

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**TESIS**

**“DISEÑO DE UNA UNIDAD DE INSTRUCCIÓN  
EXPERIMENTAL EN CIRCUITO CERRADO ASISTIDO  
CON PLC PARA EL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO  
DE UNA TURBINA PELTON DE 2 KW. FIME – UNAC”**

**TESIS PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
EN ENERGÍA**

**ABEL FRANKLIN TAVARA CIEZA  
EDSON VLADIMIR RODRÍGUEZ FLORES**

**Callao, 2019**

**PERÚ**



## **HOJA DE REFERENCIA DEL JURADO EVALUADOR**

### **Integrantes:**

- 1. Presidente: Dr. Juan Manuel Palomino Correa**
- 2. Secretario: Ing. José Luis Humberto Urrutia Ticona**
- 3. Vocal: Ing. Emiliano Loayza Huamán**

**Asesor: Mg. Jorge Luis Alejos Zelaya**

**No de Folios: 207**

**No de Acta: ACTA N° 002-2021**

## **DEDICATORIA**

A nuestros padres por su sacrificio en la vida, que nos dieron la oportunidad de forjarnos un futuro dentro de nuestra sociedad, por su comprensión y enseñanzas que encaminaron nuestro rumbo, enseñándonos a ser perseverantes para lograr nuestros objetivos.

## **AGRADECIMIENTO**

### **A Dios**

Por ser el pastor que guía nuestro camino mediante señales, bendiciéndonos con buenas amistades y un buen porvenir.

### **A nuestra universidad**

Por qué en sus pasillos nos enseñaron a ser los profesionales que somos hoy en día, otorgándonos retos y alegrías, que fueron bien recibidas en forma de conocimientos por medio de nuestros docentes que con sus enseñanzas permiten cambiar a los muchos estudiantes y por ende a nuestra nación.

# ÍNDICE

RESUMEN.....	10
ABSTRACT.....	10
INTRODUCCIÓN.....	12
I. <b>PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b> .....	13
1.1 <b>Descripción de la realidad problemática</b> .....	13
1.2 <b>Formulación del problema</b> .....	13
1.2.1 <b>Problema General</b> .....	13
1.2.2 <b>Problemas Específicos</b> .....	14
1.3 <b>Objetivos</b> .....	14
1.3.1 <b>Objetivo General</b> .....	14
1.3.2 <b>Objetivos Específicos</b> .....	14
1.4 <b>Límites de investigación</b> .....	15
II. <b>MARCO TEÓRICO</b> .....	16
2.1 <b>Antecedentes</b> .....	16
2.1.1 <b>Internacional</b> .....	16
2.1.2 <b>Nacional</b> .....	18
2.2 <b>Bases teóricas</b> .....	20
2.3 <b>Conceptual</b> .....	35
2.4 <b>Definición de términos básicos</b> .....	40
III. <b>HIPÓTESIS Y VARIABLES</b> .....	42
3.1 <b>Hipótesis</b> .....	42
3.1.1 <b>Hipótesis General</b> .....	42
3.1.2 <b>Hipótesis Específicos</b> .....	42
3.2 <b>Definición Conceptual de variables</b> .....	43
3.2.1 <b>Operacionalización de variable</b> .....	44

<b>IV. DISEÑO METODOLÓGICO.....</b>	<b>45</b>
<b>4.1 Tipo y diseño de la investigación .....</b>	<b>45</b>
<b>4.2 Método de investigación .....</b>	<b>45</b>
<b>4.3 Población y muestra .....</b>	<b>45</b>
<b>4.4 Lugar de estudio .....</b>	<b>45</b>
<b>4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de la información ...</b>	<b>46</b>
<b>4.6 Análisis y procesamiento de datos .....</b>	<b>46</b>
<b>V. RESULTADOS .....</b>	<b>133</b>
<b>5.1 Resultados descriptivos .....</b>	<b>133</b>
<b>VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS .....</b>	<b>155</b>
<b>6.1 Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados.</b>	<b>155</b>
<b>6.2 Contrastación de los resultados con otros estudios similares. ....</b>	<b>156</b>
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>159</b>
<b>RECOMENDACIONES .....</b>	<b>161</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>162</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>164</b>

## ÍNDICE DE TABLAS

TABLA N° 3.1: MATRIZ DE OPERACIONALIZACIÓN DE LA VARIABLE .....	44
TABLA N° 4.1: DIMENSIONES DE LAS CUCHARAS PELTON EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO DEL CHORRO .....	52
TABLA N° 4.2: DIMENSIONES DE LA TOBERA EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO DEL CHORRO .....	62
TABLA N° 4.3: FACTORES MODIFICATORIOS DEL MOMENTO Y EL TORQUE .....	84
TABLA N° 4.4: ESFUERZO DE LAS SECCIONES .....	91
TABLA N° 4.5: FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS .....	92
TABLA N° 4.6: ESFUERZOS EQUIVALENTES .....	93
TABLA N° 4.7: FACTOR DE CONFIABILIDAD .....	95
TABLA N° 4.8: FACTOR DE SEGURIDAD $N_x, N_y$ .....	96
TABLA N° 4.9: DIMENSIONES DE LA CHAVETA .....	97
TABLA N° 4.10: ESFUERZOS ACTUANTES .....	98
TABLA N° 4.11: DURACIÓN EN HORAS DE SERVICIO PARA DIFERENTES TIPOS DE MAQUINAS .....	105
TABLA N° 4.12: ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DE TUBERÍA GALVANIZADA SERIE MEDIANA .....	115
TABLA N° 4.13: ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DE TUBERÍA GALVANIZADA SERIE MEDIANA .....	122
TABLA N° 5.1: POTENCIA, TORQUE Y EFICIENCIA A RÉGIMEN VARIABLE .....	151



## ÍNDICE DE GRÁFICOS

FIGURA Nº 2.1: TRIANGULO DE VELOCIDADES DE UNA BOMBA .....	22
FIGURA Nº 2.2: TRIANGULO DE VELOCIDADES DE UNA TURBINA PELTON .....	23
FIGURA Nº 2.3: CHORRO HIDRÁULICO DEL INYECTOR EN UNA TURBINA PELTON .....	26
FIGURA Nº 2.4: PERDIDAS VOLUMÉTRICAS EN UNA TURBINA .....	33
FIGURA Nº 2.5: DIAGRAMA SANKEY DE UNA TURBOMAQUINA MOTORA .....	34
FIGURA Nº 2.6: RODETE DE UNA TURBINA PELTON .....	37
FIGURA Nº 2.7: CUCHARA DE UNA TURBINA PELTON .....	37
FIGURA Nº 2.8: INYECTOR DE UNA TURBINA PELTON .....	38
FIGURA Nº 2.9: APLICACIÓN DE UN PLC .....	40
FIGURA Nº 4.1: CHORRO DE UNA TURBINA PELTON DE EJE HORIZONTAL .....	48
FIGURA Nº 4.2: TRIANGULO DE VELOCIDADES .....	51
FIGURA Nº 4.3: GEOMETRÍA DE LA CUCHARAS PELTON – VISTA FRONTAL .....	53
FIGURA Nº 4.4: GEOMETRÍA DE LA CUCHARAS PELTON – VISTA LATERAL .....	53
FIGURA Nº 4.5: ESQUEMA DE LA CUCHARA PELTON PARA EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL .....	56
FIGURA Nº 4.6: ESQUEMA DEL RODETE PELTON PARA EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL .....	57
FIGURA Nº 4.7: CUCHARA BAJO EL IMPACTO DEL CHORRO DE AGUA ..	57
FIGURA Nº 4.8: SIMULACIÓN A: MÓDULO NASTRAN IN CAD DEL INVENTOR .....	59
FIGURA Nº 4.9: SIMULACIÓN B y C: (Módulo de ANÁLISIS DE TENSIÓN del INVENTOR) .....	59
FIGURA Nº 4.10: ESPECIFICACIÓN DE MATERIALES EN EL SOFTWARE	60

FIGURA N° 4.11: RESTRICCIÓN FIJA EN LA SIMULACIÓN A .....	60
FIGURA N° 4.12: RESTRICCIÓN FIJA EN LA SIMULACIÓN B Y C .....	61
FIGURA N° 4.13: ADICIÓN DE CARGAS EN LA SIMULACIÓN A .....	61
FIGURA N° 4.14: ADICIÓN DE VELOCIDADES Y/O ACELERACIONES EN LA SIMULACIÓN A .....	62
FIGURA N° 4.15: INYECTOR DE UNA TURBINA PELTON .....	63
FIGURA N° 4.16: ESQUEMA DEL INYECTOR DE LA TURBINA PELTON ....	65
FIGURA N° 4.17: POSICIÓN DE LA AGUJA DE ACUERDO A LA TABLA N° 4,2 .....	66
FIGURA N° 4.18: POSICIÓN DE LA AGUJA CON UN 60% MENOS DE APERTURA DE A .....	67
FIGURA N° 4.19: INGRESO DE DATOS EN SOFTWARE ANSYS .....	67
FIGURA N° 4.20: CONFIGURACIÓN DE MALLADO DEL INYECTOR .....	68
FIGURA N° 4.21: SIMPLIFICACIÓN DEL MODELO .....	68
FIGURA N° 4.22: INGRESO DE LAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL FLUIDO AL SOFTWARE – SIMULACIÓN A Y B .....	69
FIGURA N° 4.23: INGRESO DE LAS CONDICIONES DE FRONTERA DEL FLUIDO AL SOFTWARE – SIMULACIÓN A Y B .....	70
FIGURA N° 4.24: CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN A .....	71
FIGURA N° 4.25: CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN B .....	71
FIGURA N° 4.26: VELOCIDAD DEL FLUJO A LA SALIDA DEL INYECTOR ..	72
FIGURA N° 4.27: PRESIÓN DEL FLUJO SOBRE LAS PAREDES DEL INYECTOR .....	72
FIGURA N° 4.28: VELOCIDAD DEL FLUJO A LA SALIDA DEL INYECTOR ..	73
FIGURA N° 4.29: PRESIÓN DEL FLUJO SOBRE LAS PAREDES DEL INYECTOR .....	74
FIGURA N° 4.30: CONFIGURACIÓN DE MALLA EN EL MODELO .....	75
FIGURA N° 4.31: ESPECIFICACIÓN DE MATERIALES EN EL SOFTWARE	76

FIGURA N° 4.32: RESTRICCIÓN FIJA EN LA SUPERFICIE DEL INYECTOR .....	76
FIGURA N° 4.33: ADICIÓN DE CARGAS EN LA SUPERFICIE DEL INYECTOR .....	77
FIGURA N° 4.34: FUERZAS QUE INTERVIENEN EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN .....	79
FIGURA N° 4.35: DIAGRAMA DE CARGAS DE LA TURBINA PELTON .....	80
FIGURA N° 4.36: DIAGRAMA DE CARGAS DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN .....	81
FIGURA N° 4.37: DIAGRAMA DE FUERZA DE CORTE TOTAL .....	81
FIGURA N° 4.38: DIAGRAMA DE FUERZA DE CORTE PLANO YZ .....	82
FIGURA N° 4.39: DIAGRAMA DE FUERZA DE CORTE PLANO XZ .....	82
FIGURA N° 4.40: DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR TOTAL PARA $M_B= 59.7$ $N_m=0.0597\text{kNm}$ Y $M_c= 19.0$ $N_m=0.019$ $\text{kNm}$ .....	82
FIGURA N° 4.41: DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR YZ .....	83
FIGURA N° 4.42: DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR XZ .....	83
FIGURA N° 4.43: TABLA DE MOMENTOS Y FLECHAS .....	86
FIGURA N° 4.44: DIAGRAMA DE PUNTOS DE SECCIÓN DE LOS MOMENTOS FLECTORES .....	90
FIGURA N° 4.45: MOMENTOS FLECTORES DE LAS SECCIONES .....	90
FIGURA N° 4.46: FACTOR DE SENSIBILIDAD .....	92
FIGURA N° 4.47: EJE REDONDO CON FILETE DE HOMBRO EN FLEXIÓN	93
FIGURA N° 4.48: FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL .....	94
FIGURA N° 4.49: FACTOR DE TAMAÑO .....	95
FIGURA N° 4.50: GEOMETRÍA DE LA CHAVETA .....	98
FIGURA N° 4.51: DEFLEXIÓN CONSIDERANDO SOLO EL PESO DEL ÁRBOL, EL ACOPLA Y EL RODETE .....	100
FIGURA N° 4.52: ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL ÁRBOL CON CARGAS PARA LA SIMULACIÓN .....	101
FIGURA N° 4.53: SIMULACIÓN A: (MÓDULO NASTRAN IN CAD DEL INVENTOR).....	102

FIGURA Nº 4.54: SIMULACIÓN B: (MÓDULO DE ANÁLISIS DE TENSIÓN DEL INVENTOR).....	103
FIGURA Nº 4.55: SELECCIÓN DE LA OPCIÓN DE ACERO INOXIDABLE EN EL SOFTWARE .....	103
FIGURA Nº 4.56: RESTRICCIÓN FIJA EN LA SIMULACIÓN A .....	104
FIGURA Nº 4.57: RESTRICCIÓN FIJA EN LA SIMULACIÓN B .....	105
FIGURA Nº 4.58: FICHA TÉCNICA DE RODAMIENTO Nº1309K .....	107
FIGURA Nº 4.59: FICHA TÉCNICA BUJE BALDOR DODGE .....	108
FIGURA Nº 4.60: FICHA TÉCNICA DE BUJE Nº120431 .....	109
FIGURA Nº 4.61: FICHA TÉCNICA DE BUJE Nº120431 .....	109
FIGURA Nº 4.62: FICHA TÉCNICA DEL ACOPLER .....	110
FIGURA Nº 4.63: DIMENSIONES DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN .....	111
FIGURA Nº 4.64: ESQUEMA PRELIMINAR DEL BANCO HIDRÁULICO .....	112
FIGURA Nº 4.65: CARTA GENERAL DE BOMBAS CENTRIFUGAS PEDROLLO .....	113
FIGURA Nº 4.66: CURVA CARACTERÍSTICA DE BOMBAS PEDROLLO F32/200 .....	114
FIGURA Nº 4.67: CODO ROSCADO DE 90° GALVANIZADO DE 3" .....	116
FIGURA Nº 4.68: VÁLVULA DE GLOBO PARA TUBERÍA ROSCADA DE 3" .....	117
FIGURA Nº 4.69: CAUDALIMETRO VORTEX MARCA SIEMENS .....	117
FIGURA Nº 4.70: SENSOR DE PRESIÓN PNO MEK SERIE P16.....	118
FIGURA Nº 4.71: TACÓMETRO PCD – DT 65.....	118
FIGURA Nº 4.72: PLC LOGO 8 SIEMENS USADO EN LA AUTOMATIZACIÓN .....	120
FIGURA Nº 4.73: DIAGRAMA ELÉCTRICO DEL PROGRAMA EN BLOQUE DE FUNCIONES .....	123
FIGURA Nº 4.74: DIAGRAMA ELÉCTRICO DEL PROGRAMA EN LADDER .....	124
FIGURA Nº 4.75: SIMULACIÓN EN EL SOFTWARE LOGOSOFT .....	125
FIGURA Nº 4.76: LISTA DE PARÁMETROS .....	126
FIGURA Nº 4.77: VISTA DE LA PANTALLA DEL PLC .....	126

FIGURA Nº 4.78: GRAFICA DE LAS SEÑALES DE ENTRADA Y SALIDA DEL PLC EN FUNCIÓN DEL TIEMPO .....	127
FIGURA Nº 4.79: DIAGRAMA DE BLOQUES DE UN SISTEMA DE LAZO CERRADO .....	128
FIGURA Nº 4.80: TRIANGULO DE VELOCIDADES .....	129
FIGURA Nº 5.1: CONFIGURACIÓN DE CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN A .....	132
FIGURA Nº 5.2: CONFIGURACIÓN DE CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN B .....	133
FIGURA Nº 5.3: CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN A: (Módulo NASTRAN IN CAD del INVENTOR).....	133
FIGURA Nº 5.4: CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN B .....	134
FIGURA Nº 5.5: TENSIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN EL ALABE .....	134
FIGURA Nº 5.6: TENSIONES MÁXIMAS EN EL ALABE .....	135
FIGURA Nº 5.7: DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL ALABE .....	135
FIGURA Nº 5.8: DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS EN EL ALABE .....	136
FIGURA Nº 5.9: FACTOR DE SEGURIDAD MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL ALABE .....	136
FIGURA Nº 5.10: TENSIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN EL RODETE .....	137
FIGURA Nº 5.11: DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL RODETE .....	138
FIGURA Nº 5.12: DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS EN EL ALABE .....	138
FIGURA Nº 5.13: FACTOR DE SEGURIDAD MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL RODETE .....	139
FIGURA Nº 5.14: ANÁLISIS DE VIBRACIÓN EN LA SIMULACIÓN C .....	140
FIGURA Nº 5.15: CONFIGURACIÓN DE CONVERGENCIA EN EL MODELO .....	141
FIGURA Nº 5.16: CONVERGENCIA EN EL MODELO .....	141

FIGURA Nº 5.17: TENSIONES DE VON MISSES MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN EL INYECTOR .....	142
FIGURA Nº 5.18: DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL INYECTOR .....	143
FIGURA Nº 5.19: ACTOR DE SEGURIDAD MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL INYECTOR.....	144
FIGURA Nº 5.20: CONFIGURACIÓN DE CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN A .....	145
FIGURA Nº 5.21: CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN A .....	145
FIGURA Nº 5.22: TENSIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN .....	146
FIGURA Nº 5.23: TENSIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN .....	146
FIGURA Nº 5.24: DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN .....	147
FIGURA Nº 5.25: FACTOR DE SEGURIDAD MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN .....	148
FIGURA Nº 5.26: FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMOS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN .....	148
FIGURA Nº 5.27: ANÁLISIS DE VIBRACIÓN EN LA SIMULACIÓN C .....	149
FIGURA Nº 5.28: CURVA CARACTERÍSTICA DE LA POTENCIA Vs EL RÉGIMEN .....	152
FIGURA Nº 5.29: CURVA CARACTERÍSTICA TORQUE Vs EL RÉGIMEN .	152
FIGURA Nº 5.30: CURVA CARACTERÍSTICA EFICIENCIA Vs EL RÉGIMEN .....	153

## RESUMEN

El presente informe final de Tesis, titulado “Diseño de una Unidad de Instrucción Experimental en Circuito Cerrado Asistido con PLC para el Estudio del Comportamiento de una Turbina Pelton de 2 KW. FIME – UNAC”, tuvo como propósito de plasmar el diseño de una Máquina Hidráulica Motora tipo Pelton de 2 Kw para la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía de la Universidad Nacional del Callao, a fin de que en un futuro se pueda construir e implementar en sus instalaciones. Así mismo el presente trabajo, es de naturaleza del tipo tecnológica con un diseño no experimental razón por la cual se usó el método sistémico porque se estudia el objeto mediante la determinación de sus elementos, sus relaciones y límites para estudiar su estructura y la dinámica de su funcionamiento. Espinoza (2014).

De la misma manera la extensión del presente trabajo se realizara mediante un orden sistemático partiendo desde el análisis de la cinemática del fluido en una turbina pelton sustentándose en las teorías de turbomaquinas hidráulicas, para posteriormente realizar el diseño del rodete e inyector de la turbina, haciendo un análisis estructural por medio del método de análisis por elementos finitos, luego se realizó la selección de los equipos y dimensionamiento de la conducción hidráulica, el cual está compuesto por las tuberías, instrumentos, válvulas, bomba centrífuga en función de los cálculos encontrados, finalmente mediante un proceso de programación se realiza una operación automatizada electrónicamente usando el Controlador Lógico Programable (PLC) el cual proveerá una data fidedigna del fenómeno estudiado dotando de los parámetros deseados en la investigación. Finalmente, el estudio del comportamiento de la turbina Pelton se podrá visualizar mediante la generación de las curvas características a régimen variable: Torque Vs RPM, Potencia Vs RPM y Eficiencia Vs RPM, es decir mediante estos parámetros se observara el comportamiento de la turbina Pelton.

**Palabras claves:** Diseño, Cinemática del Fluido, Análisis de Elementos Finitos, Unidad de Instrucción Experimental, Curvas Características.

## **ABSTRACT**

The present final thesis report, entitled “Design of an Experimental Instruction Unit in Closed Circuit Assisted with PLC for the Study of the Behavior of a Pelton Turbine of 2 KW. FIME - UNAC ”, had the purpose of capturing the design of a 2 Kw Pelton Hydraulic Motor Machine for the Faculty of Mechanical and Energy Engineering of the National University of Callao, so that in the future it can be built and implemented In its facilities Likewise, this work is of a technological nature with a non-experimental design, which is why the systemic method was used because the object is studied by determining its elements, their relationships and limits to study its structure and the dynamics of its operation. Espinoza (2014).

In the same way, the extension of the present work will be carried out by means of a systematic order starting from the analysis of the kinematics of the fluid in a pelton turbine, based on the theories of hydraulic turbomachines, to later carry out the design of the impeller and turbine injector, making a structural analysis by means of the finite element analysis method, then the selection of the equipment and dimensioning of the hydraulic conduction was carried out, which is made up of the pipes, instruments, valves, centrifugal pump based on the calculations found, finally Through a programming process, an electronically automated operation is performed using the Programmable Logic Controller (PLC) which will provide reliable data on the phenomenon studied, providing the parameters desired in the investigation. Finally, the study of the behavior of the Pelton turbine can be visualized by generating the characteristic curves at variable speed: Torque Vs RPM, Power Vs RPM and Efficiency Vs RPM, that is to say, through these parameters the behavior of the Pelton turbine will be observed.

Key words: Design, Fluid Kinematics, Finite Element Analysis, Experimental Instruction Unit, Characteristic Curves.



## INTRODUCCIÓN

Dentro de las maquinas hidráulicas motoras, las turbinas Pelton son las que tienen mayor eficiencia, además de ser uno de los equipos cuyo origen y evolución ha sido trascendental para la transformación de energía y el aprovechamiento de sus diversas funciones, siendo sin duda la maquina hidráulica hito de la historia, es por ello que todo profesional de ingeniería en energía debe conocer ampliamente su estructura, funcionamiento y análisis energético, por lo que es importante que toda facultad en ingeniería en energía debe contar con un equipo de estas característica, a fin de dotar de los mejores conocimientos mediante la experiencia a los futuros profesionales en formación, de esta forma la investigación titulada **“Diseño de una Unidad de Instrucción Experimental en Circuito Cerrado Asistido con PLC para el Estudio del Comportamiento de una Turbina Pelton de 2 KW. FIME – UNAC”**, tiene como propósito de proyectar una unidad de instrucción experimental para Turbina Pelton dejando atrás los equipos cuyos diseños ya han sido relegados con el tiempo y se debe dar paso a la tecnología electrónica insertando en el equipo el empleo de un Controlador Lógico Programable (PLC), esto con la finalidad de obtener unos resultados más exactos al momento de cuantificar el proceso del fenómeno y de esta manera construir unas curvas características fieles a la naturaleza de la maquina dotando de datos totalmente reales, asegurando un sustento veraz con el objetivo de tentar a posteriores investigadores a realizar su construcción y posiblemente realizar un catálogo de la maquina donde sus curvas características sean las más cercanas posibles a la realidad de la máquina, respaldando la teoría ya conocida y contribuyendo al desarrollo académico y al avance tecnológico tanto de la universidad ,en la localidad y del país.

## **I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

### **1.1 Descripción de la realidad problemática**

En la actualidad con la modificación de ley universitaria, el desarrollo, extensión y avance de la globalización el organismo estatal SUNEDU (Superintendencia Nacional de Educación Superior), busca exigir a las universidades proveer a la sociedad de profesionales con la capacidad de estar a la altura de las exigencias del mercado actual tanto nacional como internacionalmente, por lo tanto nace la necesidad de dejar los antiguos equipos encontrados en las diferentes universidades nacionales, aportando a las nuevas propuestas de equipos la corriente vanguardista del avance tecnológico como son los sistemas electrónicos cuantificar de manera más exacta los datos deseados a obtener, los mismos que servirán para el estudio de las propiedades del funcionamiento del módulo proyectado, también de la misma manera que las propiedades características naturales de la máquina de forma general ya sea en diferente especialidad enfocada.

Razón por la cual el poseer un equipo completo y actualizado a las expectativas y demandas del contexto presente es imprescindible en la formación e instrucción de todo estudiante de ingeniería con la mentalidad de estar a la altura del mercado laboral exigente, ya que esto permite tener una sólida aptitud académica del estudiante y a la vez contar con una experiencia al participar en el estudio del fenómeno llevado a cabo en los laboratorios.

### **1.2 Formulación del problema**

#### **1.2.1 Problema General**

¿Cómo diseñar una unidad de instrucción experimental en circuito cerrado para el estudio del comportamiento de operación de una turbina Pelton de 2 KW, asistido con PLC, proyectado para el Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Maquinas Térmicas de la FIME – UNAC?

### **1.2.2 Problemas Específicos**

- ¿Cómo determinar la cinemática del fluido a fin de realizar el diseño del rodete e inyector de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW?
- ¿Cómo determinar el diseño del rodete y del inyector a fin de que se pueda seleccionar los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW?
- ¿Cómo determinar la selección de los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la turbina Pelton de 2KW a fin de que se pueda realizar el proceso de programación para asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental?
- ¿Cómo determinar el proceso de programación asistido con un PLC que permita poner en marcha a la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado a fin de que se pueda realizar el estudio del comportamiento de una turbina Pelton de 2KW?

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar una unidad de instrucción experimental en circuito cerrado para el estudio del comportamiento de operación de una turbina Pelton de 2 KW, asistido con PLC, proyectado para el Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Maquinas Térmicas de la FIME – UNAC.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Determinar la cinemática del fluido a fin de realizar el diseño del rodete e inyector de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW.

- Determinar el diseño del rodete e inyector a fin de que se pueda seleccionar los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW.
- Determinar la selección de los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la turbina Pelton de 2KW a fin de que se pueda realizar el proceso de programación para asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental.
- Determinar el proceso de programación asistido con un PLC que permita poner en marcha a la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado a fin de que se pueda realizar el estudio del comportamiento de una turbina Pelton de 2KW.

#### **1.4 Límites de investigación**

##### **Teórica**

La presente investigación está limitada por las teorías generales de Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas, el cual utiliza al agua como sustancia principal operante, dentro de estas teorías se encuentra las ecuaciones relacionadas a la potencia de funcionamiento que en este caso no supera los 2KW.

##### **Temporal**

La presente investigación tiene como objetivo el diseño de un equipo de instrucción por lo que tiene un inicio y un final a fin de proveer una opción de diseño de equipo para su posterior fabricación y desarrollo.

##### **Espacial**

El trabajo en mención posee solo la limitación espacial, la cual dependerá su operación y desarrollo dentro de las instalaciones disponibles del laboratorio de Mecánica de Fluidos y Maquinas Térmicas de la FIME – UNAC.

## II. MARCO TEÓRICO

### 2.1 Antecedentes

Los antecedentes son una parte fundamental del marco teórico ya que permite un conocimiento previo, siendo este un punto de partida para analizar el objeto de estudio que se pretende investigar.

Para la presente tesis se tuvieron en cuenta antecedentes internacionales y nacionales como referentes al problema objeto de estudio, las mismas que permitieron encaminar el desarrollo de la tesis, las cuales a continuación se detallan:

#### 2.1.1 Internacional

- Guadalupe, Ureña y Villalta (2017), en su tesis titulada **“Diseño y construcción de una pico turbina hidroeléctrica tipo Pelton, para potencias de hasta 1000 watts”**, para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad de Costa Rica.

El propósito de la tesis mencionada líneas arriba, fue diseñar y construir una Turbina Hidroeléctrica tipo Pelton destinada a la generación de energía eléctrica hasta 1000 w, con una carga o salto neto no mayor a 30 m y un caudal de operación de 10 L/s. Esta investigación es del tipo aplicada con un enfoque cuantitativo, con alcances y limitaciones en el diseño del rodete Pelton, elementos de acople a la transmisión mecánica y la carcasa que los envuelve y sus respectivos inyectores, posteriormente se seleccionó el tipo de generador con la capacidad de entregar la potencia requerida considerando que la turbina fue integrada a un sistema aislado de generación, el cual posee un controlador de carga con un banco de baterías que trabajan de acumuladores de carga y unos disipadores de carga capaces de consumir la carga excedente, pero resaltando que los últimos componentes no forman parte del alcance del presente trabajo, para obtener las curvas características de operación

fieles al equipo, fue necesario la construcción de un prototipo que cumpla más acertadamente las especificaciones del proyecto y los materiales usados.

Finalmente se concluyó que el dimensionamiento de los alabes dependen total y directamente del diámetro del chorro debido a esto para el rango de caudales se puede requerir de diámetros para el chorro de hasta 15,1 mm, se obtuvo que la eficiencia máxima de la turbina hidráulica representada bajo los puntos de operación obtenidos mediante la simulación tienen un valor de 88% para la eficiencia de la turbina hidráulica esta eficiencia se logra para las condiciones de carga de 21,2 m y 8,48 L/s que son los valores más cercanos al diseño.

- Orosco (2011), en su tesis titulada **“Diseño y Construcción de un Prototipo de Turbina Para Generación de Energía Eléctrica en una Micro planta”**, para optar el grado de Maestro en Ciencias en Ingeniería Mecánica, en la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Unidad Profesional de Zacatenco, México.

La tesis mencionada propone generar electricidad por medio de una turbina que aproveche la energía hidráulica de un arroyo, para ello proponen el diseño de una turbina Pelton y una turbina de Helice, realizando los cálculos hidráulicos en base a valores encontrados de turbina de generación de energía eléctricas en plantas de gran tamaño adaptado a su necesidad, a fin de poder dimensionar a la turbina y realizar su cálculo estructural en la turbina, eje de transmisión, acoplamientos, entre otros.

Finalmente concluyo que para un arroyo la mejor opción es la turbina de hélice por la poca altura y el gran caudal, razón por la cual la turbina pelton obtuvo un rendimiento de 33% debido a que este tipo de máquinas trabaja a una gran altura y poco caudal.

- Porras (2011), en su tesis titulada ***“Estudio en el Banco de Pruebas Tutor para determinar la Potencia y Eficiencia de las Turbinas Pelton y Francis en la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica”***, para optar el título de Ingeniero Mecánico de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, Ecuador.

La tesis mencionada propone una selección correcta de equipos con el fin de automatizar el banco de pruebas llamado tutor mediante un software y micro controladores que permita obtener los datos de prueba como la altura, el caudal y las revoluciones de la turbina, para así determinar la eficiencia y potencia a distintas condiciones, por otro lado la tesis presenta un enfoque cuantitativo, cuyas técnicas de recolección de datos son la observación y la documental.

Finalmente concluyo que los datos de prueba para determinar la potencia y eficiencia de la turbina Pelton y Francis son el caudal y las revoluciones en el eje, obtenidos por procesos que pueden ser controlados por una computadora que maneja al banco de pruebas.

### **2.1.2 Nacional**

- Gil (2017), en su tesis titulada ***“Diseño de un Módulo de Simulación de Generación Hidroeléctrico Utilizando Turbinas Pelton y Francis Abastecidas por un Sistema de Recirculación”***, para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, Chiclayo – Perú,

El objetivo general de esta investigación fue de realizar el diseño de un banco de prueba o modulo con la finalidad de simular la generación de energía hidroeléctrica mediante el empleo de turbinas Pelton y Francis las cuales en su trabajo son alimentadas por un circuito cerrado o sistema de recirculación, la metodología seguida en el presente trabajo es de tipo analítico descriptivo experimental, esto ya que se hizo el cálculo de todo el conjunto del módulo de simulación hidroeléctrico, esto con la finalidad

de conocer su capacidad después con estos datos se pudieron observar el funcionamiento de la maquina con lo cual posteriormente se hallaron sus curvas características de la turbina, para esto la hipótesis correspondiente fue formulada de la siguiente manera, si se diseña un módulo de simulación hidroeléctrico entonces se analizara los parámetros de operación de las turbinas y generadores obteniendo finalmente datos brindados mediante la experimentación destinados posteriormente a su estudio correspondiente.

Finalmente se concluyó que las potencias de los generadores deben estar entre 1.3 kW a 1.5 kW, de la misma manera se estableció los parámetros en cuanto a dimensionamiento de las turbinas al configurar el diseño hidráulico y sus componentes mecánicos sustentándose en la potencia requerida, números específicos, la altura efectiva y el caudal apropiado.

- Bermúdez (2014) en su tesis titulada “**Rediseño de la Turbina Pelton de la Minicentral Hidroeléctrica del Distrito de Pataz para Aumentar su Producción de Energía Eléctrica**”, para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Cesar Vallejo, Trujillo – Perú.

El objetivo general de esta investigación fue de realizar el rediseño de la turbina Pelton de la mini central hidroeléctrica de pataz con la finalidad de producir un aumento de la energía eléctrica y cubrir la demanda de usuarios existentes. La metodología seguida fue observacional y los tipos de estudio son aplicado y descriptivo teniendo como diseño de investigación pre experimental, teniendo en cuenta un sondeo proyectado para los 10 años se calcularon la demanda total generada por los usuarios para esto se usó el código nacional de electricidad donde estipula que los hogares requieren de 25 Watts por cada metro cuadrado y tomando el dato brindado por el ex alcalde Sr Juan Carlos La rosa Toro Gómez, quien menciona que las viviendas son de 80 metros cuadrados de forma aproximada, con todos estos datos se pudo observar que la potencia requerida será de 2400 kW.



Finalmente, con los requerimientos encontrados se seleccionó el generador eléctrico cuyo modelo es SLG564D, se realizaron los planos de los componentes o partes principales de la turbina Pelton mediante un programa llamado CAD/CAE.

## 2.2 Bases teóricas

La presente tesis se respalda bajo las teorías de las Maquinas hidráulicas aplicadas a las turbinas de acción que son utilizadas en centrales eléctricas o en bancos o unidades de instrucción experimental el cual es nuestro caso.

### 2.2.1 Maquinas Hidráulicas

De acuerdo a Mataix (1982) Las máquinas hidráulicas son equipos capaces de transformar la energía hidráulica en mecánica y viceversa, en donde el fluido o sustancia operante de trabajo no varía sensiblemente su densidad en su paso a través de la máquina.

Así mismo de acuerdo Zamora y Antonio (2016), podemos clasificar a Las turbomaquinas hidráulicas de acuerdo a la transmisión de energía:

- **Turbomáquinas generatrices**

La turbomaquinas generatrices absorben energía mecánica del eje del rodete y la transforman en energía hidráulica, en otras palabras transforman la energía mecánica mediante el giro del rodete en energía hidráulica que se le cede al fluido, aumentando su presión y velocidad pudiendo ser bombas centrífugas y axiales.

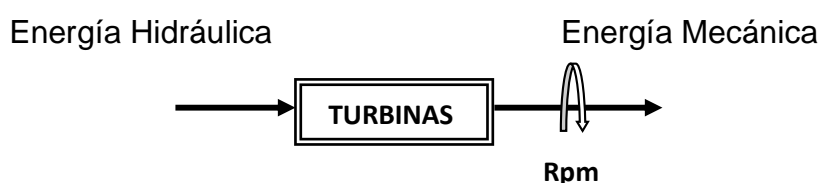


El intercambio de energía se realiza en el rodete de la turbomáquina, siendo la eficiencia correspondiente:

$$\eta_B = \frac{\text{Potencia Hidraulica}}{\text{Potencia al eje}} = \frac{\gamma * Q * H_T}{T * \omega} \dots\dots\dots (2.1)$$

• **Turbomáquinas motoras**

Las turbomaquinas motoras absorben la energía del fluido y la transforman en energía mecánica hacia el eje del rotor o rodete, en otras palabras extraen energía hidráulica del fluido para convertirla en energía mecánica el cual hace girar al rodete, este tipo de Turbomaquinas son conocidas como Turbinas.



Por lo que la eficiencia de la turbina es:

$$\eta_t = \frac{\text{Potencia al eje}}{\text{Potencia Hidraulica}} = \frac{T * \omega}{\gamma * Q * H_T} \dots\dots\dots (2.2)$$

Dónde:

T: Es el torque que genera el eje del rodete.

$\omega$ : Es la velocidad angular del rodete.

$\gamma$ : Peso específico del fluido.

Q: Caudal que pasa por el rodete.

$H_T$ : Es la carga neta de la turbina que se fija con la lectura deseada en un manómetro.

Por otro lado existe una variedad de turbomaquinas motoras, de acuerdo a Jara (1998) se pueden sub dividir en:

➤ **Turbinas de Reacción**

Son aquellas turbinas cuya presión a la entrada es mayor que a la salida como por ejemplo las turbinas Francis y Turbinas Kaplan.

### ➤ Turbinas de Reacción

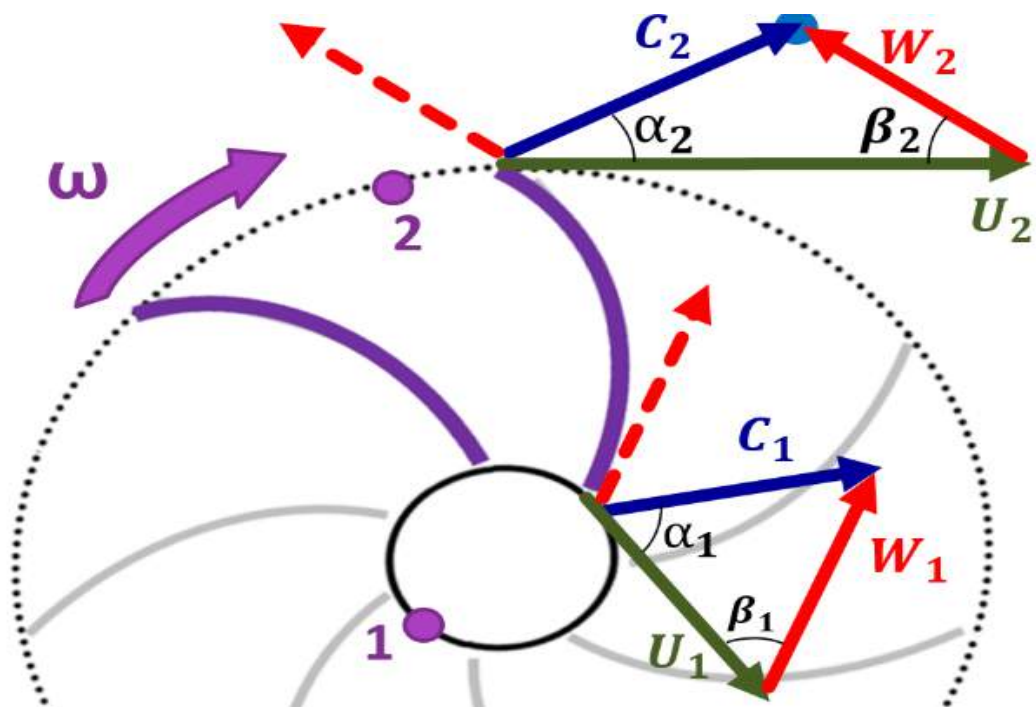
Son aquellas turbinas cuya presión a la entrada es igual que a la salida como por ejemplo las turbinas Pelton y Michell Banki.

#### 2.2.2 Cinemática del fluido en turbomaquinas

Es el estudio del movimiento de los fluidos sin considerar las fuerzas que entran interactúan en ella, en otras palabras estudia la forma del movimiento del fluido en una línea de corriente que pasa por los alabes de una turbomaquina, analizando las velocidades del fluido a la entrada y salida del alabe, con la finalidad de formar un triángulo de velocidades, en sus componentes; Velocidad absoluta ( $C$ ), Velocidad tangencia ( $U$ ), velocidad relativa ( $W$ ) y la velocidad meridiana ( $C_m$ ) con el fin de dimensionar el rodete.

Para una turbomaquina de reacción, el triángulo de velocidades se forma de acuerdo a la siguiente figura.

FIGURA N° 2.1  
TRIANGULO DE VELOCIDADES DE UNA BOMBA



Fuente: Elaboración propia.

Dónde:

1: Entrada al rodete de la bomba.

2: Salida del rodete de la bomba.

$\omega$ : Es la velocidad angular del rodete.

$C_2$ : Velocidad absoluta del fluido a la salida del rodete.

$C_1$ : Velocidad absoluta del fluido a la entrada del rodete.

$U_2$ : Velocidad tangencial en el diámetro mayor del rodete.

$U_1$ : Velocidad tangencial en el diámetro menor del rodete.

$W_2$ : Velocidad relativa del fluido a la salida del rodete.

$W_1$ : Velocidad relativa del fluido a la entrada del rodete.

$\alpha_2$ : Angulo del flujo a la salida del rodete.

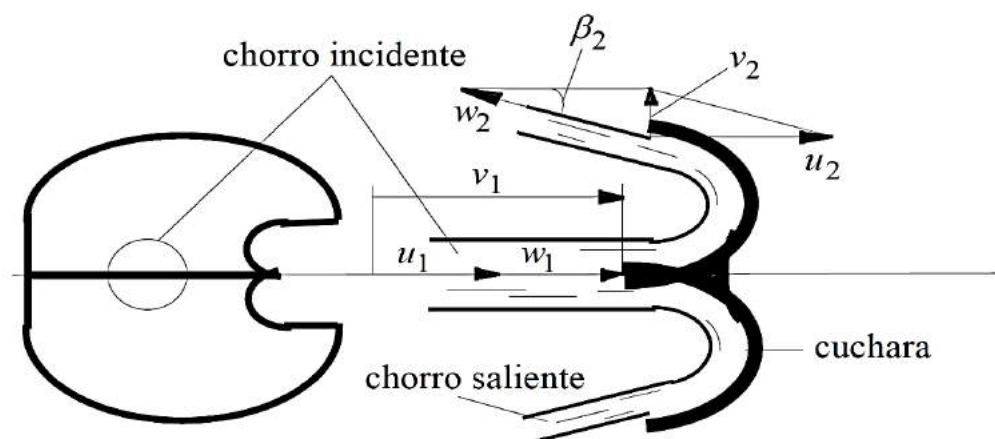
$\alpha_1$ : Angulo del flujo a la entrada del rodete.

$\beta_2$ : Angulo del alabe a la salida del rodete.

$\beta_1$ : Angulo del alabe a la entrada del rodete.

De igual manera para una turbomaquina de acción Pelton, el triángulo de velocidades se forma de acuerdo a la siguiente figura.

**FIGURA N° 2.2**  
**TRIANGULO DE VELOCIDADES DE UNA TURBINA PELTON**



Fuente: Zamora y Viedma (2016). Maquinas Hidráulicas.

### 2.2.3 Variables que determinan el funcionamiento en una turbomaquina

De acuerdo a Jara (1998), el funcionamiento de una turbomaquina esta determinada por el caudal, la altura, la velocidad, la potencia, el numero especifico y el rendimiento.

**El caudal:** Es la cantidad de flujo fluido que atraviesa una trubomaquina y es determinada por la teoría de la ley de la conservación de la masa combinado con el teorema del transporte de Reynolds.

#### • Teorema del transporte de Reynolds

De acuerdo Gerhart, Gross y Hochstein (1995) establecen que la expresión matemática que plasma el teorema del transporte de Reynolds relaciona el volumen de control ya sea para un enfoque global o un volumen de control finito con el punto de vista de un sistema, cuya expresión se observa en la siguiente ecuación.

$$\left(\frac{DB}{Dt}\right)_{\text{sis}} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{VC}} \beta \cdot \rho \cdot dV + \iint_{\text{SC}} \beta \cdot \rho \cdot v \cdot dA \dots \dots \dots (2.3)$$

Donde:

$\frac{DB}{Dt}$  : rapidez de cambio de la propiedad extensiva B.

B : Propiedad extensiva del sistema.

$\beta$  : Propiedad intensiva.

$\rho$  : Densidad.

$\nabla$  : Diferencial de volumen.

dA: Diferencial de área.

v : Velocidad media del flujo.

Combinando la ley de la conservación de la masa para un flujo permanente e incompresible con el teorema de transporte de Reynolds obtendremos la ecuación de continuidad, como se observa:

$$\left(\frac{DM}{Dt}\right)_{\text{sis}} = 0 \quad \wedge \quad B \rightarrow M \quad \wedge \quad \beta = 1$$

$$\left(\frac{DM}{Dt}\right)_{\text{sis}} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{VC}} \rho \cdot dV + \oiint_{\text{SC}} \rho \cdot v \cdot dA$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{VC}} \rho \cdot dV + \oiint_{\text{SC}} \rho \cdot v \cdot dA = 0$$

Como es flujo permanente entonces el volumen de control no se deforma.

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{VC}} dV + \oiint_{\text{SC}} v \cdot dA = 0$$

$$\Sigma \dot{V}_{\text{sal}} - \Sigma \dot{V}_{\text{ent}} = 0$$

Por lo que

$$Q = V \cdot A = \text{Constante} \dots \dots \dots (2.4)$$

Donde:

Q : Caudal.

v : Velocidad media del flujo.

A : Área transversal perpendicular a la velocidad media.

Para el caso de una turbina pelton el caudal será igual a la suma de todos los caudales que pasan por los inyectores, en caso de contar con un solo inyector el caudal será igual al caudal que pasa por el inyector a través de la tobera, entonces basándonos de la ecuación 2.6 para una turbina pelton tendríamos que la velocidad media del flujo será igual a la velocidad del chorro y el área será igual al área transversal que se forma con el diámetro del chorro hidráulico.

$$V = C_0 = k_{c_0} \cdot \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (2.5)$$

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \dots \dots \dots (2.6)$$

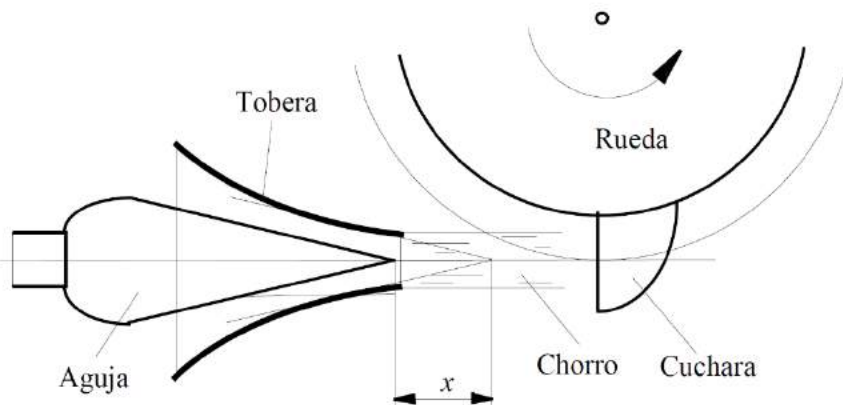
De acuerdo a la ecuación 2.6 el caudal en una turbina pelton con un inyector será igual a:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot k_{C_0} \cdot \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (2.7)$$

Donde:

- Q : Caudal para un solo inyector.
- v : Velocidad media del flujo.
- A : Área transversal perpendicular a la velocidad media.
- d : Diámetro del chorro.
- C<sub>0</sub>: Velocidad del chorro.
- K<sub>C<sub>0</sub></sub>: Coeficiente de tobera.
- g : Aceleración de la gravedad.
- H : Salto neto.

**FIGURA N° 2.3**  
**CHORRO HIDRÁULICO DEL INYECTOR EN UNA TURBINA PELTON**



Fuente: Zamora y Viedma (2016). Maquinas Hidráulicas.

**La altura:** Conocida como altura efectiva para turbomaquinas generadoras y salto neto para turbomaquinas motoras, es la energía almacenada del fluido expresada en metros, una forma de determinarla es combinando la teoría de

la ley de la conservación de la energía en un flujo permanente e incompresible con el teorema del transporte de Reynolds, como se observa.

$$\left(\frac{DB}{Dt}\right)_{\text{SIS}} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{VC}} \beta \cdot \rho \cdot dV + \iint_{\text{SC}} \beta \cdot \rho \cdot v \cdot dA$$

para

$$B \rightarrow E \quad \wedge \quad \beta = e$$

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} = \left(\frac{DE}{Dt}\right)_{\text{SIS}} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{VC}} e \cdot \rho \cdot dV + \iint_{\text{SC}} e \cdot \rho \cdot v \cdot dA$$

Pero:

$$\frac{dW}{dt} = E_{\text{Flujo}} + E_{\text{Perdidas}} + E_{\text{Hidraulicas}}$$

$$\frac{dW}{dt} = \iint_{\text{SC}} P \cdot V \cdot dA + \iint_{\text{SC}} \tau \cdot V \cdot dA + \frac{dW^*}{dt}$$

$$\square \frac{dW^*}{dt} : \text{Energía Hidraulica} \begin{cases} \rightarrow \text{Turbina (+)} \\ \rightarrow \text{Ventilador (-)} \\ \rightarrow \text{Bomba (-)} \end{cases}$$

Por lo tanto:

$$\left(\frac{DE}{Dt}\right)_{\text{SIS}} = \frac{dQ}{dt} - \left( \iint_{\text{SC}} P \cdot V \cdot dA + \iint_{\text{SC}} \tau \cdot V \cdot dA + \square \frac{dW^*}{dt} \right) = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{VC}} e \cdot \rho \cdot dV + \iint_{\text{SC}} e \cdot \rho \cdot v \cdot dA$$

Para flujo permanente tendremos que:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\text{VC}} e \cdot \rho \cdot dV + \iint_{\text{SC}} \left( e + \frac{P}{\rho} \right) \rho \cdot V \cdot dA + \iint_{\text{SC}} \tau \cdot V \cdot dA + \frac{dW^*}{dt}$$

$$\frac{dQ}{dt} = \iint_{\text{SC}} \left( e + \frac{P}{\rho} \right) \rho \cdot V \cdot dA + \iint_{\text{SC}} \tau \cdot V \cdot dA + \frac{dW^*}{dt}$$

Considerando



$$\frac{dQ}{dt} = 0$$

$$\frac{dQ}{dt} = \iint_{SC} \left( e + \frac{P}{\rho} \right) \rho \cdot V \cdot dA + \iint_{SC} \tau \cdot V \cdot dA + \frac{dW^*}{dt} = 0$$

Si la masa se conserva y  $e = \frac{v^2}{2} + g \cdot z + u$  entonces:

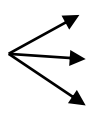
$$\left( \frac{V^2}{2} + g \cdot z + u + \frac{P}{\rho} \right)_1 \cdot \dot{m} - \left( \frac{V^2}{2} + g \cdot z + u + \frac{P}{\rho} \right)_2 \cdot \dot{m} + \iint_{SC} \tau \cdot V \cdot dA + \frac{dW^*}{dt} = 0$$

Por otro lado el fluido es incompresible  $\rightarrow \Delta u \cong 0$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{g \cdot z_1}{g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{g \cdot z_2}{g} + \iint_{SC} \frac{\tau \cdot V \cdot dA}{\dot{m} \cdot g} + \frac{dW^*}{dt} \cdot \frac{1}{g \cdot \dot{m}}$$

Resultando la expresión conocida como la ecuación de Bernoulli

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + P_{carga\ 1-2} + H^* \dots \dots \dots (2.8)$$

$H^*$  : Energía Hidraulica en metros 

- Turbina (+)
- Ventilador (-)
- Bomba (-)

Considerando una turbina hidráulica el salto neto sería igual a:

$$H_T = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + (z_1 - z_2) + P_{carga\ 1-2} \dots \dots \dots (2.9)$$

Dónde:

- $H_T$  : Salto neto.
- $P$  : Presión del fluido.
- $v$  : Velocidad en la sección transversal.

$z$  : Altura con respecto a un nivel de referencia.

$\gamma$  : Peso específico

$g$  : Aceleración de la gravedad.

$P_{carga\ 1-2}$  = Sumatoria de las pérdidas de energía

**La Velocidad:** Es aquella velocidad con la que gira el rodete expresada generalmente por el número de revoluciones por minuto (RPM), la cual está relacionada con la velocidad tangencial.

$$U = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{60} \dots \dots \dots (2.10)$$

Dónde:

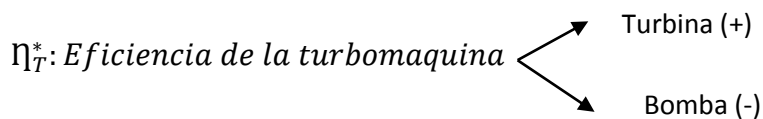
$U$  : Velocidad tangencial.

$D$  : Diámetro del rodete de la turbomaquina hidráulica.

$N$  : Número de revoluciones por minuto (RPM).

**Potencia:** Es la energía mecánica absorbida o entregada al eje de la turbomaquina.

$$P_{eje} = \gamma \cdot H \cdot Q \cdot \eta_T^* \dots \dots \dots (2.11)$$



Dónde:

$P_{eje}$ : Potencia al eje de la turbomaquina.

$\gamma$  : Peso específico

$H$  : Salto neto.

$Q$  : Caudal

$\eta_T$ : Eficiencia de la turbomaquina.

**Numero especifico (Ns):** Es un numero que nos determina las características de una turbomaquina.

$$Ns = \frac{N \cdot \sqrt{P_{eje}}}{H^{\frac{5}{4}}} \dots \dots \dots (2.12)$$

**Rendimiento:** Es el porcentaje de energía que se entrega cada vez que se transforma la energía en una turbomaquina.

$$\eta = \frac{\text{Potencia entregada}}{\text{Potencia absorbida}} \dots \dots \dots (2.13)$$

**2.2.4 Ecuación de Euler**

De acuerdo a Mataix (1982), en las turbomaquinas el intercambio de energía se obtiene por una acción mutua entre las paredes de los álabes y el fluido, esta acción resultante entre el fluido y el rodete se manifiesta mediante una fuerza cuyo valor puede calcularse mediante el principio de la cantidad de movimiento, con la cual se calculará la fuerza y el momento con relación al eje de la máquina, mediante la siguiente ecuación.

$$F = Q \rho (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) \dots \dots \dots (2.14)$$

$$M = Q \rho (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \dots \dots \dots (2.15)$$

Donde:

- Q: Caudal que pasa por el rodete.
- ρ: Densidad del fluido.
- C: Velocidad absoluta del fluido.
- α: Angulo absoluto ubicado entre (C y W).

Así mismo el momento multiplicado por la velocidad angular (ω) da como resultado a la potencia que el rodete entrega al fluido, como se observa en la siguiente ecuación.

$$P = M \dot{\omega} = Q \rho \dot{\omega} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1)$$

Por lo tanto

$$P = M \dot{\omega} = Q \rho \dot{\omega} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) = g \rho Q H$$

Deduciendo de esta forma la ecuación de Euler el cual se expresa en la siguiente ecuación.

$$H = \pm \frac{(U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1})}{g} \dots \dots \dots (2.16)$$

Donde:

H: Altura teórica de Euler.

U: Velocidad tangencial del rodete.

C<sub>u</sub>: Proyección de C con respecto a U (C<sub>u</sub> = C · cos α).

g: Aceleración de la gravedad.

### Grado de Reacción

De acuerdo a Encinas (1975) El grado de reacción es un numero característico del rodete, el cual relaciona el cual cuantifica la proporción de carga estática aprovechada sobre la carga efectiva total la cual puede expresarse mediante la siguiente ecuación:

$$R_{\infty} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma \cdot H_{R_{\infty}}} \dots \dots \dots (2.17)$$

$$R_{\infty} = \frac{\frac{U_2^2 - U_1^2}{2 \cdot g} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2 \cdot g}}{H_{R_{\infty}}} \dots \dots \dots (2.18)$$

Donde:

R<sub>∞</sub>: Grado de reacción.

P: Presión a la entrada y salida del rodete.

U: Velocidad tangencial del rodete.

W: Velocidad relativa.

$H_{R_{\infty}}$ : Altura de Euler.

g: Aceleración de la gravedad

### 2.2.5 Degradación de la energía en turbomaquinas

De acuerdo a Mataix (1982), la degradación en una turbomaquina hidráulica, ocurre debido a las diversas pérdidas presentes en todo el recorrido del fluido, precisamente son las pérdidas de energía encontradas en el flujo al ingreso y la salida de la turbomaquina pudiendo clasificarse en tres grupos importantes:

- Pérdidas hidráulicas
- Pérdidas volumétricas
- Pérdidas mecánicas

#### **Pérdidas hidráulicas**

Las pérdidas hidráulicas minimizan la energía específica útil que aprovecha la turbina del fluido. Existen dos clases: pérdidas de superficie y pérdidas de forma.

Mataix (1982) indica que las pérdidas de superficie son producto del rozamiento del fluido con las paredes que interactúan en su paso por la turbomaquina y así como las del propio fluido, mientras que las pérdidas de forma son generadas por la separación o desprendimiento de la capa límite del fluido al cambiar constantemente su dirección y en toda configuración complicada del flujo.

1. Pérdidas  $H_r$  por rozamiento:

$$H_r = K_r Q^2 \dots\dots\dots(2.19)$$

2. Pérdidas  $H_c$  por choques:

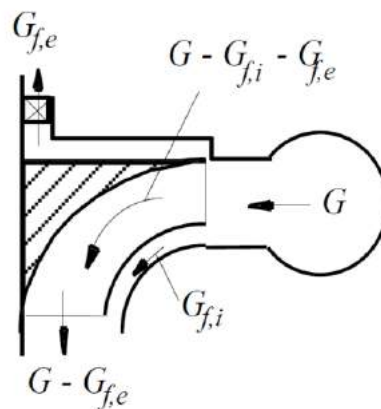
$$H_r = K_c (Q - Q^*)^2 \dots\dots\dots(2.20)$$

### Perdidas volumétricas o intersticiales

Zamora y Viedma (2016), indica que existe un pequeño caudal recirculante ( $G_{f,i}$ ) que se encuentra entre el rodete y la carcasa, cuya energía no se aprovecha, también existe un pequeño caudal que se pierde al exterior ( $G_{f,e}$ ). Teniendo un caudal  $Q_r$ , que circula por el interior del rodete de la siguiente manera:

$$Q_r = G - G_{f,i} - G_{f,e} \dots \dots \dots (2.21)$$

**FIGURA N° 2.4**  
**PERDIDAS VOLUMÉTRICAS EN UNA TURBINA**



Fuente: Zamora y Viedma (2016). Maquinas Hidráulicas.

### Perdidas mecánicas exteriores

Mataix (1982) señala que son aquellas perdidas producidas por los rozamientos de la prensaestopa y de los cojinetes que trabajan en contacto con el eje de la turbomaquina, así mismo se menciona que el fluido que ocupa los espacios entre la carcasa y el rodete son los que producen los llamados rozamientos de disco, por tanto como todo esto ocurre en la parte externa al rodete, son incluidas entre las perdidas mecánicas.

