia de energía se produce principalmente por el cambio de cantidad de movimiento del chorro de agua al interactuar con los álabes.

4.5.2. Datos de diseño y condiciones de operación

Los parámetros de diseño empleados se resumen en la Tabla 13.

Figura 31

Diámetro máximo disponible de la rueda hidráulica.



Nota. Elaboración propia.

Tabla 13

Parámetros iniciales para diseño de la rueda hidráulica.

Detalle	Valor	Unidad
Caudal real de operación: $Q_{real\ requerido}$	0.09493	m^3/s
Velocidad absoluta del fluido a la salida del canal: C_1	8.789	m/s
Altura hidráulica total disponible: H_{total}	7.51	m
Radio de impacto del chorro (limitación geométrica): r	1	m
Velocidad de rotación de la rueda y del molino	60	rev/min
(transmisión directa): ω	6.283	rad/s

Nota. Elaboración propia.

4.5.3. Torque y fuerza tangencial requerida

La potencia nominal requerida por el molino es:

$$P_{hidraulica} = 4572.53 \text{ W}$$

La velocidad angular correspondiente es:

$$\omega = 6.283 \text{ rad/s}$$

El torque requerido en el eje de la rueda hidráulica se calcula como:

$$T_{req} = \frac{P_{nominal}}{\omega}$$

$$T_{req} = 727.815 \text{ N.m}$$

La fuerza tangencial mínima que debe generar la rueda es:

$$F_{t req} = \frac{T_{req}}{r} = \frac{727.815}{1} = 727.815 \text{ N}$$

4.5.4. Velocidad tangencial de la rueda hidráulica

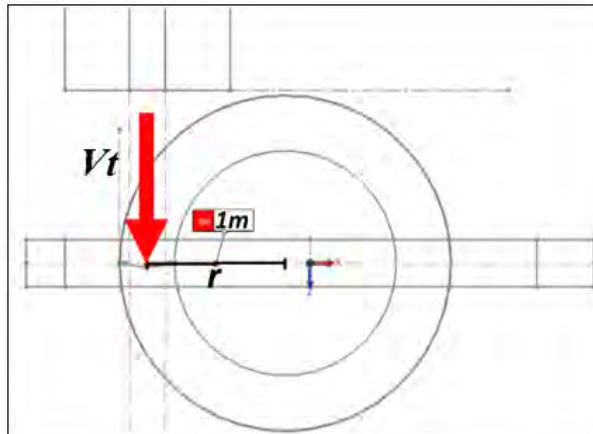
La velocidad tangencial de la rueda se determina mediante (Figura 32):

$$v_t = \omega \cdot r = 6.283 \text{ m/s}$$

Este valor se mantiene constante para todos los triángulos de velocidad debido a la transmisión directa entre la rueda y el molino.

Figura 32

Velocidad tangencial en la rueda hidráulica.



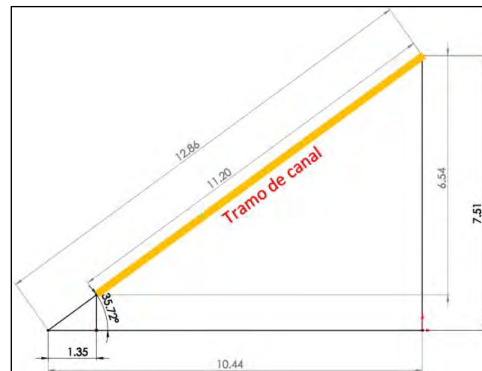
Nota. Elaboración propia.

4.5.5. Triángulo de velocidades a la entrada del álabe

Con la distribución geométrica del canal (Figura 33, 34) y las condiciones de operación establecidas podemos obtener los siguientes valores.

Figura 33

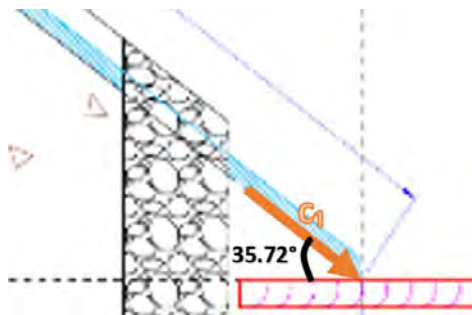
Distribución geométrica del canal.



Nota. Elaboración propia.

Figura 34

Velocidad absoluta del fluido.



Nota. Elaboración propia.

$C_1 =$ velocidad absoluta del fluido antes de impactar con el alabe

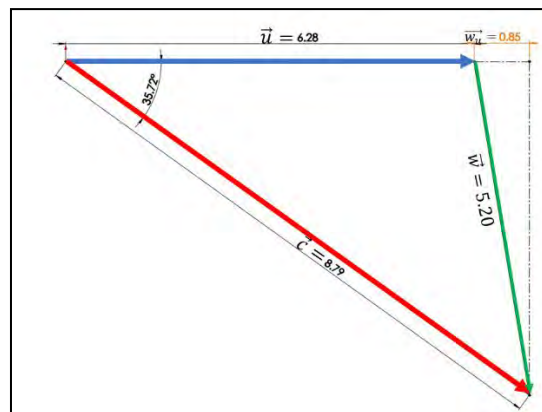
$$C_1 = v = 8.789 \text{ m/s}$$

En este punto el diseño del alabe debe estar optimizado de tal forma que se logre generar la fuerza tangencial necesaria, de la manera más efectiva, para cubrir con el requerimiento del molino y garantizar su funcionamiento.

Se define el triángulo de velocidades a la entrada del álabe (Figura 35), considerando los parámetros iniciales para el diseño del alabe (Tabla 14).

Tabla 14*Parámetros iniciales para diseño del alabe.*

Parámetro	Valor	Unidad
Velocidad absoluta del fluido C_1	8.789	m/s
Velocidad tangencial de la rueda u_1	6.283	m/s
Ángulo de entrada del fluido α	35.72°	

*Nota. Elaboración propia.***Figura 35***Triángulo de velocidades a la entrada del alabe.**Nota. Elaboración propia.***A. Cálculo de la velocidad relativa a la entrada (w_1)**

Aplicando la ley de cosenos al triángulo de velocidades.

$$w_1 = \sqrt{c^2 + u^2 - 2 \cdot c \cdot u \cdot \cos(\alpha)}$$

$$w_1 = \sqrt{8.789^2 + 6.283^2 - 2 \times 8.789 \times 6.283 \cdot \cos(35.72)}$$

$$w_1 = 5.20 \text{ m/s}$$

B. Proyección tangencial de la velocidad relativa

$$W_{1u} = C_1 \cos(35.72) - U_1 = 0.8526 \text{ m/s}$$

4.5.6. Triángulo de velocidades a la salida del álabe

Teniendo el triángulo de velocidades a la entrada del álabe (Figura 36), procedemos la elaboración del triángulo de velocidades a la salida del álabe para lo cual asumiremos datos iniciales que nos puedan aproximar a un valor de mayor eficiencia en la forma del álabe.

- Para maximizar la transferencia de energía, la velocidad absoluta de salida C_2 debe ser cercana a cero, o al menos significativamente menor que la de entrada.
- Se consideran pérdidas por fricción en el álabe del 5%, reduciendo la velocidad relativa de salida respecto a la de entrada.
- Es necesario un ángulo de salida β_2 para que el flujo descargado no impacte en el dorso del siguiente álabe, evitando frenado. Según la teoría de turbomáquinas, este ángulo se sitúa entre 5° y 20° . En este diseño se adopta:

$$\beta_2 = 10^\circ$$

A. Velocidad relativa a la salida del álabe

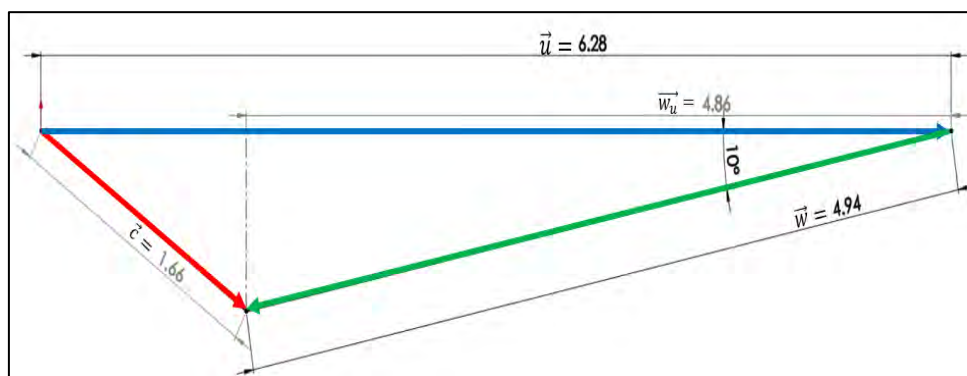
$$w_2 = 0.95w_1 = 0.95 \times 5.20 = 4.94 \text{ m/s}$$

Velocidad tangencial de la rueda es la misma para ambos triángulos de velocidades:

$$u_1 = u_2 = 6.28 \text{ m/s}$$

Figura 36

Triángulo de velocidades a la salida del álabe.



Nota. Elaboración propia.

B. Cálculo de la velocidad absoluta de salida C_2

$$C_2 = \sqrt{w^2 + u^2 - 2 \cdot w \cdot u \cdot \cos(\beta_2)}$$

$$C_2 = \sqrt{4.94^2 + 6.28^2 - 2 \times 4.94 \times 6.28 \cos(10)} = 1.6547 \text{ m/s}$$

Este comportamiento refleja la pérdida de energía cinética lo que confirma que el alabe a transferido efectivamente energía al eje del molino.

C. Proyección tangencial de la velocidad relativa de salida

$$W_{2u} = W_2 \cdot \cos(10) = 4.86 \text{ m/s}$$

4.5.7. Cálculo de la fuerza tangencial generada en el alabe

La fuerza tangencial generada por el álabe puede determinarse a partir de la ecuación de impulso aplicada a las componentes tangenciales de la velocidad relativa:

$$F_{tangencial} = \rho \cdot Q \cdot (W_{1u} - W_{2u})$$

Donde:

$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ - densidad del agua.

$Q = 0.09493 \text{ m}^3/\text{s} = 94.93 \text{ lt/s}$ - caudal requerido.

$W_{1u} = 0.85 \text{ m/s}$ - componente tangencial de la velocidad relativa a la entrada.

$W_{2u} = -4.86 \text{ m/s}$ - componente tangencial de la velocidad relativa a la salida.

$$F_{tangencial} = 1000 \times 0.09493 \times (0.85 - (-4.86))$$

$$F_{tangencial} = 543.26 \text{ Nm}$$

A. Comparación con la fuerza requerida

- Fuerza tangencial requerida:

$$F_{t.req} = 727.815 \text{ Nm}$$

- Fuerza tangencial generada por el álabe:

$$F_t = 543.26 \text{ Nm}$$

Podemos observar que la fuerza tangencial requerida es mayor a la fuerza tangencial generada por el alabe, esto debido a que la rueda hidráulica no es 100% eficiente por lo que

debemos reajustar los parámetros iniciales de diseño de la rueda hidráulica. para incrementar la fuerza generada y alcanzar el torque requerido.

4.5.8. Reajuste de parámetros de diseño

Dado que el diseño inicial del álabe no genera la fuerza tangencial suficiente, es necesario reajustar los parámetros de entrada para garantizar que se alcance el torque nominal requerido por el molino. El factor de mayor influencia en la fuerza tangencial es la velocidad absoluta del fluido de entrada, la cual depende directamente del caudal de ingreso al álabe.

A. Cálculo del caudal modificado

Se plantea un aumento del caudal a un valor que permita alcanzar la fuerza tangencial requerida. El caudal modificado es:

$$Q_{mod} = 0.113 \text{ m}^3/\text{s} = 113 \text{ l/s}$$

Utilizando la ecuación compuesta entre Manning y continuidad tenemos lo siguiente:

$$Q_{mod} = 84.823 \left(\frac{0.23y}{0.23 + 2y} \right)^{2/3} \cdot 0.23y$$

Desarrollando la ecuación para $Q_{mod} = 0.113 \text{ m}^3/\text{s}$ tenemos:

$$0.113 = 84.823 \left(\frac{0.23y}{0.23 + 2y} \right)^{2/3} \cdot 0.23y$$

$$y = 0.0528 \text{ m}$$

Reemplazando este valor de en la ecuación de Manning tenemos:

$$v = 84.823 \left(\frac{0.23y}{0.23 + 2y} \right)^{2/3} = 9.288 \text{ m/s}$$

Este valor representa la velocidad real absoluta que el fluido alcanza al antes de hacer contacto con el alabe, el mismo que considera perdidas en el trayecto del canal.

Al mismo tiempo la variación del caudal modifica los valores de las pérdidas y eficiencias en el sistema hidráulico lo cual calcularemos a continuación.

B. Cálculo de la altura real H_{real} y pérdidas hidráulicas

$$H_{real} = \frac{v_{real}^2}{2g} = \frac{9.288^2}{2 \times 9.81} = 4.397 \text{ m}$$

$$h_{perdidas} = H_{canal} - H_{real} = 6.54 - 4.397 = 2.143 \text{ m}$$

$$H_{ajustada} = H_{real} + H_{libre} = 4.397 + 0.97 = 5.367 \text{ m}$$

C. Cálculo de la eficiencia hidráulica.

- Eficiencia hidráulica del canal**

$$\eta_{canal} = \frac{H_{real}}{H_{canal}} = \frac{4.397}{6.54} = 67.23\%$$

Esto indica que aproximadamente 32.77 % de la energía potencial del canal se pierde debido a efectos de fricción y turbulencia en el canal.

- Eficiencia hidráulica global (derivación hasta rueda)**

$$\eta_{hidraulica \text{ global}} = \frac{H_{ajustada}}{H_{total}} = \frac{5.367}{7.51} = 71.46\%$$

D. Triangulo de velocidades a la entrada del alabe (recalculado)

Teniendo recalculado la Velocidad del fluido a la salida de canal, se definen los siguientes parámetros en la Tabla 15.

Tabla 15

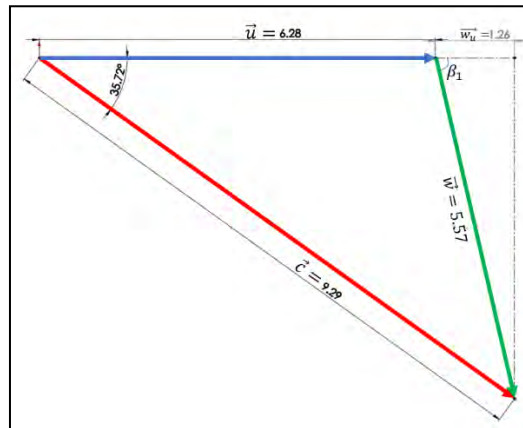
Parámetros iniciales para diseño del alabe recalculado.

Parámetro	Valor	Unidad
Velocidad absoluta del fluido C_1	9.288	<i>m/s</i>
Velocidad tangencial de la rueda u_1	6.283	<i>m/s</i>
Ángulo de entrada del fluido α	35.72°	

Nota. Elaboración propia.

Figura 37

Triangulo de velocidades a la entrada del alabe (2).



Nota. Elaboración propia.

- **Cálculo de la velocidad relativa a la entrada (w_1)**

Aplicando la ley de cosenos al triangulo de velocidades (Figura 37):

$$w = \sqrt{c^2 + u^2 - 2 \cdot c \cdot u \cdot \cos(\alpha)}$$

$$w = \sqrt{9.288^2 + 6.283^2 - 2 \times 9.288 \times 6.283 \cdot \cos(35.72)}$$

$$w = 5.57 \text{ m/s}$$

- **Proyección tangencial de la velocidad relativa**

$$W_{1u} = C_1 \cos(35.72) - U_1 = 1.26 \text{ m/s}$$

$$W_{1z} = C_1 \sin(35.72) = 5.422 \text{ m/s}$$

E. Triangulo de velocidades a la salida del alabe

Considerando pérdidas por fricción en el alabe de un 5% tendríamos lo siguiente.

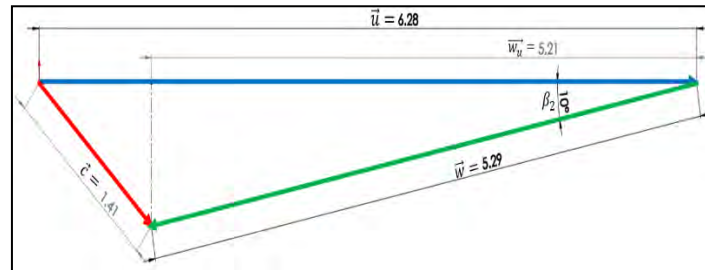
$$W_2 = 0.95 W_1 = 0.95 \times 5.57 = 5.29 \text{ m/s}$$

La velocidad tangencial de la rueda es la misma para ambos triángulos de velocidades (Figura 38).

$$u_1 = u_2 = 6.28 \text{ m/s}$$

Figura 38

Triángulo de velocidades a la salida del alabe (2).



Nota. Elaboración propia.

- **Cálculo de la velocidad absoluta de salida c2**

$$c = \sqrt{w^2 + u^2 - 2 \cdot w \cdot u \cdot \cos(\beta_2)}$$

$$c = \sqrt{5.29^2 + 6.28^2 - 2 \times 5.29 \times 6.28 \cos(10)} = 1.41 \text{ m/s}$$

- **Proyección tangencial de la velocidad relativa de salida.**

$$W_{2u} = W_2 \cos(10) = 5.21 \text{ m/s}$$

$$W_{2z} = W_2 \sin(10) = 0.9185 \text{ m/s}$$

F. Cálculo de la fuerza tangencial y axial generada en el alabe

La fuerza tangencial se obtiene de la ecuación de impulso aplicada a las componentes tangenciales de la velocidad relativa:

$$F_{tangencial} = \rho \cdot Q \cdot (W_{1U} - W_{2U})$$

De forma análoga, la componente vertical/axial es:

$$F_{verical} = \rho \cdot Q \cdot (W_{1z} - W_{2z})$$

Donde tenemos los siguientes datos actualizados:

- o $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ densidad del agua.
- o $Q = 0.113 \text{ m}^3/\text{s} = 113 \text{ l/s}$ caudal requerido.
- o $W_{1U} = 1.26 \text{ m/s}$
- o $W_{2U} = -5.21 \text{ m/s}$
- o $W_{1z} = 5.422 \text{ m/s}$

$$o \quad W_{2z} = 0.9185 \text{ m/s}$$

$$F_{tangencial} = 1000 \times 0.113 \cdot (1.26 - (-5.21))$$

$$F_{tangencial} = 731.11 \text{ N}$$

- **Verificación contra el requerimiento de torque**

$$F_{t \text{ requerida}} = 727.815 \text{ N}$$

$$F_{t \text{ generada por la rueda}} = 731.11 \text{ N}$$

Esta vez la fuerza tangencial calculada es mayor a la fuerza tangencial requerida, lo que indica que ahora si es posible generar la potencia requerida con este nuevo valor de caudal real calculado.

- **Fuerza vertical o axial que genera el chorro**

$$F_{verical} = 1000 \times 0.113 \cdot (5.422 - 0.9185)$$

$$F_{verical} = 508.895 \text{ N}$$

4.5.9. Cálculo de potencias

A. Potencia hidráulica disponible (de entrada)

Es la potencia que entrega el flujo de agua al sistema, calculada a partir del caudal y la altura ajustada (energía total disponible en el fluido antes de impactar el álabe).

$$P_{hidraulica \text{ entrada}} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot Hn \cdot \eta_{hidraulica \text{ global}}$$

$$P_{hidraulica \text{ entrada}} = 1000 \times 9.81 \times 0.113 \times 7.54 \times 0.7146 = 5972.85 \text{ w}$$

B. Potencia útil (mecánica) entregada por la rueda

La potencia útil se define como.

$$P_{util} = F_{tangencial} \cdot u$$

$$P_{util} = 731.11 \times 6.283 = 4593.56 \text{ W}$$

Este valor representa la potencia que entrega la rueda hidráulica a la piedra de molienda. Por lo que haciendo una comparación con la potencia nominal requerida. Lograremos satisfacer la demanda de potencia del molino de piedra.

$$P_{util} = 4.59 \text{ kW}$$

$$P_{nominal\ requerida} = 4.57 \text{ kW}$$

C. Eficiencia de la rueda hidráulica

La eficiencia de la rueda hidráulica se calcula mediante la relación entre la potencia mecánica útil generada por la rueda y la potencia hidráulica disponible en el flujo.

$$\eta_{rueda\ hidraulica} = \frac{4593.56}{5972.85} = 76.90\%$$

Por lo que tendríamos una eficiencia de la rueda hidráulica del 76.90 % lo cual de acuerdo a bibliografía se encuentra dentro del rango de eficiencias para este tipo de ruedas hidráulicas.

D. Verificación global por producto de eficiencias

Teniendo los cálculos ya establecidos podemos realizar el cálculo mediante la ecuación de potencia, esta vez considerando las eficiencias del sistema en general

$$P_{util} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot Hn \cdot \eta_{hidraulica\ global} \cdot \eta_{rueda\ hidraulica}$$

$$P_{util} = 1000 \times 9.81 \times 0.113 \times 7.54 \times 0.7146 \times 0.7690$$

$$P_{util} = 4593.12 \text{ W}$$

$$P_{nominal\ requerida} = 4572.862 \text{ W}$$

Por lo que podemos corroborar que el cálculo fue realizado de la manera correcta.

4.5.10. Diseño de la forma del alabe

Una vez definidos los triángulos de velocidad en la entrada y salida, es posible aproximar la forma geométrica del álabe (Figura 39). El criterio fundamental es que la velocidad relativa del fluido debe ser tangente al perfil del álabe tanto en el punto de entrada como en el de salida, garantizando una adecuada transferencia de energía y minimizando pérdidas por choque o recirculación.

A. Principio de diseño.

- El álabe debe orientarse de modo que la dirección de la velocidad relativa en la entrada w_1 coincida con la tangente al álabe en el borde de ataque.
- De manera análoga, la velocidad relativa en la salida w_2 debe ser tangente al álabe en el borde de salida, considerando el ángulo de descarga adoptado

$$\beta_2 = 10^\circ$$

- Entre ambos extremos, la curvatura del álabe debe definirse mediante una transición suave que asegure la continuidad del flujo.

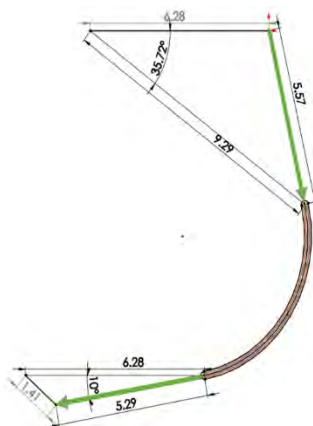
B. Esquema de construcción

- A partir de los valores calculados de w_1 y w_2 se trazan los vectores de velocidad relativa en el plano del rodete.
- El borde de ataque del álabe se alinea con w_1 , mientras que el borde de salida se ajusta al ángulo $\beta_2 = 10^\circ$.
- La curvatura intermedia se construye de manera que el flujo se desplace de forma progresiva desde la dirección de w_1 hacia la de w_2 .

