



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y  
MECÁNICA**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN  
DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO.**

**TEMA: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA A PUNTO  
DE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA LA  
MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA DE 210 KW DEL SECTOR  
BELLAVISTA ALTO.**

**AUTORES: TOAPANTA LUNA ROBERTO STALIN  
VIDAL NÚÑEZ ALFONSO BALVINO**

**DIRECTOR: CRNL. (S.P) Ing. Juan Díaz T.**

**CODIRECTOR: Ing. Oswaldo Mariño.**

**SANGOLQUÍ, ENERO DE 2015**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

El proyecto “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA A PUNTO DE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA LA MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA DE 210 kW DEL SECTOR BELLAVISTA ALTO**” fue realizado en su totalidad por los señores Roberto Stalin Toapanta Luna y Alfonso Balvino Vinal Núñez, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

---

**CRNL. (S.P) Ing. Juan Díaz T.**  
DIRECTOR

---

**Ing. Oswaldo Mariño.**  
CODIRECTOR

## **AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD**

**NOSOTROS, TOAPANTA LUNA ROBERTO STALIN  
Y VIDAL NÚÑEZ ALFONSO BALVINO**

### **DECLARO QUE:**

El proyecto de grado titulado **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA A PUNTO DE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA LA MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA DE 210 kW DEL SECTOR BELLAVISTA ALTO”**, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas y notas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

---

Toapanta Luna Roberto Stalin  
Ci: 1721882759

---

Vidal Núñez Alfonso Balvino  
Ci: 1718877994

## AUTORIZACIÓN

**NOSOTROS, TOAPANTA LUNA ROBERTO STALIN  
Y VIDAL NÚÑEZ ALFONSO BALVINO**

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del proyecto de grado titulado **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA A PUNTO DE UNA TURBINA MICHELL BANKI PARA LA MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA DE 210 kW DEL SECTOR BELLAVISTA ALTO”**, cuyo contenido, ideas y criterios es de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

---

Toapanta Luna Roberto Stalin

CI: 1721882759

---

Vidal Núñez Alfonso Balvino

CI: 1718877994

## DEDICATORIA

A mis Padres Franco Vidal, Geoconda Núñez, que con su apoyo incondicional, su esfuerzo, amor y comprensión me han motivado para alcanzar mis objetivos.

A mis Hermanos Ing. Gonzalo Vidal, Ing. Jessenia Vidal, Doris Vidal y a sus familias, porque siempre han estado junto a mí, pendientes de cada uno de mis pasos.

A mi esposa Adriana Luzuriaga y a mi Hija Ariana Vidal quienes son mi razón para seguir adelante y no dejar que las adversidades me frenen.

Alfonso Balvino Vidal Núñez

A mi Madre Lucia Luna, que con su apoyo incondicional, su esfuerzo, amor y comprensión me han motivado para alcanzar mis objetivos.

A mi Hermana Ivette Toapanta porque siempre han estado junto a mí, pendiente de cada uno de mis pasos.

A mi Abuelita, porque me ha sabido dar fuerzas y cariño, ha estado pendiente de cada uno de mis pasos.

A mis tías, quienes me han apoyado en el transcurso de mis estudios.

Roberto Stalin Toapanta Luna

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios por ser mi guía incondicional en cada uno de mis pasos hasta esta meta anhelada por tanto tiempo.

A mis Padres Franco Vidal, Geoconda Núñez, a mis hermanos Ing. Jessenia Vidal, Ing. Gonzalo Vidal y Doris Vidal y a mi esposa Adriana Luzuriaga con mi hija Ariana Vidal quienes me han apoyado en la realización de este trabajo brindándome su apoyo incondicional para culminar el logro de este gran paso.

Alfonso Balvino Vidal Núñez

A mi Madre Lucia Luna, a mi hermanita Ivette Toapanta, a mi abuelita y a mis tías, quienes me han apoyado en la realización de este trabajo brindándome su apoyo incondicional para culminar el logro de este gran paso.

Al CRNL. (S.P) Ing. Juan Díaz e Ing. Oswaldo Mariño, quienes en todo momento fueron amigos e impulsores para la elaboración de este proyecto.

Roberto Stalin Toapanta Luna

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO .....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD .....	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA .....	v
AGRADECIMIENTOS.....	vi
<b>CAPÍTULO 1: GENERALIDADES .....</b>	<b>1</b>
1.1 Antecedentes .....	1
1.2 Definición del problema .....	2
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo General .....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Alcance del proyecto.....	3
1.5 Justificación .....	3
1.5.1 Viabilidad técnica. ....	3
1.5.2 Viabilidad económica .....	4
1.5.3 Viabilidad política .....	4
1.5.4 Viabilidad de seguridad.....	4
<b>CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>5</b>
2.1 Turbina Michell Banki.....	5
2.1.1 Introducción .....	5
2.1.2. Características principales .....	7
2.1.3. Principio de funcionamiento .....	9
2.1.4. Selección de la turbina.....	11
2.1.5. Parámetros de diseño.....	16
2.1.6. Diseño hidráulico. ....	18

2.1.6.1. Introducción. ....	18
<b>CAPITULO 3: DISEÑO DE LA TURBINA MICHELL BANKI.....</b>	<b>25</b>
3.1. Consideraciones básicas del diseño .....	25
3.1.1. Parámetros fundamentales del diseño.....	25
3.2. Cálculo de pérdidas por tubería y resolución del triángulo de velocidades. ....	26
3.2.1 Perdidas en las tuberías .....	27
3.2.3 Pérdidas por fricción a lo largo de la tubería.....	32
3.2.4 Pérdidas secundarias locales. ....	33
3.2.5 Pérdidas por bifurcación: .....	34
3.2.6 Pérdidas por codos. ....	34
3.2.7 Pérdida por reducción de diámetro. ....	37
3.2.8 Pérdidas por válvula mariposa de regulación. ....	39
3.2.8 Pérdidas por cambio de sección de redondo a cuadrado. (Robert L. Mott, 1996).....	40
3.3 Diseño hidráulico. ....	42
3.3.1 Resolución del triángulo de velocidades en el primer impulso a la entrada.....	43
3.3.2 Coeficiente de velocidad $k_c$ del inyector. (Organización latinoamericana de energía, 1988).....	43
3.3.3 Velocidad tangencial de la turbina. (Ingeniería, 2001 ) .....	45
3.3.4 Ecuación para la componente de la velocidad absoluta en la dirección tangencial. (Mecánica, 2008).....	47
3.3.5 Resolución del triángulo de velocidades en el segundo impulso a la salida. ....	49

3.4. Cálculo y dimensionamiento de los elementos constituyentes de la turbina.....	54
3.4.1 Rodete .....	54
3.4.2 Velocidad de giro de la turbina.....	55
3.4.3 Selección del número de álabes del rotor .....	55
3.4.4 Radios de curvatura $r_i$ y $r_e$ : .....	56
3.4.5 Cálculo del ancho del rotor. (Micro Turbinas para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos, 2012) .....	57
3.4.6 Ancho del rodete. (Organización latinoamericana de energía, 1988) .	61
3.4.7 Ancho del rodete: (INE, 1986).....	62
3.4.8 Ángulo de curvatura .....	63
3.4.9 Radio exterior del rodete.....	63
3.4.10 Radio interno del rodete.....	64
3.4.11 Fuerza que actúa sobre cada álabe.....	65
3.4.12 Momento de inercia del álabe. ( <i>Organización latinoamericana de energía, 1988</i> ).....	67
3.4.13 Esfuerzo máximo en el álabe. (Organización latinoamericana de energía, 1988).....	69
3.4.14 Propiedades mecánicas para el acero inoxidable AISI 304. (E, 2006) .....	69
3.4.15 Factor de Seguridad. (Organización latinoamericana de energía, 1988).....	70
3.4.16 Potencia y eficiencia de las turbinas .....	70
3.4.17 Eficiencia de una Turbina Michell Banki.....	70
3.5 Eje principal .....	73
3.5.1 Peso de un álabe .....	73
3.5.2 Fuerza tangencial del rodete.....	73

3.5.3 Momento Torsor Máximo .....	73
3.5.4 Diagrama para la deflexión en el plano y-z. ....	76
3.5.5 Sección de la Flecha del eje principal:.....	77
3.5.6 Diagrama para la deflexión en el plano x-z.....	78
3.5.7 Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano y-z. ....	79
3.5.8 Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano x-z. ....	80
3.5.9 Cálculo dinámico del diámetro de la flecha del eje principal. ....	81
3.6 Álabes inyector .....	87
3.6.1 Diseño del álabes inyector.....	87
3.6.2 Diseño del eje del álabes director.....	88
3.7 Rodamientos.....	89
3.7.1 Selección de rodamientos.....	89
3.7.2 Tratamiento térmico .....	89
3.7.3 Normas .....	90
3.7.4 Consideraciones .....	90
3.8 Cojinetes.....	93
3.9 Sellos mecánicos .....	93
3.10 Chavetas.....	94
3.10.1 Diseño de chavetas .....	94
3.10.2 Longitud de chaveta cuadrada para el eje principal.....	95
3.10.3 Diseño para la chaveta del inyector .....	97
3.11 Pernos.....	100
3.11.1 Selección de pernos .....	100
3.11.2 Cálculo del perno .....	100
3.11.3 Roscas de tornillos Unified National Standard.....	102
3.11.4 Selección de arandelas planas .....	103

3.11.5 Cálculo de la longitud del perno.....	107
3.11.6 Longitud de Sujeción .....	108
3.12 Tubo de aspiración o descarga.....	109
3.13 Carcasa.....	111
3.14 Planos de la turbina Michell Banki .....	111
3.14.1 Detalle de planos y vistas 2D (anexo 1).....	111
3.14.2 Lista de planos constructivos y materiales 2D (anexo 1) .....	111
3.14.3 Ensamble conjunto 3D (anexo 1).....	111
3.15 Simulación para el análisis de esfuerzos estructurales.....	112
<b>CAPITULO 4: CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y AJUSTAJE.....</b>	<b>115</b>
4.1 Especificaciones de mano de obra y materiales .....	115
4.1.1 Insumos de soldadura.....	116
4.2 Procesos de manufactura de los elementos de turbina .....	116
4.3 Acabado superficial. (Norma ANSI, 2006) .....	116
4.4 Análisis de soldaduras .....	117
4.4.1 Alcance .....	117
4.4.2 Objetivos .....	118
4.4.2.1 Objetivo General .....	118
4.4.2.2 Objetivos Específicos.....	118
4.4.3 Plan de inspección de soldadura .....	118
4.4.3.1 Obra a inspeccionar y norma en que se basa la inspección .....	118
4.4.3.2 Verificación de documentación .....	119
4.5 Preparación para las soldaduras .....	119
4.5.1 WPS.....	119
4.6 PQR: .....	122

4.7 Planos: La empresa cuenta con planos que siguen normas de dibujo y que son comprensibles tanto para el soldador como para el gerente propietario.....	124
4.8 Ejemplo de cálculos .....	125
4.9 Limpieza y preparación de bordes .....	126
4.10 Procedimiento para las soldaduras.....	126
4.10.1 Procedimiento: .....	126
4.10.2 Supervisión de la ejecución de los cordones de raíz .....	127
4.10.3 Control de temperatura .....	128
4.11 Ensayos no destructivos y destructivos para las soldaduras .....	128
4.11.1 Ensayo de partículas magnéticas: .....	128
4.11.2 Verificación de la ejecución de los ensayos destructivos post – soldadura .....	132
4.11.2.1 Calculo para la determinación del límite de fluencia .....	133
4.11.2.2 Determinación del esfuerzo ultimo a la tracción.....	133
4.11.2.3 Determinación del alargamiento porcentual (deformación unitaria) .....	134
4.11.2.4 Análisis del Esfuerzo vs Deformación de resultados tomados en los ensayos de laboratorio material AISI 304. ....	134
4.11.2.5 Verificación de los ensayos ED. tracción .....	135
4.12 Inspección visual y reporte.....	136
4.15 Reporte de aceptación de los ED y END en la soldadura.....	137
4.16 Verificación de pernos, tuercas, pasadores y conexiones roscadas (ajuste).....	137
<b>CAPITULO 5: PRUEBAS DEL DESEMPEÑO MEDIANTE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL .....</b>	<b>140</b>
5.1 Protocolo de pruebas .....	140

5.1.1 Pruebas de resistencia de materiales .....	140
5.1.2 Análisis de la deformación en el software Ansys. ....	142
5.1.3 Análisis de los esfuerzos por el método de Von Misses en el software Ansys. (ANSY, 2013) .....	144
5.2. Simulación y pruebas de aceptación .....	147
5.2.1. Pruebas de presión .....	147
5.3 validación de resultados entre los cálculos teóricos y la simulación computacional.....	153
<b>CAPÍTULO 6: ANÁLISIS DE COSTOS.....</b>	<b>154</b>
6.1 Análisis del costo del proyecto.....	154
6.1.1 Costos directos .....	154
6.1.2 Costos Indirectos .....	159
6.2 Costo total.....	164
6.3 Análisis de Costos .....	164
6.4 Análisis de factibilidad.....	165
<b>CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>166</b>
7.1. Conclusiones: .....	166
7.2. Recomendaciones: .....	168
BIBLIOGRAFIA.....	169
<b>ANEXO A: PLANOS DE LA TURBINA MICHELL BANKI.....</b>	<b>171</b>
<b>ANEXO B: HOJAS DE PROCESOS DE LA TURBINA MICHELL BANKI .</b>	<b>172</b>
<b>ANEXO C: NORMA AWS.....</b>	<b>172</b>
<b>ANEXO D: PROCEDIMIENTOS DE LOS ED Y END.....</b>	<b>176</b>
<b>ANEXO E: TUTORIAL PARA LA SIMULACION ESTATICA Y DINAMICA</b>	<b>182</b>
<b>ANEXO F: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....</b>	<b>254</b>
<b>ANEXO G: ACTA DE CONFORMIDAD.....</b>	<b>266</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS:

<b>Figura 1:</b> Fotografía de una turbina michell-banki.....	1
<b>Figura 2:</b> Variación de caudales diarios en la tubería de distribución bellavista alto (ENERO 2010 – ENERO 2011) .....	6
<b>Figura 3:</b> Caudales Medios Diarios – Tubería Bellavista Alto (Enero 2010 – Enero 2012) .....	6
<b>Figura 4:</b> Partes de una turbina Michell-Banki.....	8
<b>Figura 5:</b> Selección del tipo turbina.....	8
<b>Figura 6:</b> Grupo Turbina – Generador (turbina Michell Banki) .....	11
<b>Figura 7:</b> Selección tipo de turbina.....	12
<b>Figura 8:</b> Eficiencia de turbinas hidráulicas.....	14
<b>Figura 9:</b> Diagrama para seleccionar turbinas Michell Banki normalizadas .....	17
<b>Figura 10:</b> Dirección De Las Velocidades .....	20
<b>Figura 11:</b> Triángulos de velocidades de la turbina Banki .....	21
<b>Figura 12:</b> Triángulos de velocidades unificados de la 1 <sup>o</sup> y 2 <sup>o</sup> etapa ....	22
<b>Figura 13:</b> Cotas de Nivel en la casa de máquina para la altura estática. .....	26
<b>Figura 14:</b> Corrosión Admisible.....	28
<b>Figura 15:</b> Codos Estandarizados.....	34
<b>Figura 16:</b> Esquema de reducción gradual.....	38
<b>Figura 17:</b> Válvula mariposa de regulació .....	39
<b>Figura 18 :</b> Triángulos de velocidades unificados de la 1 <sup>o</sup> y 2 <sup>o</sup> etapa ...	45

<b>Figura 19:</b> Dirección De Las Velocidades .....	46
<b>Figura 20:</b> Triángulos de velocidades de la Turbina Michell Banki .....	46
<b>Figura 21:</b> Diagrama de velocidad en el rodete Michell Banki .....	59
<b>Figura 22:</b> Diagrama de velocidad en el rodete Michell Banki .....	59
<b>Figura 23:</b> Dimensiones características del inyector .....	61
<b>Figura 24:</b> Dimensiones características del Rodete .....	62
<b>Figura 25:</b> Fuerzas que actúan sobre el álabe del Rodete.....	66
<b>Figura 26:</b> ángulos de entrada y salida de caudal.....	66
<b>Figura 27:</b> Fuerzas aplicadas sobre el eje principal .....	74
<b>Figura 28:</b> Diagrama de las propiedades en el módulo de la sección ...	77
<b>Figura 29:</b> Diagrama de módulo en el eje principal para las deformaciones en el plano y-z. ....	77
<b>Figura 30:</b> Diagrama de módulo en el eje principal para las deformaciones en el plano x-z.....	78
<b>Figura 31:</b> Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector en el plano y-z. ....	79
<b>Figura 32:</b> Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector en el plano x-z. ....	80
<b>Figura 33:</b> Diagramas del eje principal y radio de curvatura de la muesca .....	84
<b>Figura 34:</b> Para el factor de sensibilidad de la muesca.....	85
<b>Figura 35:</b> Esquema del perfil del inyector y del álabe directriz .....	87
<b>Figura 36:</b> Esquema de la ubicación de los sellos mecánicos .....	94
<b>Figura 37:</b> Chaveta Cuadrada.....	97
<b>Figura 38:</b> Chaveta Cuadrada.....	99

<b>Figura 39:</b> Soporte lateral.....	105
<b>Figura 40:</b> Soporte Central.....	106
<b>Figura 41:</b> Cargas axiales, radiales y momentos aplicados en las aletas .....	112
<b>Figura 42:</b> Resultados de la simulación estática en el rodete para su deformación .....	112
<b>Figura 43:</b> Resultados de la simulación estática en el rodete para su Esfuerzo por el método de Von Mises .....	113
<b>Figura 44:</b> Resultados de la simulación estática en el rodete para su factor de seguridad.....	113
<b>Figura 45:</b> Resultados de la simulación estática en el rodete para determinar su vida infinita.....	114
<b>Figura 46:</b> Resultados de la simulación estática a fatiga en el rodete para su factor de seguridad .....	114
<b>Figura 47:</b> Limpieza del material base antes de la soldadura .....	126
<b>Figura 48:</b> Precalentamiento del material base.....	128
<b>Figura 49:</b> Resultado del ensayo magnético Rodete – Manzana - Aletas .....	129
<b>Figura 50:</b> Resultado del ensayo magnético Carcasa.....	130
<b>Figura 51:</b> Diagrama Esfuerzo vs Deformación .....	134
<b>Figura 52:</b> PROBETAS DE ENSAYOS DE TRACCION.....	135
<b>Figura 53:</b> Proceso de Soldadura e inspección del Rodete, Manzana y Aletas.....	136
<b>Figura 54:</b> Reporte de Ensayos ED y END .....	137
<b>Figura 55:</b> Contactos del Rodete .....	140

<b>Figura 56:</b> Cargas axiales, radiales y momentos aplicados en las aletas .....	141
<b>Figura 57:</b> Esfuerzos cortantes y de tensión .....	142
<b>Figura 58:</b> Resultados de la simulación estática en el rodete para su deformación .....	144
<b>Figura 59:</b> Estado de los esfuerzos cortantes .....	145
<b>Figura 60:</b> Resultados de la simulación estática en el rodete para su Esfuerzo por el método de Von Mises .....	146
<b>Figura 61:</b> Resultados de la simulación estática en el rodete para su factor de seguridad .....	146
<b>Figura 62:</b> Resultados de la simulación estática a fatiga en el rodete para su factor de seguridad .....	146
<b>Figura 63:</b> Ingreso de las condiciones para la presión estática, coordenadas, Intensidad de turbulencia y el radio del rodete .....	148
<b>Figura 64:</b> Condiciones para las velocidades con la velocidad de transición del fluido en la tubería, Intensidad de turbulencia y el diámetro hidráulico del rodete.....	149
<b>Figura 65:</b> Resultados de la Presión en la simulación dinámica para el ensamble conjunto de la Turbina Mitchell Banki.....	149
<b>Figura 66:</b> Resultados de la Presión y velocidades en la simulación dinámica para las aletas del rodete .....	150
<b>Figura 67:</b> Resultados de la Presión con las direcciones y velocidades en la simulación dinámica para el Rodete vista frontal.....	150

- Figura 68:** Resultados de la Presión con las direcciones y velocidades en la simulación dinámica para el Rodete vista isométrica. 151
- Figura 69:** Resultados de la Presión con las direcciones y velocidades en la simulación dinámica para una aleta del Rodete vista isométrica ..... 151
- Figura 70:** Resultados de la Presión con las direcciones y velocidades en la simulación dinámica para una aleta del Rodete vista lateral ..... 152

## ÍNDICE DE TABLAS:

<b>Tabla 1:</b> Se representan los rangos de operación adecuados de turbina.	7
<b>Tabla 2:</b> Estudios teóricos sobre turbinas Banki.....	10
<b>Tabla 3:</b> Velocidades específicas para el seleccionamiento del tipo de Turbina .....	11
<b>Tabla 4:</b> Matriz de Decisión por el método cuantitativo para los parámetros de caudal y altura .....	13
<b>Tabla 5:</b> Matriz de Decisión por el método cuantitativo para los parámetros de caudal y eficiencia .....	15
<b>Tabla 6:</b> Parámetros fundamentales de diseño .....	25
<b>Tabla 7:</b> Propiedades de la tubería .....	27
<b>Tabla 8:</b> Coeficiente De Rugosidad absoluta para tuberías comerciales .....	30
<b>Tabla 9:</b> Propiedades de la atmósfera a gran altitud .....	32
<b>Tabla 10:</b> Coeficientes K de Pérdidas para bifurcaciones en tuberías ..	34
<b>Tabla 11:</b> Factores de fricción para tuberías comerciales .....	35
<b>Tabla 12:</b> Coeficiente k para pérdidas localizadas de los cambios de dirección en la tubería de presión del proyecto hidroeléctrico Bellavista Alto. ....	35
<b>Tabla 13:</b> Propiedades de la tubería .....	37
<b>Tabla 14:</b> Coeficientes k de pérdidas por reducción gradual de ángulo $\theta$ , según Kisiliev .....	38