## Relación entre las potencias y la degradación de la energía

### Potencia hidráulica

Es la potencia obtenida por el salto útil  $H_u$  que se invierte en la turbomaquina y un caudal  $Q$ :

$$P_h = \rho g Q H_u \dots\dots\dots(2.22)$$

### Potencia en el interior en el eje, $P_i$

Es la potencia producida en el eje por el caudal  $Q_r$  la cual circula en el interior del rodete:

$$P_i = \rho \cdot g \cdot Q_r \cdot H_t \dots\dots\dots(2.23)$$

### Potencia interior teórica en el eje, $P_{it}$

Asumiendo  $q = 0$

$$P_{it} = \rho g Q H_t \dots\dots\dots(2.24)$$

La potencia  $P_v$  resultante debido al efecto de las perdidas volumétricas sería:

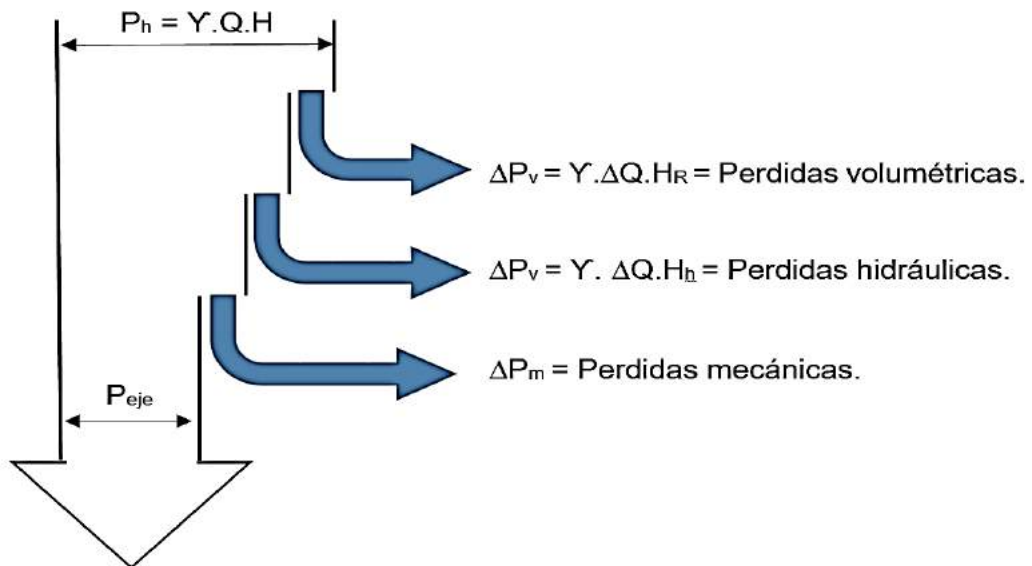
$$P_v = \rho g Q |H_t| \dots\dots\dots(2.25)$$

### Potencia exterior en el eje, $P_e$

También conocida como la potencia efectiva, es la potencia medida en el exterior del eje.

$$P_e = |P_i - P_m| \dots\dots\dots(2.26)$$

**FIGURA N° 2.5**  
**DIAGRAMA SANKEY DE UNA TURBOMAQUINA MOTORA**



Fuente: Elaboración propia.

### 2.3 Conceptual

El marco conceptual es una parte fundamental en el desarrollo de una investigación científica, debido a que expone los conceptos involucrados del problema objeto de estudio y esto sirve de sustento teórico porque es evaluado por otros investigadores, la presente investigación científica se orientara a definir los conceptos involucrados con el “Diseño de una unidad de instrucción experimental en Circuito Cerrado Asistido con PLC para el Estudio del comportamiento de un Turbina Peltón de 2 KW. FIME – UNAC”, los cuales son mencionados a continuación:

#### 2.3.1 Diseño

La palabra diseño proviene de un término de origen italiano denominado disegno, el cual se refiere a plasmar la solución de un problema mediante un boceto, bosquejo o esquema. Es así que el diseño engloba diversas concepciones que varían según su dirección o finalidad, otras definiciones generalizan la idea de diseño. De acuerdo a Brown y Wyatt (2010) El diseño es como una metodología siempre en constante innovación por lo que reinventarse a sí mismo podría parecer una manera inteligente de avanzar.



Sin embargo, la palabra diseño en ingeniería se comprende como el desarrollo de un sistema con algunas propiedades y características a fin de resolver una problemática y satisfacer la demanda es así que Villeta (2000) Define al termino diseño como “Un procedimiento que se utiliza en el desarrollo de la solución de un problema, esto se hace combinando tres elementos fundamentales que son los principios teóricos o experiencias, los medios disponibles en la localidad o lugar y los productos del mercado”.(p.1).

### **2.3.2 Circuito cerrado**

El termino circuito proviene del latin circuitus y hace referencia al trayecto en curva cerrada y al recorrido previamente fijado, que termina en el punto de partida o el terreno comprendido dentro de un perímetro dado. Por otra parte, el termino cerrado es todo aquello que no tiene salida, por lo que un circuito cerrado refiere a la interconexión de dos o más componentes con al menos una trayectoria cerrada y que no tiene salida, de acuerdo al Mott (2006) En circuitos cerrados un fluido circula de manera continua, (p.306).

### **2.3.3 Principio de Funcionamiento de las Maquinas Hidráulicas**

El fluido utilizado en este tipo de dispositivos mecánicos posee un papel fundamental en su recorrido, ya que desde su primera fase natural desde donde se encuentra el reservorio o la toma, hasta llegar a la turbina o máquina hidráulica transforma invirtiendo toda su energía o lo máximo posible debido a las perdidas, en energía cinética. El fluido que en este caso es el agua al llegar a la turbina posee muchas características pero la más importante es la dirección vectorial que al impactar sobre los alabes, este cambia tanto su dirección como su intensidad, el cual origina una fuerza sobre el elemento fundamental del rodete ósea el alabe. Como ya hemos entendido el impacto del chorro origina un momento angular resultante con una capacidad suficiente y hasta superior de hacer girar el rotor, este tiene un eje acoplado directamente o de forma indirecta a un

generador eléctrico haciendo que este origine la energía eléctrica demandada.

#### 2.3.4 Elementos principales de una turbina Pelton

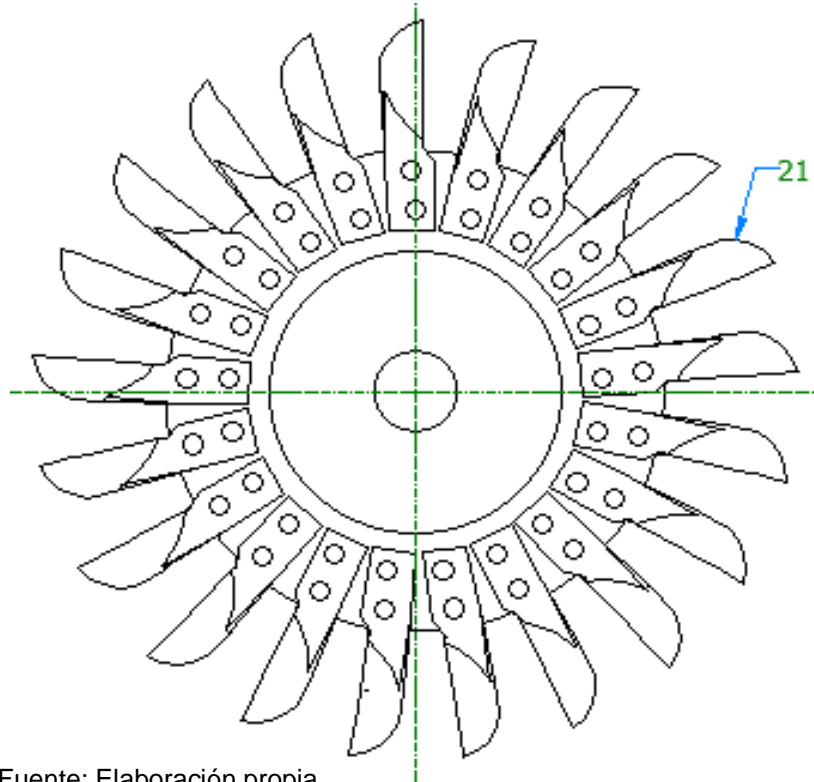
- **Rodete**

En toda turbina hidráulica el elemento principal es el (rodete, rueda o rotor), esta pieza es importante debido a que es la encargada de modificar la energía hidráulica del agua en energía cinética, energía mecánica o energía de movimiento o rotacional.

- **Cucharas**

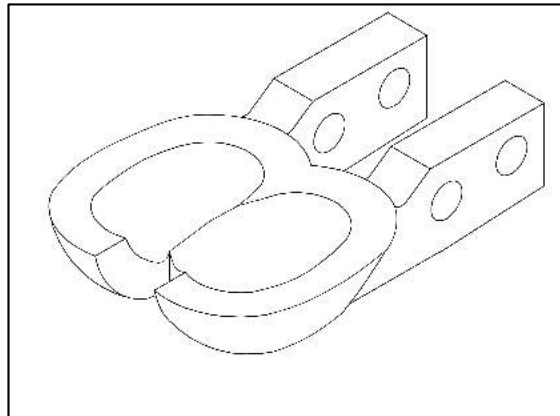
Son conocidas como también como álabes o palas, siendo diseñadas para recibir el impacto directo de la fuerza del chorro de agua, su forma es de doble cuchara unidas por una arista media que las divide.

**FIGURA N° 2.6**  
**RODETE DE UNA TURBINA PELTON**



Fuente: Elaboración propia.

**FIGURA N° 2.7**  
**CUCHARA DE UNA TURBINA PELTON**

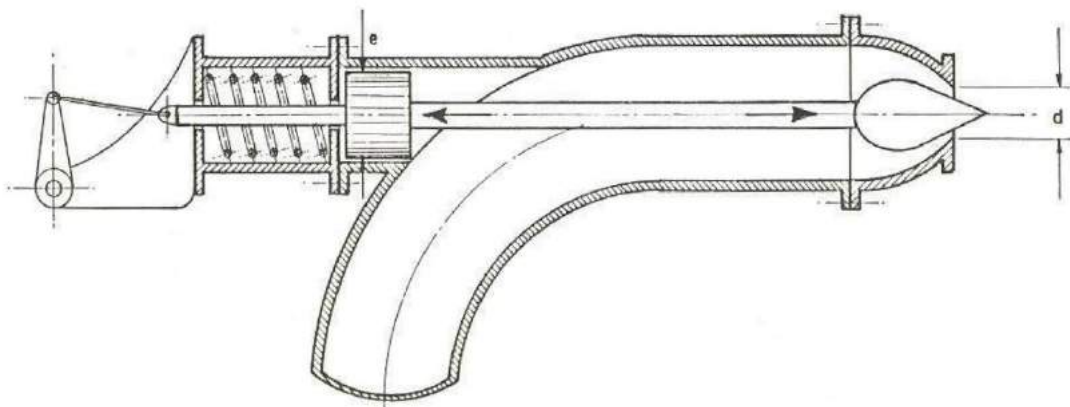


Fuente: Elaboración propia.

### **Inyector**

Tiene la función de regular el caudal que se le proporciona a la turbina, está conformado por la tobera que es una boquilla con orificio de sección circular, instalada al final de la cámara de distribución su función es dirigir el chorro hacia el rotor de tal forma que la prolongación de la tobera forma un ángulo de  $90^\circ$  con los radios de este.

**FIGURA N° 2.8**  
**INYECTOR DE UNA TURBINA PELTON**



Fuente: OLADE. "Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas".

### **2.3.5 Clasificación de las Turbinas Pelton**

Las turbinas pelton en general se clasifican de acuerdo a la posición del eje que mueven, así podemos encontrar las de tipo vertical o horizontal.

- **Posición Horizontal**

En esta posición se pueden colocar como máximo dos inyectores debido a su complicada instalación, la gran ventaja es la practicidad del mantenimiento de su rueda sin necesidad de estar desmontando la turbina.

- **Posición Vertical**

En esta posición es fácil la distribución de alimentación en un plano horizontal y así se puede aumentar el número de chorros sin aumentar el caudal, y así tener una mayor potencia por cada inyector. Se debe tener presente que en la posición vertical, se hace más complicado y por ende más costoso su mantenimiento, es por ello que esta posición sea la más conveniente para ciertos lugares en donde se tengan aguas limpias y que no ocasionen gran efecto abrasivo sobre los álabes o cucharas.

### **2.3.6 Controladores Lógicos Programables (PLC)**

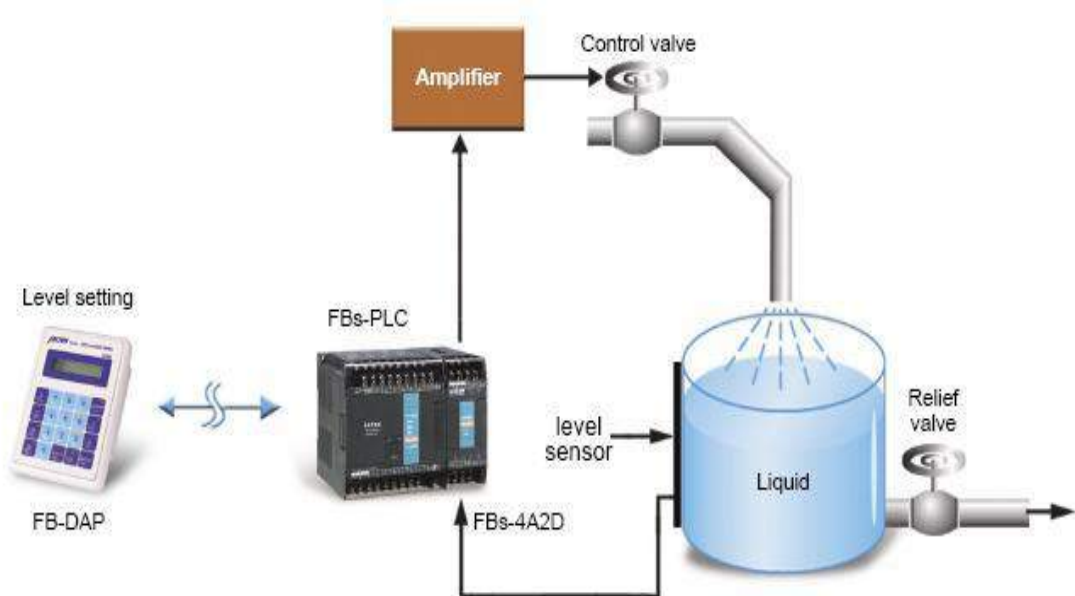
- **Definición de PLC:**

Un PLC (Controlador Lógico Programable) Es un dispositivo electrónico de estado sólido controla un proceso o una máquina y que tiene la gran capacidad de ser programado o reprogramado automáticamente según la demanda de la aplicación. Fue inventado para sustituir los circuitos secuenciales creados en relés que eran tan necesarios para un control de las máquinas. El PLC trabaja monitoreando sus entradas, y dependiendo de su estado, activando y desactivando sus salidas

respectivas. El usuario puede introducir al PLC un determinado programa, casi siempre mediante un Software, lo que provoca que el PLC trabaje de manera que óptima para los requerimientos del usuario.

Los PLCs son usados en varias aplicaciones: Maquinado de piezas, Embaladoras, Manipulación de materiales, ensamblado automático, y en general cualquier tipo de aplicación que necesite de controles eléctricos puede usar mejor un PLC.

**FIGURA N° 2.9**  
**APLICACIÓN DE UN PLC**



Fuente: [http://www.logicbus.com.mx/imagenes/29/Application\\_7-1.jpg](http://www.logicbus.com.mx/imagenes/29/Application_7-1.jpg)

## 2.4 Definición de términos básicos

- **Controlador:** Dispositivo que proporciona señales o corriente eléctrica para activar una línea de transmisión o una pantalla de presentación.
- **Dimensionamiento:** Proceso para determinar la dimensión o característica correcta o esperada de algo.

- **Difusor:** Dispositivo para la reducción de la velocidad y el aumento de la presión estática de un fluido que pasa a través de un sistema.
- **Diseño:** Actividad creativa que tiene por fin proyectar objetos que sean útiles y estéticos.
- **Maquinas Generatrices:** Son aquellas que requieren energía mecánica o trabajo  $W$  para ponerse en funcionamiento.
- **Inyector:** Que inyecta o sirve para inyectar un fluido.
- **Matlab:** Herramienta de software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado (IDE) con un lenguaje de programación propio (lenguaje M).
- **Ordenador:** Máquina electrónica capaz de almacenar información y tratarla automáticamente mediante operaciones matemáticas y lógicas controladas por programas informáticos.
- **PLC:** Es un Controlador Lógico Programable (Programmable Logic Controller), en sí es un sistema de control.
- **Prototipo:** Primer ejemplar que se fabrica de una figura, un invento u otra cosa, y que sirve de modelo para fabricar otras iguales, o molde original con el que se fabrica.
- **Recirculación:** Es un concepto que proviene de circulación, un término que se refiere al proceso de circular.
- **Rodete:** Objeto con forma de rueda o rosca, hecho de un material flexible, que se coloca sobre la cabeza y se utiliza para apoyar en él un peso que se ha de transportar.
- **Simulación:** Efecto de simular.

- **Symulink:** Es una toolbox especial de MATLAB que sirve para simular el comportamiento de los sistemas dinámicos.
- **Turbomaquina:** Aparato generador o receptor, que actúa dinámicamente sobre un fluido mediante una rueda provista de compartimientos, móvil alrededor de un eje fijo (turborreactor, turbomotor).

### III. HIPÓTESIS Y VARIABLES

#### 3.1 Hipótesis

##### 3.1.1 Hipótesis General

Si se diseñan una unidad de instrucción experimental en circuito cerrado se podrá realizar el estudio del comportamiento de una turbina Pelton de 2 KW, asistido con PLC en el Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Maquinas Térmicas de la FIME – UNAC.

##### 3.1.2 Hipótesis Específicos

- Si se determina la cinemática del fluido se podrá realizar el diseño del rodete e inyector de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW.
- Si se determina el diseño del rodete y el inyector se podrá seleccionar los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW.
- Si se determina la selección de los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la turbina Pelton de 2KW se podrá realizar el proceso de programación para asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental.

- Si se determina el proceso de programación necesario para asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado se podrá realizar el estudio del comportamiento de una turbina Pelton de 2KW.

### 3.2 Definición Conceptual de variables

De acuerdo a Mejía (2005), una variable es una propiedad o aspecto cuantificable que tiene la capacidad de variar, siendo estos constructos o construcciones hipotéticas que realiza un investigador. En la presente tesis titulada: ***“Diseño de una unidad de instrucción experimental en Circuito Cerrado Asistido con PLC para el Estudio del comportamiento de un Turbina Peltón de 2 KW. FIME”***, se tendrá:

#### **Variable Independiente X: Unidad de Instrucción Experimental.**

De acuerdo a Arístides (2010), una variable independiente “es sinónimo de variable causal, también conocida como variable explicativa; es aquella característica o propiedad que es la causa de otra variable. Es aquella variable que produce efectos en otra variable”. (P.272)

De acuerdo a Bruner la instrucción es el modo en que un conjunto de conocimientos puede estructurarse de tal forma que sea interiorizado lo mejor posible por el estudiante.

Así mismo La palabra experimental se deriva de experimentar, en donde la Real Academia Española (RAE) lo define como la forma de probar y examinar prácticamente la virtud y propiedad de algo.

Por lo que podemos definir a la Variable **Unidad de Instrucción Experimental** como un equipo en donde se puede probar y examinar un conjunto de conocimientos teóricos de forma real y practica de tal manera que sea absorbido eficientemente por los estudiantes.

#### **Variable Dependiente Y: Comportamiento de una turbina Pelton**

Así mismo Arístides (2010), que una variable dependiente “es sinónimo de variable efecto, también conocida como variable explicada; es aquella



característica o propiedad que es el efecto o consecuencia de la variable independiente. Los valores de la VD siempre dependen de otras (VI)". (P. 272).

Así mismo La palabra comportamiento se deriva de comportar, en donde la Real Academia Española (RAE) lo define como la forma de actuar de una manera determinada.

Por lo que podemos definir a la variable **comportamiento de una turbina pelton** como la forma que esta actúa o se comporta ante un cambio de régimen, siendo esta una variable dependiente debido a que será una consecuencia del diseño que se le realice a la unidad de instrucción experimental.

### 3.2.1 Operacionalización de variable

**TABLA N° 3.1**  
**MATRIZ DE OPERACIONALIZACIÓN DE LA VARIABLE**

VARIABLE	DIMENSIÓN	INDICADOR	ÍNDICE	MÉTODO	TÉCNICA
<b>Independiente</b> Unidad de instrucción experimental	Cinemática del fluido	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Caudal.</li> <li>- Diámetro del chorro.</li> <li>- Velocidad de chorro.</li> <li>- Velocidad de la turbina.</li> <li>- Velocidad tangencial.</li> </ul>	m <sup>3</sup> /s	Método inductivo	Documental
			mm		
			m/s		
			m/s		
			m/s		
	Diseño del rodete e inyector	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Dimensionamiento del rodete.</li> <li>- Dimensionamiento del inyector.</li> <li>- Fuerza del chorro.</li> <li>- Análisis estructural del rodete.</li> <li>- Análisis de fluido dinámico del inyector.</li> <li>- Análisis estructural del árbol de transmisión.</li> </ul>	Mm	Método inductivo	Documental
			Mm		
			Kgf		
			Análisis por elementos finitos		
	Equipos y materiales de la red de distribución hidráulica	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Selección de la maquina hidráulica generadora.</li> <li>- Dispositivos de medición y control.</li> <li>- Dimensionamiento de la red de distribución hidráulica.</li> </ul>	Bomba centrífuga	Método inductivo	Documental
Instrumentos					
Planos					
Proceso de programación	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Funcionamiento del sistema de control.</li> <li>- Funcionamiento del programa.</li> </ul>	Programación	Método inductivo	Documental	
<b>Dependiente</b>	Curvas características de la turbina	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Torque Vs RPM.</li> <li>- Potencias VS RPM.</li> <li>- Eficiencias VS RPM.</li> </ul>	Trazo de curvas en un plano cartesiano	Método inductivo	Documental

Comportamiento de una turbina Pelton					
--	--	--	--	--	--

Fuente: Elaboración propia

## **IV. DISEÑO METODOLÓGICO**

### **4.1 Tipo y diseño de la investigación**

La presente investigación es del tipo Tecnológica con un diseño no experimental, debido a que en el presente estudio no se realizará una manipulación deliberada de las variables y que con ello servirá para organizar la obtención de datos a partir de la reproducción de las propiedades del objeto de estudio, así mismo el enfoque correspondiente es cuantitativo.

### **4.2 Método de investigación**

El método utilizado en el desarrollo del proyecto de tesis es el sistémico, porque se estudia el objeto mediante la determinación de sus elementos, sus relaciones y límites para estudiar su estructura y la dinámica de su funcionamiento. Espinoza (2014).

### **4.3 Población y muestra**

Como referencia se puede establecer como una población a la existente en el mercado internacional de unidades experimentales para el ensayo de máquinas hidráulicas motoras de acción, que sirven para fortalecer el aspecto académico del comportamiento de operación a régimen constante y variable de las turbinas pelton; los mismos que tienen altos costos para su adquisición. Por lo descrito anteriormente y tomando en cuenta en los referenciales citados, se proyecta como muestra el diseño propuesto en el título del proyecto de tesis con un valor agregado que se puede controlar la carga y capacidad del sistema mediante un proceso de programación.

### **4.4 Lugar de estudio**

El lugar en donde se proyecta hacer el estudio para el Diseño de una unidad de instrucción experimental en Circuito Cerrado Asistido con PLC para el Estudio del comportamiento de un Turbina Peltón de 2 KW, será en las instalaciones del Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Maquinas Térmicas de la

Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía de la Universidad Nacional del Callao.

#### **4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de la información**

Las técnicas de recolección para la presente investigación serán:

- **Observación**

La técnica de observación es una técnica de investigación que consiste en observar personas, fenómenos, hechos, casos, objetos, acciones, situaciones, etc., con el fin de obtener determinada información necesaria para una investigación.

- **Documental**

Las técnicas de investigación documental, centran su principal función en todos aquellos procedimientos que conllevan el uso óptimo y racional de los recursos documentales, como: libros, tesis donde puedan existir antecedentes del problema objeto de estudio y otras investigaciones escritas.

#### **4.6 Análisis y procesamiento de datos**

La presente investigación no requiere un análisis estadístico sino un análisis de los resultados por cada etapa, por lo que el diseño de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado para el estudio del comportamiento de una turbina pelton de 2 Kw asistido con PLC, tendrá las siguientes etapas:

##### **4.6.1 Cinemática del fluido**

- **Determinación del caudal**

las turbinas Pelton o turbinas de acción son máquinas hidráulicas generadora que transforma la energía hidráulica del agua en energía mecánica, son utilizadas de acuerdo a Jara (1998) “para grandes alturas y pequeñas caudales” (P.11), por esta razón y en vista a que equipo proyectado es para un banco de pruebas en un laboratorio universitario

cuyo su dimensionamiento no debe ser de gran tamaño, por esta razón se estableció que un salto neto prudente para esta unidad será no mayor a 50 mca como parámetro de diseño, por lo que para determinar el caudal se empleara la ecuación de la potencia hidráulica la cual se relación con la potencia generada por la turbina, el peso específico y el salto neto y el caudal.

$$P_{Hid} = \frac{P_{eje}}{\eta_T * \eta_{tras} * \eta_{ge}} = \gamma \cdot H \cdot Q \dots \dots \dots (4.1)$$

Donde:

$P_{Hid}$  : Potencia hidráulica.

$P_{eje}$  : Potencia al eje.

$\eta_T$  : Eficiencia de la turbina.

$\eta_{tras}$  : Eficiencia de la transmisión.

$\eta_{ge}$  : Eficiencia del generador.

$\gamma$  : Peso específico.

$H$  : Salto Neto.

$Q$  : Caudal.

De acuerdo al Quantz (1960) la eficiencia de una turbina Pelton está considerada entre 80% a 90%, por lo que se tomara una eficiencia promedio de 85%, por otro lado se tomo como eficiencia del generador igual al 78% y eficiencia de la transmisión igual a 86%

Por tanto:

$$P_{Hid} = \frac{2 \text{ Kw}}{0,85 * 0,86 * 0,78} = 3,5 \text{ Kw}$$

$$Q = \frac{3.5}{9,81 * 50} = 0,00715 \text{ m}^3$$

- **Velocidad del chorro**

Es la velocidad que sale el chorro desde el inyector y está determinada por la siguiente ecuación:

$$C_i = K_{co} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \dots \dots \dots (4.2)$$

Donde:

$C_i$  : Velocidad del chorro.

$K_{co}$  : Coeficiente de tobera.

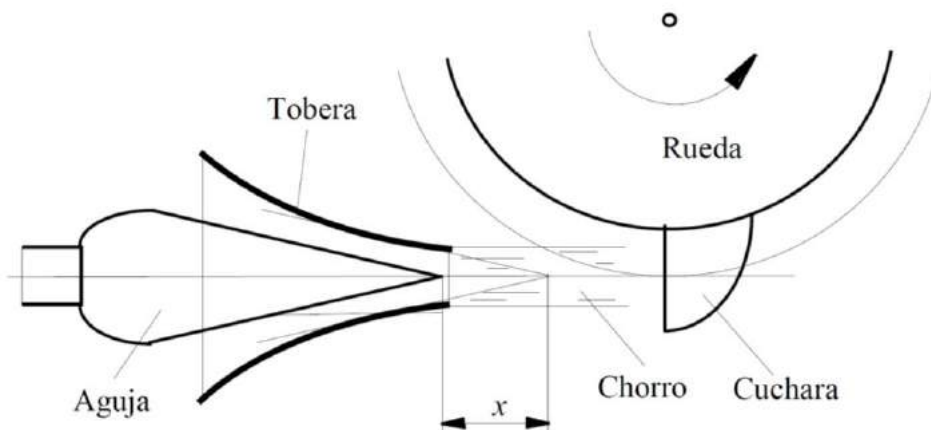
$g$  : Aceleración de la gravedad.

$H$  : Salto neto.

De acuerdo al Quantz (1960) el coeficiente de tobera está considerada alrededor del 0,97. Por lo que:

$$C_i = 0,97 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 50} = 30,38 \text{ m/s}$$

**FIGURA N° 4.1**  
**CHORRO DE UNA TURBINA PELTON DE EJE HORIZONTAL**



Fuente: Zamora y Viedma. Maquinas hidráulicas. Ediciones Rai

• **Determinación del diámetro del chorro**

El diámetro del chorro es un dato importante ya que de acuerdo a la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), en su libro apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas (1988), ya que se puede dimensionar al rodete a partir de este valor.

Para determinar el diámetro de la tobera fue necesario utilizar la ecuación de continuidad:

$$Q = C_i * A \dots\dots\dots(4.3)$$

Donde:

Q : Caudal.

C<sub>i</sub>: Velocidad del chorro.

A : Área transversal de la sección circular de chorro.

Además:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \dots\dots\dots(4.4)$$

Donde:

d : Diámetro del chorro.

Por lo que:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot K_{co} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \dots\dots\dots(4.5)$$

Por lo tanto:

$$0,00715 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \times 0,97 \times \sqrt{2 \times 9,81 \times 50}$$

$$d = 17.3 \text{ mm}$$



- **Velocidad de la turbina en RPM**

Para determinar La velocidad en RPM de la turbina Pelton, fue necesario hacer uso de la velocidad específica, ya que según Jara (1998) este valor guarda una relación directa con las dimensiones de la turbina, siendo está determinada por una relación entre el Numero específico (Ns), la potencia al eje y el salto neto, tal como se muestra en la ecuación:

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{P_{eje}}}{H^{\frac{5}{4}}} \dots \dots \dots (4.6)$$

Donde:

Ns : Velocidad específica.

N : Velocidad de la turbina en RPM.

P<sub>eje</sub> : Potencia al eje en caballos de vapor.

H : Salto neto en metros.

Así mismo de acuerdo a Encinas (1975), el valor del número específico en una turbina pelton de un solo inyector se encuentran hasta 30, por lo que se asignó un valor medio de 13,6. Por otro lado la potencia al eje de la presente investigación es de 2,98 Kw lo que es igual a 4.05 Cv.

Por lo tanto:

$$13,6 = \frac{N \cdot \sqrt{4,05}}{50^{\frac{5}{4}}} = 898 \text{ RPM} \approx 900 \text{ RPM}$$

- **Velocidad tangencial**

La velocidad tangencia está determinada por una relación entre el coeficiente de velocidad tangencial (φ), el salto neto y la aceleración de la gravedad, tal como se muestra en la ecuación:

$$U = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 0,46 \times \sqrt{2 \times 9,81 \times 40} = 14,4 \frac{m}{s}$$

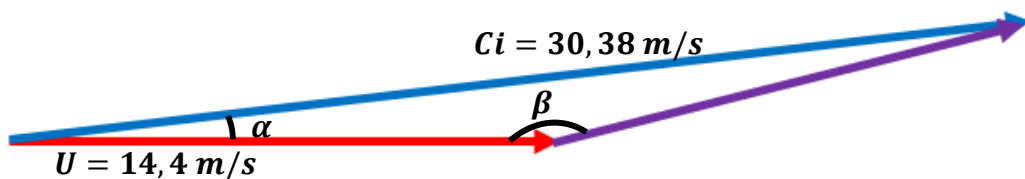
Donde:

U : Velocidad tangencial.

g : Aceleración de la gravedad.

H : Salto neto en metros.

**FIGURA N° 4.2**  
**TRIANGULO DE VELOCIDADES**



Fuente: Elaboración propia

#### 4.6.2 Diseño de la cuchara y del rodete

- **Diámetro primitivo**

El punto donde impacta el chorro en la cuchara de la turbina Pelton genera un diámetro al girar por el eje del rodete, siendo este el diámetro primitivo (D), el cual está determinado por una relación entre la velocidad tangencial, la velocidad en RPM, tal como se muestra en la ecuación:

$$U = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{60} \dots \dots \dots (4.7)$$

$$14,4 = \frac{\pi \cdot D \cdot 898}{60}$$

$$D = 0,306 \text{ m} = 306 \text{ mm}$$

- **Determinando el diámetro de la punta (Dp) y el diámetro exterior (De)**

De acuerdo a Jara (1998) el diámetro de las puntas y el diámetro exterior están determinadas por la ecuación:

$$D_p = D + 2 \cdot \left(\frac{7}{6} \cdot d\right) \dots\dots\dots(4.8)$$

$$D_e = D_p + d \dots\dots\dots(4.9)$$

Por lo tanto:

$$D_p = 306 + 2 \cdot \left(\frac{7}{6} \times 17,3\right) = 346,6 \text{ mm}$$

$$D_e = 229,06 + 17,3 = 363,9 \text{ mm}$$

• **Número de alabes**

De acuerdo a Jara (1998) el número de alabes está determinada por una relación entre la velocidad tangencial, la velocidad en RPM, tal como se muestra en la ecuación:

$$Z = 15 + \frac{D}{3 \times 17,3} \dots\dots\dots(4.10)$$

$$Z = 15 + \frac{306}{3 \times 17,3} = 20,89$$

Como el número de alabes debe de ser un numero entero, entonces el número de alabes será:

$$Z = 21$$

• **Dimensionamiento del alabe**

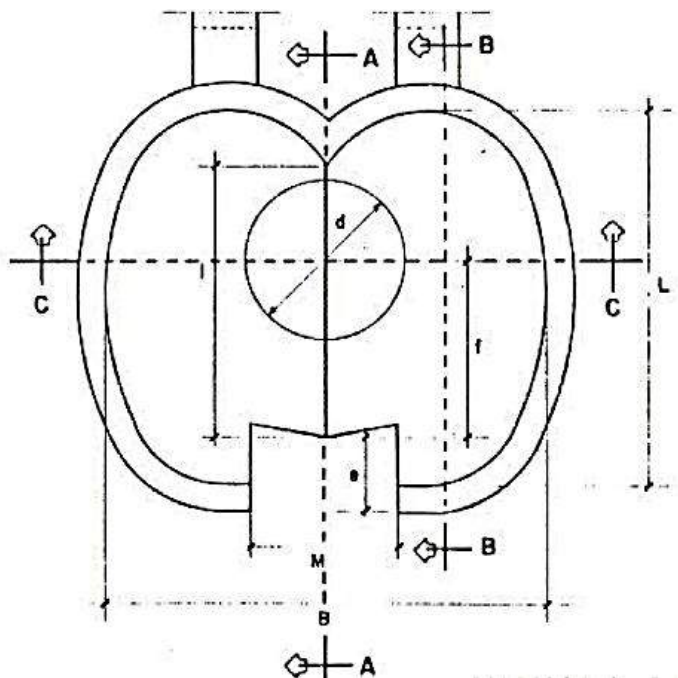
El alabe de la turbina pelton o cuchara está conformado por dos elipsoides que se interceptan en una arista, la cual divide al chorro hidráulico en dos, así mismo acuerdo a OLADE (1988). Las dimensiones del alabe de la turbina Pelton son directamente proporcional al diámetro del chorro hidráulico que sale por la tobera, la cual se selecciona de acuerdo a los parámetros de la siguiente tabla:

**TABLA N° 4.1**  
**DIMENSIONES DE LAS CUCHARAS PELTON EN FUNCIÓN DEL**  
**DIÁMETRO DEL CHORRO**

B	L	D	f	M	e	$\beta_1$	$\beta_2$	l	$\beta_3$	$\beta_4$
$2,5d$	$2,5d$	$0,85d$	$0,8d$	$1,0d$	$0,3d$	$10^\circ$	$4^\circ$	$1,6d$	$2^\circ$	$0^\circ$
a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	a
$4,0d$	$3,5d$	$1,3d$	$1,1d$	$1,2d$	$0,6d$	$30^\circ$	$20^\circ$	$1,7d$	$5^\circ$	$20^\circ$

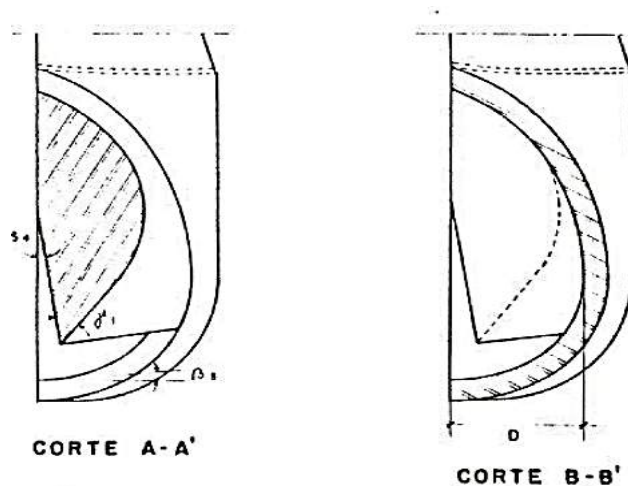
Fuente: OLADE. "Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas".

**FIGURA N° 4.3**  
**GEOMETRÍA DE LA CUCHARAS PELTON – VISTA FRONTAL**



Fuente: OLADE. "Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas".

**FIGURA N° 4.4**  
**GEOMETRÍA DE LA CUCHARAS PELTON – VISTA LATERAL**



Fuente: OLADE. "Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas".

De acuerdo a la tabla N° 4.1 se asignan las siguientes dimensiones del alabe que posteriormente se podrán a prueba:

$$B = 3,25 d = 56,26 \text{ mm}$$

$$L = 2,67 d = 46,22 \text{ mm}$$

$$D = d = 17,3 \text{ mm}$$

$$F = 1,1 d = 19 \text{ mm}$$

$$M = 1,05 d = 18,18 \text{ mm}$$

$$e = 0,33 d = 5,71 \text{ mm}$$

$$I = 1,7 d = 29,43 \text{ mm}$$

$$\beta_1 = 10^\circ$$

$$\beta_2 = 20^\circ$$

$$\beta_3 = 5^\circ$$

$$\beta_4 = 8^\circ$$

$$Y = 35^\circ$$

- **Fuerza del chorro**

Las cucharas de la turbina pelton de esta investigación se encuentran unidas al rodete por medio de pernos los cuales son seleccionados de acuerdo a la cantidad de fuerza que puede desarrollar el chorro hidráulico sobre las cucharas, Esta fuerza hidráulica del chorro tiene de igual manera un efecto importante a la hora de hacer el análisis estructural del eje o árbol de transmisión por lo que su cálculo es importante, obteniéndose por medio de la siguiente ecuación:

$$F_{\max} = 102 * Q * C_i * (\cos \beta_1 + 1) \dots\dots\dots(4.11)$$

Donde:

$F_{\max}$  : Fuerza hidráulica máxima que se ejerce sobre la cuchara.

Q : Caudal que suministra la tobera.

$C_i$  : Velocidad del chorro.

$\beta_1$  : Angulo del alabe a la salida.

Por lo tanto:

$$F = 102 \times 0,00715 \times 30,38 \times (\cos(10) + 1) = 43,84 \text{ Kgf} \approx F_{\max} = 44 \text{ Kgf}$$

- **Análisis estructural de la cuchara y del rodete**

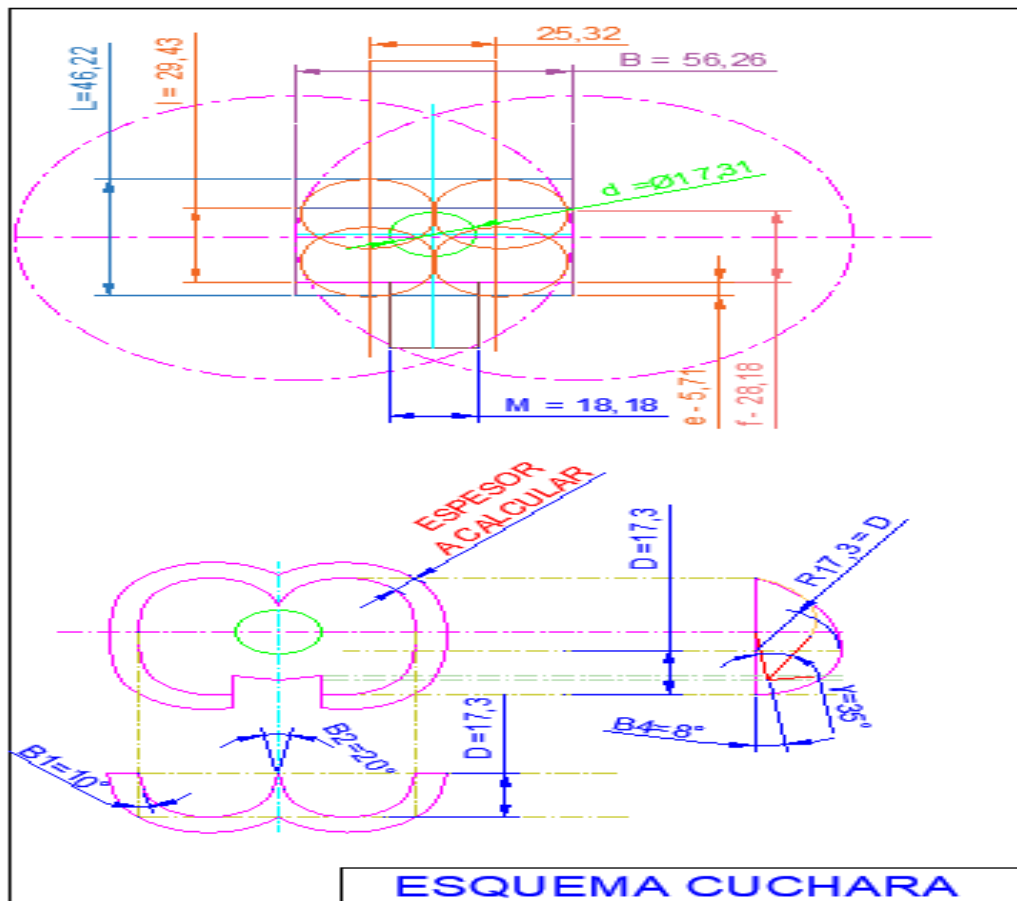
El análisis estructura fue realizado en base a las dimensiones asignadas al alabe, siendo el primer análisis estructural a realizar sobre la cuchara debido a que la geometría aceptable obtenida de este elemento, servirá como base para el posterior diseño del rodete, siendo las condiciones para el respectivo diseño las siguientes:

- Giro del conjunto del rodete y las cucharas: 900 RPM constante y sin aceleración angular.
- Fuerza de impacto del chorro de agua: 44 kgf

- Incremento de la fuerza de impacto del chorro de agua por sobrepresión u otros factores dinámicos: 25%
- Diámetro primitivo de acción de la fuerza de impacto del chorro de agua: 306mm.
- Factor de diseño: **2.5- 3** (de acuerdo al libro MOTT, Robert L., 2006, Diseño de elementos de máquinas. 4ta ed. México: Pearson Educación, página 185).
- Se considerará un espesor inicial de 9mm en la cuchara para la simulación.

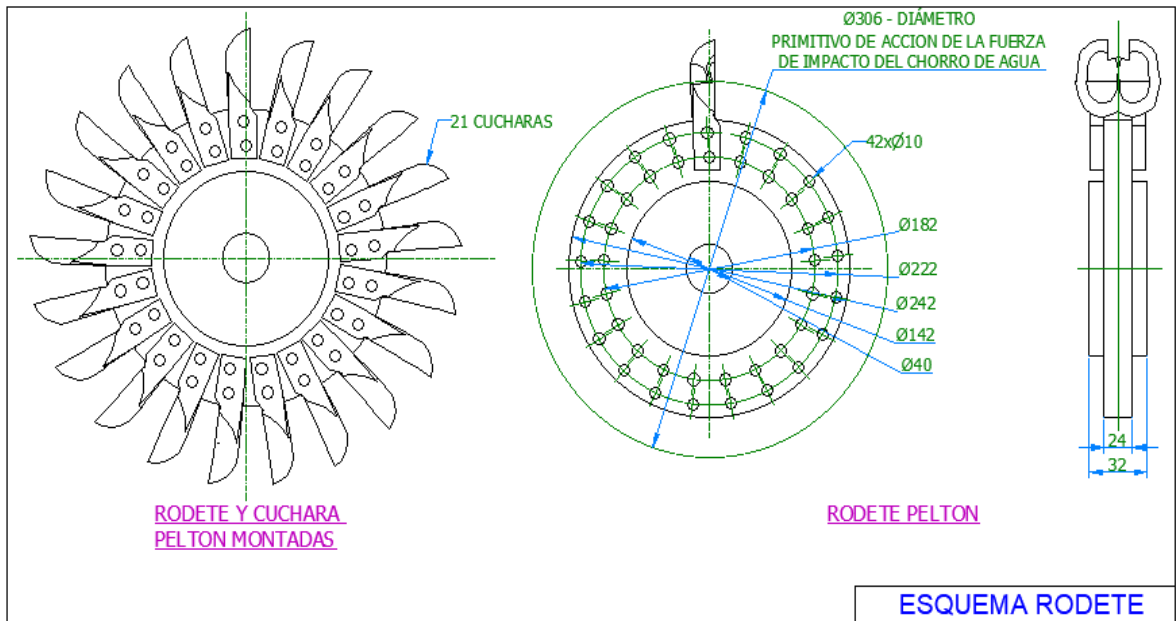
FIGURA N° 4.5

ESQUEMA DE LA CUCHARA PELTON PARA EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL



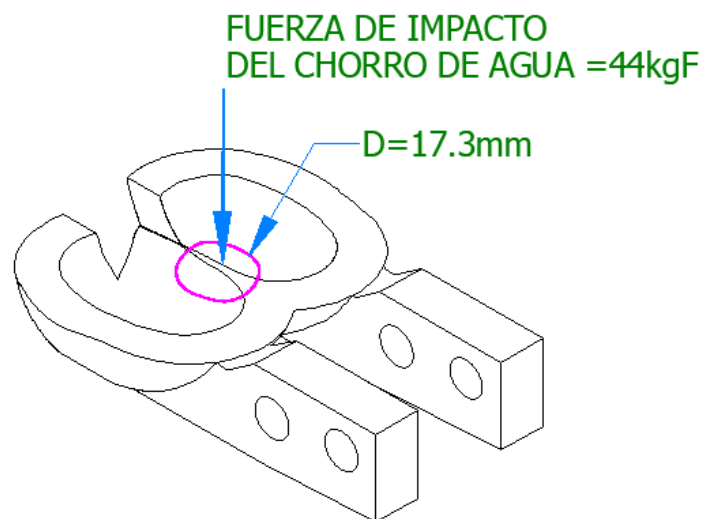
Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.6**  
**ESQUEMA DEL RODETE PELTON PARA EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.7**  
**CUCHARA BAJO EL IMPACTO DEL CHORRO DE AGUA**



Fuente: Elaboración propia



Debido a las características de cada elemento, se tendrán tres escenarios, que corresponderán a sus respectivas simulaciones:

- ✓ **Simulación A:** Análisis estructural de la cuchara bajo el impacto del chorro de agua.
- ✓ **Simulación B:** Análisis estructural del rodete girando a 900 rpm y con las cucharas montadas.
- ✓ **Simulación C:** Estudio del movimiento vibratorio del rodete y las cucharas.

- **Análisis FEA (siglas en inglés de Finite Element Analysis)**

El análisis por elementos finitos (FEA), es una técnica de simulación por computador usada en ingeniería que usa una técnica numérica llamada método de los elementos finitos (FEM).

Existen muchos paquetes de software tanto libres como no libres, en la presente investigación se utilizó el Inventor Profesional 2020.

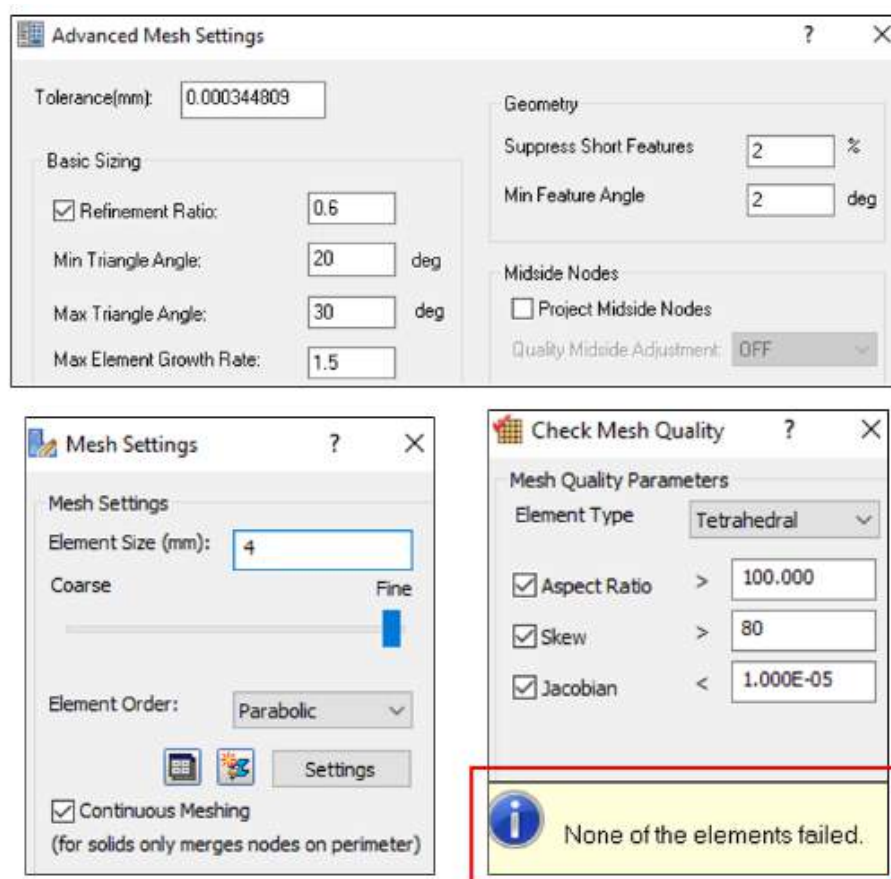
Por otro lado el módulo de análisis de Tensión propio del software será utilizado para las simulaciones B y C, mientras que para la simulación A se utilizó el módulo Nastran in Cad, por otro lado se realizó el tipo de análisis lineal estático para las simulación A y B, mientras que para la simulación C se usó el tipo modal.

Para realizar el análisis por elementos finitos se requirió el siguiente procesamiento:

- **Configuración de malla en el modelo**

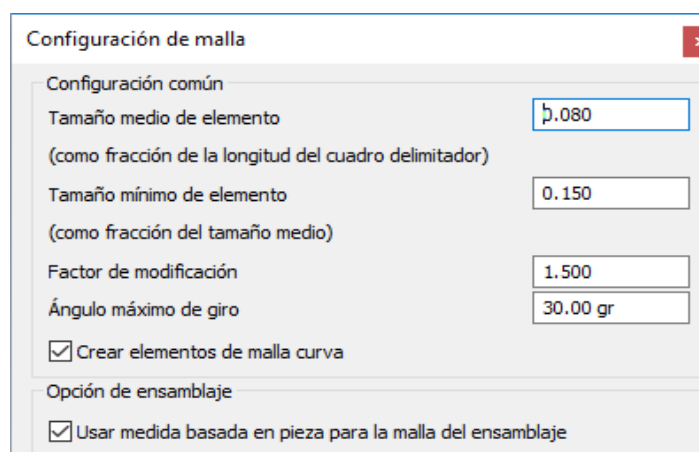
Se realizaron las siguientes configuraciones de malla, las cuales dieron como resultado un mallado sin errores:

**FIGURA N° 4.8**  
**SIMULACIÓN A: MÓDULO NASTRAN IN CAD DEL INVENTOR**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.9**  
**SIMULACIÓN B y C: (Módulo de ANÁLISIS DE TENSIÓN del INVENTOR)**

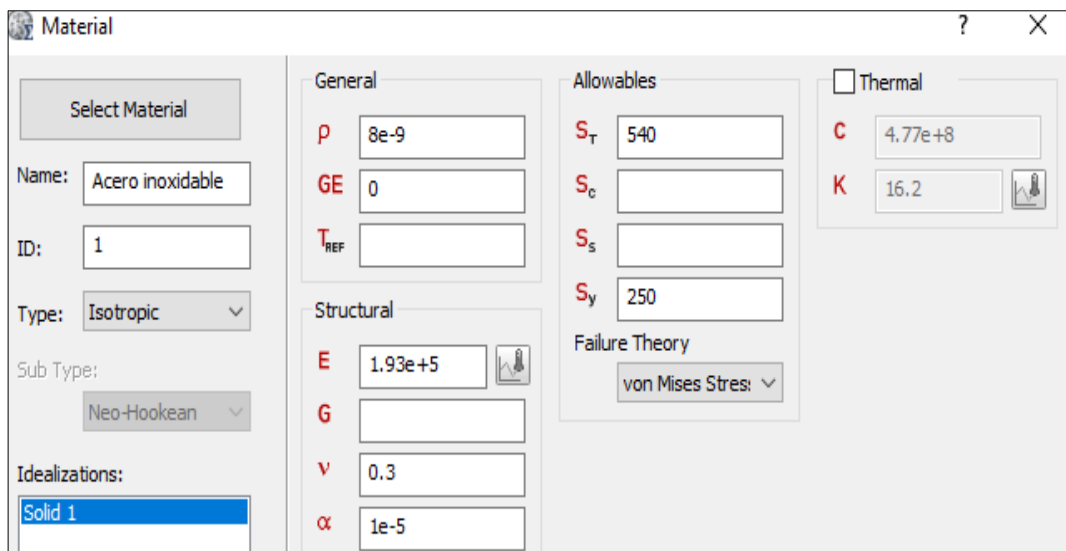


Fuente: Elaboración propia

➤ **Especificación de materiales**

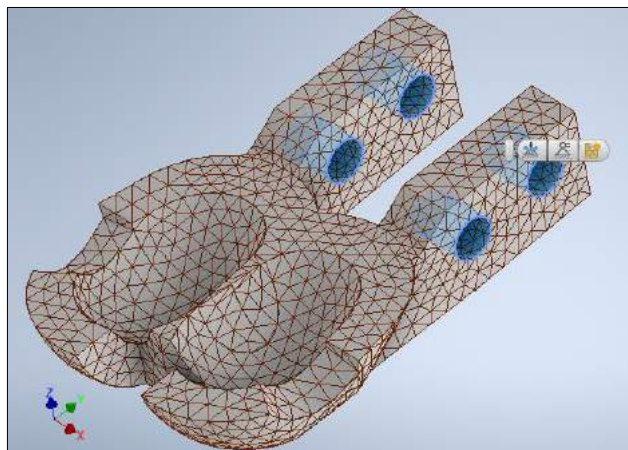
De acuerdo Murray (2005), recomienda usar el acero inoxidable DIN G X5 Cr Ni 13 4 (conocido también como acero inoxidable COR 13-4) para las cucharas y el rodete asimismo en las simulaciones utilizaremos el material de acero inoxidable al ser equivalente a lo mencionado anteriormente.