A continuación, realizamos el diseño geométrico del alabe mostrado en la Figura 40.

Figura 39

Diseño geométrico de la forma del alabe.



Nota. Elaboración propia.

4.5.11. Cálculo del número de alabes

El número de álabes debe ser suficiente para captar el caudal sin interferencias entre palas, manteniendo una separación angular que evite choques del chorro con el dorso del álabe (Figura 40), se adopta la siguiente expresión empírica:

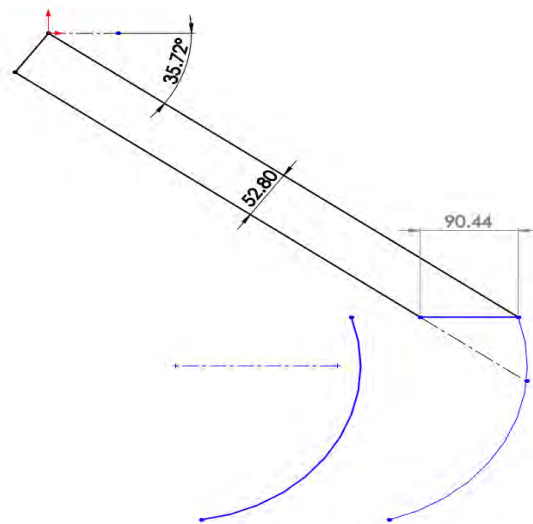
$$N_a = \frac{D}{2d} + 14$$

Donde:

- D = Diámetro de la rueda.
- d = Diámetro hidráulico.

Figura 40

Proyección del chorro en el álabe.



Nota. Elaboración propia.

Teniendo:

- D= 2 m.
- d = 0.09044m.

$$N_a = \frac{2}{2 \times 0.09044} + 14 = 25.05 \text{ alabes}$$

Realizando aproximación tenemos que necesitamos 25 alabes.

Con $N_a = 25$ se garantiza una captación estable del caudal y una entrega de torque regular, sin interferencia entre álabes.

El análisis hidráulico determinó inicialmente un caudal de $0.0949 \text{ m}^3/\text{s}$, considerando únicamente las pérdidas en el canal; sin embargo, al incorporar la eficiencia real de la rueda hidráulica y el requerimiento de torque del molino, dicho caudal resultó insuficiente para garantizar la operación del sistema. El reajuste del diseño condujo a un caudal real de operación de $0.113 \text{ m}^3/\text{s}$, con el cual se alcanzó una fuerza tangencial de 731.11 N , una eficiencia hidráulica global del 71.46% y una eficiencia de la rueda del 76.9% , permitiendo generar una potencia mecánica útil de 4.59 kW , superior a la potencia nominal requerida.

Por otro lado, la evaluación del caudal disponible del río mediante el método de flotación, considerando la condición crítica de estiaje, arrojó un valor de $0.698 \text{ m}^3/\text{s}$, el cual resulta significativamente mayor que el caudal requerido para la operación del sistema. Esta relación confirma la suficiencia del recurso hídrico y garantiza la viabilidad hidráulica del molino durante todo el año, aun bajo condiciones desfavorables.

En conjunto, estos resultados confirman la coherencia del diseño hidráulico desarrollado, así como el cumplimiento del segundo objetivo específico de la investigación, al demostrar que el sistema propuesto opera dentro de márgenes seguros y con disponibilidad adecuada del recurso hídrico.

CAPÍTULO V

DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS DEL MOLINO DE PIEDRA

5.1. Introducción

En este capítulo se desarrolla el diseño mecánico de los principales elementos del molino de piedra ecológico, con el fin de garantizar su adecuado desempeño estructural y funcional bajo las condiciones reales de operación, asegurando confiabilidad, durabilidad y eficiencia.

5.2. Diseño del eje de transmisión vertical

El eje de transmisión vertical es el elemento principal del sistema mecánico del molino, encargado de transmitir la energía generada por la rueda hidráulica hacia la piedra de molienda. Durante su operación, el eje soporta el peso de la piedra de molienda, el peso de la rueda hidráulica y las acciones hidráulicas producidas por el chorro de agua, por lo que se encuentra sometido a esfuerzos combinados.

5.2.1. Análisis de cargas actuantes

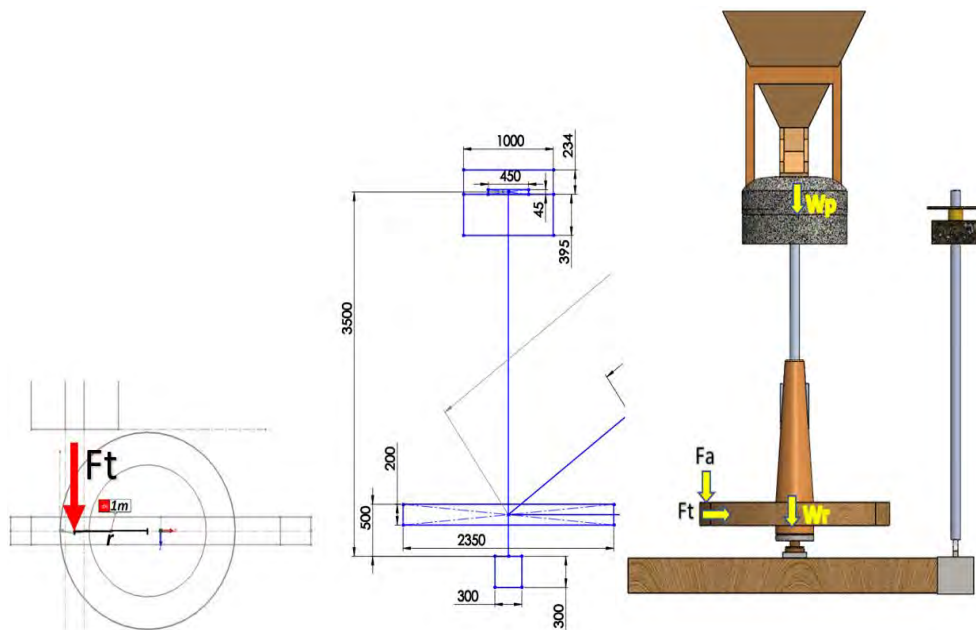
Las cargas principales que actúan sobre el eje son:

- Carga axial (compresión): resultante del peso de la piedra de molienda, el peso de la rueda hidráulica y la componente axial de la fuerza hidráulica.
- Torque (esfuerzo cortante por torsión): generado por la fuerza tangencial del chorro de agua que impacta el álabe a 1 m del eje.
- Momento flector: originado por la fuerza axial del chorro de agua aplicada excéntricamente respecto al eje, generando una flexión.

La distribución de estas cargas se representa esquemáticamente en la Figura 41:

Figura 41

Distribución de fuerzas en la rueda hidráulica.



Nota. Elaboración propia.

Las fuerzas hidráulicas que actúan sobre el álabe de la rueda hidráulica y que se transmiten al eje se resumen en la Tabla 16.

Tabla 16

Fuerzas hidráulicas que actúan sobre el alabe.

Fuerza	Valor	Unidad
Fuerza tangencial. $F_{tangencial}$	731.11	N
Fuerza axial. F_{axial}	508.89	N

Nota. Elaboración propia.

5.2.2. Criterios de diseño del eje

Dado que las cargas actúan simultáneamente, el diseño del eje no puede realizarse de manera independiente para cada esfuerzo. Por ello, se adopta un criterio de esfuerzos combinados, que contempla:

- Esfuerzos normales, generados por carga axial y flexión.

- Esfuerzos cortantes, producidos por la torsión transmitida al eje.

Para la cuantificación de las masas consideradas en el análisis (Tabla 17), se presenta la siguiente tabla, donde se resumen las masas de los componentes del molino que intervienen en las solicitaciones del eje.

Tabla 17

Masa de cada componente del molino.

N°	Descripción	Valor	Unidad
1	Madera ana		
1.1	Segmento dentado menor	25	Kg
1.2	Segmento dentado mayor	75	Kg
1.3	Segmento tapa menor	18	Kg
1.4	Segmento tapa mayor	65	Kg
1.5	Liston	34	Kg
2	Madera aliso		
2.1	Alabes	62.5	Kg
3	Madera eucaliptus glóbulus		
3.1	Árbol de transmisión	140	Kg
4	Acero		
4.1	Anillo de sujeción exterior alabes	5	Kg
4.2	Anillo de sujeción exterior de rueda	10	Kg
	Total, masa de la rueda	434.5	Kg

Nota. Elaboración propia.

A. Condiciones de operación y justificación de análisis

De acuerdo con la literatura técnica (Budynas & Nisbett, 2011), los sistemas mecánicos que operan a velocidades inferiores a 100 rpm y sin presencia de impactos pueden analizarse bajo un enfoque cuasi estáticas. En el presente caso, el molino opera a 60 rpm y está sometido a un régimen de carga continuo y estable, impuesto por el sistema hidráulico.

Las cargas que actúan sobre el eje presentan variaciones lentas y no alternantes, por lo que resulta apropiado emplear un análisis estático utilizando el criterio de Von Mises para la evaluación de esfuerzos combinados.

El eje de transmisión conecta la rueda hidráulica, ubicada en la parte inferior, con la piedra de molienda situada en la parte superior, siendo responsable de transmitir el torque hidráulico, soportar el peso de ambos elementos y resistir la acción axial del agua sobre el álabe. En consecuencia, el eje trabaja bajo condiciones de carga combinada, principalmente axial, torsional y por flexión.

B. Condiciones de operación del eje

El eje de transmisión vertical del molino opera bajo las siguientes condiciones:

- Longitud total del eje: 3.5 m
- Velocidad angular de operación: 60 rpm
- Transmisión directa entre la rueda hidráulica y la piedra de molienda.
- Tipo de Apoyos: punta esférica inferior y base cóncava y apoyo superior por cojinete.
- Material estimado: acero estructural (a definir en la etapa de selección de material).
- Ambiente de trabajo. Entorno húmedo, con la parte inferior en contacto permanente con agua.

5.2.3. Cálculo de esfuerzos en el eje

5.2.3.1. Esfuerzo normal por carga axial

La carga axial que actúa sobre el eje está compuesta por el peso de la piedra de molienda, el peso de la rueda hidráulica y la componente axial de la fuerza ejercida por el agua sobre el álabe:

Por lo tanto, la fuerza axial total que actúa centrada sobre el eje es:

$$F_a = W_p + W_r + F_{ax}$$

$$F_a = 4968.13 + 4262.44 + 508.89 = 9739.46 \text{ N}$$

El esfuerzo normal axial se calcula mediante.

$$\sigma_a = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4(9739.46)}{\pi d^2}$$

5.2.3.2. *Esfuerzo cortante por torsión*

El torque transmitido al eje es generado por la fuerza tangencial del agua aplicada a un radio de 1 m:

$$T = F_t \cdot r = 731.11 \times 1 = 731.11 \text{ N.m}$$

El esfuerzo cortante máximo por torsión es:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16(731.11)}{\pi d^3}$$

5.2.3.3. *Esfuerzo normal por flexión*

La fuerza axial del agua aplicada de manera excéntrica genera un momento flector sobre el eje:

$$M_f = F_{ax} \cdot r = 508.895 \times 1 = 508.89 \text{ N.m}$$

El esfuerzo normal máximo por flexión es:

$$\sigma_b = \frac{32M_f}{\pi d^3} = \frac{32(508.89)}{\pi d^3}$$

5.2.3.4. *Factores de concentración de esfuerzos*

Debido a la presencia de discontinuidades geométricas reales en el eje, se consideran factores de concentración de esfuerzos, seleccionados de manera conservadora según las recomendaciones de (Budynas & Nisbett, 2011).

- Aletas soldadas (Torción).
 - o Factor adoptado $K_t = 2$
- Carga axial excéntrica (flexión).
 - o Factor adoptado $K_b = 1.5$
- Punta mecanizada. (compresión axial)
 - o Factor adoptado $K_a = 2.0$

En vista que no contamos con el valor exacto del factor para una geometría irregular, se ha adoptado el valor más conservador recomendado por (Budynas & Nisbett, 2011) para configuraciones similares.

5.2.3.5. *Esfuerzo equivalente de Von Mises*

El esfuerzo equivalente se determina considerando la combinación de esfuerzos normales y cortantes:

$$\sigma_{vm} = \sigma_{eq} = \sqrt{(K_b \cdot \sigma_b + K_a \cdot \sigma_a)^2 + 3(K_t \tau)^2}$$

Sustituyendo las expresiones obtenidas:

$$\sigma_{vm} = \sigma_{eq} = \sqrt{\left(1.5 \cdot \frac{32(508.89)}{\pi d^3} + 2 \cdot \frac{4(9739.46)}{\pi d^2}\right)^2 + 3 \left(2 \cdot \frac{16(731.11)}{\pi d^3}\right)^2}$$

5.2.3.6. *Factor de seguridad*

En el presente diseño se adopta un factor de seguridad

$$FS = 2.0$$

Este valor cubre las incertidumbres asociadas a la resistencia del material, la estimación de cargas y las condiciones de operación, y es coherente con las recomendaciones para diseños estáticos con materiales dúctiles, según (Budynas & Nisbett, 2011), El sistema opera a baja velocidad (60 rpm), bajo cargas cuasi estáticas y sin impactos ni ciclos severos, lo que justifica la selección adoptada.

5.2.4. *Propiedades mecánicas de los aceros considerados*

Las propiedades mecánicas de los aceros estructurales evaluados para el diseño del eje se presentan en la Figura 42.

Figura 42

Propiedades mecánicas de aceros.

PROPIEDADES MECÁNICAS:			
NORMA	LÍMITE DE FLUENCIA MPa (kg/cm ²)	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN MPa (kg/cm ²)	ALARGAMIENTO EN 200 mm min. (%)
ASTM A36 NTC161 AH-24	250 (2,530)	400 - 550 (4,080 - 5,620)	20.0
SAE 1045 ^(h)	340 - 540 (4,000 - 5,500)	650 - 805 (6,700 - 8,200)	12.0

Nota. Extraído de (ACEROS AREQUIPA).

5.2.5. Cálculo del diámetro mínimo del eje por criterio de resistencia

Para el dimensionamiento del eje se establece como condición de diseño que el esfuerzo equivalente de Von Mises no supere el esfuerzo permisible del material, definido como:

$$\sigma_{vm} \leq \sigma_{permisible}$$

$$\sigma_{permisible} = \frac{\sigma_{fluencia}}{FS}$$

Considerando un factor de seguridad $FS = 2.0$, se obtienen los siguientes esfuerzos permisibles:

- Acero A36

$$\sigma_{permisible} = \frac{250}{2} = 125 \text{ MPa}$$

- Acero SAE 1045

$$\sigma_{permisible} = \frac{400}{2} = 200 \text{ MPa}$$

El esfuerzo equivalente de Von Mises obtenido previamente se expresa como:

$$\sigma_{vm} = \sigma_{eq} = \sqrt{\left(1.5 \cdot \frac{32(508.89)}{\pi d^3} + 2 \cdot \frac{4(9739.46)}{\pi d^2}\right)^2 + 3 \left(2 \cdot \frac{16(731.11)}{\pi d^3}\right)^2}$$

Igualando el resultado con los esfuerzos permisibles calculados tenemos.

5.2.6. Dimensionamiento para el acero A36

Igualando el esfuerzo equivalente al esfuerzo permisible:

$$125 \times 10^6 = \sqrt{\left(1.5 \cdot \frac{32(508.89)}{\pi d^3} + 2 \cdot \frac{4(9739.46)}{\pi d^2}\right)^2 + 3 \left(2 \cdot \frac{16(731.11)}{\pi d^3}\right)^2}$$

Resolviendo la ecuación se obtiene:

$$d = 50.12 \text{ mm}$$

Aproximando al diámetro comercial en aceros tenemos:

$$d = 50.8 \text{ mm} = 2 \text{ pulg}$$

5.2.7. Dimensionamiento para el acero SAE 1045

Igualando el esfuerzo equivalente al esfuerzo permisible:

$$200 \times 10^6 = \sqrt{\left(1.5 \cdot \frac{32(508.89)}{\pi d^3} + 2 \cdot \frac{4(9739.46)}{\pi d^2}\right)^2 + 3 \left(2 \cdot \frac{16(731.11)}{\pi d^3}\right)^2}$$

Resolviendo la ecuación se obtiene.

$$d = 42.27 \text{ mm}$$

Aproximando al diámetro comercial en aceros tenemos

$$d = 44.45 \text{ mm} = 1 \frac{3}{4} \text{ pulg}$$

5.2.8. Selección del material del eje de transmisión

A partir del dimensionamiento realizado, se verificó que tanto el acero ASTM A36 como el acero SAE 1045 cumplen con los requisitos de resistencia mecánica para el eje de transmisión del molino. No obstante, la selección final del material se realizó considerando criterios de resistencia, disponibilidad y viabilidad constructiva.

Se seleccionó el acero ASTM A36 debido a su menor costo y amplia disponibilidad en el mercado local, lo que facilita su fabricación y reemplazo. Asimismo, su comportamiento dúctil y buena soldabilidad lo hacen adecuado para un eje sometido a cargas combinadas bajo un régimen de operación cuasi estáticas y de baja velocidad (60 rpm).

Dado que el sistema no está sometido a cargas cíclicas severas ni a condiciones dinámicas exigentes, no resulta necesario emplear un acero de mayor resistencia como el SAE 1045. En consecuencia, el acero ASTM A36 se considera la opción más adecuada para el eje de transmisión del molino.

5.2.9. Verificación de estabilidad por pandeo

Aunque el eje fue dimensionado por resistencia a esfuerzos combinados, se verifica adicionalmente su estabilidad frente al pandeo elástico, debido a la presencia de una carga axial de compresión actuando a lo largo de una longitud considerable (3.5 m).

Para esta verificación se emplea la fórmula de Euler para columnas esbeltas.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

Donde:

- $E = 200\text{MPa}$, módulo de elasticidad del material A36.
- $I = \frac{\pi d^4}{64}$ es el momento de inercia del eje macizo.
- $d = 50.8\text{ mm}$.
- $L = 3.5$ longitud efectiva de pandeo.
- $K = 1$ correspondiente al tipo de apoyos articulado – articulado.

Reemplazando:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} = \frac{\pi^2 200 \times 10^9 \cdot \frac{\pi 0.0508^4}{64}}{(1 \times 3.5)^2} = 52617.68\text{ N}$$

La carga axial de trabajo que actúa sobre el eje es el peso de la piedra:

$$W_p = 4968.13\text{ N}$$

Al ser la carga axial mucho menor que la carga máxima crítica por pandeo, esto indica que el eje es totalmente seguro al pandeo elástico, por lo que no existe riesgo de inestabilidad estructural por carga axial.

5.2.10. Verificación del peso propio del eje de acero A36

La densidad del acero A36 se sitúa en torno a los 7.800 kg/m³, lo que se percibe como un valor moderado y ventajoso para su aplicación en construcción.

Peso del eje:

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

Cálculo del volumen del acero A36 seleccionado:

- $d = 50.8 \text{ mm} = 0.0508 \text{ m}$.
- $L = 3.5 \text{ m}$.

$$A = 0.0020 \text{ m}^2$$

$$v = 0.0070 \text{ m}^3$$

Reemplazando:

$$m = 7800 \times 0.0070 = 54.6 \text{ kg}$$

Peso del acero:

$$W = 54.6 \times 9.81 = 535.5 \text{ N}$$

En conclusión, el eje de 50.8 mm de diámetro cumple con los criterios de resistencia estática combinada (Von Mises), y también presenta un margen de seguridad elevado frente a pandeo. Además, su peso propio (535.5 N) es bajo en comparación con la carga axial de trabajo, lo que no compromete su desempeño estructural.

5.3. Diseño del puente viga

La viga constituye el elemento estructural principal encargado de soportar las cargas transmitidas por el sistema de molienda del molino. Estas incluyen el peso del eje, la piedra de molienda, la rueda hidráulica, así como la carga axial generada por el chorro de agua sobre el álabe durante la operación.

En consecuencia, el diseño del puente viga debe verificar su resistencia mecánica, rigidez (control de deflexiones) y capacidad frente a esfuerzos cortantes, de acuerdo con los

criterios establecidos en la Norma Técnica E.010 – Madera del Reglamento Nacional de Edificaciones del Perú.

5.3.1. Tipo de madera a utilizar

Para el diseño del puente viga se seleccionó la madera de *Eucalyptus globulus*, por tratarse de una especie abundante en la zona de estudio y ampliamente utilizada en aplicaciones estructurales. De acuerdo con la clasificación establecida en la Norma Técnica E.010 – Madera del Reglamento Nacional de Edificaciones, esta especie pertenece al Grupo C.

La elección de esta madera se sustenta en sus adecuadas propiedades físicas y mecánicas, tales como su densidad básica y sus esfuerzos admisibles a flexión, corte y compresión perpendicular a la fibra, las cuales resultan compatibles con las solicitaciones estructurales del sistema de molienda. Dichas propiedades se resumen en la Tabla 18, obtenidas de la bibliografía especializada.

Tabla 18

Esfuerzos admisibles y densidad básica del eucaliptus glóbulos.

Esfuerzos admisibles y densidad básica obtenidos del ensayo				
Especie	Densidad Básica (g/cm³)	Flexion Fm (kg/cm²)	Compresion Paralela Fc // (kg/cm²)	MOE (kg/cm²)
Eucalipto	0.89	409.3	2.6.1	65989.3
Pino	0.57	300.2	135.2	41816.6
Ciprés	0.44	236.8	102.7	41592.8
Esfuerzos admisibles y densidad básica (NTP E.010)				
	Densidad Básica (g/cm³)	Flexion fm (kg/cm²)	Compresion Paralela Fc // (kg/cm²)	MOE (kg/cm²) Emin
A	≥0.71	210	145	95000
B	0.56 a 0.70	150	110	75000
C	0.40 a 0.55	100	80	55000

Nota. Extraído de (Osis Lipa & Muñoz Fernández, 2022).