<b>Tabla 15:</b> Resumen De Pérdidas Para La Tubería De Presión Del Proyecto Hidroeléctrico Bellavista. ....	41
<b>Tabla 16:</b> Selección del espesor de los álabes del rotor .....	54
<b>Tabla 17:</b> Selección del número de álabes del rotor (Instituto Nacional de Energía, 1986).....	56
<b>Tabla 18:</b> Rango de aplicación de las Turbinas Hidráulicas .....	72
<b>Tabla 19:</b> Parámetro del factor de la condición superficial.....	82
<b>Tabla 20:</b> Factor de carga promedio de Marín para carga axial .....	83
<b>Tabla 21:</b> Constante de Neuber para aceros.....	84
<b>Tabla 22:</b> Dimensionamiento del perfil del inyector y del álabe directriz	88
<b>Tabla 23:</b> Rodamientos FAG oscilante de rodillos con agujero cilíndrico .....	92
<b>Tabla 24:</b> Dimensiones y clasificaciones básicas de carga para cojinetes de rodillos cilíndricos. ....	93
<b>Tabla 25:</b> tamaño de la cuña en función del diámetro del eje .....	96
<b>Tabla 26:</b> tamaño de la cuña en función del diámetro del eje .....	98
<b>Tabla 27:</b> Indican el material y la resistencia a la tensión del tornillo (nomenclatura SAE) .....	100
<b>Tabla 28:</b> Dimensiones principales de las roscas de tornillo Unified National Standard .....	102
<b>Tabla 29:</b> Arandelas planas.....	103
<b>Tabla 30:</b> Propiedades de los aceros Inoxidables .....	104
<b>Tabla 31:</b> Procedimiento para Ajuste de Rigidez del perno.....	107
<b>Tabla 32:</b> Insumos de soldeo .....	116
<b>Tabla 33:</b> Valores de Rugosidad .....	117

<b>Tabla 34:</b> Documentación del procedimiento .....	119
<b>Tabla 35:</b> Informe WPS Proceso GTAW (Rodete – Manzanas – Aletas) .....	120
<b>Tabla 36:</b> Informe WPS Proceso SMAW (Carcasa) .....	121
<b>Tabla 37:</b> INFORME PQR .....	123
<b>Tabla 38:</b> Informe de aceptación ensayo magnético: .....	131
<b>Tabla 39:</b> Hoja De Resultados del ensayo a tracción:.....	132
<b>Tabla 40:</b> Representación gráfica de Límites y Ajustes estándar ANSI para pernos de 3/8” .....	139
<b>Tabla 41:</b> Resultados del Software Ansys en la simulación Estática Estructural .....	153
<b>Tabla 42:</b> Resultados del Software Ansys para la simulación Dinámica del comportamiento del fluido en la presión .....	153
<b>Tabla 43:</b> Fabricación del álabe directriz .....	154
<b>Tabla 44:</b> Fabricación para el Disco del Rodete.....	155
<b>Tabla 45:</b> Fabricación del Rodete.....	155
<b>Tabla 46:</b> Fabricación del Eje directriz.....	155
<b>Tabla 47:</b> Fabricación del Eje principal.....	156
<b>Tabla 48:</b> Fabricación de la Carcaza. ....	156
<b>Tabla 49:</b> Costo de los Materiales .....	157
<b>Tabla 50:</b> Costo de la Mano de Obra.....	158
<b>Tabla 51:</b> Equipo de seguridad.....	159
<b>Tabla 52:</b> Fabricación del álabe directriz .....	159
<b>Tabla 53:</b> Fabricación del Disco del Rodete .....	160
<b>Tabla 54:</b> Fabricación del Rodete.....	160

<b>Tabla 55:</b> Fabricación del Eje directriz.....	161
<b>Tabla 56:</b> Fabricación del Eje principal.....	161
<b>Tabla 57:</b> Fabricación de la Carcaza.....	162
<b>Tabla 58:</b> Costo de Equipos.....	162
<b>Tabla 59:</b> Misceláneos.....	163
<b>Tabla 60:</b> Costos Totales.....	164

# CAPÍTULO 1

## GENERALIDADES

### 1.1 Antecedentes

Hasta el momento los tanques de distribución de agua potable de Bellavista Alto no se los ha utilizado de la mejor manera por lo que se ha optado por construir una microcentral hidroeléctrica con un sistema de generación eléctrica para reutilizar la misma distribución de agua con el fin de proveer dos servicios básicos el uno la distribución del agua potable para el norte del Distrito Metropolitano de Quito y el segundo para la generación de energía eléctrica.



**Figura 1:** Fotografía de una turbina Michell-Banki

Para el proyecto se estudió el histórico de los parámetros de caudal y altura neta los mismos que son punto de partida para determinar las fuerzas

externas permitiéndonos el dimensionamiento de cada uno de los elementos que conformaran la turbina.

Una vez dimensionado la turbina Michell Banki se podrá determinar la eficiencia óptima de desempeño a la cual trabajará para poder generar una potencia de 210 kW.

## **1.2 Definición del problema**

Los tanques de distribución de la Empresa Pública Metropolitana de agua Potable Y Saneamiento en el sector de Bellavista Alto al tener una caída de agua y caudal brindan la oportunidad de implementar un proyecto de generación de energía eléctrica de una potencia mínima de 210 kW y máxima de 240 kW el cual se llevará a cabo mediante la construcción de una Turbina Michell Banki por parte de la Empresa Construcciones Mecánicas Cia. Ltda.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar, Construir e implementar una Turbina Michell Banki para la microcentral hidroeléctrica que generará una potencia mínima de 210 kW en el sector Bellavista Alto.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Aprovechar de la mejor manera los recursos hídricos que presenta el sector bellavista alto en la línea de distribución de agua potable para la obtención de energía eléctrica mediante la implementación de una turbina de reacción.

- Diseñar la Turbina Michell Banki con sus principales elementos constitutivos: rodete, álabe directriz, eje directriz, eje principal, rodamientos para obtener una potencia mínima de 210 kW.

- Validar los resultados entre cálculos teóricos con los obtenidos mediante la simulación en el software ANSYS Student. (ANSYS, 2011)

- Construir la Turbina Michell Banki basada en los parámetros de diseño obtenidos mediante cálculos teóricos y verificados con la simulación en el software ANSYS Student. (ANSYS, 2011)

- Analizar los costos del proyecto para verificar la factibilidad de construcción de la turbina Michell Banki en nuestro entorno nacional.

#### **1.4 Alcance del proyecto**

Diseñar, Construir e implementar una turbina Michell Banki para una generación mínima de 210 kW de energía eléctrica que será ubicada a partir de un bypass provisto de una válvula mariposa que conecta a los tubos de admisión  $\varnothing = 65 \text{ mm}$  y posteriormente conectará el tubo de descarga a la turbina.

#### **1.5 Justificación**

##### **1.5.1 Viabilidad técnica.**

La empresa dispone de un plan de diseño y producción eficiente para la construcción de la turbina Michell Banki para lo cual consideró diagramas de flujo, tecnología, equipos y la disponibilidad con los tiempos de uso de maquinaria y horas de trabajo del personal en la planta.

Se consideró la facilidad de obtención de los materiales en el mercado como también la maquinaria pertinente para la manufactura de los elementos constitutivos de la Turbina que se llevara a cabo en los talleres de la Empresa Construcciones Mecánicas - Don Bosco los cuales disponen de tecnología apropiada además los talleres aportan con la mano de obra calificada y

certificada para la construcción, ensamble y puesta a punto de la Turbina a su cuerpo generador.

### **1.5.2 Viabilidad económica**

Al analizar los costos por parte de la Empresa Construcciones Mecánicas se estableció un monto de construcción de la Turbina de aproximadamente \$ 15500 por medio de un contrato provisto por parte de la EPMAPS y obteniendo la rentabilidad del proyecto a un año.

### **1.5.3 Viabilidad política**

El presente proyecto de la microcentral hidroeléctrica se encuadra dentro de los objetivos políticos del plan nacional del buen vivir y la matriz energética productiva.

### **1.5.4 Viabilidad de seguridad**

Para la seguridad funcional de la Turbina esta presentará sensores al cambio brusco de caudal y presión para evitar los daños a los componentes de la máquina.

Se consideró para la seguridad ecología y del medio ambiente el siguiente aspecto: Debido a que la Turbina se instalará en el sector del parque Metropolitano, deberá poseer instalaciones adecuadas que eviten el contacto del ruido con el medio ambiente.

## **CAPÍTULO 2**

### **MARCO TEÓRICO**

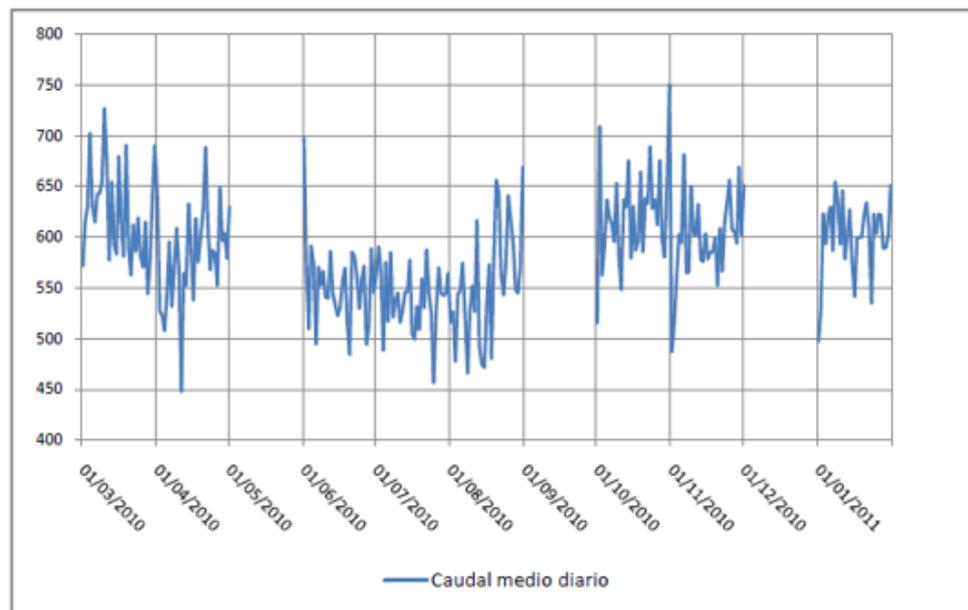
#### **2.1 Turbina Michell Banki.**

##### **2.1.1 Introducción**

Para la generación hidroeléctrica se deberá derivar el caudal necesario por medio de una bifurcación, la que permitirá no interrumpir el flujo de agua que se dirige hacia el tanque de distribución Bellavista Alto, creando un bypass que asegura siempre la llegada del fluido al tanque, ya sea por la línea de la tubería de conducción o por la restitución de las aguas turbinadas de la microcentral hacia el tanque, para su posterior distribución y consumo.

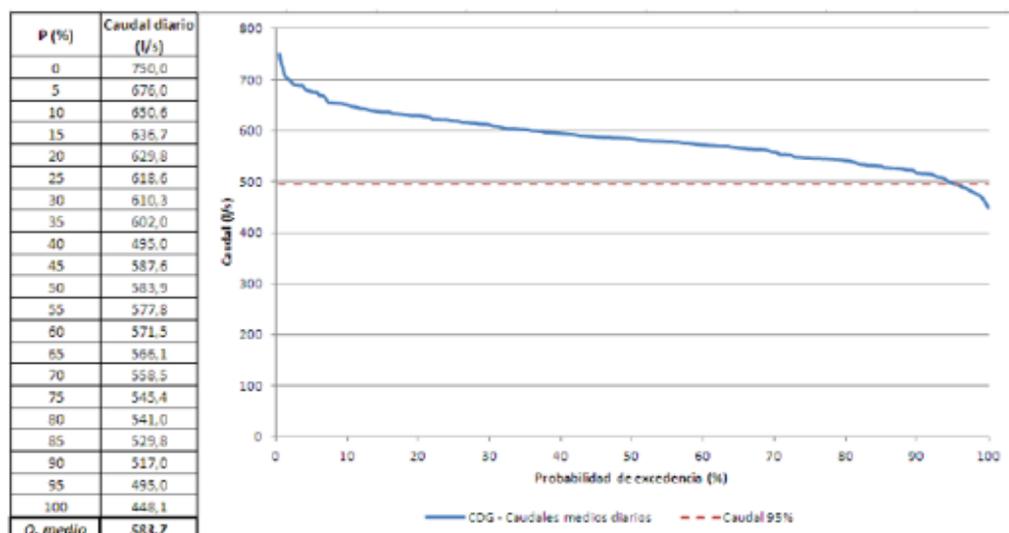
Del procesamiento de la información entregada por la EPMAPS y con la información de los levantamientos de campo, se realizó un análisis a la información de caudales registrados cada 60 minutos, generándose una serie de caudales medios diarios de la cual se estimó un caudal de 600 l/s, caudal de diseño que corresponde al más probable en el 95% el tiempo.

La variación de caudales diarios registrados en la tubería al Tanque de Distribución Bellavista Alto, en donde se aprecia el amplio rango de variación entre 440 l/s y 750 l/s, aproximadamente.



**Figura 2:** Variación de caudales diarios en la tubería de distribución bellavista alto (ENERO 2010 – ENERO 2011)

Se presentan los caudales diarios con probabilidad de excedencia en la tubería Bellavista Alto y su forma gráfica respectiva.



**Figura 3:** Caudales Medios Diarios – Tubería Bellavista Alto (Enero 2010 – Enero 2012)

Medidas tomadas en las tuberías de acero de 650 mm de diámetro, las cuales se utilizará como la tubería de presión del proyecto Bellavista Alto.

Las consideraciones de eficiencia turbina – generador por parte de la EPMAPS es del 85% y 94% respectivamente, obteniendo una generación de energía de 210 kW.

Tomando en cuenta los parámetros de estudios entregados por la EPMAPS. Se determinó que la mejor opción de implementación para la generación de electricidad en la planta de tratamiento Bellavista Alto es una turbina tipo Michell Banki debido a la gran variación del caudal, y caídas de agua muy altas.

### 2.1.2. Características principales

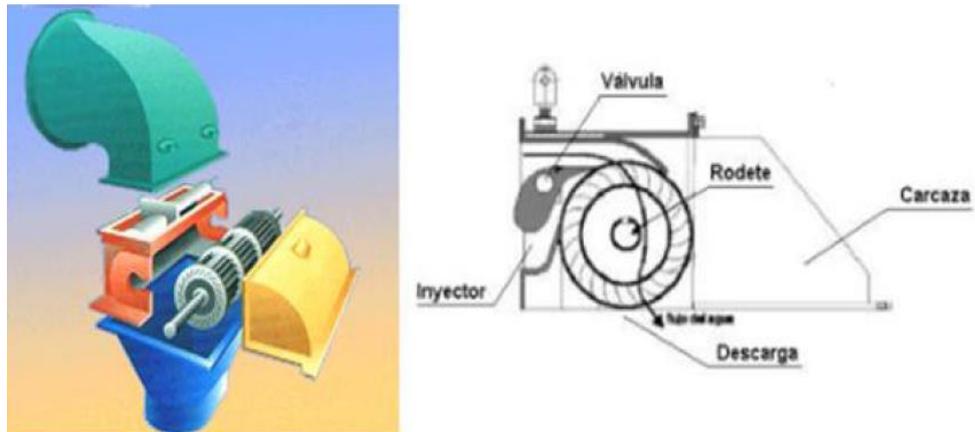
Las principales características de la turbina Michell Banki también conocida como: de flujo cruzado, Michell, Ossbeger, es clasificada como una turbina de acción, entrada radial de admisión parcial y flujo transversal.

Los rangos de operación de esta turbina son los siguientes:

**Tabla 1:** Se representan los rangos de operación adecuados de turbina

Parámetro	Notación	Rangos de Operación
<b>Altura</b>	H	$1\text{m} \leq H \leq 100\text{m}$
<b>Caudal</b>	Q	$0,2 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \leq Q \leq 7 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
<b>Potencia</b>	P	$P \leq 1\text{MW}$
<b>Velocidad Específica</b>	N	$60 \leq n_s \leq 200$ y $18 \leq n_q \leq 60$

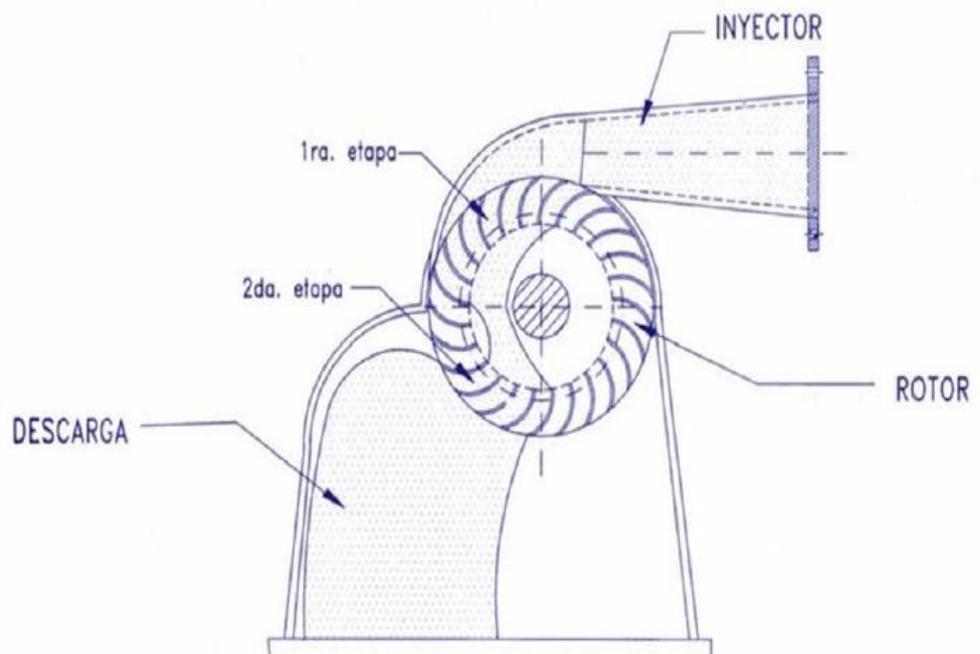
- Rodete.
- Válvulas o álabes directrices.
- Inyector.
- Carcasa.
- Descarga de la turbina.



**Figura 4:** Partes de una turbina Michell-Banki

Fuente: (INDACOCHEA, 1985)

El caudal de los tanques de distribución del agua potable llega a los álabes de la Turbina Michell Banki en donde es regulada por un sistema Oleohidráulico para que el flujo del agua se transforme en la primera etapa en energía del fluido y en la segunda etapa en energía mecánica con el eje, por esta razón a esta Turbina se la conoce también como “flujo cruzado”.



**Figura 5:** Selección del tipo turbina

Fuente: (INDACOCHEA, 1985)

### 2.1.3. Principio de funcionamiento

El agua tiene una energía potencial por la gran altura de caída de agua de los tanques de almacenamiento de agua potable y adicionalmente dispone de energía cinética por el caudal con que fluye; a medida que el agua baja por la tubería de conducción, la energía potencial se transforma paulatinamente en energía de presión en el fluido, hasta la entrada de la turbina hidráulica en que se dispone de energía de presión y cinética.

La Turbina hidráulica es la encargada de transformar la energía de presión y la energía cinética que tiene el fluido, en energía mecánica (trabajo mecánico útil), esto se obtiene a través del ingreso de agua al inyector, posteriormente pasa por los alabes directrices los cuales son un medio de regulación del caudal y que por medio de una válvula, ejercen el control en la rotación del eje de salida, de acuerdo con la variación de la demanda de potencia que requiera el generador.

Después de pasar por el inyector el agua ingresa al rodete a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes del mismo con un ángulo determinado para obtener el mayor aprovechamiento de la energía; el flujo de agua en el rodete es básicamente radial, por esta razón el agua contacta a los alabes de la turbina en dos instantes interrumpidos por el tiempo que le toma al fluido cruzar el espacio interno del rodete.

Por lo que la energía en este tipo de turbinas hidráulicas es transferida al rotor en dos etapas, lo que otorga el nombre a esta máquina de turbina de doble efecto. Y de las cuales la primera etapa entrega un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda el 30% restante.

Los ensayos realizados por distintos investigadores sitúan el rendimiento hidráulico de esta máquina entre un 65% - 70%, otros autores mencionan un

61% aclarando que la segunda etapa entrega un 17%. Y en general muchos autores indican un 70% hasta un 84%.

**Tabla 2:** Estudios teóricos sobre turbinas Banki

<i>NOMBRE</i>	<i>AÑO</i>	<i>MAX REND. [%] CALCULADO</i>	<i>POTENCIA 1º/2º ETAPA</i>
BANKI	1917-1919	92 (SIN PERDIDAS)	
MOCKMORE & MERRIFIELD	1949	87.8	72 / 28
SONNEK	1923	92.8	74 / 26
SHEPPHERD	1956	68	72 / 28
HAIMERL	1960	82 (ASUMIDO)	81 / 18
BALJE	1981	73 82 (TUBO ASP.)	70 / 30

Fuente: (Mecánica, 2008)

El rodete va montado al eje principal a través del cual se transmite la potencia mecánica de rotación. Este eje va conectado al eje del generador directamente y su disposición es de forma horizontal de tal forma que no afecte el rendimiento del equipo.

Finalmente para concluir el trayecto del agua por su paso dentro de la turbina, esta abandona el rodete, y pasa a la abertura inferior del canal de descarga, para posteriormente ir a la tubería de restitución de aguas y ser almacenada en el tanque de distribución.

Para el presente proyecto se ha tomado la decisión de utilizar un solo grupo de generación (turbina – generador) principalmente porque la distribución de los caudales a lo largo del año es muy variable.