**FIGURA N° 4.10**  
**ESPECIFICACIÓN DE MATERIALES EN EL SOFTWARE**



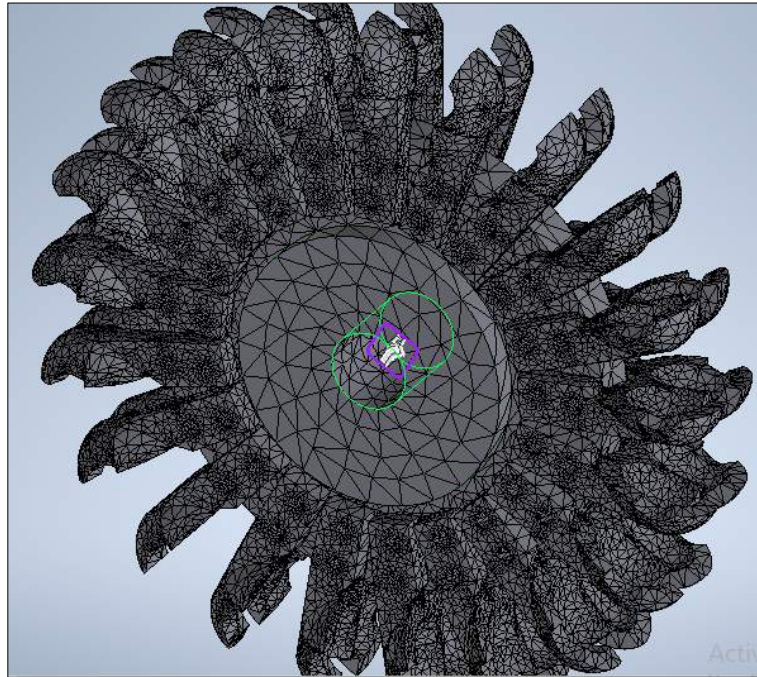
Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.11**  
**RESTRICCIÓN FIJA EN LA SIMULACIÓN A**



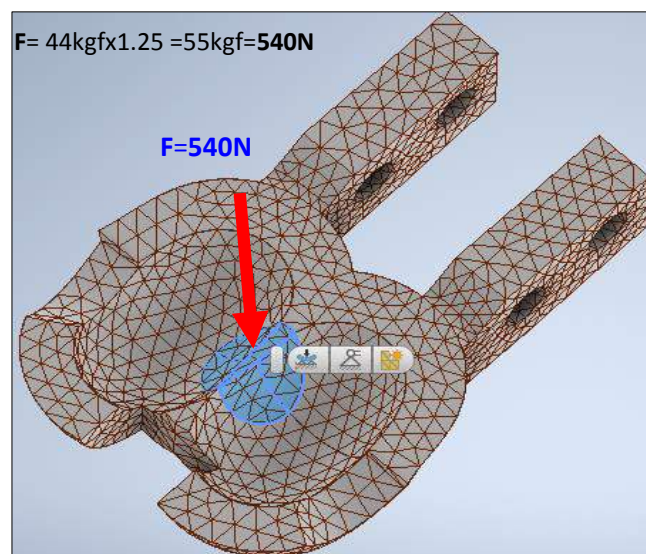
Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.12**  
**RESTRICCIÓN FIJA EN LA SIMULACIÓN B Y C**



Fuente: Elaboración propia

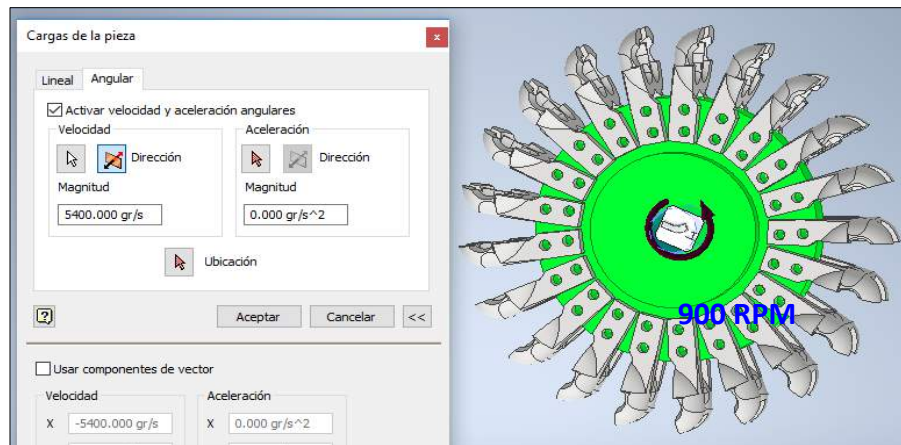
**FIGURA N° 4.13**  
**ADICIÓN DE CARGAS EN LA SIMULACIÓN A**



Fuente: Elaboración propia

FIGURA N° 4.14

ADICIÓN DE VELOCIDADES Y/O ACELERACIONES EN LA SIMULACIÓN A



Fuente: Elaboración propia

4.6.3 Dimensionamiento del inyector

El inyector del banco de prueba está conformado por un codo de 45° cuya sección circular va decreciendo progresivamente, seguido de un tramo de tubería de sección constante en donde va montado una aguja en cuyo extremo lleva una cabeza en forma de bulbo y finalmente una tobera que direcciona al fluido de forma tangencial al rodete, de igual manera que el alabe, las dimensiones del inyector de la turbina Pelton es directamente proporcional al diámetro del chorro hidráulico que sale por la tobera, la cual se selecciona de acuerdo a los parámetros de la siguiente tabla:

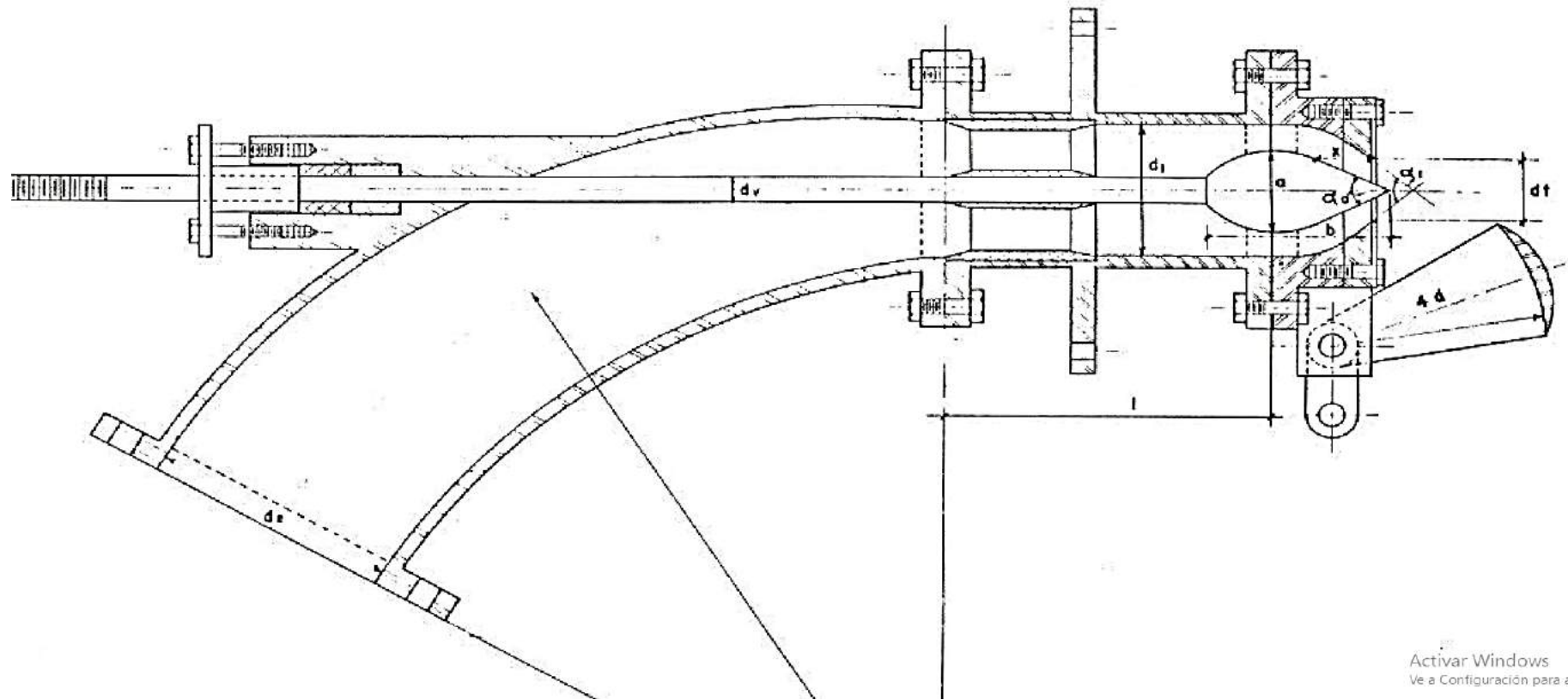
TABLA N° 4.2

DIMENSIONES DE LA TOBERA EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO DEL CHORRO

a	$\alpha_0$	$\alpha_1$	dt	x	dv	b	d2	l	r	d1
1,42d	40	60	1,1d	0,5d	0,58d 0,667d	3,25d	4,5d	6,0d	15d	2.5d
a	a	a	a	a	a	a	a	a	a	311d
1.62	60	90	1,4d	1,16d	1,16d	3,7d	4,6d	12.1d	25d	4.0d

Fuente: OLADE. "Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas".

FIGURA N° 4.15  
INYECTOR DE UNA TURBINA PELTON



Activar Windows  
Ve a Configuración para activar

Fuente: OLADE. "Apuntes para un manual técnico de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas".

De la tabla N° 4.2 se asignan las siguientes dimensiones al inyector:

$$a = 1,45 d = 25,1 \text{ mm}$$

$$\alpha_0 = 55^\circ$$

$$\alpha_1 = 75^\circ$$

$$dt = 1,3 d = 22,5 \text{ mm}$$

$$x = 0,8 d = 13,8 \text{ mm}$$

$$dv = 1,1 d = 19 \text{ mm}$$

$$b = 3,48 d = 60 \text{ mm}$$

$$d_2 = 4,5 d = 78 \text{ mm}$$

$$l = 10 d = 173 \text{ mm}$$

$$r = 15 d = 260 \text{ mm}$$

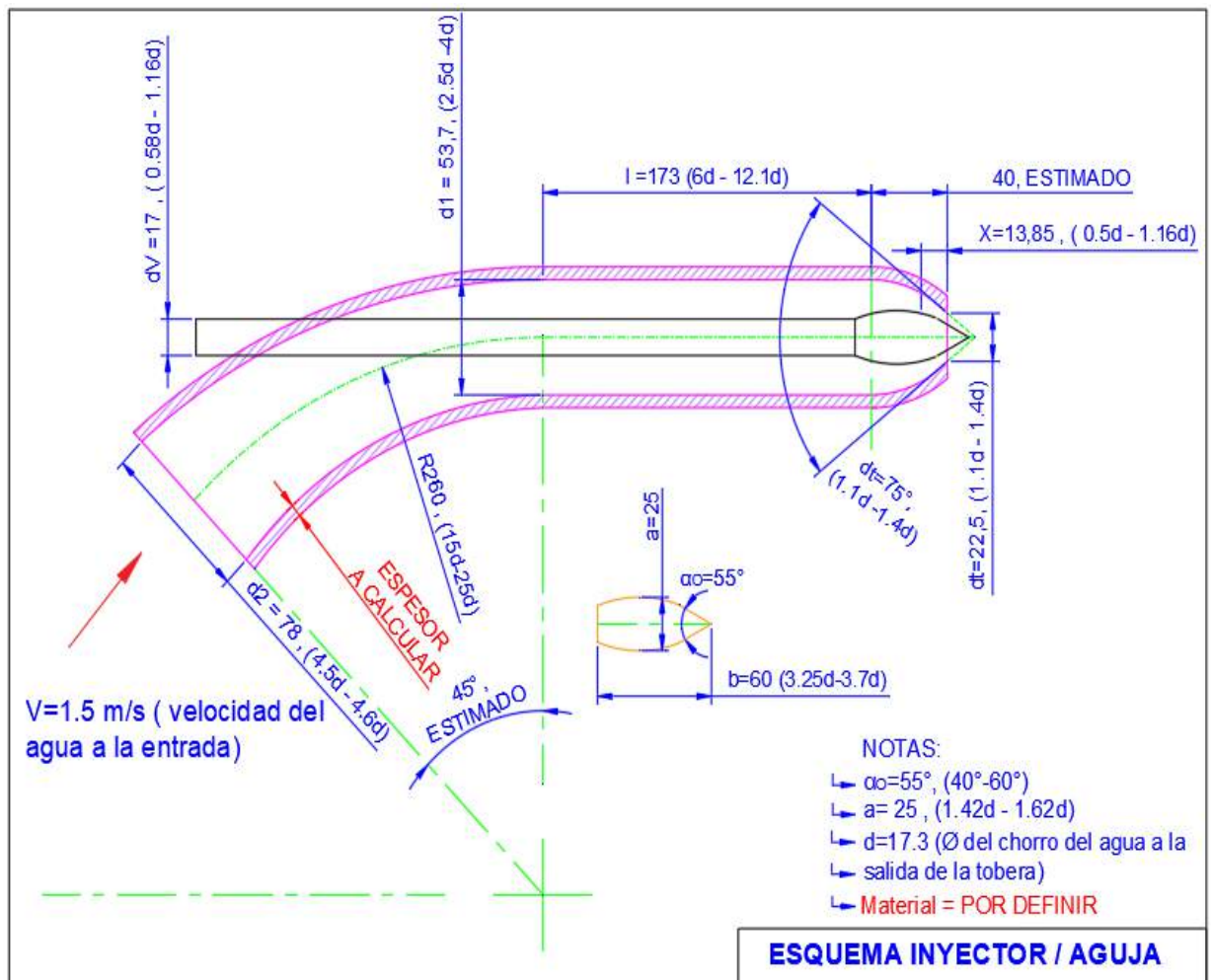
$$d1 = 3,1 d = 53,6 \text{ mm}$$

- **Simulación del fluido dinámico a través del inyector**

El estudio del inyector de la turbina Pelton de manera abierta permitió en gran medida conocer en profundidad el funcionamiento y limitaciones del mismo, ello se realizó mediante un análisis fluido dinámico con ayuda del software ANSYS, obteniendo parámetros como velocidad del flujo a la salida del inyector, así como la presión que ejerce el flujo en las paredes del mismo. Esto se hará mediante la variación de la posición de la aguja del inyector. Con estos parámetros se podrá saber si el flujo saliente del inyector causa daños a la estructura del mismo, producto de desgaste o erosión prematura, lo cual sería perjudicial en una instalación hidroeléctrica ya que causaría una baja producción de potencia y a su vez un bajo rendimiento de la central.

A continuación, se muestra el esquema del inyector con los datos obtenidos de acuerdo a la tabla N° 4,2.

**FIGURA N° 4.16**  
**ESQUEMA DEL INYECTOR DE LA TURBINA PELTON**



Fuente: Elaboración propia

Por otro lado las condiciones para el respectivo diseño son las siguientes:

- ✓ Fluido de trabajo: Agua.
- ✓ Velocidad del fluido a la entrada de la tubería: 1.5 m/s.
- ✓ Flujo: Turbulento (situación más crítica), incompresible, permanente.
- ✓ Rugosidad en las paredes del inyector: Despreciable.



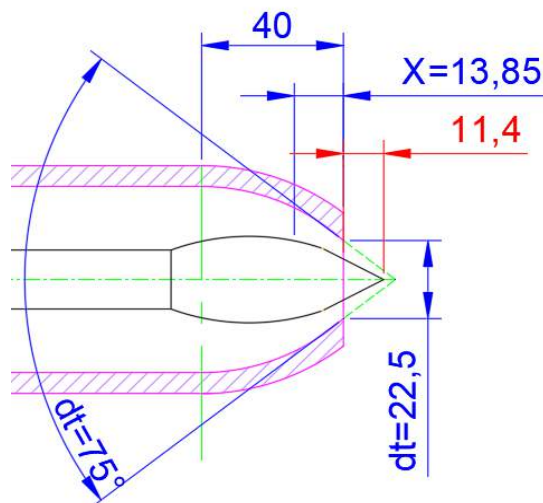
- ✓ Presión a la salida de la tobera igual a 1 atm.
- ✓ Perdidas de carga en el inyector es despreciable.
- ✓ Solo se hallará las presiones que se ejercen sobre las paredes del inyector por ser una condición crítica.
- ✓ Temperatura del agua a 25°C.

- **Análisis CFD (siglas en inglés de Computational fluid dynamics)**

Para realizar el CFD fue necesario hacer uso del módulo de fluido dinámica computacional del software ANSYS, además para las simulaciones se consideraron las siguientes condiciones de posición de la aguja:

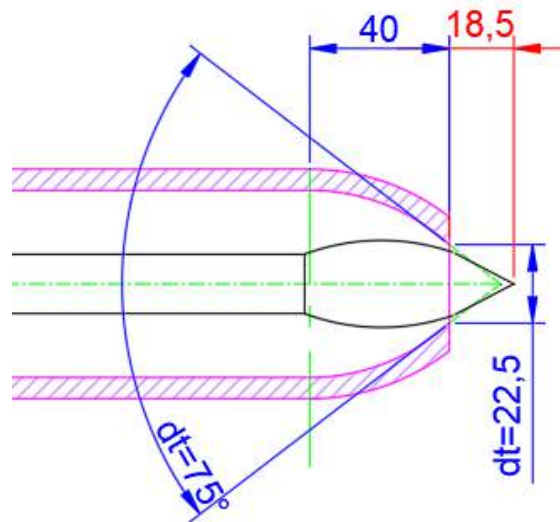
- ✓ **Simulación A:** Aguja en la posición obtenida mediante datos obtenidos de acuerdo a la tabla N° 4,2.
- ✓ **Simulación B:** Aguja con un 60% menos de apertura que en la posición obtenida de la Simulación A, para evaluar un probable evento crítico de descuido de regulación de la aguja.

**FIGURA N° 4.17**  
**POSICIÓN DE LA AGUJA DE ACUERDO A LA TABLA N° 4,2**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.18**  
**POSICIÓN DE LA AGUJA CON UN 60% MENOS DE APERTURA DE A**



Fuente: Elaboración propia

➤ **Configuración de malla en el modelo**

La configuración del mallado en flujo turbulento nos resulta una malla con muy pocos errores, como se aprecia en la figura N° 20, esta malla de buenas características nos acercará a resultados más exactos, esta configuración aplica tanto para la simulación A y B:

**FIGURA N° 4.19**  
**INGRESO DE DATOS EN SOFTWARE ANSYS**

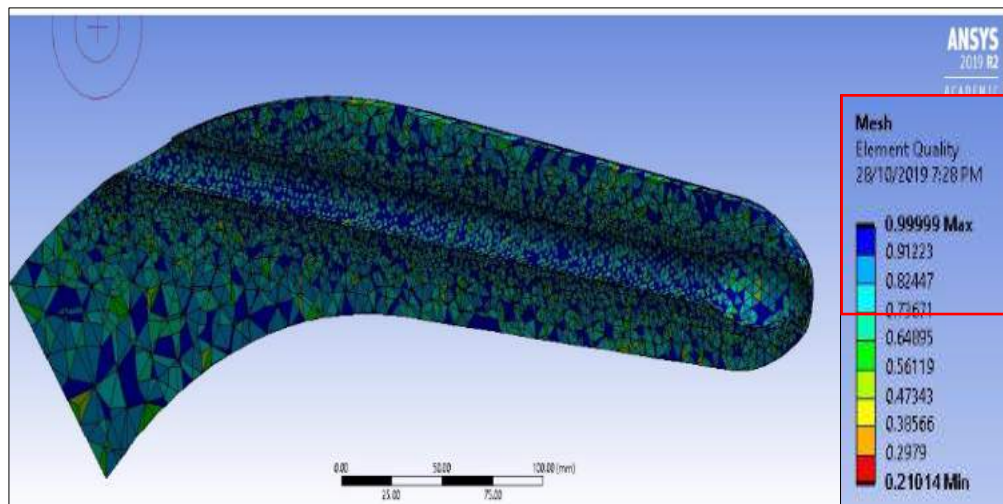
Table 2. Mesh Information for CFX							
Domain	Nodes	Elements	Tetrahedra	Wedges	Pyramids	Hexahedra	Polyhedra
Default Domain	21006	110848	110848	0	0	0	0

Table 3. Mesh Statistics for CFX						
Domain	Minimum Face Angle	Maximum Face Angle	Maximum Edge Length Ratio	Maximum Element Volume Ratio	Connectivity Range	
Default Domain	17.0105 [ degree ]	123.619 [ degree ]	3.41134	12.4557	3	46

Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.20**  
**CONFIGURACIÓN DE MALLADO DEL INYECTOR**

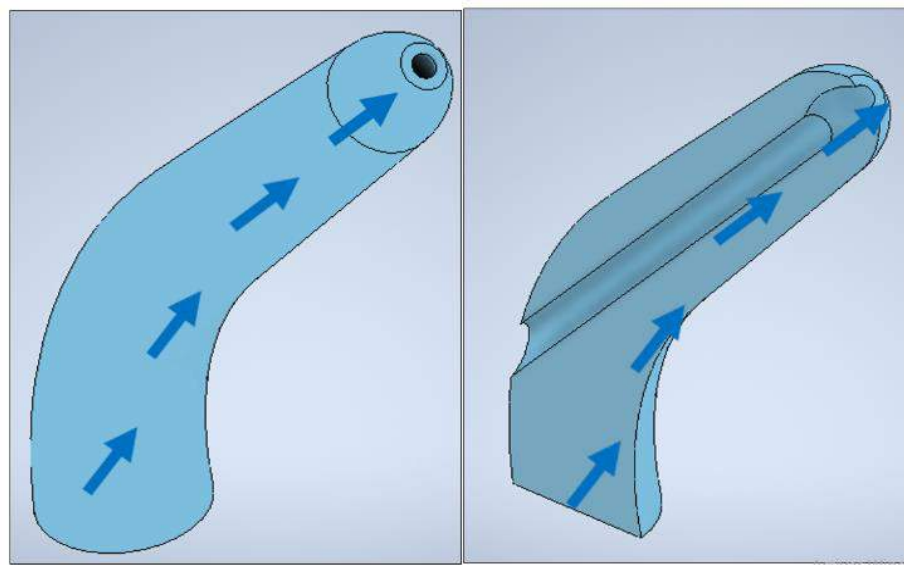


Fuente: Elaboración propia

➤ **Simplificación del modelo**

Se consideró solo el análisis del fluido que recorre el espacio entre el inyector y la aguja, aplicando tanto para la simulación A y B.

**FIGURA N° 4.21**  
**SIMPLIFICACIÓN DEL MODELO**



Fuente: Elaboración propia

➤ **Características físicas del fluido**

Corresponde al ingreso de las características del fluido en el software, aplicando tanto para la simulación **A y B**

**FIGURA N° 4.22**

**INGRESO DE LAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL FLUIDO AL SOFTWARE – SIMULACIÓN A Y B**

**Table 4. Domain Physics for CFX**

<b>Domain - Default Domain</b>	
Type	Fluid
Location	B35
<i>Materials</i>	
Water	
Fluid Definition	Material Library
Morphology	Continuous Fluid
<i>Settings</i>	
Buoyancy Model	Buoyant
Buoyancy Reference Temperature	2.5000e+1 [C]
Gravity X Component	0.0000e+0 [m s <sup>-2</sup> ]
Gravity Y Component	-g
Gravity Z Component	0.0000e+0 [m s <sup>-2</sup> ]
Buoyancy Reference Location	Automatic
Domain Motion	Stationary
Reference Pressure	1.0000e+0 [atm]
Heat Transfer Model	Isothermal
Fluid Temperature	2.5000e+1 [C]
Turbulence Model	k epsilon
Turbulent Wall Functions	Scalable

Fuente: Elaboración propi

FIGURA N° 4.23

INGRESO DE LAS CONDICIONES DE FRONTERA DEL FLUIDO AL SOFTWARE –  
SIMULACIÓN A Y B

<b>Boundaries</b>	
<b>Boundary - INLET</b>	
Type	INLET
Location	INLET
<i>Settings</i>	
Flow Regime	Subsonic
Mass And Momentum	Normal Speed
Normal Speed	1.5000e+0 [m s <sup>-1</sup> ]
Turbulence	Medium Intensity and Eddy Viscosity Ratio
<b>Boundary - OUTLET</b>	
Type	OUTLET
Location	OUTLET
<i>Settings</i>	
Flow Regime	Subsonic
Mass And Momentum	Average Static Pressure
Pressure Profile Blend	5.0000e-2
Relative Pressure	0.0000e+0 [Pa]
Pressure Averaging	Average Over Whole Outlet
<b>Boundary - WALLEXT</b>	
Type	WALL
Location	WALLEXT
<i>Settings</i>	
Mass And Momentum	No Slip Wall
Wall Roughness	Smooth Wall
<b>Boundary - WALLINT</b>	
Type	WALL
Location	WALLINT
<i>Settings</i>	
Mass And Momentum	No Slip Wall
Wall Roughness	Smooth Wall

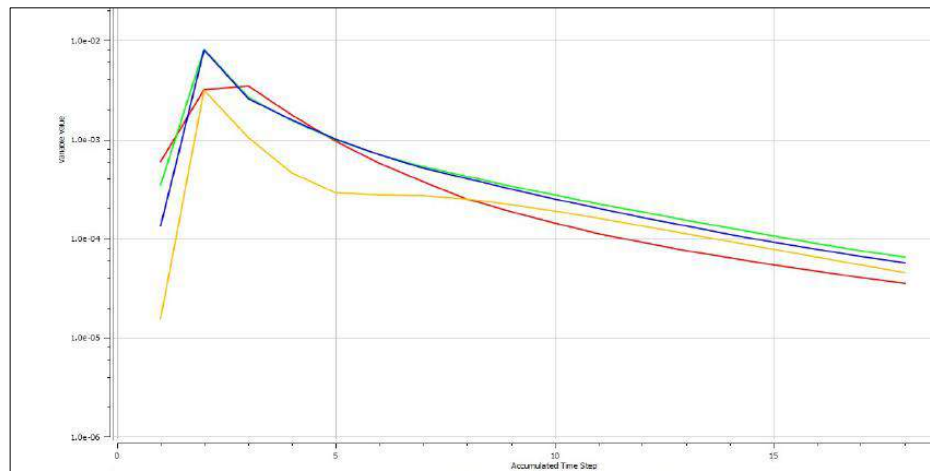
Fuente: Elaboración propia

- **ANÁLISIS**

Una importante propiedad del método es la convergencia; si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del

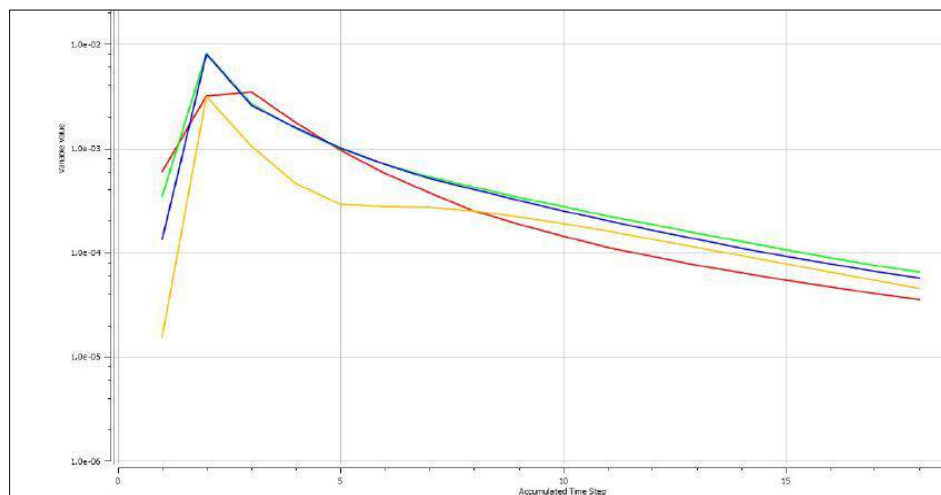
sistema de ecuaciones asimismo el software ANSYS recomienda que los valores de los resultados no se diferencien tanto y que esta diferencia sea menor o igual al 10-3%.

**FIGURA N° 4.24**  
**CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN A**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.25**  
**CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN B**

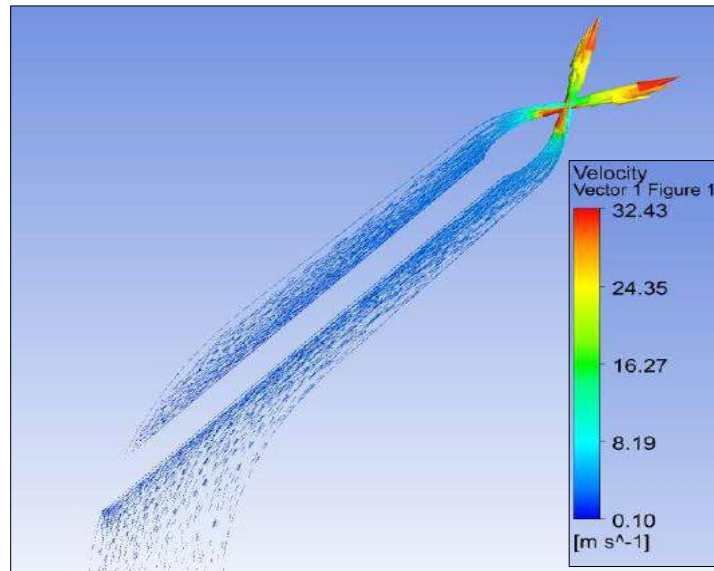


Fuente: Elaboración propia

➤ **Análisis en la simulación A**

Se analizó aquí la velocidad del flujo a la salida del inyector con la posición obtenida mediante datos obtenidos de acuerdo a la tabla N° 4,2.

**FIGURA N° 4.26**  
**VELOCIDAD DEL FLUJO A LA SALIDA DEL INYECTOR**

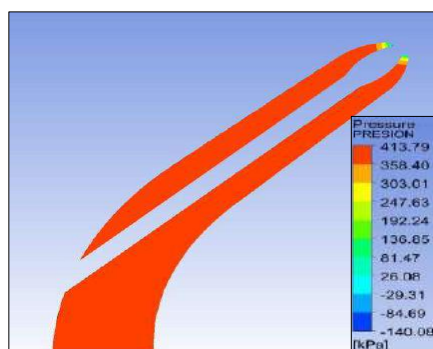


Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 4.26 encontramos que:

- ✓ La velocidad máxima del flujo a la salida del inyector es 32,4; lo que es aceptable.

**FIGURA N° 4.27**  
**PRESIÓN DEL FLUJO SOBRE LAS PAREDES DEL INYECTOR**



Fuente: Elaboración propia

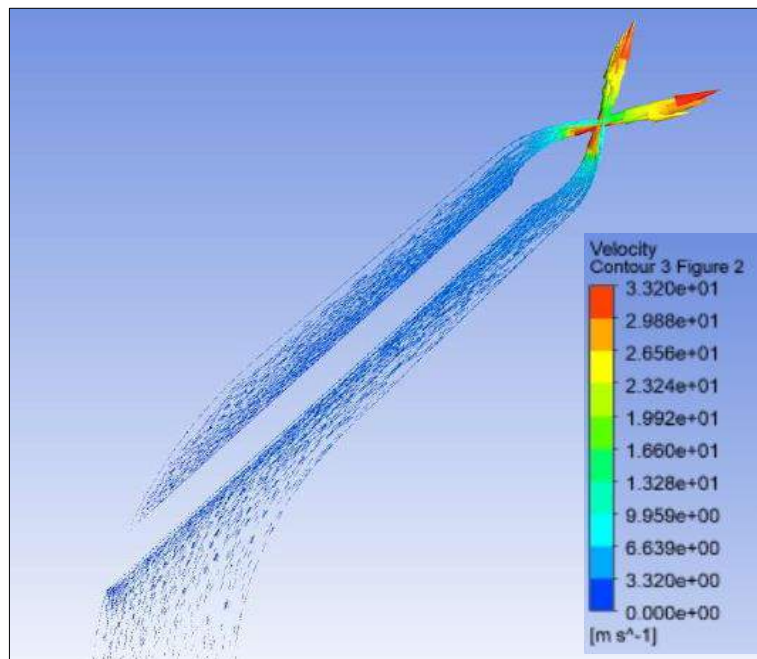
De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.27 encontramos que:

- ✓ La presión máxima del flujo sobre las paredes del inyector es 413,8Kpa, valor que nos servirá para la evaluación de la resistencia de las paredes del inyector.

➤ **Análisis en la simulación B**

Se analizó aquí la velocidad del flujo a la salida del inyector con la posición de la aguja con un 60% menos de apertura que en la posición obtenida de la Simulación A, para evaluar un probable evento crítico de descuido de regulación de la aguja.

**FIGURA N° 4.28**  
**VELOCIDAD DEL FLUJO A LA SALIDA DEL INYECTOR**



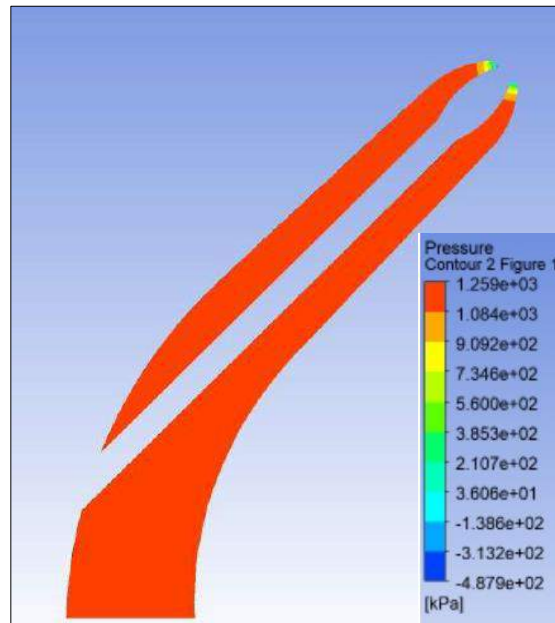
**Fuente: Elaboración propia**

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 4.28 encontramos que:



- ✓ La velocidad máxima del flujo a la salida del inyector es 33,2; lo que es aceptable.

**FIGURA N° 4.29**  
**PRESIÓN DEL FLUJO SOBRE LAS PAREDES DEL INYECTOR**



**Fuente: Elaboración propia**

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 4.29 encontramos que:

- ✓ La presión máxima del flujo sobre las paredes del inyector es 1,259MPa, valor que nos servirá para la evaluación de la resistencia de las paredes del inyector.

#### **4.6.4 Análisis estructural del inyector**

De acuerdo a las presiones encontradas las condiciones para el respectivo diseño son las siguientes:

- Presión sobre las paredes del inyector: 1.259Mpa (obtenido en la simulación B, ver ítem 1.3.3.2.2)

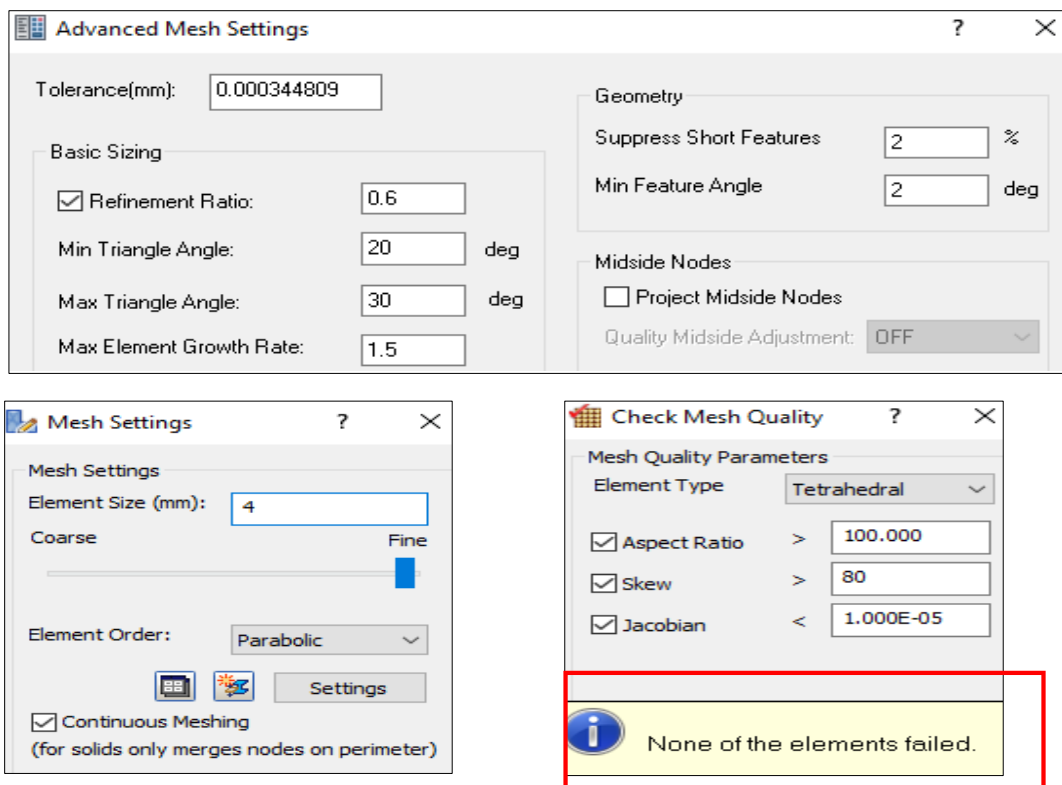
- Factor de diseño: 3 (de acuerdo al libro MOTT, Robert L., 2006, Diseño de elementos de máquinas. 4ta ed. México: Pearson Educación, página 185)
- Se consideró un espesor inicial de 6mm para la simulación.
- **Análisis FEA** (siglas en inglés de Finite Element Analysis)

Para el siguiente análisis se utilizó el software, Inventor Professional 2020 – módulo NASTRAN IN CAD.

➤ **Configuración de malla en el modelo**

Se realizaron las siguientes configuraciones de malla, las cuales dieron como resultado un mallado sin errores:

**FIGURA N° 4.30**  
**CONFIGURACIÓN DE MALLA EN EL MODELO**

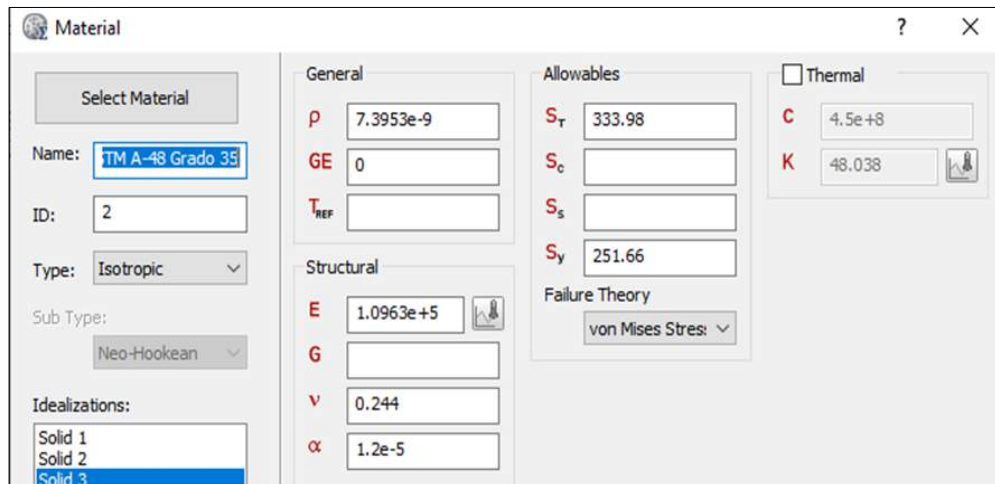


Fuente: Elaboración propia

➤ **Especificación de materiales**

De acuerdo Olade (1988), recomienda el hierro fundido gris para piezas de bombas y turbinas es por ello que se ha elegido como material del inyector al tipo de fundición gris ASTM A48 Grado 35.

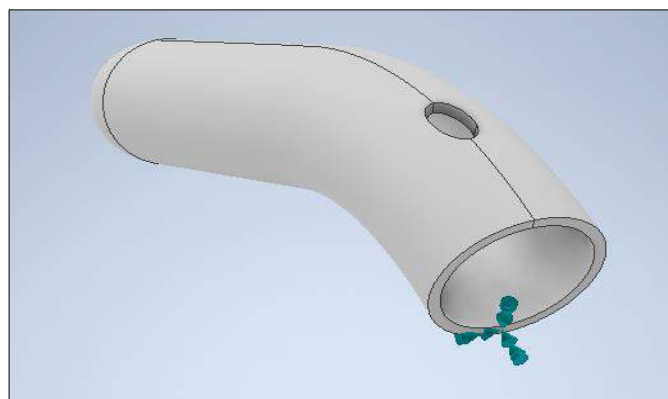
**FIGURA N° 4.31**  
**ESPECIFICACIÓN DE MATERIALES EN EL SOFTWARE**



Fuente: Elaboración propia

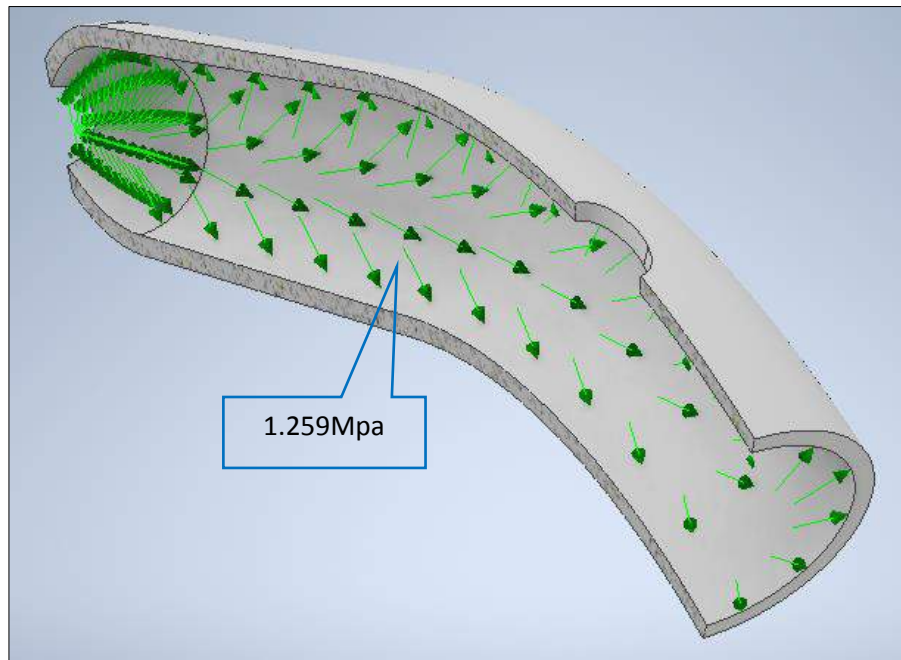
Adicionalmente se consideró restricción fija y análisis de carga con 1,259 MPa en toda la superficie interna del inyector.

**FIGURA N° 4.32**  
**RESTRICCIÓN FIJA EN LA SUPERFICIE DEL INYECTOR**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.33**  
**ADICIÓN DE CARGAS EN LA SUPERFICIE DEL INYECTOR**



Fuente: Elaboración propia

#### 4.6.5 Análisis estructural del eje o árbol de transmisión

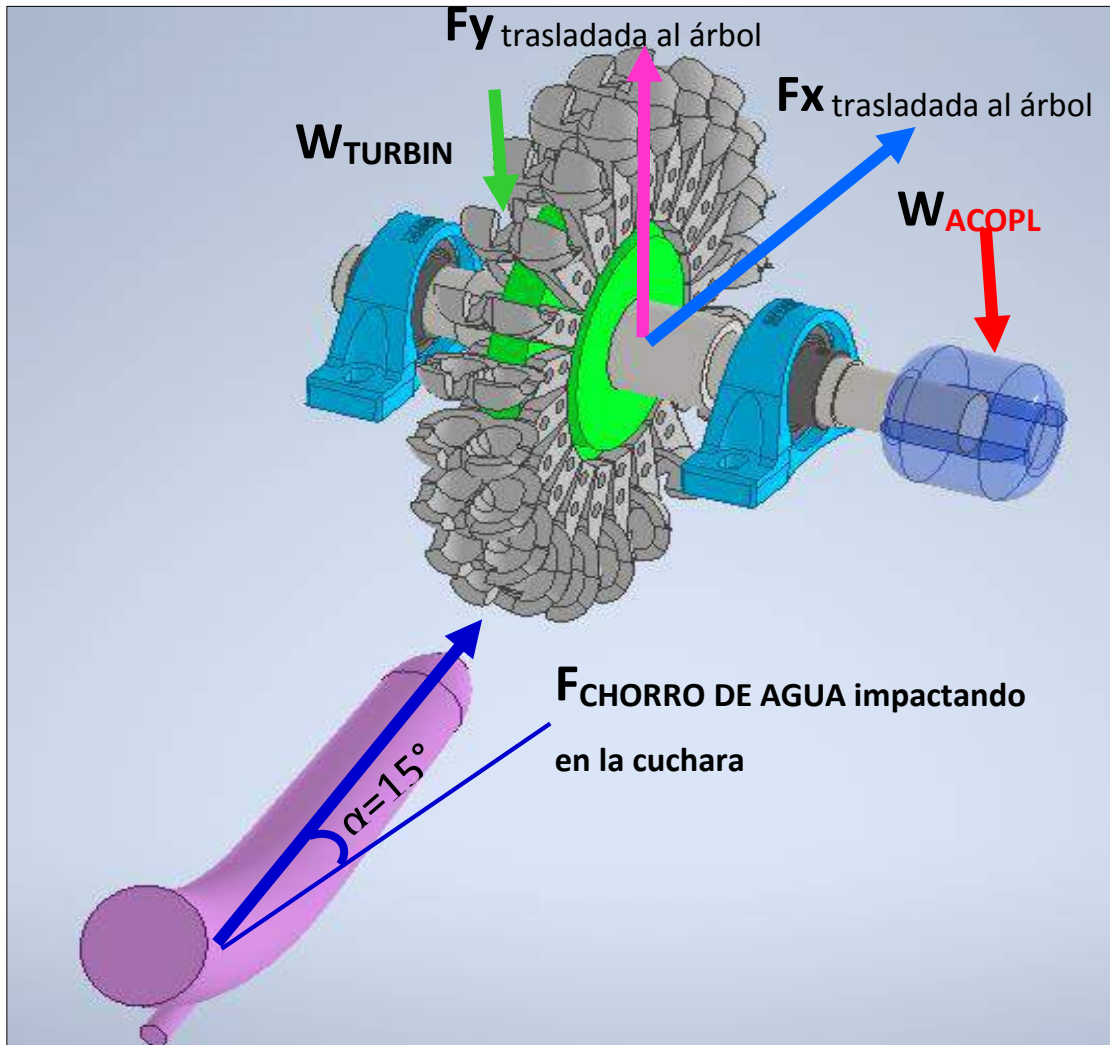
Para el análisis estructural del árbol de transmisión se consideró la fuerza de impacto del chorro de agua máximo obtenido anteriormente, la separación de los rodamientos y la transmisión con la que se acoplará con el generador, partiendo por las siguientes condiciones de diseño:

- **Giro del rodete y las cucharas:** 900 RPM constante y sin aceleración angular.
- **Fuerza de impacto del chorro de agua sobre la cuchara:** 44 kgf,
- **Incremento de la fuerza de impacto del chorro de agua por sobrepresión u otros factores dinámicos:** 25%
- **Factor de diseño:** 2 -2.5. De acuerdo a Hori (2014) en su libro Diseño de elemento de máquinas.

- **El ángulo de inclinación de la tobera:** 15°.
- **El peso del acople:** Se consideró preliminarmente como de 15 Kg (147 N), un peso en exceso para efectos de cálculo, considerando que en una situación extrema el árbol de la turbina tenga que soportar completamente en voladizo con carga y sin ningún apoyo por parte del generador.
- **El peso del rodete con las cucharas más los accesorios de sujeción:** Se consideró el valor de 30 Kg (294.3 N) con un ancho del mismo de 32mm. Estos datos fueron hallados en el cálculo y simulación del mismo.
- **La potencia al freno de la turbina:**  $P=2,98$  Kw
- **El material del árbol de transmisión:** De acuerdo a Olade (1988) Se consideró un acero inoxidable AISI 304L, al poseer buena resistencia a la acción corrosiva del agua, cuyas propiedades mecánicas son las siguientes:
  - **Esfuerzo de fluencia ( $S_Y$ )**=216MPa = 31.3 ksi
  - **Esfuerzo último de tracción ( $S_U$ )**=490MPa = 71 ksi
  - **Módulo de elasticidad (E)**= 187.5 GPa
  - **Módulo de rigidez (G)**= 70.3 GPa

En cuanto a la simulación del árbol, solo se tuvo un escenario cuyo esquema se puede observar a continuación:

**FIGURA N° 4.34**  
**FUERZAS QUE INTERVIENEN EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN**



Fuente: Elaboración propia

- **Componentes ortogonales de la fuerza de impacto del chorro de agua**

De acuerdo a Olade (1988), la fuerza de impacto del chorro de agua trasladada al árbol, en sus direcciones X e Y, son las siguientes:

$$F_x = F(\text{sen } \alpha + \text{cos } \alpha)$$

$$F_y = F(\cos \alpha - \sin \alpha)$$

Reemplazando en la fórmula e incrementándolo al 25% por factor de diseño.

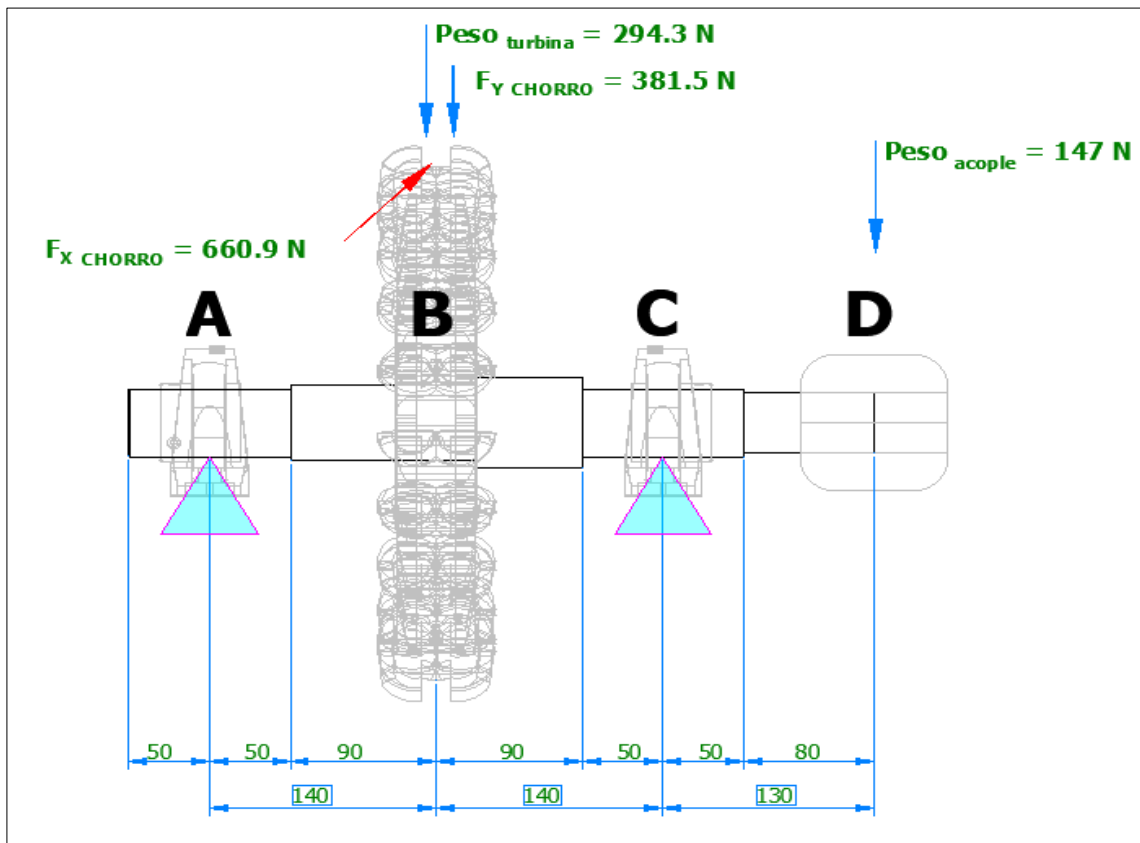
$$F_x = 44(\sin 15^\circ + \cos \alpha^\circ) \times 1.25 = \mathbf{67.4 \text{ Kgf} = 660.9 \text{ N}}$$

$$F_y = 44(\cos 15^\circ - \sin 15^\circ) \times 1.25 = \mathbf{38.9 \text{ Kgf} = 381.5 \text{ N}}$$

- **Diagrama de cargas**

En base a lo expuesto anteriormente, el diagrama de cargas resulta como se muestra a continuación:

**FIGURA N° 4.35**  
**DIAGRAMA DE CARGAS DE LA TURBINA PELTON**

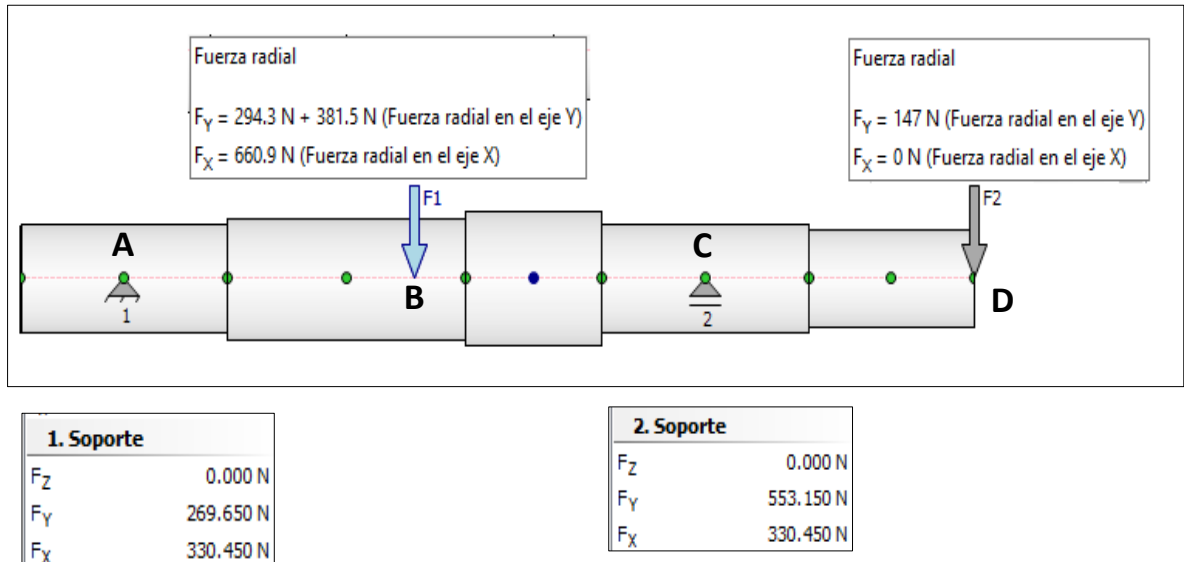


Fuente: Elaboración propia

- **Diagrama de la fuerza cortante y momento flector**

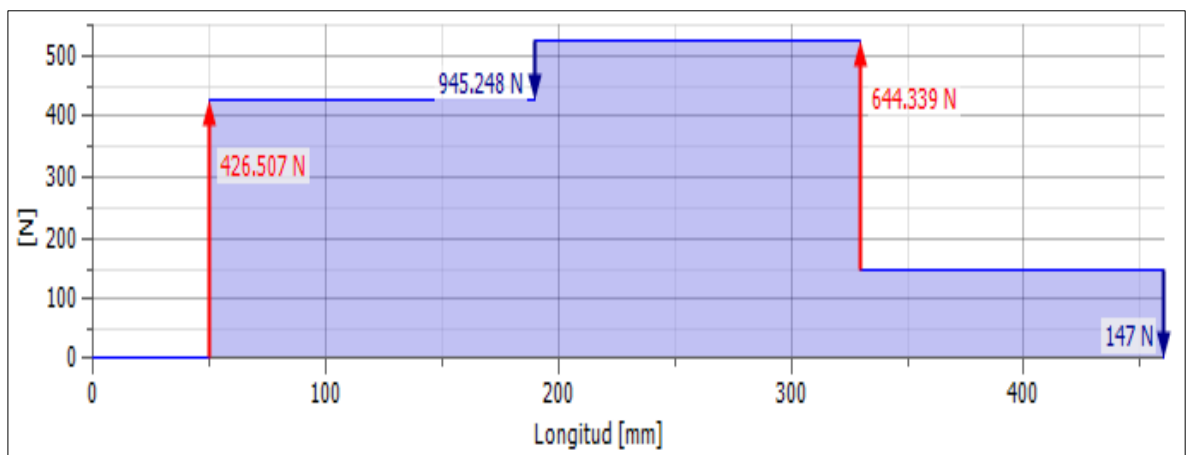
Por medio del programa inventor profesional 2020, los diagramas de fuerza cortante y momento flector son los siguientes:

**FIGURA N° 4.36**  
**DIAGRAMA DE CARGAS DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN**



Fuente: Elaboración propia

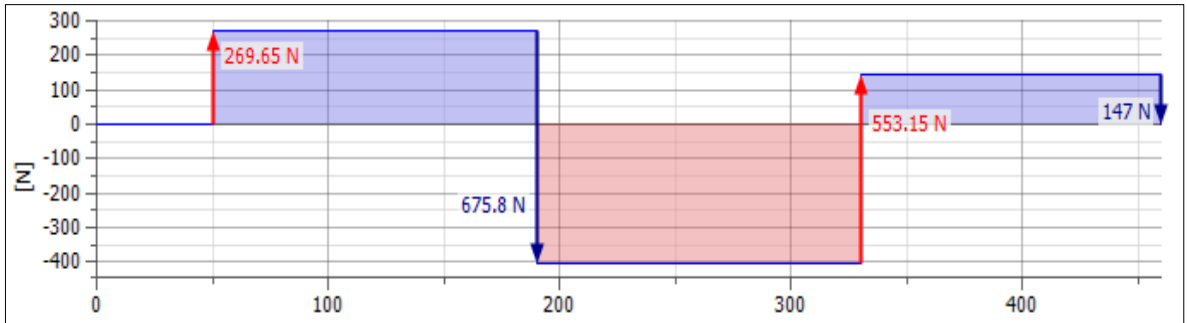
**FIGURA N° 4.37**  
**DIAGRAMA DE FUERZA DE CORTE TOTAL**



Fuente: Elaboración propia

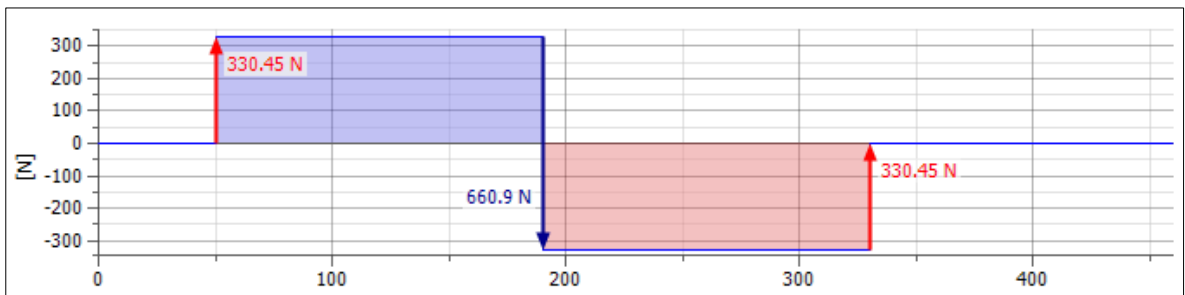


**FIGURA N° 4.38**  
**DIAGRAMA DE FUERZA DE CORTE PLANO YZ**



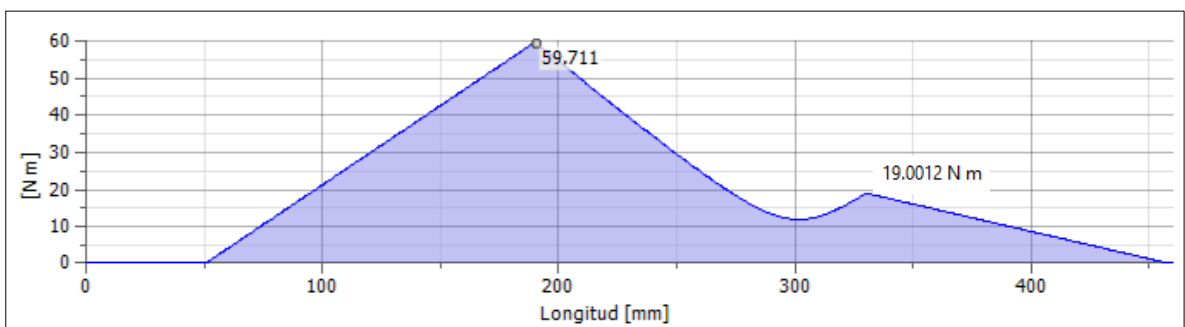
Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.39**  
**DIAGRAMA DE FUERZA DE CORTE PLANO XZ**



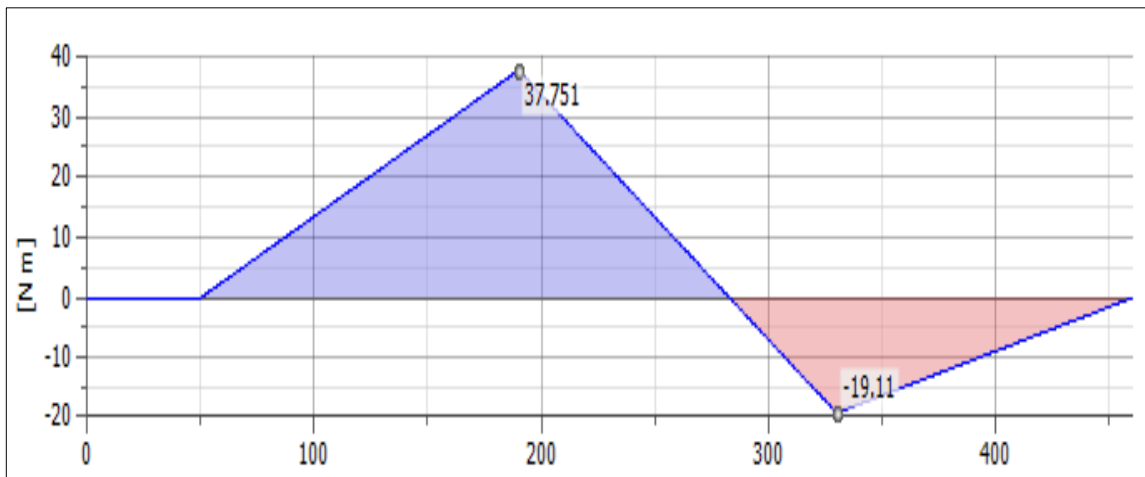
Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.40**  
**DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR TOTAL PARA**  
 **$M_B = 59.7 \text{ Nm} = 0.0597 \text{ kNm}$  Y  $M_C = 19.0 \text{ Nm} = 0.019 \text{ kNm}$**



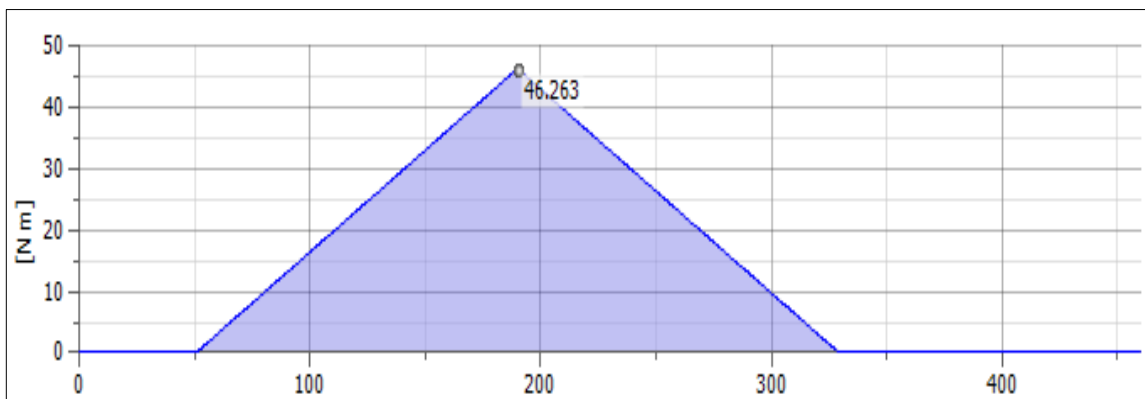
Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.41**  
**DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR YZ**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.42**  
**DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR XZ**



Fuente: Elaboración propia

- **Calculo del diámetro del árbol de transmisión por resistencia**

De acuerdo a Hori (2014) en su libro Diseño de Elemento de Máquinas, basado en la norma ASME B106.1M para el acero inoxidable AISI 304L, se puede determinar el diámetro del árbol de transmisión mediante la siguiente ecuación:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(S_{sd})} \sqrt{(K_m * M)^2 + (K_t * T)^2}} \dots\dots\dots(4.12)$$

**Donde:**

d : diámetro del árbol de transmisión.