El módulo de elasticidad de la madera se adoptó a partir de resultados experimentales reportados en la bibliografía especializada, correspondientes a ensayos realizados sobre madera de *Eucalyptus globulus*. En particular, se empleó un valor de:

$$E = 65989.3 \frac{kg}{cm^2} = 6471.31 \text{ MPa}$$

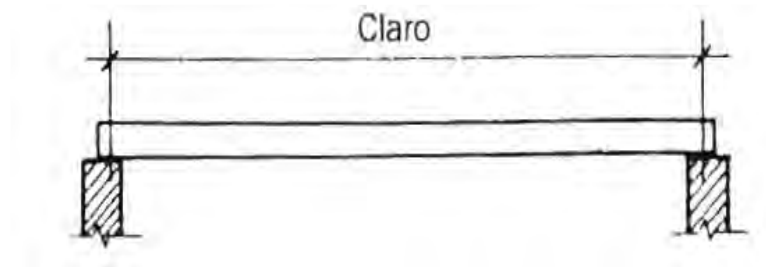
El cual resulta representativo y conservador para madera clasificada dentro del Grupo C, en concordancia con los criterios establecidos en la Norma Técnica E.010 – Madera.

5.3.2. Procedimiento de diseño

La viga de madera presenta una longitud total de 3.60 m. No obstante, debido a que los apoyos tienen anchos de 25 cm en el extremo izquierdo y 35 cm en el extremo derecho, la luz estructural efectiva se determina como la distancia entre los ejes de los apoyos, resultando un valor de $L = 3.30 \text{ m}$, tal como se muestra en la Figura 44.

Figura 43

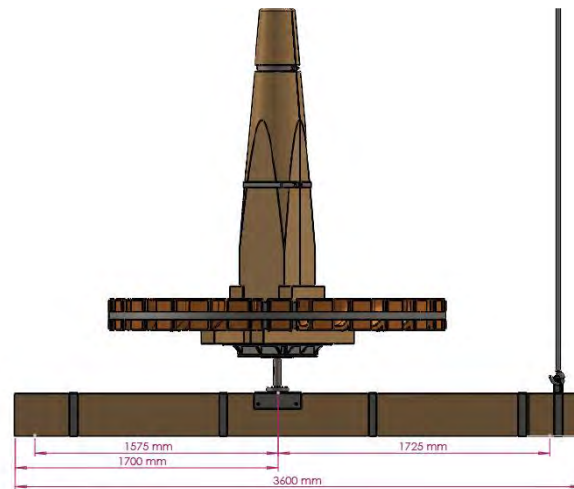
Esquematización de Luz claro de apoyo en una viga.



Nota. Extraído de (Ministerio de Vivienda, 2018).

Figura 44

Dimensiones de la rueda hidráulica y del puente viga.



Nota. Elaboración propia.

Datos de entrada:

- Material Estructural - Eucalyptus Globulus.
- Sección transversal (viga maciza de sección cuadrada).
- $b = 0.30\text{m}$.
- $h = 0.30\text{m}$.
- Luz efectiva entre apoyos. $L = 3.3\text{m}$.
- Tipo de apoyo: Viga simplemente apoyada.
- Norma de diseño: RNE E.010 – Madera.

A. Carga puntual aplicada sobre la viga

Corresponde al peso total del sistema de molienda y a la fuerza axial transmitida por el eje, definida como:

$$P = W_{\text{piedra}} + W_{\text{rueda}} + W_{\text{eje}} + F_{\text{axial eje}}$$

$$P = 4968.137 + 4262.445 + 542.80 + 508.895$$

$$P = 10282.27 \text{ N}$$

Esta carga se considera aplicada en el punto correspondiente al poyo inferior de la rueda hidráulica.

B. Peso propio de la viga

El peso propio de la viga se modela como una carga distribuida uniforme, calculada en función de la densidad del *Eucalyptus globulus* y de la sección transversal, conforme a la Norma E.010.

$$\rho_{(eucalyptus\ globulus)} = 0.89 \frac{g}{cm^3} = 890 \frac{Kg}{m^3}$$

El área de la sección transversal es:

$$A = 0.3 \times 0.3 = 0.09 \text{ m}^2$$

Por tanto, la carga distribuida equivalente es:

$$q = \rho \cdot g \cdot A$$

Tenemos una longitud total del puente viga de 3.6 m por lo que la carga uniforme distribuida que genera el propio peso de la viga se calcula por:

$$q = \rho \cdot g \cdot A = 890 \cdot 9.81 \cdot 0.09 = 785.78 \frac{N}{m}$$

Teniendo la resultante del peso propio de la viga:

$$W_{viga} = q \cdot L = 785.78 \times 3.30 = 2593.07 \text{ N}$$

C. Criterios normativos de diseño

De acuerdo con la Norma Técnica E.010 – Madera, el dimensionamiento de vigas de madera debe verificarse mediante los siguientes controles:

1. Control por flexión.
2. Control por esfuerzo cortante.
3. Control por aplastamiento (compresión perpendicular a la fibra).
4. Control por deformación.

Considerando que la madera seleccionada pertenece al Grupo C, se adopta un criterio conservador, utilizando los valores más desfavorables de las propiedades mecánicas indicadas en la norma mostradas en la Figura 45,46 y 47.

Figura 45

Densidad básica según norma E.010 Reglamento Nacional de Edificaciones.

Grupo	Densidad Básica g/cm ³
A	≥ 0,71
B	0,56 a 0,70
C	0,40 a 0,55

Nota. Extraído de RNE norma E.010 – madera.

Figura 46

Módulo de elasticidad según norma E.010 Reglamento Nacional de Edificaciones.

Grupo	Módulo de Elasticidad (E) MPa (kg/cm ²)	
	E _{mínimo}	E _{promedio}
A	9 316 (95 000)	12 748 (130 000)
B	7 355 (75 000)	9 806 (100 000)
C	5 394 (55 000)	8 826 (90 000)

Nota: el módulo de elasticidad (E) es aplicable para elementos en flexión, tracción o compresión en la dirección paralela a las fibras.

(*) Estos valores son para madera húmeda, y pueden ser usados para madera seca.

Nota. Extraído de (Ministerio de Vivienda, 2018).

Figura 47

Esfuerzos admisibles según norma E.010 Reglamento Nacional de Edificaciones.

Grupo	Esfuerzos Admisibles MPa (kg/cm ²)				
	Flexión f _m	Tracción Paralela f _t	Compresión Paralela f _c //	Compresión Perpendicular f _c ⊥	Corte Paralelo f _v
A	20,6 (210)	14,2 (145)	14,2 (145)	3,9 (40)	1,5 (15)
B	14,7 (150)	10,3 (105)	10,8 (110)	2,7 (28)	1,2 (12)
C	9,8 (100)	7,3 (75)	7,8 (80)	1,5 (15)	0,8 (8)

Nota: Para los esfuerzos admisibles en compresión deberán considerarse adicionalmente los efectos de pandeo

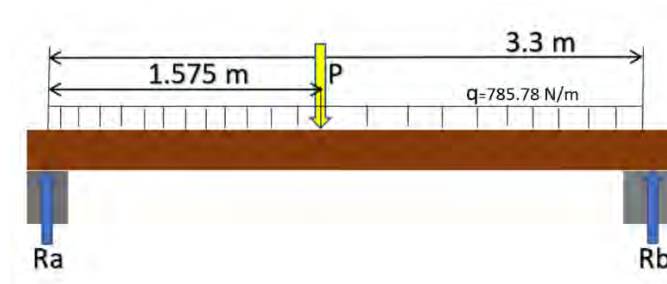
(**) Estos valores son para madera húmeda, y pueden ser usados para madera seca.

Nota. Extraído de RNE norma E.010 – madera.

D. Propiedades geométricas de sección

Figura 48

Diagrama de cuerpo libre de la viga.



Nota. Elaboración propia.

Las propiedades geométricas de la sección transversal son:

- Momento de inercia.

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0.3 \times 0.3^3}{12} = 0.000675 \text{ m}^4$$

- Módulo de sección.

$$S = \frac{I}{h/2} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{0.3 \times 0.3^2}{6} = 0.0045 \text{ m}^3$$

A partir del equilibrio estático del sistema, se obtienen las reacciones en los apoyos (Figura 48).

$$\sum M_a = 0 = -10282.27(1.575) - 2593.074(1.65) + Rb(3.3)$$

$$Rb = 6203.98 \text{ N}$$

$$\sum Fy = 0$$

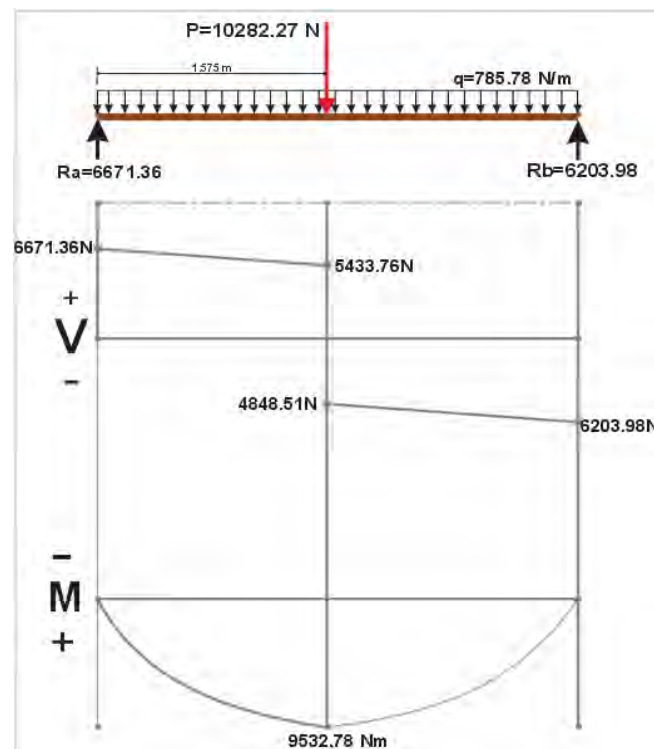
$$Ra + 6203.98 = 10282.27 + 2593.074$$

$$Ra = 6671.36 \text{ N}$$

Los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector máximo se muestran en la Figura 49.

Figura 49

Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector de la viga.



Nota. Elaboración propia.

5.3.3. Controles para el diseño de una viga de madera

La Norma Técnica E.010 – Madera del Reglamento Nacional de Edificaciones del Perú establece que el diseño de vigas de madera debe verificarse mediante los controles de flexión, esfuerzo cortante, compresión perpendicular a la fibra y deformación. A continuación, se presentan los cálculos correspondientes a la viga de *Eucalyptus globulus* propuesta en el presente diseño (Tabla 19).

Tabla 19

Datos de entrada para cálculo de viga.

Detalle	Valores	Unidad
Área de sección transversal de la viga (A)	0.09	m^2
Luz efectiva entre apoyos (L)	3.3	m
Carga puntual aplicada. (P)	10282.27	N

Distancia de la carga puntual desde el apoyo izquierdo (a)	1.575	m
Carga distribuida por peso propio (q)	785.78	$\frac{N}{m}$
Módulo de elasticidad (E)	65989.3	$\frac{kg}{cm^2}$
	6471.31	MPa

Esfuerzos admisibles según norma E.010 GRUPO C

$\sigma_{adm, flexión}$	9.8	MPa
$\tau_{adm, corte}$	0.8	MPa
$\sigma_{adm, comp\ perpendicular}$	1.5	MPa
Cortante máximo (V_{max})	6671.36	N
Momento máximo (M_{max})	9532.78	N.m

Nota. Elaboración propia.

A. Control por flexión

El esfuerzo máximo de flexión se determina mediante:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{S} \leq \sigma_{adm, flexión}$$

$$\sigma = \frac{9532.78}{0.0045} = 2.12 \text{ MPa}$$

Dado que:

$$\sigma \leq \sigma_{adm, flexión}$$

Factor de seguridad:

$$\eta = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma} = \frac{9.8 \text{ MPa}}{2.12 \text{ MPa}} = 4.622$$

Por lo tanto, la viga cumple ampliamente el control por flexión según la Norma E.010 Madera.

B. Control por corte

El esfuerzo cortante máximo se calcula como:

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{V_{max}}{A} = \frac{3}{2} \frac{6671.36}{0.09} = 0.11 MPa$$

Factor de seguridad:

$$\eta = \frac{\tau_{adm,corte}}{\tau_{max}} = \frac{0.8 MPa}{0.11 MPa} = 7.27$$

Cumpliendo el control por corte de manera holgada según Norma E 0.10 Madera.

C. Control por aplastamiento (compresión perpendicular a la fibra)

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{P}{A_{apoyo}} \leq \sigma_{adm,per}$$

En el apoyo izquierdo

- $L_c = \text{longitud de apoyo} = 0.25m$
- $b = \text{ancho de apoyo} = 0.30m \text{ ancho de la viga}$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{6671.36}{0.25 \times 0.30} = 0.089 MPa$$

Teniendo el esfuerzo de aplastamiento máximo admisible de acuerdo a Tabla X.

$$\sigma_{adm,per} = 1.5 MPa$$

Factor de seguridad:

$$\eta = \frac{\sigma_{adm,per}}{\sigma_{aplastamiento}} = \frac{1.5 MPa}{0.089 MPa} = 16.85$$

En el apoyo derecho.

- $L_c = \text{longitud de apoyo} = 0.35m$
- $b = \text{ancho de apoyo} = 0.30m \text{ ancho de la viga}$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{6203.98}{0.35 \times 0.30} = 0.059 MPa$$

Teniendo el esfuerzo de aplastamiento máximo admisible de acuerdo a tabla

$$\sigma_{adm,per} = 1.5 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$\eta = \frac{\sigma_{adm,per}}{\sigma_{aplastamiento}} = \frac{1.5 \text{ MPa}}{0.059 \text{ MPa}} = 25.42$$

Ambos apoyos cumplen ampliamente el criterio normativo para el diseño de la viga de acuerdo a la Norma E0.10

D. Control por deformación.

La flecha total se calcula considerando la contribución de la carga puntual y de la carga distribuida:

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{P \cdot a \cdot b^2}{3EIL}$$

Esto comparado con:

$$\delta_{adm} = \frac{L}{300} \text{ a } \frac{L}{360}$$

En estructuras de madera esta consideración es clave para evitar vibraciones, acumulación de agua, deformación visual.

Teniendo los siguientes datos:

- $A = 0.09 \text{ m}^2$ Área de seccion transversal de la viga.
- $L = 3.3 \text{ m}$ Luz efectiva entre apoyos.
- $P = 10282.27 \text{ N}$ Carga puntual aplicada.
- $a = 1.575 \text{ m}$ Posición de la carga puntual desde el apoyo izquierdo.
- $b = 1.725 \text{ m}$ Posición de la carga puntual desde el apoyo derecho.
- $q = 785.78 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ Carga distribuida.
- $E = 65989.3 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 6471.31 \text{ MPa}$ Módulo de elasticidad.

Calculamos la deformación debido a la carga puntual

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0.3 \times 0.3^3}{12} = 0.000675 \text{ m}^4$$

$$\delta_P = \frac{P \cdot a \cdot b^2(L + b - a)}{6EI} = \frac{10282.27 \times 1.575 \times 1.725^2(3.3 + 1.725 - 1.575)}{6 \times 6471.31 \times 10^6 \times 0.000675 \times 3.3} = 1.92 \text{ mm}$$

Calculamos la deformación debido a la carga distribuida

$$\delta_q = \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384EI} = \frac{5 \times 785.78 \times 3.3^4}{384 \times 6471.31 \times 10^6 \times 0.000675} = 0.27 \text{ mm}$$

La deformación total estaría representada por la sumatoria de las deformaciones individuales:

$$\delta_{total} = \delta_P + \delta_q = 2.20 \text{ mm}$$

La deformación límite de servicio establecido por la norma viene dada por:

$$\delta_{adm} = \frac{3.3}{300} = 0.011 \text{ m} = 11 \text{ mm}$$

$$\text{Margen de servicio.} = \frac{\delta_{adm} - \delta_{total}}{\delta_{adm}} \cdot 100 = 80\%$$

Con un margen de servicio del 80% podemos concluir que cumplimos ampliamente con lo establecido por la norma, haciendo seguro nuestro diseño y selección de material y dimensiones de la viga de madera.

Del análisis estructural realizado se concluye que la viga de madera de Eucaliptus glóbulos, con sección cuadrada de 30×30 cm y luz efectiva de 3.30 m, cumple con los requisitos de resistencia, rigidez y estabilidad establecidos por la Norma Técnica E.010 – Madera del Reglamento Nacional de Edificaciones del Perú.

El factor de seguridad global está gobernado por el control por flexión, con un valor de $\eta = 4.622$, garantizando un comportamiento estructural seguro, funcional y durable. En consecuencia, se valida el uso de esta especie de madera como elemento estructural del puente viga del molino de piedra ecológico, en concordancia con los criterios de sostenibilidad y aprovechamiento de recursos renovables que sustentan la presente tesis.

5.4. Diseño de apoyos y cojinetes del eje de transmisión

En el diseño del molino de piedra ecológico, el eje principal constituye el elemento encargado de transmitir la potencia generada por la rueda hidráulica hacia la piedra de molienda. Debido a las cargas presentes y a las condiciones ambientales (humedad, contacto con agua y ausencia de sistemas complejos de lubricación), es fundamental garantizar un sistema de apoyo confiable, de fácil mantenimiento y con larga vida útil.

Para este propósito, se ha considerado un sistema de apoyo mixto compuesto por:

- **Apoyo inferior:** Punta esférica con copa metálica.
- **Apoyo superior:** Buje liso de PTFE (politetrafluoroetileno) de grado alimenticio.

Esta configuración permite separar funcionalmente la transmisión de cargas axiales y radiales, optimizando el comportamiento estructural y tribológico del conjunto.

5.4.1. *Diseño del apoyo inferior*

En el presente diseño se adopta un sistema de punta esférica + copa metálica como apoyo inferior del eje. Este tipo de solución es de uso tradicional en molinos hidráulicos, pero no cuenta con un criterio de diseño estandarizado, a diferencia de rodamientos o cojinetes normalizados. Por tal motivo, el dimensionamiento directo de la esfera y copa no está reglamentado; la verificación estructural se centra en el aplastamiento de la madera de la viga de soporte, de acuerdo con la Norma E.010 Madera del Reglamento Nacional de Edificaciones.

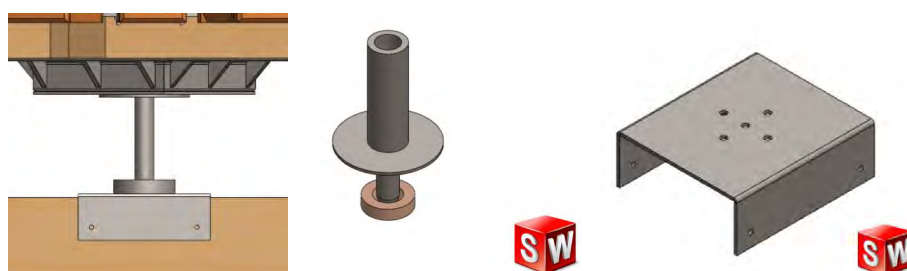
Este tipo de apoyo permite una transmisión eficiente de la carga vertical proveniente del peso total del eje, la rueda hidráulica y la piedra de molienda. La elección de la punta esférica responde a que:

- No requiere sistemas de lubricación convencionales, ya que el contacto con el agua presente en el entorno actúa como refrigerante natural y lubricante, reduciendo el riesgo de desgaste excesivo.

- La geometría esférica facilita la correcta alineación del eje, incluso en presencia de pequeñas imperfecciones en el montaje.
- El empleo de una placa repartidora en la base evita la concentración de cargas puntuales sobre la madera del puente, distribuyendo de manera más uniforme la presión de contacto y previniendo fallas por aplastamiento local.
- Este apoyo es un sistema económico, robusto y de fácil mantenimiento, que puede fabricarse localmente, y reforzarse mediante recubrimientos superficial anti desgaste.

Figura 50

Partes simuladas en SolidWorks.



Nota. Elaboración propia.

A. Verificación por aplastamiento, en el apoyo inferior.

Tabla 20

Datos de entrada.

Detalle	Valor	Unidad
Carga puntual aplicada. P	10282.27	N
Módulo de elasticidad E	65989.3	$\frac{kg}{cm^2}$
	6471.31	MPa
Diámetro del eje d_{eje}	50.8	mm
Esfuerzo admisible de compresión perpendicular a la fibra $\sigma_{adm,per}$	1.5	MPa

Nota. Elaboración propia.

Cálculo de esfuerzo de aplastamiento

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{P}{A_{\text{apoyo}}}$$

$$\sigma_{\text{aplastamiento}} = \frac{10282.27}{0.9} = 0.114 \text{ MPa}$$

Teniendo el esfuerzo de aplastamiento máximo admisible de acuerdo a la Tabla 20.

$$\sigma_{\text{adm,per}} = 1.5 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$\eta = \frac{\sigma_{\text{adm,per}}}{\sigma_{\text{aplastamiento}}} = \frac{1.5 \text{ MPa}}{0.114 \text{ MPa}} = 13.15$$

Con un factor de seguridad de 13.15 podemos asegurar que cumplimos ampliamente con el control por aplastamiento para el diseño de la viga de acuerdo a la Norma E0.10.

El uso de la placa repartidora, transforma la carga puntual en una presión media muy baja 0.114 MPa de modo que reducimos al máximo el riesgo de falla por aplastamiento.

5.4.2. Diseño del buje superior

El apoyo superior se encuentra localizado en el orificio central de la piedra inferior fija. Este buje tiene como función principal garantizar la estabilidad radial del eje, resistiendo únicamente las cargas laterales generadas por la acción tangencial del chorro de agua sobre la rueda hidráulica.

Este apoyo no transmite carga axial, funcionando exclusivamente como elemento de guiado y alineación, reduciendo vibraciones durante la operación.

A. Selección del material del buje

En el diseño del buje superior se prioriza la inocuidad alimentaria, la durabilidad del componente y la sostenibilidad del sistema. Por esta razón, se selecciona PTFE (politetrafluoroetileno) de grado alimenticio, comúnmente conocido como teflón, el cual presenta las siguientes ventajas técnicas:

- **Inocuidad alimentaria:** cumple con normativas FDA y Reglamento UE 10/2011, garantizando que no existe contaminación del producto molido.
- **Excelente comportamiento tribológico:** coeficiente de fricción bajo (0.05 – 0.10 frente al acero).
- **Resistencia al agua y agentes químicos:** material completamente inerte frente a humedad y partículas orgánicas.
- **Bajo mantenimiento:** no requiere engrase frecuente.
- **Compatibilidad ecológica:** se monta en un soporte de madera centrada en la piedra inferior, manteniendo la filosofía sostenible del molino.

B. Cálculo de cargas radiales

La fuerza del chorro de agua aplicada sobre el álabe, excéntrica respecto al eje, genera un momento que debe equilibrarse mediante reacciones radiales en los apoyos:

Datos de entrada:

- Fuerza radial , empuje del chorro sobre el alabe. $F = 508.89 \text{ N}$
- Radio de la rueda hidráulica. $r = 1 \text{ m}$
- Distancia entre apoyos del eje. $L = 3.5 \text{ m}$

Momento generado:

$$M = F \times r = 508.89 \times 1 = 508.89 \text{ Nm.}$$

Las reacciones radiales en los apoyos equilibran el momento par generado, por lo tanto, las reacciones se calculan como sigue.

$$R_{radial} = \frac{M}{L} = \frac{508.89}{3.5} = 145.39 \text{ N}$$

La reacción radial en cada apoyo que proviene del momento generado por la carga excéntrica, y esta reacción es 145.39 N, La cual es la carga que debemos emplear en la verificación del buje.