**Figura 6:** Grupo Turbina – Generador (turbina Michell Banki)

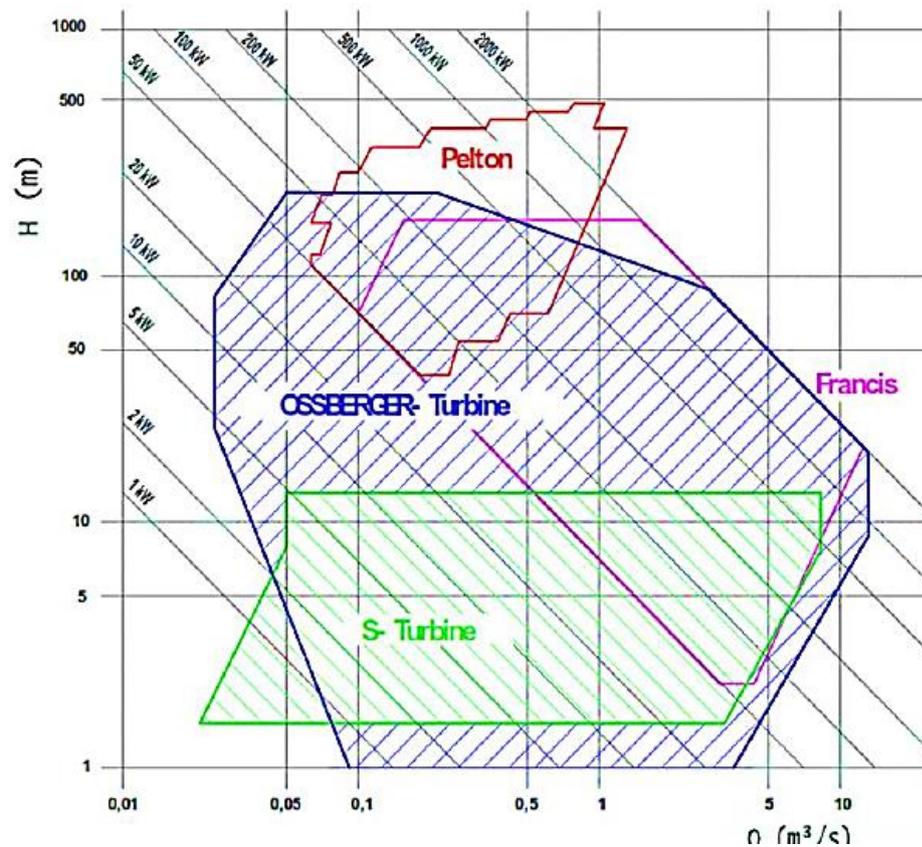
Fuente: (APIE, 2013)

#### 2.1.4. Selección de la turbina

Se presentan los seleccionamientos de los tipos de Turbina más adecuados para los valores calculados de velocidades específicas.

**Tabla 3:** Velocidades específicas para el seleccionamiento del tipo de Turbina

Ns		TIPO DE TURBINA	Nq	
de:	hasta:	RECOMENDADA	de:	hasta:
5	30	PELTON UN SOLO INYECTOR	1	9
14	42	PELTON DE DOS INYECTORES	4	13
17	73	PELTON DE TRES O MAS INYECTORES	5	22
60	200	OSSBERGER - MICHELL BANKI	18	60
69	125	FRANCIS LENTA	18	38
125	225	FRANCIS NORMAL	38	68
225	450	FRANCIS RÁPIDA	68	135
450	700	FRANCIS EXTRARÁPIDA	135	152
500	1200	KAPLAN	152	320
1000	1350	KAPLAN DE DOS ÁLABES	320	400



**Figura 7:** Selección tipo de turbina

Fuente: (Jochem, 2009)

De este análisis realizado se descarta el uso de las turbinas de tipo: Kaplan, Bulbo, Pelton y Francis rápida, por no corresponder su rango de utilización a las condiciones hidromecánicas del proyecto.

Para los valores de velocidades específicas corresponde el uso de turbinas de impulso Michell Banki (Ossberger) o de las turbinas de reacción Francis lenta (aunque en este último caso los valores de velocidad específica están cercanos al límite superior del intervalo).

### Matriz de Decisión por el método cuantitativo. (Figuera, Octubre 2002)

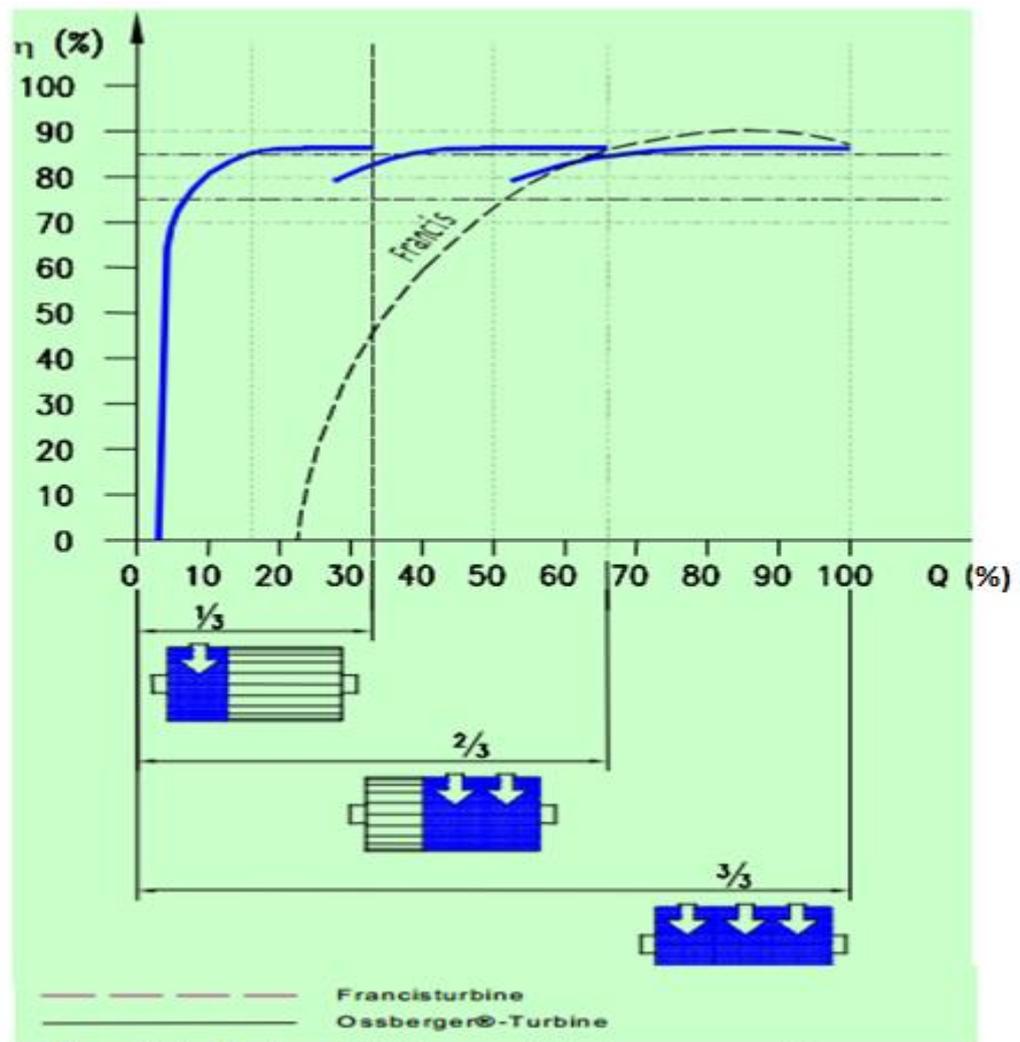
**Tabla 4:** Matriz de Decisión por el método cuantitativo para los parámetros de caudal y altura

PARAMETRO			Desfavorable	Normal	Favorable	PROMEDIO DE PROB. ACEPTACION	PORCENTAJE DE ACEPTACION
			N1	N2	N3		
TURBINA MICHELL	CAUDAL $\frac{m^3}{s}$	Q	0,2	0,6	0,7	0,50	
BANKI	ALTURA [m]	H	59,17	59,17	59,17	59,17	
<b>RESTRICCION</b>			1	1	1	3	<b>100%</b>

PARAMETRO			Desfavorable	Normal	Favorable	PROMEDIO DE DE PROB. ACEPTACION	PORCENTAJE DE ACEPTACION
			N1	N2	N3		
TURBINA FRANCIS LENTA	CAUDAL $\frac{m^3}{s}$	Q	0,2	0,6	0,7	0,65	
	ALTURA [m]	H	59,17	59,17	59,17	59,17	
<b>RESTRICCION</b>			0	1	0	1	<b>33%</b>

Luego de un detenido análisis por el método cuantitativo para la matriz de decisión, entre las posibilidades indicadas, se ha procedido a seleccionar, para los diseños definitivos, la turbina de impulso Michell Banki (Ossberger) por las ventajas comparativas que se indican a continuación:

- Bajo condiciones de carga parcial, es decir para caudales menores al nominal o de diseño, la turbina de impulso Michell Banki u Ossberger es más eficiente que la turbina de reacción Francis Lenta, debido al uso de dos o tres álabes directores en el inyector que posibilita una curva resultante plana, desde caudales muy bajos (15% del caudal nominal), como se aprecia en la Figura 8.



**Figura 8:** Eficiencia de turbinas hidráulicas

Fuente: (Jochem, 2009)

**Matriz de Decisión por el método cuantitativo.** (Figuera, Octubre 2002)

**Tabla 5:** Matriz de Decisión por el método cuantitativo para los parámetros de caudal y eficiencia

PARAMETRO			Desfavorable	Normal	Favorable	PROMEDIO	PORCENTAJE
						DE PROB.	DE
						ACEPTACION	ACEPTACION
TURBINA	CAUDAL	Q	0,2	0,6	0,7	0,50	
MICHELL BANKI	$\frac{m^3}{s}$						
	Eficiencia	$\eta$	86	86	85	85,67	
		[%]					
<b>RESTRICCION</b>			1	1	1	3	<b>100%</b>
PARAMETRO			Desfavorable	Normal	Favorable	PROMEDIO	PORCENTAJE
			<b>N1</b>	<b>N2</b>	<b>N3</b>	DE PROB.	DE
						ACEPTACION	ACEPTACION
TURBINA	CAUDAL	Q	0,2	0,6	0,7	0,65	
FRANCIS	$\frac{m^3}{s}$						
	Eficiencia	$\eta$	0	82	87	56,33	
		[%]					
<b>RESTRICCION</b>			0	1	1	2	<b>66%</b>

- Analizando la matriz de decisión la Turbina Michell Banki tiene una eficiencia lineal mientras que la Turbina Francis Lenta tiene eficiencias variables y en una reducción de caudal tiende a una eficiencia de cero por ciento.

- Al ser la turbina Michell Banki (Ossberger) de impulso, prácticamente no se ve afectada por el fenómeno de cavitación que, en cambio, en las turbinas Francis al ser de reacción, se puede producir cavitación principalmente cuando se trabaja en condiciones de carga parcial, por fallas en el diseño o por desgaste de los componentes de la turbina.

- Por lo indicado en el punto anterior, el funcionamiento de las turbinas Michell Banki es mucho más uniforme con un bajo nivel de vibraciones en

comparación con las turbinas Francis en que se pueden producir vibraciones por sus condiciones hidrodinámicas de operación.

- La turbina Michell Banki (Ossberger) tiene un diseño y construcción mucho más sencillo que la turbina Francis, lo que determina que el precio de una turbina Michell Banki sea menor, entre un 30% y un 50% en comparación al de la Turbina Francis.

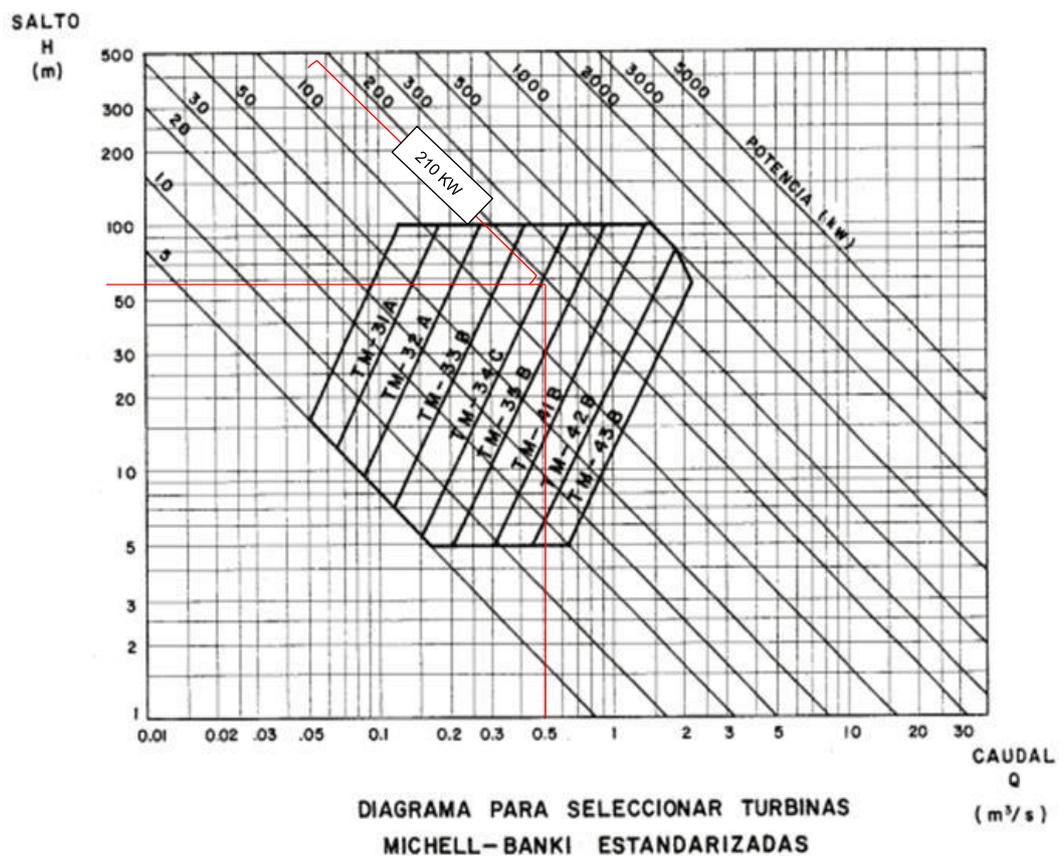
- Al tener muy pocos componentes móviles, los procesos de desgaste son mucho menores en las turbinas Michell Banki, lo que aumenta su tiempo de vida, disminuye los requerimientos de mantenimiento y por sobre todo incrementan significativamente la confiabilidad operacional de este tipo de turbinas.

- El montaje y desmontaje de una turbina Michell Banki es mucho más sencillo que para el caso de la turbina Francis.

- Por estas razones la Turbina Michell Banki se considera una muy buena solución para pequeñas Centrales Hidroeléctricas, del tipo de la que se está diseñando, cuando las condiciones hidrodinámicas lo permiten. Por esta razón se puso en consideración y fue aprobado por la fiscalización de la Empresa Pública Metropolitana de Agua Potable y Saneamiento el uso de turbinas de impulso Michell Banki (Ossberger) por lo que se ha seleccionado para los diseños definitivos este tipo de Turbina.

#### **2.1.5. Parámetros de diseño.**

De conformidad con el Manual Estandarizado de turbinas Tipo Michell-Banki, Quito, Instituto Nacional de Energía, INE y el Manual de Diseño Estandarización y Fabricación de Turbinas Michell Banki de la Organización Latinoamericana de Energía OLADE; se utilizarán para el resto del diseño definitivo de la turbina las dimensiones de las turbinas Michell Banki normalizadas. En la Figura 9 se presenta el Diagrama para seleccionar Turbinas Michell Banki normalizadas del INE/OLADE.



**Figura 9:** Diagrama para seleccionar turbinas Michell Banki normalizadas

Fuente: (INE, 1986)

De este diagrama se ha seleccionado para el presente diseño la turbina Michell Banki normalizada **TM – 35 B**.

Las dimensiones de los diferentes componentes mecánicos de la turbina Michell Banki serán, por tanto, determinados de los cuadros existentes en los manuales, sin embargo es necesario verificar algunas dimensiones y especificaciones.

El presente punto presenta la metodología de selección y cálculo para el diseño definitivo mecánico de las partes principales de una turbina Michell-Banki que se instalará en la Microcentral Hidroeléctrica del Tanque Bellavista Alto de la Empresa Pública Metropolitana de Agua Potable y Saneamiento, así como también de los diversos elementos de esta máquina.

Para ello se parte de los principios fundamentales de las turbinas hidráulicas, El Manual de Diseño Estandarización y Fabricación de Turbinas Michell-Banki de la Organización Latinoamericana de Energía OLADE y del Manual de Estandarización de Turbinas Michell-Banki del Instituto Nacional de Energía del Ecuador INE , información proporcionada por fabricantes de éstas máquinas, así como también, de conocimientos de resistencia de materiales, diseño de elementos de máquinas, materiales de construcción mecánica, entre otros.

## 2.1.6. Diseño hidráulico.

### 2.1.6.1. Introducción.

Los cálculos hidráulicos de una turbina se realizan para determinar las dimensiones de sus elementos principales, en base al diseño que caracteriza a cada tipo de turbina.

El diseño de la turbina Michell Banki se basa en que el inyector acelera y regula el flujo de agua que ingresa a la turbina y orienta el chorro de sección rectangular hacia los álabes del rodete para que luego de atravesar el interior del rodete, dar un segundo impulso a los álabes, antes de salir hacia la descarga de la turbina.

La teoría de las turbomáquinas, se puede relacionar con el eje de una turbina con el salto o altura rotórica (altura útil), aplicando la ecuación de Euler:

$$g * H_r = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{\mu_1^2 - \mu_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (1)$$

Dónde:

$g$  = aceleración de la gravedad  $[\frac{m}{s}]$

$H_r$  = Altura rotórica (altura útil) [m]

$Q$  = caudal  $[\frac{m^3}{s}]$

$c$  = velocidad absoluta [ $\frac{m}{s}$ ]

$u$  = velocidad tangencial de la turbina [ $\frac{m}{s}$ ]

$w$  = velocidad relativa del fluido [ $\frac{m}{s}$ ]

El primer término de esta ecuación representa la variación de energía cinética que se produce en el fluido entre la entrada y la salida de la máquina; el segundo término representa el cambio de presión debido a la variación de la fuerza centrífuga entre la entrada y la salida de la misma; el tercer término, finalmente, traduce el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido entre la entrada y la salida. Por lo tanto el primer término es energía cinética y las otras dos energías de presión, es decir:

$$g * H_r = g * (H_{din} + H_{est}) \quad (2)$$

Dónde:

$g$  = aceleración de la gravedad [ $\frac{m}{s^2}$ ]

$H_r$  = Altura rotórica (altura útil) [m]

$H_{din}$  = Altura dinámica [m]

$H_{est}$  = Altura estática o de presión [m]

El cambio energético está formado por un término que podemos llamar dinámico y un término representativo del trabajo de las fuerzas de presión que se denomina estático. El grado de reacción es la relación entre la energía estática que se transforma dentro del rotor y la energía total, es decir:

$$G_r = \frac{H_{est}}{H_{tot}} \quad (3)$$

Dónde:

$G_r$  = Grado de reacción

$H_{tot}$  = Altura total [m]

En las turbinas de "acción" el grado de reacción es igual a cero, es decir que se puede demostrar que  $p_1 = p_2$ , es decir que el escurrimiento a través del rotor es a presión constante.

En definitiva en este caso, a la entrada y salida del rodete reina la presión atmosférica.

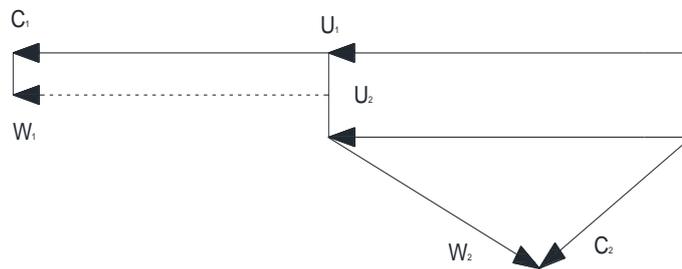
$$\mu_1 = \frac{c_1}{2} \quad (4)$$

Dónde:

$c_1$  = velocidad absoluta  $[\frac{m}{s}]$

$u_1$  = velocidad tangencial de la turbina  $[\frac{m}{s}]$

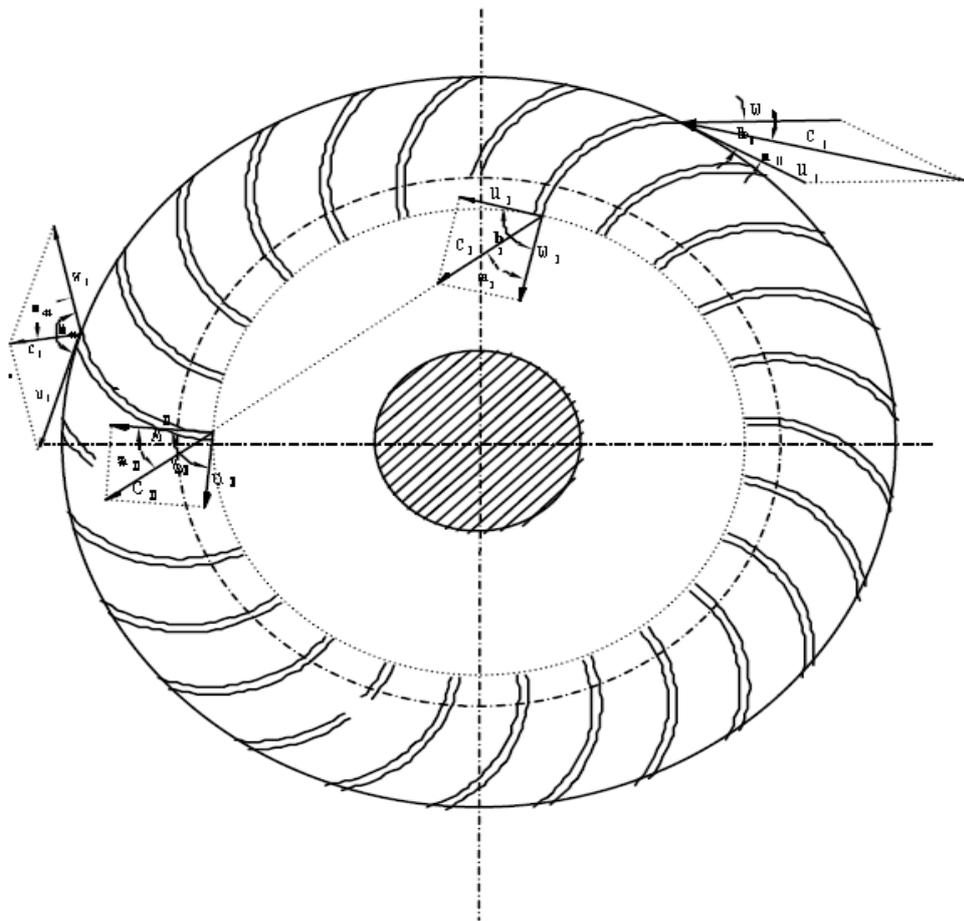
Una de las condiciones se muestra en la figura 10:



**Figura 10:** Dirección De Las Velocidades

Pueden apreciarse los triángulos de velocidades para las dos etapas ya mencionadas.