S<sub>sd</sub> : Esfuerzo admisible.

K<sub>m</sub> : Factor modificatoria del momento.

K<sub>t</sub> : Factor modificatoria del torque.

M : Momento flector.

T : Torque.

✓ Esfuerzo admisible:

$$S_{sd} = 0.30S_y = 0.30 \times 216 = 64.8 \text{ Mpa}$$

$$S_{sd} = 0.18S_u = 0.18 \times 490 = 88.2 \text{ Mpa}$$

Se tomará el menor valor por lo que:

$$S_{sd} = 64.8\text{MPa (válido para el punto C)}$$

✓ Para un árbol con canal chavetero válido para el punto B.

$$S_{sd} = 0.75 \times 64.8 = 48.6 \text{ Mpa}$$

**TABLA N° 4.3**

**FACTORES MODIFICATORIOS DEL MOMENTO Y EL TORQUE**

TIPO DE CARGA	K <sub>m</sub>	K <sub>t</sub>
Eje estacionario:		
• Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
• Carga aplicada súbitamente	1.5 – 2.0	1.5 – 2.0

Eje giratorio		
• Carga constante	1.5	1.0
• Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
• Carga súbitamente aplicada con choques menores	1.5 – 2.0	1.0 – 1.5
• Carga súbitamente aplicada con choques fuertes	2.0 – 3.0	1.5 – 3.0

Fuente: Hori (2014). Diseño de elementos de máquinas.

De acuerdo a la tabla N° 4.3

$$K_m=2$$

$$K_t=1.5$$

✓ Calculo tentativo del diámetro del árbol en B (punto crítico):

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(S_{sd})} \sqrt{(K_m M_B)^2 + (K_t T)^2}}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(48600)} \sqrt{(2 \times 0.0597)^2 + (1.5 \times 0.031)^2}}$$

$$d_B \text{ por resistencia} = 0.024m = 24mm$$

✓ Calculo tentativo del árbol en C (punto crítico):

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(S_{sd})} \sqrt{(K_m M_C)^2 + (K_t T)^2}}$$

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(64800)} \sqrt{(2 \times 0.019)^2 + (1.5 \times 0.031)^2}}$$

$$d_C \text{ por resistencia} = 0.017m = 17mm$$

• Calculo del árbol por deformación

De acuerdo a Hori (2014) para el acero inoxidable AISI 304L, se puede determinar el diámetro del árbol de transmisión por deformación mediante las siguientes ecuaciones:

➤ Por deflexión

$$d_{\text{por deflexión}} = \sqrt[4]{\frac{64I_{\text{mínimo}}}{\pi}} \dots\dots\dots(4.13)$$

➤ Por deformación torsional

$$d_{B \text{ por def.torsional}} = \sqrt[4]{\frac{32J_{\text{mínimo}}}{\pi}}$$

Donde:

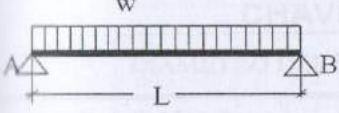
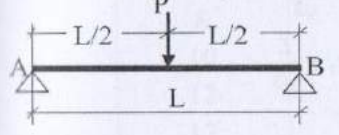
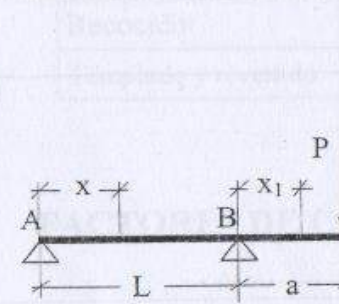
d : diámetro del árbol de transmisión.

I : Momento de inercia.

J : Momento torsional.

De acuerdo a Hori (2014) en la figura N° 4.43 podemos obtener el cálculo del momento de inercia mínimo para el cálculo del diámetro por deflexión.

**FIGURA N° 4.43**  
**TABLA DE MOMENTOS Y FLECHAS**

	$M_{\text{máx}} = \frac{wL^2}{8}$ $y_{\text{máx}} = \frac{5wL^4}{384EI} \text{ en el centro}$ $\theta_A = \theta_B = \frac{wL^3}{24EI}$
	$M_{\text{máx}} = \frac{PL}{4}$ $y_{\text{máx}} = \frac{PL^3}{48EI} \text{ en el centro}$ $\theta_A = \theta_B = \frac{PL^2}{16EI}$
	$M_{\text{máx}} = Pa$ $y_{\text{máx}} = \frac{PaL^2}{9\sqrt{3}EI} \text{ en } x = \frac{L}{\sqrt{3}}$ $y_{\text{máx}} = \frac{Pa^2(L+a)}{3EI} \text{ en } x_1 = \frac{L}{\sqrt{3}}$ $y_x = \frac{Pax(L^2 - x^2)}{6EIL}$ $y_{x_1} = \frac{Px_1(2aL + 3ax_1 - x_1^2)}{6EI}$ $\theta_A = \frac{PaL}{6EI}$ $\theta_P = \frac{PaL}{6EI}$

Fuente: Hori (2014). Diseño de elementos de máquinas.

De la figura N° 4.43 tenemos

$$y_{m\acute{a}xima} = \frac{WL^3}{48EI} + \frac{Pax(L^2-x^2)}{6EIL} \dots\dots\dots(4.14)$$

**Donde:**

y : Deflexión lateral máxima (mm).

W : carga radial sobre el árbol (KN).

P : Carga puntual (KN).

E : Modulo de elasticidad (GPa).

I : Momento de inercia (m<sup>4</sup>).

L : Distancia entre apoyos(m).

a : Distancia entre el apoyo y el extremo del eje (m).

x : Distancia donde esta ubicada la carga (m).

Por otro lado, la deflexión máxima permitida en la presente investigación se realiza el punto B, por lo que se determinó mediante:

Para casos generales:

$$y_{m\acute{a}xima} = 0.08 \text{ a } 0.16\text{mm por cada m de longitud entre apoyos}$$

$$y_{\text{máxima}} = 0.1 \times 0.28 = 0.028 \text{ mm}$$

Así mismo para árboles que portan engranajes:

$$y_{\text{maxima}} = \frac{3,2}{\text{ancho del engranaje en mm}} \dots\dots\dots(4.15)$$

$$y_{\text{maxima}} = \frac{3,2}{50} = 0,064 \text{ mm}$$

Se tomará el menor valor:

$$y_{\text{máxima}} = y_{B \text{ máxima}} = 0.028 \text{ mm}$$

Por lo tanto

$$y_{B\text{máxima}} = \frac{WL^3}{48EI} + \frac{Pax(L^2-x^2)}{6EIL} \dots\dots\dots(4.16)$$

Para  $x = L/2$  se tiene:

$$y_{B\text{máxima}} = \frac{L^2(WL + 3Pa)}{48EI} \rightarrow I_{\text{mínimo}} = \frac{L^2(WL + 3Pa)}{48Ey_{B\text{máxima}}}$$

El cálculo de la carga radial (W) se realizó la siguiente ecuación:

$$W = \sqrt{(F_{X \text{ chorro}})^2 + (\text{Peso}_{\text{turbina}} + F_{Y \text{ chorro}})^2} \dots\dots\dots(4.17)$$

$$W = \sqrt{(660.9)^2 + (294.3 + 381.5)^2} = 945.2 \text{ N} = 0.95 \text{ kN}$$

Reemplazando la ecuación xxx, donde  $P=0.147 \text{ kN}$ ,  $a=0.130 \text{ m}$ ,  $L=0.28 \text{ m}$ .

$$I_{\text{mínimo}} = \frac{0.28^2(0.95 \times 0.28 + 3 \times 0.147 \times 0.13)}{48(187.5 \times 10^6)(28 \times 10^{-6})} = 1 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Por tanto, de acuerdo a la ecuación xxx el diámetro mínimo requerido por deflexión máxima es:

$$d_B \text{ por deflexión} = \sqrt[4]{\frac{64 \times 1 \times 10^{-7}}{\pi}} = 0.0378m = \mathbf{38mm}$$

Analizando por deformación torsional de acuerdo a la ecuación xxx

✓ Ángulo de torsión para árboles sometidos a cargas variables:

$$\Theta_{\text{máximo}} \leq 15 \text{ min (sexagesimales) / m} = 4.4 \times 10^{-3} \text{ Rad/m}$$

✓ Longitud de árbol sometido a torsión:

$$L_{\text{torsión}} = L/2 + a = 0.28/2 + 0.13 = 0.27m$$

✓ Momento de inercia polar requerido:

$$J_{\text{mínimo}} = \frac{TL}{G\Theta_{\text{máximo}}} = \frac{0.031 \times 10^3 \times 0.27}{70.3 \times 10^9 \times 4.4 \times 10^{-3}} = 2.71 \times 10^{-8} \text{ mm}^4$$

Por tanto, de acuerdo a la ecuación xxx el diámetro mínimo requerido por deformación torsional máxima es:

$$d_B \text{ por def.torsional} = \sqrt[4]{\frac{32 \times 2.71 \times 10^{-8}}{\pi}} = 0.0229m = \mathbf{23mm}$$

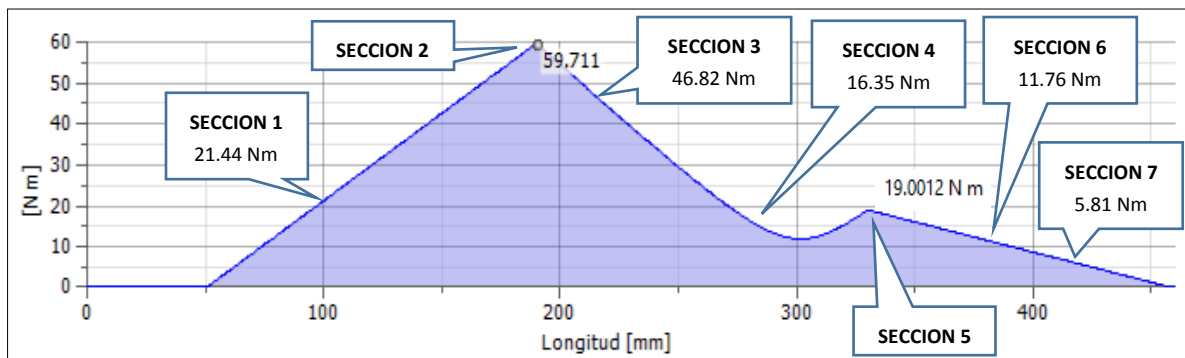
En conclusión, la condición que resulta ser la más desfavorable se presenta por deflexión lateral en el punto B que requiere un diámetro mínimo de 38 mm por lo cual escogeremos 40 mm como diámetro para ese sector. Este a su vez será el mínimo diámetro para el punto C. Estos valores se deberán verificar por fatiga como se verá más adelante.

- **Calculo del árbol por resistencia a la fatiga**





**FIGURA N° 4.45**  
**MOMENTOS FLECTORES DE LAS SECCIONES**



Fuente: Elaboración propia

Adicionalmente se debe analizar lo siguiente:

- Fuerza axial de las secciones a analizar

No se presenta fuerzas axiales, por lo tanto,  $F_a=0$

- Esfuerzos de flexión, axial y de corte por torsión

Los esfuerzos axiales y de corte por torsión son constantes y el esfuerzo producido por la flexión es del tipo completamente reversible, debido a esto, el esfuerzo axial y de torsión serán considerados esfuerzos medios y el de flexión viene a ser amplitud del esfuerzo. En la siguiente tabla se aprecian los mencionados esfuerzos de las secciones:

**TABLA N° 4.4**  
**ESFUERZO DE LAS SECCIONES**

SECCION	d	Fa	M	T	$\sigma_{Am} = \frac{4Fa \times 10^6}{\pi d^2}$	$\sigma_{fa} = \frac{32M \times 10^6}{\pi d^3}$	$\tau_{tm} = \frac{16T \times 10^6}{\pi d^3}$
	mm	kN	kN.m	kN.m	Esfuerzo axial Mpa	Esfuerzo de flexión Mpa	Esfuerzo de corte por torsión Mpa
1	40	0	0.02144	0.032	0	3.41	2.55
2	41.275	0	0.05971	0.032	0	8.65	2.32
3	41.275	0	0.04682	0.032	0	6.78	2.32
4	40	0	0.01635	0.032	0	2.60	2.55
5	40	0	0.01900	0.032	0	3.02	2.55
6	35	0	0.01176	0.032	0	2.79	3.80
7	35	0	0.00581	0.032	0	1.38	3.80

Fuente: Elaboración propia

➤ Factores de concentración de esfuerzos

A continuación, se muestra la tabla de los factores de concentración de esfuerzos. Así mismo Hori (2014) hace mención que el valor del  $K_{F2}$ , a utilizar será un valor máximo de 2 para los casos de flexión, el cual utilizaremos para los casos que sean convenientes.

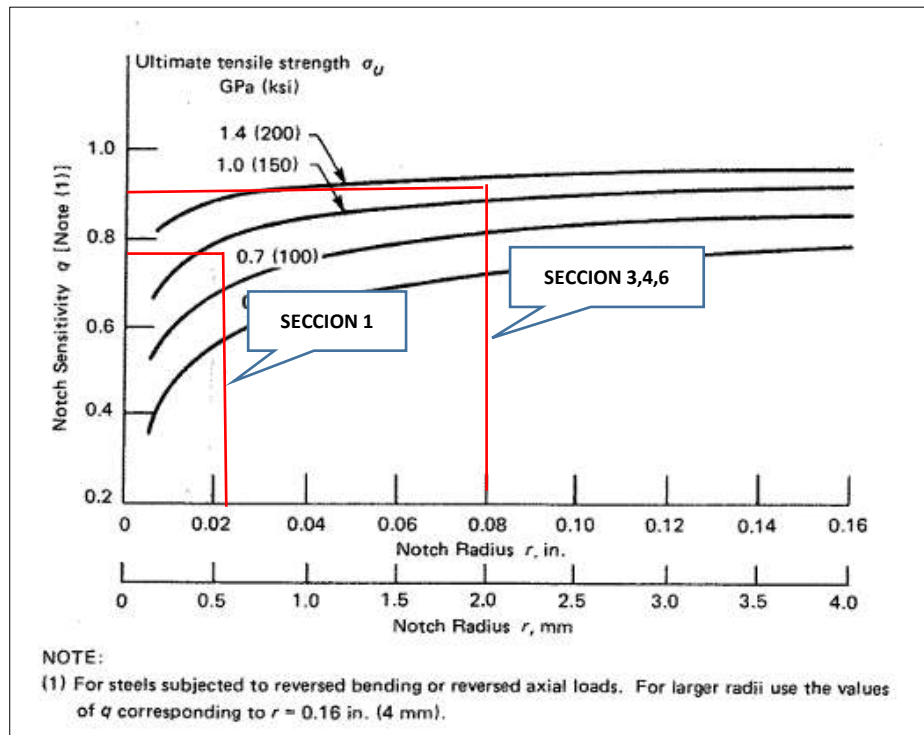
**TABLA N° 4.5**  
**FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS**

SECCION	POR CAMBIO DE DIAMETRO								CANAL CHAVETERO	KFR
	D mm	d mm	r mm	D/d	r/d	Kt	q	KF1 Donde: $KF1 = 1 + q(Kt-1)$	KF2	Donde: $KFR = 0.5KF2(KF1+1)$ para $KF2 > KF1$
1	41.275	40	0.6	1.032	0.015	1.88	0.6	1.53		<b>1.53</b>
2									2	<b>2.00</b>
3	48	41.275	2	1.163	0.048	1.95	0.72	1.68	2	<b>2.68</b>
4	48	40	2	1.2	0.050	2	0.72	1.72		<b>1.72</b>
5										<b>1.00</b>
6	40	35	2	1.143	0.057	1.8	0.72	1.58		<b>1.58</b>
7									2	<b>2.00</b>

Fuente: Elaboración propia

Para la selección del valor del factor de sensibilidad se utilizaron las tablas del ASME B106.1M-1985<sup>5</sup>, en el ítem 1.2, el  $S_U=490\text{MPa}= 71 \text{ ksi}$

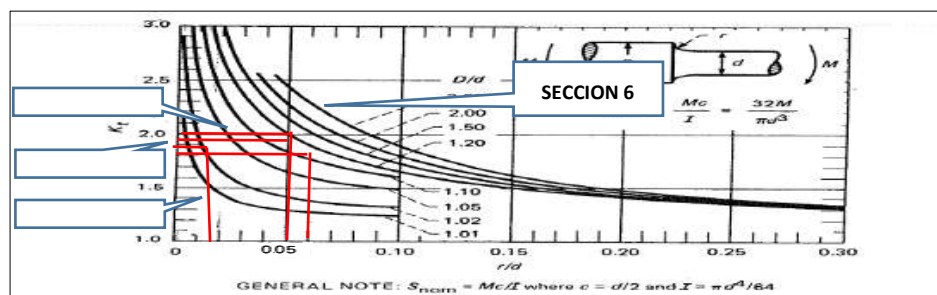
**FIGURA N° 4.46**  
**FACTOR DE SENSIBILIDAD**



Fuente: Sines y Waisman. Fatiga del metal.

Para el valor de  $K_t$  de un árbol de sección circular sometido a carga de momento flector, también utilizamos los valores de las tablas del ASME B106.1M-1985<sup>5</sup>,

**FIGURA N° 4.47**  
**EJE REDONDO CON FILETE DE HOMBRO EN FLEXIÓN**



Fuente: Peterson. Factores de concentración.

- Cálculo de los esfuerzos equivalentes

Se utilizará el criterio de la máxima energía de distorsión:

**TABLA N° 4.6**  
**ESFUERZOS EQUIVALENTES**

SECCION	$\sigma_{xm} = \sigma_{Am}$ Mpa	$\tau_{xym} = \tau_{tm}$ Mpa	$\sigma_{xa} = K_{FR} \sigma_{fa}$ Mpa	$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2}$ Mpa	$\sigma_a = \sigma_{xa}$ Mpa
1	0	2.55	5.21	4.411	5.21
2	0	2.32	17.30	4.014	17.30
3	0	2.32	18.20	4.014	18.20
4	0	2.55	4.48	4.411	4.48
5	0	2.55	3.02	4.411	3.02
6	0	3.80	4.40	6.584	4.40
7	0	3.80	2.76	6.584	2.76

Fuente: Elaboración propia

- Cálculo del límite de fatiga

Se considerará un árbol con superficie rectificada y con una confiabilidad del 99%. El límite de fatiga corregido es el siguiente:

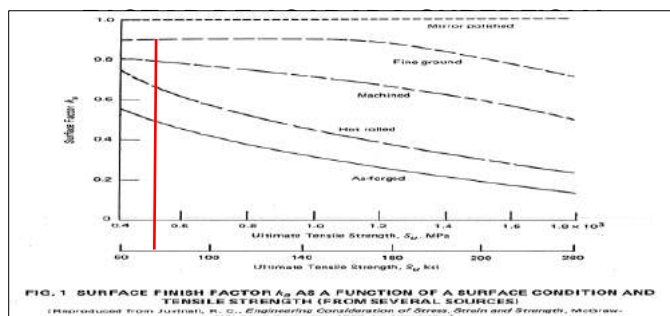
$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e^1 \dots \dots \dots (4.18)$$

Donde:

$S_e$  : Limite de fatiga corregido.

$K_a$  : Factor por acabado superficial = 0.9, ver figura N° 4.48

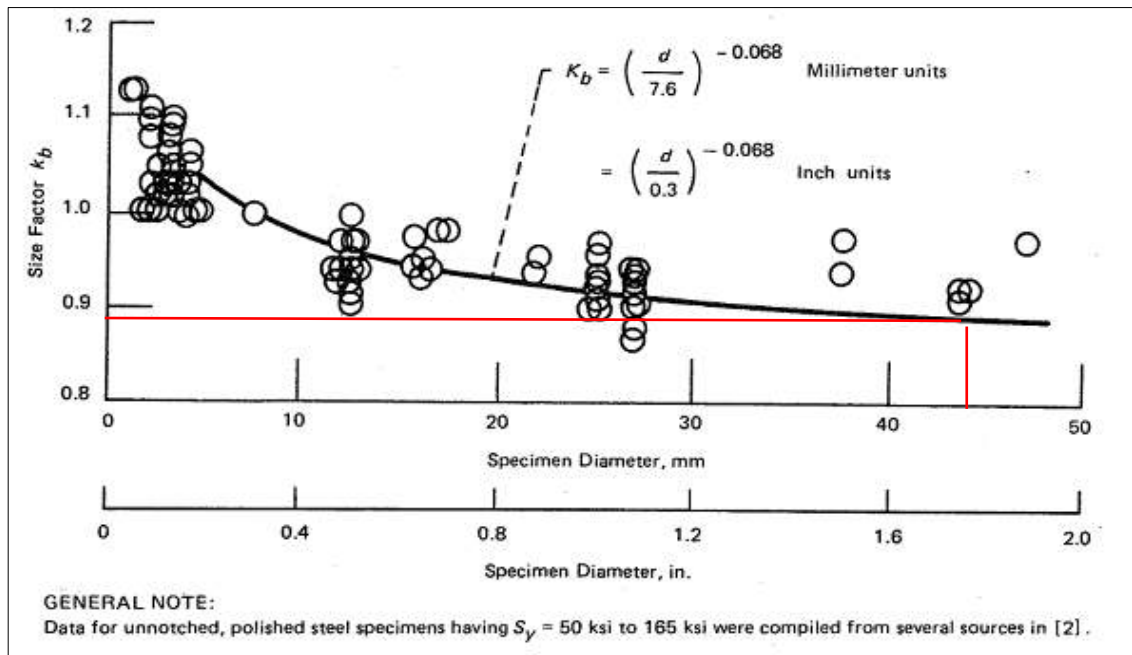
**FIGURA N° 4.48**



Fuente: Norma ASME B 106.1M

K<sub>b</sub> : Factor de tamaño = 0.9, de acuerdo a figura N° 4.49

**FIGURA N° 4.49**  
**FACTOR DE TAMAÑO**



Fuente: Norma ASME B 106.1M

K<sub>c</sub>: Factor de confiabilidad = 0.814, de acuerdo a la tabla N° 4.7

**TABLA N° 4.7**  
**FACTOR DE CONFIABILIDAD**

<b>TABLE 1 RELIABILITY FACTOR</b>	
<b>Shaft Nominal Reliability</b>	<b><math>k_c</math></b>
0.50	1.0
0.90	0.897
0.99	0.814
0.999	0.753

Fuente: Norma ASME B 106.1M

K<sub>d</sub> : Factor de temperatura = 1, de acuerdo tabla a la norma ASME B106.1M, al estar a temperatura ambiente.

$K_e$  : Factor de efectos varios = 1, de acuerdo tabla a la norma ASME B106.1M, al no haber efectos externos críticos.

$S_u$  : Esfuerzo ultimo de tracción = 490 MPa = 71 ksi

$S_e^1$  : Límite de fatiga de probeta,

$$S_e^1 = 0.5S_u = 0.5(490) = 245\text{MPa}$$

Reemplazando se obtiene el límite de fatiga corregido:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e^1 = (0.9)(0.9)(0.814)(1)(1)(245) = 162\text{MPa}$$

➤ Cálculo del factor de seguridad de fatiga

Hallamos los factores de seguridad:

- $N_e$ , factor de seguridad contra la fatiga de acuerdo el criterio de Goodman modificado, por tener resultados conservadores para el diseño.
- $N_y$ , factor de seguridad contra la fluencia de primer ciclo de acuerdo a la fluencia estática de Langer.

**TABLA N° 4.8**  
**FACTOR DE SEGURIDAD  $N_e, N_y$**

SECCION	$\sigma_m$ Mpa	$\sigma_a$ Mpa	$N_e = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_e}}$ Mpa	$N_y = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a}$ Mpa
1	4.411	5.21	<b>24.28</b>	<b>22.44</b>
2	4.014	17.30	<b>8.70</b>	<b>10.13</b>
3	4.014	18.20	<b>8.29</b>	<b>9.72</b>
4	4.411	4.48	<b>27.30</b>	<b>24.31</b>
5	4.411	3.02	<b>36.14</b>	<b>29.05</b>
6	6.584	4.40	<b>24.62</b>	<b>19.66</b>
7	6.584	2.76	<b>32.81</b>	<b>23.12</b>

Fuente: Elaboración propia

Podemos concluir en base a los resultados que el sector con menor factor de seguridad es la sección 3 y que al ser  $N_e < N_y$ , la fatiga ocurrirá primero.

Así mismo Verificamos que el factor de seguridad mayor a 2.5 es alcanzada con holgura y las características geométricas del diseño del árbol son aprobadas puesto que el resultado es satisfactorio tanto para el cálculo del árbol por resistencia, por deformación y por fatiga.

➤ Cálculo de las chavetas

Se consideran los siguientes datos:

- Esfuerzo de fluencia:  $S_Y=216$  MPa, el factor de seguridad  $FS=2.5$  y el Torque actuante  $T =0.032$ kNm.
- Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante es:  $S_{SY}=0.577$ ,  $S_Y =125$  MPa

Los esfuerzos admisibles son los siguientes:

$$S_{sd} = \frac{S_{SY}}{FS} = \frac{125}{2.5} = 50\text{MPa} \quad \text{y} \quad S_a = \frac{S_Y}{FS} = \frac{216}{2.5} = 86\text{MPa}$$

Las dimensiones son los siguientes:

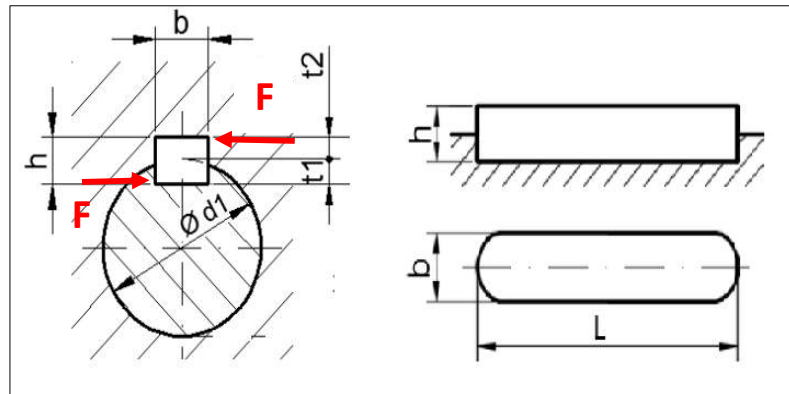
**TABLA N° 4.9**  
**DIMENSIONES DE LA CHAVETA**

SECCION	CHAVETA EN PULGADAS			
	DIAMETRO	ANCHO (b)	ALTURA (h)	LONGITUD (L)
	mm	mm	mm	mm
2	41.275	9.525 (3/8")	9.525 (3/8")	60
7	35	7.9375 (5/16")	7.9375 (5/16")	50

Fuente: Elaboración propia



**FIGURA N° 4.50**  
**GEOMETRÍA DE LA CHAVETA**



Fuente: Elaboración propia

Por tanto los esfuerzos actuantes son:

**TABLA N° 4.10**  
**ESFUERZOS ACTUANTES**

SECCION	DIAMETRO mm	$F = \frac{2T}{d} \times 10^3$ carga sobre la chaveta kN	$\tau = \frac{F}{bL} \times 10^3$ Esfuerzo de corte Mpa	$\sigma_{ap} = \frac{2F}{hL} \times 10^3$ Esfuerzo por aplastamiento Mpa	Debe cumplir : $\tau < S_{SD} , \sigma_{ap} < S_a$
2	41.275	1.55	17.09	5.43	<b>cumple</b>
7	35	1.83	29.02	9.21	<b>cumple</b>

Fuente: Elaboración propia

• **Calculo del árbol a las vibraciones**

Las fuerzas que periódicamente están variando en magnitud y sentido, tiene por consecuencia ser la principal causa de que aparezcan vibraciones forzadas en los ejes y los árboles.

Las revoluciones críticas en el modo de flexión tienen como cálculo:

$$N_{cr} = \frac{946}{y^2} (\text{rpm}) \dots\dots\dots(4.19)$$

**Donde:**

$N_{cr}$  : Numero de revolución crítica

$y$  : magnitud de la flecha estática, para el caso sencillo en que la carga actúa en el medio de apoyos (mm)

Cuando se tienen varias masas actuando en el árbol las revoluciones críticas se pueden calcular de una manera aproximada y aceptable por la fórmula de Dunkerley:

$$\frac{1}{N_{cr}^2} = \left( \frac{1}{N_1^2} + \frac{1}{N_2^2} + \dots + \frac{1}{N_n^2} \right) \dots\dots\dots(4.20)$$

**Donde:**

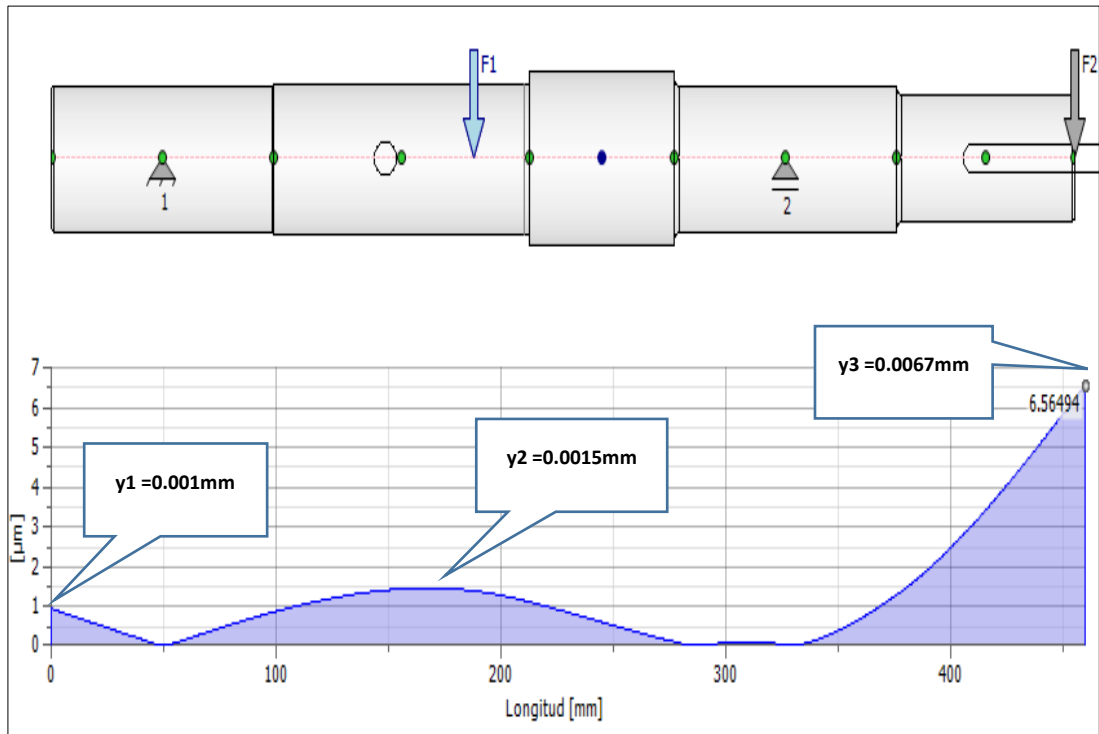
$N_i$  (rpm) = revoluciones críticas calculadas para cada masa concentrada individual,  $N_i = 946 / y^{1/2}$

En el diseño de máquinas muy rápidas como el caso de centrifugas y turbinas, los arboles deben de ser de poca rigidez o elásticos para que operen en la zona post crítica, cabe recordar que los árboles también pueden diseñarse en la zona pre crítica donde  $N \ll N_{cr}$  pero se vuelven rígidos. Una expresión que garantiza esto último es  $N \leq N_{cr1}$ , donde  $N_{cr1}$  es la primera frecuencia crítica.

El arranque del árbol hasta alcanzar revoluciones normales debe de ser de forma muy rápida, ya que al pasar cerca de  $N_{cr}$ , que es la zona peligrosa, no llegue a alcanzar a desarrollar oscilaciones peligrosas que produzcan en el sistema resonancia; por lo que se recomienda que al operar el árbol en la zona post crítica en el rango de la primera y segunda frecuencia crítica, para evitar el peligro de resonancia se demanda que las frecuencias de oscilaciones forzadas y propias se diferencien bastante:  $1.4N_{cr1} \leq N \leq 0.7 N_{cr2}$ .

En el siguiente gráfico considerando solo el peso del árbol, el acople y el rodete se tienen las siguientes deflexiones:

**FIGURA N° 4.51**  
**DEFLECCIÓN CONSIDERANDO SOLO EL PESO DEL ÁRBOL, EL ACOPLE Y EL RODETE**



Fuente: Elaboración propia

Reemplazando en la ecuación de Dunkerley:

$$\frac{1}{N_{cr}^2} = \left( \frac{1}{\left(\frac{946}{(0.001)^{1/2}}\right)^2} + \frac{1}{\left(\frac{946}{(0.0015)^{1/2}}\right)^2} + \frac{1}{\left(\frac{946}{(0.0067)^{1/2}}\right)^2} \right)$$

$$N_{cr}(\text{1era velocidad crítica}) = 9862 \text{ rpm} > N = 900 \text{ rpm}$$

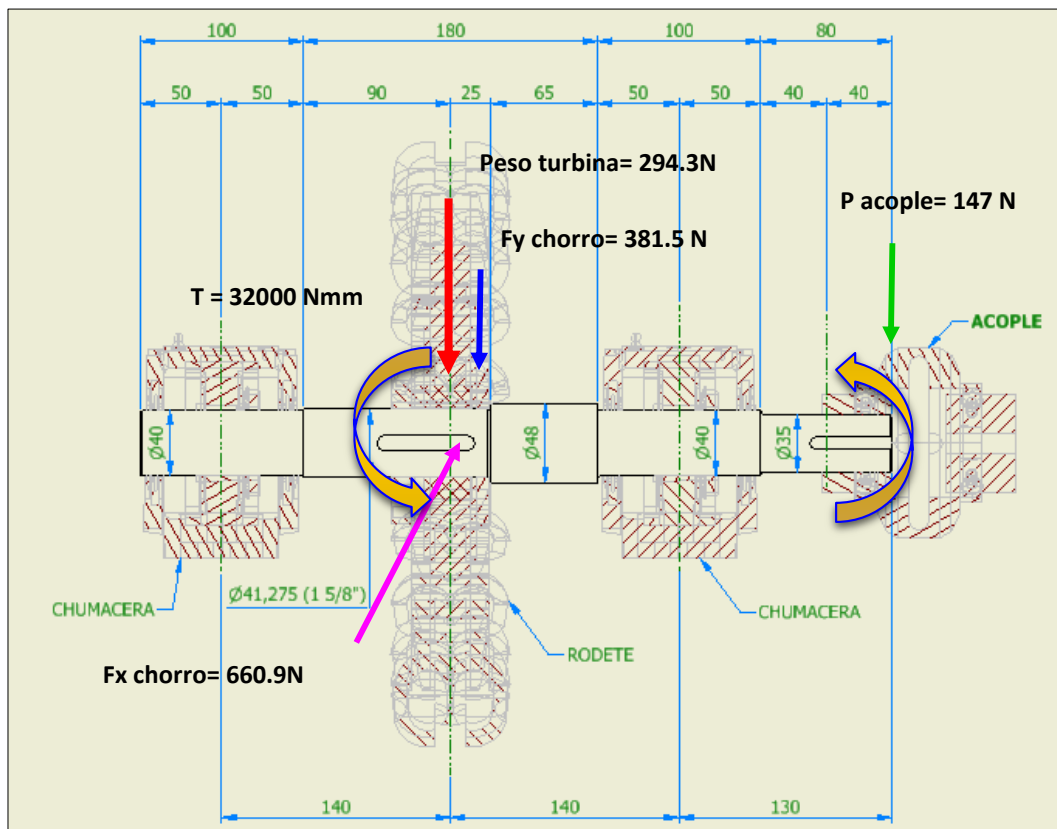
Cumple con la sollicitación de la velocidad crítica en el modo de la flexión.

- **ANÁLISIS FEA** (siglas en inglés de *Finite Element Analysis*)

Las simulaciones para el árbol de transmisión serán dos, nombradas como simulación A y simulación B, siendo:

- simulación A: Análisis estructural del árbol con cargas, es de tipo lineal estático (realizado con el módulo NASTRAN IN CAD).
- simulación B: Estudio del movimiento vibratorio del árbol, es de tipo modal (realizado con el módulo de análisis de tensión, propio del software).

**FIGURA N° 4.52**  
**ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL ÁRBOL CON CARGAS PARA LA SIMULACIÓN**



Fuente: Elaboración propia

Las condiciones para el respectivo diseño son las siguientes:

- ✓ Las dimensiones geométricas serán de acuerdo a lo calculado.
- ✓ Se tomarán en cuenta todas las cargas halladas anteriormente.

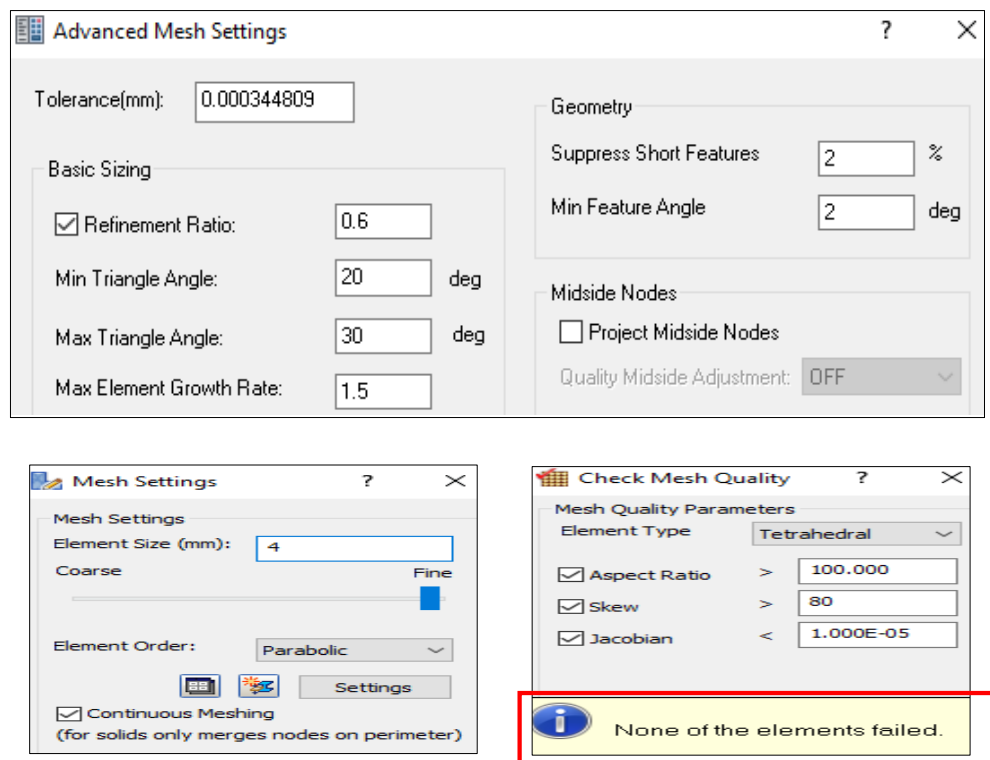
- ✓ Giro de árbol: 900 RPM constante y sin aceleración angular.
- ✓ Factor de diseño: 2 - 2.5
- ✓ El material del árbol se está considerando un acero inoxidable AISI 304L<sup>3</sup>, al poseer buena resistencia a la acción corrosiva del agua, cuyas propiedades mecánicas son las siguientes:
  - Esfuerzo de fluencia ( $S_Y$ )=216MPa = 31.3 ksi
  - Esfuerzo último de tracción ( $S_U$ )=490MPa = 71 ksi
  - Módulo de elasticidad ( $E$ )= 187.5 GPa
  - Módulo de rigidez ( $G$ )= 70.3 GPa

➤ **Pre-procesamiento**

- ✓ **Configuración de malla en el modelo**

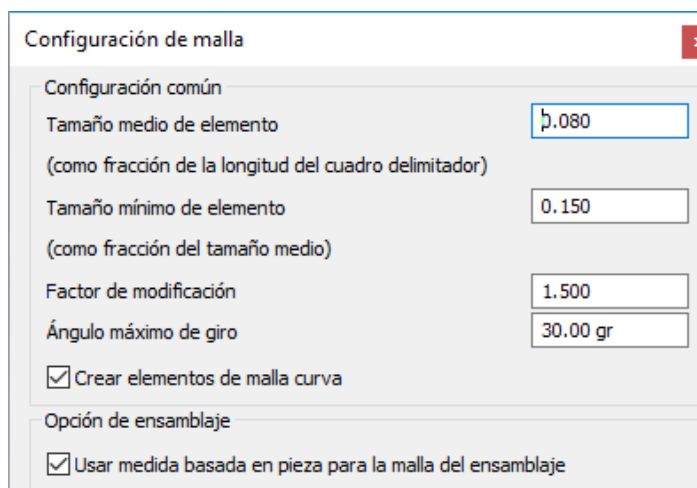
Se realizaron las siguientes configuraciones de malla, las cuales dieron como resultado un mallado sin errores:

**FIGURA N° 4.53**  
**SIMULACIÓN A: (MÓDULO NASTRAN IN CAD DEL INVENTOR)**



Fuente: Elaboración propia

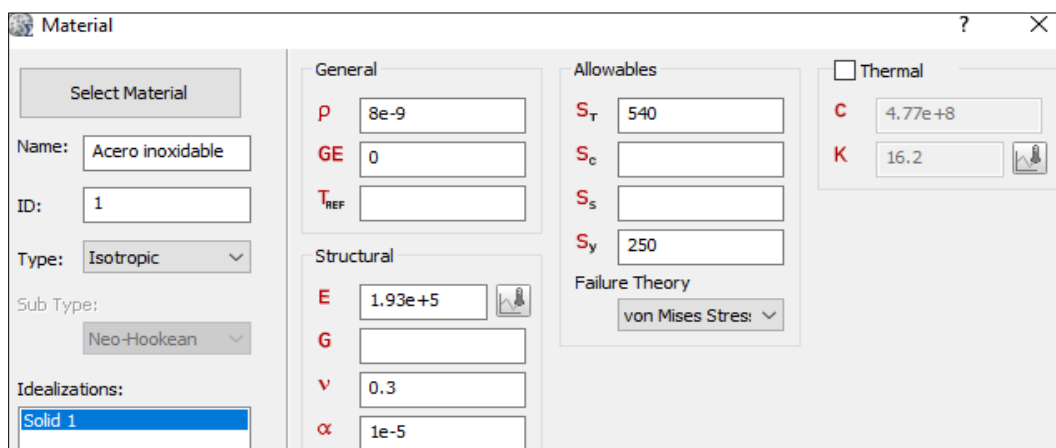
**FIGURA N° 4.54**  
**SIMULACIÓN B: (MÓDULO DE ANÁLISIS DE TENSIÓN DEL INVENTOR)**



Fuente: Elaboración propia

Por otro lado se ha considerado las características geométricas expuestas anteriormente, así mismo se seleccionó como material un acero inoxidable AISI 304L, en la presente investigación seleccionamos la opción de acero inoxidable que es el que más se le asemeja.

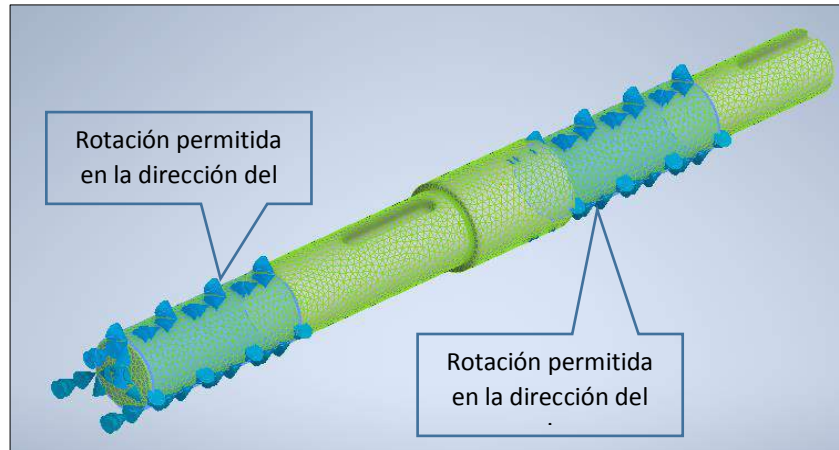
**FIGURA N° 4.55**  
**SELECCIÓN DE LA OPCIÓN DE ACERO INOXIDABLE EN EL SOFTWARE**



Fuente: Elaboración propia

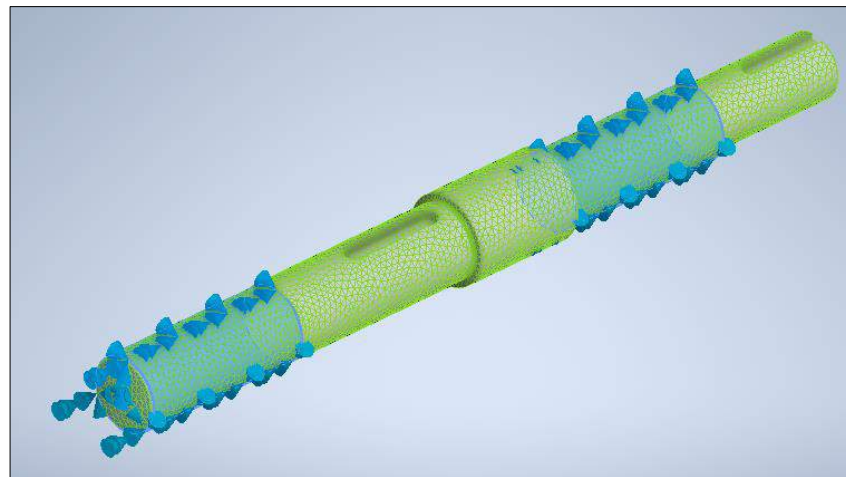
Así mismo se consideraron restricción fija como se observa en las siguientes figuras.

**FIGURA N° 4.56**  
**RESTRICCIÓN FIJA EN LA SIMULACIÓN A**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.57**  
**RESTRICCIÓN FIJA EN LA SIMULACIÓN B**



Fuente: Elaboración propia

#### 4.6.6 Selección de materiales y equipos

- Selección de los rodamientos

Para la presente tesis seleccionamos un soporte de pie de dos piezas de la marca SKF, serie SNL para rodamientos montados sobre un manguito de fijación, con sellos estándares. Estos al ser de dos piezas facilitan el montaje y el desmontaje del mismo.

Asi mismo se utilizaron rodamientos oscilantes de bolas para un árbol de diámetro de 40mm, ya que además de las cargas radiales, absorben también cargas axiales en ambos sentidos. En tal sentido se calculo para el apoyo más cargado que vendría a ser el del punto C.

➤ Reacción en el apoyo C:

$$R_C = \frac{W}{2} + \frac{P(L + a)}{L} = \frac{0.95}{2} + \frac{0.147(0.28 + 0.13)}{0.28} = 0.69kN$$

➤ Duración en horas de servicio para diferentes maquinas:

De acuerdo a Hori (2014) en la tabla N°4.11 nos da las pautas para seleccionar la duración en horas.

**TABLA N° 4.11**  
**DURACIÓN EN HORAS DE SERVICIO PARA DIFERENTES TIPOS DE MAQUINAS**

CASE DE MAQUINA	HORAS
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos técnicos para uso médico.	300 a 3,000
Máquina de uso intermitente o periodos cortos: maquinas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas para construcción.	3,000 a 8,000
Máquinas para trabajar con alta confiabilidad de funcionamiento durante periodos cortos o intermitentes: Ascensores, grúas para mercaderías embaladas	8,000 a 12,000
Máquinas para 8 horas de trabajo, no utilizadas totalmente: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, chancadoras giratoria.	10,000 a 25,000



Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: maquinas herramientas, máquinas para trabajar madera, máquina para la industria mecánica general, gruas para materiales a granel, ventiladores, transportadores de faja, equipos de impresión, centrífugas y separadoras.	20,000 a 30,000
--	-----------------

Fuente: Hori (2014). Diseño de elementos de máquinas.

Por lo que:

$$L_h = 20000 \text{ horas de funcionamiento}$$

- Duración expresada en millones de revoluciones:

$$L = 60 \times 10^{-6} \times N \times L_h = 60 \times 10^{-6} \times 900 \times 20000 = 1080$$

- Seguridad de carga requerida:

$$\text{Para rodamientos oscilantes de bola} = \frac{C_{req}}{P_{equivalente}} = L^{\frac{1}{3}} = 1080^{\frac{1}{3}} = 10.3$$

- Capacidad de carga dinámica requerida

Para este caso al no haber cargas axiales apreciables,  $F_a=0$ , por lo tanto, la carga equivalente será:

$$P_{equivalente} = R_c = 0.69kN$$

Reemplazando:

$$C_{req} = P_{equivalente} \times L^{\frac{1}{3}} = 0.69 \times 10.3 = 7.11kN$$

- Selección del soporte de pie:

De acuerdo a los datos anteriores seleccionamos un soporte de pie dos piezas de la marca SKF, modelo SNL 511-609. Este modelo para un árbol de diámetro de 40mm, tiene como rodamiento oscilante de bolas de menor capacidad el N°1309K. Como vemos a continuación cumple

las solicitaciones de carga dinámica requerida y de las revoluciones permitidas:

$$C_{1309K} = 39kN > C_{req} = 7.11kN$$

$$N_{1309K} = 8500rpm > N = 900rpm$$

**FIGURA N° 4.58**  
**FICHA TÉCNICA DE RODAMIENTO N°1309K**

▶ 1309 EKTN9			
<b>Datos del cálculo</b>			
Capacidad de carga dinámica básica	C	39	kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	13.4	kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.7	kN
Velocidad de referencia		12000	r/min
Velocidad límite		8500	r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.04	
Factor de cálculo	e	0.23	
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	2.8	
Factor de cálculo	Y <sub>1</sub>	2.7	
Factor de cálculo	Y <sub>2</sub>	4.2	
<b>Calculation data</b>			
Permissible angular misalignment	α	3	°

Fuente: Ficha técnica rodamientos SKF.

Para este rodamiento le corresponde un manguito de fijación **modelo H309**. En cuanto a las dimensiones geométricas y sus respectivas capacidades del soporte de pie, el rodamiento y sus accesorios se adjuntan sus hojas técnicas en el anexo xxx

- **Selección del buje**

Para la sujeción del árbol con respecto al rodete, seleccionaremos un buje del tipo QD de la marca BALDOR-DODGE de acero inoxidable. Este elemento mecánico nos va a permitir montar y desmontar el rodete sin necesidad de golpearlo. Adicionalmente los bujes del tipo QD no se aflojan evitando las vibraciones y el desgaste de los árboles.

En la siguiente selección se aprecian que lo que se solicitó para el torque en el árbol, el diámetro mínimo y la dimensión F, que vendría a ser el ancho del rodete son satisfactorias:

$$T_{\text{max. buje QD tipo SK}} = 7000 \text{ lb} - \text{in} > T_{\text{max}} = 0.032 \text{ kNm} = 275 \text{ lb} - \text{in}$$

$$\varphi_{\text{min. buje QD tipo SK}} = 1/2" = 12.7 \text{ mm} < \varphi_{\text{min. calculado}} = 40 \text{ mm}$$

$$"F" \text{ ancho recomendado para alojamiento de buje QD tipo SK} = 1.25" = 31.75 \text{ mm} \approx \text{Ancho del rodete calculado} = 32 \text{ mm}$$

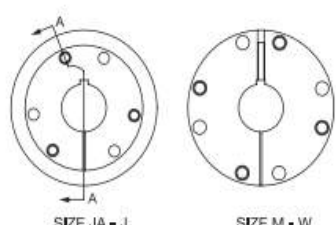
FIGURA N° 4.59  
FICHA TÉCNICA BUJE BALDOR DODGE

FEATURES/BENEFITS

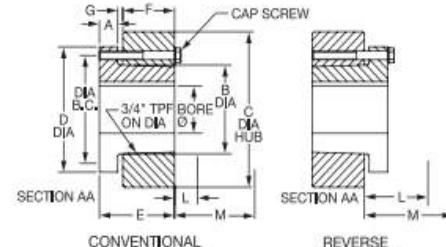
BALDOR • DODGE®

---

QD Bushings - Dimensions



SIZE JA - J      SIZE M - W



CONVENTIONAL MOUNTING      REVERSE MOUNTING

QD BUSHING RATINGS AND DIMENSIONS

Bush. Symb.	Ratings (lb.-in.) Bush. Torque Cap.*	Bore Range				Dimensions							
		Min.	Max. Bore for:			A	B Dia.	C Hub Dia.		D Dia.	E	F	G
			Full kW	Shallow kW	No kW			Cl 30 Iron	Steel				
JA	1000	1/2	1	1-3/16	1-1/4	0.31	1.38	3.93	2.25	2.00	1.00	0.56	0.12
SH	3500	1/2	1-3/8	1-5/8	1-11/16	0.38	1.88	4.75	3.00	2.63	1.25	0.81	0.12
SDS	5000	1/2	1-5/8	1-15/16	2	0.43	2.18	4.75	3.50	3.18	1.31	0.75	0.12
SD	5000	1/2	1-5/8	1-15/16	2	0.43	2.18	3.81	3.50	3.18	1.81	1.25	0.12
SK	7000	1/2	2-1/8	2-1/2	2-5/8	0.50	2.81	4.75	4.50	3.88	1.88	1.25	0.22
SF	11000	1/2	2-5/16	2-15/16	-	0.50	3.13	6.38	5.50	4.63	2.00	1.25	0.22
E	20000	7/8	2-7/8	3-1/2	-	0.75	3.83	7.50	6.50	6.00	2.63	1.63	0.25
F	30000	1	3-1/4	3-15/16	4	0.81	4.43	7.75	7.25	6.63	3.63	2.50	0.34
J	45000	1-1/2	3-3/4	4-1/2	-	1.00	5.14	9.00	8.00	7.25	4.50	3.18	0.38
M	85000	2	4-3/4	5-1/2	-	1.25	6.50	11.38	10.00	9.00	6.75	5.18	0.41
N	150000	2-7/16	5	6	-	1.50	7.00	12.00	-	10.00	8.12	6.25	0.56
P	250000	2-15/16	5-15/16	7	-	1.75	8.25	14.00	-	11.75	9.38	7.25	0.63
W	375000	4	7-1/2	8-1/2	-	2.00	10.42	17.00	-	15.00	11.38	9.00	0.50
S	625000	5-1/2	9	10	-	3.25	12.13	19.00	-	17.75	15.75	12.00	0.75

\* Torque ratings apply when bushing installation screws are tightened to listed torque. Important: Do not over-torque screws. This can lead to hub damage

Fuente: Ficha técnica rodamientos SKF.

De los diferentes tipos que conforman el grupo de los bujes QD/SK seleccionaremos finalmente el modelo N° 120431. Este buje es adecuado para árboles de diámetro de 1 5/8" (41.275mm) por ende, esta medida fue tomada para el diseño del árbol en esa zona.

**FIGURA N° 4.60**  
**FICHA TÉCNICA DE BUJE N°120431**

QD Bush. Size	Bore	P/N	Description (Maska P/N)	Wt.	Bushing Keyway	Key Size REF
SK	1-1/8	120423	SKX1-1/8	3.37	1/4 x 1/8	1/4 x 1/4
	1-3/16	120424	SKX1-3/16	3.31		
	1-1/4	120425	SKX1-1/4	3.31		
	1-5/16	120426	SKX1-5/16	3.18	5/16 x 5/32	5/16 x 5/16
	1-3/8	120427	SKX1-3/8	3.12		
	1-7/16	120428	SKX1-7/16	3.08	3/8 x 3/16	3/8 x 3/8
	1-1/2	120429	SKX1-1/2	3.00		
	1-9/16	120430	SKX1-9/16	2.95		
	1-5/8	120431	SKX1-5/8	2.86		
	1-11/16	120432	SKX1-11/16	2.79		
	1-3/4	120433	SKX1-3/4	2.88		
	1-13/16	120434	SKX1-13/16	2.62		

Fuente: Ficha técnica rodamientos SKF.

- **Selección del acople**

Un acople es el mecanismo por el cual se unen dos ejes, la función principal es transmitir la potencia mecánica de un árbol a otro. Para la transmisión del árbol con respecto al generador, seleccionaremos un acople del tipo elastómero de la marca BALDOR-DODGE modelo RAPTOR. La figura N° 4.61 muestra el factor de servicio a utilizar.

**FIGURA N° 4.61**  
**FICHA TÉCNICA DE BUJE N°120431**

Application (read footnotes)	Factor Δ
<b>Machine tools</b>	<b>Raptor</b>
Auxiliary	1.00
Main drive	1.50
Notching press, planer (reversing), plate planer, punch press	1.50
Traverse	1.00

Fuente: Ficha técnica de acople BALDOR-DODGE.