Para un diseño conservador, se adopta un factor de seguridad de 1.25.

$$R_{radial \text{ diseño}} = 145.39 \times 1.25 = 181.74 \text{ N}$$

Tenemos los siguientes valores para el diseño del buje.

- Carga radial de diseño $R_{radial \text{ diseño}} = 181.74 \text{ N}$
- Diametro del eje $D_{eje} = 50.8 \text{ mm} = 0.0508 \text{ m}$
- Longitud del buje $L_{buj e} = 60 \text{ mm}.$
- Velocidad angular del eje $n_{eje} = 60 \text{ RPM} .$

C. Velocidad periférica del eje

$$V_{periferica} = \frac{\pi dn}{60} = \frac{\pi \times 0.0508 \times 60}{60} = 0.1595 \text{ m/s}$$

$$V_{periferica} = 0.1595 \times 60 = 9.57 \text{ m/min}$$

D. Presión media sobre el buje

$$P_{media} = \frac{R_{radial \text{ diseño}}}{D_{eje} \times L_{buj e}} = \frac{181.74}{0.0508 \times 0.060} = 0.059 \text{ MPa} = 0.059 \text{ N/mm}^2$$

E. Verificación por criterio PV

Para confirmar el buen desempeño tribológico, se verifica el criterio presión–velocidad:

$$PV \leq (PV)_{adm}$$

$$P.V = P_{media} V_{periferica} = 0.059 \times 9.57 = 0.564 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/min}.$$

Comparando con los valores admisibles de la ficha técnica del PTFE.

Figura 51

Propiedades del PTFE (politetrafluoroetileno).

PROPIEDADES	NORMAS	UNIDADES	PTFE VIRGEN	PTFE +						
				GRAFITO 15	CARBONO 25	VIDRIO 15	VIDRIO 25	BRONCE 60	CARBONO 22 GRAFITE 3	VIDRIO 15 MoS ₂ 5
DENSIDAD	ISO 12086	g/cm ³	2.14-2.18	2.15-2.18	2.08-2.12	2.18-2.20	2.20-2.24	3.85-3.95	2.06-2.11	2.22-2.25
DUREZA SHORE	DIN 53505	Sh. D	52-60	56-64	62-68	54-62	56-64	63-68	60-69	54-58
RESISTENCIA A LA TRACCIÓN (23°C)	DIN 53455	N / mm ²	25-42	12-19	13-15	17-21	15-19	11-15	11-15	14-18
DEFORMACIÓN A LA RUTURA (23°C)	DIN 53455	%	250-400	130-240	40-70	250-290	220-260	110-140	60-100	200-230
MÓDULO DE ELASTICIDAD	DIN 53457	N / mm ²	400-800	720	1150	1000	950	-	1250	750
RESISTENCIA A LA COMPRESIÓN 1% DEFORMACIÓN (23°C)	DIN 53454	N / mm ²	4.3	7.3	14	6.9	8.2	13	11	6.9
COEFICIENTE DE DILATACIÓN TÉRMICA (20-150°C)	-	1/K.10 ⁻⁶	12	10.5	9	10.5	10	9	8.5	10.2
COEFICIENTE DE DILATACIÓN TÉRMICA (150-260°C)	-	1/K.10 ⁻⁶	16	13.9	12	13.6	13.4	12.3	11.6	13.5
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (23°C)	DIN 52612	W/K.m	0.23	0.52	0.6	0.39	0.46	0.77	0.54	0.35
DEFORMACIÓN TRAS 24H A 23°C - 4	ASTM D621	%	16	9	4	13.5	12.5	4.2	6.5	12
DEFORMACIÓN TRAS 24H A 23°C - 15	ASTM D621	%	7	3.6	1.6	5	4.8	2.8	2.1	5
LÍMITE PV 3 m/min	-	N/mm ² m/min	2.5	21	-	20	23	21	32	25
LÍMITE PV 30 m/min	-	N/mm ² m/min	3.9	26	-	23	25	27	32	28
LÍMITE PV 300 m/min	-	N/mm ² m/min	5.5	27	-	30	31	28	35	32
COEFICIENTE DE FRICCIÓN ESTÁTICA	-	-	0.14	0.15	-	0.16	0.18	0.17	0.14	0.15
DESGASTE	-	cm ³ min/kg m h	78	41	-	8.3	7.1	6.1	7	8.1

Nota. Extraído de www.lanema.es plásticos de uso general PTFE ficha técnica.

Comparamos el valor con los límites establecidos en la ficha técnica de la Figura 51.

Para:

- $2.5 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/min}$

$$FS = \frac{2.5}{0.564} = 4.43$$
- $3.9 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/min}$

$$FS = \frac{3.9}{0.564} = 6.91$$
- $5.5 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/min}$

$$FS = \frac{5.5}{0.564} = 9.75$$

Incluso frente al límite más conservador del criterio PV, el buje de PTFE con una longitud de 60 mm presenta un amplio margen de seguridad, garantizando un funcionamiento adecuado, duradero e inocuo para el proceso de molienda.

El sistema de apoyos adoptado cumple con los objetivos de simplicidad constructiva, sostenibilidad, bajo mantenimiento y confiabilidad mecánica, siendo plenamente adecuado para el diseño del molino de piedra ecológico.

5.5. Diseño del eje regulador (vástago – gancho)

5.5.1. Consideraciones de diseño

El eje regulador cumple la función de transmitir una carga axial de tracción y permitir el ajuste de altura del sistema estructural mediante un mecanismo de tornillo de potencia. En consecuencia, su diseño debe garantizar una adecuada capacidad resistente, estabilidad funcional y facilidad de operación manual.

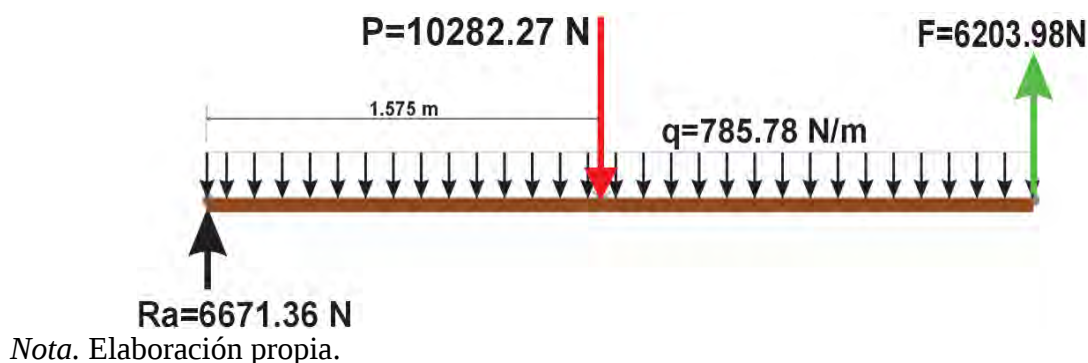
Para el desarrollo del diseño se adoptan las siguientes consideraciones:

- **Tipo de rosca:** Se emplea una rosca trapezoidal tipo ACME, recomendada para tornillos de potencia debido a su elevada capacidad de carga, buena precisión de posicionamiento y mayor fricción relativa respecto a roscas triangulares, lo que favorece la condición de autobloqueo del sistema.
- **Material del eje:** Se selecciona acero estructural ASTM A36, debido a su amplia disponibilidad en el mercado local, bajo costo y propiedades mecánicas adecuadas para aplicaciones estructurales sometidas a carga axial.

5.5.2. Carga de diseño - diagrama de cuerpo libre

Figura 52

Diagrama de cuerpo libre para diseño de eje regulador.



La fuerza que tiene que soportar tanto el eje y la rosca es la misma que la reacción que soporta el apoyo derecho de la viga (Figura 52) por lo tanto, nuestra carga de trabajo para el eje es de:

$$F_d = 6203.98 \text{ N}$$

Adoptaremos un factor de seguridad a la carga para compensar (maniobras, impactos menores y fricción).

$$FS = 2.5$$

Figura 53

Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.

PROPIEDADES MECÁNICAS:			
NORMA	LÍMITE DE FLUENCIA MPa (kg/cm ²)	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN MPa (kg/cm ²)	ALARGAMIENTO EN 200 mm mín. (%)
ASTM A36 NTC161 AH-24	250 (2,530)	400 - 550 (4,080 - 5,620)	20.0
SAE 1045 ^(a)	340 - 540 (4,000 - 5,500)	650 - 805 (6,700 - 8,200)	12.0

Nota. Extraído de. (ACEROS AREQUIPA)

Teniendo:

- $F_d = 6203.98 \text{ N}$ fuerza que debe soportar la barra de regulacion.
- $\sigma_{\text{fluencia}} = 250 \text{ MPa}$ esfuerzo de fluencia ASTM A36 (Figura 53).
- $FS = 2.5$ factor de seguridad.

Entonces tendríamos el esfuerzo admisible para el diseño de:

$$\sigma_{\text{adm diseño}} = \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{FS} = \frac{250}{2.5} = 100 \text{ MPa}$$

Este valor será empleado en las verificaciones posteriores de resistencia del vástago.

5.5.3. Dimensionamiento mínimo del eje (núcleo resistente)

Con el objetivo de establecer un pre-dimensionamiento inicial del eje regulador, se determina el área mínima resistente requerida para soportar la carga axial de diseño, considerando el esfuerzo admisible del material.

El área mínima necesaria se calcula mediante:

$$A_{\text{min}} = \frac{F_d}{\sigma_{\text{admisible}}} = \frac{6203.98}{100} = 62.03 \text{ mm}^2$$

Diámetro mínimo:

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 62.03}{\pi}} = 8.89 \text{ mm}$$

Este valor representa el diámetro mínimo teórico requerido para resistir la carga axial de diseño bajo los criterios de esfuerzo admisible adoptados.

Dado que el eje regulador incorpora en su extremo superior un tornillo de potencia para el ajuste de altura, el diámetro efectivo del vástago y, particularmente, el diámetro de raíz de la rosca, deberá ser igual o mayor que el valor obtenido. En consecuencia, se establece como condición de diseño:

$$d \geq 8.89 \text{ mm}$$

Este resultado servirá como referencia para la posterior selección y verificación de la rosca trapezoidal tipo ACME.

5.5.4. Selección preliminar de rosca (ACME 5/8 - 8)

Como primer intento recurrimos a la tabla siguiente para seleccionar el paso recomendado para roscas tipo ACME. Según la Figura 54 seleccionaremos la opción a utilizar de un diámetro de 5/8 y paso de 1/8 para nuestro diseño inicial y verificar si cumple con las condiciones de operación requeridos.

Figura 54

Pasos preferidos para roscas ACME.

d , pulg	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
p , pulg	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$

Nota. Extraído de. (Budynas & Nisbett, 2011).

Figura 55

Coeficientes de fricción f de pares roscados.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Nota. Extraído de (Budynas & Nisbett, 2011).

Figura 56

Coeficientes de fricción de collarín de empuje.

Combinación	En operación	Arranque
Acero suave sobre hierro fundido	0.12	0.17
Acero duro sobre hierro fundido	0.09	0.15
Acero suave sobre bronce	0.08	0.10
Acero duro sobre bronce	0.06	0.08

Nota. Extraído de (Budynas & Nisbett, 2011).

De acuerdo a las Figuras 55 y 56 tenemos los siguientes datos iniciales para el diseño.

Tabla 21

Parámetros iniciales de diseño para el eje regulador 5/8'.

Detalle	Valor	Unidades
Carga axial de diseño. (F_d)	6203.98	N
Esfuerzo de fluencia ACERO A36 ($\sigma_{fluencia}$)	250	MPa
Factor de seguridad (FS)	2.5	
Angulo de la rosca (ACME TRAPEZOIDAL)	29°	
Diámetro seleccionado de diseño ($d_{nominal}$)	15.875	mm
Paso recomendado por tabla ($p=l$)	3.175	mm
Coef de fricción entre tornillo y tuerca ($u_{tornillo}$)	0.25	
Coef de fricción entre tuerca y Collarín de empuje ($u_{collarin}$)	0.17	

Nota. Elaboración propia.

A partir de estos datos se obtienen los parámetros geométricos relevantes:

- Diámetro medio

$$d_{medio} = d_{nominal} - \frac{p}{2} = 14.2874 \text{ mm}$$

- Diámetro de raíz.

$$d_{raiz} = d_{nominal} - p = 15.875 - 3.175 = 12.7 \text{ mm}$$

- Diámetro medio del collar

$$d_{mcollar} = 1.25 d_{nom}$$

5.5.4.1. Verificación de esfuerzo axial

El área resistente correspondiente al diámetro de raíz de la rosca es:

$$A_{raiz} = \frac{\pi d_{raiz}^2}{4} = \frac{\pi 12.7^2}{4} = 126.67 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo axial actuante se determina como:

$$\sigma_{axial} = \frac{F_d}{A_{raiz}} = \frac{6203.98}{126.67} = 48.97 \text{ MPa}$$

Comparando con el esfuerzo de fluencia admisible de 100 MPa tenemos un margen bastante amplio, por lo que cumplimos holgadamente con lo requerido.

A. Ángulo de avance

$$\tan(\lambda) = \frac{3.175}{\pi 14.287} = 0.0707$$

$$\lambda = 4.046^\circ$$

B. Par de torsión requerido

El par necesario para elevar la carga considerando la fricción en la rosca se determina mediante:

$$T_R = \frac{F d_{medio}}{2} \left(\frac{l + \pi d_{medio} u_{tornillo} \cdot \sec \alpha}{\pi d_{medio} - u_{tornillo} \cdot l \cdot \sec \alpha} \right)$$

$$T_R = \frac{6203.98 \times 0.01428}{2} \left(\frac{0.003175 + \pi 0.01428 \times 0.25 \cdot \sec 14.5}{\pi 0.01428 - 0.25 \times 0.003175 \times \sec 14.5} \right) = 14.84 \text{ N.m}$$

Este valor representa el torque requerido en la rosca para elevar la carga.

Adicionalmente, el par debido a la fricción en el collarín de empuje es:

$$T_c = \frac{Fu_{collar}d_{mcollar}}{2} = \frac{6203.98 \times 0.17 \times 1.25 \times 0.015875}{2} = \mathbf{10.46 \text{ N.m}}$$

Por lo tanto, el torque total requerido es:

$$T_t = T_R + T_c = 25.30 \text{ Nm}$$

C. Verificación de esfuerzo cortante por torsión

Tenemos que la torsión necesaria para levantar la carga requerida es de $T_t = 25.30 \text{ Nm}$.

$$\tau = \frac{16T_t}{\pi d_{raiz}^3} = \frac{16 \times 25.3}{\pi 0.0127^3} = 62.90 \text{ MPa}$$

5.5.4.2. Verificación por criterio de Von Mises

Dado que el vástago se encuentra sometido simultáneamente a tracción axial y torsión, se emplea el criterio de Von Mises.

$$\sigma_{eq \text{ von mises}} = \sqrt{\sigma_{axial}^2 + 3\tau^2} = \sqrt{48.97^2 + 3 \times 62.90^2} = 119.44 \text{ MPa}$$

Realizamos la comparación con el esfuerzo permisible de acuerdo al factor de seguridad asumido de FS=2.5, teniendo:

$$\sigma_{eq \text{ von mises}} > \sigma_{permisible}$$

$$119.44 \text{ MPa} > 100 \text{ MPa} \quad \text{no cumple con el criterio}$$

Se concluye que la rosca ACME 5/8 – 8 no cumple con el criterio de resistencia, por lo que resulta necesario modificar el diseño seleccionando un diámetro mayor.

5.5.5. Selección final de rosca (ACME ¾ - 6)

Como resultado del incumplimiento de la alternativa preliminar, el parámetro de diseño modificable corresponde al diámetro nominal del tornillo de potencia. En consecuencia, se selecciona una rosca de mayor diámetro con el objetivo de reducir los esfuerzos combinados actuantes y satisfacer los criterios de resistencia establecidos.

De acuerdo con las tablas de roscas trapezoidales tipo ACME (Budynas & Nisbett, 2011), se adopta como diseño final una rosca ACME de 3/4" con paso de 1/6", cuyos parámetros se detallan a en la Tabla 22.

Tabla 22

Parámetros iniciales de diseño para el eje regulador 3/4".

Detalle	Valor	Unidad
Carga axial de diseño. (F_d)	6203.98 N	N
Esfuerzo de fluencia ACERO A36 ($\sigma_{fluencia}$)	250	MPa
Factor de seguridad (FS)	2.5	
Angulo de la rosca (ACME TRAPEZOIDAL)	29°	
Diámetro seleccionado de diseño ($d_{nominal}$)	19.05 mm	mm
Paso recomendado por tabla (p=l)	4.233 mm	mm
Coef de fricción entre tornillo y tuerca ($u_{tornillo}$)	0.25	
Coef de fricción entre tuerca y Collarín de empuje ($u_{collarin}$)	0.17	

Nota. Elaboración propia.

A partir de estos datos se obtienen los parámetros geométricos relevantes:

- Diámetro medio.

$$d_{medio} = d_{nominal} - \frac{p}{2} = 16.934 \text{ mm} = 0.01693 \text{ m}$$

- Diámetro de raíz.

$$d_{raiz} = d_{nominal} - p = 19.05 - 4.233 = 14.817 \text{ mm} = 0.0148 \text{ m}$$

- Diámetro de collar.

$$d_{mcollar} = 1.25 d_{nom} = 23.81 \text{ mm} \text{ diametro medio del collar.}$$

5.5.5.1. Verificación de esfuerzo axial

El área resistente correspondiente al diámetro de raíz de la rosca es:

$$A_{raiz} = \frac{\pi d_{raiz}^2}{4} = \frac{\pi 14.817^2}{4} = 172.43 \text{ mm}^2$$

El esfuerzo axial actuante se determina como:

$$\sigma_{axial} = \frac{F_d}{A_{raiz}} = \frac{6203.98}{172.43} = 35.98 \text{ MPa}$$

Comparando con el esfuerzo de fluencia admisible de 100 MPa tenemos un margen bastante amplio, por lo que cumplimos holgadamente con lo requerido.

5.5.5.2. Ángulo de avance y condición de autobloqueo

Angulo de flanco.

Angulo de la rosca ACME 29° por lo tanto $\alpha = 14.5^\circ$

El ángulo de avance de la rosca se calcula mediante:

$$\tan(\lambda) = \frac{p}{\pi d_{medio}} = \frac{4.233}{\pi 16.934} = 0.0795$$
$$\lambda = 4.549^\circ$$

Dado que este valor es inferior al ángulo máximo recomendado para tornillos de potencia auto bloqueantes $\lambda = 8^\circ$ el diseño cumple con la condición geométrica de autobloqueo.

5.5.5.3. Par de torsión requerido para la manipulación

A. Par de torsión para elevar la carga

$$T_R = \frac{F d_{medio}}{2} \left(\frac{l + \pi d_{medio} u_{tornillo} \cdot \sec \alpha}{\pi d_{medio} - u_{tornillo} \cdot l \cdot \sec \alpha} \right)$$
$$T_R = \frac{6203.98 \times 0.01693}{2} \left(\frac{0.004233 + \pi 0.01693 \times 0.25 \cdot \sec 14.5}{\pi 0.01693 - 0.25 \times 0.004233 \times \sec 14.5} \right) = 18.11 \text{ N.m}$$

Este valor representa el torque requerido en la rosca para elevar la carga.

B. Par de torsión requerido debido a la fricción en el collar

$$T_c = \frac{F u_{\text{collar}} d_{\text{mcollar}}}{2} = \frac{6203.98 \times 0.17 \times 0.02381}{2} = 12.55 \text{ N.m}$$

C. Torque total requerido para elevar la carga

$$T_t = T_R + T_c = 30.66 \text{ Nm}$$

D. Verificación de esfuerzo cortante por torsión

Tenemos que la torsión necesaria para levantar la carga requerida es de $T_t = 30.66 \text{ Nm}$

$$\tau = \frac{16T_t}{\pi d_{\text{raiz}}^3} = \frac{16 \times 30.66}{\pi 0.0148^3} = 48.16 \text{ MPa}$$

5.5.5.4. Verificación por criterio de Von Mises.

Dado que el eje regulador se encuentra sometido simultáneamente a tracción axial y torsión, se aplica el criterio de Von Mises:

$$\sigma_{eq \text{ von mises}} = \sqrt{\sigma_{\text{axial}}^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq \text{ von mises}} = \sqrt{35.98^2 + 3 \times 48.16^2} = 90.84 \text{ MPa}$$

Comparando con el esfuerzo admisible tenemos:

$$\sigma_{eq \text{ von mises}} < \sigma_{\text{permisible}}$$

$$90.84 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa}$$

cumple con el criterio

5.5.5.5. Verificación de autobloqueo.

Para una rosca trapezoidal ACME, la condición de autobloqueo se verifica mediante:

$$u_{\text{tornillo}} > \frac{l}{\pi d_m} \cos \alpha$$

$$\frac{4.233}{\pi 16.934} \cos 14.5 = 0.077$$

Comparando con el coeficiente de fricción del tornillo tenemos

$$u_{\text{tornillo}} = 0.25 > 0.077$$

Se confirma que el tornillo de potencia es auto bloqueante, impidiendo el descenso espontáneo del sistema bajo carga. El ángulo de avance reducido, en combinación con un coeficiente de fricción elevado, garantiza que la componente tangencial de la fuerza no supere la fricción disponible.

5.5.6. Esfuerzo manual requerido para la operación.

El torque total requerido para elevar la carga es:

$$T_t = T_R + T_c = 30.66 \text{ Nm}$$

Consideramos colocar una palanca a la tuerca del tornillo de potencia de 300 mm por lado tipo T para la manipulación manual.

Teniendo:

$$F_{\text{mano}} = \frac{T_t}{0.5} = \frac{30.66}{0.5} = 61.32 \text{ N} = 6.25 \text{ Kgf}$$

Este valor se encuentra dentro de un rango ergonómico, seguro y adecuado para operación manual continua.

CAPÍTULO VI

CONSTRUCCIÓN DEL MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO

6.1. Introducción

En este capítulo detallaremos el proceso de construcción del molino de piedra, selección de materiales para cada componente, proceso de fabricación de cada componente, el ensamblaje general del molino de piedra.

Cabe indicar que las piedras de molienda utilizadas en el molino no forman parte de los elementos fabricados. están consideradas dentro de los parámetros iniciales de diseño (limitante), por lo que corresponden a un conjunto preexistente en el sitio, cuyas propiedades físicas y mecánicas fueron analizadas en el CAPÍTULO V.