Como puede verse, existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de entrada a la segunda etapa. Esto se debe a que el flujo en esa transición es una corriente libre que no interfiere con elemento alguno del rotor.



**Figura 11:** Triángulos de velocidades de la turbina Banki

Como se mencionó anteriormente realizaremos el diseño hidráulico de esta máquina en base a que es una turbina de acción. Pero debido a las características de ésta debemos modificar el principio de máxima utilización de la energía en lo referente a la relación de velocidades. De la Figura 12 se desprende que deberá cumplirse que:

$$\mu_1 = \frac{c_{u1}}{2} \quad (5)$$

Dónde:

$c_{u1}$  = Componente de la velocidad absoluta en la dirección tangencial

$\left[\frac{m}{s}\right]$

$u_1$  = velocidad tangencial de la turbina  $\left[\frac{m}{s}\right]$

Esto se debe a que el agua no ingresa en forma totalmente paralela al plano longitudinal que contiene al eje.

Esta modificación traerá aparejada una variación en los ángulos de entrada del fluido considerados óptimos en.

La velocidad absoluta de entrada del agua en el inyector para una máquina de acción está dada por:

$$c_1 = K_c * \sqrt{2 * g * H_n} \quad (6)$$

Dónde:

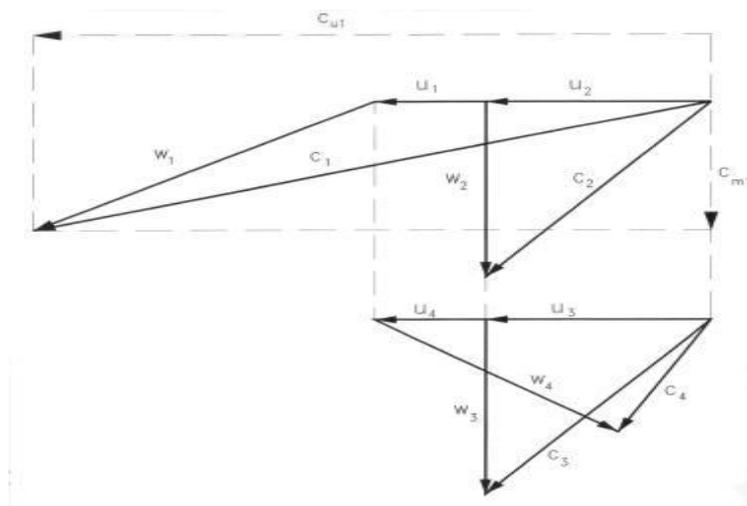
$c$  = Velocidad absoluta  $[\frac{m}{s}]$

$K_c$  = Coeficiente de velocidad del inyector

$H_n$  = Altura neta [m]

$g$  = Aceleración de la gravedad  $[\frac{m}{s^2}]$

De acuerdo a esto y analizando los triángulos de velocidades se tendrá.



**Figura 12:** Triángulos de velocidades unificados de la 1ª y 2ª etapa

$$w_1^2 = c_1^2 + \mu_1^2 - 2 * c_1 * \mu_1 * \cos\alpha_1 \quad (7)$$

Dónde:

$w_1$  = Velocidad relativa del fluido [ $\frac{m}{s}$ ]

$c_1$  = Velocidad absoluta [ $\frac{m}{s}$ ]

$\mu_1$  = Velocidad tangencial de la turbina [ $\frac{m}{s}$ ]

$\alpha_1$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial [°]

Por lo tanto para la máxima utilización de la energía:

$$w_1^2 = c_1^2 + \left(\frac{c_{u1}}{2}\right)^2 - 2 * c_1 * \frac{c_{u1}}{2} * \cos\alpha_1 \quad (8)$$

Dónde:

$w_1$  = Velocidad relativa del fluido [ $\frac{m}{s}$ ]

$c_1$  = Velocidad absoluta [ $\frac{m}{s}$ ]

$c_1$  = Velocidad absoluta [ $\frac{m}{s}$ ]

$\alpha_1$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial [°]

$c_u$  = Componente de la velocidad absoluta en la dirección tangencial [ $\frac{m}{s}$ ]

Y observando el triángulo de velocidades

$$w_1^2 = c_1^2 + \left(\frac{c_1 * \cos\alpha_1}{2}\right)^2 - 2 * c_1 * \frac{c_{u1}}{2} * \cos\alpha_1 \quad (9)$$

Dónde:

$w_1$  = Velocidad relativa del fluido [ $\frac{m}{s}$ ]

$c_1$  = Velocidad absoluta [ $\frac{m}{s}$ ]

$c_1$  = Velocidad absoluta [ $\frac{m}{s}$ ]

$\alpha_1$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial [°]

$c_u$  = Componente de la velocidad absoluta dirección tangencial [ $\frac{m}{s}$ ]

Si se cumple que:

$$c_{m1} = c_1 * \text{sen}\alpha_1 \quad (10)$$

$$c_{m1} = w_1 * \text{sen}\beta_1 \quad (11)$$

Dónde:

$c_{m1}$  = Componente de la velocidad absoluta dirección meridiana [ $\frac{m}{s}$ ]

$w_1$  = Velocidad relativa del fluido [ $\frac{m}{s}$ ]

$c_1$  = Velocidad absoluta [ $\frac{m}{s}$ ]

$\alpha_1$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial [°]

$\beta_1$  = Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial [°]

Relacionando las ecuaciones se obtiene:

$$\beta_1 = \arcsen \frac{\text{sen}\alpha_1}{\sqrt{1 - \frac{3}{4} \cos^2 \alpha_1}} \quad (12)$$

Dónde:

$\alpha_1$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial [°]

$\beta_1$  = Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial [°]

## CAPITULO 3

### DISEÑO DE LA TURBINA MICHELL BANKI

#### 3.1. Consideraciones básicas del diseño

En esta sección se procederá a realizar el diseño de la Turbina Michell Banki Hidráulica para la Microcentral Hidroeléctrica de Bellavista Alto. Al ser algunos de estos componentes hidromecánicos, se ha trabajado en el diseño mecánico e Hidráulico.

El agua tiene una energía potencial por la altura y adicionalmente energía cinética por el caudal con que fluye; a medida que el agua baja por la tubería de conducción, la energía potencial se transforma paulatinamente en energía de presión en el fluido, hasta la entrada de la turbina hidráulica en la cual ingresa la energía de presión y cinética. La turbina hidráulica es la encargada de transformar la energía de presión y la energía cinética que tiene el fluido, en energía mecánica (trabajo mecánico útil), la que posteriormente se transformará en energía eléctrica en un generador.

##### 3.1.1. Parámetros fundamentales del diseño

De conformidad con los análisis y síntesis de las diferentes áreas del Proyecto, se han establecido los parámetros fundamentales de diseño, que se presentan en la siguiente tabla 6:

**Tabla 6:** Parámetros fundamentales de diseño

PARÁMETROS FUNDAMENTALES DE DISEÑO			
PARÁMETRO	VARIABLE	UNIDADES	DATOS
Altura Estática	H	m	59,1740
Caudal de Diseño	Q	$\frac{m^3}{s}$	0,600

### 3.2. Cálculo de pérdidas por tubería y resolución del triángulo de velocidades.

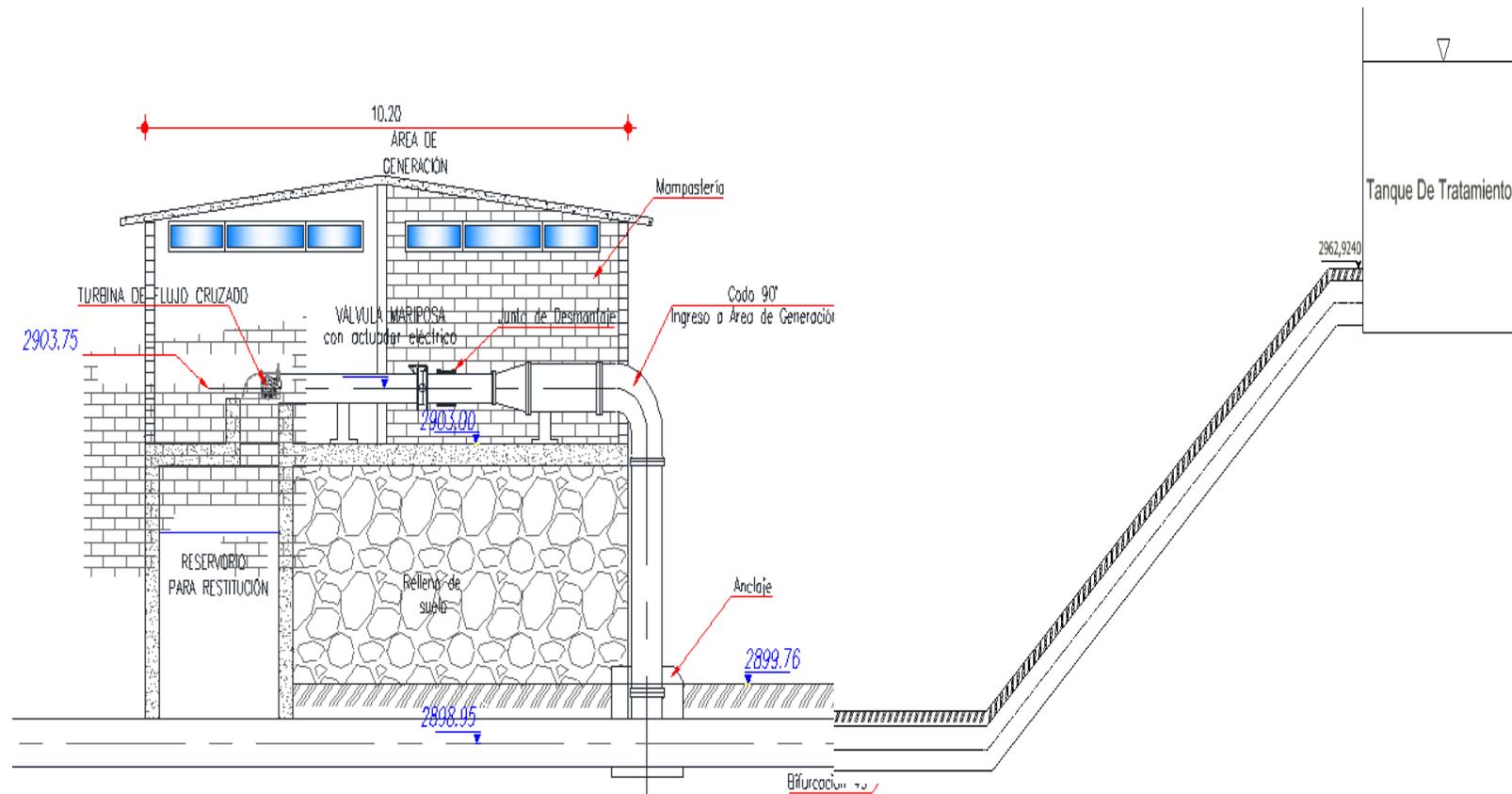


Figura 13: Cotas de nivel en la casa de máquina altura estática.

### 3.2.1 Perdidas en las tuberías

$$H_{est} = H_{Tanq} - H_{casa\ máq} \quad (13)$$

Dónde:

$H_{Tanq}$  = Altura del tanque de tratamiento [m].

$H_{casa\ máq}$  = Altura de la casa de máquinas [m].

$H_{est}$  = Altura estática desde el tanque de tratamiento hasta la casa de máquina [m].

$$H_{est} = 2962,9240\ m - 2903,7500\ m$$

$$H_{est} = 59,1740\ m$$

**Tabla 7:** Propiedades de la tubería

329

PROPERTIES OF PIPE (con't.)											
Nominal pipe size	Schedule No.		Weight designation	Outside diam. in.	Inside diam. in.	Wall thickness in.	Weight per foot lb.	Wt. of water per ft. pipe lb.	Outside surface per ft. sq. ft.	Inside surface per ft. sq. ft.	Transverse area sq. in.
	Carbon & alloy steels	Stainless steels									
<b>24</b> (CONT.)	120	....	....	24.000	20.376	1.812	429	141.4	6.28	5.33	326.1
	140	....	....	24.000	19.876	2.062	484	134.4	6.28	5.20	310.3
	....	....	....	24.000	19.625	2.187	510	130.9	6.28	5.14	302.0
	160	....	....	24.000	19.314	2.343	542	127.0	6.28	5.06	293.1
				26.000	25.500	.250	67	221.4	6.81	6.68	510.7
<b>26</b>	....	....	....	26.000	25.376	.312	84	219.2	6.81	6.64	505.8
	....	....	....	26.000	25.250	.375	103	217.1	6.81	6.61	500.7
	....	....	....	26.000	25.126	.437	119	215.0	6.81	6.58	495.8
	....	....	....	26.000	25.000	.500	136	212.8	6.81	6.54	490.9
	....	....	....	26.000	24.876	.562	153	210.7	6.81	6.51	486.0
	....	....	....	26.000	24.750	.625	169	208.6	6.81	6.48	481.1
	....	....	....	26.000	24.624	.688	186	206.4	6.81	6.45	476.2
	....	....	....	26.000	24.500	.750	202	204.4	6.81	6.41	471.4
<b>30</b>	10	....	....	30.000	29.376	.312	99	293.7	7.85	7.69	677.8
	....	....	....	30.000	29.250	.375	119	291.2	7.85	7.66	672.0
	....	....	....	30.000	29.125	.437	138	288.7	7.85	7.62	666.2
	20	....	....	30.000	29.000	.500	158	286.2	7.85	7.59	660.5
	....	....	....	30.000	28.875	.562	177	283.7	7.85	7.56	654.8
	30	....	....	30.000	28.750	.625	196	281.3	7.85	7.53	649.2

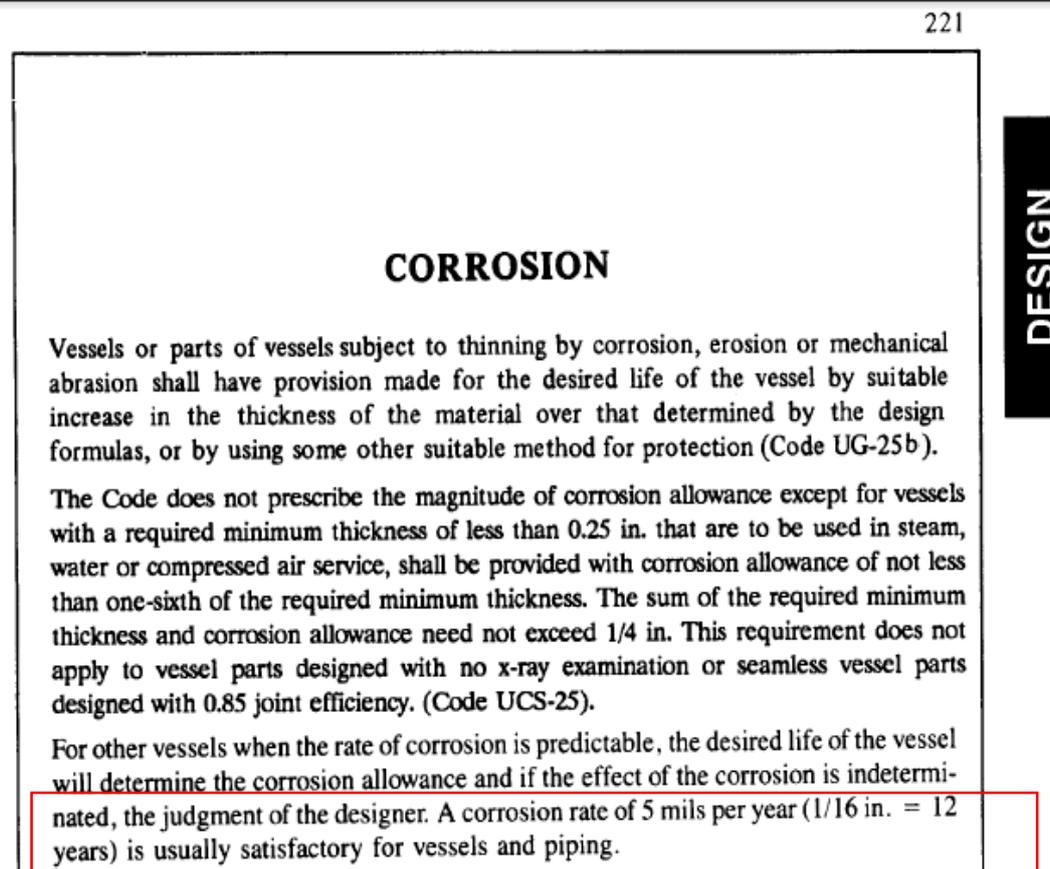
MEASURES

Fuente: (Megyesy, 2001)

La velocidad en la tubería para flujo a presión (sección llena) está dada por:

$$d = 25,500'' = 0,6477 \text{ m}$$

Para condiciones de tolerancia permisible de corrosión.



**Figura 14:** Corrosión Admisible

Fuente: (Megyesy, 2001)

$CA$  = Corrosión Admisible. (Megyesy, 2001)

$$CA = \frac{1''}{16}$$

$$CA = 0,0016 \text{ m}$$

Diámetro Interno de la Tubería a condiciones de corrosión. (Megyesy, 2001)

$$d_i = d + CA \tag{14}$$

Dónde:

$d_i$  = Diámetro interno corroído de la tubería [m].

$d$  = Diámetro interno de la tubería [m].

$CA$  = Corrosión Admisible [m].

$$d_i = 0,6477 \text{ m} + 0,0016 \text{ m}$$

$$d_i = 0,6493 \text{ m}$$

Ecuación de la Continuidad. (Mataix, 1986)

$$Q = (V * A) \tag{15}$$

$$Q = V * \left( \frac{\pi}{4} * d_i^2 \right)$$

Despejando la velocidad de la ecuación del caudal obtenemos la siguiente expresión:

$$V = \frac{(4 * Q)}{\pi * d_i^2}$$

Dónde:

$V$  = Velocidad en la tubería [m/s].

$Q$  = Caudal Volumétrico [ $\frac{m^3}{s}$ ].

$d_i$  = Diámetro interno corroído de la tubería [m].

$$V = \frac{\left( 4 * 0,6 \frac{m^3}{s} \right)}{\pi * (0,6493 \text{ m})^2}$$

$$V = 1,8121 \frac{m}{s}$$

**Tabla 8:** Coeficiente De Rugosidad absoluta para tuberías comercialesTABLA 9-2. COEFICIENTE DE RUGOSIDAD ABSOLUTA,  $k$   
PARA TUBERIAS COMERCIALES

Tipo de tubería	Rugosidad absoluta — $k$ (mm)	Tipo de tubería	Rugosidad absoluta — $k$ (mm)
Vidrio, cobre o latón estirado..	<0,001 (o lisa)	Hierro galvanizado . . . . .	0,15 a 0,20
Latón industrial . . . . .	0,025	Fundición corriente nueva..	0,25
Acero laminado nuevo . . . . .	0,05	Fundición corriente oxidada .	1 a 1,5
Acero laminado oxidado. . . . .	0,15 a 0,25	Fundición asfaltada. . . . .	0,1
Acero laminado con incrustaciones. . . . .	1,5 a 3	Cemento alisado. . . . .	0,3 a 0,8
Acero asfaltado. . . . .	0,015	Cemento bruto. . . . .	Hasta 3
Acero roblonado. . . . .	0,03 a 0,1	Acero roblonado . . . . .	0,9 a 9
Acero soldado, oxidado . . . . .	0,4	Duelas de madera . . . . .	0,183 a 0,91

Fuente: (Mataix, 1986)

$$k = 0,4\text{mm} = 4 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Donde:

$K$  = Coeficiente de rugosidad absoluta de la tubería [m].

**NÚMERO DE REYNOLDS:** (Mataix, 1986)

$$Re = \frac{V * di}{\nu} \quad (16)$$

Dónde:

$V$ = Velocidad en la tubería [m/s].

$\nu$  = Viscosidad cinemática del agua, igual a  $0,012 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}}$ , a una

temperatura de 15°C.

$Re$  = Número de Reynolds

$di$  = Diámetro interno corroído de la tubería [m].

$$Re = \frac{1,8121 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,6493 \text{ m}}{1,2 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Re = 9,8050 \times 10^5$$

### Número críticos de Reynolds. (Mataix, 1986)

Para flujo en conductos, el número de Reynolds adopta la primera de las expresiones anteriores. Normalmente se trabaja con los siguientes rangos:

Si  $Re \leq 2 \times 10^3$  Flujo LAMINAR

Si  $Re \geq 4 \times 10^3$  Flujo TURBULENTO

Si  $2 \times 10^3 < Re < 4 \times 10^3$  Región Crítica (no es posible predecir el régimen del flujo).

### Ecuación de Colebrook – White. (Software resolution Casio Class Pad 330)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{K/di}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (17)$$

Dónde:

$\lambda$  = Factor de Colebrook- White

$K$  = Coeficiente de rugosidad absoluta de la tubería [m].

$Re$  = Número de Reynolds

$di$  = Diámetro interno corroído de la tubería [m].