Por tanto el factor de seguridad será:

$$F_s = 1.5$$

La capacidad del torque requerido por el acople fue determinada mediante la siguiente ecuación:

$$T_{acople} = T_{max} \times F_s \dots \dots \dots (4.21)$$

Donde:

$T_{acople}$  : Torque requerido por el acople

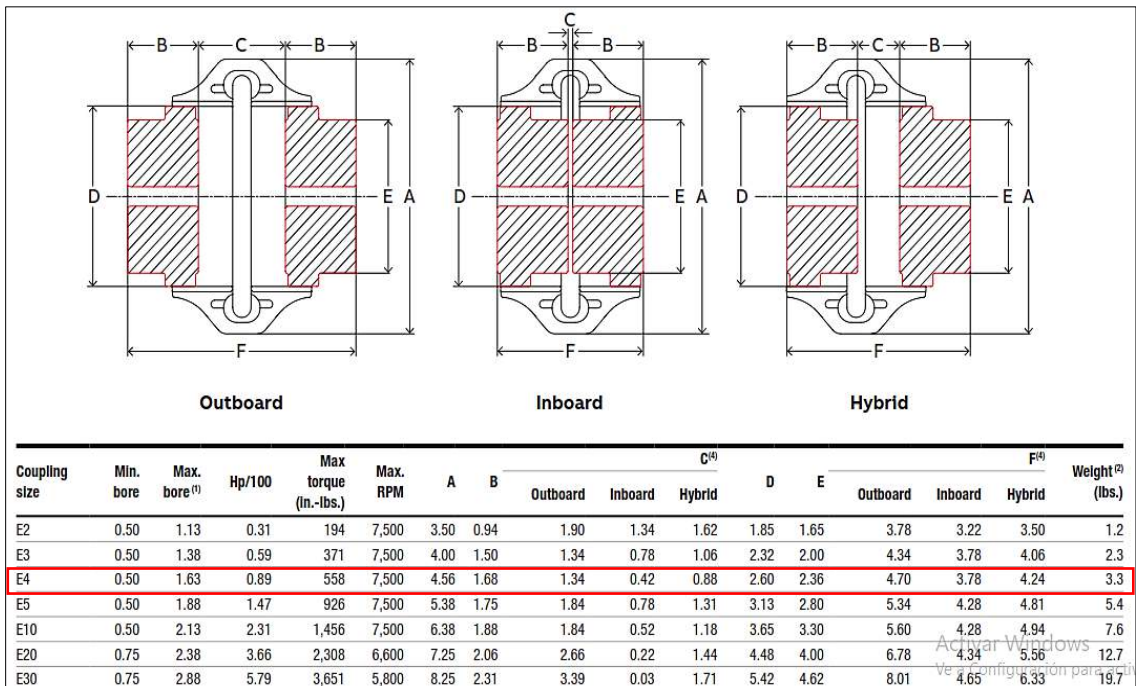
$T_{maximo}$  : torque máximo del eje.

$F_s$  : Factor de seguridad.

$$T_{max} = 31.68 \text{ Nm} = 280.39 \text{ lb. in}$$

$$T_{acople} = T_{max} \times F_s = 280.39 \times 1.5 = 420.59 \text{ lb. in}$$

**FIGURA N° 4.62**  
**FICHA TÉCNICA DEL ACOPLE**

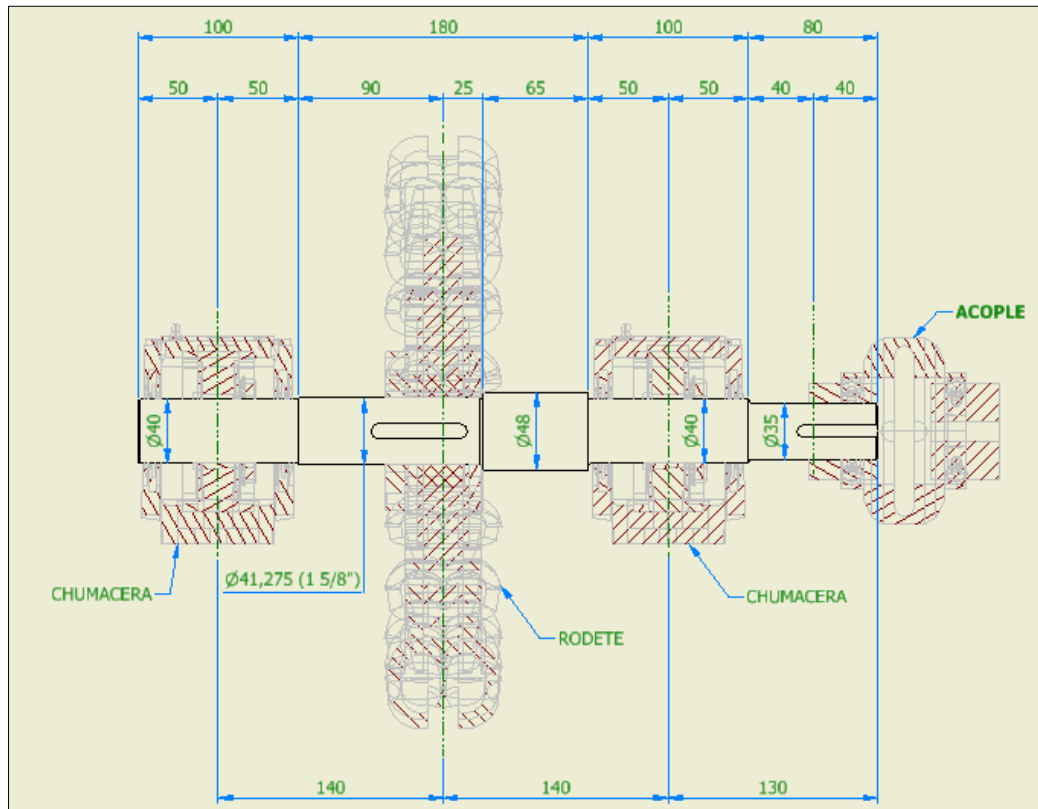


Fuente: Ficha técnica

De la figura N° 4.62 se selecciona el acople E4, esta medida fue tomada para el diseño del árbol en esa zona.

De los cálculos obtenidos se procedió a dimensionar el árbol teniendo en cuenta los elementos seleccionados:

**FIGURA N° 4.63**  
**DIMENSIONES DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN**



Fuente: Elaboración propia

- **Selección de la Máquina Hidráulica Generadora**

De acuerdo a Mott (1996), Una máquina hidráulica generadora se selecciona en función a la sustancia operante a bombear, la altura neta que requiere la bomba, el caudal requiere el sistema, entre otros.

Sin embargo por la naturaleza de la presente investigación, la sustancia operante a utilizar es el agua, por lo que la selección de la bomba estará en función de la altura y el caudal que requiere el sistema.

Así mismo de acuerdo Cengel y Cimbala (2006), la altura de la bomba se puede determinar mediante la siguiente ecuación.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \sum h_{perdidas} \dots \dots \dots (4.22)$$

**Por lo que**

$$H_B = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \Delta Z_{2-1} + \sum h_{fsistema} \dots \dots \dots (4.23)$$

**Donde**

$H_B$ : Altura neta que requiere la bomba (mca).

$\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$ : Diferencia de presión entre el tanque y el punto 1 y punto 2.

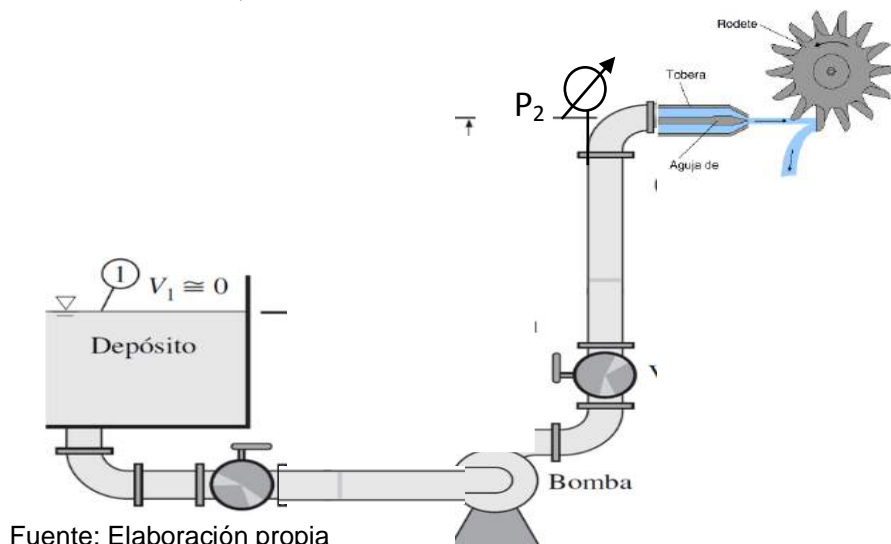
$V_2$ : Velocidad del agua en la tubería ( $V_2 = 1,5$ ).

$V_1$ : Velocidad del agua en el tanque ( $V_1 \approx 0$ ).

$\Delta Z_{2-1}$ : Diferencia de altura (Se consideró una diferencia de 1 m).

$\sum h_{perdidas}$ : Sumatoria de las perdidas hidráulicas que por ser un equipo relativamente pequeño se despreciara.

**FIGURA N° 4.64**  
**ESQUEMA PRELIMINAR DEL BANCO HIDRÁULICO**



Fuente: Elaboración propia

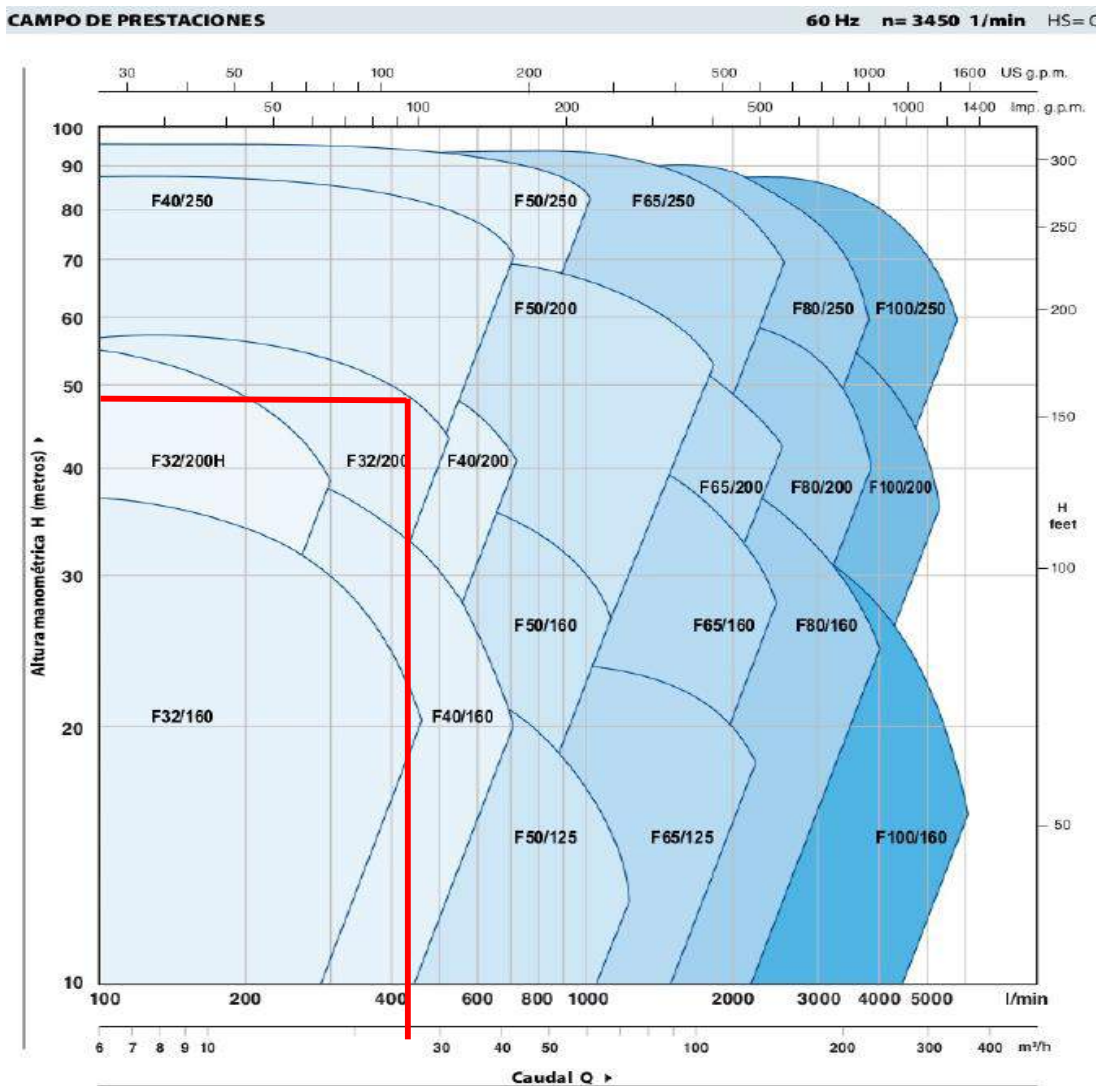
Por lo tanto

$$H_B = 50 + \frac{1,5^2}{2g} + 1 = 51,11 \text{ mca}$$

Así de acuerdo al caudal calculado anteriormente:

$$Q = 0,00715 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 7,15 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 429 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

**FIGURA N° 4.65**  
**CARTA GENERAL DE BOMBAS CENTRIFUGAS PEDROLLO**

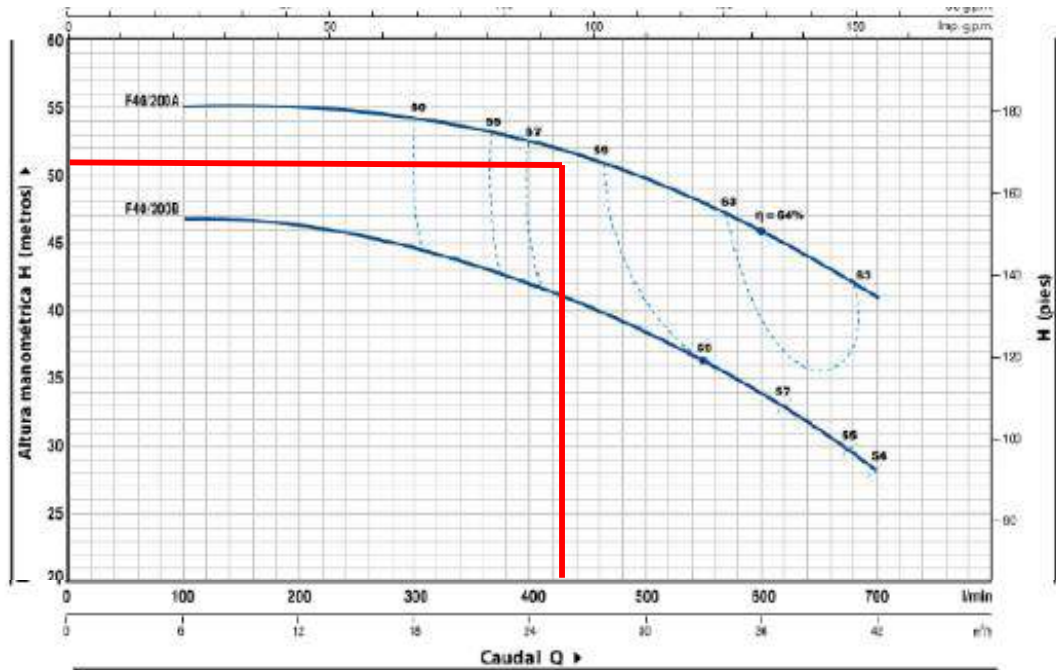


Fuente: Manual general de bombas Pedrollo.



Hallada la altura neta y el caudal se pudo determinar la bomba mediante las curvas características que satisfagan esta necesidad, de acuerdo a la figura N° 4.65, las bombas tipo F 32/200 cumplen con lo requerido.

**FIGURA N° 4.66**  
**CURVA CARACTERÍSTICA DE BOMBAS PEDROLLO F40/200**



Fuente: Manual general de bombas Pedrollo.

Así mismo de acuerdo a la figura N° 4.66, se observa que la bomba Pedrollo de serie F 40/200A cumple con lo requerido y es de adquisición comercial para la unidad de instrucción experimental proyectado.

- **Red de Distribución Hidráulica de la unidad de instrucción**

La red de distribución hidráulica en esta investigación estuvo conformada por un tanque de alimentación, una línea de succión, una línea de descarga cuya sección es circular de un solo diámetro en cuyo interior transita la sustancia operante, un inyector que reduce la sección transversal aumentando la velocidad del fluido, una turbina pelton y los elementos de medición.

➤ **Tuberías de la red de Distribución Hidráulica**

De acuerdo a la naturaleza del objeto de estudio se seleccionó como material a las tuberías al acero galvanizado, debido a su resistencia a la corrosión además de ser comercial en el mercado, por otro lado y de acuerdo a la figura N° 4.16 el diámetro interior de la parte inicial del inyector es de 78 mm, este parámetro nos fue útil para calcular el espesor de la tubería.

➤ **Calculo del espesor de la tubería**

Para determinar el espesor de una tubería se debe conocer la presión a la va a trabajar, de igual manera de su diámetro, tal como se observa en la siguiente ecuación que es acuerdo a la expresión de Mariotte.

$$e = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma} \dots\dots\dots(4.24)$$

**Dónde:**

e = Espesor (mm)

p = Presión de trabajo (Kg/cm<sup>2</sup>)

D = Diámetro externo (mm)

σ = Esfuerzo de trabajo del acero (Kg/cm<sup>2</sup>)

De acuerdo al diámetro de la parte inicial del inyector y la tabla N° 4.12 se seleccionó una tubería galvanizada de 3 pulgadas de diámetro, de serie mediana.

**TABLA N° 4.12**

**ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DE TUBERÍA GALVANIZADA SERIE MEDIANA**

Diámetro nominal	Diámetro Exterior	Espesor	Propiedades			Presión de Prueba Grado A
	De		e	Area	I	
<b>Pulgadas</b>	mm	mm	cm <sup>2</sup>	[cm <sup>4</sup> ]	[cm <sup>3</sup> ]	[MPa]
1/2"	21,3	2,60	1,53	0,68	0,64	4,92
3/4"	26,9	2,60	1,98	1,48	1,10	4,92
1"	33,7	3,20	3,07	3,60	2,14	4,92
1 1/4"	42,4	3,20	3,94	7,62	3,59	4,92

1 1/2"	48,3	3,20	4,53	11,59	4,80	4,92
2"	60,3	3,60	6,41	25,87	8,58	4,92
2 1/2"	76,1	3,60	8,20	54,01	14,19	4,92
3"	88,9	4,00	10,67	96,34	21,67	4,92
4"	114,3	4,50	15,52	234,32	41,00	4,92

Fuente: NORMA ISO 65

Así mismos la presión de trabajo para 41.11 mca es igual a 0,40326 Mpa  
Por lo que el espesor mínimo es:

$$e = \frac{0,40326 \times 88,9}{2 \times 4,92} = 3,643 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se seleccionó el espesor de la Tabla N° 4.12, ya que es superior al espesor calculado.

$$e_{3"} = 4 \text{ mm}$$

$$D_{int} = D_{ext} - 2 * e = 88,9 - 2 \times 4 = 80,9 \text{ mm}$$

### ➤ Codos

Los codos son accesorios de forma curva que permiten cambiar la dirección del fluido, para la presente tesis será necesario contar con codos galvanizados de 3" roscada para las tuberías de succión y descarga.

**FIGURA N° 4.67**  
**CODO ROSCADO DE 90° GALVANIZADO DE 3"**



Fuente: Catalogo Tiendas Promart.

### ➤ **Válvula**

La válvula es un accesorio de la red hidráulica que permite controlar la cantidad de flujo que transita por la red, para la presente tesis se seleccionó una válvula de globo de 3", ya que este tipo de válvulas cuentan con un obturador en forma de cono accionado por un vástago roscado que permite la apertura y cierre de forma suave, esta válvula estará ubicada en el lado de la descarga.

**FIGURA N° 4.68**  
**VÁLVULA DE GLOBO PARA TUBERÍA ROSCADA DE 3"**



Fuente: Catalogo Tiendas Maestro.

### ➤ **Caudalimetro**

Los caudalímetros o transmisores de flujo son instrumentos cuya función es medir la cantidad de fluido que pasa por una sección a un tiempo determinado o gasto, para la presente tesis se seleccionó un caudalimetro vortex ya que permite medir el caudal emitiendo una señal eléctrica para el control de lazo cerrado.

**FIGURA N° 4.69**  
**CAUDALIMETRO VORTEX MARCA SIEMENS**



Fuente: Catalogo SIEMENS.

➤ **Sensor de presión**

Los sensores de presión son accesorios en una red de distribución que tienen la función de medir la presión de un fluido, actuando como un transductor generando una señal en función de la presión a la que se encuentra sometida, para la presente tesis se seleccionó el sensor de presión Pnomek serie P16, debido a que proporcionan alta precisión lo cual disminuye el efecto de la histéresis.

**FIGURA N° 4.70**  
**SENSOR DE PRESIÓN PNOMEK SERIE P16**



Fuente: Catalogo PNOMEK.

➤ **Tacómetro digital**

Es un dispositivo que mide la velocidad de giro en revoluciones por minuto a una distancia prudente por medio de un láser y una banda reflectante, para la presente investigación se seleccionó al tacómetro por láser PCD-DT 65.

**FIGURA N° 4.71**  
**TACÓMETRO PCD – DT 65**



Fuente: Catalogo PCD

➤ **Tanque de alimentación**

La red de distribución hidráulica en la presente tesis fue en circuito cerrado, esto quiere decir que todo el agua que sale, retornara a un tanque que alimentara con agua a toda la red de distribución, es decir que el tanque de alimentación provee de agua a la bomba hidráulica por medio de la tubería de succión y la envía a la tubería de descarga para que continúe por el inyector la cual finalmente entregara al rodete en forma de chorro, impactando en los alabes y cayendo por gravedad al tanque de alimentación. Por lo que el volumen del tanque de alimentación debe ser lo suficiente como para satisfacer el caudal de la bomba en un tiempo de 1 minuto puesto que el circuito es cerrado y no existen perdidas en el sistema.

$$\text{Volumen del Tanque} = Q * 1 \text{ min}$$

$$\text{Volumen del Tanque} = 382 \frac{l}{\text{min}} * 1 \text{ min}$$

$$\text{Volumen del Tanque} = 382 \text{ litros}$$

Por otro lado el tanque de alimentación será de acero inoxidable que es resistente a la corrosión en especial en la zona del callao, además de acuerdo al volumen calculado podemos dimensionar el tanque de alimentación considerando las siguientes dimensiones:

- ✓ Ancho del tanque reservorio = 800 mm
- ✓ Largo del tanque reservorio = 800 mm
- ✓ Alto del tanque reservorio = 600 mm

#### 4.6.7 Proceso de programación con PLC

El proceso de programación asistido con un PLC tiene el objetivo de poner en marcha la unidad de instrucción experimental, para ello se estableció un circuito de control de lazo cerrado como un control de caudal en donde todo el monitoreo lo llevará a cabo el PLC Logo 8 SIEMENS. La presente tesis incluye la programación, así como también la descripción de su funcionamiento.

**FIGURA N° 4.72**  
**PLC LOGO 8 SIEMENS USADO EN LA AUTOMATIZACIÓN**



Fuente: Catalogo SIEMENS.

- **Descripción del tablero**

**El tablero:** Cuenta con un interruptor termo magnético general.

**Accionamiento o desconexión:** Habilitara o deshabilitara totalmente la energía del tablero.

**El interruptor:** Alimenta independientemente al variador de velocidad.

**Breaker:** Alimenta la etapa de control en esta encontramos un controlador lógico programable (PLC) que se encarga de monitorizar la variable de proceso (caudal).

Así mismo cuenta también con portalámparas que indican lo siguiente:

**Color ámbar:** Indica el tablero energizado.

**Color rojo:** Indica la presencia de nivel de agua, otro del mismo color indicara si se presenta alguna falla en el variador de velocidad asimismo cuenta con borneras que permiten conectar el transmisor o sensor de caudal el cual mide a este que circula por las tuberías y que hará que las bombas trabajen a una mayor o menor velocidad de rotación de acuerdo al valor seteado por el potenciómetro.

- **Funcionamiento del sistema**

Una vez habilitado los interruptores de fuerza y control la operación en modo manual (M) o automático (A) se ejecutará con el selector **M-O-A**.

En seguida la bomba trabaja en automático comportándose de la misma manera que en manual y esta bomba incrementará o disminuirá su velocidad en función de un valor deseado llamado **SET POINT**, cuyo valor se fija mediante un potenciómetro, la señal de retroalimentación viene del sensor de caudal y es conectada a la entrada analógica del PLC, cuyo valor leído se compara con el SET POINT. La diferencia entre el SET POINT y el valor leído de la variable de proceso (caudal) es llamado error y este debe ser corregido utilizando una salida analógica del PLC, y esta a su vez conectada al variador de velocidad asimismo el error también es corregido mediante un bloque de función en el programa del PLC cuya acción es PI (proporcional e integrativo) y así se logra controlar el proceso de manera más precisa.



Asimismo la electrobomba succiona agua desde un tanque cisterna y la expulsa a determinada presión y caudal hacia las tuberías, el sensor de caudal instalado en la tubería entrega una señal eléctrica analógica al PLC. Todo esto se da a través del software de programación utilizando funciones cuyos parámetros permiten controlar el flujo de agua, variando la velocidad de rotación del motor de la bomba para lograr el caudal deseado y el estudio del comportamiento de la turbina Pelton.

Mediante el potenciómetro instalado en la puerta del tablero podemos fijar el caudal que ingresa a la turbina Pelton a diferentes valores, de esta manera simular y cuantificar de manera más exacta los datos deseados a obtener que nos servirán de estudio las propiedades del funcionamiento de todo el módulo en conjunto. Con los datos obtenidos de la experiencia se puede desarrollar los cálculos hidráulicos a fin de determinar la conversión de energía hidráulica a mecánica, esta asistida con el PLC que tiene como objetivo obtener datos precisos y confiables debido al control de lazo cerrado.

- **Funcionamiento del programa**

El software de programación para nuestro PLC es el LogoSoft versión 8, este se programa en bloque de funciones y en Ladder.

En la siguiente tabla se muestran las entradas, salidas y conectores usados en el programa, así como la rotulación de los mismos:

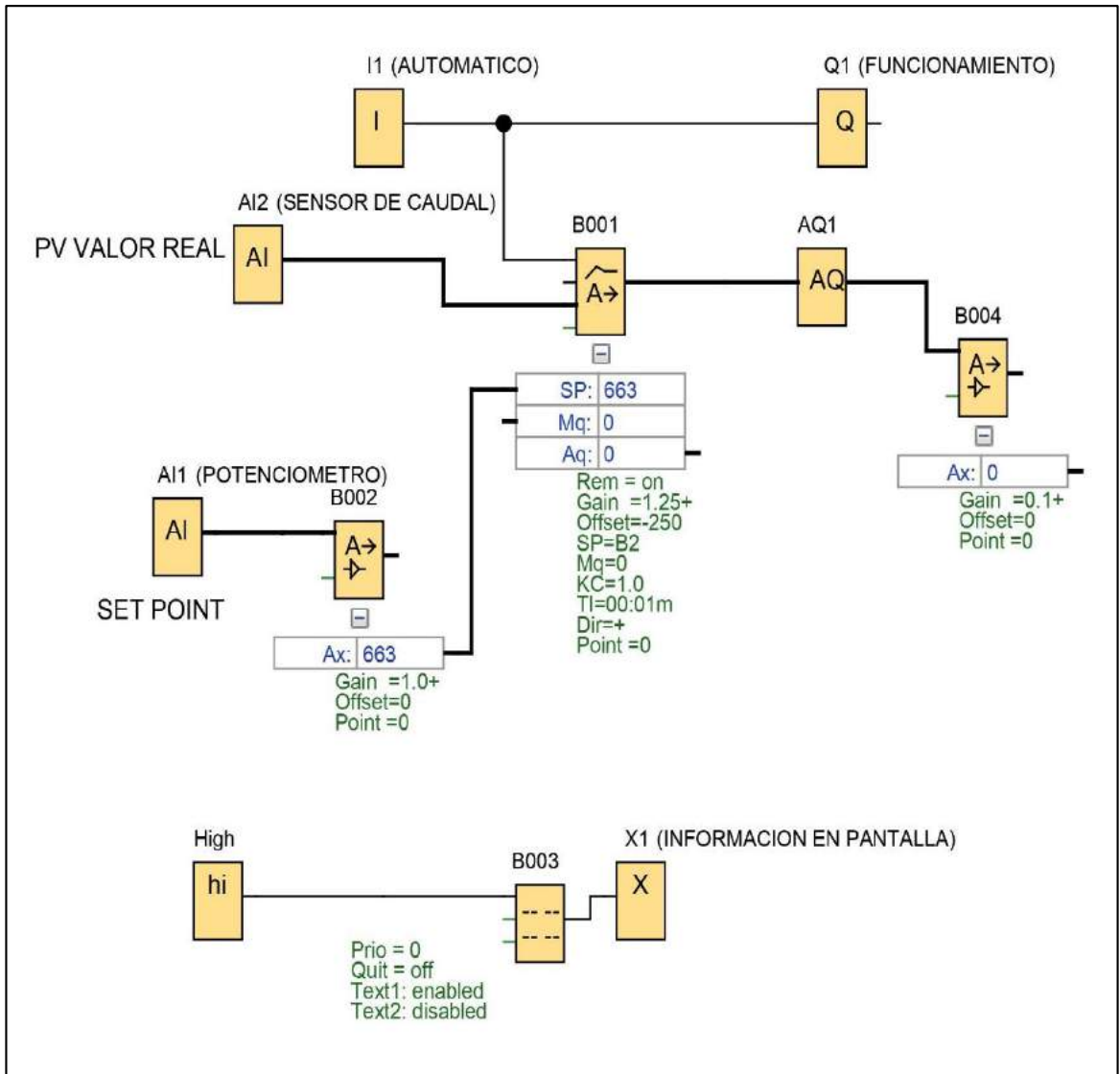
**TABLA N° 4.13**  
**ESPECIFICACIÓN TÉCNICA DE TUBERÍA GALVANIZADA SERIE MEDIANA**

<b>CONECTOR</b>	<b>ROTULACIÓN</b>
I1	AUTOMÁTICO
AI1	POTENCIÓMETRO
AI2	SENSOR DE CAUDAL
Q1	FUNCIONAMIENTO
AQ1	SALIDA ANALÓGICA

Fuente: Elaboración propia

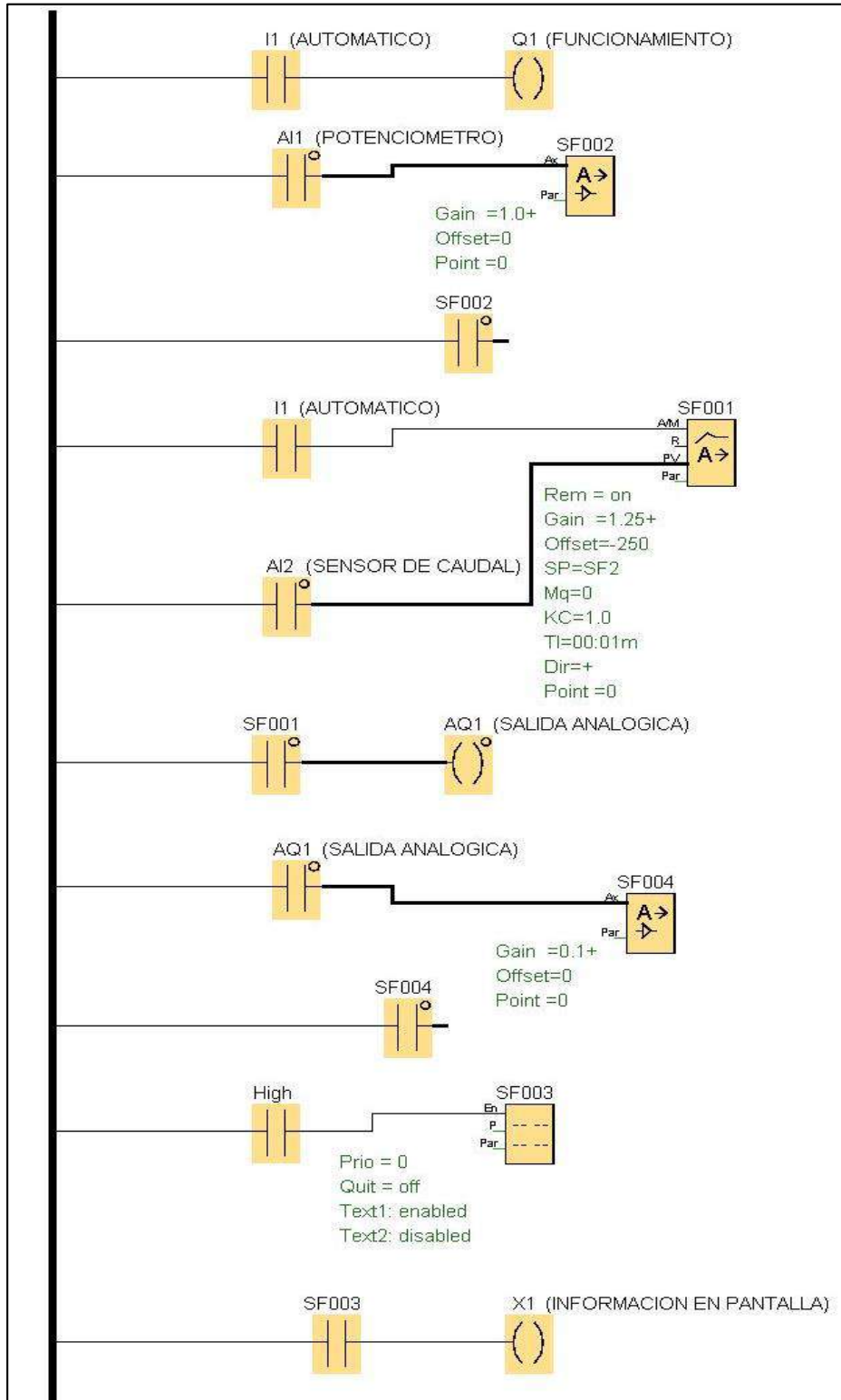
Se inicia el sistema colocando el selector en modo automático e inmediatamente se lee el caudal con el sensor, cuya señal analógica de 4-20 miliamperios es enviada al PLC. Según los parámetros configurados en el PLC, se obtiene una respuesta a la salida que permite corregir el error entre la señal medida y la deseada. Si no se alcanza el caudal deseado el PLC envía una señal analógica al variador de frecuencia incrementando o disminuyendo la velocidad de rotación de la bomba, como sabemos que el caudal está en función de la velocidad de rotación podemos estudiar el comportamiento del sistema a diferentes valores de caudal entregados a la turbina Pelton. Tomando valores de caudal, presión y velocidad se realiza el estudio de manera más precisa con ayuda del control PI (proporcional integrativo). Así mismo esta función se encuentra en un bloque de programa, cuyos parámetros principales son la ganancia y el tiempo integrativo, estos valores nos permiten regular el funcionamiento óptimo del sistema, evitando fluctuaciones o cambios bruscos ante una perturbación leída por el sensor de caudal asimismo el PLC cuenta con una pantalla la cual usamos para mostrar gráficamente y numéricamente las señales de entrada y salida por ende el monitoreo del comportamiento del sistema.

**FIGURA N° 4.73**  
**DIAGRAMA ELÉCTRICO DEL PROGRAMA EN BLOQUE DE FUNCIONES**



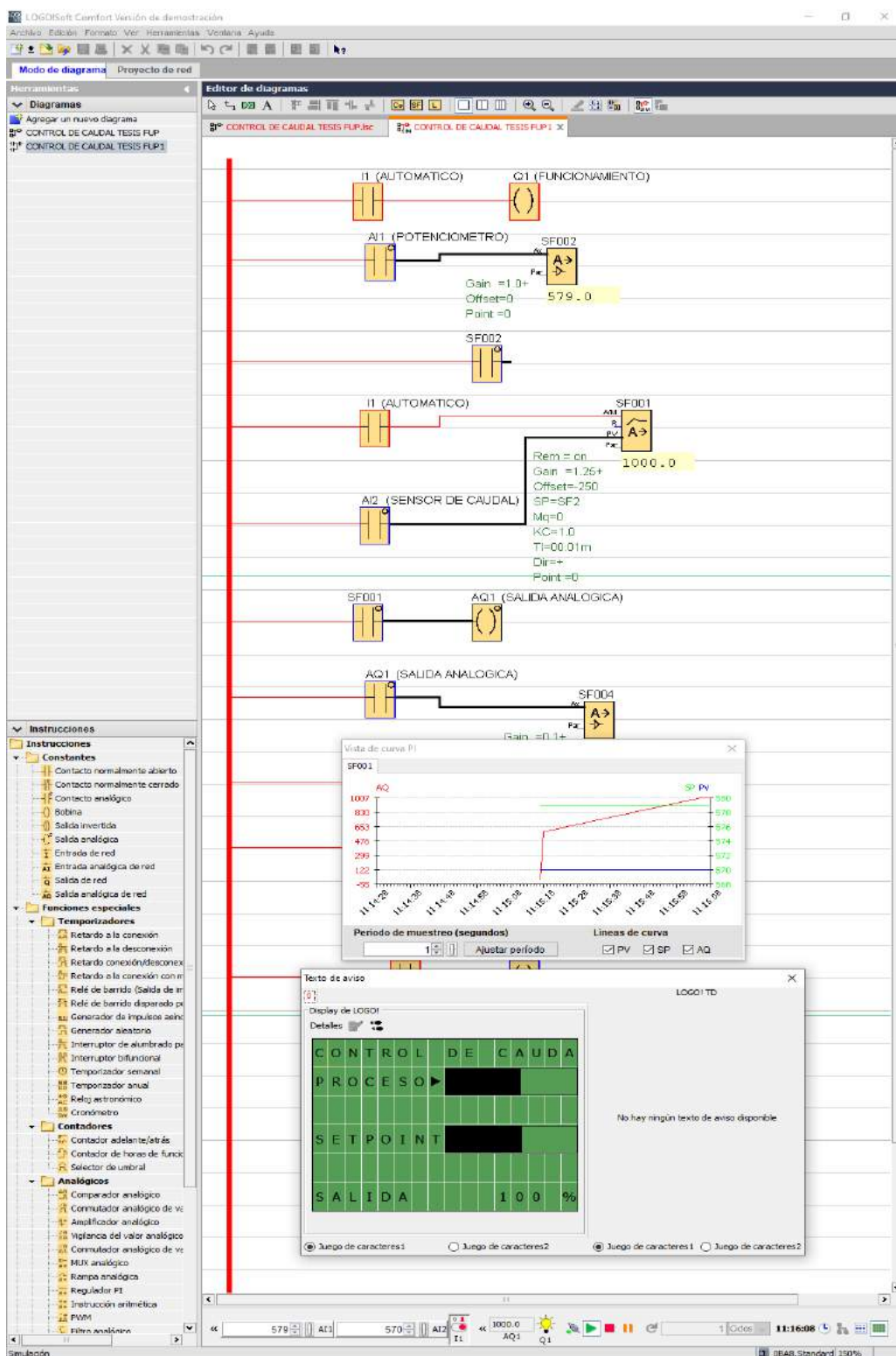
Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.74**  
**DIAGRAMA ELÉCTRICO DEL PROGRAMA EN LADDER**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.75**  
**SIMULACIÓN EN EL SOFTWARE LOGOSOFT**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.76**  
**LISTA DE PARÁMETROS**

Número de bloque (tipo)	Parámetro
SF001(Regulador PI) :	Rem = on Gain = 1.25+ Offset = 250 SF = 2 K0 = 1.0 I = 00:01m D = Point = 0
SF002(Amplificador analógico) :	Gain = 1.0+ Offset = 0 Point = 0
SF003(Texto de aviso) :	Prio = 0 Out = off Text1: enabled Text2: disabled Configuración del ticker - CBC - Line1: N - Line2: N - Line3: N - Line4: N Destino de aviso - Display de LOGO!
SF004(Amplificador analógico) :	Gain = 0.1+ Offset = 0 Point = 0

Fuente: Elaboración propia

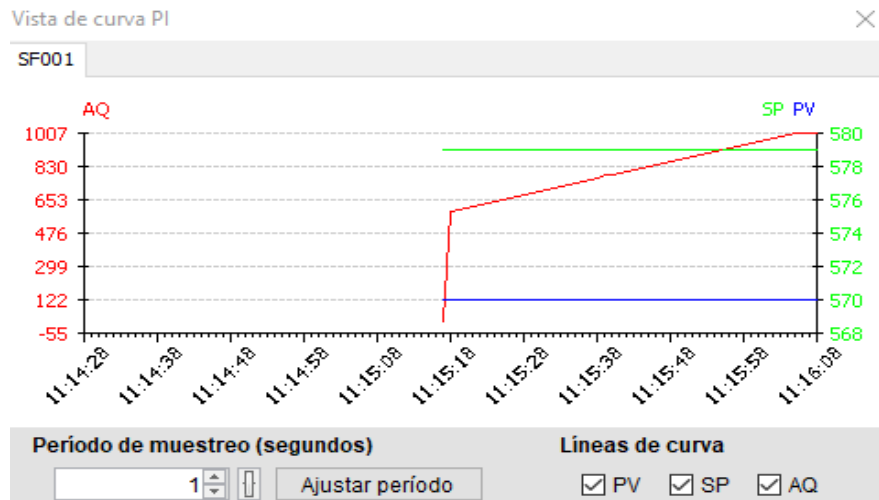
En la pantalla de PLC se observa gráficamente la medición del sensor de caudal (proceso) y el set point (fijado por el potenciómetro). Además se observa la señal analógica de salida en porcentaje que actúa corrigiendo el error, con la acción integrativa y proporcional.

**FIGURA N° 4.77**  
**VISTA DE LA PANTALLA DEL PLC**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 4.78**  
**GRAFICA DE LAS SEÑALES DE ENTRADA Y SALIDA DEL PLC EN FUNCIÓN**  
**DEL TIEMPO**



Fuente: Elaboración propia

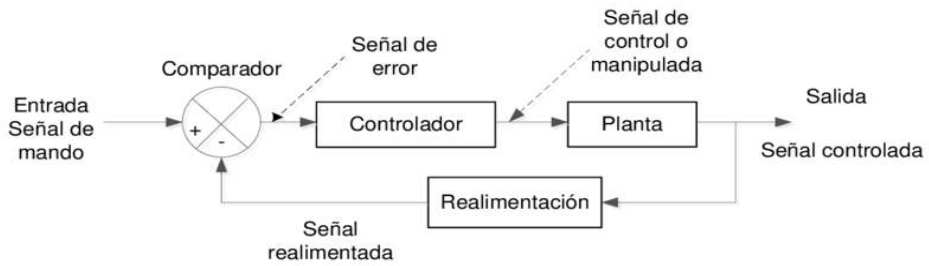
Gráficamente se observa que ante una diferencia constante entre el set point (color amarillo) y el sensor (color azul), la señal (color azul) que actúa corrigiendo es una función rampa, permitiendo así lograr con nuestro objetivo que es controlar nuestro proceso y estudiar el comportamiento del sistema.

#### 4.6.8 Ventaja de PLC logo

El PLC Logo está destinado para pequeñas automatizaciones y domótica, aun siendo un equipo de poca potencia en comparación con PLCs de mayor capacidad de entradas, esto no implica que se puedan hacer automatizaciones en muchas instalaciones lógicamente sencillas, por ello tiene muchas ventajas que a continuación se presentan:

1. Programación flexible y versátil.
2. Precio asequible para su compra.
3. Bajos costos de instalación y fácil mantenimiento, ocupan poco espacio en una instalación.
4. Fácil conexión y ampliación de entradas/salidas digitales y analógicas.

**FIGURA N° 4.79**  
**DIAGRAMA DE BLOQUES DE UN SISTEMA DE LAZO CERRADO**



Fuente: [https://www.researchgate.net/figure/Diagrama-a-bloques-de-un-sistema-de-control-en-lazo-cerrado\\_fig1\\_267454753](https://www.researchgate.net/figure/Diagrama-a-bloques-de-un-sistema-de-control-en-lazo-cerrado_fig1_267454753)

**4.6.9 Curvas características**

El estudio del comportamiento de las turbinas Pelton pueden ser observados mediante gráficos que representen como varía la potencia, el torque y la eficiencia a diferente régimen de trabajo, estas graficas en una turbina Pelton son conocidas como curvas características.

- **Potencia Teórica**

De acuerdo a Jara (1988). La fuerza del chorro hidráulico teóricamente está determinada por la siguiente ecuación:

$$F_{ch} = \rho * Q * (W_1 + W_2 * \text{Cos } \beta_1) \dots\dots\dots(4.25)$$

Dónde:

- $F_{ch}$  : Fuerza hidráulica del chorro.
- $\rho$  : Densidad del fluido.
- $Q$  : Caudal.
- $W_1$  : Velocidad relativa al ingreso del rodete.
- $W_2$  : Velocidad relativa a la salida del rodete.
- $B_1$  : Angulo del alabe a la salida del rodete.

Por otro lado existe una relación entre las velocidades relativas  $W_1, W_2$  y el coeficiente de cuchara ( $K_m$ ), el cual depende del tipo de material, el acabado superficial así como el espesor de la capa del agua, Jara (1988) establece



su valor entre 0,88 y 0,92. Esta relación está plasmada mediante la siguiente ecuación:

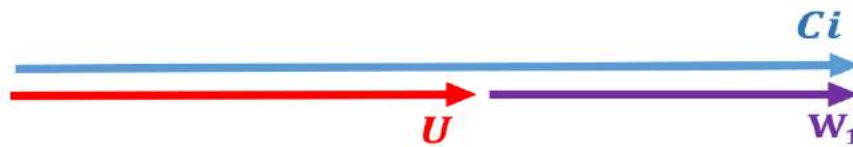
$$W_2 = K_m * W_1 \dots \dots \dots (4.26)$$

Por lo tanto

$$F_{ch} = \rho * Q * W_1 * (1 + K_m * \cos \beta_1) \dots \dots \dots (4.27)$$

Así mismo en una turbina Pelton podemos aproximar que  $W_1 = (U - C_i)$  como se observa en el siguiente gráfico.

**FIGURA N° 4.80**  
**TRIANGULO DE VELOCIDADES**



Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto

$$F_{ch} = \rho * Q * (C_i - U) * (1 + K_m * \cos \beta_1) \dots \dots \dots (4.28)$$

Por otro lado se sabe que la potencia se encuentra en función de la fuerza y la velocidad tangencial, por lo que.

$$P_{eje} = F_{ch} * U \dots \dots \dots (4.29)$$

De igual manera la potencia está expresada mediante la siguiente ecuación:

$$P_{eje} = \rho * Q * (C_i - U) * (1 + K_m * \cos \beta_1) * U \dots \dots \dots (4.30)$$

Pero:

$$U = \frac{\pi * D * N}{60} \dots \dots \dots (4.31)$$

Por lo que finalmente la potencia al eje queda expresada como:

$$P_{eje} = \rho * Q * \left( C_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * (1 + K_m * \cos \beta_1) * \frac{\pi * D * N}{60} \dots \dots \dots (4.32)$$

Dónde:

- $P_{eje}$  : Potencia al eje.
- $\rho$  : Densidad del fluido.
- $Q$  : Caudal.
- $C_i$  : Velocidad del chorro.
- $N$  : Régimen a la que se encuentra el rodete en (RPM).
- $D$  : Diámetro primitivo del rodete.
- $K_m$  : coeficiente de cuchara
- $B_1$  : Angulo del alabe a la salida del rodete.

• **Torque Teórico**

El torque se encuentra en función de la potencia y la velocidad angular, por lo que:

$$T = \frac{P_{eje}}{\frac{\pi * N}{30}} \dots \dots \dots (4.33)$$

Entonces:

$$T = \frac{\rho * Q * \left( C_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * \left( 1 + K_m * \cos \beta_1 \right) * \frac{\pi * D * N}{60}}{\frac{\pi * N}{30}} \dots \dots \dots (4.34)$$

Por lo que finalmente el torque queda expresado como:

$$T = \rho * Q * \left( C_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * \left( 1 + K_m * \cos \beta_1 \right) * \frac{D}{2} \dots \dots \dots (4.35)$$

Dónde:

- $T$  : Torque.
- $\rho$  : Densidad del fluido.
- $Q$  : Caudal.
- $C_i$  : Velocidad del chorro.
- $N$  : Régimen a la que se encuentra el rodete en (RPM).
- $D$  : Diámetro primitivo del rodete.
- $K_m$  : coeficiente de cuchara
- $B_1$  : Angulo del alabe a la salida del rodete.

- **Eficiencia Teórica**

La eficiencia de una turbina se puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{P_{eje}}{\gamma * Q * H} \dots\dots\dots(4.36)$$

Entonces:

$$\eta = \frac{\rho * Q * \left( c_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * (1 + K_m * \cos \beta_1) * \frac{\pi * D * N}{60}}{\gamma * Q * H} \dots\dots\dots(4.37)$$

Por lo que finalmente la eficiencia queda expresada como:

$$\eta = \frac{\left( c_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * (1 + K_m * \cos \beta_1) * \frac{\pi * D * N}{60}}{g * H} \dots\dots\dots(4.38)$$

- **Potencia, torque y eficiencia real**

En una eventual fabricación del módulo experimental se podrá recopilar datos prueba por medio de los instrumentos de medición, tales datos de prueba serán:

- Caudal (Q), por medio del caudalímetro Vortex Siemens.
- El régimen (N), por medio del tacómetro por láser PCD-DT 65.
- El torque de la turbina (T), por medio del dinamómetro
- Presión de entrada de la turbina (P) por medio del sensor de presión PNOMEK serie P16

Por tanto el torque real se podrá registrar directamente por cada régimen, la potencia de la turbina se podrá determinar por medio de:

$$P_{eje} = T * \frac{\pi * N}{30} \dots\dots\dots(4.39)$$

De igual manera la eficiencia real se podrá registrar mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{P_{eje}}{\gamma * Q * H} \dots\dots\dots(4.40)$$

Por lo que finalmente la eficiencia real queda expresada como:

$$\eta = \frac{T * \pi * N}{30 * \gamma * Q * H} \dots \dots \dots (4.41)$$

## V. RESULTADOS

Contrastación de hipótesis con estadística descriptiva, inferencial u otra utilizada.

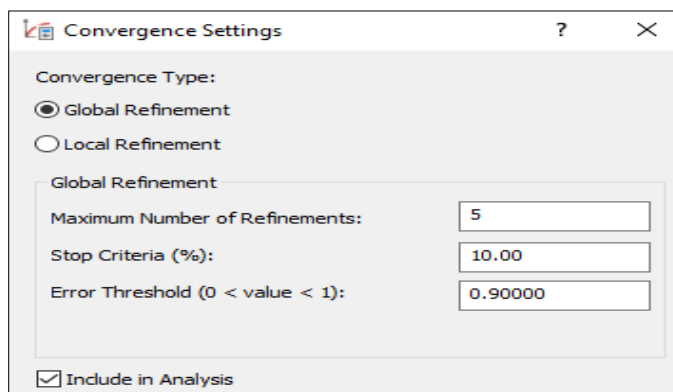
### 5.1 Resultados descriptivos

De acuerdo a lo expuesto en el ítem 4.6, en donde se realizaron una serie de cálculos y simulaciones por medio de un análisis de elementos finitos (FEA) podemos establecer:

#### 5.1.1 En la cuchara y el rodete

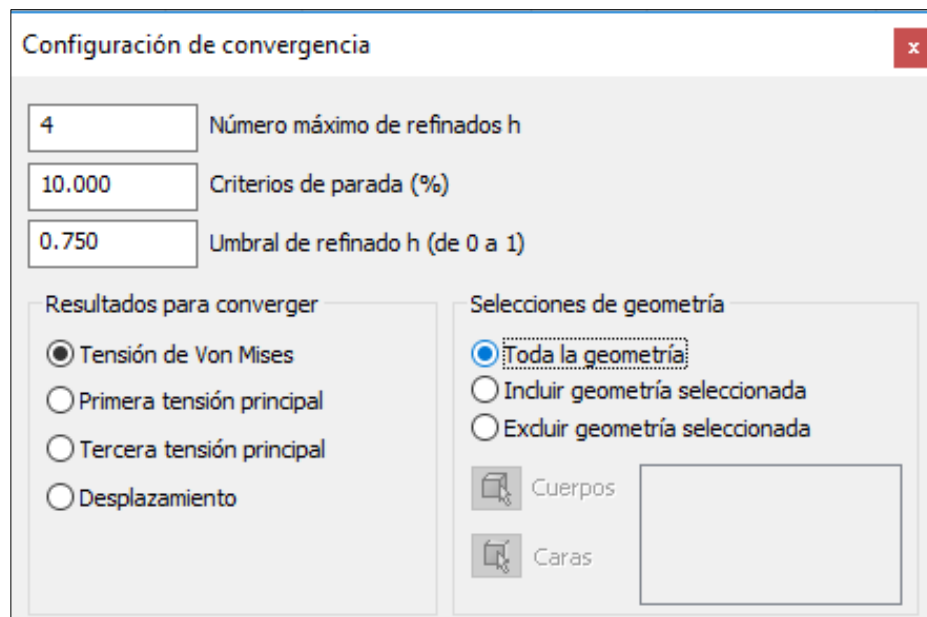
Una importante propiedad del método es la convergencia; si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones. Esto aplica para la simulación A Y B. En cuanto a la simulación C, el solucionador del INVENTOR para el módulo modal resuelve el problema de valores propios y sus correspondientes vectores propios, con lo cual se determinan las frecuencias naturales y los correspondientes modos de vibración.

**FIGURA N° 5.1**  
**CONFIGURACIÓN DE CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN A**



Fuente: Elaboración propia

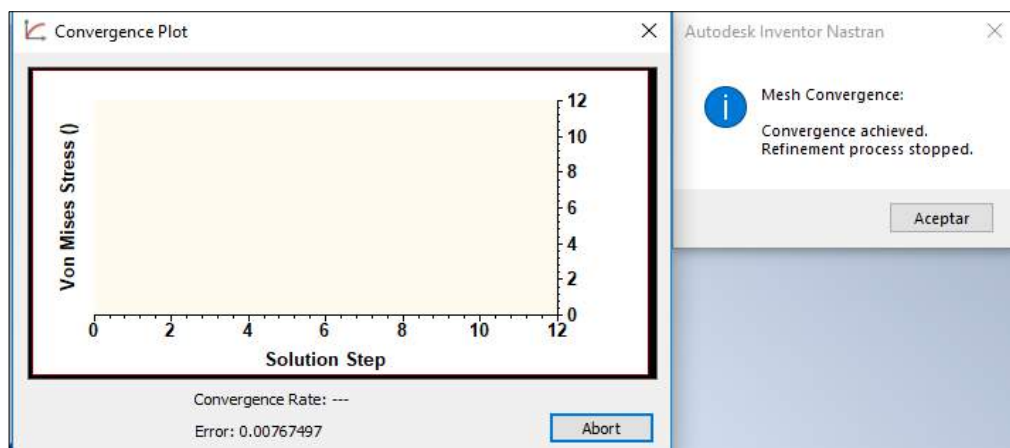
**FIGURA N° 5.2**  
**CONFIGURACIÓN DE CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN B**



Fuente: Elaboración propia

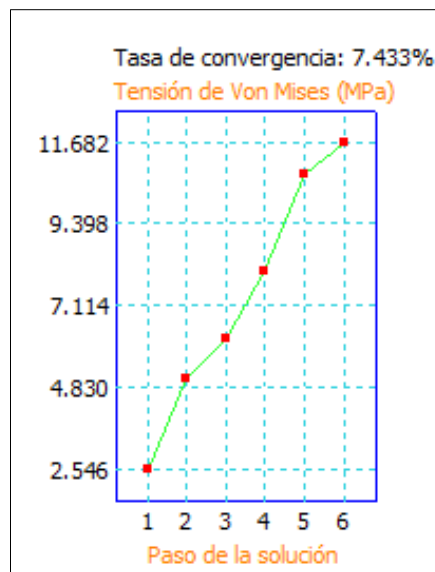
De acuerdo a los resultados indican que hay convergencia como se observa en las figuras N° 5.1 y 5.2

**FIGURA N° 5.3**  
**CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN A: (Módulo NASTRAN IN CAD del INVENTOR)**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 5.4**  
**CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN B**

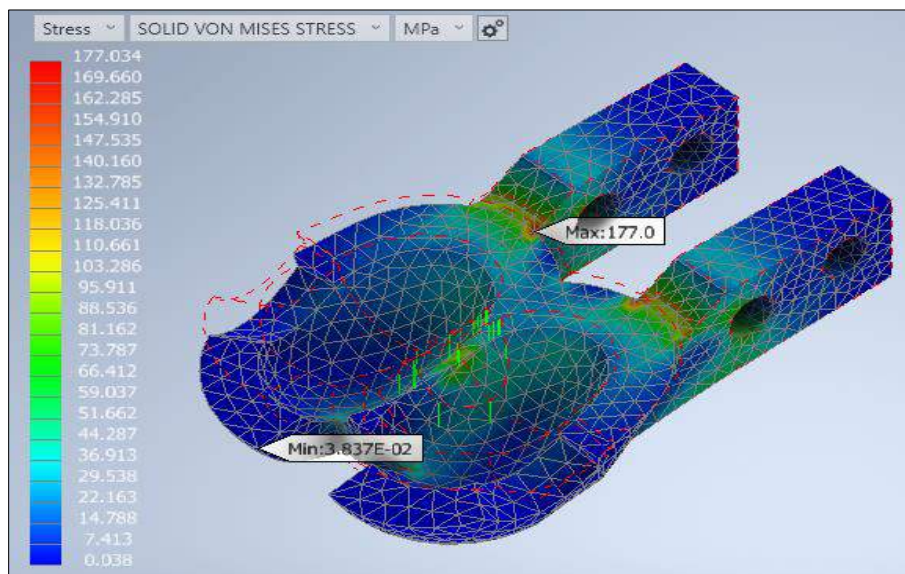


Fuente: Elaboración propia

- **Análisis en la simulación A**

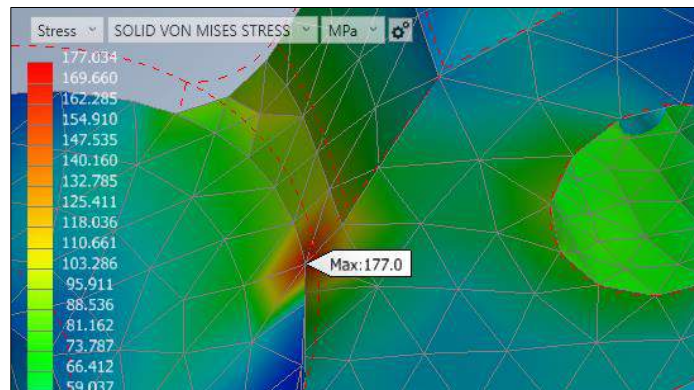
Continuación se analizó la tensión de Von Mises en la simulación A

**FIGURA N° 5.5**  
**TENSIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN EL ALABE**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 5.6**  
**TENSIONES MÁXIMAS EN EL ALABE**



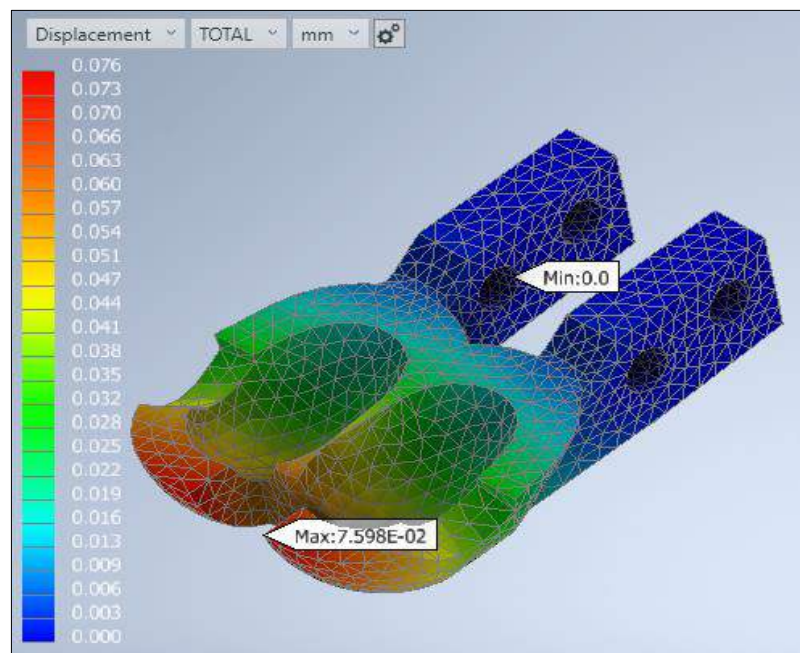
Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.5 encontramos que:

- La tensión de Von Misses máxima es 177 MPa, lo que es aceptable.
- La tensión de Von Misses mínima es 0,038 MPa, lo que es aceptable.