Por este motivo, en este capítulo no se incluyen dentro de los materiales empleados en la construcción,

6.2. Especificaciones técnicas de los materiales empleados

En la construcción del molino de piedra ecológico se han seleccionado materiales que cumplen con el criterio primordial que es la sostenibilidad ambiental, el aspecto tradicional, bajo estas consideraciones seleccionamos materiales de resistencia mecánica, durabilidad, disponibilidad local y facilidad de fabricación. A continuación, se detallan las especificaciones técnicas de los materiales empleados para cada uno de los componentes principales diseñados y fabricados.

6.2.1. Rueda hidráulica

La rueda hidráulica es el componente encargado de transformar la energía hidráulica en energía mecánica. Para su fabricación se seleccionaron maderas de diferentes especies, considerando su resistencia a la humedad, durabilidad en contacto con el agua, resistencia mecánica y disponibilidad local.

La selección del material se realizó en función de las condiciones de trabajo de cada parte de la rueda: los álabes están en contacto directo y constante con el agua en movimiento, los segmentos de rueda permanecen empapados de agua y soportan las cargas estructurales generados en el alabe, y el acople central transmite el torque al eje.

6.2.1.1. Alabes

A. **Madera:** Propiedades de Aliso (Tabla 23).

- Presenta buena resistencia a ambientes húmedos.
- Garantiza durabilidad en contacto con agua.
- Su densidad moderada y facilidad de trabajabilidad, permiten fabricar álabes ligeros, resistentes y estables.
- Tradicionalmente usado en utensilios de cocina, tablas, bateas, lo que valida su aplicación para ambientes húmedos.
- Es una especie abundante en la localidad, lo que facilita su disponibilidad y bajo costo.

Tabla 23

Propiedades físicas y mecánicas de la madera aliso.

Propiedad	Valor promedio
Densidad básica (g/cm ³)	0.34-0.38
Comprensión paralela al grano (kg/cm ²)	108.31
Comprensión perpendicular (kg/cm ²)	18.32
Cizallamiento (kg/cm ²)	54.4
Flexión estática – MOR (kg/cm ²)	310.4
Módulo de elasticidad en flexión (kg/cm ²)	48317.3
Dureza (kg.f)	192 - 201

Nota. Extraído de (Osis Lipa & Muñoz Fernández, 2022).

6.2.1.2. Segmentos de rueda

A. **Madera:** Propiedades de Ana Caspi (Tabla 24).

- Alta resistencia mecánica.
- Durabilidad comprobada en contacto permanente con agua y ambientes húmedos.
- Tradicionalmente utilizada en construcciones navales en la Amazonía (canoas, cascos de botes), lo que valida su aplicación en la rueda hidráulica del molino.
- Estabilidad dimensional durante el secado, bajo riesgo de alabeo.
- Resistente al ataque biológico, no requiere preservantes adicionales.
- Disponible en regiones amazónicas del Perú, garantizando factibilidad de uso.

Tabla 24

Propiedades físicas y mecánicas de la madera Ana Caspi (Apuleia leiocarpa).

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad básica	0.70	g/cm ³
Contracción tangencial	6.40	%
Contracción radial	4.20	%
Contracción volumétrica	10.60	%
Relación T/R	1.52	-
Módulo de elasticidad en flexión	110,500	kg/cm ²
Módulo de rotura en flexión	856	kg/cm ²
Compresión paralela	452.6	kg/cm ²
Compresión perpendicular	84.7	kg/cm ²
Corte paralelo a las fibras	114.5	kg/cm ²
Dureza en los lados	717.7	kg/cm ²
Tenacidad (resistencia al choque)	4.08	kg.m

Nota. Extraído de INIA – Instituto Nacional de Innovación Agraria. Ana Caspi (Apuleia leiocarpa). Proyecto Promoción de nuevas especies forestales del Perú en el comercio exterior.

6.2.1.3. Acople central entre rueda y eje de transmisión

A. **Madera:** Propiedades del Eucalipto globulus (Tabla 25).

- Ofrece buena resistencia paralela a la fibra y una estabilidad estructural aceptable.
- Es fácil de mecanizar, lo que facilita la fabricación del acople cuadrado que conecta al eje.
- Se trata de una especie abundante y de bajo costo en el medio local, lo que asegura disponibilidad y economía.

Tabla 25

Propiedades físicas y mecánicas de la madera (Eucalyptus globulus).

Propiedad	Valor adoptado	Unidad
Densidad (ρ)	890	kg/m ³
Módulo de elasticidad (E)	12,748	MPa
Esfuerzo admisible en flexión (σ_{adm})	9.8	MPa
Esfuerzo admisible en corte (τ_{adm})	0.8	MPa
Esfuerzo admisible compresión fibra	1.5	MPa

Nota. Extraído de (Ministerio de Vivienda, 2018).

6.2.2. Eje de transmisión vertical y eje regulador

A. **Material:** Propiedades del Acero ASTM A36 (Tabla 26).

- Fácil maquinabilidad y buena soldabilidad.
- Buena resistencia mecánica.

Tabla 26

Especificaciones técnicas del acero estructural ASTM A36.

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad (ρ)	7850	kg/m ³
Módulo de elasticidad (E)	200,000	MPa
Límite de fluencia (σ_f)	250	MPa
Resistencia última (σ_u)	400 - 550	MPa

Nota. Extraído de (ACEROS AREQUIPA).

6.2.3. Buje superior

A. **Material seleccionado:** PTFE (Politetrafluoroetileno) grado alimenticio en la Tabla 27.

- Bajo coeficiente de fricción (0.05 – 0.10 frente a acero).
- Resistencia química frente a humedad, aceites y partículas del maíz.
- Inocuidad garantizada para contacto con alimentos.
- Bajo mantenimiento y larga vida útil en sistemas de fricción.

Tabla 27

Propiedades físicas y mecánicas del PTFE.

Propiedad	Valor típico	Unidad
Densidad	2.1 – 2.3	g/cm ³
Coeficiente de fricción (acero/PTFE)	0.05 – 0.10	-
Resistencia a la tracción	20 -35	MPa
Módulo de elasticidad	0.5 – 0.7	GPa
Temperatura de servicio	-200 a +260	°C

Nota. Adaptado de LANEMA, PTFE – Plásticos de uso general. Ficha técnica.

6.2.4. Apoyo inferior

A. **Material:** Propiedades del Acero estructural ASTM A36 en punta, copa y placa (Tabla 28).

- Soldable, mecanizable y de alta disponibilidad local.
- Resistencia suficiente para cargas cuasi estáticas del eje.
- Costo moderado y fácil reposición en caso de desgaste.
- En la zona de contacto, se recomienda recargue anti desgaste en el eje y recubrimiento protector con pintura en la parte expuesta.

- La copa metálica se diseña sin recubrimiento superficial, actuando como pieza sacrificable. Al ser de menor tamaño y fácil extracción, su reemplazo se simplifica, reduciendo costos y tiempo de mantenimiento.

Tabla 28

Especificaciones técnicas del acero estructural ASTM A36.

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad (ρ)	7850	kg/m ³
Módulo de elasticidad (E)	200,000	MPa
Límite de fluencia (σ_f)	250	MPa
Resistencia última (σ_u)	400 - 550	MPa

Nota. Extraído de (ACEROS AREQUIPA).

6.2.5. *Puente viga*

A. **Madera:** Propiedades del Eucalipto globulus (Tabla 29).

- Ofrece buena resistencia paralela a la fibra y una estabilidad estructural aceptable.
- Es fácil de mecanizar, lo que facilita la fabricación del acople cuadrado que conecta al eje.
- Se trata de una especie abundante y de bajo costo en el medio local, lo que asegura disponibilidad y economía.

Tabla 29

Propiedades físicas y mecánicas de la madera (Eucalyptus globulus).

Propiedad	Valor adoptado	Unidad
Densidad (ρ)	890	kg/m ³
Módulo de elasticidad (E)	12,748	MPa
Esfuerzo admisible en flexión (σ_{adm})	9.8	MPa
Esfuerzo admisible en corte (τ_{adm})	0.8	MPa
Esfuerzo admisible compresión fibra	1.5	MPa

Nota. Extraído de (Ministerio de Vivienda, 2018).

6.3. Proceso de Fabricación

En esta sección se describe el proceso de fabricación de los principales componentes del molino de piedra ecológico. En cada etapa de fabricación se considera las especificaciones técnicas señaladas previamente en el capítulo 3 cálculos de diseño estructural e hidráulico, garantizando la funcionalidad, resistencia y durabilidad del sistema.

6.3.1. Levantamiento preliminar de datos en campo

El primer paso en el proceso de construcción del molino de piedra ecológico consistió en realizar un levantamiento de datos en campo (Figura 57). Para determinar las condiciones reales del sitio y establecer los limitantes de diseño para los cálculos hidráulicos y mecánicos.

6.3.1.1. Objetivo del levantamiento

El levantamiento permitió obtener parámetros del canal de derivación, el cárcavo, la piedra de molienda y la estructura existente. Estos valores fueron empleados como base en el dimensionamiento de la rueda hidráulica, el álabe, el eje de transmisión y el puente viga (Figura 58).

Figura 57

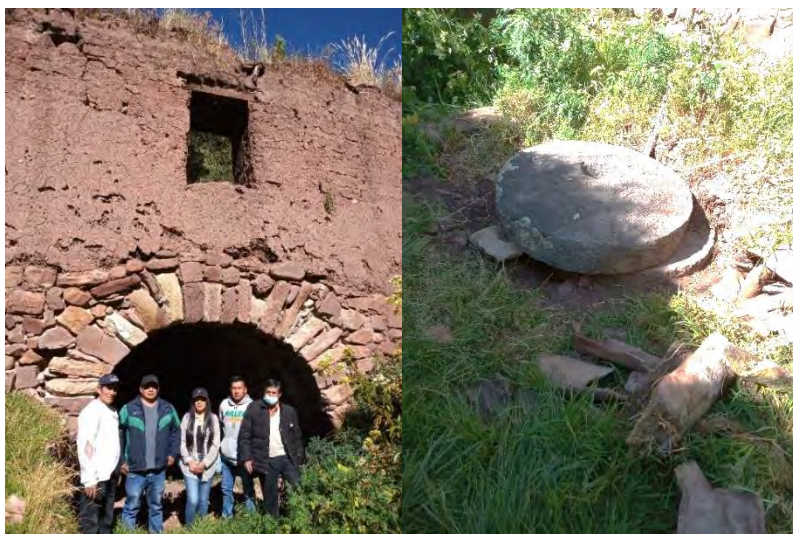
Estado situacional del molino de piedra.



Nota. Elaboración propia.

Figura 58

Estado situacional de las piedras de molienda.



Nota. Elaboración propia.

6.3.1.2. Actividades realizadas en campo

A. Limpieza inicial del sitio

Antes de iniciar las mediciones, se procedió a limpiar el área del molino, retirando maleza, lodo y escombros acumulados por años de abandono (Figura 59).

Figura 59

Limpieza de canal y piedras de molienda.



Nota. Elaboración propia.

B. Medición del canal de derivación

Para esta tarea se utilizaron herramientas sencillas como manguera de nivel, plomada y cinta métrica. Se registraron los datos del canal de derivación (Figura 60, 61):

- Pendiente del canal.
- Dimensiones transversales (ancho y altura).
- Longitud total del canal.
- Altura del punto superior e inferior.

Figura 60

Toma de datos del canal de derivación.



Nota. Elaboración propia.

Figura 61

Medición del canal y pendiente.



Nota. Elaboración propia.

C. Verificación del cárcavo

Se evidenció que, debido al abandono, el cárcavo estaba a un nivel más elevado de lo requerido, lo que hubiera impedido el correcto impacto del chorro de agua sobre el álabe. Como resultado, se planteó la necesidad de realizar excavación correctiva (Figura 62).

Figura 62

Excavación del cárcavo y toma de datos de geometría del cárcavo.



Nota. Elaboración propia.

D. Determinación de la posición de la piedra de molienda

Se comprobó que el centro de la piedra fija no coincidía con el centro de la geometría que tendría la viga (Figura 63), lo cual fue un factor determinante para rediseñar la disposición del eje de transmisión y las cargas actuantes en la viga.

Figura 63

Posicionamiento de la piedra y alineación con la viga.



Nota. Elaboración propia.

E. Limitantes identificadas

Los principales parámetros obtenidos en campo se resumen en la Tabla 30.

Tabla 30

Cuadro de limitantes de diseño establecidos.

Parámetro evaluado	Valor medido	Implicancia en el diseño
Ángulo del canal	35.72°	Define ángulo de entrada del álabe
Diámetro máximo disponible	2.0 m	Límite para la rueda hidráulica
Altura del canal (H_{canal})	6.54 m	Base para cálculo con Manning
Altura total (H_{total})	7.51 m	Potencia hidráulica disponible
Posición del cárcavo	Elevado	Requiere excavación correctiva

Nota. Elaboración propia.

F. Importancia del levantamiento de datos

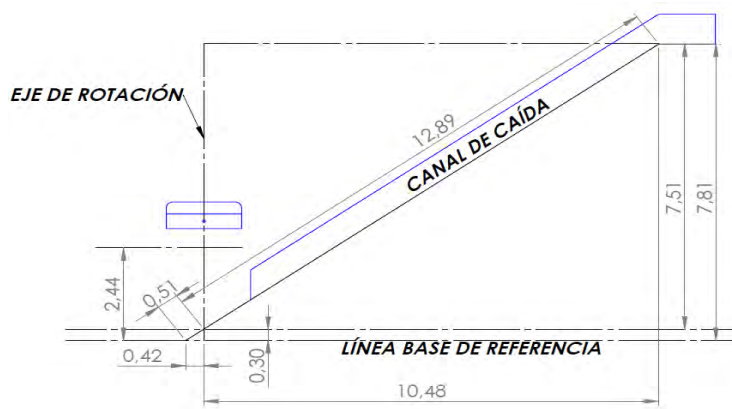
El levantamiento de datos en campo fue vital para evitar errores en el dimensionamiento. Por ejemplo:

- De no haberse verificado el cárcavo, la rueda se hubiera calculado con una cota incorrecta.
- La pendiente real del canal permitió validar el ángulo de entrada del álabe.
- La desalineación de la piedra obligó a ajustar la posición del eje en el puente viga.

Estos parámetros fueron integrados en el modelo preliminar en SolidWorks (Figura 64), lo que confirmó la necesidad de excavación y ajustes estructurales antes de la fabricación.

Figura 64

Modelo preliminar en SolidWorks.



Nota. Elaboración propia.

En conclusión, el levantamiento de datos en campo permitió establecer los límites físicos y geométricos del sitio, asegurando que el diseño del molino de piedra ecológico se adapte a las condiciones reales de operación. Esta etapa inicial fue determinante para identificar la necesidad de excavación en el cárcavo, conocer la posición del eje respecto a la viga y confirmar el diámetro máximo de la rueda hidráulica. Con esta información, se procedió a la fabricación de los componentes principales, iniciando con la rueda hidráulica y sus elementos, los cuales se detallan en el siguiente apartado.

6.3.2. Rueda hidráulica

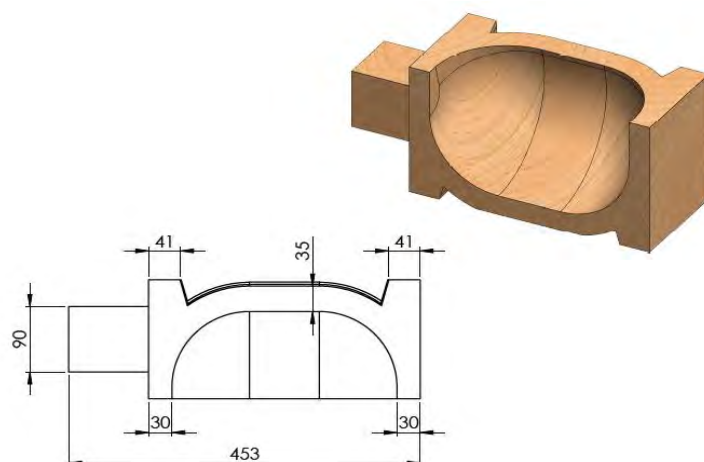
La rueda hidráulica es el componente central del sistema, puesto que es el encargado de transformar la energía del agua en energía mecánica para transmitirla al eje vertical. Su fabricación comprende tres componentes principales: elaboración de álabes, construcción de los segmentos de la rueda y el acople central entre la rueda y el eje de transmisión.

6.3.2.1. Modelamiento del alabe

La fabricación del álabe se inicia a partir del perfil definido en el diseño hidráulico (ver Capítulo V). Dicho perfil fue modelado en el software SolidWorks (Figura 65), con el fin de obtener una representación tridimensional que permita visualizar el acabado final y verificar las dimensiones antes de proceder a la fabricación física

Figura 65

Modelamiento 3D del alabe.



Nota. Elaboración propia.

6.3.2.2. Fabricación de los álabes.

Para la fabricación de los álabes se utilizó madera Aliso (*Alnus acuminata* Kunth), seleccionada por su resistencia a la humedad, durabilidad en contacto con agua y facilidad de trabajabilidad (Figura 66), según lo descrito en el apartado de Especificaciones técnicas del álabe.

La forma del álabe fue definida en el Capítulo IV, sección 4.5.10 (Diseño de la forma del álabe), donde se obtuvo el perfil hidráulico a partir del triángulo de velocidades de entrada y salida. Este perfil se validó mediante modelamiento en SolidWorks, lo cual permitió generar una plantilla para el tallado.

- Con las medidas ya definidas, se procedió a la búsqueda del árbol de aliso en campo, realizando el corte y trozado de acuerdo con las secciones requeridas. Posteriormente, se llevaron las piezas a taller para su fabricación:

Figura 66

Corte del árbol de aliso para obtener la madera de los álabes.



Nota. Elaboración propia.

- Se tallaron manualmente los perfiles con formón, utilizando la plantilla diseñada para garantizar que el canal de paso del agua siguiera el ángulo calculado (Figura 67).

Figura 67

Tallado manual de alabes con formón, empleando plantilla del perfil hidráulico.



Nota. Elaboración propia.

- Se elaboró un total de 25 álabes, que luego fueron rectificados en máquinas de carpintería para asegurar uniformidad en las espigas y ensambles (Figura 68, 69).

Figura 68

Rectificación de alabes en máquinas de carpintería.



Nota. Elaboración propia.

Figura 69

Rectificación de espigas de los álabes en taller de carpintería.



Nota. Elaboración propia.

6.3.2.3. Segmentos de rueda

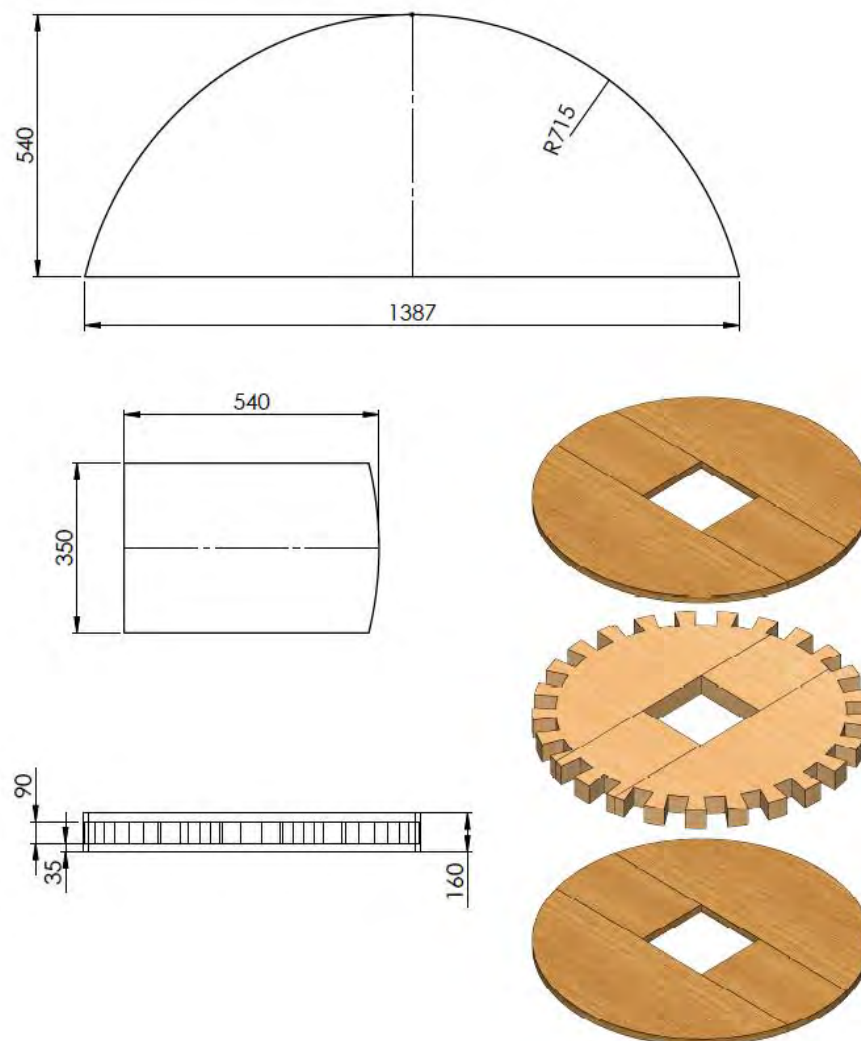
La madera seleccionada para la rueda hidráulica fue madera Ana (Couratari sp.), adquirida en las barracas de madera de la ciudad de Cusco. Según lo informado por los proveedores, el ancho máximo de las piezas disponibles es de 80 cm, lo cual imposibilita la fabricación de la rueda en una sola pieza maciza.

Por esta razón, se tomó la decisión de adoptar un sistema de construcción modular en segmentos de madera, que permite:

- a) Superar la limitación dimensional del material.
 - b) Facilitar el transporte, montaje y mantenimiento.
 - c) Reemplazar de manera independiente los segmentos en caso de desgaste.
- En primer lugar, se realizó el modelamiento de los segmentos en SolidWorks, definiendo las dimensiones, geometría circular y las uniones con espigas que permitirían el montaje de los álaves (Figura 70).

Figura 70

Modelamiento 3d de la rueda y los segmentos.



Nota. Elaboración propia.

- De igual forma se realizó el corte y tallado de las uniones con las espigas de alabe de acuerdo a los planos del modelado (Figura 71).

Figura 71

Corte y tallado de segmentos de rueda.



Nota. Elaboración propia.

- Posteriormente, los segmentos fueron ensamblados para dar forma al aro de la rueda, asegurando la geometría circular necesaria para el montaje de los álaves (Figura 72).

Figura 72

Ensamblaje de segmentos y montaje de alabes.



Nota. Elaboración propia.