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{4 \times 10^{-4} \text{ m} / 0,6493 \text{ m}}{3,7} + \frac{2,51}{9,8094 \times 10^5 \sqrt{\lambda}} \right)$$

$$\lambda = 0,0195$$

**Tabla 9:** Propiedades de la atmósfera a gran altitud

TABLA A-16							
Propiedades de la atmósfera a gran altitud							
Altitud, m	Temperatura, °C	Presión, kPa	Gravedad g, m/s <sup>2</sup>	Velocidad del sonido, m/s	Densidad, kg/m <sup>3</sup>	Viscosidad $\mu$ , kg/m · s	Conductividad térmica, W/m · K
0	15.00	101.33	9.807	340.3	1.225	$1.789 \times 10^{-5}$	0.0253
200	13.70	98.95	9.806	339.5	1.202	$1.783 \times 10^{-5}$	0.0252
400	12.40	96.61	9.805	338.8	1.179	$1.777 \times 10^{-5}$	0.0252
600	11.10	94.32	9.805	338.0	1.156	$1.771 \times 10^{-5}$	0.0251
800	9.80	92.08	9.804	337.2	1.134	$1.764 \times 10^{-5}$	0.0250
1000	8.50	89.88	9.804	336.4	1.112	$1.758 \times 10^{-5}$	0.0249
1200	7.20	87.72	9.803	335.7	1.090	$1.752 \times 10^{-5}$	0.0248
1400	5.90	85.60	9.802	334.9	1.069	$1.745 \times 10^{-5}$	0.0247
1600	4.60	83.53	9.802	334.1	1.048	$1.739 \times 10^{-5}$	0.0245
1800	3.30	81.49	9.801	333.3	1.027	$1.732 \times 10^{-5}$	0.0244
2000	2.00	79.50	9.800	332.5	1.007	$1.726 \times 10^{-5}$	0.0243
2200	0.70	77.55	9.800	331.7	0.987	$1.720 \times 10^{-5}$	0.0242
2400	-0.59	75.63	9.799	331.0	0.967	$1.713 \times 10^{-5}$	0.0241
2600	-1.89	73.76	9.799	330.2	0.947	$1.707 \times 10^{-5}$	0.0240
2800	-3.19	71.92	9.798	329.4	0.928	$1.700 \times 10^{-5}$	0.0239
3000	-4.49	70.12	9.797	328.6	0.909	$1.694 \times 10^{-5}$	0.0238
3200	-5.79	68.36	9.797	327.8	0.891	$1.687 \times 10^{-5}$	0.0237
3400	-7.09	66.63	9.796	327.0	0.872	$1.681 \times 10^{-5}$	0.0236
3600	-8.39	64.94	9.796	326.2	0.854	$1.674 \times 10^{-5}$	0.0235
3800	-9.69	63.28	9.795	325.4	0.837	$1.668 \times 10^{-5}$	0.0234

Fuente: (Boles, 2008)

$$\frac{2800m - 3000m}{2800m - 2903,7500m} = \frac{9,7980 \left[ \frac{m}{s^2} \right] - 9,7970 [m/s^2]}{9,7980 \left[ \frac{m}{s^2} \right] - g}$$

$$g = 9,7975 \left[ \frac{m}{s^2} \right].$$

Dónde:

g: Gravedad en la casa de máquinas del parque metropolitano de Quito  $\left[ \frac{m}{s^2} \right]$ .

### 3.2.3 Pérdidas por fricción a lo largo de la tubería.

Ecuación de Darcy Weisbach en función del caudal: (Mataix, 1986)

$$H_f = \left( \lambda \frac{8 * L * Q^2}{g * \pi^2 * d^5} \right) \quad (18)$$

Dónde:

 $H_f$  = Pérdida de energía [m].

L = Longitud del tramo [m].

$d_i$  = Diámetro interno corroído de la tubería [m].

$Q$  = Caudal Volumétrico [ $\frac{m^3}{s}$ ].

$d_i$  = Diámetro interno corroído de la tubería [m].

$g$ : Gravedad en la casa de máquinas del parque metropolitano de Quito [ $\frac{m}{s^2}$ ].

$$L = 1125,3500 \text{ m}$$

$$g = 9,7975 \frac{m}{s^2}$$

$$H_f = 0,0195 * \frac{8 * 1125,3500 \text{ m} * \left(0,6 \frac{m^3}{s}\right)^2}{9,7975 \frac{m}{s^2} * \pi^2 * (0,6493 \text{ m})^5}$$

$$H_f = 5,6633 \text{ m}$$

### 3.2.4 Pérdidas secundarias locales.

Las pérdidas locales se expresan comúnmente como una fracción de la altura o carga de velocidad, siendo la velocidad evaluada inmediatamente aguas abajo del sitio donde se ubica el cambio de geometría que origina la pérdida.

Ecuación Fundamental de las Pérdidas Secundarias. (Mataix, 1986)

$$H_f = k \frac{v^2}{2g} \quad (19)$$

Dónde:

$H_f$  = Pérdida de carga secundaria [m].

$K$  = Coeficiente que depende del tipo de cambio de geometría o de pérdida local que se presente; está en función del número de Reynolds y de la rugosidad del tubo (adimensional)

### 3.2.5 Pérdidas por bifurcación:

**Tabla 10:** Coeficientes K de Pérdidas para bifurcaciones en tuberías

$Q_a/Q$	$\theta$	$D_a/D$	$V_a/v$	$K_e$
0.3	90°	1	0.3	0.76
	60°	0.61	0.8	0.59
	45°	0.58	0.9	0.35
0.5	90°	1	0.5	0.74
	60°	0.79	0.8	0.54
	45°	0.75	0.9	0.32
0.7	90°	1	0.7	0.88
	60°	1	0.7	0.52
	45°	1	0.7	0.30

Fuente: (Sotelo, 1990)

$$\frac{Q_a}{Q} = \frac{Q * d_i}{Q} = \frac{0,6 \frac{m^3}{s} * 0,6493m}{0,6 \frac{m^3}{s}} = 0,6493 m$$

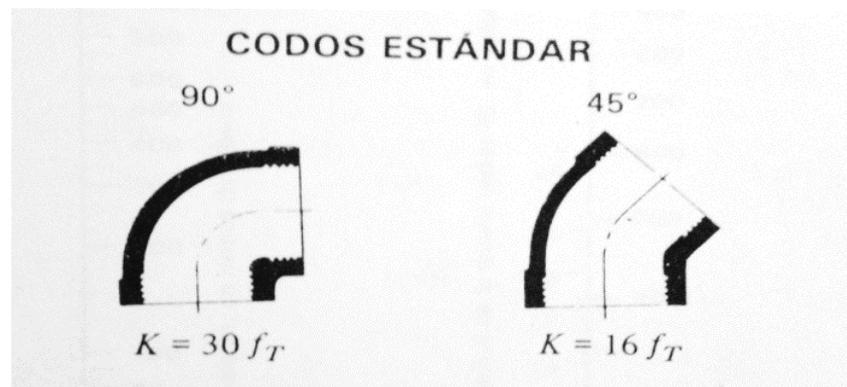
Con lo que se obtiene que el valor de K es 0,30.

$$H_{f_{Bifurcación}} = k \frac{V^2}{2g}$$

$$H_{f_{Bifurcación}} = 0,3 \frac{\left(1,8121 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9,7975 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$H_{f_{Bifurcación}} = 0,0503 m$$

### 3.2.6 Pérdidas por codos.



**Figura 15:** Codos Estandarizados

Fuente: (Sotelo, 1990)

$$k = 30 * f_T \quad (20)$$

Dónde:

$k$  = Coeficiente de pérdida en los codos a 90°.

$f_T$  = Factor de fricción

**Tabla 11:** Factores de fricción para tuberías comerciales

**FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS,  
DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA**

Diámetro Nominal	mm	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200, 250	300-400	450-600
	pulg	½	¾	1	1¼	1½	2	2½, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
Factor de fricción ( $f_T$ )		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

Fuente: (Sotelo, 1990)

$$f_T = 0,012$$

$$k = 30 * 0,012$$

$$k = 0,36$$

$$k = 16 * f_T \quad (21)$$

Dónde:

$k$  = Coeficiente de pérdida en los codos a 45°.

$f_T$  = Factor de fricción

$$k = 16 * 0,012$$

$$k = 0,192$$

**Tabla 12:** Coeficiente k para pérdidas localizadas de los cambios de dirección en la tubería de presión del proyecto hidroeléctrico Bellavista Alto.

	$\theta$	k
<b>C. Dirección 1</b>	45	0,192
<b>C. Dirección 2</b>	90	0,360
<b>C. Dirección 3</b>	90	0,360

$$Hf_{\text{Dirección 1}} = k \frac{v^2}{2 * g} \quad (22)$$

Dónde:

$Hf_{\text{Dirección 1}}$  = Pérdida de energía en la dirección 1 (m)

$k$  = Coeficiente de pérdida en los codos a 45°.

$$Hf_{\text{Dirección 1}} = 0,192 \frac{\left(1,8121 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9,7975 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$Hf_{\text{Dirección 1}} = 0,0322m$$

$$Hf_{\text{Dirección 2}} = k \frac{v^2}{2 * g} \quad (23)$$

Dónde:

$Hf_{\text{Dirección 2}}$  = Pérdida de energía en la dirección 2 (m).

$k$  = Coeficiente de pérdida en los codos a 90°.

$$Hf_{\text{Dirección 2}} = 0,360 * \frac{\left(1,8121 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9,7975 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$Hf_{\text{Dirección 2}} = 0,0603 m$$

$$Hf_{\text{Dirección 3}} = k \frac{v^2}{2 * g} \quad (24)$$

Dónde:

$Hf_{\text{Dirección 3}}$  = Pérdida de energía en la dirección 3 [m].

$k$  = Coeficiente de pérdida en los codos a 90°.

$$Hf_{\text{Dirección 3}} = 0,360 * \frac{\left(1,8121 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9,7975 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$Hf_{\text{Dirección 3}} = 0,0603 m$$

### 3.2.7 Pérdida por reducción de diámetro.

La longitud de la tubería de presión se desarrolla hasta la reducción existente. Como se indicó anteriormente se reduce el diámetro de la tubería de 0,6509m a 400mm para que ingrese con el diámetro óptimo a la turbina. Considerando el diseño mecánico del cono reductor, se tiene un ángulo del elemento igual a:

**Tabla 13:** Propiedades de la tubería

327

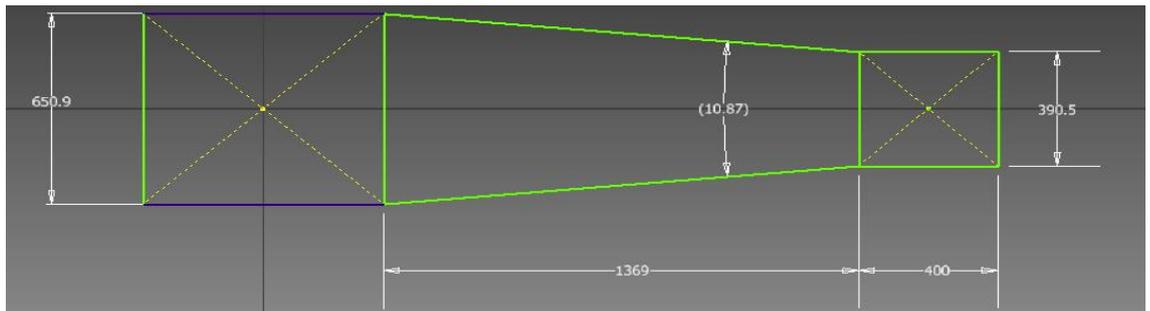
PROPERTIES OF PIPE (con't.)											
Nom- inal pipe size	Schedule No.		Weight designa- tion	Outside diam- in.	Inside diam. in.	Wall thick- ness in.	Weight per foot lb↓	Wt. of water per ft. pipe lb	Outside surface per ft. sq. ft.	Inside surface per ft. sq. ft.	Trans- verse area sq. in.
	Carbon & alloy steels	Stain- less steels									
16	...	...	...	16.000	15.624	.188	32	83.3	4.20	4.09	192.0
	...	...	...	16.000	15.524	.238	40	82.5	4.20	4.06	190.0
	10	...	...	16.000	15.500	.250	42	82.1	4.20	4.06	189.0
	...	...	...	16.000	15.438	.281	47	81.2	4.20	4.04	187.0
	20	...	...	16.000	15.375	.312	52	80.1	4.20	4.03	185.6
	...	...	...	16.000	15.312	.344	57	80.0	4.20	4.01	184.1
	30	...	Std.	16.000	15.250	.375	63	79.1	4.20	4.00	182.6
	...	...	...	16.000	15.188	.406	68	78.6	4.20	3.98	181.0
	...	...	...	16.000	15.124	.438	73	78.2	4.20	3.96	180.0
	...	...	...	16.000	15.062	.469	78	77.5	4.20	3.94	178.5
	40	...	X-Stg.	16.000	15.000	.500	83	76.5	4.20	3.93	176.7
	...	...	...	16.000	14.938	.531	88	75.8	4.20	3.91	175.2

Fuente: (Megyesy, 2001)

$$d_{i_{red}} = 15,375" = 0,3905 \text{ m}$$

Dónde:

$$d_{i_{red}} = \text{Diámetro reducido de la tubería [m].}$$



**Figura 16:** Esquema de reducción gradual

La velocidad en la tubería para flujo a presión sección llena está dada por:

$$Q = V_2 * \frac{\pi}{4} * (di_{red})^2 \quad (25)$$

Dónde:

$V_2$  = Velocidad en la tubería reducida ( $\frac{m}{s}$ )

$Q$  = Caudal Volumétrico ( $\frac{m^3}{s}$ )

$di_{red}$  = Diámetro reducido de la tubería [m].

Despejando la velocidad de la tubería reducida.

$$V_2 = \frac{(4 * Q)}{\pi * (di_{red})^2}$$

$$V_2 = \frac{(4 * 0,6 \frac{m^3}{s})}{\pi * (0,3905 m)^2}$$

$$V_2 = 4,9690 \frac{m}{s}$$

**Tabla 14:** Coeficientes k de pérdidas por reducción gradual de ángulo  $\theta$ , según Kisiliev

$\theta$	4 a 5°	7°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	60°	75°	80°
K	0.060	0.090	0.160	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32	0.34	0.35

Fuente: (Sotelo, 1990)

Con lo que se obtiene que el valor de K es 0.16.

$$Hf_{reducida} = k \frac{V_2^2}{2 * g} \quad (26)$$

Dónde:

$Hf_{reducida}$  = Pérdida de energía por reducción de tubería (m).

K= Coeficientes k de pérdidas por reducción gradual de ángulo  $\theta$ , según Kisiliev.

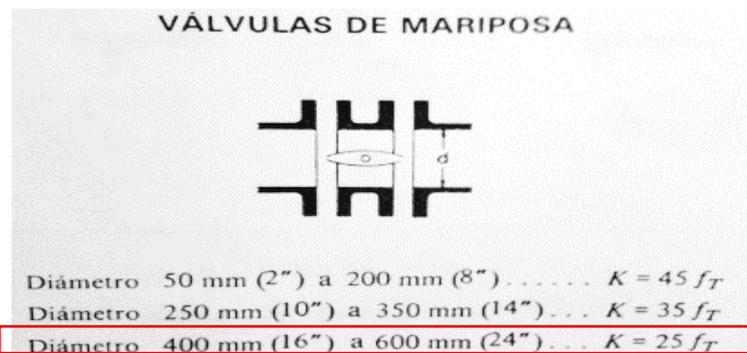
$V_2$ = Velocidad en la tubería reducida ( $\frac{m}{s}$ )

g: Gravedad en la casa de máquinas del parque metropolitano de Quito  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ .

$$Hf_{reducida} = 0,16 \frac{\left(5,0929 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9,7975 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$Hf_{reducida} = 0,2016 \text{ m}$$

### 3.2.8 Pérdidas por válvula mariposa de regulación.



**Figura 17:** Válvula mariposa de regulació

Fuente: (Crane, 1991)

$$Kv = 25 * f_T \quad (27)$$

Dónde:

$Kv$  = Coeficiente de rugosidad relativa de la válvula

$f_T$  = Factor de fricción.

$$Kv = 25 * 0,012$$

$$Kv = 0,3$$

$$Hf_{v\u00e1lvula} = kv \frac{V_2^2}{2 * g}$$

D\u00f3nde:

$Hf_{v\u00e1lvula}$  = P\u00e9rdida de energ\u00eda para la v\u00e1lvula de regulaci\u00f3n (m).

$Kv$  = Coeficiente de rugosidad relativa de la v\u00e1lvula

$V_2$  = Velocidad en la tuber\u00eda reducida ( $\frac{m}{s}$ )

$g$ : Gravedad en la casa de m\u00e1quinas del parque metropolitano de Quito  $[\frac{m}{s^2}]$ .

$$Hf_{v\u00e1lvula} = 0,3 * \frac{\left(4,9690 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9,7975 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$Hf_{v\u00e1lvula} = 0,3780 m$$

### 3.2.8 P\u00e9rdidas por cambio de secci\u00f3n de redondo a cuadrado. (Robert L.

Mott, 1996)

$$K_H = \lambda \frac{L}{2 * R_H} \tag{28}$$

D\u00f3nde:

$K_H$  = Coeficiente de cambio de secci\u00f3n

$R_H$  = Radio Hidr\u00e1ulico [m].

$$R_H = \frac{di_{red}}{4} + \frac{Br}{4} = \frac{0,3905m}{4} + \frac{0,364 m}{4} = 0,1886 m$$

$$K_H = \lambda \frac{L}{2 * \left(\frac{D}{4} + \frac{Br}{4}\right)}$$

$$K_H = 0,0195 \frac{0,6m}{2 * (0,1886 m)}$$

$$K_H = 0,0309$$

$$Hf_{Hidraulico} = k_H \frac{V_2^2}{2 * g}$$

Dónde:

$Hf_{Hidraulico}$  = Pérdida de energía para cambio de sección (m).

$K_H$  = Coeficiente de cambio de sección

V = Velocidad en la tubería reducida ( $\frac{m}{s}$ )

g: Gravedad en la casa de máquinas del parque metropolitano de Quito  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ .

$$Hf_{Hidraulico} = 0,0309 * \frac{\left(4,9690 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * \left(9,7975 \frac{m}{s^2}\right)}$$

$$Hf_{Hidraulico} = 0,0389 m$$

**Tabla 15:** Resumen De Pérdidas Para La Tubería De Presión Del Proyecto Hidroeléctrico Bellavista.

PÉRDIDAS POR FRICCIÓN A LO LARGO DE LA TUBERÍA.	$\lambda = 0,0195$	5,6633m
PÉRDIDAS LOCALES	K	PÉRDIDAS [m]
$Hf_{Bifurcación}$	0,30	0,0503 m
$Hf_{Dirección 1}$	0,192	0,0322 m
$Hf_{Dirección 2}$	0,360	0,0603 m
$Hf_{Dirección 3}$	0,360	0,0603 m
	Continua	

$Hf_{reducida}$	0,16	0,2016 m
$Hf_{válvula}$	0,3	0,3780 m
$Hf_{Hidraulico}$	0,0309	0,0389 m
$Hf_{Total}$		6.4849 m

### 3.3 Diseño hidráulico.

El diseño hidráulico de la turbina Michell Banki se basa en que el inyector acelera y regula el flujo de agua que ingresa a la turbina y orienta el chorro de sección rectangular hacia los álabes del rodete para que luego de atravesar el interior del rodete, dar un segundo impulso a los álabes, antes de salir hacia la descarga de la turbina.

Ecuación de la conservación de energía. (Ingeniería, 2001 )

$$\Delta E = \Delta E_{CINÉTICA} + \Delta E_{PRESIÓN POR LA FUERZA CENTRÍFUGA} + \Delta E_{PRESIÓN POR LA VELOCIDAD RELATIVA DEL FLUIDO}$$

Ecuación de Euler para turbomáquinas. (Ingeniería, 2001 )

$$g * H_r = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{\mu_1^2 - \mu_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (29)$$

Dónde:

$g$  = aceleración de la gravedad  $[\frac{m}{s^2}]$

$H_r$  = Altura rotórica (altura útil) [m]

$Q$  = caudal  $[\frac{m^3}{s}]$

$c$  = velocidad absoluta  $[\frac{m}{s}]$

$u$  = velocidad tangencial de la turbina  $[\frac{m}{s}]$

$w$  = velocidad relativa del fluido  $[\frac{m}{s}]$

Por analogía de la ecuación de la primera ley de la termodinámica de conservación de la energía se representa como el primer término como la variación de la energía cinética denotada con la variable  $c$ , el segundo término representa el cambio de presión debido a la variación de la fuerza centrífuga entre la entrada y la salida de la misma denotado con la variable  $\mu$  y finalmente el tercer término representa el cambio de presión debido a la variación de la velocidad relativa del fluido entre la entrada y la salida denotado con la variable.

### 3.3.1 Resolución del triángulo de velocidades en el primer impulso a la entrada.

#### Cálculo de altura Dinámica.

$$H_{din} = H_{est} - Hf_{Total}$$

$$H_{din} = 59,1740 \text{ m} - 6.4849\text{m}$$

$$H_{din} = 52,6891\text{m}$$

### 3.3.2 Coeficiente de velocidad $k_c$ del inyector. (Organización

latinoamericana de energía, 1988)

$$k_c = \sqrt{1 - \frac{Hf_{Total}}{H_{est}}} \quad (30)$$

Dónde:

$k_c$  = Coeficiente De Velocidad  $K_c$  Del Inyector

$Hf_{Total}$  = Pérdidas totales en tubería [m].

$H_{est}$  = Altura estática desde el tanque de tratamiento hasta la casa de máquinas [m].

$$H_{est} = 59,1740 \text{ m}$$

$$Hf_{Total} = 6.4849 \text{ m}$$

$$kc = \sqrt{1 - \frac{6.4849 \text{ m}}{59,1740 \text{ m}}}$$

$$kc = 0,9444$$

En las turbinas de "acción" el grado de reacción es igual a cero, es decir que se puede demostrar que  $p_1 = p_2$ , es decir que el escurrimiento a través del rotor es a presión constante.

Esto se debe a que el agua no ingresa en forma totalmente paralela al plano longitudinal que contiene al eje. Esta modificación traerá aparejada una variación en los ángulos de entrada del fluido considerados óptimos en.

La ecuación de velocidad absoluta de entrada del agua en el inyector: (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$c_1 = K_c * \sqrt{2 * g * H_{din}} \quad (31)$$

Dónde:

$kc$  = Coeficiente De Velocidad  $K_c$  Del Inyector

$H_{est}$  = Altura estática desde el tanque de tratamiento hasta la casa de máquinas [m].

$c_1$  = Velocidad Absoluta  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$H_{din}$  = Altura dinámica considerando pérdidas en tuberías [m].