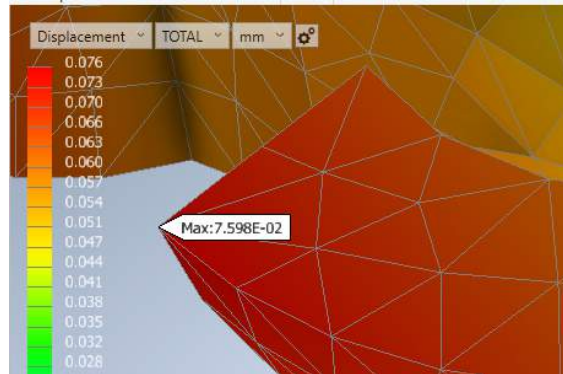
De igual manera se analizaron los desplazamientos máximos y mínimos.

**FIGURA N° 5.7**  
**DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL ALABE**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 5.8**  
**DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS EN EL ALABE**



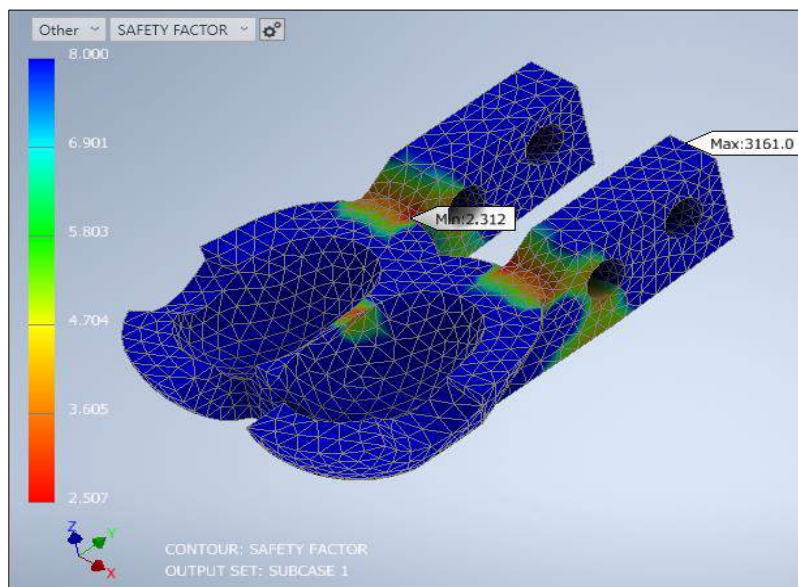
Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.7 encontramos que:

- El desplazamiento máximo es 0,076 mm lo que es aceptable.
- El desplazamiento mínimo es 0,0 mm lo que es aceptable.

Seguidamente se analizaron los factores de seguridad máximos y mínimos.

**FIGURA N° 5.9**  
**FACTOR DE SEGURIDAD MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL ALABE**



Fuente: Elaboración propia



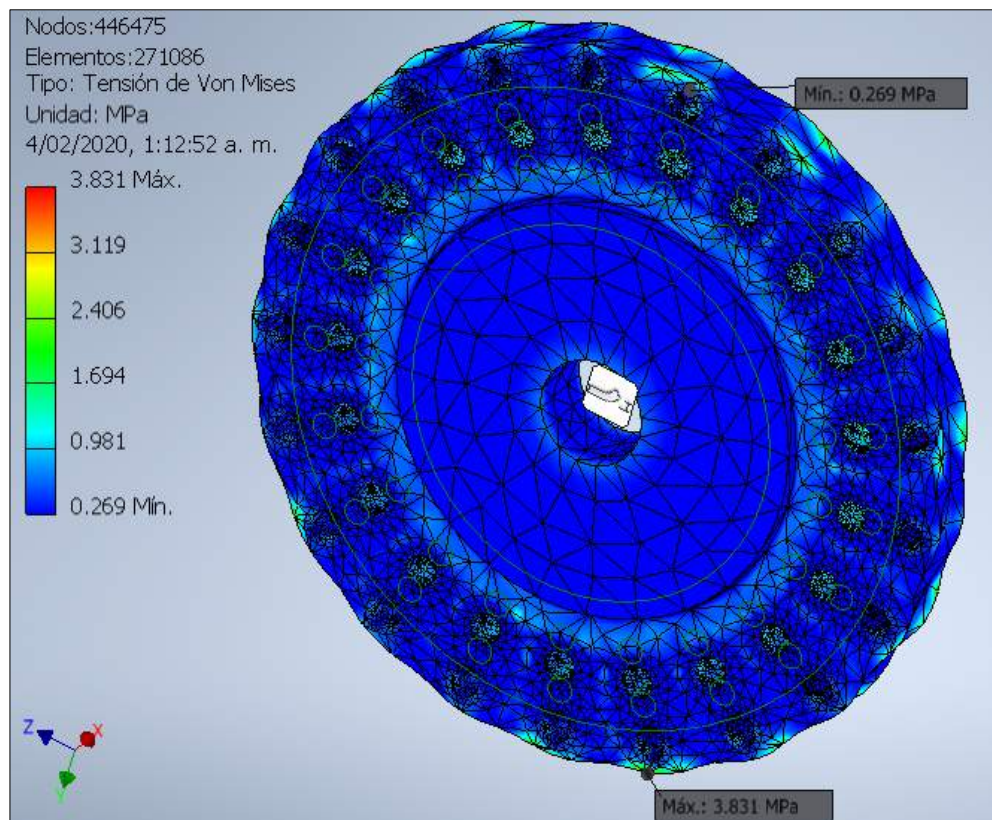
De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.9 encontramos que:

- El factor de seguridad máximo es 8 mm lo que es aceptable.
- El factor de seguridad mínimo es 2.312 mm lo que es aceptable.

- **Análisis en la simulación B**

se analizó la tensión de Von Misses en la simulación B

**FIGURA N° 5.10**  
**TENSIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN EL RODETE**



**Fuente: Elaboración propia**

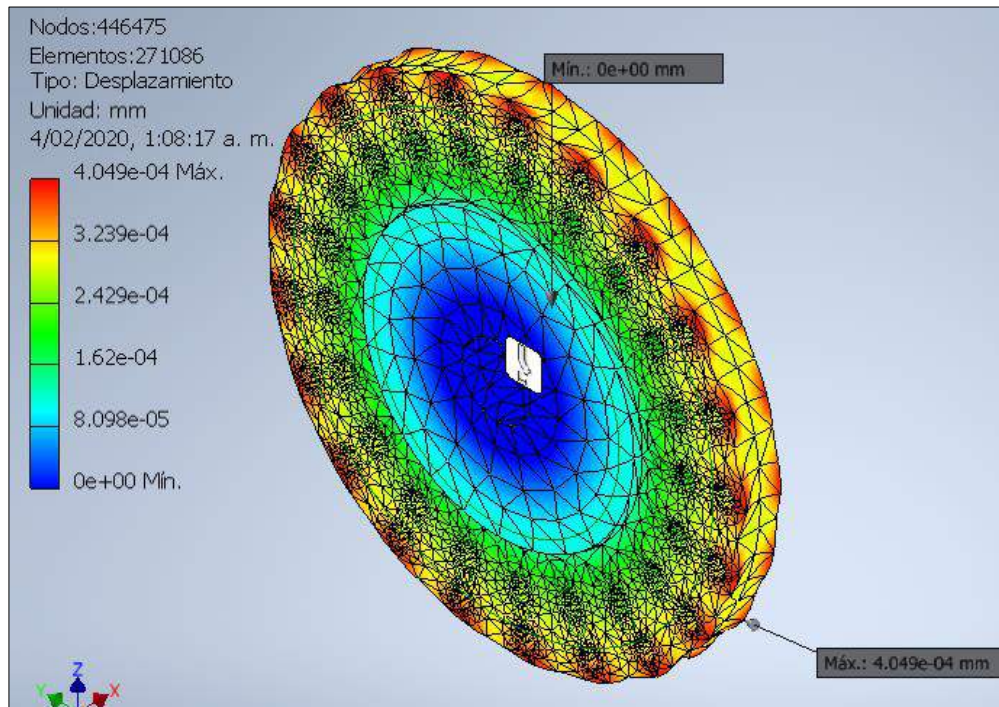
De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.10 encontramos que:

- La tensión de Von Misses máxima es 3.831 MPa, lo que es aceptable.
- La tensión de Von Misses mínima es 0,269 MPa, lo que es aceptable.

De igual manera se analizaron los desplazamientos máximos y mínimos.

**FIGURA N° 5.11**

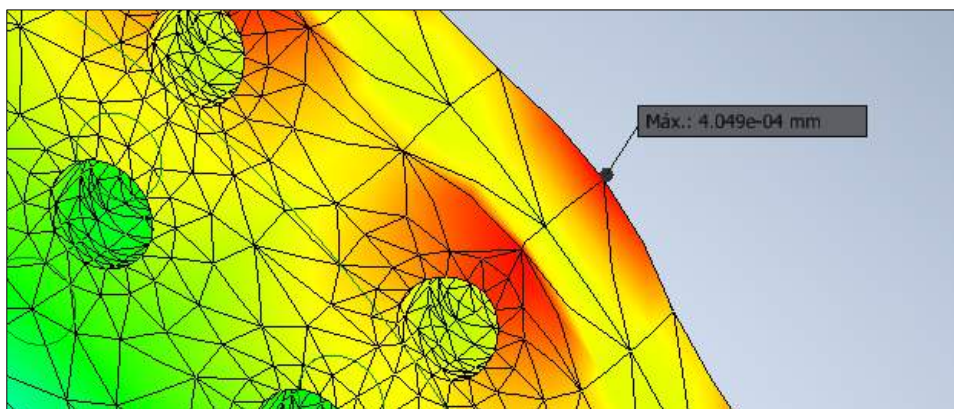
**DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL RODETE**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 5.12**

**DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS EN EL ALABE**



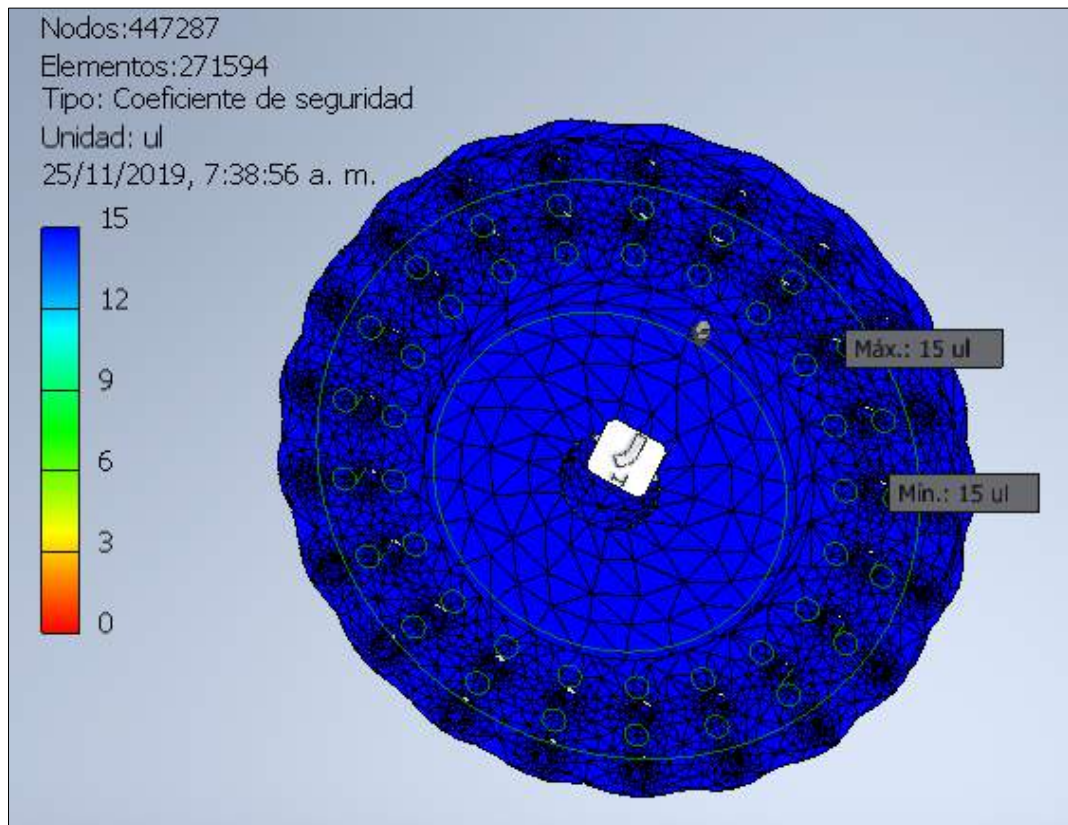
Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.11 encontramos que:

- El desplazamiento máximo es 0,0004 mm lo que es aceptable.

- El desplazamiento mínimo es 0,0 mm lo que es aceptable. Seguidamente se analizaron los factores de seguridad máximos y mínimos.

**FIGURA N° 5.13**  
**FACTOR DE SEGURIDAD MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL RODETE**



**Fuente: Elaboración propia**

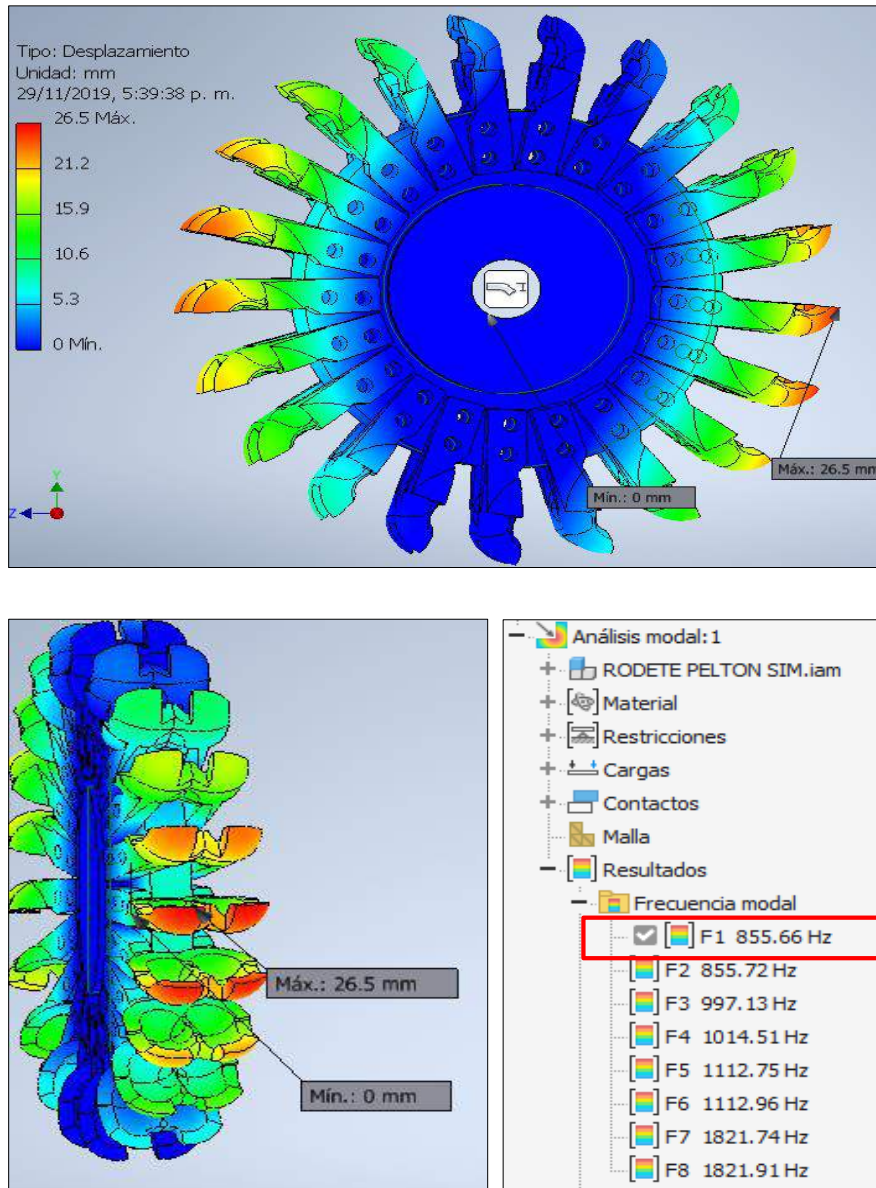
De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.13 encontramos que:

- El factor de seguridad máximo es 15 mm lo que es aceptable.
- El factor de seguridad mínimo es 15 mm lo que es aceptable.

- **Análisis en la simulación C**

se analizó la vibración en el rodete como se observa en las siguientes figuras.

**FIGURA N° 5.14**  
**ANÁLISIS DE VIBRACIÓN EN LA SIMULACIÓN C**



Fuente: Elaboración propia

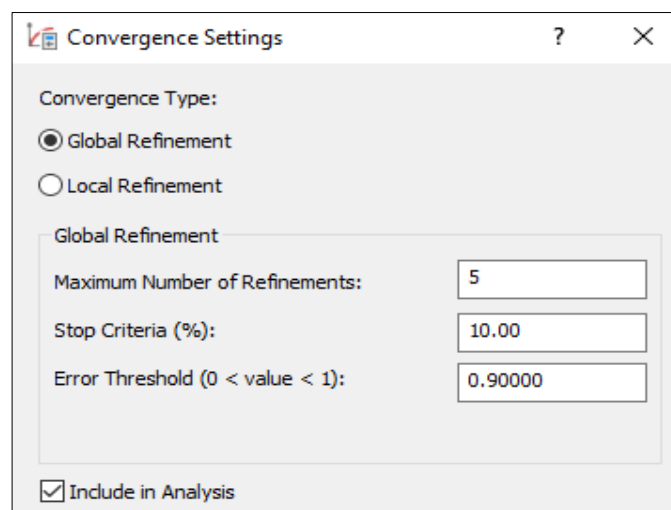
De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.14 encontramos que:

- En el primer modo la frecuencia natural (Hz) es igual a 885,66 y su velocidad critica es 51 339,6 RPM.
- En el segundo modo la frecuencia natural (Hz) es igual a 885,72 y su velocidad critica es 51 343,2 RPM.

### 5.1.2 En el Inyector

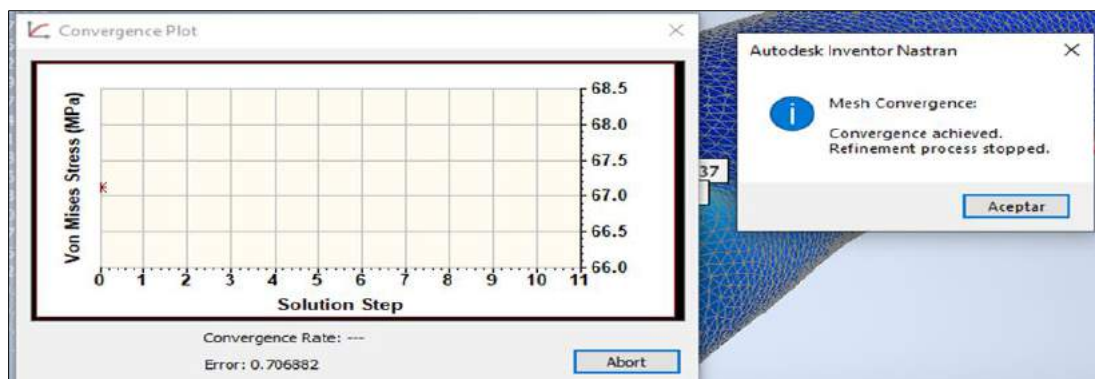
Igual que en el caso anterior veremos la convergencia

**FIGURA N° 5.15**  
**CONFIGURACIÓN DE CONVERGENCIA EN EL MODELO**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 5.16**  
**CONVERGENCIA EN EL MODELO**



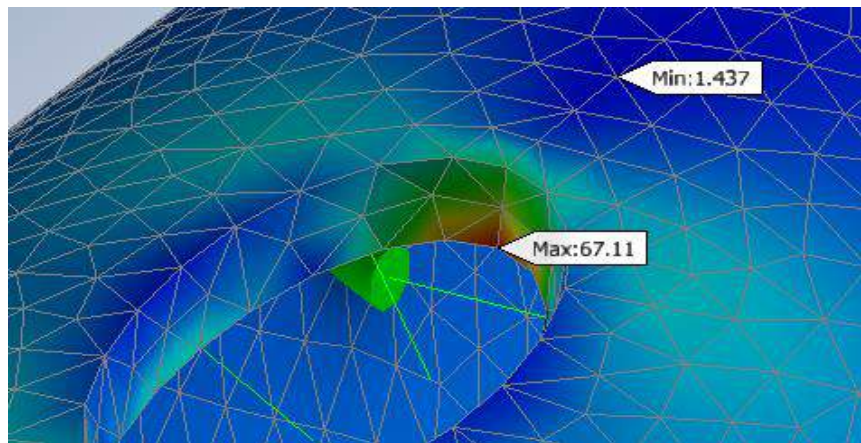
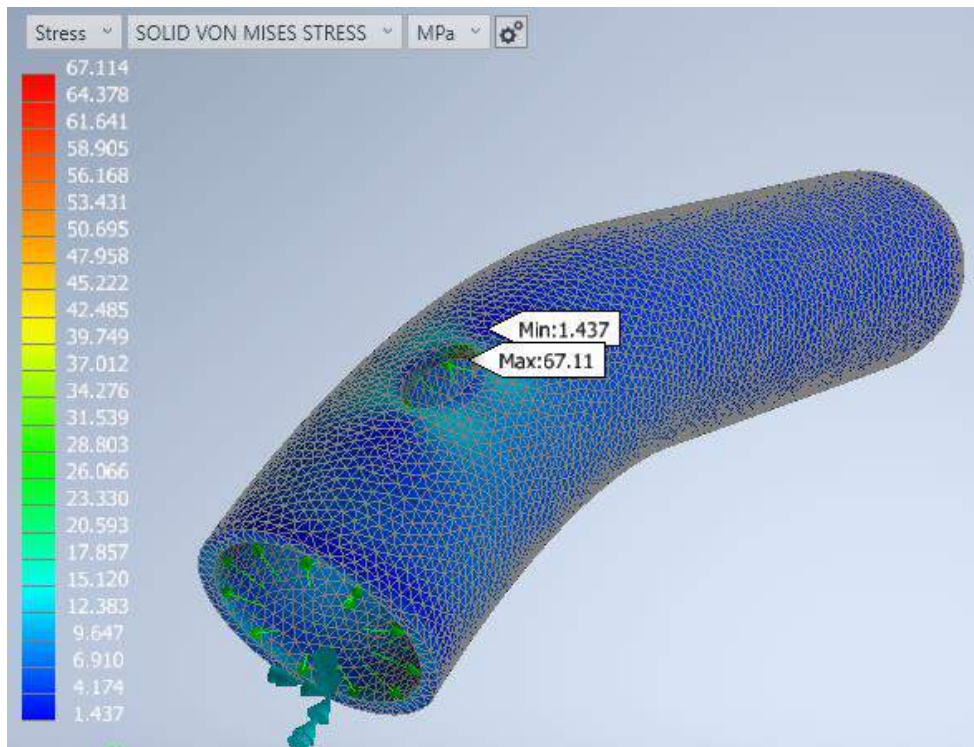
Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados indican que hay convergencia como se observa en las figuras N° 5.15 y 5.16

- **Análisis en la simulación**

A continuación, se analizó la tensión de Von Mises en la simulación

**FIGURA N° 5.17**  
**TENSIONES DE VON MISES MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN EL INYECTOR**



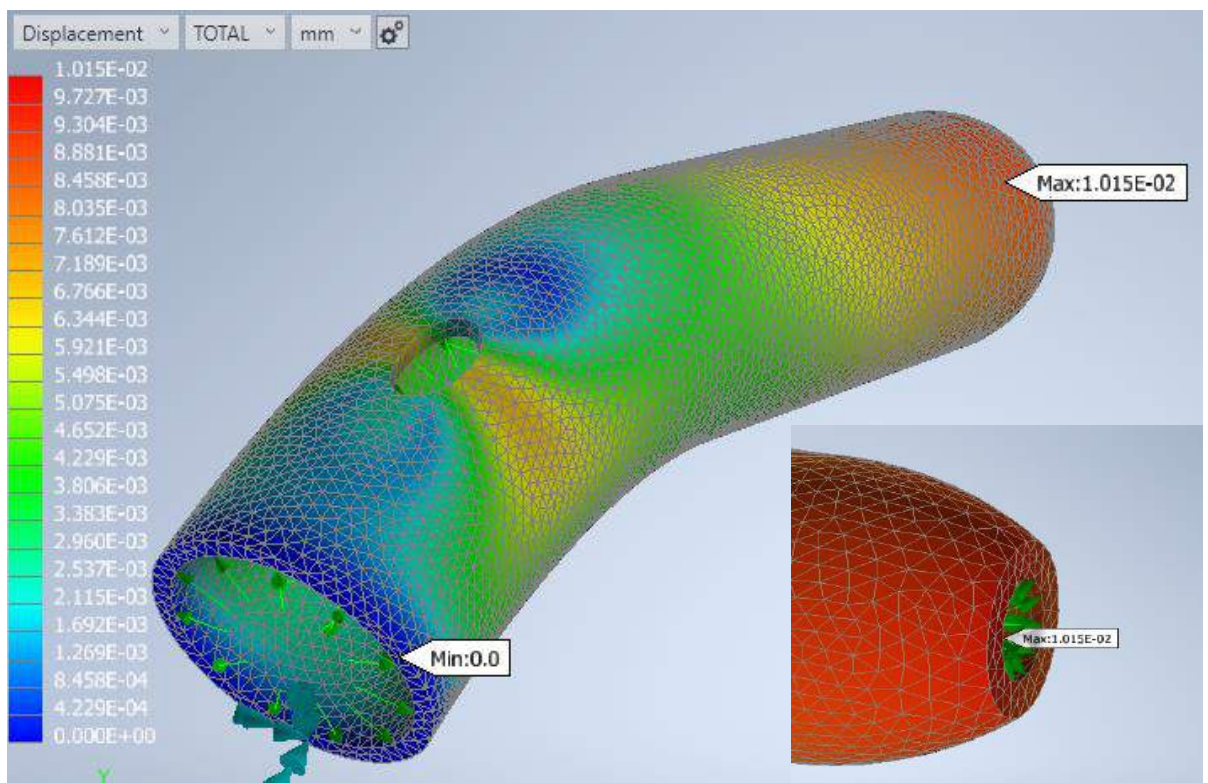
Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.17 encontramos que:

- La tensión de Von Misses máxima es 67 MPa, lo que es aceptable.
- La tensión de Von Misses mínima es 1,4 MPa, lo que es aceptable.

De igual manera se analizaron los desplazamientos máximos y mínimos.

**FIGURA N° 5.18**  
**DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL INYECTOR**



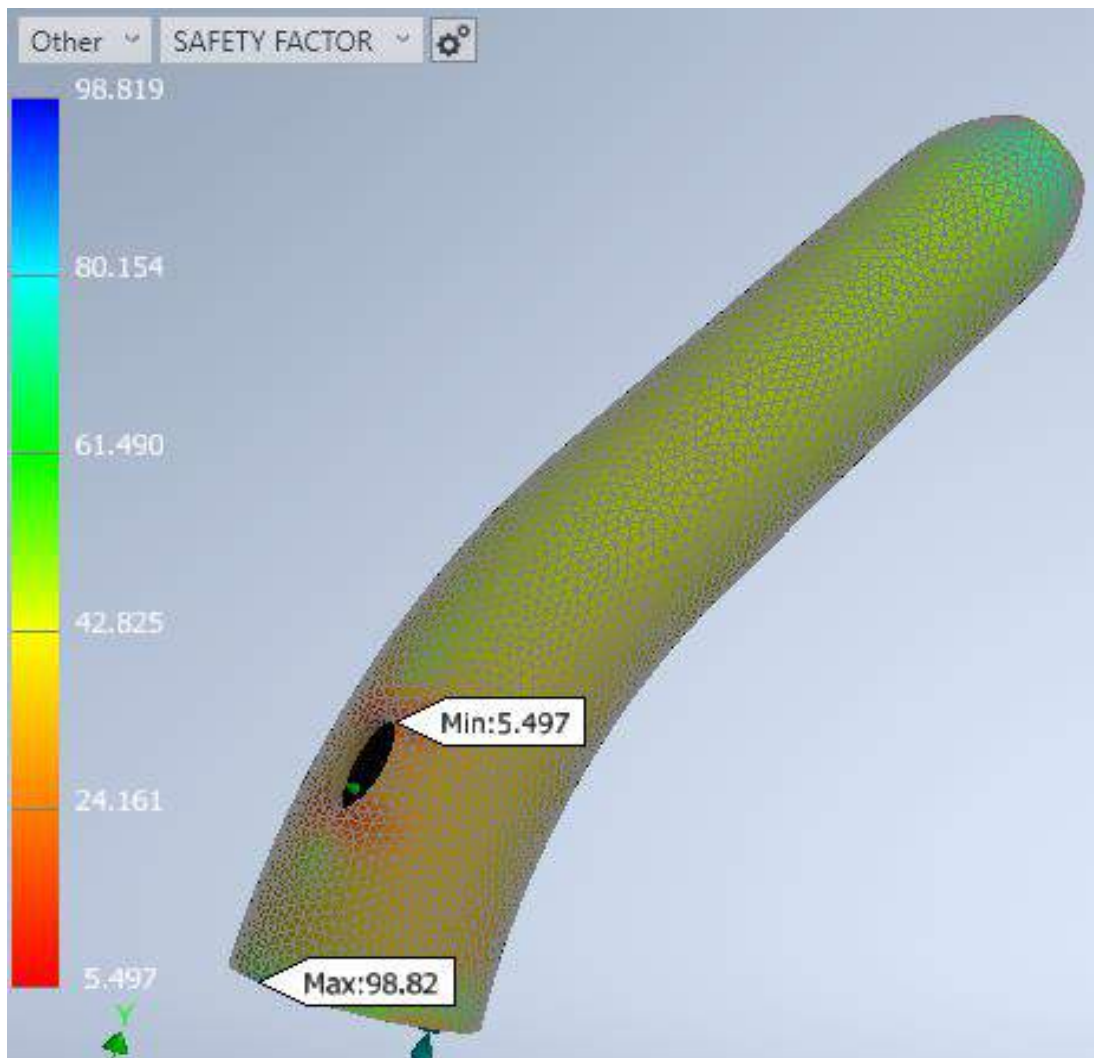
**Fuente: Elaboración propia**

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.18 encontramos que:

- El desplazamiento máximo es 0,01 mm lo que es aceptable.
- El desplazamiento mínimo es 0,0 mm lo que es aceptable.

Seguidamente se analizaron los factores de seguridad máximos y mínimos.

**FIGURA N° 5.19**  
**FACTOR DE SEGURIDAD MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL INYECTOR**



**Fuente: Elaboración propia**

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.19 encontramos que:

- El factor de seguridad máximo es 98,82 mm lo que es aceptable.

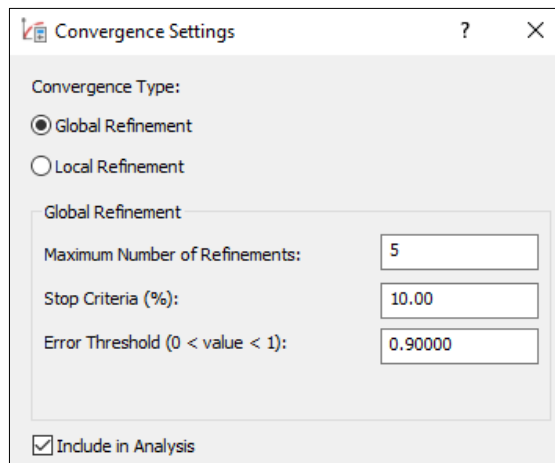


- El factor de seguridad mínimo es 5,5 mm lo que es aceptable.

### 5.1.3 En el Árbol de transmisión

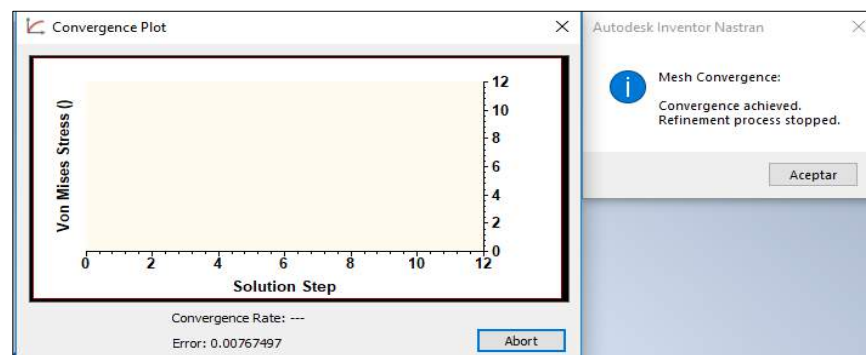
Analizando la convergencia para la simulación A, en cuanto a la simulación B solucionador del INVENTOR para el módulo modal resuelve el problema de valores propios y sus correspondientes vectores propios, con lo cual se determinan las frecuencias naturales y los correspondientes modos de vibración.

**FIGURA N° 5.20**  
**CONFIGURACIÓN DE CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN A**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 5.21**  
**CONVERGENCIA EN EL MODELO DE LA SIMULACIÓN A**



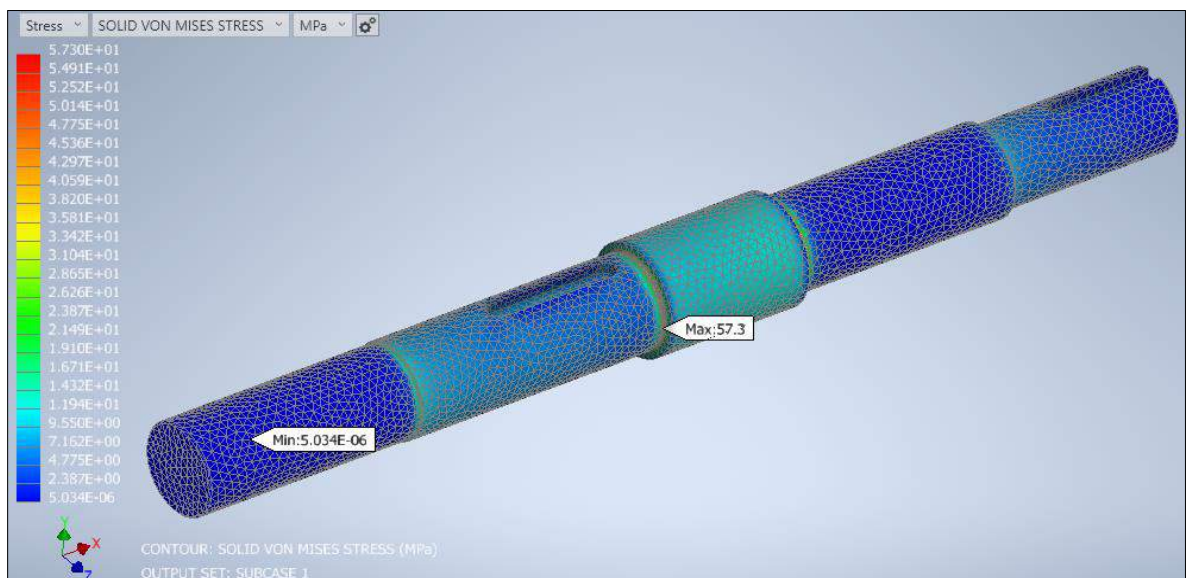
Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados indican que hay convergencia como se observa en las figuras N° 5.20 y 5.21

- **Análisis en la simulación en A**

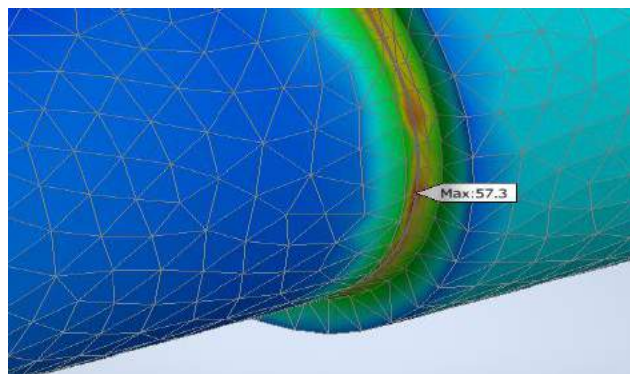
A continuación, se analizó la tensión de Von Mises en la simulación

**FIGURA N° 5.22**  
**TENSIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 5.23**  
**TENSIONES MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN**



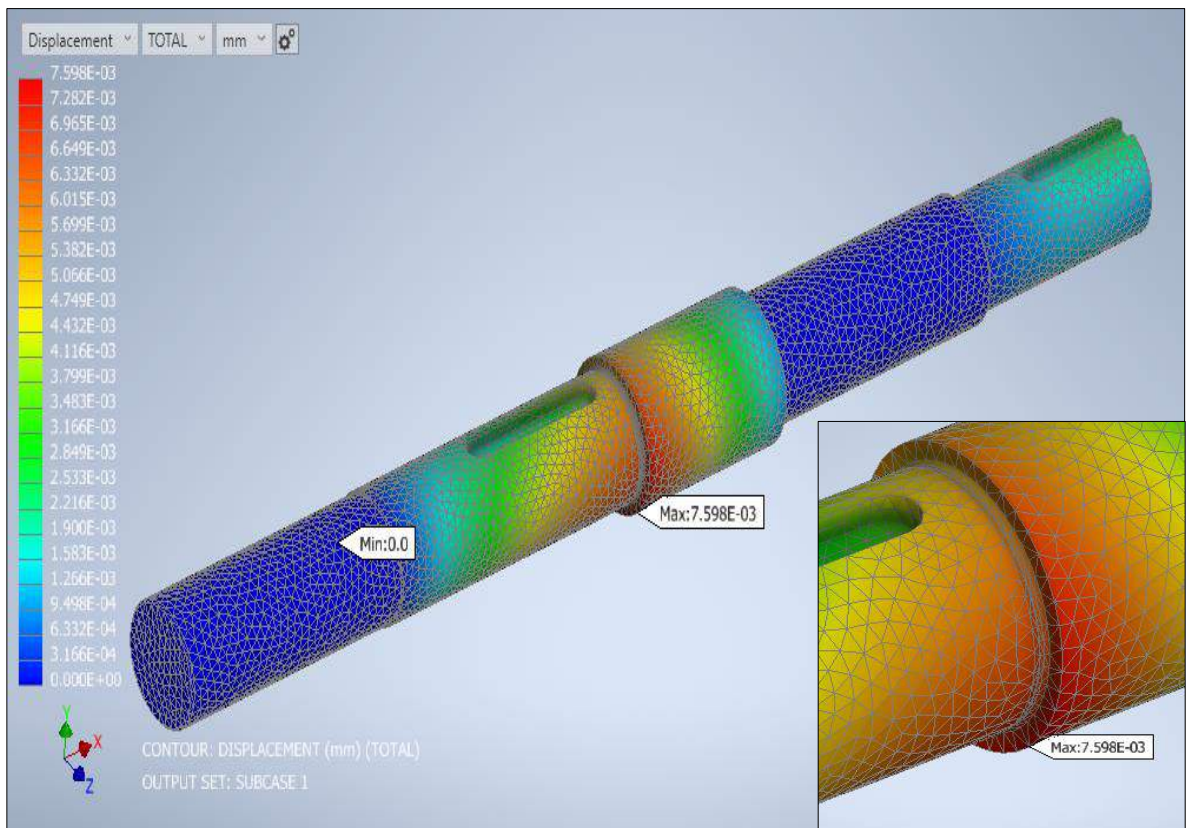
Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.22 encontramos que:

- La tensión de Von Misses máxima es 57,3 MPa, lo que es aceptable.
- La tensión de Von Misses mínima es 0,0 MPa, lo que es aceptable.

De igual manera se analizaron los desplazamientos máximos y mínimos

**FIGURA N° 5.24**  
**DESPLAZAMIENTOS MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN**



**Fuente: Elaboración propia**

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.24 encontramos que:

- El desplazamiento máximo es 0,076 mm lo que es aceptable.
- El desplazamiento mínimo es 0,0 mm lo que es aceptable.

Seguidamente se analizaron los factores de seguridad máximos y mínimos.

**FIGURA N° 5.25**

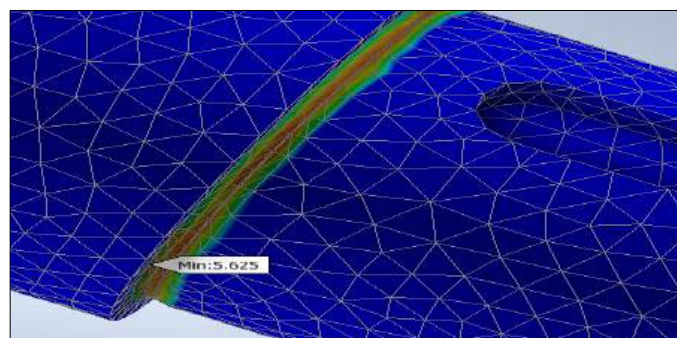
**FACTOR DE SEGURIDAD MÁXIMOS Y MÍNIMOS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN**



Fuente: Elaboración propia

**FIGURA N° 5.26**

**FACTOR DE SEGURIDAD MÍNIMOS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN**

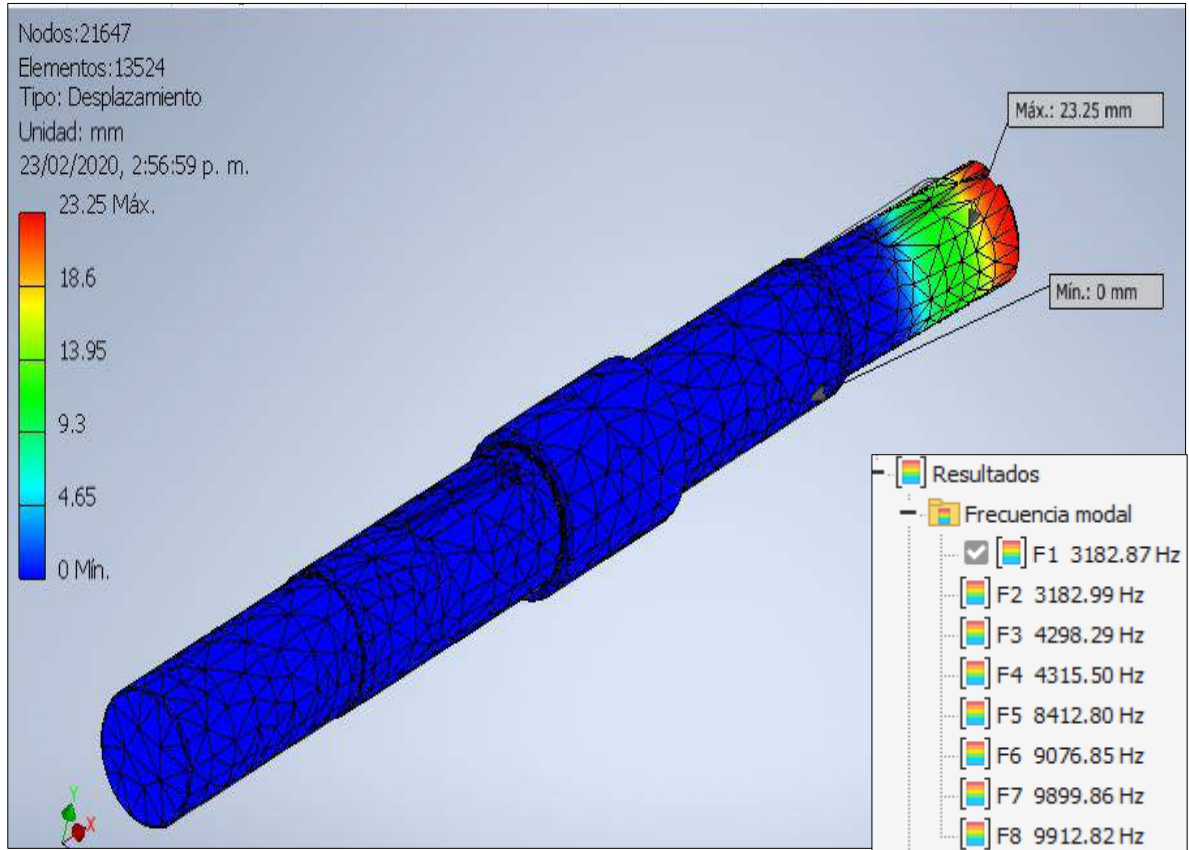


Fuente: Elaboración propia

- **Análisis en la simulación B**

Se analizó la vibración en el árbol de transmisión como se observa en las siguientes figuras.

**FIGURA N° 5.27**  
**ANÁLISIS DE VIBRACIÓN EN LA SIMULACIÓN C**



**Fuente: Elaboración propia**

De acuerdo a lo encontrado en la Figura N° 5.27 encontramos que:

- En el primer modo la frecuencia natural (Hz) es igual a 3 182,87 y su velocidad crítica es 190 976,2 RPM.
- En el segundo modo la frecuencia natural (Hz) es igual a 885,72 y su velocidad crítica es 190 979,4 RPM.

### 5.1.4 Curvas características

De acuerdo a lo expuesto en el ítem 4.6.8, en donde se establecieron las ecuaciones de la potencia, torque y eficiencia en función del régimen de velocidad, esto derivado de la fuerza en el chorro hidráulico que hace girar al rodete a una velocidad tangencial (U), teniendo en cuenta que esta fuerza será máxima cuando “U” es igual a cero, lo cual ocurre en un principio cuando el rodete se encuentra quieto, por otro lado la fuerza será mínima cuando el rodete llegue a su punto de enalamiento, la cual se encuentra cuando la velocidad tangencial (U) tiende a alcanzar a la velocidad del chorro, de acuerdo a lo mencionado podemos realizar las curvas características para visualizar el comportamiento de las turbinas Pelton.

Por lo tanto el régimen mínimo será cuando **N = 0 RPM**.

Así mismo el régimen máximo será cuando la velocidad tangencial (U) tienda a la velocidad del chorro (C<sub>i</sub>), por lo que:

$$U = C_i = \frac{\pi * D * N_{maximo}}{60} \dots\dots\dots(5.1)$$

Entonces

$$N_{maximo} = \frac{C_i * 60}{\pi * D} \dots\dots\dots(5.2)$$

$$N_{maximo} = \frac{30,38 * 60}{\pi * 0,306} = 1896 \text{ Rpm}$$

Tomando las ecuaciones de el ítem 4.6.8

➤ **Potencia al eje**

$$P_{eje} = \rho * Q * \left( C_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * (1 + K_m * \cos \beta_1) * \frac{\pi * D * N}{60} \dots\dots(5.3)$$

➤ **Torque**

$$T = \rho * Q * \left( C_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * (1 + K_m * \cos \beta_1) * \frac{D}{2} \dots \dots \dots (5.4)$$

➤ **Eficiencia**

$$\eta = \frac{\left( C_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * (1 + K_m * \cos \beta_1) * \frac{\pi * D * N}{60}}{g * H} \dots \dots \dots (5.5)$$

De acuerdo a los cálculos obtenidos anteriormente tenemos los siguientes resultados:

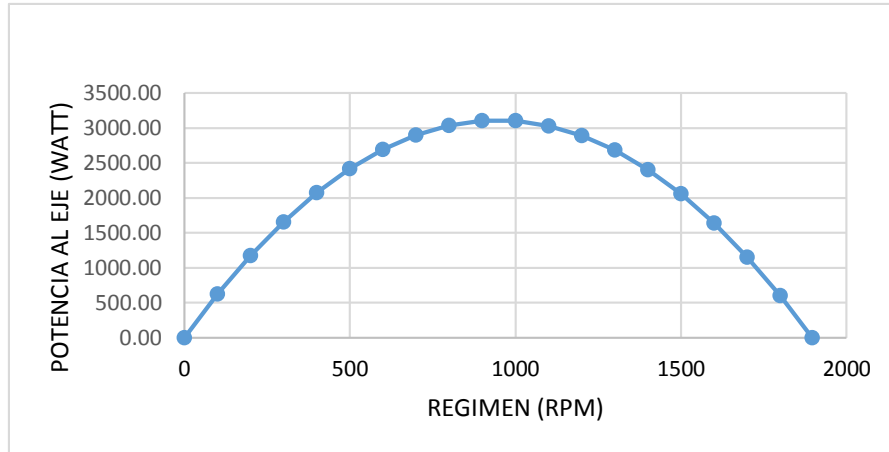
**TABLA N° 5.1**  
**POTENCIA, TORQUE Y EFICIENCIA A RÉGIMEN VARIABLE**

Item	Q (m <sup>3</sup> /s)	H (m)	C <sub>i</sub> (m/s)	D (m)	K <sub>m</sub>	B <sub>1</sub>	N (RPM)	P <sub>eje</sub> (Watt)	T (Nm)	η
1	0,00715	50	30,38	0,306	0,9	10°	0	0.00	62.69	0.00%
2							100	621.87	59.38	17.73%
3							200	1174.50	56.08	33.49%
4							300	1657.88	52.77	47.27%
5							400	2072.01	49.47	59.08%
6							500	2416.90	46.16	68.91%
7							600	2692.54	42.85	76.77%
8							700	2898.94	39.55	82.66%
9							800	3036.09	36.24	86.57%
10							900	3103.99	32.93	88.51%
11							1000	3102.65	29.63	88.47%
12							1100	3032.07	26.32	86.46%
13							1200	2892.24	23.02	82.47%
14							1300	2683.16	19.71	76.51%
15							1400	2404.83	16.40	68.57%
16							1500	2057.27	13.10	58.66%
17							1600	1640.45	9.79	46.78%
18							1700	1154.39	6.48	32.92%
19							1800	599.08	3.18	17.08%
20							1896	0.00	0.00	0.00%

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a la tabla N° 5.1 podemos graficar las curvas características que nos permitirá ver cómo se comporta la potencia, el torque y la eficiencia en una turbina pelton ante un cambio de régimen.

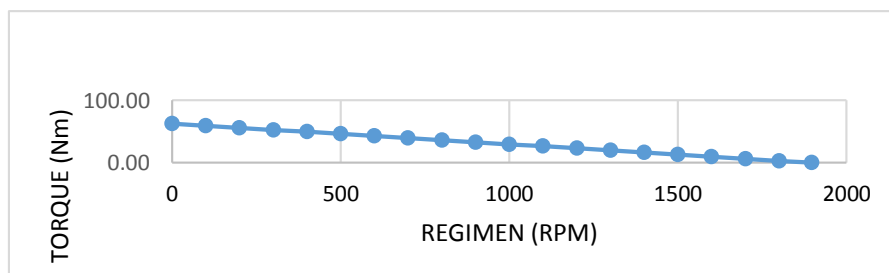
**FIGURA N° 5.28**  
**CURVA CARACTERÍSTICA DE LA POTENCIA Vs EL RÉGIMEN**



Fuente: Elaboración propia

De la figura N°5.28 Podemos observar que para un caudal constante la potencia de la turbina es mínima cuando la velocidad del rodete se acerca a la velocidad de embalamiento o cuando esta es cero, así mismo podemos observar que es máxima cuando la velocidad del rodete se acerca a la mitad de la velocidad de embalamiento y por ende a la mitad de la velocidad del chorro, de acuerdo a Jara (1998) indica que la velocidad optima está comprendida entre 0,41 y 0,5 de la velocidad del chorro.

**FIGURA N° 5.29**  
**CURVA CARACTERÍSTICA TORQUE Vs EL RÉGIMEN**

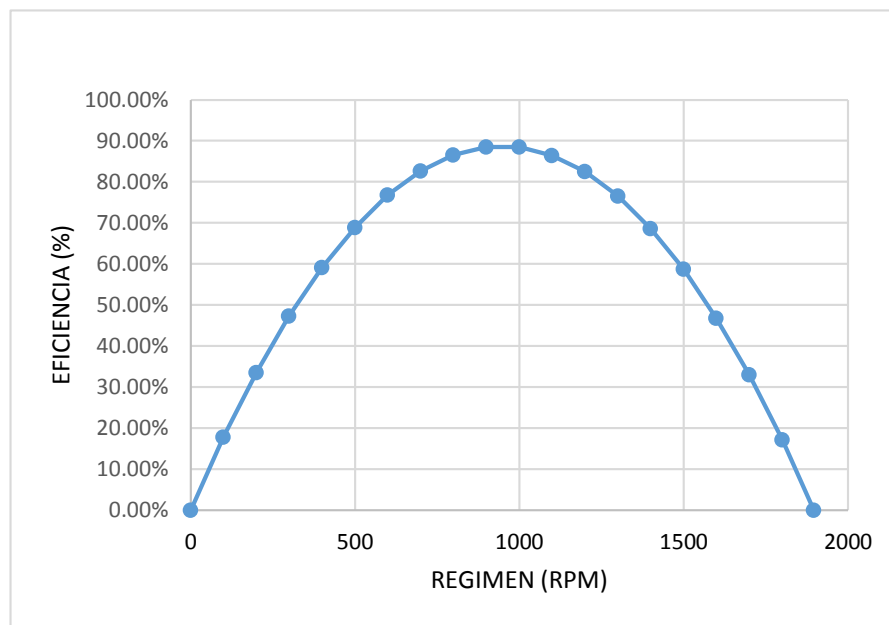


Fuente: Elaboración propia



De la figura N°5.29 podemos observar que para un caudal constante, el torque de la turbina Pelton se comporta como una línea recta, en donde es mínima cuando la velocidad del rodete se acerca a la velocidad de embalamiento y es máxima cuando la velocidad del rodete es cero.

**FIGURA N° 5.30**  
**CURVA CARACTERÍSTICA EFICIENCIA Vs EL RÉGIMEN**



**Fuente: Elaboración propia**

De la **CURVA CARACTERÍSTICA EFICIENCIA Vs EL RÉGIMEN** N°5.30 podemos observar que para un caudal constante la eficiencia de la turbina se comporta como una curva cuadrática invertida, siendo mínima cuando la velocidad del rodete se acerca a la velocidad de embalamiento o cuando esta es cero, así mismo podemos observar que la eficiencia es máxima cuando la velocidad del rodete se acerca a la mitad de la velocidad de embalamiento y por ende a la mitad de la velocidad del chorro, de acuerdo a Jara (1998) indica que la velocidad óptima está comprendida entre 0,41 y 0,5 de la velocidad del chorro.

## **VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS**

### **6.1 Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados.**

#### **Hipótesis General**

De acuerdo a lo obtenido en el capítulo de resultados se pudo graficar las curvas características de la turbina pelton a fin de analizar el comportamiento de la potencia, el torque y la eficiencia al variar el régimen o velocidad de giro del rodete, pudiendo de esta manera ser mostrados ante los estudiantes con la intención de fortalecer su conocimiento, así como su aprendizaje profesional.

Por tanto podemos afirmar que el Diseño de una Unidad de Instrucción Experimental de una Turbina Pelton de 2 KW, permitirá realizar el estudio del comportamiento de la turbina, mediante el grafico de las curvas características a un caudal constante, los cuales muestran las tendencias de la potencia, el torque y la eficiencia en función de la velocidad de giro del rodete.

#### **Hipótesis Específico 1**

De acuerdo a los cálculos realizados en la cinemática del fluido obtenidos en el ítem 4.6.1, se lograron obtener los primeros parámetros de diseño para el rodete e inyector de la turbina pelton, como caudal, velocidad, dimensiones entre otros, a fin de poder analizar su analizar estructural por elementos finitos.

Por tanto podemos afirmar que los cálculos de la cinemática del fluido permitieron la obtención de los parámetros de diseño necesarios para diseñar el rodete y el inyector de la turbina Pelton.

#### **Hipótesis Específico 2**

De acuerdo a los cálculos finales de diseño, se lograron obtener las dimensiones y cargas finales de la turbina pelton, mediante los cuales se

podieron seleccionar equipos y accesorios tales como la maquina hidráulica generadora, el caudalímetro, los rodajes, el buje, el acople, las tuberías.

Por tanto podemos afirmar que el diseño del rodete y el inyector de la turbina pelton permitieron la elección de los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado.

### **Hipótesis Específico 3**

De acuerdo a los equipos y materiales seleccionados para la unidad de instrucción de la turbina pelton se pudieron integrar al PLC con señales eléctricas para el control de lazo cerrado.

Por tanto podemos afirmar la selección de los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la turbina Pelton de 2KW permitirá realizar el proceso de programación para asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental.

### **Hipótesis Específico 4**

De acuerdo al diseño de la unidad de instrucción experimental la automatización permitirá aumentar la carga del dinamómetro, logrando variar el régimen de giro de la turbina pelton, permitiendo mediante ecuaciones calcular la potencia, torque y eficiencia por cada régimen de velocidad, encontrando puntos en un plano cartesiano, que al unirlos se logra graficar las curvas características que permiten el estudio de comportamiento de la turbina pelton.