6.3.2.4. Acople central entre rueda y eje de transmisión

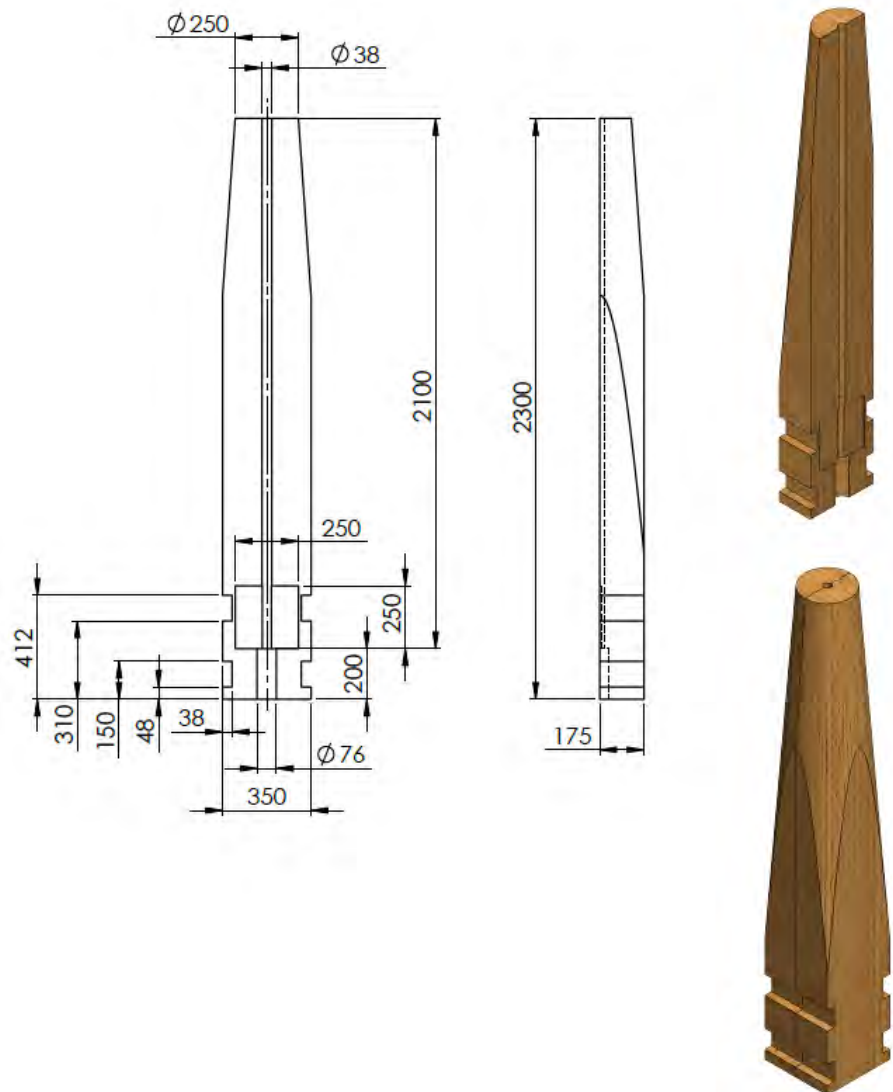
Para este elemento se seleccionó madera Eucalipto globulus (*Eucalyptus globulus*), debido a su alta disponibilidad en la zona, resistencia estructural adecuada y bajo costo.

El acople central tiene el objetivo de transmitir el torque generado por la rueda hidráulica hacia el eje vertical, asegurando la unión firme entre ambos componentes.

- En primer lugar, se realizó el modelamiento del acople en SolidWorks (Figura 73), definiendo la geometría en forma de cubo rectangular y el alojamiento para el eje con aletas soldadas (ver Capítulo V, diseño mecánico).

Figura 73

Modelamiento 3D del acople central en SolidWorks.



Nota. Elaboración propia.

- Posteriormente, se procedió con la fabricación del acople en dos piezas de madera (Figura 74), que juntas forman el cubo de acople. el corte y tallado se realizaron de manera manual, apoyándose en herramientas de carpintería para asegurar la precisión en las dimensiones.

Figura 74

Tallado del acople central.



Nota. Elaboración propia.

- Finalmente, ambas piezas se unieron mediante abrazaderas metálicas (Figura 75), con el fin de mantenerlas firmemente acopladas y garantizar la transmisión de torque sin holguras.

Figura 75

Ensamblaje del acople central y su unión al eje.



Nota. Elaboración propia.

6.3.3. Eje de transmisión

El eje de transmisión es el componente central encargado de transferir la energía mecánica desde la rueda hidráulica hacia la piedra de molienda. Su diseño fue desarrollado en el Capítulo V – Diseño Mecánico, donde se determinó que el diámetro nominal requerido es 50,8 mm (2”), valor que corresponde a una barra comercial de acero, por lo que se evitó la necesidad de torneado para alcanzar la medida final.

- Material empleado: acero estructural ASTM A36, de alta disponibilidad local, resistencia suficiente para cargas cuasi estáticas y costo moderado.
- Configuración adoptada: por motivos de diseño y mantenimiento, el eje se compone de una barra principal y un acople inferior que integra la punta esférica, considerándose ambos como un solo elemento en los cálculos de

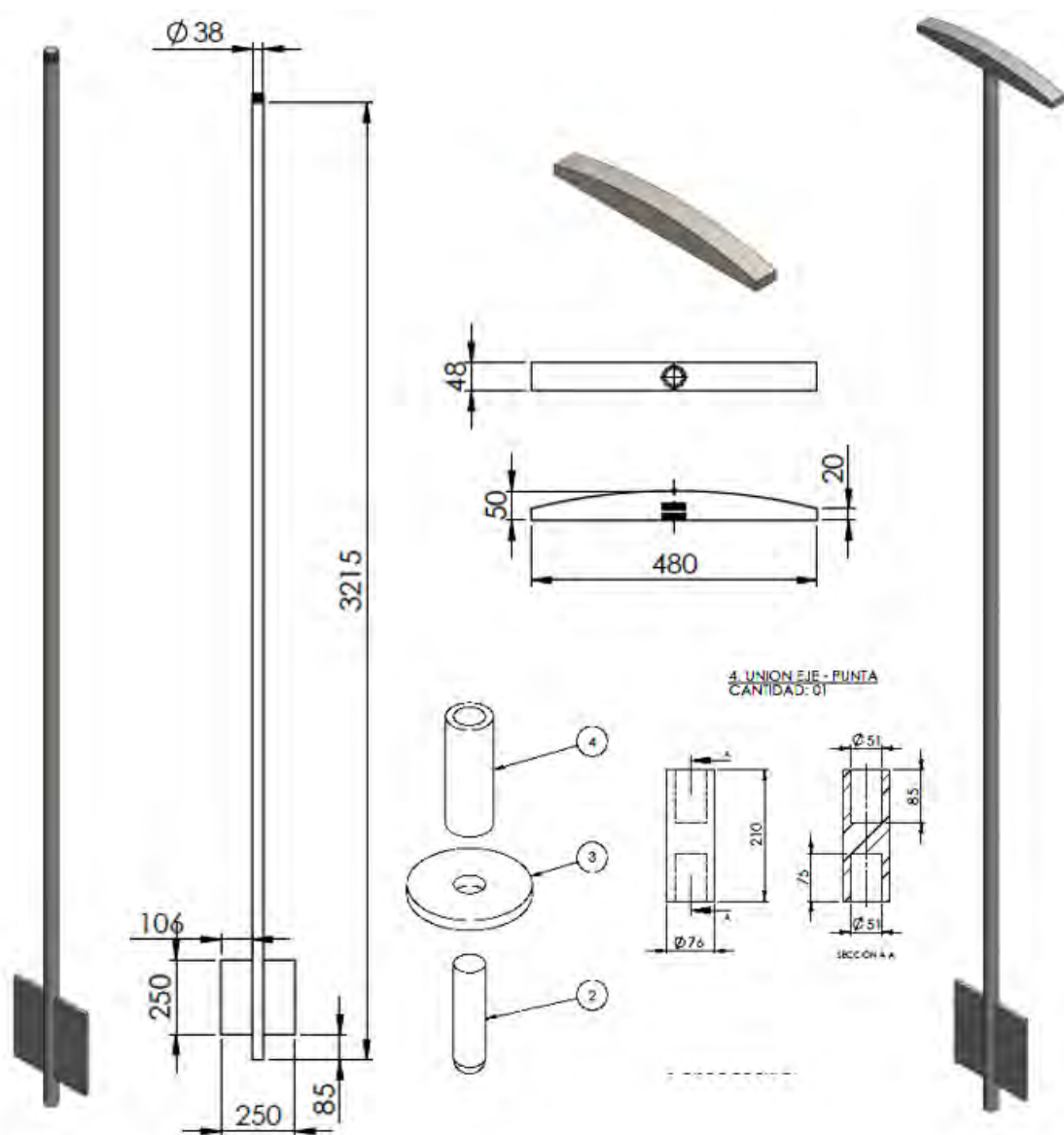
resistencia. Esta decisión permite que, en caso de desgaste, la punta esférica pueda ser reemplazada sin necesidad de cambiar todo el eje.

6.3.3.1. Modelamiento del eje de transmisión

Se definieron en SolidWorks las dimensiones generales del eje y los detalles de los acoples mostrados en la Figura 76.

Figura 76

Modelamiento 3D del eje de transmisión.



Nota. Elaboración propia.

- La unión inferior con la punta esférica y copa metálica.
- El acople superior en forma de “T”, encargado de engranar con el encastre cuadrado de la piedra de molienda.

6.3.3.2. Fabricación y ensamble

A. Acople inferior y punta esférica

Se mecanizó y ensambló un acople metálico que permite unir la barra principal con la punta esférica (Figura 77). Este acople garantiza continuidad estructural y facilita el desmontaje en caso de desgaste.

Figura 77

Fabricación de acople y punta esférica.



Nota. Elaboración propia.

B. Soldadura de aletas y mecanizado superior

Posteriormente se realizó la soldadura de las aletas al eje de transmisión y el mecanizado en el extremo superior del acople a la barra en T que transmitirá el movimiento a la piedra de molienda (Figura 78).

Figura 78

Aletas soldadas al eje y mecanizado de extremo superior del eje para acople.



Nota. Elaboración propia.

C. Montaje preliminar y verificación de alineamiento

Finalmente se realizó el Montaje preliminar y verificación del alineamiento del eje dentro de los apoyos (bujes superior e inferior), asegurando un giro estable y libre de vibraciones (Figura 79).

Figura 79

Montaje del eje y verificación de alineamiento.



Nota. Elaboración propia.

6.3.4. Eje regulador

El eje regulador es el componente encargado de variar la altura de la piedra de molienda, para ajustar la separación entre las piedras y por ende la finura de la harina producida. Su diseño fue desarrollado en el Capítulo V – Diseño Mecánico, donde se determinó que el diámetro nominal de diseño corresponde a una rosca trapezoidal ACME $\frac{3}{4}$ - 6, fabricada en acero estructural ASTM A36.

- Material empleado: acero estructural ASTM A36, de buena resistencia, fácil mecanizado y alta disponibilidad local.
- Rosca seleccionada: ACME $\frac{3}{4}$ - 6 normalizada, por su mayor capacidad de carga, durabilidad y condición de autobloqueo

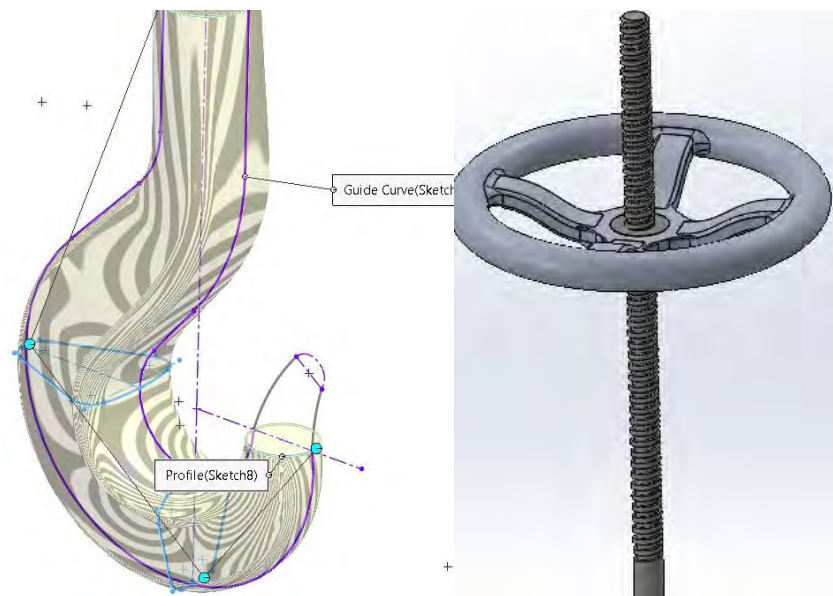
6.3.4.1. Modelamiento

Se realizó en SolidWorks el modelamiento del vástago con sus dos zonas diferenciadas:

- Parte superior: roscado trapezoidal ACME $\frac{3}{4}$ - 6, mecanizado en torno, que permite el acoplamiento con la tuerca de regulación (Figura 80).
- Parte inferior: gancho forjado, diseñado para engancharse a la “oreja” metálica fijada en la viga de apoyo (Figura 81).

Figura 80

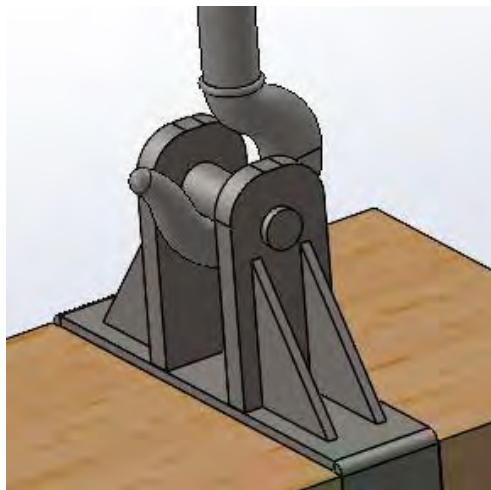
Modelamiento de gancho y rosca ACME.



Nota. Elaboración propia.

Figura 81

Modelamiento de oreja de izaje de viga.



Nota. Elaboración propia.

6.3.4.2. Fabricación y ensamble

A. Forja del extremo inferior

La parte inferior del eje fue sometida a un proceso de forja manual para darle forma de gancho (Figura 82). Este gancho permite engancharse en la oreja metálica soldada a la viga de apoyo derecho, posibilitando la elevación controlada.

Figura 82

Forjado manual de eje para dar forma al gancho.



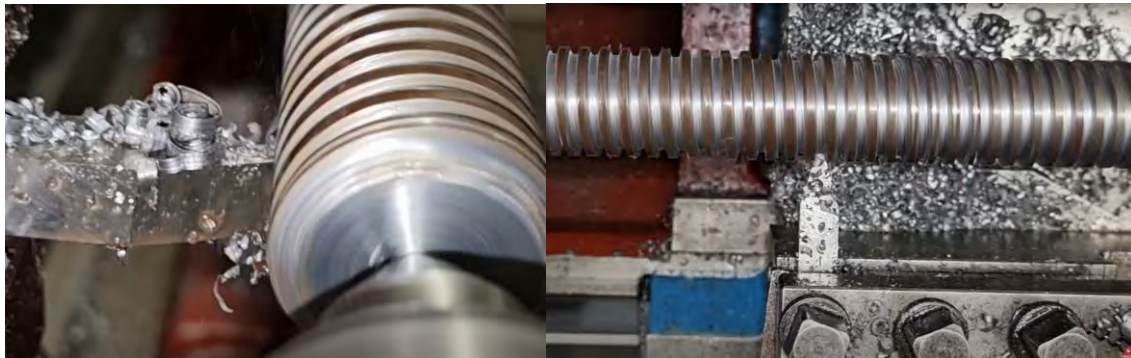
Nota. Elaboración propia.

B. Torneado del extremo superior

En la parte superior del eje se mecanizó la rosca trapezoidal ACME $\frac{3}{4}$ - 6 en torno, permitiendo el acoplamiento con la tuerca de regulación normalizada (Figura 83).

Figura 83

Torneado de rosca ACME $\frac{3}{4}$ -6.



Nota. Elaboración propia.

C. Montaje con la viga

Para el montaje, se colocó en la viga una abrazadera metálica y en ella la oreja de izaje, donde se engancha el gancho forjado del eje de regulación (Figura 84). Al girar manualmente la tuerca de regulación, el eje se desplaza verticalmente, generando la elevación de la viga y, con ello, el ajuste de la piedra.

Figura 84

Montaje del eje regulador con la viga de apoyo.



Nota. Elaboración propia.

6.3.5. Puente viga

El puente viga constituye el elemento estructural principal encargado de soportar al eje de transmisión y transmitir las cargas hacia los muros del cárcavo. Este componente fue dimensionado en el Capítulo V – Diseño Estructural, donde se verificaron los esfuerzos de flexión, corte, aplastamiento y deformación de acuerdo con la Norma Técnica E.010 – Madera del Reglamento Nacional de Edificaciones.

- Material empleado: madera *Eucalyptus globulus*, seleccionada por su resistencia estructural, durabilidad y amplia disponibilidad en la zona.
- Dimensiones adoptadas: sección cuadrada de 30 × 30 cm y longitud total de 3,60 m, de acuerdo con las medidas tomadas en campo para que encaje en los alojamientos existentes del cárcavo.

6.3.5.1. Corte y preparación de la viga

Debido a las dimensiones requeridas, esta pieza fue obtenida directamente en una maderera local, donde se efectuó el corte inicial de la madera (Figura 85). Posteriormente, se aplicaron trabajos de escuadrado y cepillado para asegurar una sección uniforme a lo largo de toda la pieza.

Figura 85

Corte de la viga de madera.



Nota. Elaboración propia.

6.3.5.2. Colocación de abrazaderas metálicas

Con el fin de evitar deformaciones por la humedad y garantizar la estabilidad dimensional en condiciones de operación, se colocaron cuatro abrazaderas metálicas distribuidas uniformemente a lo largo de la viga. Estas abrazaderas actúan como refuerzo perimetral, mejorando la rigidez y la durabilidad del componente (Figura 86).

Figura 86

Colocación de abrazaderas metálicas en el puente viga.



Nota. Elaboración propia.

6.3.5.3. Instalación en el cárcavo

Finalmente, la viga fue instalada en los alojamientos laterales del cárcavo, previamente verificados durante la toma de medidas en campo (Figura 87). La correcta alineación de la viga aseguró que el eje de transmisión quedara perfectamente centrado, permitiendo un funcionamiento estable del molino.

Figura 87

Instalación del puente viga en los apoyos del cárcavo.



Nota. Elaboración propia.

6.3.6. Apoyo inferior

El apoyo inferior es el punto principal de transmisión de la carga axial del eje, la rueda hidráulica y la piedra de molienda hacia el puente viga. Para su fabricación se seleccionó acero estructural ASTM A36, material de alta disponibilidad local, buena soldabilidad y resistencia suficiente para las cargas del sistema.

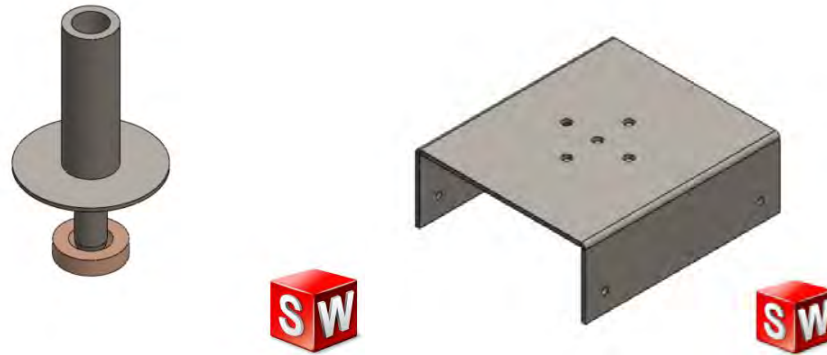
6.3.6.1. Modelamiento del apoyo inferior

Se realizó el modelamiento 3D en SolidWorks, definiendo la geometría de la base esférica y la placa distribuidora en forma de “U”, la cual asegura un contacto estable con la viga y permite una correcta distribución de cargas (Figura 88). La unión entre ambos

componentes se resolvió mediante pines guía, evitando la necesidad de uniones atornilladas en la base metálica.

Figura 88

Modelamiento 3D del apoyo inferior (punta esférica y placa distribuidora).



Nota. Elaboración propia.

6.3.6.2. Fabricación del apoyo inferior

- La base esférica fue mecanizada en torno a partir de acero A36, asegurando una superficie uniforme para el contacto con la punta esférica del eje de transmisión (Figura 89).
- En paralelo, se fabricó la placa distribuidora en forma de U, dimensionada para encajar perfectamente sobre la viga de eucalipto.
- La fijación de la placa a la viga se realizó mediante pernos autorroscantes, garantizando rigidez y estabilidad en los perfiles laterales.
- La punta esférica quedó sujeta a la placa distribuidora mediante pines guía, permitiendo un montaje firme y, al mismo tiempo, reemplazable en caso de desgaste.

Figura 89

Base esférica mecanizada y placa distribuidora instalada en viga.



Nota. Elaboración propia.

6.3.6.3. Montaje del apoyo inferior

Finalmente, se ensambló el conjunto (placa + base esférica) en el extremo inferior del eje, verificando la correcta alineación con el buje superior y asegurando un giro estable (Figura 90).

Figura 90

Montaje del apoyo inferior en el puente-viga.



Nota. Elaboración propia.

6.3.7. Buje superior

El buje superior tiene como función principal guiar el eje de transmisión en su parte superior, estabilizándolo frente a cargas radiales generadas por la acción del chorro de agua sobre los álabes y el movimiento de la rueda hidráulica. Actuando como guía lateral para mantener el eje en posición durante el giro.

Para su construcción se seleccionó PTFE (politetrafluoroetileno) de grado alimenticio, tal como se detalló en las especificaciones de materiales.

El casquillo de PTFE se insertó dentro de un soporte de madera aliso (*Alnus acuminata* Kunth), lo que garantiza inocuidad al estar en contacto indirecto con el grano, además de ser este material tradicionalmente empleado en utensilios de cocina.