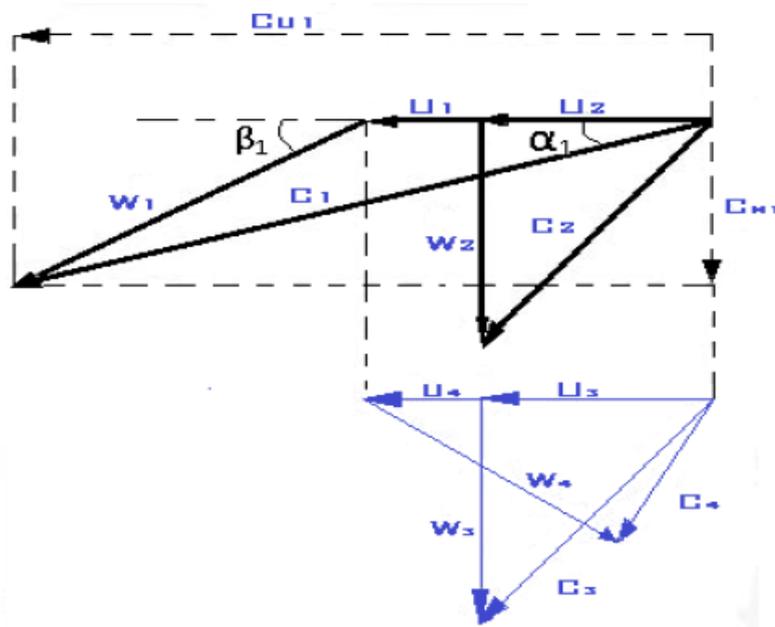
$g$ : Gravedad en la casa de máquinas del parque metropolitano de Quito  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ .

$$c_1 = 0,9443 * \sqrt{2 * 9,7975 \frac{m}{s^2} * 52,6891m}$$

$$c_1 = 30,3654 \frac{m}{s}$$

La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la del ingreso del agua al rodete. Este chorro de agua a su vez se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio denominado  $\alpha_1$ , el cual posee valores prácticos que se encuentran alrededor de  $\alpha_1 = 16^\circ$ . (Organización latinoamericana de energía, 1988)

De acuerdo a esto y analizando los triángulos de velocidades se tendrá.



**Figura 18** : Triángulos de velocidades unificados de la 1ª y 2ª etapa

En definitiva en este caso, la entrada y salida del rodete es de presión atmosférica.

### 3.3.3 Velocidad tangencial de la turbina. (Ingeniería, 2001 )

$$\mu_1 = \frac{c_1}{2} \quad (32)$$

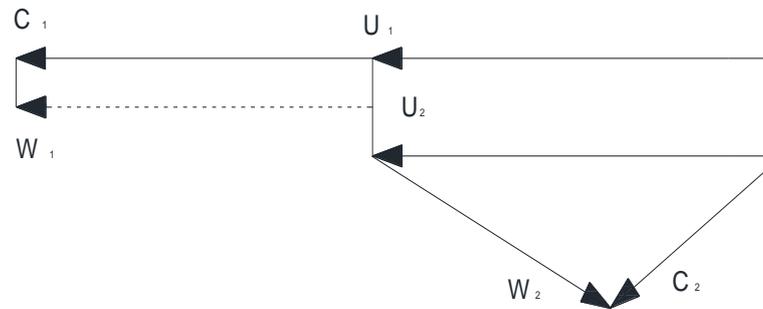
Dónde:

$c_1$  = velocidad absoluta [m/s]

$\mu_1$  = velocidad tangencial de la turbina [m/s]

$$\mu_1 = \frac{c_1}{2} = \frac{30,3654 \frac{m}{s}}{2} = 15,1827 \frac{m}{s}$$

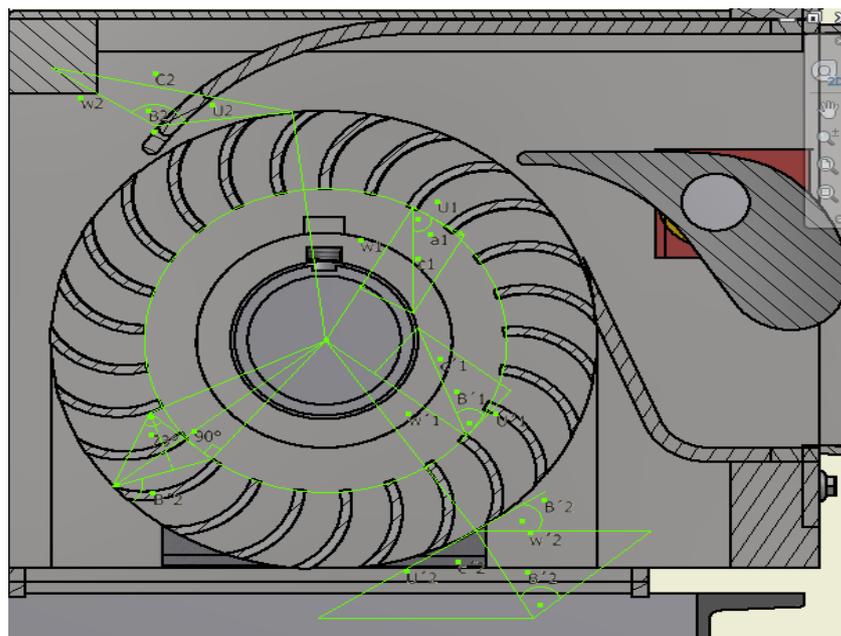
Una de las condiciones se muestra en la figura 18:



**Figura 19:** Dirección De Las Velocidades

En la Figura 20 pueden apreciarse los triángulos de velocidades para las dos etapas ya mencionadas.

Como puede verse, existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de entrada a la segunda etapa. Esto se debe a que el flujo en esa transición es una corriente libre que no interfiere con elemento alguno del rotor.



**Figura 20:** Triángulos de velocidades de la Turbina Michell Banki

Como se mencionó anteriormente realizaremos el diseño hidráulico de esta máquina en base a que es una turbina de acción. Pero debido a las características de ésta debemos modificar el principio de máxima utilización de la energía en lo referente a la relación de velocidades.

### 3.3.4 Ecuación para la componente de la velocidad absoluta en la dirección tangencial. (Mecánica, 2008)

$$\mu_1 = \frac{c_{u1}}{2} \quad (33)$$

Dónde:

$c_{u1}$  = Componente de la velocidad absoluta en la dirección tangencial [m/s]

$u_1$  = velocidad tangencial de la turbina [m/s]

$$c_{u1} = 15,1827 \frac{m}{s} * 2$$

$$c_{u1} = 30,3654 \frac{m}{s}$$

Figura 20 Hallamos  $w_1$  como se muestra.

$$w_1^2 = c_1^2 + \mu_1^2 - 2 * c_1 * \mu_1 * \cos\alpha_1 \quad (34)$$

Dónde:

$w_1$  = Velocidad relativa del fluido [m/s]

$c_1$  = Velocidad absoluta [m/s]

$\mu_1$  = Velocidad tangencial de la turbina [m/s].

$\alpha_1$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial [°]

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + \mu_1^2 - 2 * c_1 * \mu_1 * \cos\alpha_1}$$

$$w_1 = \sqrt{\left(30,3654 \frac{m}{s}\right)^2 + \left(15,1827 \frac{m}{s}\right)^2 - 2 * 30,3654 \frac{m}{s} * 15,1827 \frac{m}{s} * \cos 16^\circ}$$

$$w_1 = w_1' = 16,3166 \frac{m}{s}$$

Si se cumple que: (Ingeniería, 2001 )

$$c_{m1} = c_1 * \text{sen}\alpha_1 \quad (35)$$

Dónde:

$c_{m1}$  = Componente De La Velocidad Absoluta En La Dirección Meridiana [ $\frac{m}{s}$ ]

$c_1$  = Velocidad Absoluta [ $\frac{m}{s}$ ]

$\alpha_1$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial [°]

$$c_{m1} = 30,3654 \frac{m}{s} * \text{sen}16^\circ$$

$$c_{m1} = 8,3698 \frac{m}{s}$$

Componente De La Velocidad Absoluta En La Dirección Meridiana.  
(Ingeniería, 2001 )

$$c_{m1} = w_1 * \text{sen}\beta_1 \quad (36)$$

Dónde:

$c_{m1}$  = Componente De La Velocidad Absoluta En La Dirección Meridiana  
[ $\frac{m}{s}$ ].

$w_1$  = Velocidad Relativa Del Fluido [ $\frac{m}{s}$ ].

$\beta_1$  = Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial [°].

$$c_{m1} = 16,3166 \frac{m}{s} * \text{sen}30^\circ$$

$$c_{m1} = 8,1583 \frac{m}{s}$$

### 3.3.5 Resolución del triángulo de velocidades en el segundo

#### impulso a la salida.

La velocidad del agua a la salida del inyector es igual a la velocidad de salida al ingreso del agua al rodete. Este chorro de agua a la vez se orienta hacia el rodete con un ángulo promedio denominado  $\alpha_2$ , el cual posee valores prácticos que se encuentran alrededor de los 16 grados.

$Ku$  = Es el coeficiente tangencial de velocidades para las turbinas de doble acción el valor es de 0,5. (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$c_2 = c_1 = 30,3654 \frac{m}{s}$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 16^\circ$$

También es conocido que en las turbinas de acción la velocidad se expresa por:

En el interior del rodete se cumple que los triángulos de velocidades son iguales debido a que: (Ingeniería, 2001 )

$$U_2 = Ku * c_2 * \cos\alpha_2 \quad (37)$$

Dónde:

$U_2$  = Velocidad Tangencial De La Turbina a la salida del inyector [m/s].

$Ku$  = Es el coeficiente tangencial de velocidades para las turbinas de doble acción el valor es de 0,5.

$c_2$  = Velocidad Absoluta [m/s].

$\alpha_2$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial [°].

$$U_2 = 0,5 * 30,3654 \frac{m}{s} * \cos 16^\circ$$

$$U_2 = 14,5945 \frac{m}{s}$$

Con estas velocidades determinamos la velocidad relativa  $w_2$ .  
(Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$w_2 = c_2 * \sqrt{1 - Ku * (2 - Ku) \cos^2 \alpha_2} \quad (38)$$

Dónde:

$w_2$  = Velocidad relativa del fluido  $[\frac{m}{s}]$ .

$c_2$  = Velocidad Absoluta a la salida del inyector  $[\frac{m}{s}]$ .

$Ku$  = Es el coeficiente tangencial de velocidades para las turbinas de doble acción el valor es de 0,5.

$\alpha_2$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial  $[^\circ]$ .

$$w_2 = 30,3654 \frac{m}{s} * \sqrt{1 - 0,5 * (2 - 0,5) \cos^2 16^\circ}$$

$$w_2 = 16,8242 \frac{m}{s}$$

Y con el ángulo  $\beta_2$  se concluye la construcción del diagrama de velocidades mostrada en la figura 3.7 en la entrada del rodete por ley de cosenos.

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2 * w_2 * u * \cos \beta_2 \quad (39)$$

Dónde:

$c_2$  = Velocidad Absoluta a la salida del inyector  $[\frac{m}{s}]$ .

$w_2$  = Velocidad relativa del fluido  $[\frac{m}{s}]$ .

$u$  = Velocidad Tangencial De La Turbina a la salida del inyector  $[\frac{m}{s}]$ .

$\beta_2$  = Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial  $[^\circ]$ .

Despejando de la ecuación (29)  $\beta_2$ , ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad Tangencial.

$$\beta_2 = \cos^{-1} \left( \frac{c^2 - w^2 - u^2}{-2 * w * u} \right)$$

$$\beta_2 = \cos^{-1} \left( \frac{\left(30,3654 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(16,8242 \frac{m}{s}\right)^2 - \left(14,5945 \frac{m}{s}\right)^2}{-2 * 16,8242 \frac{m}{s} * 14,5945 \frac{m}{s}} \right)$$

$$\beta_2 = 150,1673^\circ$$

En el interior del rodete, se cumple que los triángulos de velocidades son iguales debido a que: (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$u_1 = u'_1 = 15,1827 \frac{m}{s}$$

$$c_1 = c'_1 = 30,3654 \frac{m}{s}$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha'_1 = 16^\circ$$

$$\beta'_2 = 180^\circ - \beta_2 = 29,8327^\circ$$

$$\beta'_2 = 180^\circ - 150,14^\circ$$

$$\beta'_2 = 29,8327^\circ$$

De la figura 19 a la salida del agua del rodete, se forma un diagrama de velocidades en que: (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$u'_2 = u_2 = k_u * c_2 * \cos \alpha_2 \quad (40)$$

Dónde:

$k_u$  = Es el coeficiente tangencial de velocidades para las turbinas de doble acción el valor es de 0,5.

$c_2$  = Velocidad Absoluta  $\left[\frac{m}{s}\right]$ .

$\alpha_2$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial  $[\circ]$ .

$U_2$  = Velocidad Tangencial De La Turbina a la salida del inyector  $\left[\frac{m}{s}\right]$ .

$u'2$  = Velocidad Tangencial De La Turbina a la entrada del inyector en el segundo impulso  $[\frac{m}{s}]$ .

$$u'2 = u2 = 0,5 * 30,3654 \frac{m}{s} * \cos 16^\circ$$

$$u'2 = 14,5945 \frac{m}{s}$$

La velocidad relativa estaría expresado por: (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$w'2 = Kf * w2 \quad (41)$$

Dónde:

$w'2$  = Velocidad relativa a la salida del segundo impulso  $[\frac{m}{s}]$ .

$Kf$  = Coeficiente de velocidad relativa que expresa la pérdida por fricción del agua por los álabes del rodete y su valor puede aproximarse a 0,98.

$$w'2 = 0,98 * 16,8242 \frac{m}{s}$$

$$w'2 = 16,4877 \frac{m}{s}$$

El ángulo de salida con respecto a la tangente del rodete se obtiene con la siguiente expresión: (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$\alpha'_2 = \arcsen \left( \frac{Kf * \sen \beta'2 * \sqrt{1 - ku * (2 - ku) * \cos^2 \alpha_2}}{\sqrt{kf^2 + ku * \cos^2 \alpha_2 (ku - kf^2 * (2 - ku) - kf)}} \right) \quad (42)$$

Dónde:

$Ku$  = Es el coeficiente tangencial de velocidades para las turbinas de doble acción el valor es de 0,5.

$\alpha_2$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial [°].

$\beta'2$  = Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial a la salida del inyector [°].

$Kf$  = Coeficiente de velocidad relativa que expresa la pérdida por fricción del agua por los álabes del rodete y su valor puede aproximarse a 0,98.

$$\alpha'_2 = \arcsen \left( \frac{0,98 * \text{sen}29,8327^\circ * \sqrt{1 - 0,5 * (2 - 0,5) * \cos^2 16^\circ}}{\sqrt{0,98^2 + 0,5 * \cos^2 16^\circ (0,5 - 0,98^2 * (2 - 0,5) - 0,98)}} \right)$$

$$\alpha'_2 = 15,8515^\circ$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha'_2 = 16^\circ$$

Con estas velocidades se obtiene la velocidad absoluta del agua a la salida del rodete, expresada por: (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$C'2 = C2 \left( \sqrt{Kf^2 * (1 - (Ku) * (2 - Ku) * \cos^2 \alpha_2) + ku * \cos^2 \alpha_2 - 2Kf * \cos^2 \alpha_2 (1 - Ku) * Ku} \right) \quad (43)$$

Dónde:

$C'2$  = Velocidad Absoluta a la salida del segundo impulso  $\left[\frac{m}{s}\right]$ .

$c_2$  = Velocidad Absoluta a la salida del primer impulso  $\left[\frac{m}{s}\right]$ .

$Ku$  = Es el coeficiente tangencial de velocidades para las turbinas de doble acción el valor es de 0,5.

$\alpha_2$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial  $[^\circ]$ .

$Kf = 0,98$  Coeficiente de velocidad relativa que expresa la pérdida por fricción del agua por los álabes del rodete y su valor puede aproximarse a 0,98.

$$C'2 = 30,3654 \frac{m}{s} \left( \sqrt{0,98^2 * (1 - (0,5) * (2 - 0,5) * \cos^2 16) + 0,5 * \cos^2 16 - 2 * 0,98 * \cos^2 16 (1 - 0,5) * 0,5} \right)$$

$$C'2 = 16,9812 \frac{m}{s}$$

Como se puede observar los diagramas de velocidades solo depende del salto y los ángulos son independientes de las condiciones de salto y caudal.

### 3.4. Cálculo y dimensionamiento de los elementos constituyentes de la turbina.

#### 3.4.1 Rodete

#### DISEÑO HIDROMECÁNICO DE LA TURBINA

El diámetro exterior del rodete viene dado por la ecuación: (INE, 1986)

$$De = \frac{39,85 \cdot \sqrt{H_{din}}}{N} \quad (44)$$

Dónde:

$De$  = Diámetro externo del rodete [m].

$H_{din}$  = Altura dinámica considerando pérdidas en tuberías [m].

$N$  = Velocidad de giro del generador [r.p.m.]

$$De = \frac{39,85 \cdot \sqrt{52,6891}}{900}$$

$$De = 0,32 \text{ m}$$

**Tabla 16:** Selección del espesor de los álabes del rotor

Rotor	Tubería		
	Diámetro (mm)	Diámetro (pulg)	peso (kgf/m)
200	2 1/2	5,16	8,62
300	4	6,02	16,07
400	5	6,55	21,78

Fuente: (INE, 1986)

Diámetro interior del rotor. (INE, 1986)

$$D_i = 0,67 * D_e \quad (45)$$

Dónde:

$D_i$  = Diámetro Interno del rodete [m].

$D_e$  = Diámetro externo del rodete [m].

$$D_i = 0,67 * 0,32m$$

$$D_i = 0,211 m$$

### 3.4.2 Velocidad de giro de la turbina

Una vez seleccionado el diámetro del rotor se procede a obtener la velocidad de giro. Por definición:

$$N_t = 40,62 * K_c * \frac{\sqrt{H_{din}}}{D_e} \quad (46)$$

Dónde:

$N_t$  = Velocidad de giro de la turbina [r.p.m.]

$H_{din}$  = Altura dinámica considerando pérdidas en tuberías [m].

$k_c$  = Coeficiente De Velocidad  $K_c$  Del Inyector

$$N_t = 40,62 * 0,9443 * \frac{\sqrt{52,6891m}}{0,32m}$$

$$N_t = 867 \text{ r.p.m.}$$

### 3.4.3 Selección del número de álabes del rotor

La selección del número de álabes se realiza en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal.

**Tabla 17:** Selección del número de álabes del rotor (Instituto Nacional de Energía, 1986).

Diámetro del rotor (mm)	Número de Álabes
200	22
300	24
400	26
500	28

Interpolación para el número de álabes:

$$\frac{300 - 320}{300 - 400} = \frac{24 - 26}{24 - Z}$$

$$Z = 24,5 \approx 25$$

#### 3.4.4 Radios de curvatura $r_i$ y $r_e$ :

De los álabes del rodete se expresa también en función del diámetro del rodete y el ángulo del álabe  $\beta'2$ , así se tiene:

El radio de curvatura  $r_i$  de los álabes se calcula con la ecuación:  
(Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$r_i = \frac{D_e}{4 \cos \beta'2} \left( 1 - \left( \frac{D_i}{D_e} \right)^2 \right) \quad (47)$$

Dónde:

$r_i$  = Radio de curvatura [m]

$D_e$  = Diámetro externo del rodete [m]

$\beta'2$  = Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial a la salida del inyector [°].

$$r_i = \frac{0,32}{4 * \cos 29,86^\circ} \left( 1 - \left( \frac{0,211 \text{ m}}{0,32 \text{ m}} \right)^2 \right)$$

$$r_i = 0,052 \text{ m}$$

El radio de curvatura  $r_e$  de los álabes se calcula con la ecuación:  
(Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$r_e = 0,181 * D_e \quad (48)$$

Dónde:

$r_e$  = El radio de curvatura externo [m].

$D_e$  = Diámetro externo del rodete [m]

$$r_e = 0,181 * 0,32m$$

$$r_e = 0,058 m$$

### 3.4.5 Cálculo del ancho del rotor. (Micro Turbinas para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos, 2012)

Un factor importante a tener en cuenta es el cálculo del ancho del rotor. Este se calcula en función del diámetro seleccionado y los parámetros de Funcionamiento.

Considerando que:

$$Aa = \frac{Q}{C_{m1}} \quad (49)$$

Dónde:

$Aa$  = Área de admisión [ $m^2$ ]

$Q$  = Caudal Volumétrico [ $\frac{m^3}{s}$ ].

$c_{m1}$  = Componente de la velocidad absoluta en la dirección meridiana [m/s]

$$Aa = \frac{0,6 \frac{m^3}{s}}{8,3698 \frac{m}{s}}$$

$$Aa = 0,0717m^2$$

Definiendo la relación  $Xz$  como: (Micro Turbinas para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos, 2012)

$$Xz = \frac{Za}{Z} \quad (50)$$

Dónde:

$Za$ = Relación entre número de álabes de admisión mojados.

$Z$ = Número de álabes totales del rotor.

Teniendo en cuenta que el coeficiente  $Xz$  varía normalmente entre 0,05 y 0,35; se adopta como valor de referencia:

$$Xz = \frac{7}{25}$$

$$Xz = 0,28$$

El paso  $Pz$  se define como:

$$Pz = \frac{\pi * De}{Z} \quad (51)$$

Dónde:

$Pz$  = Paso entre los álabes [m].

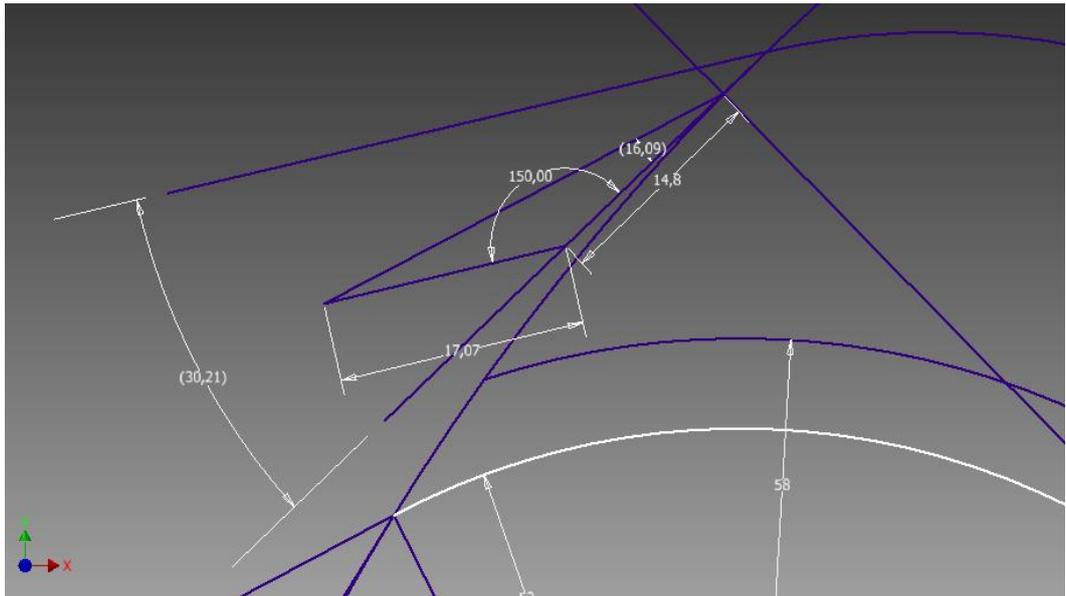
$Z$ = Número de álabes totales del rotor.