Por tanto podemos afirmar que la automatización por medio del PLC de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado permitirá realizar el estudio del comportamiento de una turbina Pelton de 2KW.

## **6.2 Contrastación de los resultados con otros estudios similares.**

### **6.2.1. En el ámbito internacional**

- Quiroga (2010) en su tesis titulada “**Construcción y Montaje del Banco de Evaluación de Pérdidas de Energía en un Sistema de Transporte de Fluidos para el Laboratorio de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos Adscrito a la Escuela de Ingeniería Mecánica**”, establece que se puede realizar el estudio de las pérdidas de energía en tuberías al alterar los parámetros de caudal, diámetro interior, rugosidad del material, tipo de accesorio y longitud de tubería, por lo que es recomendable el diseño y construcción de un banco hidráulico que contenga estas características.

La presente investigación armoniza con lo establecido por Quiroga, debido a lo encontrado en los resultados obtenidos, en donde se observó que las pérdidas de carga varían con respecto a cada uno de estos parámetros.

- Lara y Velásquez (2011) en su tesis titulada “**Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas para la Medición de Caudal y Caída de Presión en Tuberías Paralelas**”, establece que se puede visualizar el comportamiento de fluidos en las redes de tuberías con diferentes materiales y analizar las pérdidas en diferentes tipos de accesorios, a fin de visualizar el comportamiento de estas tuberías y accesorios cuando se emplean simultáneamente.

De igual manera la presente investigación coincide con lo expuesto por Lara y Velásquez, debido a lo encontrado en los resultados obtenidos al comparar estas tuberías de diferente material y accesorios, permitiendo visualizar en los gráficos cómo se comporta las pérdidas de carga al hacer variar el tipo de material.

- Yambombo (2012) en su tesis titulada “**Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas para Ensayos de Pérdida de Carga en Tuberías y Accesorios**”, establece que las pérdidas por fricción de tubería ( $h_f$ ) depende del material, el estado (nueva, usada o muy usada), la longitud, el diámetro de la tubería y la velocidad de flujo de agua que circula en su interior y la geometría utilizada.

La presente investigación concuerda con lo establecido por Yambombo, debido a lo encontrado en los resultados obtenidos al comparar estas tuberías de distintas dimensiones y materiales, contrastando que las pérdidas de carga dependen directamente de estos parámetros.

#### 6.2.2. En el ámbito nacional

- Poma (2015) en su tesis titulada **“Diseño y Construcción de un Banco de Ensayo para el Estudio de Pérdidas de Carga por Fricción y Singularidad”**, establece que las pérdidas de carga se incrementan progresivamente al aumentar caudal, ya sea por fricción o singularidad, además concluyo que las pérdidas de carga son mayores en los accesorios tipo expansión comparado con los de tipo reducción.

La presente investigación concuerda que las pérdidas de carga se encuentran directamente proporcional caudal, pero no concuerdo con lo relacionado a las pérdidas de carga en expansión y reducción, en donde se encontró que hay mayores pérdidas en las reducciones que en las expansiones.

- Pasco (2016) en su tesis titulada **“Análisis de las Pérdidas de Energía por Fricción y Accesorios en Tuberías HDPE de uso común en Cajamarca, 2016”**, establece de acuerdo a su análisis que las mayores variaciones de pérdida de energía se encuentran al realizar el ensayo en la tubería de 1/2" y las de menor pérdida de energía se encuentra en las tuberías de 1 ½".

Por lo que la presente investigación se encuentra de acuerdo con lo hallado por Pasco, siendo esto corroborado por medio de los resultados encontrados al comparar tuberías de distinto diámetro, en donde se observó que la pérdida de carga era inversamente proporcional al diámetro de la tubería, es decir a menor diámetro se tendrá una mayor pérdida de carga y viceversa.

## CONCLUSIONES

- El diseño de una unidad de instrucción experimental en circuito cerrado para el estudio del comportamiento de operación de una turbina Pelton de 2 KW, asistido con PLC permite realizar estudios teóricos y experimentales a fin de analizar el comportamiento de la turbina por medio de la construcción de las curvas características de la potencia, torque y eficiencia versus el régimen de velocidad, logrando observar que la potencia y la eficiencia es máxima cuando el régimen corresponde a una velocidad tangencial cercana a la mitad de la velocidad del chorro, de igual manera se observó que el torque se comporta en forma lineal en donde es máximo cuando la velocidad es cero.
- Los cálculos de la cinemática del fluido permitieron determinar el caudal, la velocidad tangencial, velocidad del chorro, velocidad del rodete, así como el diámetro del inyector, logrando con ello obtener los primeros parámetros para el diseño del rodete y del inyector.
- El diseño del rodete y del inyector permitió determinar sus dimensiones y por medio del análisis de elementos finitos se realizó un análisis estructural, lograron apreciar que los resultados de los esfuerzos, desplazamientos y factor de seguridad son aceptables, así mismo con respecto al rodete se determinó que el espesor de 9 mm para la cuchara soporta los efectos de erosión y desgaste, de igual manera se estudió el comportamiento vibratorio del rodete con las cucharas mediante el análisis modal por simulación numérica comprobándose que no entran en resonancia ya que la velocidad crítica correspondiente al primer modo de vibración es de 51339.6 r.p.m. y la correspondiente al segundo modo de vibración es de 51343.2 r.p.m. con respecto al inyector se determinó que el espesor inicial era insuficiente por lo que se agregó 3mm a este por efectos de erosión o desgaste dando como total un espesor de 9mm. De acuerdo a las dimensiones y cargas se pudieron seleccionar los equipos y accesorios tales como la maquina hidráulica generadora, el caudalímetro, el eje, los rodajes, el buje, el acople, las tuberías, entre otros.

- La selección de equipos y accesorios permitió realizar la programación del PLC cumpliendo así con nuestro objetivo, gracias a la simulación se pudo comprobar un correcto funcionamiento de la lógica de control para asistir a nuestra unidad de experimentación, cuyo control de lazo cerrado permite tener un control preciso, clave para la lectura y obtención de parámetros para los cálculos hidráulicos y así gracias a las ventajas de usar este PLC, nos permite asistir a la unidad de instrucción experimental, de igual manera permitió dar las dimensiones finales de la red hidráulica de la turbina pelton de 2Kw con una programación flexible y a un bajo costo de instalación.
- La programación para asistir a la unidad de instrucción experimental con PLC permite variar el régimen de velocidad por medio de la variación de la carga mecánica siendo registrado por el dinamómetro, permitiendo estudiar el comportamiento de la turbina, al analizar cómo cambia la potencia Vs el régimen de velocidad, torque Vs el régimen de velocidad y eficiencia Vs el régimen de velocidad, los cuales son registrados al trazar los resultados en un plano cartesiano, conocidos también como curvas características de la turbina pelton, la interpretación de estas curvas permiten fortalecer los conocimientos de los estudiantes de ingeniería a fin de mejorar su formación profesional en beneficio de la comunidad.

## RECOMENDACIONES

- Las entidades educativas públicas y privadas de nivel superior que forman ingenieros deben orientar a que sus estudiantes realicen investigaciones tecnológicas como los diseños, ya que estas buscan aplicar conocimientos en beneficio de la comunidad.
- Las entidades educativas públicas y privadas de nivel superior deben orientar a los ingenieros a realizar diseño de equipos con memorias de cálculo de equipos a fin de que puedan realizar investigaciones tecnológicas acorde a la formación de ingeniero, esto con el fin de integrar los conocimientos adquiridos a lo largo de su formación profesional.
- Los investigadores en ingeniería deben de realizar la selección de equipos y accesorios basados en normas nacionales e internacionales, apoyados por estudios teóricos manifestados en ecuaciones, a fin de poder seleccionar adecuadamente los componentes de los equipos que deseen diseñar.
- Los equipos de los diseños investigados deben generar resultados ante variaciones como es el caso de la unidad de instrucción experimental propuesta, ya que al cambiar el régimen de giro cambian ciertos aspectos importantes que comprometen el desarrollo de la unidad para lo cual fue creado, que en este caso fue la potencia, eficiencia y torque.



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bermúdez, F. (2014). *Rediseño de la Turbina Pelton de la Minicentral Hidroeléctrica del Distrito de Pataz para Aumentar su Producción de Energía Eléctrica*. Trujillo, Perú: Universidad Cesar Vallejo
- Bernal, C. (2010). *Metodología de la Investigación*. Colombia: Pearson.
- Boxer, G. (1994) *Mecánica de Fluidos*, Estados Unidos de Norte América: Addison Wesley Iberoamericana.
- Brown, T. & Wyatt, J. (2010). *Design Thinking for Social Innovation*. California, USA: Stanford Social Innovation.
- Caizaguano, I y Sangucho, C. (2016). *Diseño, Construcción e Implementación de un Banco de Pruebas para Análisis de Eficiencia de las Turbinas Hidráulicas Pelton y Kaplan, Controlado y Monitoreado a Través de un Ordenador Mediante el Programa Labview para el Laboratorio de Electromecánica de la Universidad Técnica de Cotopaxi en el Periodo 2015-2016*. Latacunga, Ecuador: Universidad tecnica de Cotopaxi.
- Cengel, Y & Cimbala, J. (1995). *Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones*. México: Editorial Mc Graw Hill.
- Fernández, B. (1998). *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. Chile: Universidad Católica de Chile.
- Fox, R & Mc Donald, A. (1995). *Introducción a la Mecánica de Fluidos*. México: Mc Graw Hill.
- Fundación PRODINTEC (S/F). *Guía Metodológica DFMA*. España. Centro de producción industrial de Asturias. Recuperado de [http://www.prodintec.es/attachments/article/272/fichero\\_15\\_4333.pdf](http://www.prodintec.es/attachments/article/272/fichero_15_4333.pdf).

- Gerhart, P. (1995). *Mecánica de Fluidos*, México: Addison Wesley Iberoamericana.
- Gil, L. (2017). *Diseño de un Módulo de Simulación de Generación Hidroeléctrico Utilizando Turbinas Pelton y Francis Abastecidas por un Sistema de Recirculación*. Chiclayo. Lima: Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo
- Guadalupe, A; Ureña, B; y Villalta, M. (2017). *Diseño y construcción de una pico turbina hidroeléctrica tipo Pelton, para potencias de hasta 1000 watts*. Costa Rica: Universidad de Costa Rica.
- Hernández, R; Collado, C y Bautista, P. (2014). *Metodología de la Investigación*. México: Mc Graw Hill Educación.
- Huerta, J. (2015). *Diseño de un Sistema de Regulación de Velocidad de una Turbina Peltón Usando el Algoritmo PI Digital*. Lima, Perú: Universidad Nacional Mayor de San Marcos.
- Larios, J. (2007). *Diseño, Montaje y Pruebas de un Prototipo de Microcentral Hidroeléctrica con Turbina Pelton*. Santiago de Chile: Universidad de Chile.
- Morán, G y Alvarado, D. (2010). *Métodos de Investigación*. México: Pearson.
- Mott, R. (1996). *Mecánica de Fluidos Aplicada*. México: Prentice Hall Hispanoamericana.
- Prado, Graciela. *Estudio de eslanig up en microcentrales hidroeléctricas: experiencias de soluciones prácticas - itdg*. Lima, 2006.
- Roberson, J. (1991). *Mecánica de Fluidos*. México: Mc Gras Hill Interamericana.
- Shames, I. (2000). *Mecánica de Fluidos*. Colombia: Mc Graw Hill.
- Villela, J. (2000). *Diseño de proyectos de ingeniería*. Republica de Santo Domingo: Búho.

## **ANEXOS**



### Anexo N° 1:

#### Matriz de Consistencia: “Diseño de una Unidad de Instrucción Experimental en Circuito Cerrado para el Estudio del Comportamiento de una Turbina Pelton de 2 KW, Asistido con PLC. FIME-UNAC”

PROBLEMAS	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	METODOLOGÍA
<p><b>GENERAL:</b> ¿Cómo diseñar una unidad de instrucción experimental en circuito cerrado para el estudio del comportamiento de operación de una turbina Pelton de 2 KW, asistido con PLC, proyectado para el Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Maquinas Térmicas de la FIME – UNAC?</p> <p><b>ESPECÍFICOS:</b> ¿Cómo determinar la cinemática del fluido a fin de realizar el diseño del rodete e inyector de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW?</p> <p>¿Cómo determinar el diseño del rodete y del inyector a fin de que se pueda seleccionar los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la unidad de instrucción</p>	<p><b>GENERAL:</b> Diseñar una unidad de instrucción experimental en circuito cerrado para el estudio del comportamiento de operación de una turbina Pelton de 2 KW, asistido con PLC, proyectado para el Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Maquinas Térmicas de la FIME – UNAC.</p> <p><b>ESPECÍFICOS:</b> Determinar la cinemática del fluido a fin de realizar el diseño del rodete e inyector de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW.</p> <p>Determinar el diseño del rodete e inyector a fin de que se pueda seleccionar los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW.</p>	<p><b>GENERAL:</b> Si se diseñan una unidad de instrucción experimental en circuito cerrado se podrá realizar el estudio del comportamiento de una turbina Pelton de 2 KW, asistido con PLC en el Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Maquinas Térmicas de la FIME – UNAC.</p> <p><b>ESPECÍFICOS:</b> Si se determina la cinemática del fluido se podrá realizar el diseño del rodete e inyector de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW.</p> <p>Si se determina el diseño del rodete y el inyector se podrá seleccionar los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW.</p>	<p><b>Variable Independiente</b> Unidad de instrucción experimental</p> <p><b>Variable Dependiente</b> Comportamiento de una Turbina Pelton.</p>	<p><b>Tipo de Investigación</b> Tecnológica</p> <p><b>Diseño de la Investigación</b> No experimental</p> <p><b>Población y Muestra</b> se puede establecer como una población a la existente en el mercado internacional de unidades experimentales para el ensayo de máquinas hidráulicas motoras de reacción y acción</p> <p>se proyecta como muestra el diseño propuesto en el título del proyecto de tesis con un valor agregado que se puede controlar la carga y capacidad del sistema mediante un proceso de programación.</p>

<p>experimental en circuito cerrado de una turbina Pelton de 2KW?</p> <p>¿Cómo determinar la selección de los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la turbina Pelton de 2KW a fin de que se pueda realizar el proceso de programación para asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental?</p> <p>¿Cómo determinar el proceso de programación necesario que permita asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado a fin de que se pueda realizar el estudio del comportamiento de una turbina Pelton de 2KW?</p>	<p>Determinar la selección de los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la turbina Pelton de 2KW a fin de que se pueda realizar el proceso de programación para asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental.</p> <p>Determinar el proceso de programación necesario que permita asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado a fin de que se pueda realizar el estudio del comportamiento de una turbina Pelton de 2KW.</p>	<p>Si se determina la selección de los equipos y materiales de la red de distribución hidráulica de la turbina Pelton de 2KW se podrá realizar el proceso de programación para asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental.</p> <p>Si se determina el proceso de programación necesario para asistir con PLC a la unidad de instrucción experimental en circuito cerrado se podrá realizar el estudio del comportamiento de una turbina Pelton de 2KW.</p>		<p><b>Técnica de recolección de datos</b></p> <p><b>Observación</b> La técnica de observación es una técnica de investigación que consiste en observar personas, fenómenos, hechos, casos, objetos, acciones, situaciones, etc., con el fin de obtener determinada información necesaria para una investigación.</p> <p><b>Documental</b> Las técnicas de investigación documental, centran su principal función en todos aquellos procedimientos que conllevan el uso óptimo y racional de los recursos documentales, como: libros, tesis donde puedan existir antecedentes</p>
---	---	--	--	--

## Anexo N° 2: Instrumentos validados

Lo que se pretende en la Unidad de Instrucción Experimental en Circuito Cerrado para el Estudio del Comportamiento de una Turbina Pelton de 2 KW, Asistido con PLC es analizar cómo cambia la potencia, torque y eficiencia ante el cambio de régimen de velocidad, por ello es necesario contar con tablas a fin de recopilar los datos de prueba y de resultados como se observa a continuación.

### ANEXO N° 2.1 TABULACIÓN DE DATOS DE PRUEBA

Item	Q Caudal (L/min)	N Régimen de giro (RPM)	T Torque (Nm)	P Presión de entrada de la turbina (bar)
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				

Fuente: Elaboración Propia

### ANEXO N° 2.2 TABULACIÓN DE RESULTADOS

Item	N Régimen de giro (RPM)	P <sub>eje</sub> Potencia de la turbina (Watt)	P <sub>Hid</sub> Potencia hidráulica (Watt)	η Eficiencia de la turbina (Watt)
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				

Fuente: Elaboración Propia

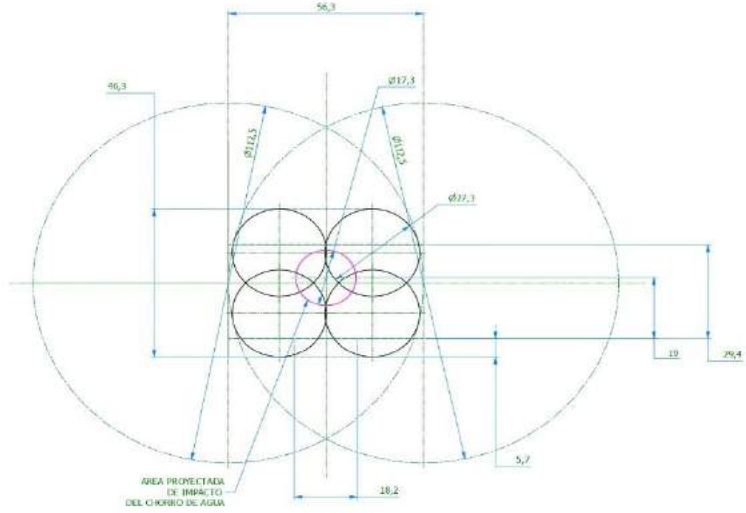
**Anexo N° 3:**

**PLANO DE LA UNA UNIDAD DE INSTRUCCIÓN EXPERIMENTAL EN  
CIRCUITO CERRADO PARA EL ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DE  
UNA TURBINA PELTON DE 2 KW, ASISTIDO CON PLC. FIME-UNAC**

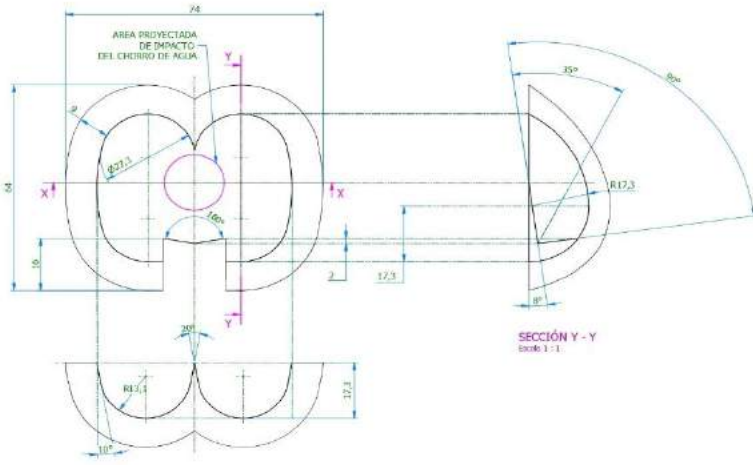




PRECISION	TOLERANCIAS APROPIADAS PARA MEDIDAS DE LONGITUD EN MECÁNICA (DIN 7190)										NOTA	DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO	DISEÑADOR	REVISADO	APROBADO	FECHA	
	hacia de 0.5 hasta 3	hacia de 3 hasta 6	hacia de 6 hasta 30	hacia de 30 hasta 120	hacia de 120 hasta 400	hacia de 400 hasta 1000	hacia de 1000 hasta 2000	hacia de 2000 hasta 4000	hacia de 4000 hasta 12000	hacia de 12000 hasta 30000							hacia de 30000 hasta 100000
	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 5	± 6	01	PROYECTO PARA FABRICACIÓN	E. Rodríguez	A. Torres	A. Torres	2024-2025



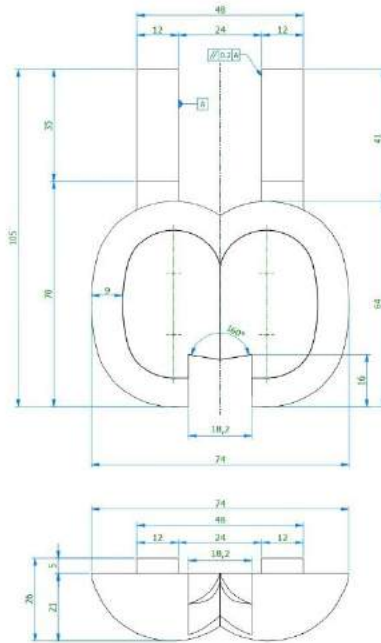
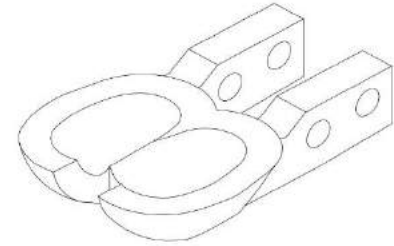
TRAZO DEL PERFIL DE PLANTA DE LA CUCHARA  
Escala 1:1



SECCIÓN X - X  
FIGURA 1:1

TRAZO DEL PERFIL DE LA SECCIÓN X-X Y DE LA SECCIÓN Y-Y

<b>MEIDAS NETAS TOTALES</b>
<b>PESO NETO TOTAL</b> 0.47 kg
<b>AREA META TOTAL</b> 0.02 m <sup>2</sup>
<b>TRATAMIENTO TERMICO</b>
- TRATADO Y REVENIDO DE ACCION Y LA BARRA
ACER A 1.1718
<b>ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS</b>
ANÁLISIS DE TENSORES EN EL DISEÑO
- INSPECCION VISUAL DE BARRA
- INSPECCION CON PARTICULAS MANDENTOCAL CON DISEÑO
ACERNO, ANÁLISIS QUÍMICO Y FÍSICO
DE LOS MATERIALES DE MECÁNICA, FÍSICO Y QUÍMICO
- INSPECCION VISUAL DE BARRA
- INSPECCION CON TUBOS FLECTIVOS AL LÍMITE DE ROTURA A LA BARRA EN TENS
- INSPECCION CON PARTICULAS MANDENTOCAL CON DISEÑO
SERIAL, ANÁLISIS FÍSICO DE BARRA
IDENTIFICACIÓN DEL BARRA
<b>SISTEMA DE PINTURA</b>
DETALLE
PREPARACION DE SUPERFICIE
PRIMA EN COPA
ESPELOR
COLOR
ACABADO
ESPELOR
COLOR
ACABADO TOTAL



CUCHARA  
Mat. = DIN G-X 5 CrNi 13 4  
Habilitar = Placa 26 x 74 x 105  
Cant. = 01  
Escala 1:1

- NOTAS:**  
1.- Todas las dimensiones en mm S.I.C  
2.- Para ensamble ver plano de Arreglo General UNAC-TUP-00-000.  
3.- Tolerancias del proceso de fundición bajo responsabilidad del fabricante.

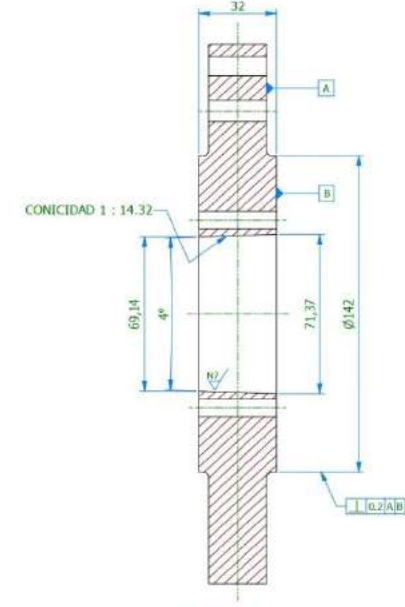
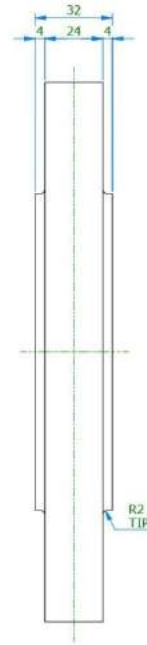
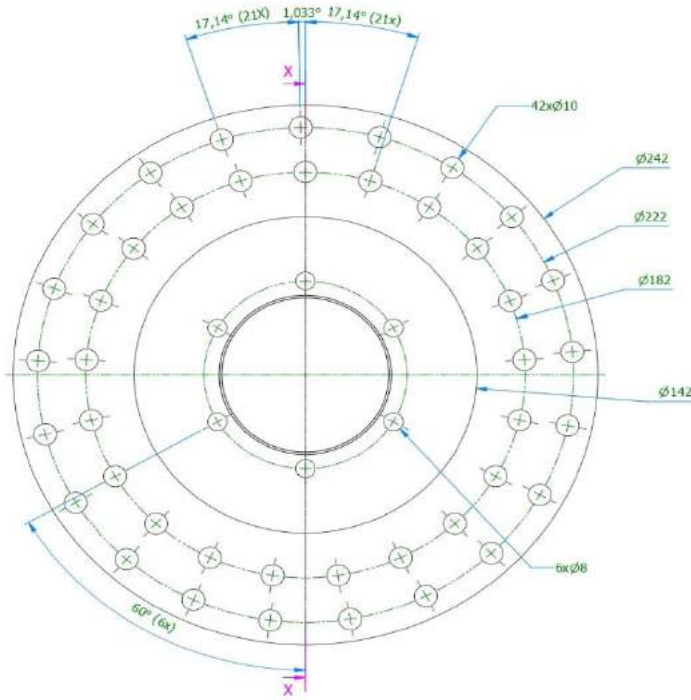
LISTA DE MATERIALES PARA UN SUB-ENSAMBLE / EQUIPO							
ELEMENTO	CANT.	PLANO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO SÍMBOLO	PESO TOTAL	COMENTARIOS
01	01	UNAC-TUP-01-000	CUCHARA DE PLANTA	DIN G-X 5 CrNi 13 4	3.5	3.5	
		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA		UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		UNAC	
NÚMERO DE PLANO:		01	UNAC-TUP-01-000	PLACA	RESERVA		
COMPONENTE:		CUCHARA		UNAC			
COUR:		UNIVERSIDAD DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA DE JAVIER		UNAC			
TIPO DE DISEÑO:		DISEÑO		UNAC			
DISEÑO:		UNAC - FINE		UNAC			
DISEÑO:		UNAC-TUP-01-000		UNAC			

Este dibujo y la información aquí contenida es propiedad y confidencial y es propiedad de la UNAC. Ninguna parte de este dibujo puede ser reproducida o modificada por otra forma de impresión, fotografía, mecanizado o cualquier otro medio sin la autorización escrita de la UNAC.

UNAC PROYECTOS PROYECTO TURBINA PELTON DE 2 AVILA - PLANOS PLANOS INVENTOR/UNAC-TUP-00-000 (reemplazado)

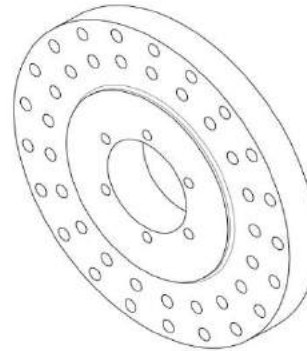
PRECISION MEDIDA	TOLERANCIAS ADMISIBLES PARA MEDIDAS DE LONGITUD EN MECANICA (DIN 7168)												
	más de 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	más de 4000 hasta 8000	más de 8000 hasta 12000	más de 12000 hasta 16000	más de 16000 hasta 20000	
	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	

REV.	DESCRIPCION DE REVISION	ELABORANTE	REVISADO	APROBADO	FECHA
0	EMITIDO PARA FABRICACION	E. Rodriguez	A. Távora	A. Távora	01/04/2020



MEDIDAS NETAS TOTALES	
<b>PESO NETO TOTAL</b>	<b>8.04 kg</b>
<b>AREA NETA TOTAL</b>	<b>0.14 m<sup>2</sup></b>
TRATAMIENTO TERMICO	
- TEMPLADO Y FRENDIDO DE ACUERDO A LA NORMA ASTM A479-24M	
ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS	
LUEGO DE LOS TRATAMIENTOS TERMICOS	
- INSPECCION VISUAL AL 100%	
- INSPECCION CON RADIOGRAFIA AL 100% DE ACUERDO A LA NORMA: ASME SECCION V, ART. 7 Y 1 / OCH 703 / ASTM 9103	
- INSPECCION CON PARTICULAS MAGNETICAS AL 100% DE ACUERDO A LA NORMA: ASME E-1M / ASTM E-709-8	
EN LOS PROCESOS DE RECTIFICADO, PULIDO Y ACABADO	
- INSPECCION VISUAL AL 100%	
- INSPECCION CON TINTES PENETRANTES AL 100% DE ACUERDO A LA NORMA: PT 70-3	
- INSPECCION CON PARTICULAS MAGNETICAS AL 100% DE ACUERDO A LA NORMA: ASME E-1M / ASTM E-709-8	
- CONTROL DE DUREZA AL 100%	
SISTEMA DE PINTURA	
EXTERIOR	
PREPARACION DE SUPERFICIE: ---	
PRIMERA CAPA: ---	ESPOSOR: ---
COLOR: ---	---
ACABADO: ---	---
ESPOSOR: ---	---
COLOR: ---	---
ESPOSOR TOTAL: ---	---

**RODETE**  
 Mat. = DIN G-X 5 CrNi 13 4  
 Habilitar = Placa 36 x Ø 244  
 Cant. = 01  
 Escala 1:2



- NOTAS:**  
 1.- Todas las dimensiones en mm S.I.C  
 2.- Para ensamble ver plano de Arreglo General UNAC-TUP-00-000.  
 3.- Tolerancias del proceso de fundición bajo responsabilidad del fabricante.

LISTA DE MATERIALES PARA UN SUB-ENSAMBLE / EQUIPO							
ITEM	CANT.	PLANO	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO UNID.	PESO TOTAL	OBSERVACIONES
02	1	UNAC-TUP-02-000	RODETE	DIN G-X 5 CrNi 13 4	8.0	8.0	

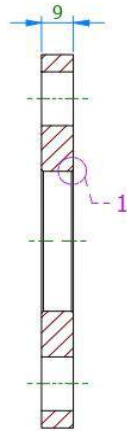
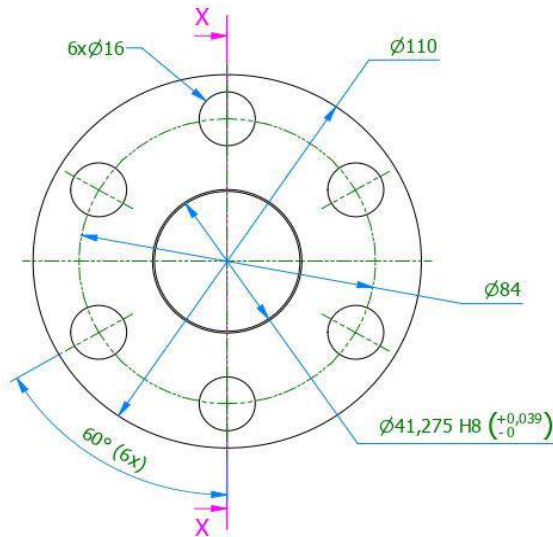
  

	<b>FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGIA</b> UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO	PROCESO: FUNDICION - MECANIZADO	MATERIAL: DIN G-X 5 CrNi 13 4	ACABADO: N9 / (N2)
	NUMERO DE PARTE: UNAC-TUP-02-000	ESCALA: ABEZORADO DE: ---	COMPONENTE: RODETE	EQUIPO: UNIDAD DE INSTRUCCION DE TURBINA PELTON DE 2 KW
CLIENTE: UNAC - FIME	PLANO: UNAC-TUP-02-000	PROYECCION: Ind.	DIBUJADO: E. Rodriguez	APROBADO: A. Távora
ORDEN: ---	REVISION: 0	FECHA: 01/04/2020	REVISADO: A. Távora	FECHA: 01/04/2020

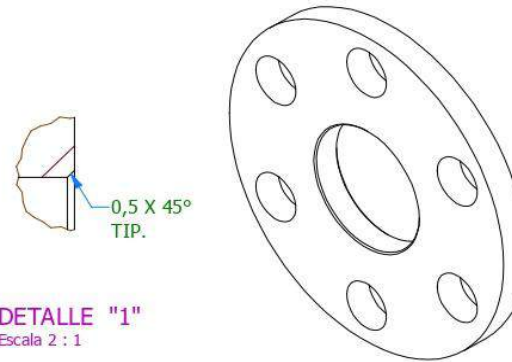
Este dibujo y la información aquí contenida es privada y confidencial y es propiedad de la COMPAÑÍA.  
Ninguna parte de este dibujo puede ser reproducido o modificado por otra forma de imprimir, PhotoPrint, microfilm's o cualquier otro medio sin la autorización escrita de la empresa.

D:\02 PROYECTOS\PROYECTO TURBINA PELTON DE 2 KW\4.- PLANOS\PLANOS INVENTOR\UNAC-TUP-00-000 recuperado.dwg

PRECISION MEDIA	TOLERANCIAS ADMISIBLES PARA MEDIDAS DE LONGITUD EN MECANICA (DIN 7168)												REV.	DESCRIPCION DE REVISION	DIBUJANTE	REVISADO	APROBADO	FECHA
	más de 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	más de 4000 hasta 8000	más de 8000 hasta 12000	más de 12000 hasta 16000	más de 16000 hasta 20000						
	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	0	EMITIDO PARA FABRICACION	E. Rodríguez	A. Távora	A. Távora	01/04/2020



SECCION "X - X"  
Escala 1:2



DETALLE "1"  
Escala 2 : 1

MEDIDAS NETAS TOTALES	
<b>PESO NETO TOTAL</b>	<b>0.49 kg</b>
<b>AREA NETA TOTAL</b>	<b>0.02 m2</b>
ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS	
- INSPECCION VISUAL AL 100%	
SISTEMA DE PINTURA	
EXTERIOR	
PREPARACION DE SUPERFICIE: ---	
PRIMERA CAPA: ---	
ESPESOR: ---	
COLOR: ---	
ACABADO: ---	
ESPESOR: ---	
COLOR: ---	
ESPESOR TOTAL: ---	

**ESPACIADOR DE RODETE**  
Mat. = AISI 304 L  
Habilitar = PL 9 x Ø 112  
Cant. = 01  
Escala 1:2

**NOTAS:**

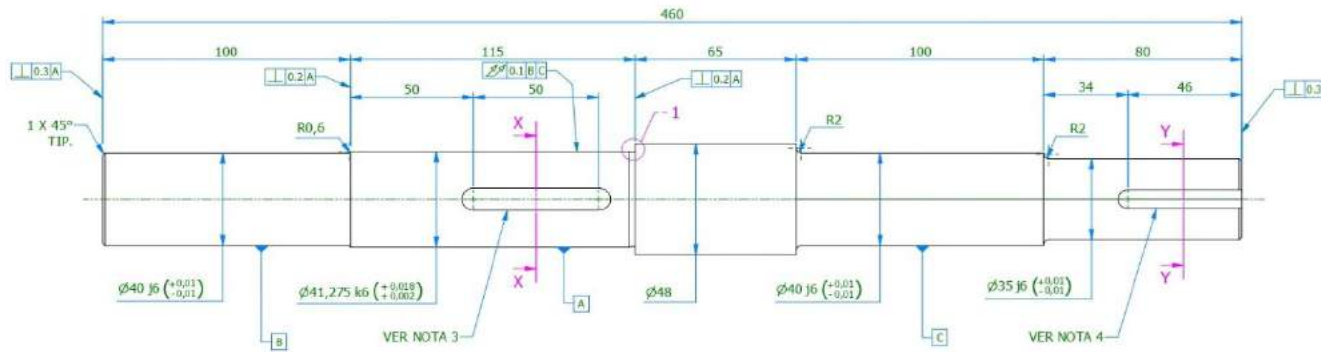
- 1.- Todas las dimensiones en mm S.I.C
- 2.- Para ensamble ver plano de Arreglo General **UNAC-TUP-00-000**.

LISTA DE MATERIALES PARA UN SUB-ENSAMBLE / EQUIPO							
ELEMENTO	CANT.	PLANO	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO UNI.	PESO TOTAL	OBSERVACIONES
03	1	UNAC-TUP-03-000	ESPACIADOR DE RODETE	AISI 304 L	0.5	0.5	-----
		<b>FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA</b> UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		PROCESO MECANIZADO	MATERIAL AISI 304 L	ACABADO N9	
NUMERO DE PARTE: ITEM 03		CODIGO DE PARTE: UNAC-TUP-03-000		ESCALA: Ind.	REEMPLAZO DE: -----		
COMPONENTE: ESPACIADOR DE RODETE				EQUIPO: UNIDAD DE INSTRUCCION DE TURBINA PELTON DE 2 KW			
TIPO DE PLANO: DESPIECE				PROYECCION:	DIBUJADO: E. Rodríguez	NOMBRE: E. Rodríguez	FECHA: 01/04/2020
CLIENTE: UNAC - FIME				PLANO: UNAC-TUP-03-000	REVISADO: A. Távora	APROBADO: A. Távora	01/04/2020
ORDEN: -----					REVISION: 0	FORNITO: A4	

Este dibujo y la información aquí contenida es privada y confidencial y es propiedad de la COMPAÑÍA.  
Ninguna parte de este dibujo puede ser reproducida o modificada por esta forma de imprimir, photocopy,  
reproducción o cualquier otro medio sin la autorización escrita de la compañía.

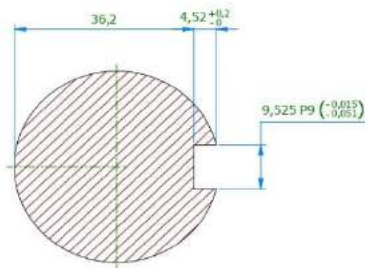
D-02 PROYECTO SUBPROYECTO TURBINA PELTON DE 2 MW - PLANOS PLANOS INVENTOR UNAC-TUP-00-000 recuperador

PRECISION MEDIDA	TOLERANCIAS ADMISIBLES PARA MEDIDAS DE LONGITUD EN MECANICA (DIN 7168)											REV.	DESCRIPCION DE REVISION	DESBANTE	REVISADO	APROBADO	FECHA	
	más de 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	más de 4000 hasta 8000	más de 8000 hasta 12000	más de 12000 hasta 16000							más de 16000 hasta 20000
	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	0	EMITIDO PARA FABRICACION	E. Rodríguez	A. Távora	A. Távora	01/04/2020

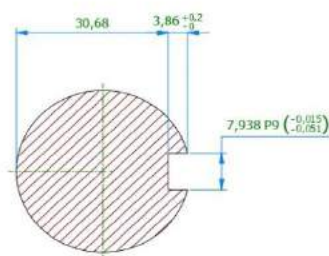


**ÁRBOL DE TRANSMISIÓN**  
 Mat. = AISI 304L  
 Habilitar = Cilindro Ø50 x 465  
 Cant. = 01  
 Escala 1 : 2

MEDIDAS NETAS TOTALES	
<b>PESO NETO TOTAL</b>	<b>4.8 kg</b>
<b>AREA NETA TOTAL</b>	<b>0.06 m2</b>
ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS	
- INSPECCION VISUAL AL 100%	
- CONTROL DE DUREZA AL 100%	
- INSPECCION CON PARTICULAS MAGNETICAS AL 100% DE ADHERO NORMA: ASME E-141 / ASTM E 709-80	
SISTEMA DE PINTURA	
EXTERIOR	
PREPARACION DE SUPERFICIE: ---	
PRIMERA CAPA:	---
ESPESOR:	---
COLOR:	---
ACABADO:	---
ESPESOR:	---
COLOR:	---
ESPESOR TOTAL:	---

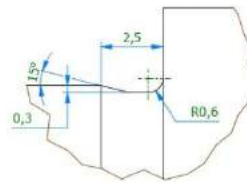


SECCION "X - X"  
Escala 1:1



SECCION "Y - Y"  
Escala 1:1

ENTALLADURA E 0.6 x 0.3 DIN 509



DETALLE "1"  
Escala 5:1

**NOTAS:**

- 1.- Todas las dimensiones en mm S.I.C
- 2.- Para ensamble ver plano de Arreglo General UNAC-TUP-00-000.
- 3.- Habilitar chaveta central de barra cuadrada de 3/8", material AISI 304L.
- 4.- Habilitar chaveta lateral de barra cuadrada de 5/16", material AISI 304L.

**LISTA DE MATERIALES PARA UN SUB-ENSAMBLE / EQUIPO**

ELEMENTO	CANT.	PLANO	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO UN.	PESO TOTAL	OBSERVACIONES
04	1	UNAC-TUP-04-000	ÁRBOL DE TRANSMISIÓN	AISI 304 L	4.8	4.8	-----

<b>FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA</b> UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO	PROCESO	MATERIAL	ACABADO
	MECANIZADO	AISI 304L	NI

NUMERO DE PARTE: ITEM 04	CODIGO DE PARTE: UNAC-TUP-04-000	ESCALA: Ind.	REEMPLAZO DE: -----
COMPONENTE: ÁRBOL DE TRANSMISIÓN			
EQUIPO: UNIDAD DE INSTRUCCION DE TURBINA PELTON DE 2 KW			
TIPO DE PLANO: DESPIECE			
CLIENTE: UNAC - FIME	PLANO: UNAC-TUP-04-000		
ORDEN: -----			

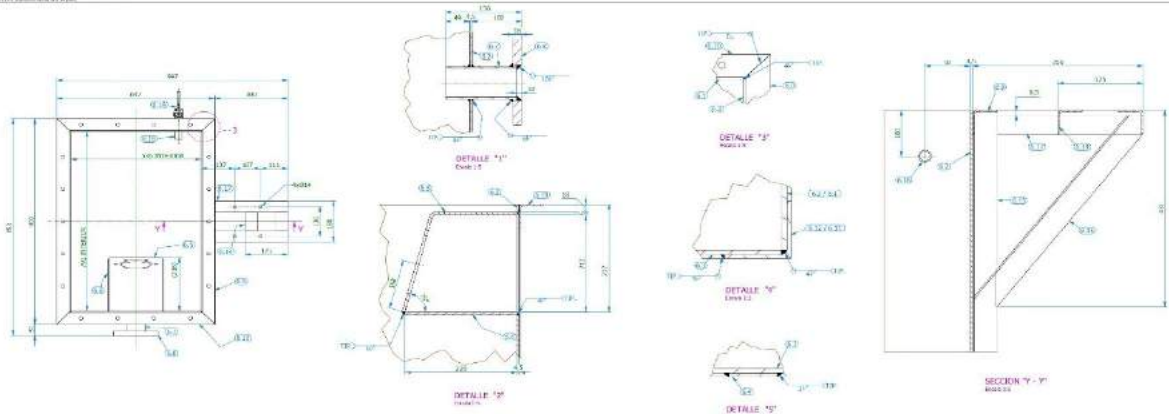
  

DISEÑADO: E. Rodríguez	FECHA: 01/04/2020
REVISADO: A. Távora	01/04/2020
APROBADO: A. Távora	01/04/2020
FOFMO: 0	FORMA: A3

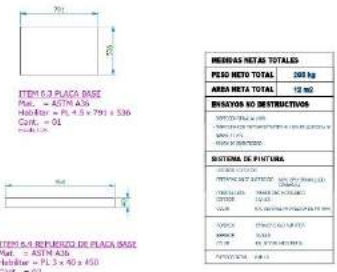
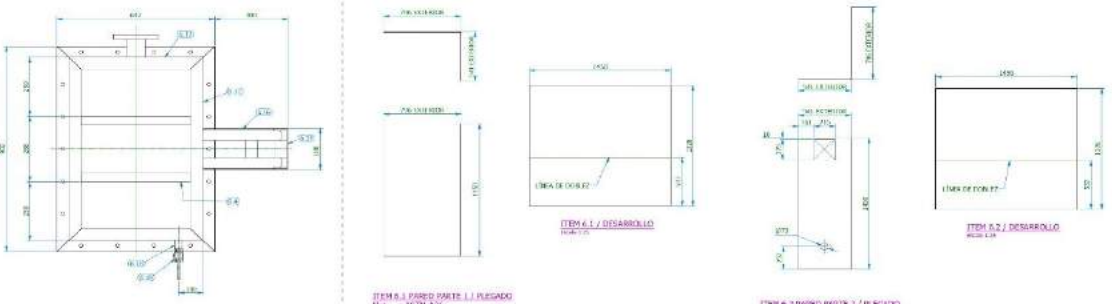
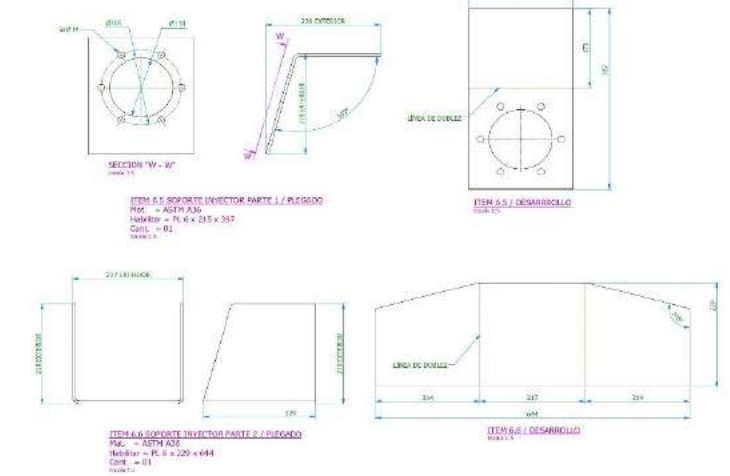
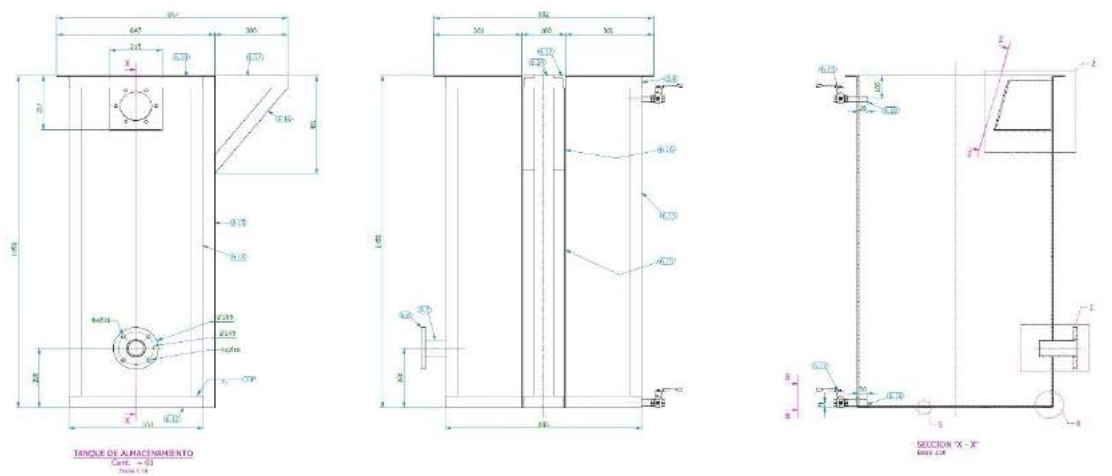
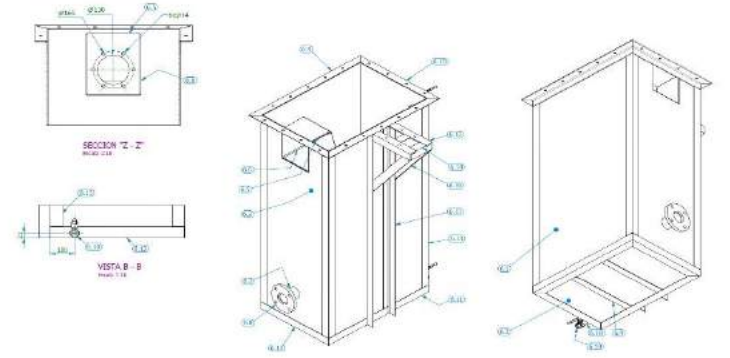


Señalar la fecha de aprobación y la firma de la persona responsable de la aprobación de los planos.

1. REVISADO POR: [ ] 2. APROBADO POR: [ ] 3. APROBADO POR: [ ] 4. APROBADO POR: [ ]



PLANO DE MATERIALES		PROGRAMA DE PROTECCION DE CORROSION										MATERIALES			
ITEM	DESCRIPCION	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	ITEM	DESCRIPCION	ITEM	DESCRIPCION
1	PLACA DE ALUMINIO	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	ALUMINIO	2	ALUMINIO
2	PLACA DE ALUMINIO	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	ALUMINIO	3	ALUMINIO
3	PLACA DE ALUMINIO	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	4	ALUMINIO	4	ALUMINIO
4	PLACA DE ALUMINIO	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	5	ALUMINIO	5	ALUMINIO
5	PLACA DE ALUMINIO	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	6	ALUMINIO	6	ALUMINIO
6	PLACA DE ALUMINIO	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	7	ALUMINIO	7	ALUMINIO
7	PLACA DE ALUMINIO	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	8	ALUMINIO	8	ALUMINIO
8	PLACA DE ALUMINIO	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	9	ALUMINIO	9	ALUMINIO
9	PLACA DE ALUMINIO	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	10	ALUMINIO	10	ALUMINIO



**NOTAS:**

- Todas las dimensiones en mm S.I.C
- Se debe considerar un plano de desarrollo General UNAC TUP-09-008
- Consultar especificaciones de soldadura en todas las intersecciones para evitar problemas de corrosión.
- El soldador debe ser certificado en todos los procesos de soldadura, debe cumplir especificaciones de la norma AWS D1.1-D1.10.

**LISTA DE MATERIALES PARA UN SUB-ENSAMBLE / EQUIPO**

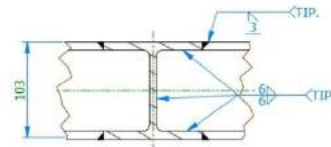
ITEM	DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	REMARKS
1	PLACA DE ALUMINIO	1	PLACA	
2	PLACA DE ALUMINIO	1	PLACA	
3	PLACA DE ALUMINIO	1	PLACA	
4	PLACA DE ALUMINIO	1	PLACA	
5	PLACA DE ALUMINIO	1	PLACA	
6	PLACA DE ALUMINIO	1	PLACA	
7	PLACA DE ALUMINIO	1	PLACA	
8	PLACA DE ALUMINIO	1	PLACA	
9	PLACA DE ALUMINIO	1	PLACA	
10	PLACA DE ALUMINIO	1	PLACA	

Este dibujo y la información aquí contenida es privada y confidencial y es propiedad de la COMISIÓN. Ninguna parte de este dibujo puede ser reproducido o modificado por esta forma de impresión, fotocopia, escaneo o cualquier otro medio sin la autorización escrita de la empresa.

UNAC PROYECTOS/PROYECTO TURBINA FETLON DE ZINCH-FRANSON/PLANOS INVENTOR/UNAC-TUP-00-000 escopado/1.m

PRECISION MEDIA	TOLERANCIAS ADMISIBLES PARA MEDIDAS DE LONGITUD EN MECANICA (DIN 7168)												
	más de 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	más de 4000 hasta 8000	más de 8000 hasta 12000	más de 12000 hasta 16000	más de 16000 hasta 20000	
	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	

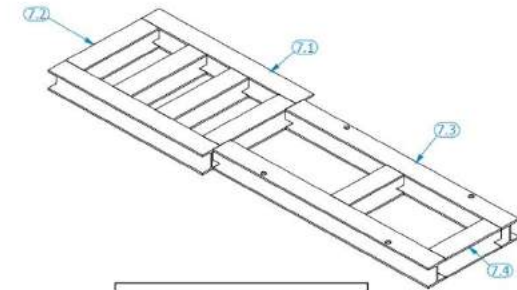
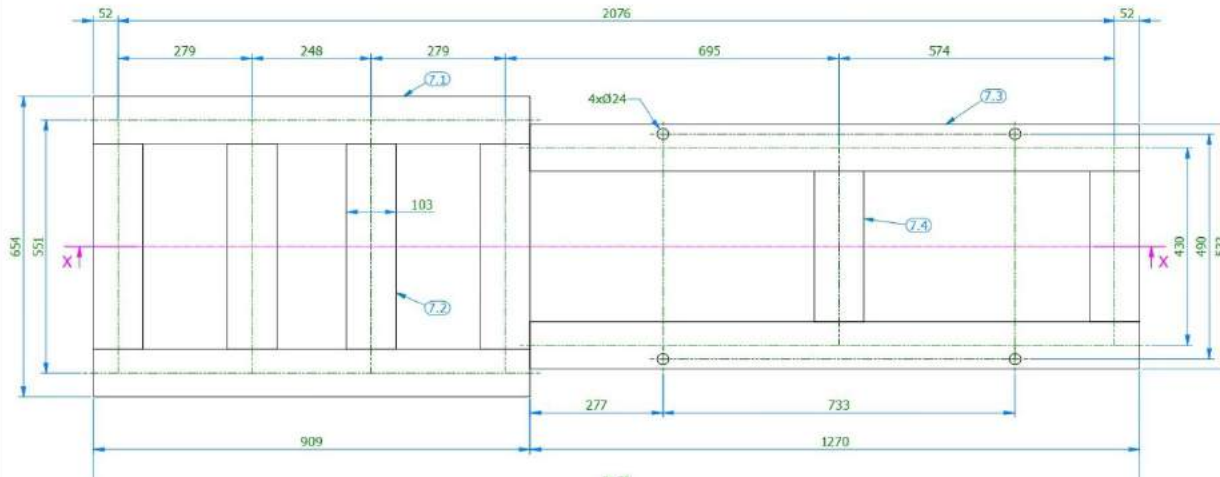
REV.	DESCRIPCION DE REVISION	ELABORANTE	REVISADO	APROBADO	FECHA
01	EMITIDO PARA FABRICACION	E. RODRIGUEZ	A. TAVARA	A. TAVARA	01/04/2020



**DETALLE "1"**  
Escala 1:5  
TÍPICO



**SECCION "X - X"**  
Escala 1:10



MEDIDAS NETAS TOTALES	
<b>PESO NETO TOTAL</b>	<b>135 kg</b>
<b>AREA NETA TOTAL</b>	<b>4.3 m<sup>2</sup></b>
ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS	
- INSPECCION VISUAL AL 100%	
- INSPECCION CON TINTES PENETRANTES AL 100% DE ACUERDO A LA NORMA PT 7-1	
SISTEMA DE PINTURA	
INTERIOR / EXTERIOR	
PREPARACION DE SUPERFICIE : SSPC-SP6 / GRUALLADO COMERCIAL	
PRIMERA CAPA :	PRIMER ZINC INORGANICO
ESPESOR :	3 MILLS
COLOR :	RAL SEGUN EL PROVEEDOR DE PINTURA
ACABADO : EPOXICA CICLOALIFATICA	
ESPESOR :	5 MILLS
COLOR :	RAL 7035 (GR B LUMINOSO)
ESPESOR TOTAL :	8 MILLS

**NOTAS:**

- 1.- Todas las dimensiones en mm S.I.C
- 2.- Para ensamble ver plano de Arreglo General **UNAC-TUP-00-000**.
- 3.- Colocar soldadura de sellado en todos los intersticios para evitar problemas de corrosión.
- 4.- Soldadura AWS E-60XX, E-70XX, salvo indicación contraria; debe cumplir especificaciones de la norma AWS-D1.1/-D1.1M.

LISTA DE MATERIALES PARA UN SUB-ENSAMBLE / EQUIPO							
ELEMENTO	CANT.	PLANO	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO UNID.	PESO TOTAL	OBSERVACIONES
07	1	UNAC-TUP-07-000	SOPORTE DE BOMBA	ASTM A36	135.2	135.2	-----
7.1	2	UNAC-TUP-07-000	W4x13Lbp x 909	ASTM A36	17.6	77.7	-----
7.2	4	UNAC-TUP-07-000	W4x13Lbp x 544	ASTM A36	9.2	81.0	-----
7.3	2	UNAC-TUP-07-000	W4x13Lbp x 1318	ASTM A36	24.9	109.6	-----
7.4	2	UNAC-TUP-07-000	W4x13Lbp x 423	ASTM A36	6.8	30.1	-----

	PROCESO <b>ENSAMBLE HABILITADO</b>	MATERIAL <b>ASTM A36</b>	ACABADO 
	FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y DE ENERGIA UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO		
NUMERO DE PARTE: <b>ITEM 07</b>	CODIGO DE PARTE: <b>UNAC-TUP-07-000</b>	ESCALA:	REEMPLAZO DE:

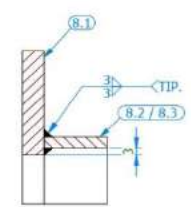
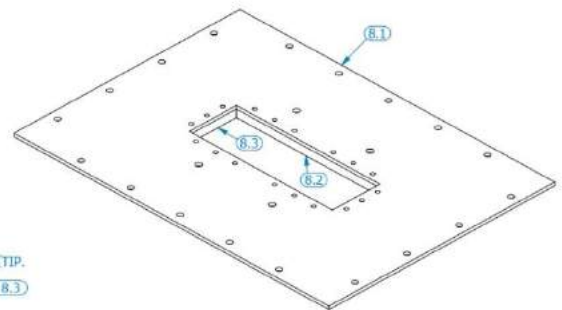
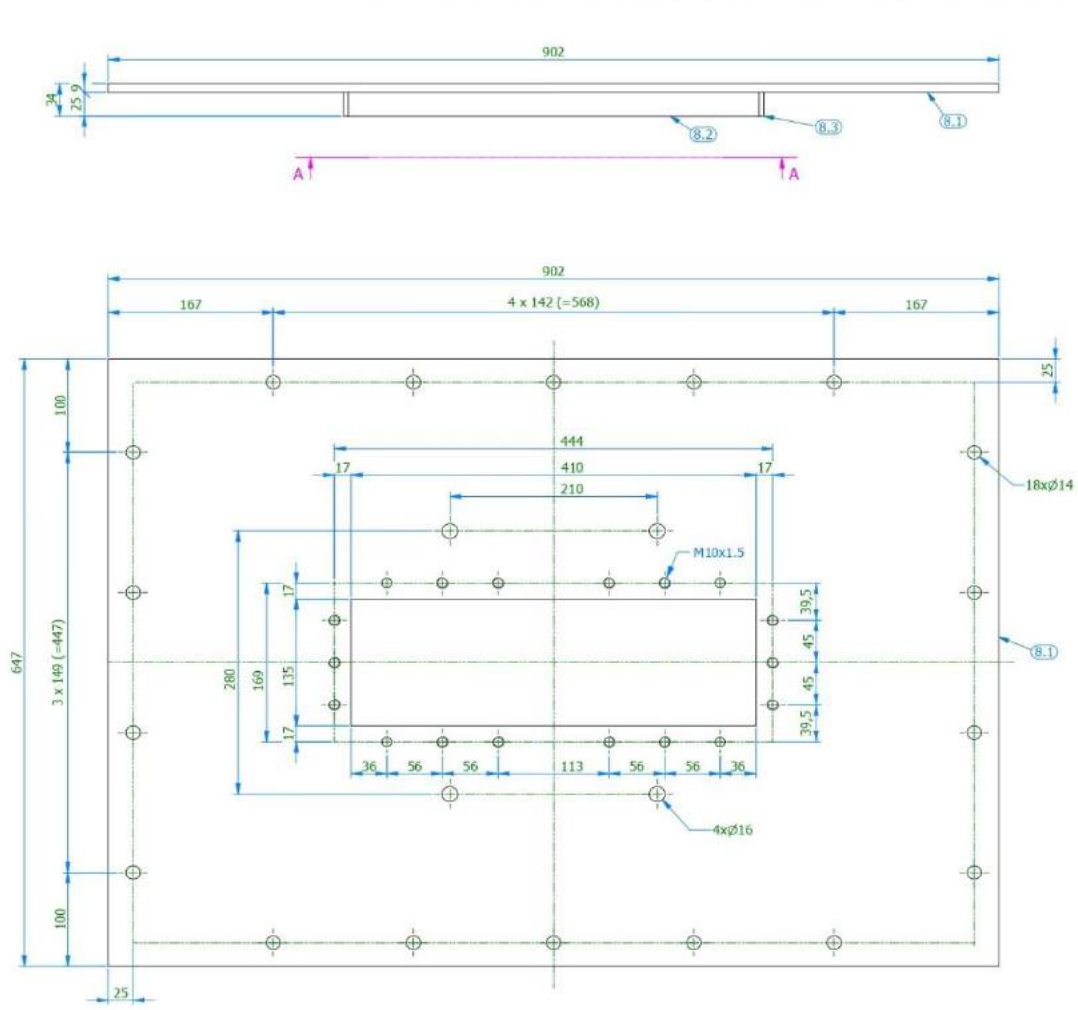


Este dibujo y la información aquí contenida es privada y confidencial y es propiedad de la COMBRÉC. Ninguna parte de este dibujo puede ser reproducido o modificado por otra forma de impresión, PhotoPrint, digitalización o cualquier otro medio sin la autorización escrita de su empresa.