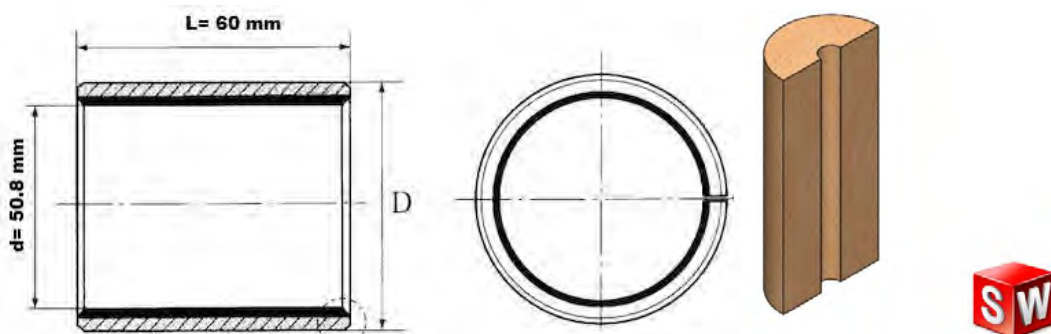
6.3.7.1. Modelamiento del buje superior

Se realizó el modelamiento en SolidWorks (Figura 91), definiendo las dimensiones calculadas en el diseño mecánico (Capítulo V), considerando:

- Diámetro interior correspondiente al eje de transmisión (50,8 mm).
- Longitud de 60 mm, suficiente para asegurar el guiado sin deformaciones.
- Ensamble dentro de un bloque de madera aliso que facilita el montaje y reemplazo.

Figura 91

Modelamiento 3D del buje superior y su inserción en soporte de madera aliso.



Nota. Elaboración propia.

6.3.7.2. Fabricación del buje superior

- El buje de PTFE fue mecanizado en torno a las dimensiones definidas en el cálculo (Figura 92).
- El soporte de madera aliso fue trabajado para alojar el casquillo, garantizando una fijación firme y centrada.
- El conjunto fue verificado en taller, asegurando la holgura mínima necesaria para el correcto deslizamiento del eje.

Figura 92

Proceso de mecanizado del buje en torno.



Nota. Elaboración propia.

6.3.7.3. Montaje del buje superior

El casquillo insertado en su soporte de madera aliso se instaló en el orificio de la piedra inferior fija, funcionando como guía estable del eje. Esto garantiza un giro uniforme, sin vibraciones y con bajo mantenimiento (Figura 93).

Figura 93

Montaje del buje superior en la piedra de molienda.



Nota. Elaboración propia.

6.3.8. Ensamblaje general del molino de piedra ecológico

El ensamblaje general consistió en la unión de todos los componentes previamente fabricados: rueda hidráulica, eje de transmisión, eje regulador, puente viga, apoyo inferior y buje superior (Figura 94, 95, 96, 97 y 98). El proceso se realizó de forma secuencial, garantizando la correcta alineación de los elementos y el ajuste preciso en cada unión.

Figura 94

Instalación del puente viga en el cárcavo como soporte principal.



Nota. Elaboración propia.

Figura 95

Montaje del apoyo inferior (punta esférica y placa distribuidora) en la parte central de la viga.



Nota. Elaboración propia.

Figura 96

Colocación del eje de transmisión vertical sobre el apoyo inferior y verificación de alineamiento.



Nota. Elaboración propia.

Figura 97

Instalación del buje superior y su fijación en la piedra inferior fija.



Nota. Elaboración propia.

Figura 98

Instalación del buje superior y su fijación en la piedra inferior fija.



Nota. Elaboración propia.

1. Ensamblaje de la rueda hidráulica (segmentos + álabes + acople central) en la parte inferior del eje (Figura 99).

Figura 99

Ensamblaje de la rueda hidráulica (segmentos + álabes + acople central) en la parte inferior del eje.



Nota. Elaboración propia.

2. Montaje del eje regulador y su acople al extremo de la viga para regular la luz de trabajo entre las piedras (Figura 100).

Figura 100

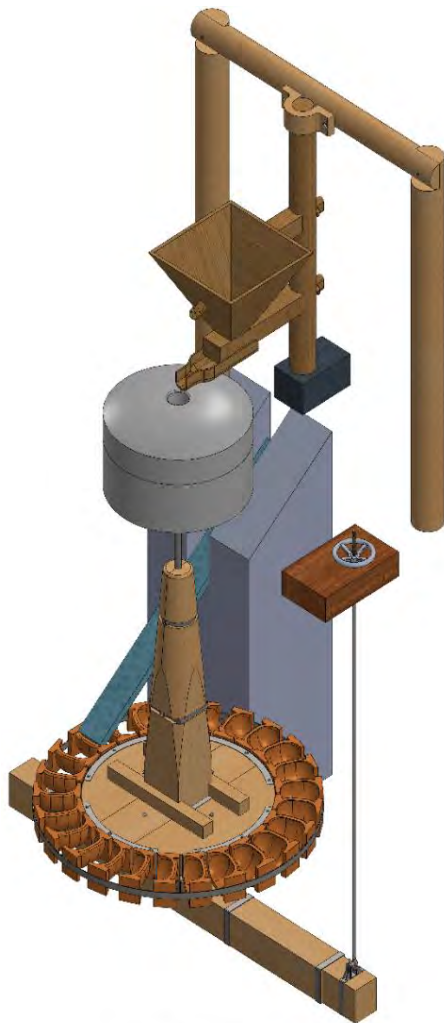
Montaje del eje regulador y su acople al extremo de la viga para regular la luz de trabajo entre las piedras.



Nota. Elaboración propia.

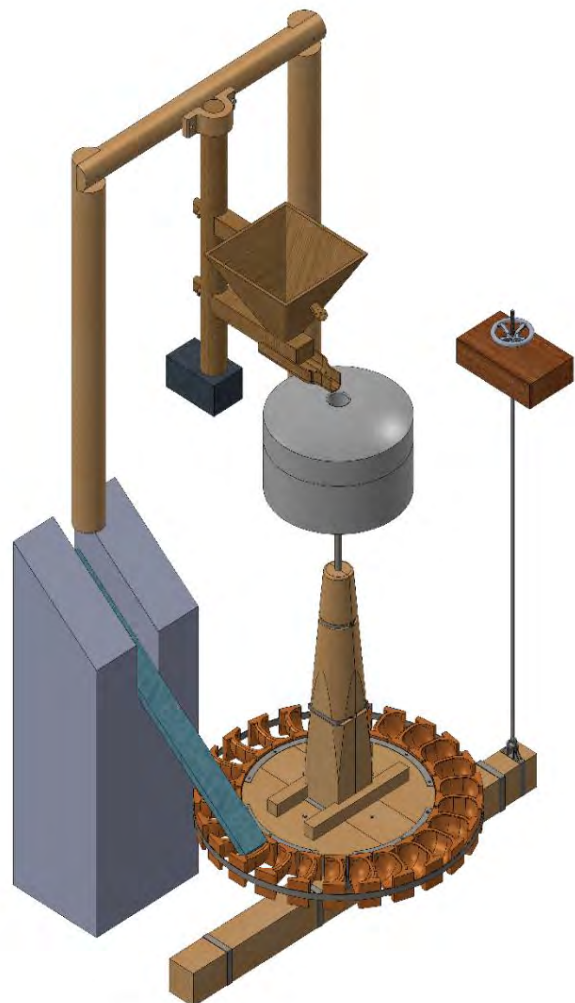
Figura 101

Vista general del ensamble.



VISTA ISOMETRICA
LADO DERECHO

Nota. Elaboración propia.



VISTA ISOMETRICA
LADO IZQUIERDO

CAPITULO VII

COSTOS DE FABRICACIÓN DE LA RUEDA HIDRÁULICA.

En este capítulo se presenta el análisis de los costos de fabricación de la rueda hidráulica del molino de piedra ecológico. Los costos se dividen en tres categorías: materiales, mano de obra y costos generales (Tabla 31, 32 y 33). Para lo cual los materiales fueron obtenidos en el mercado local y nacional.

Tabla 31

Costos de materiales.

Ítem	Descripción	UM	Cant	P.U. (S/)	Total (S/)
1.00	ALABES				
1.1	Árbol de madera Aliso	Und	1	S/ 450.00	S/ 450.00
	Sub total				S/ 450.00
2.00	RUEDA HIDRÁULICA				
2.01	Tablón de madera ANA en barraca a pedido (70 cm x 20 cm x 4.5 m	Und	1	S/ 680.00	S/ 680.00
2.02	Plancha de acero A36 para segmentos de fijación de rueda 1/8	Und	1	S/ 320.00	S/ 320.00
2.03	Plancha de acero A36 para anillo de fijación de rueda. 1/4	Und	1	S/ 380.00	S/ 380.00
	Sub total				S/ 1,380.00
3.00	ACOPLE CENTRAL DE RUEDA Y EJE				
3.01	Viga de eucalipto en barraca.	Und	2	S/ 250.00	S/ 500.00
3.02	Abrazadera metálica de sujeción	Und	4	S/ 30.00	S/ 120.00
	Sub total				S/ 620.00
4.00	EJE DE TRANSMISIÓN				
4.01	Barra A36 Ø2" (50.8 mm)	Und	1	S/ 980.00	S/ 980.00
4.02	Aletas de acero de 1/2 " 25 cm x 11cm	Und	2	S/ 45.00	S/ 90.00
4.03	Electrodo E7018	Kg	1	S/ 54.00	S/ 54.00
4.04	Pintura anticorrosiva	Lt	1	S/ 45.00	S/ 45.00
	Sub total				S/ 1,169.00
5.00	EJE REGULADOR				
5.01	Varilla A36 Ø19 mm	Und	1	S/ 250.00	S/ 250.00
5.02	Tuerca ACME ¾-6	Und	1	S/ 80.00	S/ 80.00
5.03	Palanca/brazo de mando	Und	1	S/ 80.00	S/ 80.00
	Sub total				S/ 410.00
6.00	PUENTE VIGA				
6.01	Viga 0.30×0.30×3.6 m	Und	1	S/ 450.00	S/ 450.00
6.02	Platina de 1/8" para Abrazaderas "U"	Und	1	S/ 80.00	S/ 80.00
	Sub total				S/ 530.00
7.00	APOYO INFERIOR				

7.01	Acero para copa esférica 3" x Ø15 cm	Und	1	S/ 220.00	S/	220.00
7.02	Placa distribuidora en "U"	Und	1	S/ 60.00	S/	60.00
7.03	Pernos autorroscantes	Und	4	S/ 5.00	S/	20.00
	Sub total				S/	300.00
8.00	BUJE SUPERIOR					
8.01	Buje PTFE grado alimenticio	Und	1	S/ 250.00	S/	250.00
8.02	Alojamiento/porta-buje (aliso)	Und	1	S/ 80.00	S/	80.00
	Sub total				S/	330.00
9.00	OTROS					
9.01	Tornillería general, arandelas, fijadores	Glb	1	S/ 120.00	S/	120.00
9.02	Transporte y logística	Glb	1	S/ 300.00	S/	300.00
	Sub total				S/	420.00
	TOTAL				S/ 5,609.00	

Nota. Elaboración propia.

Tabla 32

Costos de maquinado y procesos de fabricación.

Ítem	Descripción	UM	Cant	P.U. (S/)		Total (S/)	
1.00	ALABES						
1.01	Tallado de alabes	Und	25	S/	150.00	S/	3,750.00
1.02	Rectificación y cortes en carpintería	Und	25	S/	20.00	S/	500.00
	Sub total					S/	4,250.00
2.00	RUEDA HIDRÁULICA						
2.01	Corte en tres tablonces de acuerdo a requerimiento en carpintería	Und	3	S/	50.00	S/	150.00
	Corte y tallar segmentos de acuerdo a plano	Und	12	S/	30.00	S/	360.00
2.02	Corte de plancha para segmentos de fijación de rueda	Und	8	S/	25.00	S/	200.00
2.03	Corte de plancha para anillo de sujeción de rueda.	Und	1	S/	40.00	S/	40.00
	Sub total					S/	750.00
3.00	ACOPLE CENTRAL DE RUEDA Y EJE						
3.01	Tallado de acuerdo a plano	Und	2	S/	150.00	S/	300.00
3.02	Construcción de abrazaderas	Und	2	S/	25.00	S/	50.00
	Sub total					S/	350.00
4.00	EJE DE TRANSMISIÓN						
4.01	Maquinado de barra para acople superior a piedra	Und	1	S/	80.00	S/	80.00
4.02	Corte y soldadura de aletas de acero	Und	2	S/	25.00	S/	50.00
4.04	Mano de obra de pintura	H-H	1	S/	25.00	S/	25.00
	Sub total					S/	155.00
5.00	EJE REGULADOR						
5.01	Maquinado de eje en torno rosca ACME	Und	1	S/	120.00	S/	120.00
5.02	Forjado manual de gacho	Und	1	S/	120.00	S/	120.00
5.03	Soldadura de palanca de mando	Und	2	S/	25.00	S/	50.00

						Sub total	S/	290.00
6.00						PUENTE VIGA		
6.01	Corte de viga en carpintería	Und	1	S/	180.00	S/		180.00
6.02	Construcción de abrazaderas	Und	4	S/	25.00	S/		100.00
						Sub total	S/	280.00
7.00						APOYO INFERIOR		
7.01	Torneado de copa esférica	Und	1	S/	120.00	S/		120.00
7.02	Corte y construcción de placa distribuidora	Und	1	S/	80.00	S/		80.00
7.03	Agujeros en placa distribuidora	4	1	S/	5.00	S/		5.00
						Sub total	S/	205.00
8.00						BUJE SUPERIOR		
8.01	Torneado de buje de PTFE	Und	1	S/	80.00	S/		80.00
8.02	Tallar centrador de madera	Und	2	S/	120.00	S/		240.00
						Sub total	S/	320.00
9.00						ACONDICIONAMIENTO DE CÁRCAVO		
9.01	Limpieza de cárcavo x 3 peones	Día	4	S/	210.00	S/		840.00
9.02	Traslado de materiales a obra x 4 peones	Día	1	S/	280.00	S/		280.00
						Sub total	S/	1,120.00
10.00						ENSAMBLAJE, INSTALACIÓN Y PUESTA EN MARCHA		
10.01	SERVICIO GENERAL	Glb	1	S/	2,500.00	S/		2,500.00
						Sub total	S/	2,500.00
						TOTAL	S/	10,220.00

Nota. Elaboración propia.

Tabla 33

Costo total de fabricación.

Ítem	DESCRIPCIÓN	Monto (S/)
1	Total materiales	S/ 5,609.00
2	Total mano de obra	S/ 10,220.00
	Costo total de fabricación	S/ 15,829.00

Nota. Elaboración propia.

CAPITULO VIII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

8.1. Conclusiones

- Para una velocidad nominal de 60 rpm ($\omega = 6.283$ rad/s), el molino de piedra presenta un torque máximo conservador de arranque de 1043.74 N·m, equivalente a 6.55 kW (8.78 HP) bajo contacto entre piedras. No obstante, al adoptar una estrategia de arranque sin carga y con separación inicial entre las piedras, el torque real se reduce a 27.23 N·m, asociado únicamente al momento de inercia de los elementos rotacionales. En régimen permanente, el torque requerido por la fricción dinámica entre las piedras y el grano es de 728.49 N·m, correspondiente a una potencia de 4.57 kW (6.13 HP), valor que representa la máxima exigencia continua del sistema y que se adopta como potencia nominal para el dimensionamiento del sistema hidráulico y mecánico del molino.
- El análisis hidráulico determinó inicialmente un caudal de 0.0949 m³/s, el cual resultó insuficiente al considerar la eficiencia real de la rueda hidráulica y el requerimiento de torque del molino. El reajuste del diseño estableció un caudal operativo de 0.113 m³/s, con el cual se obtuvo una fuerza tangencial de 731.11 N, una eficiencia hidráulica global del 71.46 %, una eficiencia de la rueda del 76.9 % y una potencia mecánica útil de 4.59 kW, superior a la potencia nominal requerida. El caudal disponible del río en condición de estiaje, de 0.698 m³/s, confirma la suficiencia del recurso hídrico y la viabilidad hidráulica del sistema.
- El diseño mecánico del molino de piedra ecológico presenta un comportamiento estructural seguro y funcional en todos sus componentes. El eje principal, de 50.8 mm de diámetro y fabricado en acero ASTM A36, cumple los criterios de resistencia combinada según Von Mises y de estabilidad frente a pandeo,

manteniendo las tensiones por debajo del límite de fluencia de 250 MPa, constituyendo una solución técnica adecuada por su bajo costo y disponibilidad local. El eje regulador, diseñado para una carga axial de 6203.98 N y un factor de seguridad de 2.5, satisface los requisitos de resistencia y confiabilidad, mientras que la rosca ACME $\frac{3}{4}$ –6 garantiza una elevada capacidad de carga y operación estable. Asimismo, la viga de madera de Eucalyptus Globulus, de 30 × 30 cm y 3.30 m de luz efectiva, cumple la Norma Técnica E.010, alcanzando un factor de seguridad global $\eta = 4.622$, lo que garantiza un comportamiento estructural seguro y una adecuada vida útil.

- Finalmente, el sistema de apoyos y buje adoptado satisface los criterios de simplicidad constructiva, bajo mantenimiento y confiabilidad mecánica, resultando adecuado para las condiciones ambientales y operativas del molino de piedra ecológico.
- El molino de piedra ecológico diseñado, construido e instalado cumple con los objetivos planteados en la tesis, demostrando que es técnica, económica y ambientalmente viable. El uso de materiales locales y procesos constructivos simples permite su replicabilidad en contextos rurales, ofreciendo una alternativa sostenible para la producción de harina de maíz orgánico.

8.2. Recomendaciones

- Se recomienda la instalación de sensores e instrumentos de medición que permitan el monitoreo en tiempo real de los principales parámetros operativos del sistema de molienda, tales como caudal, velocidad de rotación, torque transmitido, presión sobre el álabe de la rueda hidráulica, entre otros, con la finalidad de optimizar el desempeño, control y evaluación del sistema.

- Se sugiere realizar ensayos experimentales de durabilidad a largo plazo de las especies de madera empleadas (aliso, ana caspi y eucalipto), considerando condiciones reales de humedad, así como la aplicación de tratamientos protectores ecológicos.
- Se recomienda establecer un plan de mantenimiento periódico que incluya el engrase manual del buje superior y la inspección del apoyo inferior de punta esférica, con el fin de minimizar el desgaste y garantizar la estabilidad del sistema de transmisión.
- Durante la operación del molino, se aconseja mantener un control adecuado de la separación entre las piedras de molienda mediante el eje regulador, evitando contactos excesivos que puedan generar esfuerzos innecesarios y desgaste prematuro de las superficies de molienda.
- Para futuros estudios, se propone realizar un análisis comparativo de costos entre diferentes materiales locales alternativos, con el objetivo de optimizar la inversión sin comprometer el funcionamiento ni la sostenibilidad del sistema.
- Finalmente, se recomienda la ejecución de pruebas experimentales en condiciones reales de operación, evaluando caudal, eficiencia global y potencia transmitida, con el fin de contrastar los resultados teóricos y aportar mejoras al diseño propuesto.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ACEROS AREQUIPA. (s.f.). Propiedades mecánicas del acero estructural (A36). *Hoja técnica / Catálogo de productos*.
- Anbu, A. (2014). Strength and durability properties of granite powder concrete. *Journal of Civil Engineering Research*.
- Beer, F. P., Johnston, E. R., & DeWolf, J. &. (s.f.). *Resistencia de materiales*. McGraw-Hill.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (9 ed.). McGraw-Hill Education.
- Cappelli, A., Olivia, N., & Cini, E. (2020). Stone milling versus roller milling: A systematic review of the effects on wheat flour quality, dough rheology, and bread characteristics. *Trends in Food Science & Technology*, 147-155.
doi:doi.org/10.1016/j.tifs.2020.01.008
- Chadwick, A., Morfett, J., & Borthwick, M. (2013). *Hydraulics in Civil and Environmental Engineering, 5th Edition*. Boca Raton: CRC Press.
- Chaudhry, M. H. (2008). *Open Chanel Flow 2nd ed*. New York: Springer.
- Chow, V. T. (1959). *Open channel hydraulics*. New York: McGraw-Hill.
- Hasan, A. (2021). Experimental Analysis of the co-efficient of static friction between different pairs of surfaces using Horizontal Plane Apparatus. *Journal of Physics: Conference Series*. doi:10.1088/1742-6596/1950/1/012033
- Ilie, F., Cotici, C. D., & Hristache, A. F. (2023). Study of the grinding process by friction of cereal grains in stone mills. *Processes*, 13. doi:https://doi.org/10.3390/pr11123376
- LEGAZPI, J. M. (1991). *Ingenios de Madera*. Oviedo: Caja de Ahorros de Asturias.
- Mataix, C. (1982). *Mecanica de Fluidos y Maquina Hidraulicas* . Madrid: Ediciones del Castillo SA.

- Matouk, A. M., El-Kholy, M. M., & Radwan, S. M. (2003). Determination of friction coefficients for different varieties of some cereal crops. *Journal of Agricultural Sciences, Mansoura University*, 28, 6939–6955.
- Ministerio de Vivienda, C. y. (2018). *Reglamento Nacional de Edificaciones: Norma Técnica E.010 – Madera*. Ministerio de Vivienda, Construcción y Saneamiento., Lima - Perú.
- Osis Lipa, D. B., & Muñoz Fernández, A. (2022). Determinación de las Propiedades Físicas y Mecánicas de la Madera Eucalipto (*Eucalyptus globulus*), Pino (*Pinus radiata*) y Ciprés (*Cupressus lusitánica*), para su uso como Material Estructural y su Aplicación al Diseño de un Tijeral Par y Nudillo, Abancay-A. Obtenido de <http://repositorio.unamba.edu.pe/handle/UNAMBA/1147>
- Sánchez Giménez, J. (2015). *Estudio histórico, técnico de los molinos hidráulicos de Alcalá de Guadaíra*. Universidad de Sevilla, Sevilla. Obtenido de <https://idus.us.es>
- White, F. M. (2008). *Fluid Mechanics (6th ed.)*. New York.: McGraw-Hill.
- Williams, D., & Peacock, D. (2009). *Bread for the People: The Archaeology of Mills and Milling*. Rome: British School at Rome.