$De$  = Diámetro externo del rodete [m]

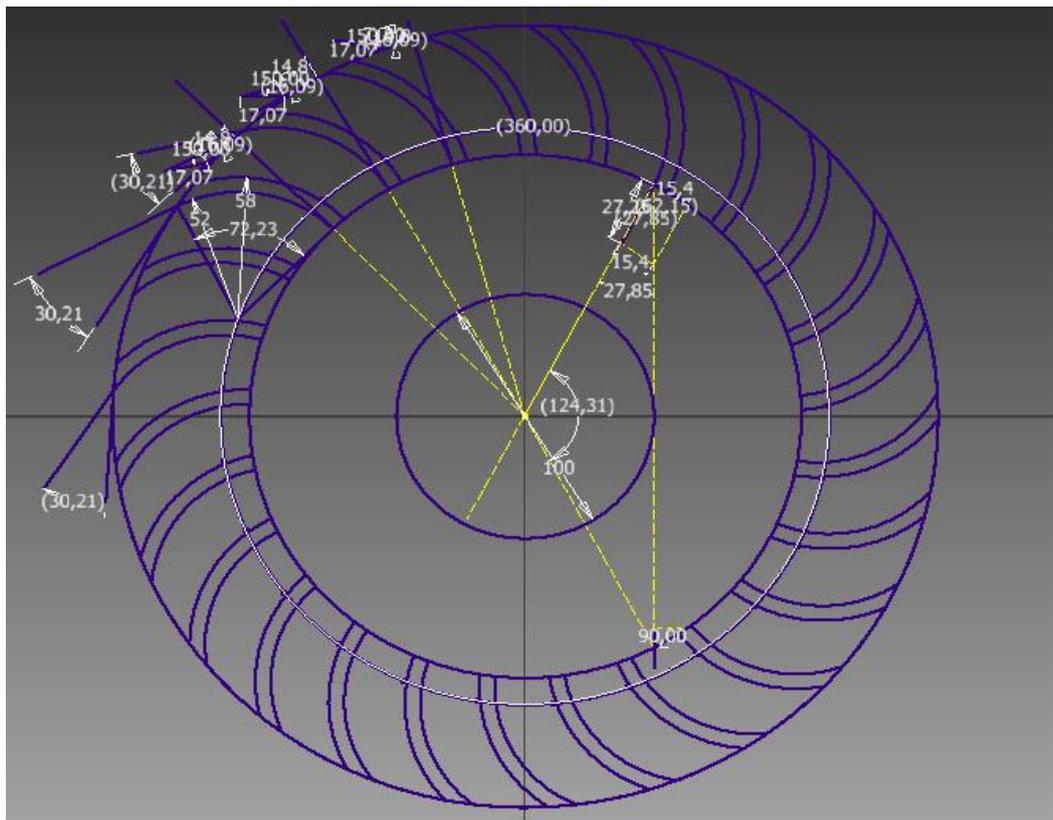
$$Pz = \frac{\pi * 0,32m}{25}$$

$$Pz = 0,04 m$$

En el diseño de la turbina Michell Banki también se debe considerar que desde el punto de vista teórico existe un limitante en cuanto al arco de admisión BOC, se expresa por:



**Figura 21:** Diagrama de velocidad en el rodete Michell Banki



**Figura 22:** Diagrama de velocidad en el rodete Michell Banki

Ángulo comprendido entre el vértice  $B'OC'$ . (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$\angle B'OC' = 2 \arctan \left| \frac{\sqrt{1 - ku(2 - ku)\cos^2 \alpha_2}}{\frac{D_i}{D_e} k \cos \alpha_2} \right| \quad (52)$$

Dónde:

$\angle B'OC'$  = Es en ángulo comprendido entre el vértice  $B'OC'$  [°]

$D_e$  = Diámetro externo del rodete [m]

$D_i$  = Diámetro Interno del rodete [m].

$Ku$  = Es el coeficiente tangencial de velocidades para las turbinas de doble acción el valor es de 0,5.

$\alpha_2$  = Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad Tangencial [°].

$$\angle B'OC' = 2 \arctan \left| \frac{\sqrt{1 - 0,5(2 - 0,5)\cos^2 16^\circ}}{\frac{0,214 \text{ m}}{0,32 \text{ m}} * 0,5 * \cos 16^\circ} \right|$$

$$\angle B'OC' = 120,46^\circ$$

Porcentaje de la circunferencia exterior del arco donde ingresa el agua. (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$Ko$

$$= \frac{\angle B'OC'}{360^\circ} \quad (53)$$

Dónde:

$Ko$  = Porcentaje de la circunferencia exterior del arco donde ingresa el agua

$$Ko = \frac{120,46^\circ}{360^\circ}$$

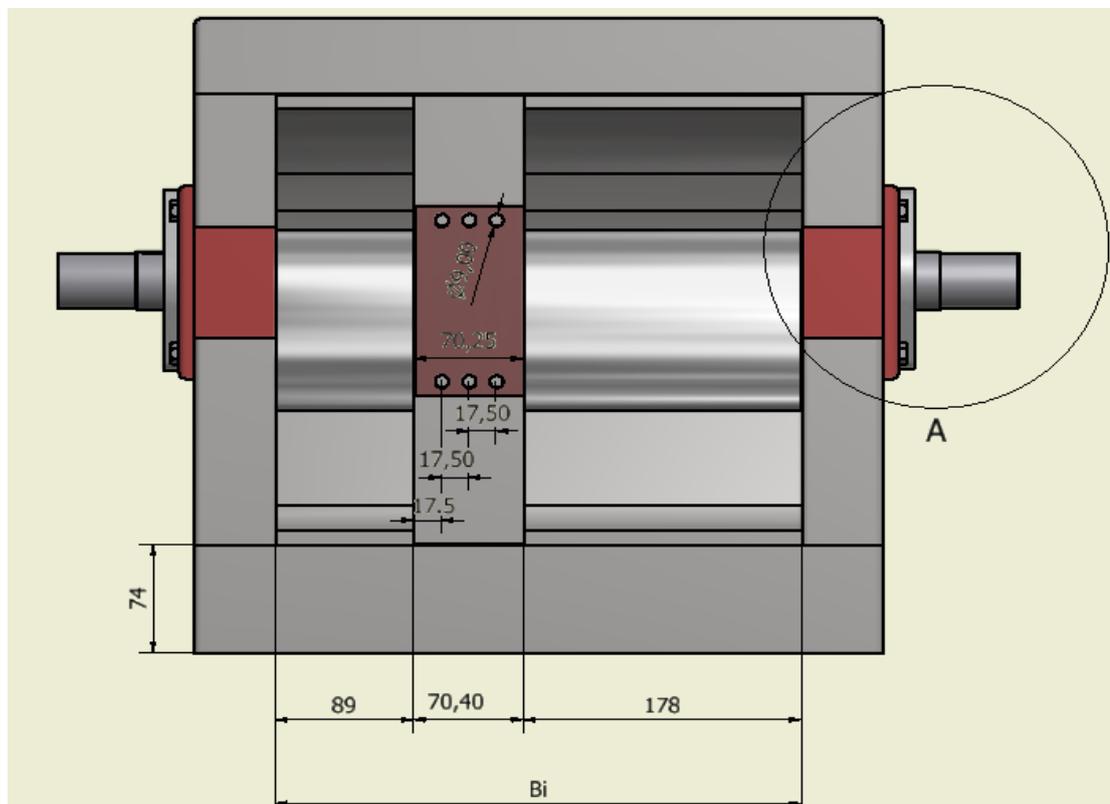
$$Ko = 0,334$$

$$Ko = 33,4\%$$

Para valores de  $\alpha_2$  igual a  $16^\circ$  y  $K_u$  igual a 0,5 se obtiene un valor de  $K_o$  igual a 0,334. El porcentaje de admisión para el inyector mostrado en este capítulo es de 0,30.

### 3.4.6 Ancho del rodete. (Organización latinoamericana de energía, 1988)

El ancho del inyector puede calcularse aplicando la ley de conservación de la masa entre la salida del inyector y la entrada del rotor.



**Figura 23:** Dimensiones características del inyector

$$Bi = \frac{Q}{[P * (\pi * De - e * Z) * (K_o * K_c) * (\sqrt{2 * g * H_{din}}) * (\text{sen} \alpha_1)]} \quad (54)$$

Dónde:

$Bi$  = Ancho del inyector [m].

$P$  = Factor del arco de admisión para esta turbina es de valor de uno.

$De$  = Diámetro externo del rodete [m]

$K_o$  = Porcentaje de la circunferencia exterior del arco donde ingresa el agua

$k_c$  = Coeficiente De Velocidad  $K_c$  Del Inyector

$g$ : Gravedad en la casa de máquinas del parque metropolitano de Quito  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$ .

$H_{din}$  = Altura dinámica considerando pérdidas en tuberías [m].

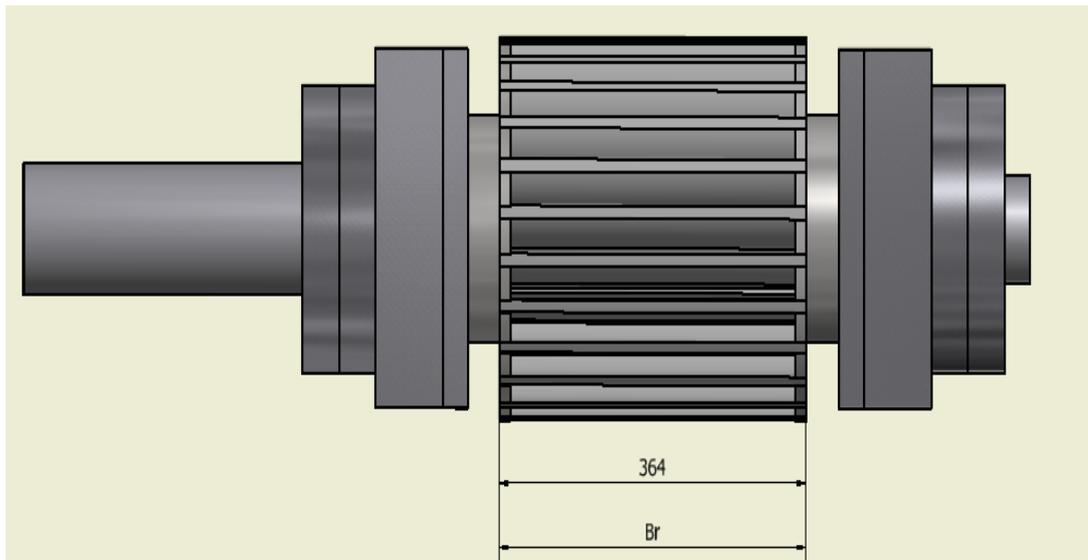
$e$  = espesor de las paletas [m]

$$Bi = \frac{0,6 \frac{m^3}{s}}{[1 * (\pi * 0,32m - 6,02 \times 10^{-3} * 25) * (0,33 * 0,9443) * \left(\sqrt{2 * \frac{9,8m}{s^2} * 52,6891m}\right) * (\text{sen}16^\circ)]}$$

$$Bi = 0,267 \text{ m}$$

### 3.4.7 Ancho del rodete: (INE, 1986)

Para que no existan pérdidas de caudal en la interface entre el inyector y el rotor, el ancho de éste se construye 20 a 40 % mayor que el ancho del inyector.



**Figura 24:** Dimensiones características del Rodete

$$Br = 1,364 * Bi \quad (55)$$

Dónde:

$Br$  = Ancho del Rodete [m].

$Bi$  = Ancho del inyector [m].

$$Br = 1,364 * 0,267$$

$$Br = 0,364 \text{ m}$$

### 3.4.8 Ángulo de curvatura

El ángulo de curvatura de los álabes del rodete, se obtiene con la fórmula: (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$\phi = 2 * \operatorname{arctan} \left( \frac{\cos \beta'2}{\frac{Di}{De} + \operatorname{sen} \beta'2} \right) \quad (56)$$

Dónde:

$\phi$  = El ángulo de curvatura de los álabes del rodete.

$De$  = Diámetro externo del rodete [m]

$Di$  = Diámetro Interno del rodete [m].

$\beta'2$  = Ángulo entre la velocidad relativa y la velocidad tangencial a la salida del inyector [°].

$$\phi = 2 * \operatorname{arctan} \left( \frac{\cos 30^\circ}{\frac{0,211 \text{ m}}{0,32 \text{ m}} + \operatorname{sen} 30^\circ} \right)$$

$$\phi = 73,52^\circ$$

### 3.4.9 Radio exterior del rodete.

$$re = \frac{De}{2}$$

Dónde:

$re$  = Radio exterior del rodete [m]

$De$  = Diámetro externo del rodete [m]

$$re = \frac{0,32 \text{ m}}{2}$$

$$re = 0,16 \text{ m}$$

### 3.4.10 Radio interno del rodete.

$$r_{i_{rodete}} = \frac{Di}{2}$$

Dónde:

$r_{i_{rodete}}$  = Radio interior del rodete [m]

$Di$  = Interno del Rodete [m]

$$r_{i_{rodete}} = \frac{0,211m}{2}$$

$$r_{i_{rodete}} = 0,11m$$

Radio resultante entre  $r_i$  y  $r_e$  del rodete. (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$r_3 = 2 * r_i * \text{sen} \left( \frac{\emptyset}{2} \right) \quad (57)$$

Dónde:

$r_3$  = Radio resultante [m]

$\emptyset$  = El ángulo de curvatura de los álabes del rodete

$r_i$  = Radio de curvatura [m]

$$r_3 = 2 * 0,052m * \text{sen} \left( \frac{73,52^\circ}{2} \right)$$

$$r_3 = 0,062m$$

Angulo de curvatura entre alabes.

$$\theta_0 = \arccos \left( \frac{r_e^2 + r_3^2 - r_{i_{rodete}}^2}{2 * r_e * r_3} \right) \quad (58)$$

Dónde:

$r_e$  = Radio exterior del rodete [m]

$r_3$  = Radio resultante [m]

$r_{i_{rodete}}$  = Radio interior del rodete [m]

$$\theta_0 = \arccos\left(\frac{(0,16m)^2 + (0,062m)^2 - (0,11m)^2}{2 * 0,16m * 0,062m}\right)$$

$$\theta_0 = 29,05^\circ$$

ángulo complementario entre  $\alpha_2 + \theta_0$  [°]

$$\theta' = \alpha_2 + \theta_0$$

$$\theta' = 16^\circ + 29,05^\circ$$

$$\theta' = 45,05^\circ$$

### 3.4.11 Fuerza que actúa sobre cada álabe.

Para la fuerza que actúa sobre cada uno de los álabes uniformemente es analizado cuando el rodete esta frenado y la turbina se encuentra con apertura total, se expresa por:

Fuerza que actúa uniformemente sobre cada álabe. (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$F_{\text{álabe}} = \frac{Q * c_2 * \cos\theta'}{g_0 * k_0 * Z} \quad (59)$$

Dónde:

$F_{\text{álabe}}$  = Fuerza que actúa uniformemente sobre cada álabe [Kgf].

$g_0$  = Constante de esfuerzos en alabes  $9,81 \left[\frac{kgm^2}{s^2}\right]$ .

$c_2$  = Velocidad Absoluta a la salida del inyector  $\left[\frac{m}{s}\right]$ .

$\theta'$  = ángulo complementario entre  $\alpha_2 + \theta_0$  [°]

$k_0$  = Porcentaje de la circunferencia exterior del arco donde ingresa el agua

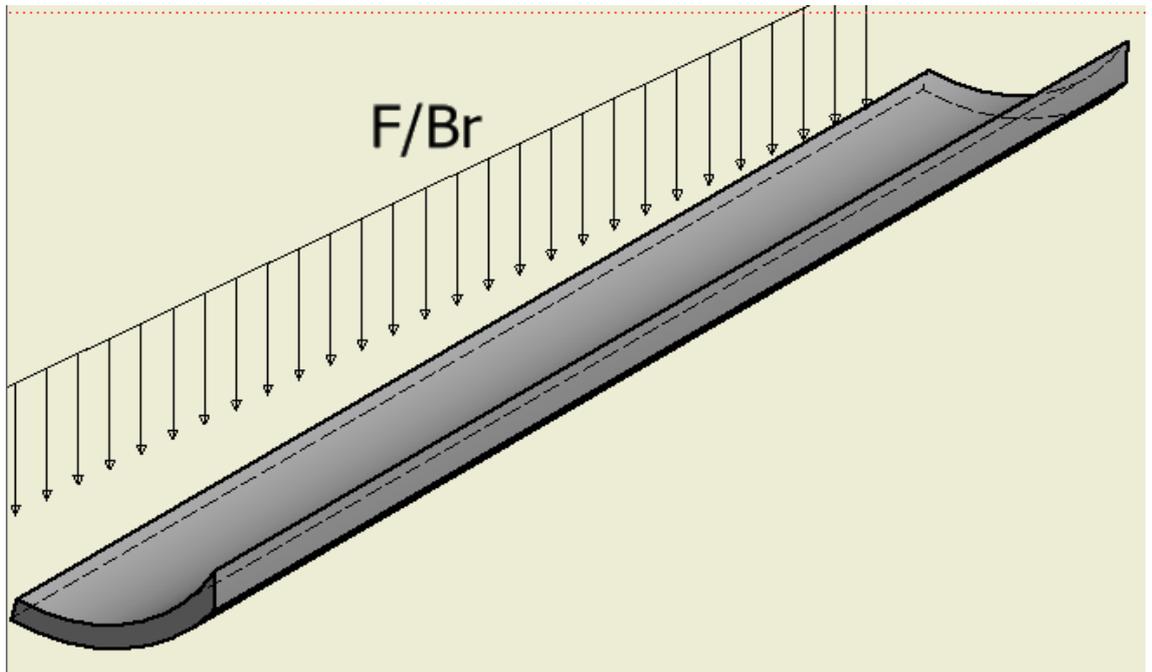
$Z$  = Número de álabes totales del rotor.

$$F_{\text{álabe}} = \frac{0,6 \frac{m^3}{s} * 30,3654 \frac{m}{s} * \cos 45,05^\circ}{9,81 \frac{m^4}{kgf * s^2} * 0,3 * 25}$$

$$F_{\text{álabe}} = 0,1749 \text{kgf}$$

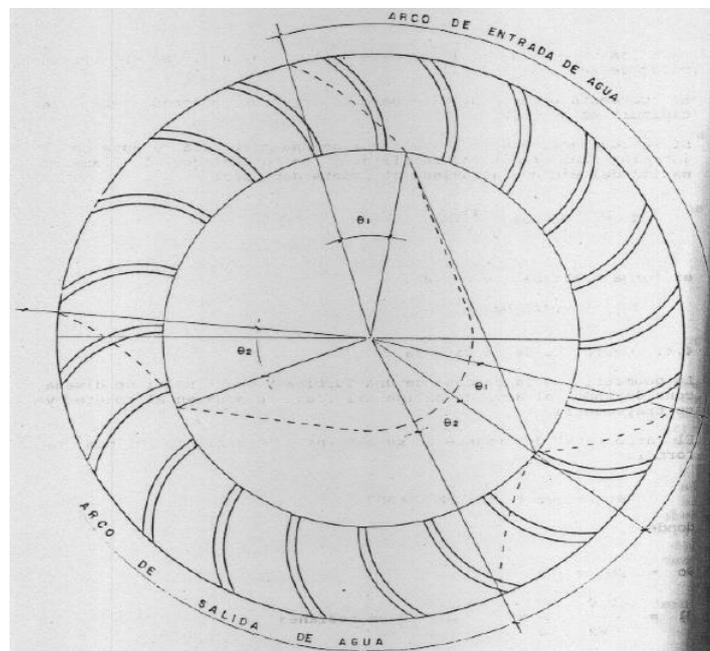
$$F_{\text{álabe}} = 0,1749 \text{kgf} * 9,799 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{\text{álabe}} = 1,714 \text{ [N]}$$



**Figura 25:** Fuerzas que actúan sobre el álabe del Rodete

### ANGULOS DE ENTRADA Y SALIDA DE CAUDAL



**Figura 26:** ángulos de entrada y salida de caudal

$\theta_1 = \text{ángulo de arco de entrada de caudal } [^\circ]$

$$\theta_1 = \frac{180 - \phi}{2}$$

$$\theta_1 = \frac{180 - 73,52^\circ}{2}$$

$$\theta_1 = 53,24^\circ$$

$\theta_2 = \text{ángulo de arco de salida de caudal } [^\circ]$

$$\theta_2 = \emptyset + \theta_1$$

$$\theta_2 = 73,52^\circ + 53,24^\circ$$

$$\theta_2 = 126,76^\circ$$

**3.4.12 Momento de inercia del álabe.** (*Organización latinoamericana de energía, 1988*)

$$I_{gx} = (ri + e)^4 - (ri)^4 \left( \emptyset - \frac{\text{sen}(2 * \theta_2) - \text{sen}(2 * \theta_1)}{2} \right) \quad (60)$$

Dónde:

$I_{gx}$  = Momento de inercia del álabe [ $m^4$ ].

$ri$  = Radio de curvatura [m]

$e$  = espesor de las paletas [m]

$\emptyset$  = El ángulo de curvatura de los álabes del rodete

$\theta_1$  = ángulo de arco de entrada de caudal [ $^\circ$ ]

$\theta_2$  = ángulo de arco de salida de caudal [ $^\circ$ ]

$$I_{gx} = (0,052m + 6,02 \times 10^{-3}m)^4 - (0,052m)^4 \left( 73,52^\circ - \frac{\text{sen}(2 * 126,76^\circ) - \text{sen}(2 * 53,24^\circ)}{2} \right)$$

$$I_{gx} = 4,27 \times 10^{-9} m^4$$

Centro de gravedad del álabe. (*Organización latinoamericana de energía, 1988*).

$$cg = \frac{120[(ri + e)^3 - ri^3](\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\phi * n[(ri + e)^2 - ri^2]} \quad (61)$$

Dónde:

$cg$  = Es el centro de gravedad del álabe[m]

$n$  = Número de reguladores de caudal igual a dos.