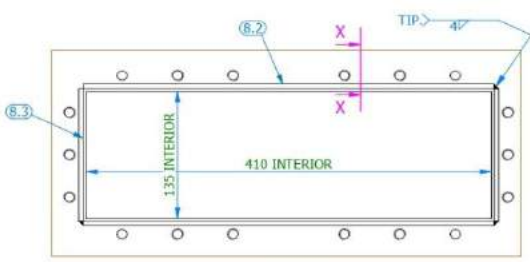
D-102 PROYECTO PROYECTO TURBINA PELTON DE 2 KW4- PLANOS PLANOS INVENTOR: UNAC-TUP-00-000 recuperado.dwg

PRECISION MEDIA	TOLERANCIAS ADMISIBLES PARA MEDIDAS DE LONGITUD EN MECANICA (DIN 7168)											
	más de 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	más de 4000 hasta 8000	más de 8000 hasta 12000	más de 12000 hasta 16000	más de 16000 hasta 20000
	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6

REV.	DESCRIPCION DE REVISION	DIBIJANTE	REVISADO	APROBADO	FECHA
0	EMITIDO PARA FABRICACION	E. Rodriguez	A. Távora	A. Távora	01/04/2020



SECCION "X - X"  
Escala 1:2



VISTA A - A  
Escala 1:5

MEDIDAS NETAS TOTALES	
<b>PESO NETO TOTAL</b>	<b>38.1 kg</b>
<b>AREA NETA TOTAL</b>	<b>1.16 m2</b>
ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS	
- INSPECCION VISUAL AL 100%	
- INSPECCION CON TINTES PENETRANTES AL 100% DE ACUERDO A LA NORMA: PT 703	
SISTEMA DE PINTURA	
INTERIOR / EXTERIOR	
PREPARACION DE SUPERFICIE: BIPC-SP5 / GRANALLADO COMERCIAL	
PRIMERA CAPA: PRIMER ZINC ANORGANICO	
ESPESOR: 3 MILLS	
COLOR: RAL SEGUN EL PROVEEDOR DE PINTURA	
ACABADO: EPÓXICA CICLO ALFATICA	
ESPESOR: 5 MILLS	
COLOR: RAL 9010 (BLANCO PURO)	
ESPESOR TOTAL: 8 MILLS	

- NOTAS:**
- 1.- Todas las dimensiones en mm S.I.C
  - 2.- Para ensamble ver plano de Arreglo General **UNAC-TUP-00-000**.
  - 3.- Colocar soldadura de sellado en todos los intersticios para evitar problemas de corrosión.
  - 4.- Soldadura AWS E-60XX, E-70XX, salvo indicación contraria; debe cumplir especificaciones de la norma AWS-D1.1/-D1.1M.

LISTA DE MATERIALES PARA UN SUB-ENSAMBLE / EQUIPO							
ELEMENTO	CANT.	PLANO	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO UNL.	PESO TOTAL	OBSERVACIONES
08	1	UNAC-TUP-08-000	SOPORTE SUPERIOR	ASTM A36	38.0	38.0	
8.1	1	UNAC-TUP-08-000	PL 9 x 647 x 902	ASTM A36	36.9	36.9	
8.2	2	UNAC-TUP-08-000	PLATINA 3/16" x 1" x 416	ASTM A36	0.4	1.7	
8.3	2	UNAC-TUP-08-000	PLATINA 3/16" x 1" x 140	ASTM A36	0.1	0.6	

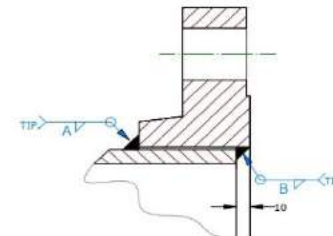
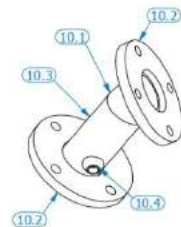
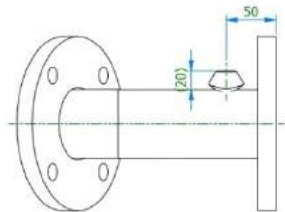
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA**  
 PROCESO: ENSAMBLE / HABILITADO  
 MATERIAL: ASTM A36  
 ACABADO:



Este dibujo y la información aquí contenida es privada y confidencial y es propiedad de la COMARSA.  
Ninguna parte de este dibujo puede ser reproducido o modificado por otra forma de imprimir, fotografía,  
microfilm, o cualquier otro medio de la información sin el consentimiento escrito de la empresa.

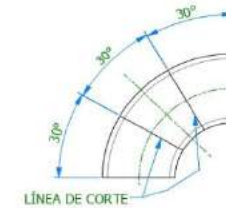
2-002 PROYECTO SUBPROYECTO TURBINA PELTON DE 2 MW - PLANOS PLANOS INVENTARIO UNAC-TUP-00-000 (reemplazado)

PRECISION MEDIDA	TOLERANCIAS ADMISIBLES PARA MEDIDAS DE LONGITUD EN MECANICA (DIN 7168)											REV.	DESCRIPCION DE REVISION EMITIDO PARA FABRICACION	DELEGANTE	REVISADO	Aprobado	FECHA						
	más de hasta	0.5 3	más de hasta	3 6	más de hasta	6 30	más de hasta	30 120	más de hasta	120 400	más de hasta							400 1000	más de hasta	1000 2000	más de hasta	2000 4000	más de hasta
	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	0		E. Rodriguez	A. Távora	A. Távora	01/04/2020					

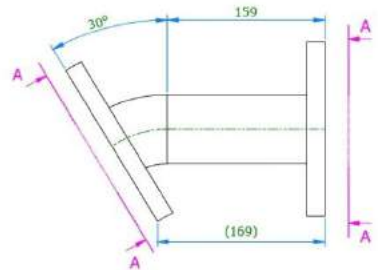


TUBERIA DN (mm) NPS (in)	CATETO EXTERIOR "a"	CATETO INTERIOR "b"
50	2	4
80	3	6
100	4	7
150	6	8
200	8	8
250	10	10
300	12	10
350	14	11

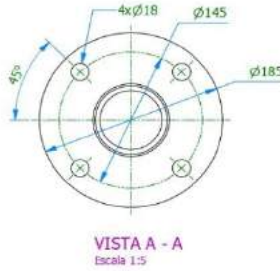
SOLD. TUBO C/BRIDA  
SLIP ON RF



**ITEM 10.1 CODO 30°, Ø2 1/2"**  
Mat. = ASTM 234 WPB  
Habilitar = CODO 90°, Ø2 1/2", SCH40,  
ASME B16.9,  
EXTREMOS BISELADOS,  
RADIO LARGO  
Cant. = 01  
Escala 1:5



**TUBERIA DE CONEXION DE INYECTOR**  
Cant. = 01  
Escala 1:5



**VISTA A - A**  
Escala 1:5

<b>MEDIDAS NETAS TOTALES</b>	
<b>PESO NETO TOTAL</b>	<b>7.8 kg</b>
<b>AREA NETA TOTAL</b>	<b>0.21 m2</b>
<b>ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS</b>	
- INSPECCION VISUAL AL 100%	
- INSPECCION CON TRINTES PENETRANTES AL 100% DE ADIQUERDO A LA NORMA PT 70-3	
<b>SISTEMA DE PINTURA</b>	
EXTERIOR	

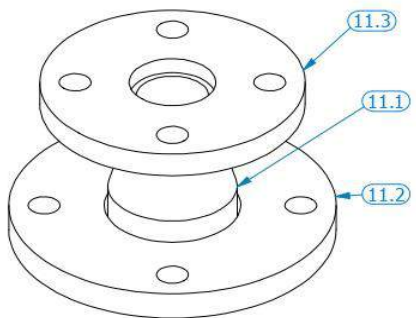
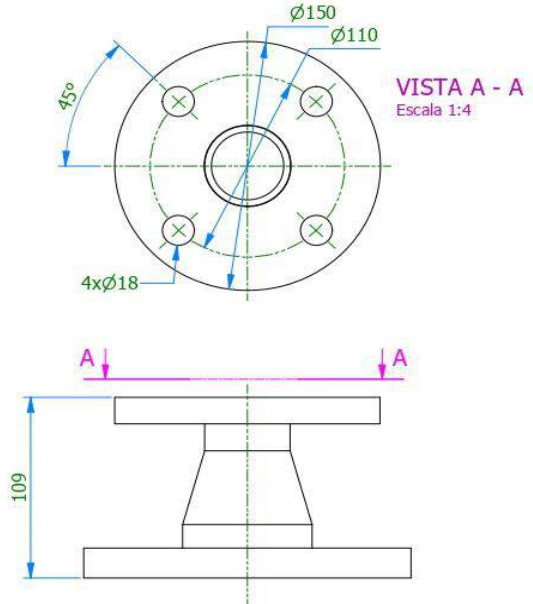
**NOTAS:**  
1.- Todas las dimensiones en mm S.I.C  
2.- Para ensamble ver plano de Arreglo General **UNAC-TUP-00-000**.  
3.- La fabricación debe estar bajo los parámetros de la norma ASME B31.3

LISTA DE MATERIALES PARA UN SUB-ENSAMBLE / EQUIPO							
ELEMENTO	CANT.	PLANO	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO UN.	PESO TOTAL	OBSERVACIONES
10.	1	UNAC-TUP-10-000	TUBERIA DE CONEXION DE INYECTOR	ACERO	7.8	7.8	

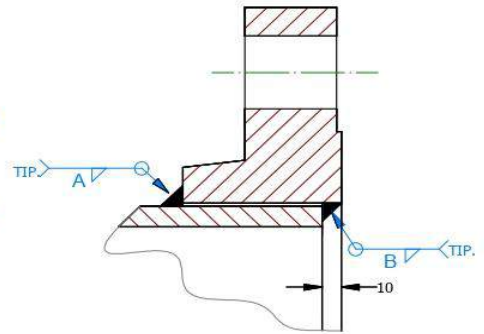
Este dibujo y la información aquí contenida es privada y confidencial y es propiedad de la COMPAÑÍA.  
Ninguna parte de este dibujo puede ser reproducido o modificado por otra forma de imprimir, PhotoPrint,  
microfilm o cualquier otro medio sin la autorización escrita de la empresa.

D:\02 PROYECTOS\PROYECTO TURBINA PELTON DE 2 KW\4.- PLANOS\PLANOS INVENTOR\UNAC-TUP-00-000 recuperado.rdw

PRECISION MEDIA	TOLERANCIAS ADMISIBLES PARA MEDIDAS DE LONGITUD EN MECANICA (DIN 7168)												REV.	DESCRIPCION DE REVISION	DIBUJANTE	REVISADO	APROBADO	FECHA
	más de 0.5 hasta 3	más de 3 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000	más de 4000 hasta 8000	más de 8000 hasta 12000	más de 12000 hasta 16000	más de 16000 hasta 20000						
	± 0.1	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	0	EMITIDO PARA FABRICACION	E. Rodríguez	A. Távora	A. Távora	01/04/2020



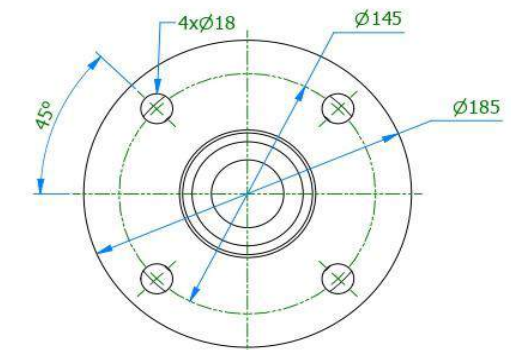
**REDUCCION**  
Cant. = 01  
Escala 1:4



TUBERIA		CATETO EXTERIOR "A"	CATETO INTERIOR "B"
DN (mm)	NPS (in)		
50	2	4	3
80	3	6	5
100	4	7	6
150	6	8	6
200	8	8	6
250	10	10	6
300	12	10	6
350	14	11	6

SOLD. TUBO C/BRIDA  
SLIP ON RF

<b>MEDIDAS NETAS TOTALES</b>	
<b>PESO NETO TOTAL</b>	<b>5.5 kg</b>
<b>AREA NETA TOTAL</b>	<b>0.14 m2</b>
<b>ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS</b>	
- INSPECCION VISUAL AL 100%	
- INSPECCION CON TINTES PENETRANTES AL 100% DE ACUERDO A LA NORMA: PT 70-3	
<b>SISTEMA DE PINTURA</b>	
EXTERIOR	
PREPARACION DE SUPERFICIE : SSPC-SP6 / GRANALLADO COMERCIAL	
PRIMERA CAPA:	PRIMER ZINC INORGANICO
ESPESOR:	3 MILLS
COLOR:	RAL SEGÚN EL PROVEEDOR DE PINTURA
ACABADO :	
EPÓXICA CICLO ALIFATICA	
ESPESOR:	5 MILLS
COLOR:	RAL 90 10 (BLANCO PURO)
ESPESOR TOTAL: 8 MILLS	



**NOTAS:**  
1.- Todas las dimensiones en mm S.I.C  
2.- Para ensamble ver plano de Arreglo General **UNAC-TUP-00-000**.  
3.- La fabricación debe estar bajo los parámetros de la norma ASME B31.3

LISTA DE MATERIALES PARA UN SUB-ENSAMBLE / EQUIPO							
ELEMENTO	CANT.	PLANO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	PESO UNI.	PESO TOTAL	OBSERVACIONES
11	1	UNAC-TUP-11-000	REDUCCION	ACERO	5.5	5.5	-----
11.1	1	UNAC-TUP-11-000	REDUCTOR CONCENTRICO, Ø2 1/2" x 1 1/2", SCH40, ASME B16.9, EXTREMOS BISELADOS	ASTM 234 WPB	0.6	1.3	----
11.2	1	UNAC-TUP-11-000	BRIDA Ø65, DIN 2576, PN10, PLANA, FF	ASTM A105	3.0	3.0	----
11.3	1	UNAC-TUP-11-000	BRIDA Ø40, DIN 2576, PN10, PLANA, FF	ASTM A105	1.9	1.9	----

<b>FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA</b> UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO	<b>PROCESO</b> ENSAMBLE / HABILITADO	<b>MATERIAL</b> ACERO	<b>ACABADO</b> ✓								
	NUMERO DE PARTE: <b>ITEM 11</b> CODIGO DE PARTE: <b>UNAC-TUP-11-000</b>	<b>ESCALA:</b> Ind.	<b>REEMPLAZO DE:</b> -----								
<b>COMPONENTE:</b> REDUCCION	<b>EQUIPO:</b> UNIDAD DE INSTRUCCION DE TURBINA PELTON DE 2 KW	<b>PROYECCION</b> 	<table border="1"> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FECHA</th> </tr> <tr> <td>E. Rodríguez</td> <td>01/04/2020</td> </tr> <tr> <td>A. Távora</td> <td>01/04/2020</td> </tr> <tr> <td>A. Távora</td> <td>01/04/2020</td> </tr> </table>	NOMBRE	FECHA	E. Rodríguez	01/04/2020	A. Távora	01/04/2020	A. Távora	01/04/2020
NOMBRE	FECHA										
E. Rodríguez	01/04/2020										
A. Távora	01/04/2020										
A. Távora	01/04/2020										
<b>TIPO DE PLANO:</b> SUBENSAMBLE / DESPIECE	<b>CLIENTE:</b> UNAC - FIME	<b>PLANO:</b> UNAC-TUP-11-000	<table border="1"> <tr> <th>REVISION</th> <th>FORNIDO</th> </tr> <tr> <td>0</td> <td>A4</td> </tr> </table>	REVISION	FORNIDO	0	A4				
REVISION	FORNIDO										
0	A4										

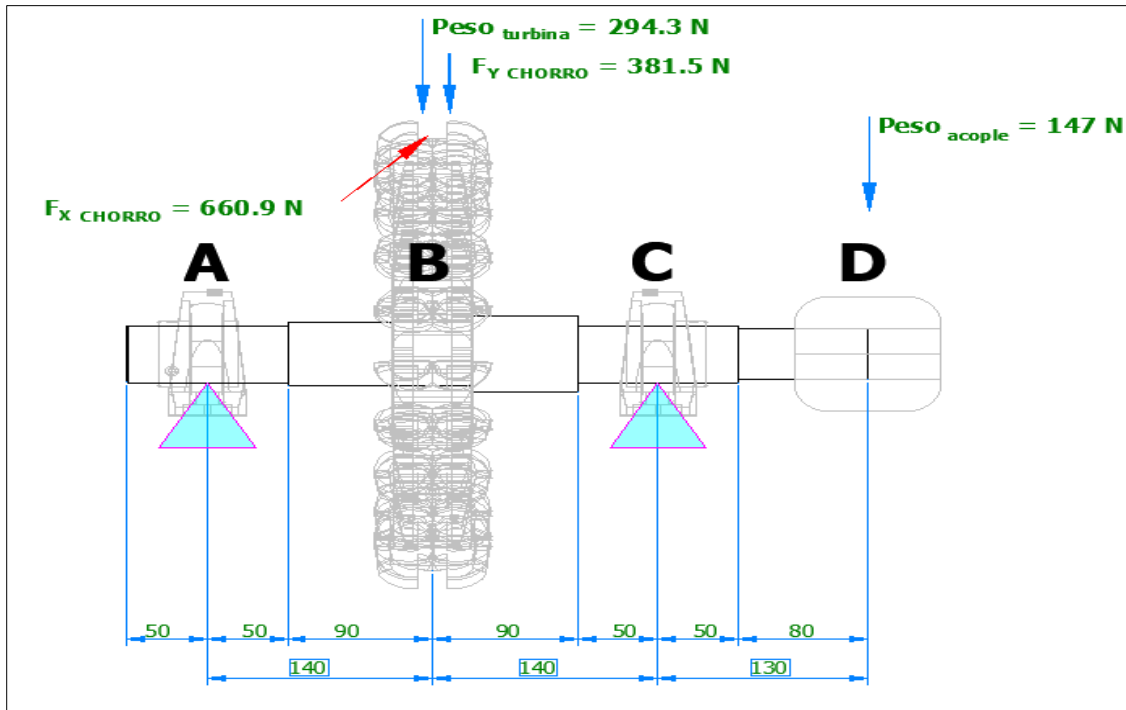
## ANEXO N° 4

### RESUMEN DE CÁLCULOS MECÁNICOS

#### DIAGRAMA DE CARGAS

##### ANEXO 4.1

#### DIAGRAMA DE CARGAS



Fuente: Elaboración Propia

#### CÁLCULO DE LAS FUERZAS DEL CHORRO

$$F_{x \text{ chorro del agua trasladada al árbol}} = F(\sin \alpha + \cos \alpha) * F_s$$

$$F_{y \text{ Chorro del agua trasladada al árbol}} = F(\cos \alpha - \sin \alpha) * F_s$$

Reemplazando la carga ejercida por el chorro en la fórmula obtenemos:

$$F_{x \text{ chorro del agua trasladada al árbol}} = 44 \times (\sin 15^\circ + \cos 15^\circ) \times 1.25$$

$$F_{x \text{ chorro del agua trasladada al árbol}} = 67.4 \text{ Kg} = 660.9 \text{ N}$$

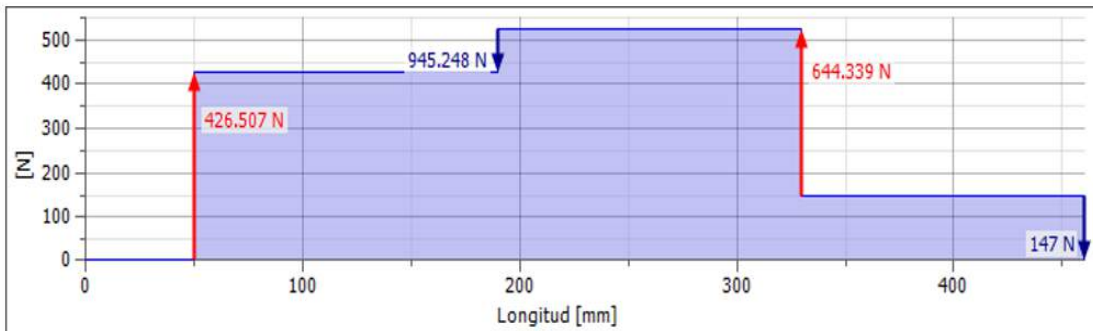
$$F_{y \text{ Chorro del agua trasladada al árbol}} = 44 \times (\cos 15^\circ - \sin 15^\circ) \times 1.25$$

$$F_{y \text{ Chorro del agua trasladada al árbol}} = 38.9 \text{ Kg} = 381.5 \text{ N}$$

## DIAGRAMA DE FUERZA DE CORTE

### ANEXO 4.2

## DIAGRAMA DE FUERZA DE CORTE

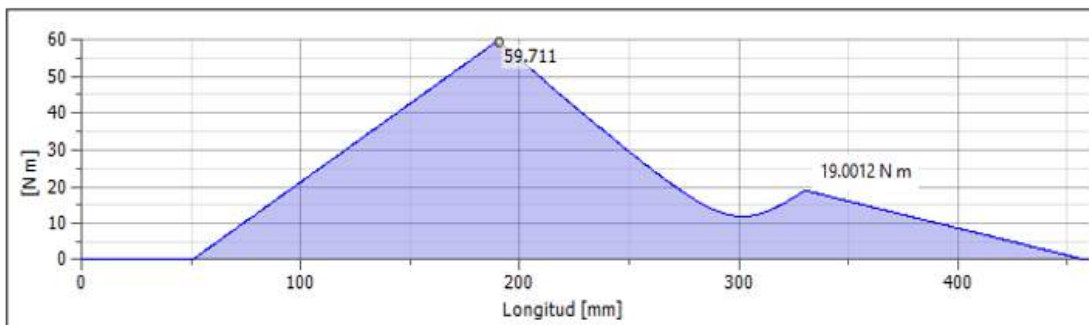


Fuente: Elaboración Propia

## DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR

### ANEXO N°4.3

## DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR



Fuente: Elaboración Propia

## CÁLCULO VELOCIDAD ANGULAR

$$\omega = \frac{\pi N}{30} = \frac{900\pi}{30}$$

$$\omega = 94.2 \text{ Rad/s}$$

## CÁLCULO DEL TORQUE EN EL ÁRBOL

Por condiciones de diseño  $P_t = 2.98 \text{ Kw}$

$$T_{\text{MÁX}} = \frac{974 \times P_t}{N} = \frac{974 \times 2.98}{900}$$

$$T_{\text{MÁX}} = 3.23 \text{ Kgfm} = 31.68 \text{ Nm} = 0.032 \text{ KNm}$$

## CALCULO DEL ÁRBOL POR RESISTENCIA

### ESFUERZO ADMISIBLE

$$S_{sd} = 0.30S_y = 0.30 \times 216 = 64.8 \text{ Mpa}$$

$$S_{sd} = 0.18S_u = 0.18 \times 490 = 88.2 \text{ Mpa}$$

Se tomará el menor valor por lo que:

$$S_{sd} = 64.8 \text{MPa (Válido para el punto C)}$$

Para un árbol con canal chavetero (válido para el punto B).

$$S_{sd} = 0.75 \times 64.8 = 48.6 \text{ Mpa}$$

### CALCULO TENTATIVO DEL DIÁMETRO DEL ÁRBOL EN B (PUNTO CRÍTICO):

De acuerdo a la Tabla N° 4.3

$$K_m=2$$

$$K_t=1.5$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(S_{sd})} \sqrt{(K_m M_B)^2 + (K_t T)^2}}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(48600)} \sqrt{(2 \times 0.0597)^2 + (1.5 \times 0.031)^2}}$$

$$d_{B \text{ por resistencia}} = 0.024 \text{m} = 24 \text{mm}$$

### CALCULO TENTATIVO DEL ÁRBOL EN C (PUNTO CRÍTICO):

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(S_{sd})} \sqrt{(K_m M_C)^2 + (K_t T)^2}}$$

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi(64800)} \sqrt{(2 \times 0.019)^2 + (1.5 \times 0.031)^2}}$$

$$d_{c \text{ por resistencia}} = 0.017m = 17mm$$

## CALCULO DEL ÁRBOL POR DEFORMACIÓN

Por deflexión

$$d_{\text{por deflexión}} = \sqrt[4]{\frac{64I_{\text{mínimo}}}{\pi}}$$

Por deformación torsional

$$d_{B \text{ por def.torsional}} = \sqrt[4]{\frac{32J_{\text{mínimo}}}{\pi}}$$

Donde:

d : diámetro del árbol de transmisión.

I : Momento de inercia.

J : Momento torsional.

Para casos generales:

$y_{\text{máxima}} = 0.08$  a  $0.16mm$  por cada m de longitud entre apoyos

$y_{\text{máxima}} = 0.1 \times 0.28 = 0.028mm$

Así mismo para árboles que portan engranajes:

$$y_{\text{maxima}} = \frac{3,2}{\text{ancho del engranaje en mm}}$$



$$y_{maxima} = \frac{3,2}{50} = 0,064 \text{ mm}$$

Se tomará el menor valor:

$$y_{m\acute{a}xima} = y_{B \text{ m\acute{a}xima}} = 0.028 \text{ mm}$$

Por lo tanto

$$y_{B \text{ m\acute{a}xima}} = \frac{WL^3}{48EI} + \frac{Pax(L^2 - x^2)}{6EIL}$$

Para  $x = L/2$  se tiene:

$$y_{B \text{ m\acute{a}xima}} = \frac{L^2(WL + 3Pa)}{48EI} \rightarrow I_{m\acute{in}imo} = \frac{L^2(WL + 3Pa)}{48E y_{B \text{ m\acute{a}xima}}}$$

El c\`alculo de la carga radial (W) se realiz\`o la siguiente ecuaci\`on:

$$W = \sqrt{(F_{X \text{ chorro}})^2 + (Peso_{turbina} + F_{Y \text{ chorro}})^2}$$

$$W = \sqrt{(660.9)^2 + (294.3 + 381.5)^2} = 945.2 \text{ N} = 0.95 \text{ kN}$$

Reemplazando, donde  $P=0.147 \text{ kN}$ ,  $a=0.130 \text{ m}$ ,  $L=0.28 \text{ m}$ .

$$I_{m\acute{in}imo} = \frac{0.28^2(0.95 \times 0.28 + 3 \times 0.147 \times 0.13)}{48(187.5 \times 10^6)(28 \times 10^{-6})} = 1 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Por tanto, el di\`ametro m\`inimo requerido por deflexi\`on m\`axima es:

$$d_{B \text{ por deflexi\`on}} = \sqrt[4]{\frac{64 \times 1 \times 10^{-7}}{\pi}} = 0.0378 \text{ m} = \mathbf{38 \text{ mm}}$$

Analizando por deformación torsional de acuerdo a la ecuación

Ángulo de torsión para árboles sometidos a cargas variables:

$$\Theta_{\text{máximo}} \leq 15 \text{ min (sexagesimales) / m} = 4.4 \times 10^{-3} \text{ Rad/m}$$

Longitud de árbol sometido a torsión:

$$L_{\text{torsión}} = L/2 + a = 0.28/2 + 0.13 = 0.27\text{m}$$

Momento de inercia polar requerido:

$$J_{\text{mínimo}} = \frac{TL}{G\Theta_{\text{máximo}}} = \frac{0.031 \times 10^3 \times 0.27}{70.3 \times 10^9 \times 4.4 \times 10^{-3}} = 2.71 \times 10^{-8} \text{ mm}^4$$

Por tanto, el diámetro mínimo requerido por deformación torsional máxima es:

$$d_{B \text{ por def.torsional}} = \sqrt[4]{\frac{32 \times 2.71 \times 10^{-8}}{\pi}} = 0.0229\text{m} = \mathbf{23\text{mm}}$$

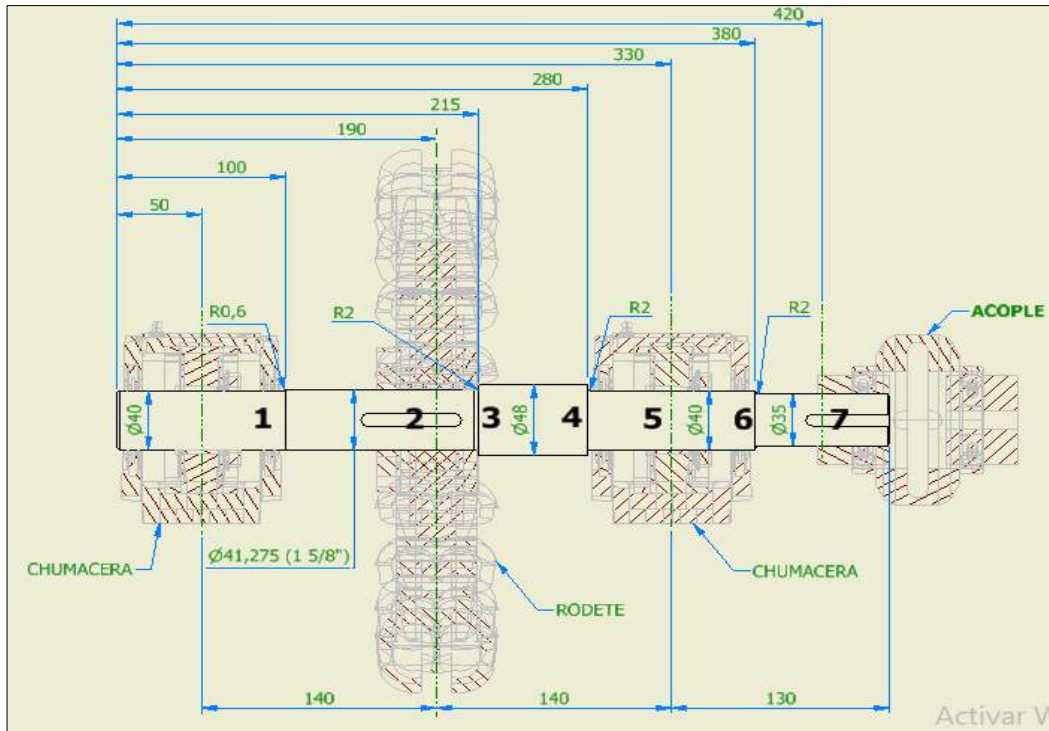
En conclusión, la condición que resulta ser la más desfavorable se presenta por deflexión lateral en el punto B que requiere un diámetro mínimo de 38 mm por lo cual escogeremos 40 mm como diámetro para ese sector. Este a su vez será el mínimo diámetro para el punto C. Estos valores se deberán verificar por fatiga como se verá más adelante.

### Calculo del árbol por resistencia a la fatiga

De acuerdo a Hori (2014) en su libro Diseño de Elemento de Máquinas, basado en la norma ASME B106.1M, las secciones que presentan variaciones de diámetros, canales chaveteros y otros que produzcan concentración de esfuerzos y/o mayores momentos flectores se deben analizar por resistencia a la fatiga. A continuación, procedemos a analizar dichas secciones resultantes del árbol propuesto.

#### ANEXO 4.4

#### DIAGRAMA DE PUNTOS DE SECCIÓN DE LOS MOMENTOS FLECTORES

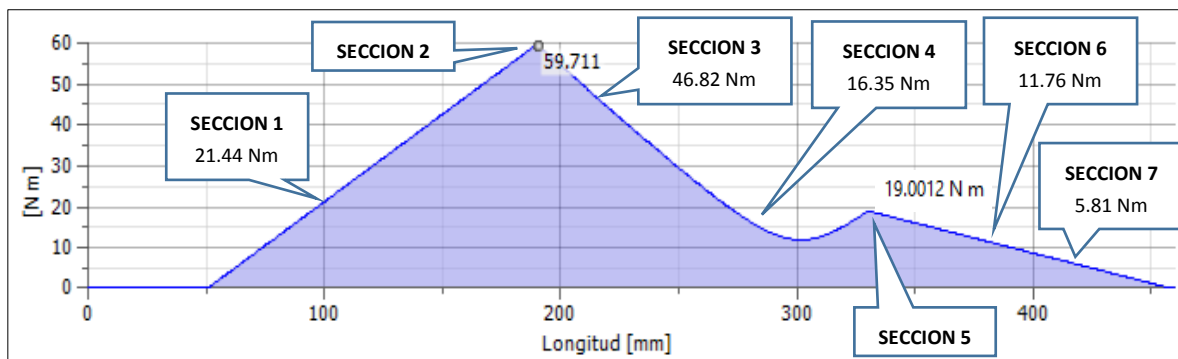


Fuente: Elaboración propia

Del diagrama se procede a realizar el análisis de los momentos flectores en las secciones mencionadas como se observa en la siguiente figura.

#### ANEXO 4.5

#### MOMENTOS FLECTORES DE LAS SECCIONES



Fuente: Elaboración propia

Los esfuerzos axiales y de corte por torsión son constantes y el esfuerzo producido por la flexión es del tipo completamente reversible, debido a esto, el esfuerzo axial y de torsión serán considerados esfuerzos medios y el de flexión viene a ser amplitud del esfuerzo. En la siguiente tabla se aprecian los mencionados esfuerzos de las secciones:

#### ANEXO 4.6 ESFUERZO DE LAS SECCIONES

SECCION	d	Fa	M	T	$\sigma_{Am} = \frac{4Fa \times 10^6}{\pi d^2}$	$\sigma_{fa} = \frac{32M \times 10^6}{\pi d^3}$	$\tau_{tm} = \frac{16T \times 10^6}{\pi d^3}$
	mm	kN	kN.m	kN.m	Esfuerzo axial Mpa	Esfuerzo de flexión Mpa	Esfuerzo de corte por torsión Mpa
1	40	0	0.02144	0.032	0	3.41	2.55
2	41.275	0	0.05971	0.032	0	8.65	2.32
3	41.275	0	0.04682	0.032	0	6.78	2.32
4	40	0	0.01635	0.032	0	2.60	2.55
5	40	0	0.01900	0.032	0	3.02	2.55
6	35	0	0.01176	0.032	0	2.79	3.80
7	35	0	0.00581	0.032	0	1.38	3.80

Fuente: Elaboración propia

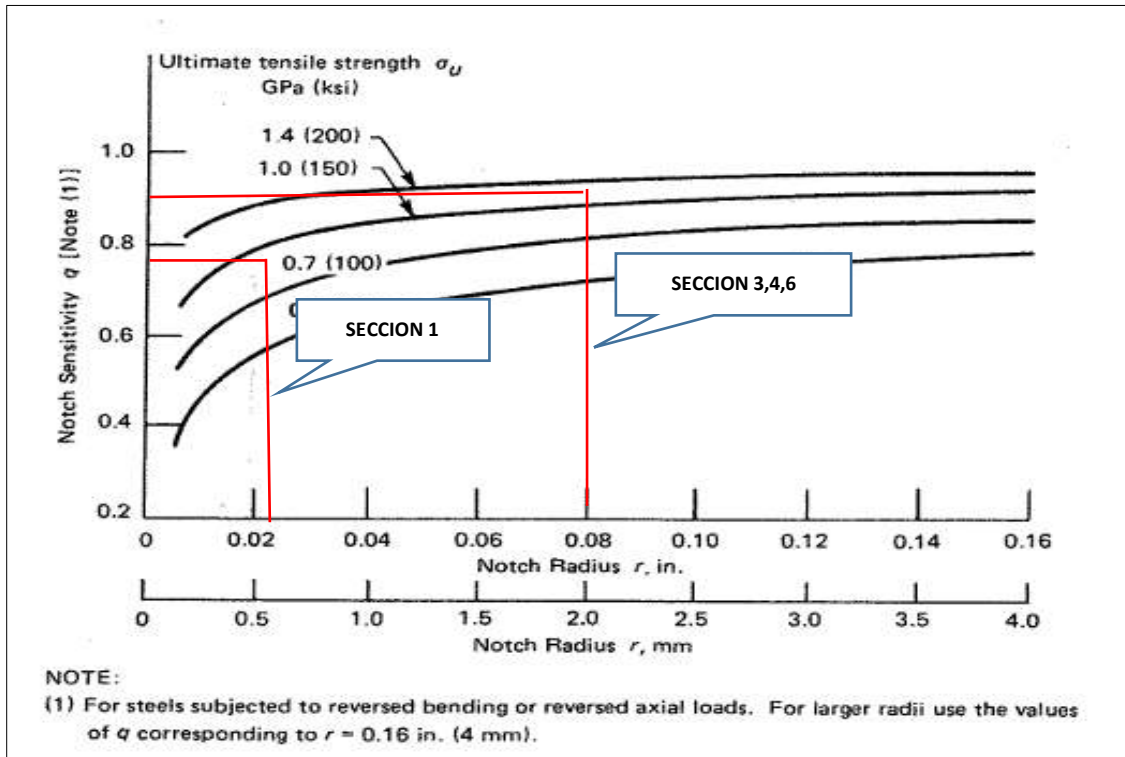
#### ANEXO 4.7 FACTORES DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS

SECCION	POR CAMBIO DE DIAMETRO								CANAL CHAVETERO	KFR
	D mm	d mm	r mm	D/d	r/d	Kt	q	Donde: Kf1 = 1 + q(Kt-1)	Kf2	Donde: KFR = 0.5Kf2(Kf1+1) para Kf2 > Kf1
1	41.275	40	0.6	1.032	0.015	1.88	0.6	1.53		<b>1.53</b>
2									2	<b>2.00</b>
3	48	41.275	2	1.163	0.048	1.95	0.72	1.68	2	<b>2.68</b>
4	48	40	2	1.2	0.050	2	0.72	1.72		<b>1.72</b>
5										<b>1.00</b>
6	40	35	2	1.143	0.057	1.8	0.72	1.58		<b>1.58</b>
7									2	<b>2.00</b>

Fuente: Elaboración propia

Para la selección del valor del factor de sensibilidad se utilizaron las tablas del ASME B106.1M-1985<sup>5</sup>, en el ítem 1.2, el  $S_U=490\text{MPa}= 71 \text{ ksi}$ .

#### ANEXO 4.8 FACTOR DE SENSIBILIDAD



Fuente: Sines y Waisman. Fatiga del metal.

Para el valor de  $K_t$  de un árbol de sección circular sometido a carga de momento flector, también utilizamos los valores de las tablas del ASME B106.1M-1985<sup>5</sup>.

Cálculo de los esfuerzos equivalentes

Se utilizará el criterio de la máxima energía de distorsión:

**ANEXO 4.9**  
**ESFUERZOS EQUIVALENTES**

SECCION	$\sigma_{xm} = \sigma_{Am}$ Mpa	$\tau_{xym} = \tau_{tm}$ Mpa	$\sigma_{xa} = K_{FR}\sigma_{fa}$ Mpa	$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2}$ Mpa	$\sigma_a = \sigma_{xa}$ Mpa
1	0	2.55	5.21	<b>4.411</b>	<b>5.21</b>
2	0	2.32	17.30	<b>4.014</b>	<b>17.30</b>
3	0	2.32	18.20	<b>4.014</b>	<b>18.20</b>
4	0	2.55	4.48	<b>4.411</b>	<b>4.48</b>
5	0	2.55	3.02	<b>4.411</b>	<b>3.02</b>
6	0	3.80	4.40	<b>6.584</b>	<b>4.40</b>
7	0	3.80	2.76	<b>6.584</b>	<b>2.76</b>

Fuente: Elaboración propia

**Cálculo del límite de fatiga**

Se considerará un árbol con superficie rectificada y con una confiabilidad del 99%. El límite de fatiga corregido es el siguiente:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e^1$$

Donde:

$S_e$  : Limite de fatiga corregido.

$K_a$  : Factor por acabado superficial = 0.9, de acuerdo tabla a la norma ASME B106.1M

$K_b$  : Factor de tamaño = 0.9, de acuerdo tabla a la norma ASME B106.1M

$K_c$ : Factor de confiabilidad = 0.814, de acuerdo tabla a la norma ASME B106.1M

$K_d$  : Factor de temperatura = 1, de acuerdo tabla a la norma ASME B106.1M, al estar a temperatura ambiente.

$K_e$  : Factor de efectos varios = 1, de acuerdo tabla a la norma ASME B106.1M, al no haber efectos externos críticos.

$S_u$  : Esfuerzo ultimo de tracción = 490 MPa = 71 ksi

$S_e^1$  : Límite de fatiga de probeta,

$$S_e^1 = 0.5S_u = 0.5(490) = 245\text{MPa}$$

Reemplazando se obtiene el límite de fatiga corregido:

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e^1 = (0.9)(0.9)(0.814)(1)(1)(245) = 162\text{Mpa.}$$

**ANEXO N°5**  
**ESTRUCTURA DE COSTO DE FABRICACIÓN**

<b>ITEM</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>PRECIO (S/)</b>
DISEÑO E INGENIERÍA DE DETALLE	GLOBAL	S/ 3500.00
BOMBA (PEDROLLO)	UNIDAD	S/ 300.00
PLC	UNIDAD	S/ 600.00
PROGRAMACIÓN DE PLC	GLOBAL	S/ 500.00
TURBINA PELTON	GLOBAL	S/ 5000.00
CONSTRUCCIÓN DE ARBOL DE TRASMISIÓN	GLOBAL	S/ 2300.00
CONSTRUCCIÓN DE INYECTOR	GLOBAL	S/ 850.00
CHAVETAS	GLOBAL	S/ 550.00
BUJES	GLOBAL	S/ 350.00
ACOPLES	GLOBAL	S/800.00
ACCESORIOS Y TUBERIAS	GLOBAL	S/520.00
MEDIDOR DE CAUDAL	UNIDAD	S/ 3000.00
TABLERO DE FUERZA	UNIDAD	S/ 1200.00
TABLERO DE CONTROL	UNIDAD	S/ 1500.00
INSTALACIÓN Y MONTAJE DE EQUIPOS Y ACCESORIOS	GLOBAL	S/ 1500.00
COMISIONAMIENTO	GLOBAL	S/ 1000.00
<b>SUBTOTAL(S)</b>		S/ 23470.00
<b>IGV (18%)</b>		S/ 4224.60
<b>TOTAL(S)</b>		S/ 27694.60

Fuente: Elaboración propia



## ANEXO N°6

### PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO Y CORRECTIVO

#### MANTENIMIENTO PREVENTIVO

#### INSPECCIONES DIARIAS

Estas inspecciones son no invasivas, basada en inspecciones visuales, limpiezas superficiales, ajustes manuales, medida de velocidades y temperaturas.

#### ANEXO 6.1

#### FICHA DE INSPECCIÓN GENERAL DIARIA

INSPECCIÓN GENERAL		
RESPONSABLE:	FECHA:	
EQUIPO	DESCRIPCIÓN	RESULTADOS
BOMBA	INSPECCIÓN VISUAL DE CONEXIONES ELÉCTRICAS	
	TEMPERATURA DEL MOTOR	
	MEDIDA DE NIVEL DE VIBRACIONES Y RUIDOS	
TANQUE DE AGUA	NIVEL ÓPTIMO DE AGUA EN EL TANQUE	
	INSPECCIÓN VISUAL DE LA ESTRUCTURA DEL TANQUE	
	INSPECCIÓN VISUAL DE VÁLVULA DE ESCAPE DEL TANQUE	
ÁRBOL DE TRASMISIÓN	INSPECCIÓN VISUAL DEL DESGASTE DE CHAVETAS	
	INSPECCIÓN VISUAL DEL DESGASTE DE ACOPLEROS	
	INSPECCIÓN VISUAL DEL DESGASTE DE BUJES	
PLC	DESCARTE DE ERRORES DE PROGRAMACIÓN	
	VERIFICACIÓN EL ENCENDIDO Y APAGADO	

Fuente: Elaboración propia

## INPECCIONES MENSUALES

En el plan de mantenimiento mensual se considera los trabajos de inspección invasivos, se harán inspecciones más rigurosas para detectar posibles fallas en componentes y accesorios.

### ANEXO 6.2

#### FICHA DE INSPECCIÓN MENSUAL

INSPECCIÓN MENSUAL		
RESPONSABLE:	FECHA:	
EQUIPO	DESCRIPCIÓN	RESULTADOS
BOMBA	INSPECCIÓN VISUAL DE MEDIDOR DE CAUDAL A LA ENTRADA DE LA BOMBA	
	INSPECCIÓN VISUAL DE FILTROS	
	MEDIDA DE ESTANQUEIDAD	
TANQUE DE AGUA	LIMPIEZA MECÁNICA DEL TANQUE	
	REVISIÓN DE RECUBRIMIENTOS	
	REVISIÓN DE LA ESTABILIDAD DE LA ESTRUCTURA DEL TANQUE	
ÁRBOL DE TRASMISIÓN	ALINEAMIENTO DEL ÁRBOL DE TRASMISIÓN	
	CAMBIO DE ACEITE DE ACOPLES	
	REEMPLAZO DE COMPONENTES DE BUJES	
PLC	REPROGRAMACIÓN DEL PLC	
	VERIFICACIÓN DE LA CORRIDA DEL PROGRAMA	

Fuente: Elaboración propia

## MANTENIMIENTO CORRECTIVO

Durante las inspecciones de mantenimiento correctivo programadas y no programadas, se busca el reemplazo de accesorios, la detección de fallas y posibles mejoras en el funcionamiento del equipo.

### ANEXO 6.3

#### FICHA DE INSPECCIÓN DE MANTENIMIENTO CORRECTIVO PROGRAMADO

<b>INSPECCIÓN MANTENIMIENTO CORRECTIVO PROGRAMADO</b>		
RESPONSABLE:	FECHA:	
<b>EQUIPO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>RESULTADOS</b>
BOMBA	REEMPLAZO DE MANÓMETRO DE MEDICIÓN	
	REEMPLAZO DE FILTROS	
	REEMPLAZO DE COMPONENTES DEL CAUDALÍMETRO	
TANQUE DE AGUA	MEDICIÓN DEL ESPESOR	
	REFORZAR RECUBRIMIENTO ANTICORROSIVO	
	ENSAYOS DE RESISTENCIA DE LA ESTRUCTURA	
ÁRBOL DE TRASMISIÓN	ALINEAMIENTO DEL ÁRBOL DE TRASMISIÓN	
	REEMPLAZO DE ACOPLES	
	REEMPLAZO DE BUJES	
PLC	REEMPLAZO DEL PLC	
	MEDICIÓN DEL ERROR EN LAS MEDIDAS	

Fuente: Elaboración propia

## ANEXO N° 7

### Resumen de la simulación de demanda variable para realizar ensayos de laboratorio y guías de laboratorio

De acuerdo a lo expuesto en el ítem 4.6.8, en donde se establecieron las ecuaciones de la potencia, torque y eficiencia en función del régimen de velocidad, esto derivado de la fuerza en el chorro hidráulico que hace girar al rodete a una velocidad tangencial (U), teniendo en cuenta que esta fuerza será máxima cuando "U" es igual a cero, lo cual ocurre en un principio cuando el rodete se encuentra quieto, por otro lado la fuerza será mínima cuando el rodete llegue a su punto de enbalamiento, la cual se encuentra cuando la velocidad tangencial (U) tiende a alcanzar a la velocidad del chorro, de acuerdo a lo mencionado podemos realizar las curvas características para visualizar el comportamiento de las turbinas Pelton.

Por lo tanto, el régimen mínimo será cuando  $N = 0$  RPM.

Así mismo el régimen máximo será cuando la velocidad tangencial (U) tienda a la velocidad del chorro ( $C_i$ ), por lo que:

$$U = C_i = \pi * D * N_{\text{maximo}} / 60$$

Entonces

$$N_{\text{maximo}} = C_i * 60 / \pi * D$$

$$N_{\text{maximo}} = \frac{30,38 * 60}{\pi * 0,306} = 1896 \text{ Rpm}$$

Tomando las ecuaciones de el ítem 4.6.8

- Potencia al eje

$$P_{\text{eje}} = \rho * Q * \left( C_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * (1 + K_m * \cos \beta_1) * \frac{\pi * D * N}{60} \dots\dots(5.3)$$

- Torque

$$T = \rho * Q * \left( C_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * (1 + K_m * \cos \beta_1) * \frac{D}{2}$$

- Eficiencia

$$\eta = \frac{\left( C_i - \frac{\pi * D * N}{60} \right) * (1 + K_m * \cos \beta_1) * \frac{\pi * D * N}{60}}{g * H}$$

De acuerdo a los cálculos obtenidos anteriormente tenemos los siguientes resultados.

### ANEXO 7.1

#### POTENCIA, TORQUE Y EFICIENCIA A RÉGIMEN VARIABLE

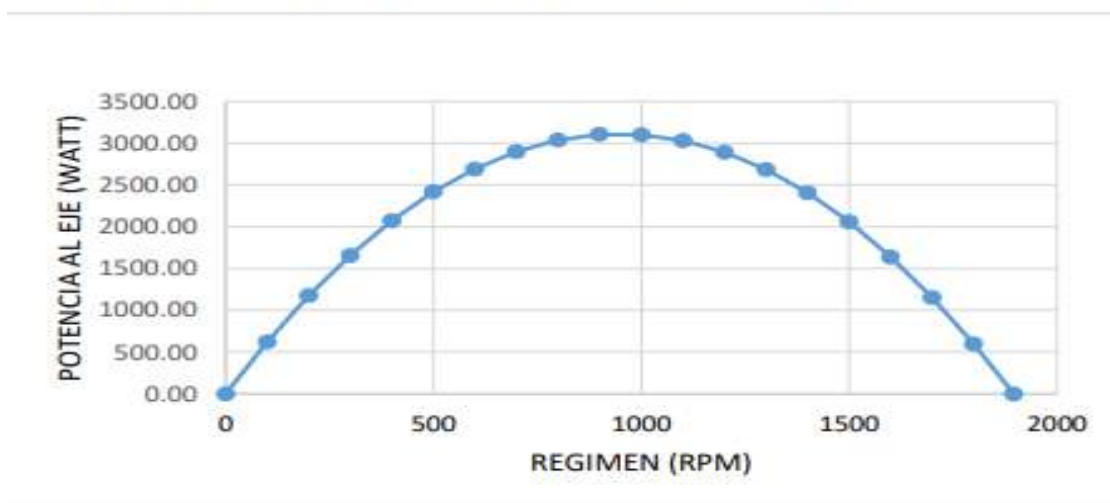
Item	Q (m <sup>3</sup> /s)	H (m)	C <sub>i</sub> (m/s)	D (m)	K <sub>m</sub>	B <sub>1</sub>	N (RPM)	P <sub>eje</sub> (Watt)	T (Nm)	η
1	0,00715	50	30,38	0,306	0,9	10°	0	0.00	62.69	0.00%
2							100	621.87	59.38	17.73%
3							200	1174.50	56.08	33.49%
4							300	1657.88	52.77	47.27%
5							400	2072.01	49.47	59.08%
6							500	2416.90	46.16	68.91%
7							600	2692.54	42.85	76.77%
8							700	2898.94	39.55	82.66%
9							800	3036.09	36.24	86.57%
10							900	3103.99	32.93	88.51%
11							1000	3102.65	29.63	88.47%
12							1100	3032.07	26.32	86.46%
13							1200	2892.24	23.02	82.47%
14							1300	2683.16	19.71	76.51%
15							1400	2404.83	16.40	68.57%
16							1500	2057.27	13.10	58.66%
17							1600	1640.45	9.79	46.78%
18							1700	1154.39	6.48	32.92%
19							1800	599.08	3.18	17.08%
20							1896	0.00	0.00	0.00%

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a la tabla ANEXO 7.1 podemos graficar las curvas características que nos permitirá ver cómo se comporta la potencia, el torque y la eficiencia en una turbina pelton ante un cambio de régimen.

## ANEXO 7.2

### CURVA CARACTERÍSTICA DE LA POTENCIA Vs EL RÉGIMEN

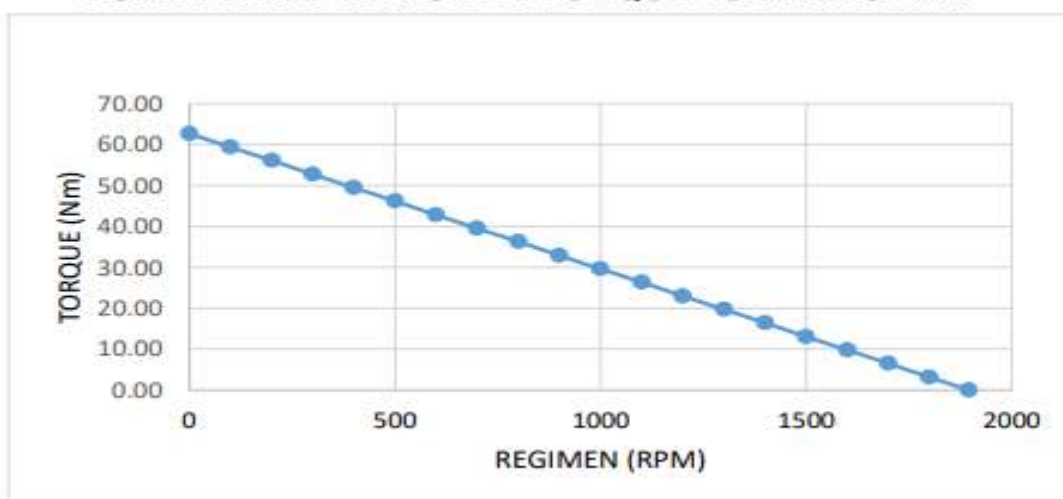


Fuente: Elaboración propia

Del ANEXO 7.2 Podemos observar que para un caudal constante la potencia de la turbina es mínima cuando la velocidad del rodete se acerca a la velocidad de embalamiento o cuando esta es cero, así mismo podemos observar que es máxima cuando la velocidad del rodete se acerca a la mitad de la velocidad de embalamiento y por ende a la mitad de la velocidad del chorro, de acuerdo a Jara (1998) indica que la velocidad óptima está comprendida entre 0,41 y 0,5 de la velocidad del chorro.

## ANEXO 7.3

### CURVA CARACTERÍSTICA TORQUE Vs EL RÉGIMEN

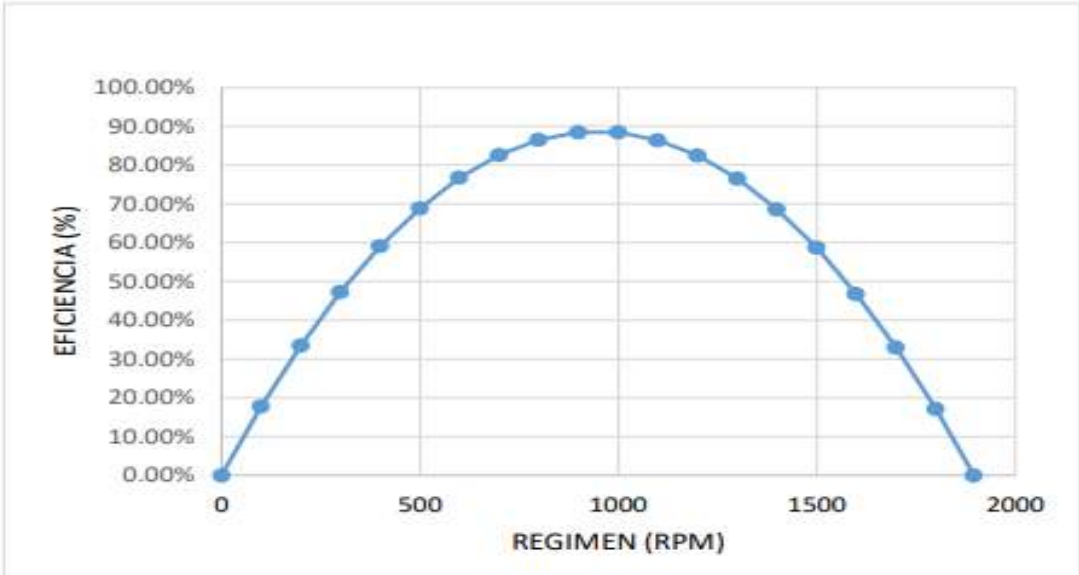


Fuente: Elaboración propia

Del ANEXO 7.3 podemos observar que, para un caudal constante, el torque de la turbina Pelton se comporta como una línea recta, en donde es mínima cuando la velocidad del rodete se acerca a la velocidad de embalamiento y es máxima cuando la velocidad del rodete es cero.

**ANEXO 7.4**

**CURVA CARACTERÍSTICA EFICIENCIA Vs EL RÉGIMEN**



Fuente: Elaboración propia

De la CURVA CARACTERÍSTICA EFICIENCIA Vs EL RÉGIMEN, podemos observar que para un caudal constante la eficiencia de la turbina se comporta como una curva cuadrática invertida, siendo mínima cuando la velocidad del rodete se acerca a la velocidad de embalamiento o cuando esta es cero, así mismo podemos observar que la eficiencia es máxima cuando la velocidad del rodete se acerca a la mitad de la velocidad de embalamiento y por ende a la mitad de la velocidad del chorro, de acuerdo a Jara (1998) indica que la velocidad optima está comprendida entre 0,41 y 0,5 de la velocidad del chorro.