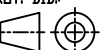
Anexos

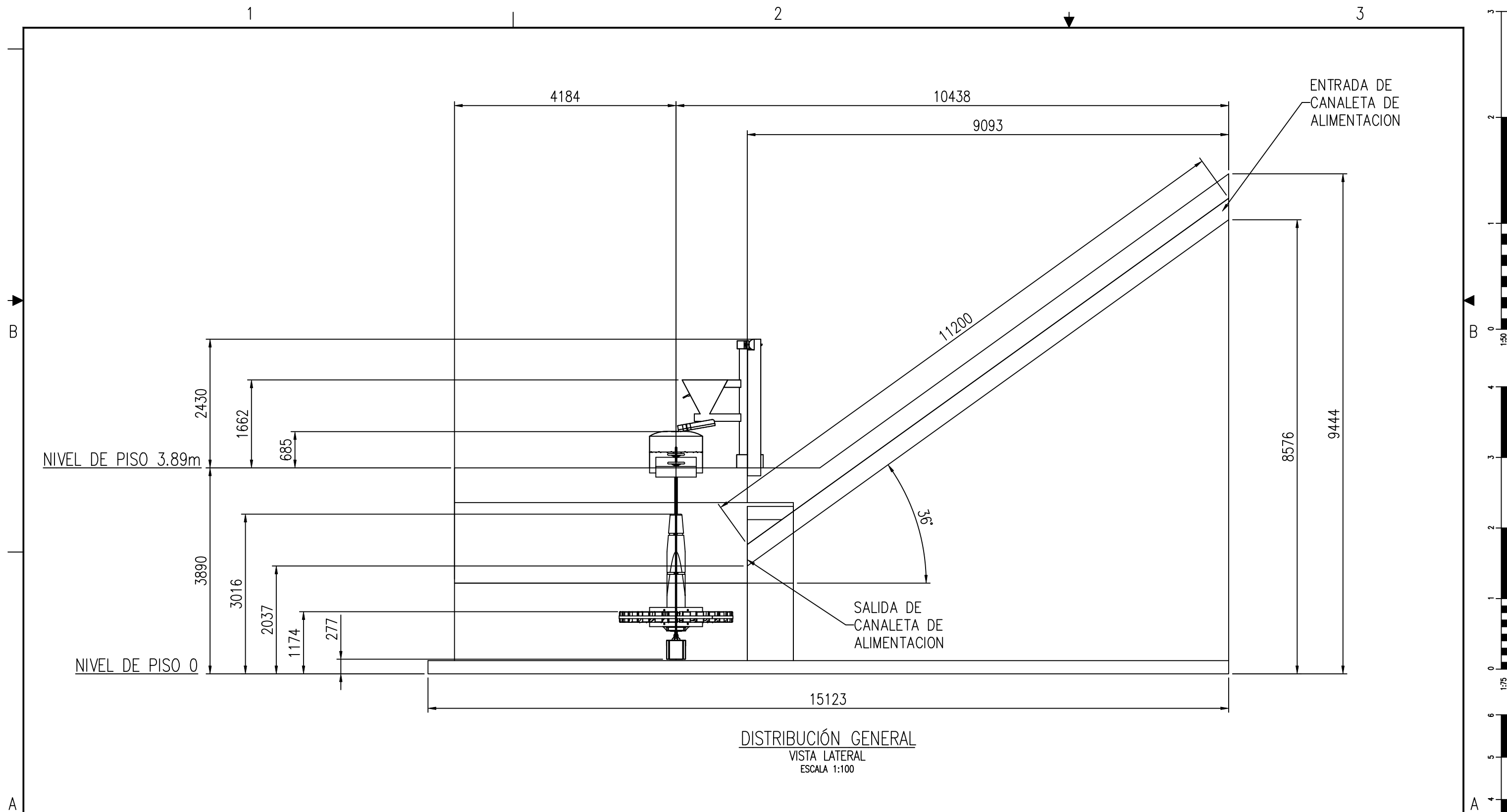
NOTAS:

1. TODAS LAS MEDIDAS SE ENCUENTRAN EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.
2. TOLERANCIA ENTRE AGUJEROS $\pm 1.5\text{mm}$
3. EL MATERIAL DE LOS COMPONENTES SE DETALLAN EN LA TABLA CORRESPONDIENTES

ISOMETRICO GENERAL
VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1:400

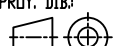
ISOMETRICO DE INSTALACION
VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1:50

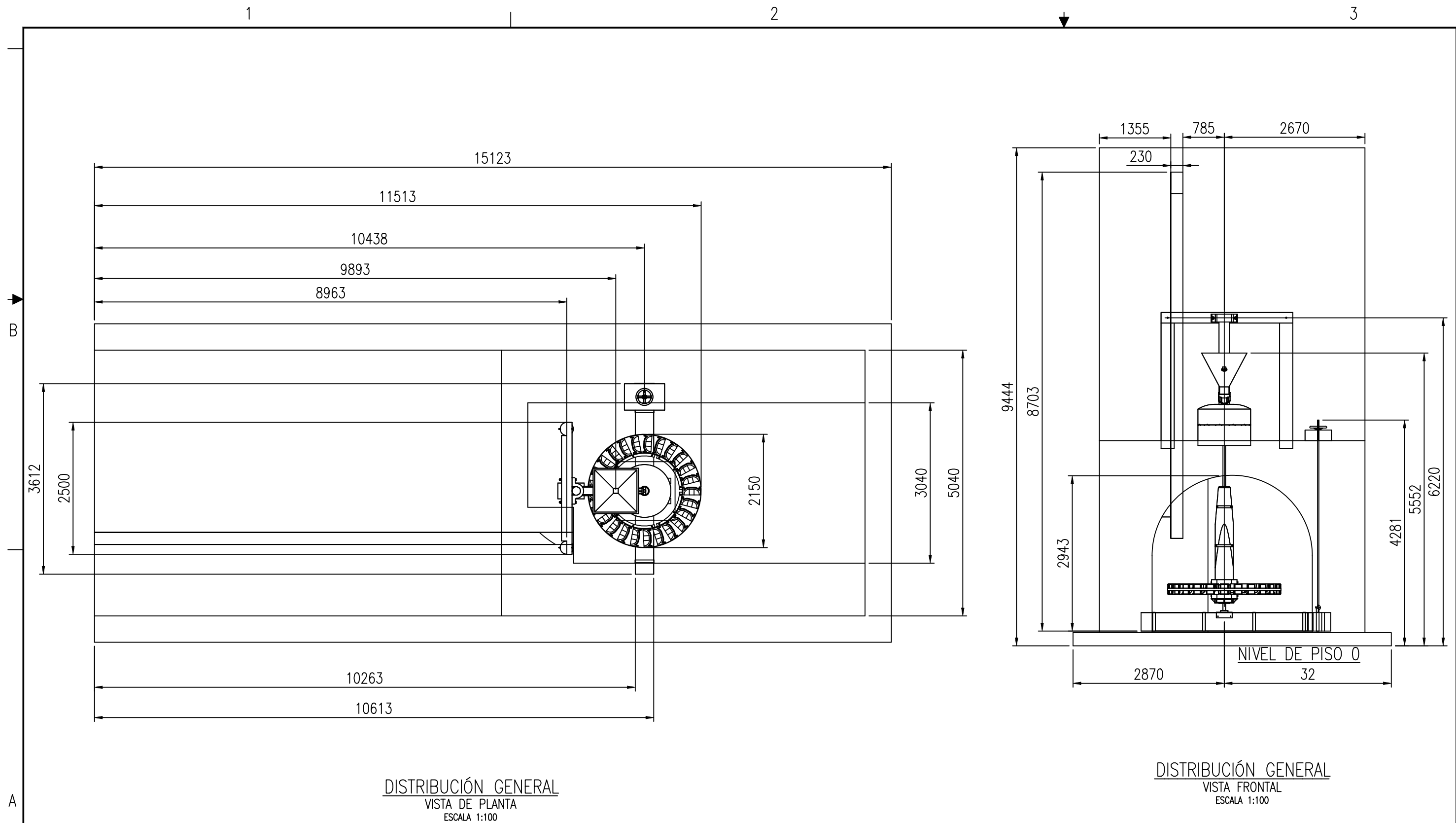
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERIA ELECTRICA, ELECTRONICA, INFORMATICA Y MECANICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		TESISTA		PROYECTO: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE MAÍZ ORGÁNICO CHAQUEPAY HUARACONDO -2023"	
  ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		NOMBRE:			
		CODIGO:		080177	
		DNI:		46536559	
		ASESOR:		M. Sc. Ing. - MACEDO SILVA, Arturo	
		PROY. DIB.:	FORMATO:	ESCALA:	NUMERO DE PLANO: PL-01-A3
			A3	INDICADA	
				REV. 1 0	



NOTAS:

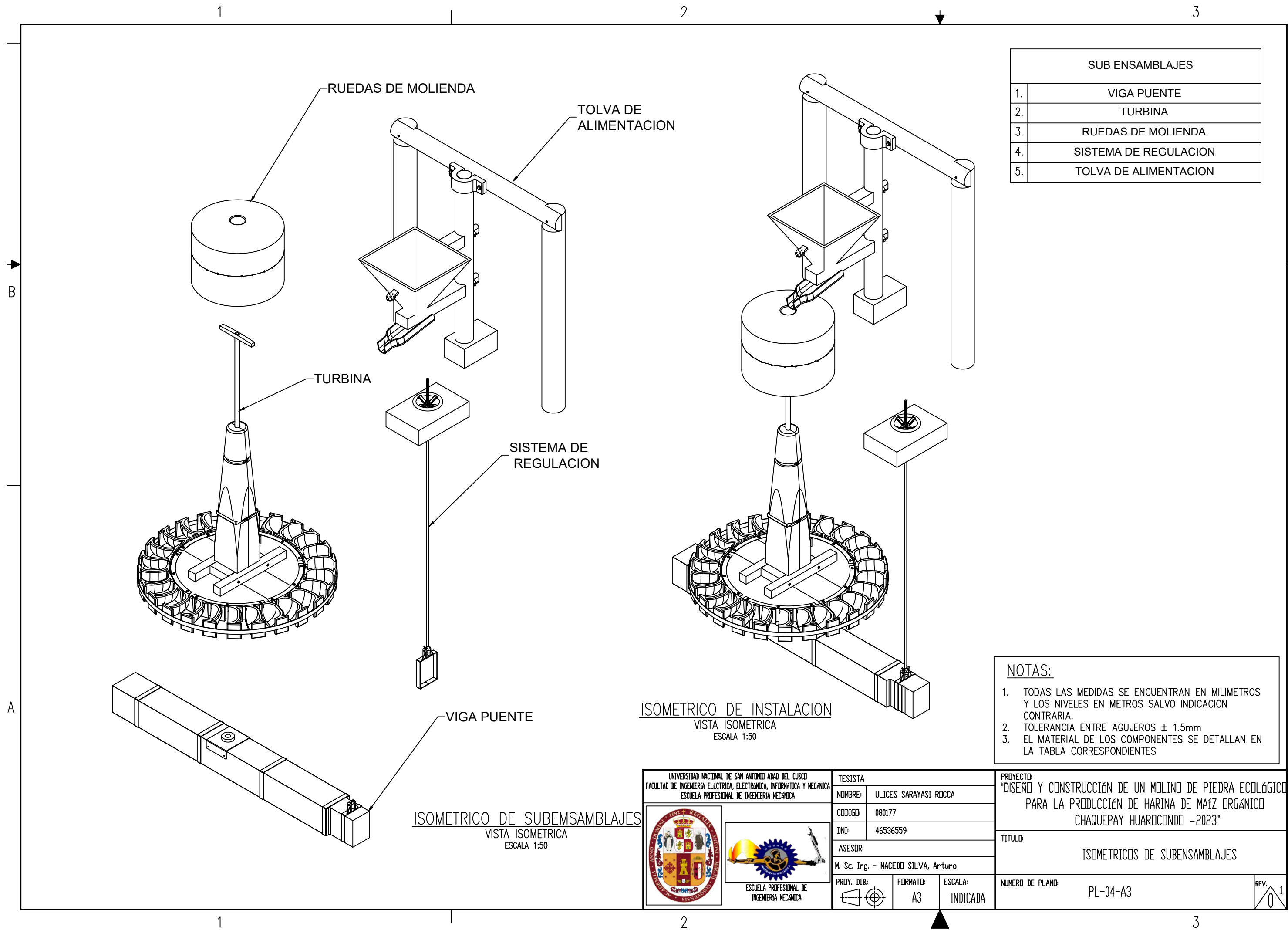
1. TODAS LAS MEDIDAS SE ENCUENTRAN EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.
2. TOLERANCIA ENTRE AGUJEROS $\pm 1.5\text{mm}$
3. EL MATERIAL DE LOS COMPONENTES SE DETALLAN EN LA TABLA CORRESPONDIENTES

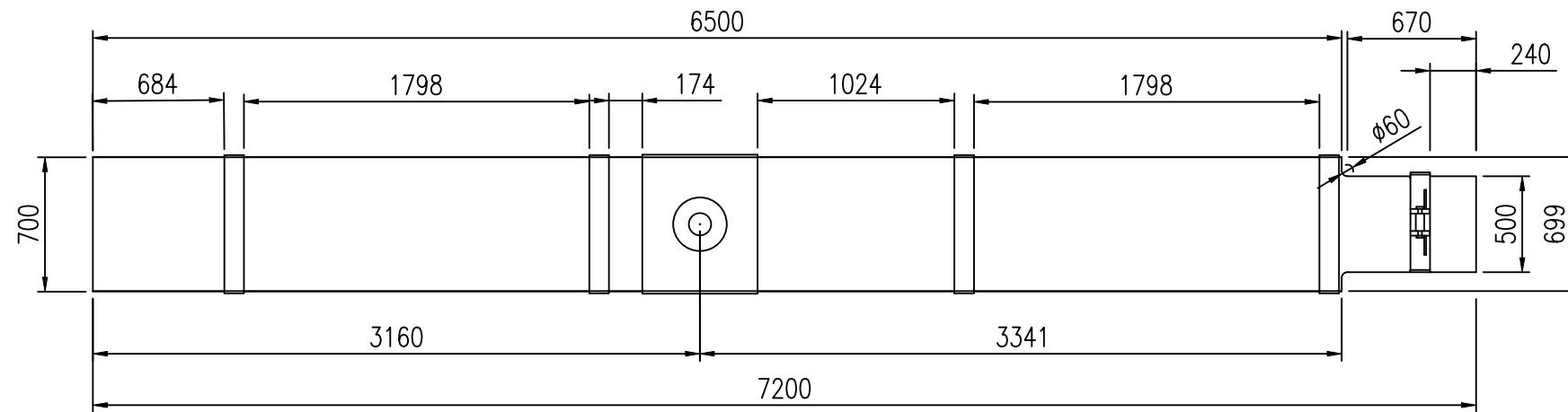
UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABADEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERIA ELECTRICA, ELECTRONICA, INFORMATICA Y MECANICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		TESISTA NOMBRE: ULICES SARAYASI ROCCA CODIGO: 080177 DNI: 46536559 ASESOR: M. Sc. Ing. - MACEDO SILVA, Arturo		PROYECTO: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO, PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE MAÍZ ORGÁNICO CHAEQUAY HUAROCONDO -2023"	
  ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA		PROY. DIB: 		TITULO: DISTRIBUCIÓN GENERAL VISTA LATERAL	
		FORMATO: A3		ESCALA: INDICADA	
		NUMERO DE PLAND: PL-02-A3		REV. 1 0	



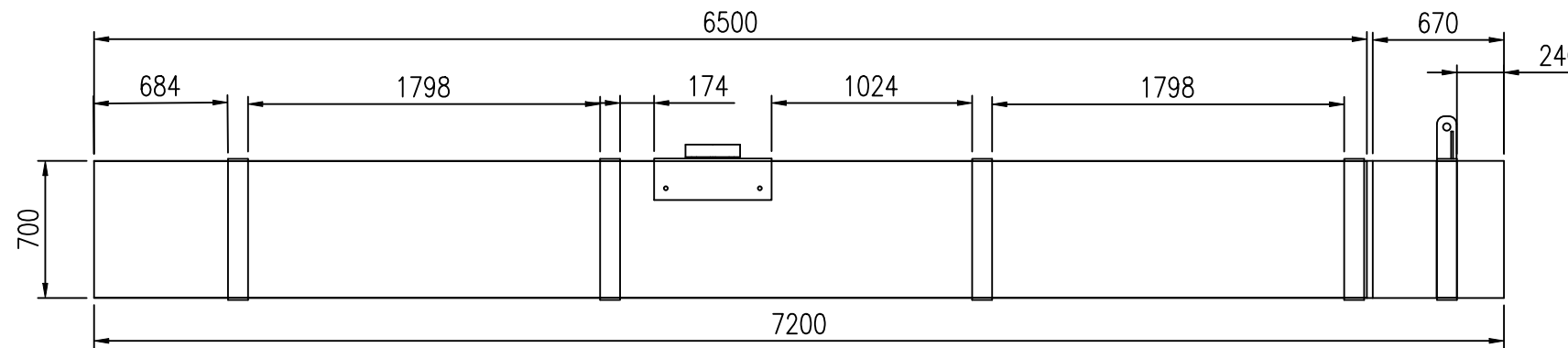
- NOTAS:**
1. TODAS LAS MEDIDAS SE ENCUENTRAN EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.
 2. TOLERANCIA ENTRE AGUJEROS $\pm 1.5\text{mm}$
 3. EL MATERIAL DE LOS COMPONENTES SE DETALLAN EN LA TABLA CORRESPONDIENTES

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		TESISTA		PROYECTO: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE MAÍZ ORGÁNICO CHAQUEPAY HUARACONDO -2023"	
  ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA		NOMBRE: ULICES SARAYASI ROCCA			
		CODIGO: 080177			
		DNI: 46536559			
		ASESOR:			
		M. Sc. Ing. - MACEDO SILVA, Arturo		TITULO: DISTRIBUCIÓN GENERAL VISTAS FRONTAL Y PLANTA	
PROY. DIB:		FORMATO: A3	ESCALA: INDICADA		
				NUMERO DE PLANO: PL-03-A3	REV. 0 1

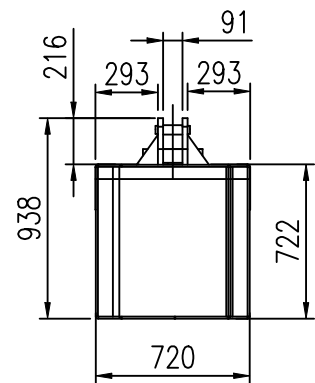




DISTRIBUCIÓN GENERAL
VISTA DE PLANTA
ESCALA 1:50

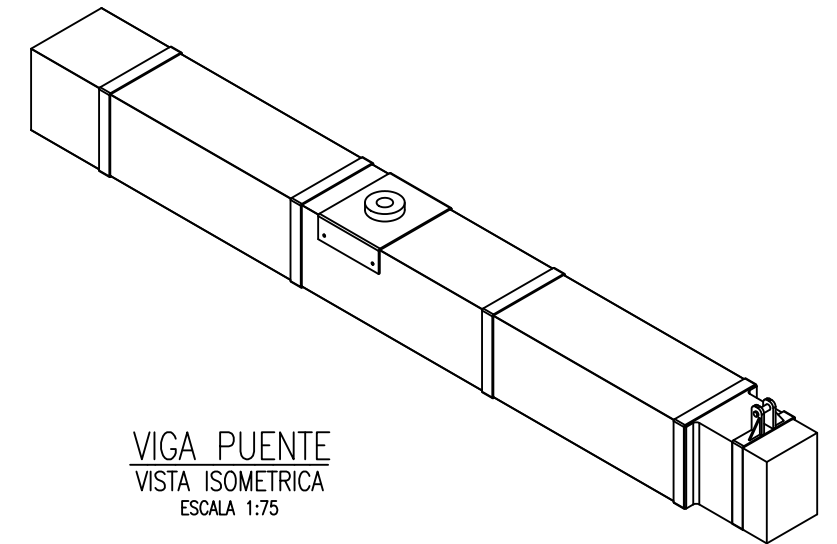


DISTRIBUCIÓN GENERAL
VISTA LATERAL
ESCALA 1:50

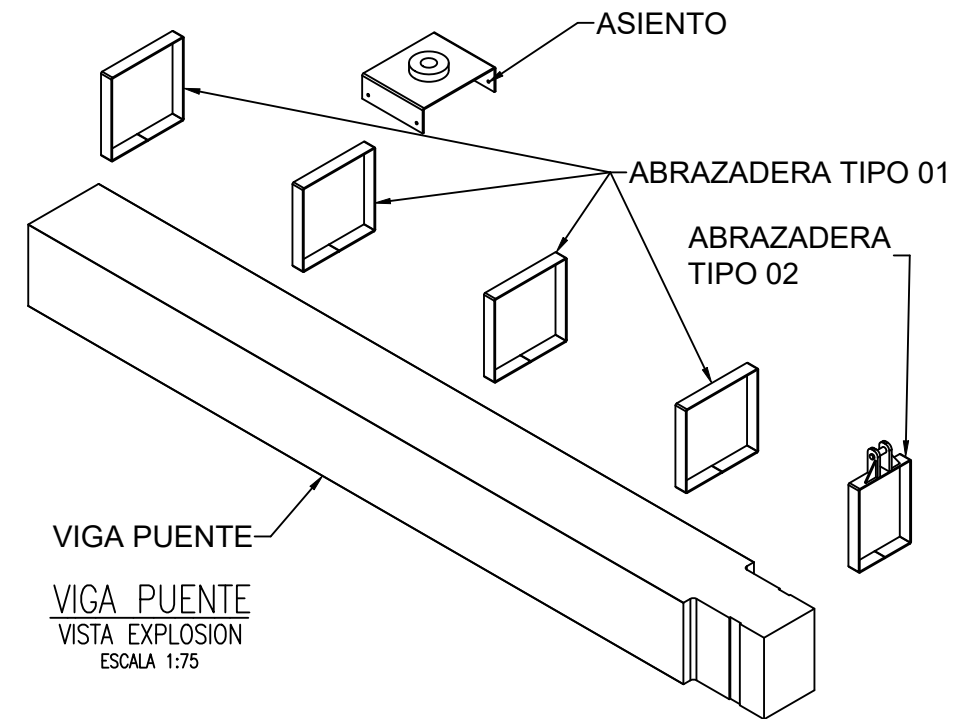


DISTRIBUCIÓN GENERAL
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:50

LISTA DE PIEZA		
N.º	PIEZA	CANT.
1	ASIENTO	1
2	VIGA PUENTE	1
3	ABRAZADERA TIPO 01	4
4	ABRAZADERA TIPO 02	1



VIGA PUENTE
VISTA ISOMETRICA
ESCALA 1:75



VIGA PUENTE

VIGA PUENTE
VISTA EXPLOSION
ESCALA 1:75

NOTAS:

- TODAS LAS MEDIDAS SE ENCUENTRAN EN MILIMETROS Y LOS NIVELES EN METROS SALVO INDICACION CONTRARIA.
- TOLERANCIA ENTRE AGUJEROS $\pm 1.5\text{mm}$
- EL MATERIAL DE LOS COMPONENTES SE DETALLAN EN LA TABLA CORRESPONDIENTES

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAO DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERIA ELECTRICA, ELECTRONICA, INFORMATICA Y MECANICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA



TESISTA		
NOMBRE:	ULICES SARAYASI ROCCA	
CODIGO:	080177	
DNI:	46536559	
ASESOR:		
M. Sc. Ing. - MACEDO SILVA, Arturo		
PROY. DIB.:	FORMATO:	ESCALA:
	A3	INDICADA

PROYECTO:
"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE PIEDRA ECOLÓGICO
PARA LA PRODUCCIÓN DE HARINA DE MAÍZ ORGÁNICO
CHAQUEPAY HUARACONDO -2023"

TITULO:
VIGA PUENTE

NUMERO DE PLANO: PL-05-A3
REV. 01