$ri$  =Radio de curvatura [m]

$e$  = espesor de las paletas [m]

$\theta_1$  = ángulo de arco de entrada de caudal [°]

$\theta_2$  = ángulo de arco de salida de caudal [°]

$\phi$  = El ángulo de curvatura de los álabes del rodete

$$cg = \frac{120[(0,052m + 6,02 \times 10^{-3}m)^3 - (0,052m)^3](\cos 53,24 - \cos 126,76)}{73,52^\circ * 2 * [(0,052m + 6,02 \times 10^{-3}m)^2 - (0,052m)^2]}$$

$$cg = 0,0588m$$

Radio de giro del centro de gravedad y momento de inercia.

$$c = (ri + e) - cg \quad (62)$$

Dónde:

$c$  = Radio de giro del centro de gravedad y momento de inercia [m]

$ri$  =Radio de curvatura [m]

$e$  = espesor de las paletas [m]

$cg$  = Es el centro de gravedad del álabe[m]

$$c = (0,052m + 6,02 \times 10^{-3}m) - 0,0588m$$

$$c = 0,078m$$

### 3.4.13 Esfuerzo máximo en el álabe. (Organización latinoamericana de energía, 1988)

El esfuerzo máximo  $\sigma_{MAX}$ , al que está sometido el álabe del rodete por acción de la fuerza del agua a lo largo del mismo, se obtiene con la fórmula siguiente:

$$\sigma_{MAX} = \frac{F * Br * c}{12 * I_{gx}} \quad (63)$$

Dónde:

$\sigma_{MAX}$  = esfuerzo maximo sometido al alabe del rodete [MPa]

$F_{\text{álabe}}$  = Fuerza que actúa uniformemente sobre cada álabe [Kg f].

$Br$  = Ancho del Rodete [m].

$c$  = Radio de giro del centro de gravedad y momento de inercia [m]

$I_{gx}$  = Momento de inercia del álabe [ $m^4$ ].

$$\sigma_{MAX} = \frac{0,1776\text{kgf} * 0,364 \text{ m} * 0,078\text{m}}{12 * 4,27 * 10^{-9} \text{ m}^4} = 96,4298 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{MAX} = 98407,87 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{MAX} = 98407,87 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} * 9,799 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\sigma_{MAX} = 964298,71 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_{MAX} = 964298,71 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{MAX} = 96,4298 \text{ MPa}$$

### 3.4.14 Propiedades mecánicas para el acero inoxidable AISI 304. (E, 2006)

Resistencia a la Fluencia: 310 MPa.

Resistencia máxima: 620 MPa.

Elongación 30% (en 50mm).

Módulo de elasticidad 200 GPa.

### 3.4.15 Factor de Seguridad. (Organización latinoamericana de energía, 1988)

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{MAX}} \quad (64)$$

Dónde:

$F_s$  = Factor de Seguridad

$S_y$  = Resistencia a la Fluencia [MPa]

$\sigma_{MAX}$  = esfuerzo maximo sometido al alabe del rodete [MPa]

$$F_s = \frac{310MPa}{96,4298 MPa} = 3,2$$

$$F_s = 3,2$$

### 3.4.16 Potencia y eficiencia de las turbinas

Donat Banki en 1918 planteó la ecuación inicial para el cálculo de la eficiencia de una Turbina Michell Banki:

### 3.4.17 Eficiencia de una Turbina Michell Banki

$$\eta_t = 0,863 - 0,264 * \left( \frac{De}{H_{din}} \right) \quad (65)$$

Dónde:

$\eta_t$  = Eficiencia de una Turbina Michell Banki:

$De$  = Diámetro externo del rodete [m].

$H_{din}$  = Altura dinámica considerando pérdidas en tuberías [m].

$$\eta_t = 0,863 - 0,264 * \left( \frac{0,32m}{52,6891m} \right)$$

$$\eta_t = 0,8614 = 86,14 \%$$

Por lo tanto para la turbina que se está diseñando se calcula:

$$\eta_t = 86\%$$

Potencia Hidráulica.

$$P_{Hid} = \rho * g * Hdin * Q \quad (66)$$

Dónde:

$P_{Hid}$  = Potencia Hidráulica [kW]

$\rho$  = Densidad del agua [ $\frac{kg}{m^3}$ ]

$$P_{Hid} = 1000 \frac{kg}{m^3} * 9,799 \frac{m}{s^2} * 52,6891m * 0,6 \frac{m^3}{s}$$

$$P_{Hid} = 308844,88 \frac{kgm^2}{s^3}$$

$$P_{Hid} = 308844,88 \frac{J}{s}$$

$$P_{Hid} = 308844,88 W$$

$$P_{Hid} = 308,84 kW$$

La ecuación utilizada para el cálculo de la Potencia del grupo turbina generador:

$$P_{T-G} = \frac{Q * Hdin * \eta_t * \eta_{GEN}}{0,102} \quad (67)$$

Dónde:

$\eta_{HID}$  = Eficiencia hidráulica de la turbina Turbina Michell Banki

$\eta_{GEN}$  = Eficiencia del generador

$P_{T-G}$  = Potencia del grupo turbina generador [kW]

$$P_{T-G} = \frac{0,6 \frac{m^3}{s} * 52,6891m * 0,86 * 0,94}{0,102}$$

$$P_{T-G} = 249,80 kW$$

La ecuación utilizada para el cálculo de la velocidad específica ( $ns$ ) en el sistema Europeo es:

$$ns = N \frac{P_{T-G}^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (68)$$

Dónde:

Ns = Velocidad Específica en el sistema Europeo

N= Velocidad de rotación sincrónica de la Turbina Michell Banki 900 [r.p.m]

$$ns = 900 * \frac{249,80^{1/2}}{52,6891^{5/4}}$$

$$ns = 900 * \frac{\sqrt{249,80}}{\sqrt[4]{(52,6891)^5}}$$

$$ns = 100,5800$$

La ecuación utilizada para el cálculo de la velocidad específica ( $nq$ ) en el sistema Americano es:

$$nq = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (69)$$

Dónde:

$nq$  = Velocidad específica en el sistema Americano

$$nq = 900 * \frac{(0,6)^{1/2}}{(52,6891)^{3/4}}$$

$$ns = 900 * \frac{\sqrt{0,6}}{\sqrt[4]{(52,53)^3}}$$

$$nq = 35,84$$

**Tabla 18:** Rango de aplicación de las Turbinas Hidráulicas

Rango de Aplicación de Turbinas Hidráulicas		
Tipo de Turbina	Nq	Ns
Turbina Pelton de 1 tobera	Hasta 9	Hasta 30
Turbina Pelton de 2 toberas	4-13	14-42
Turbina Pelton de 3 toberas	5-22	17-73
o más		
Turbina Michell-Banki	18-60	60-200
Turbina Francis Lenta	18-38	69-125
Turbina Francis Normal	38-68	125-225
Turbina Francis Rápida	68-135	225-450
Turbina Axial	105-300	350-1000

Fuente: (Mataix, 1986)

Para los valores calculados de velocidades específicas  $n_s= 104$  y  $n_q= 32$  corresponde el uso de turbinas de impulso Michell Banki (Ossberger) o de las turbinas de reacción Francis lenta (aunque en este último caso los valores de velocidad específica están cercanos al límite superior del intervalo).

### 3.5 Eje principal

#### 3.5.1 Peso de un álabe

El peso unitario de cada álabe viene dado por la siguiente expresión:

$$P_r = Z * P_A + P_u \quad (70)$$

Dónde:

$$P_A = \text{Peso del álabe } 1,08 \text{ [Kg]}$$

$$P_U = \text{Peso de los discos } 15,32 \text{ [Kg]}$$

$$P_r = 25 * 1,061\text{kg} + 2 * 15,32\text{Kg}$$

$$P_r = 57,64\text{Kg}$$

#### 3.5.2 Fuerza tangencial del rodete

$$Fr = 1948 * \frac{P_{T-G}}{N * De} \quad (71)$$

Dónde:

$$Fr = \text{Fuerza tangencial del rodete [Kg].}$$

$$Fr = 1948 * \frac{249,80 \text{ kW}}{900 * 0,32\text{m}}$$

$$Fr = 1689,62 \text{ Kg}$$

#### 3.5.3 Momento Torsor Máximo

Momento Torsor máximo que se presenta en el eje, en kg-m y se obtiene con la fórmula:

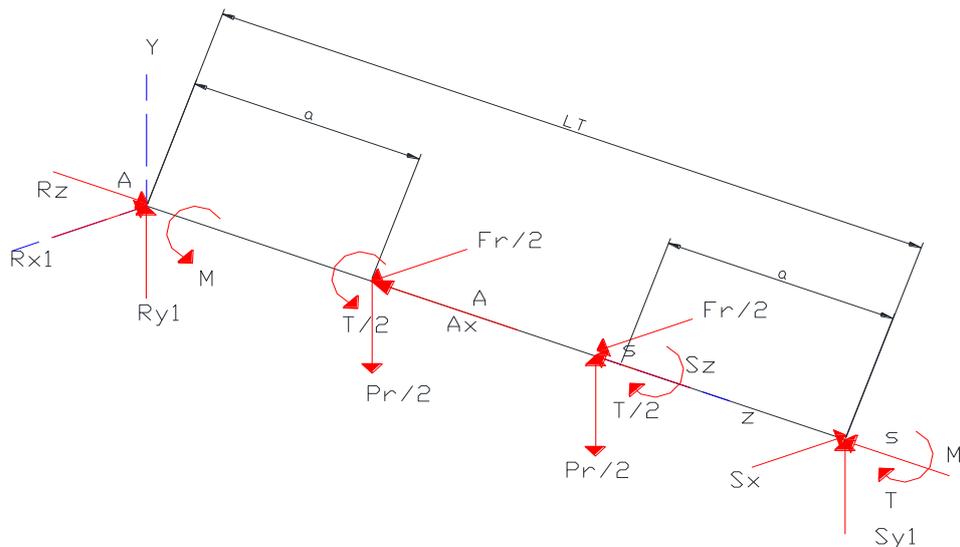
$$T_{max} = \frac{974 * P_{T-G}}{N} \quad (72)$$

Dónde:

$T_{max}$  =Momento Torsor Máximo [kg-m].

$$T_{max} = \frac{974 * 249,80 \text{ kW}}{900 \text{ r. p. m.}}$$

$$T_{max} = 270,34 \text{ kg} - \text{m}$$



**Figura 27:** Fuerzas aplicadas sobre el eje principal.

$$\Sigma M_x = 0$$

$$\frac{Pr}{2} * a + \frac{Pr}{2} * (L_T - a) - Sy1 * L_T = 0$$

$$\Sigma M_y = 0$$

$$\frac{Fr}{2} * a + \frac{Fr}{2} * (L_T - a) - Sx * L_T = 0$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$Ry1 - \frac{Pr}{2} - \frac{Pr}{2} + Sy1 = 0$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{x1} - \frac{Fr}{2} - \frac{Fr}{2} + S_x = 0$$

Dónde:

$L_T$  = Longitud total del eje principal [mm].

$a$  = Distancia desde el rodamiento hasta el rodete [mm].

$Pr$  = Reacción en la flecha de la fuerza cortante por el peso [N].

$Fr$  = Reacción en la flecha por la fuerza tangencial al rodete [N].

$S_x$  = Fuerza radial de los rodamientos [N].

$S_y$  = Fuerza axial de los rodamientos [N].

$$L_T = 1200\text{mm}$$

$$a = 185\text{mm}$$

$$Pr = 564,87\text{ N}$$

$$Fr = 1,655 \times 10^4\text{ N}$$

$$\Sigma M_x = 0$$

$$\frac{Pr}{2} * a + \frac{Pr}{2} * (L_T - a) - S_{y1} * L_T = 0$$

$$S_{y1} = \frac{-\frac{Pr}{2} * a - \frac{Pr}{2} * (L_T - a)}{-L_T}$$

$$S_{y1} = \frac{-\frac{564,87\text{ N}}{2} * 185\text{mm} - \frac{564,87\text{ N}}{2} * (1200\text{mm} - 185\text{mm})}{-1200\text{mm}}$$

$$S_{y1} = 282,435\text{ N}$$

$$\Sigma M_y = 0$$

$$\frac{Fr}{2} * a + \frac{Fr}{2} * (L_T - a) - S_x * L_T = 0$$

$$S_x = \frac{-\frac{Fr}{2} * a - \frac{Fr}{2} * (L_T - a)}{-L_T}$$

$$S_x = \frac{-\frac{1,655 \times 10^4\text{ N}}{2} * 185\text{mm} - \frac{1,655 \times 10^4\text{ N}}{2} * (1200\text{mm} - 185\text{mm})}{-1200\text{mm}}$$

$$S_x = 8275 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{y1} - \frac{Pr}{2} - \frac{Pr}{2} + S_{y1} = 0$$

$$R_{y1} = \frac{564,87 \text{ N}}{2} + \frac{564,87 \text{ N}}{2} - 282,435 \text{ N}$$

$$R_{y1} = 282,435 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$R_{x1} - \frac{Fr}{2} - \frac{Fr}{2} + S_x = 0$$

$$R_{x1} = \frac{Fr}{2} + \frac{Fr}{2} - S_x$$

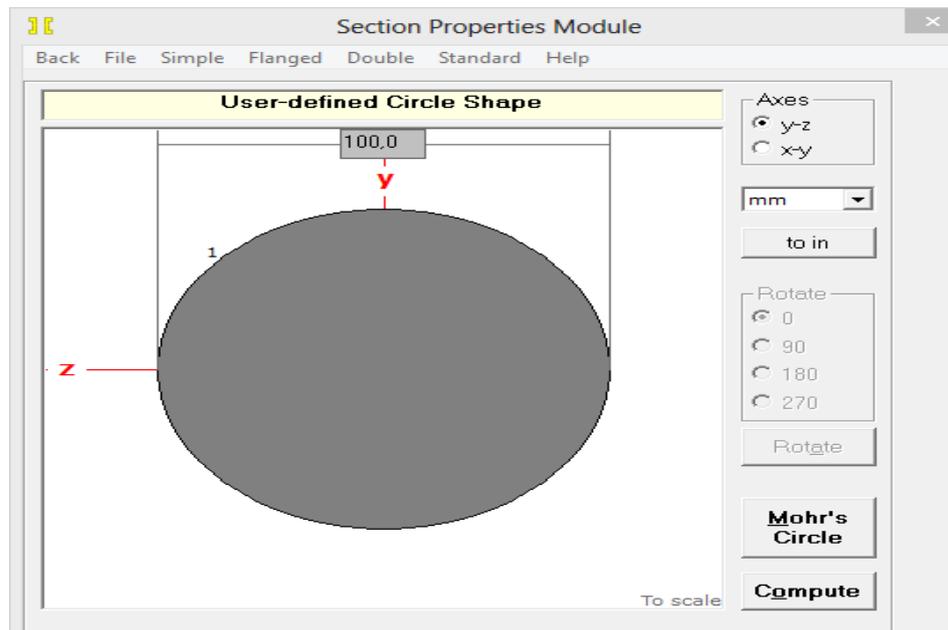
$$R_{x1} = \frac{1,655 \times 10^4 \text{ N}}{2} + \frac{1,655 \times 10^4 \text{ N}}{2} - 8275 \text{ N}$$

$$R_{x1} = 8275 \text{ N}$$

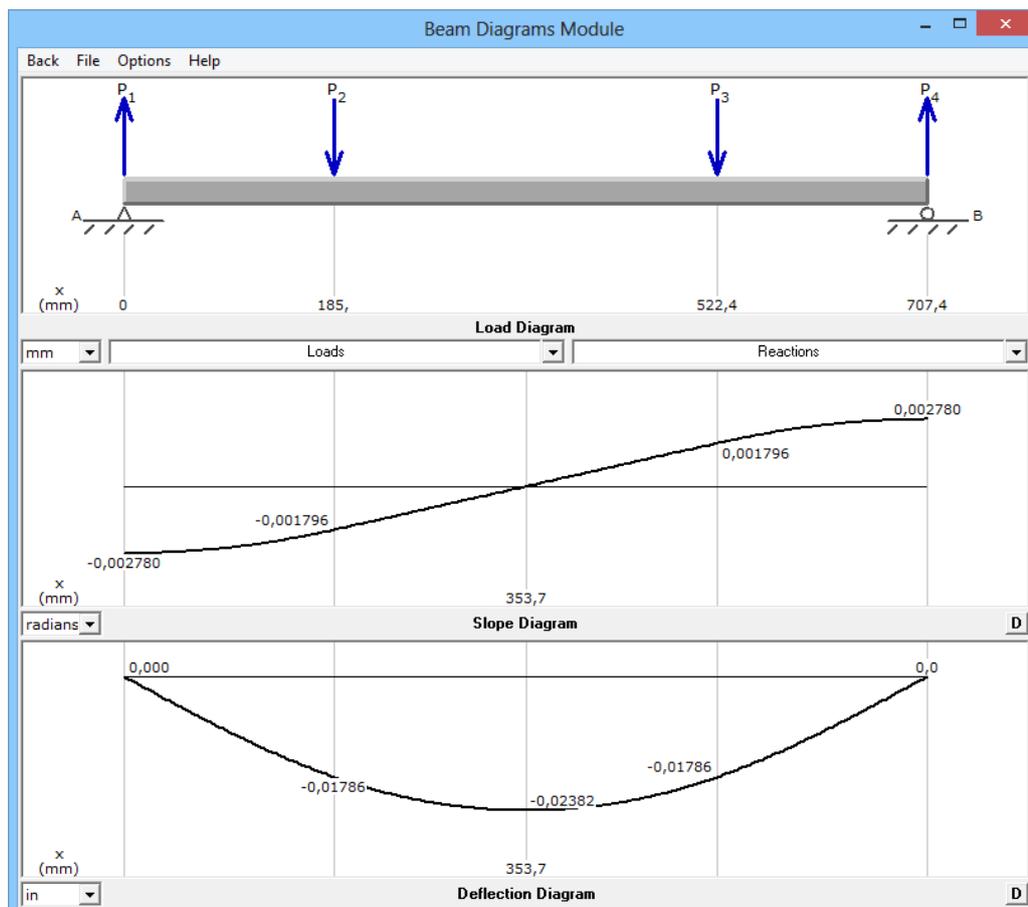
### 3.5.4 Diagrama para la deflexión en el plano y-z.

Para el cálculo tomamos una sección uniforme en la flecha, en nuestro caso la menor sección, con la cual determinaremos las deflexiones, sin embargo hemos ubicado el centro de masa real de la flecha es decir considerando sus cambios de sección.

### 3.5.5 Sección de la Flecha del eje principal:

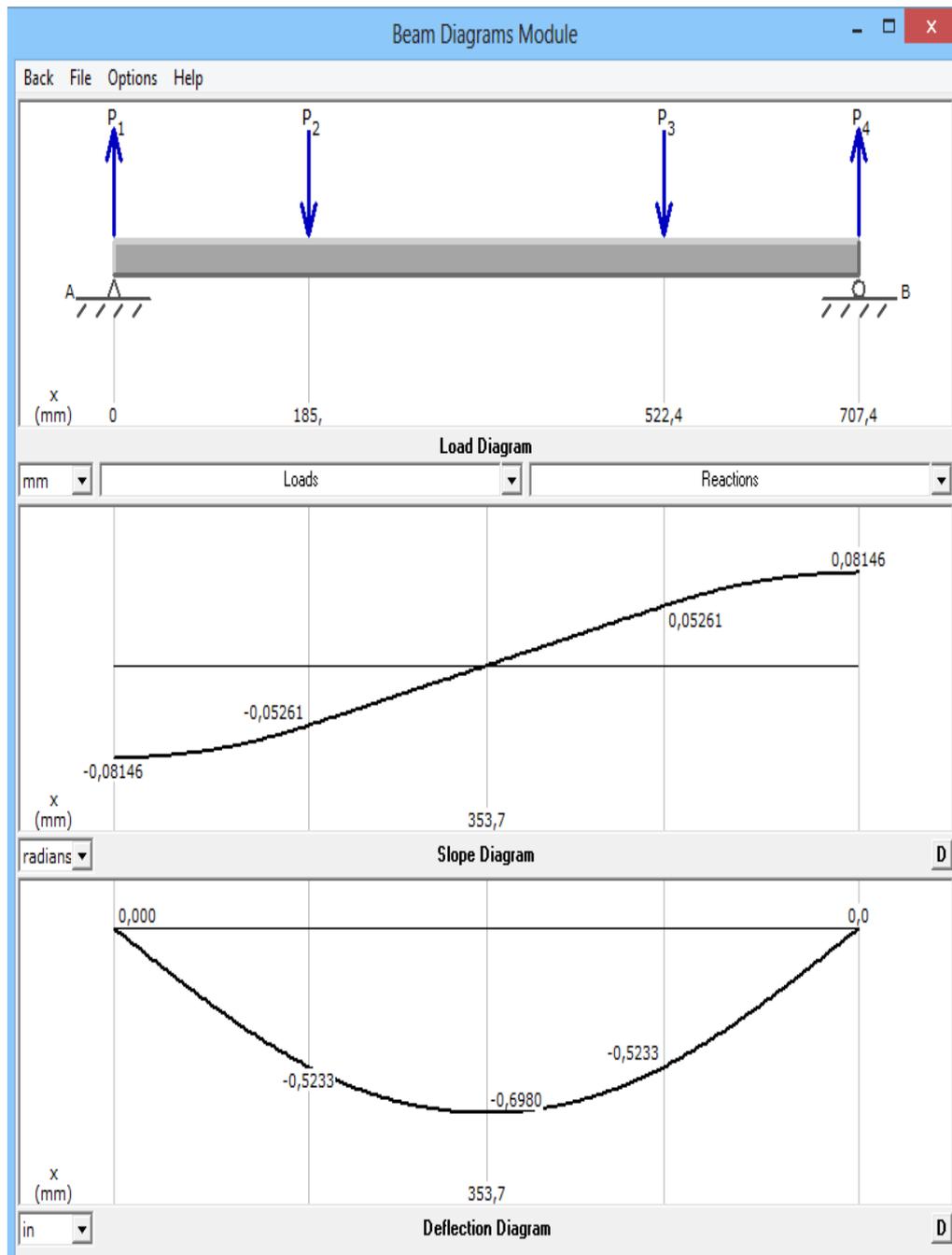


**Figura 28:** Diagrama de las propiedades en el módulo de la sección



**Figura 29:** Diagrama de módulo en el eje principal para las deformaciones en el plano y-z.

### 3.5.6 Diagrama para la deflexión en el plano x-z



**Figura 30:** Diagrama de módulo en el eje principal para las deformaciones en el plano x-z

### 3.5.7 Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el plano y-z.

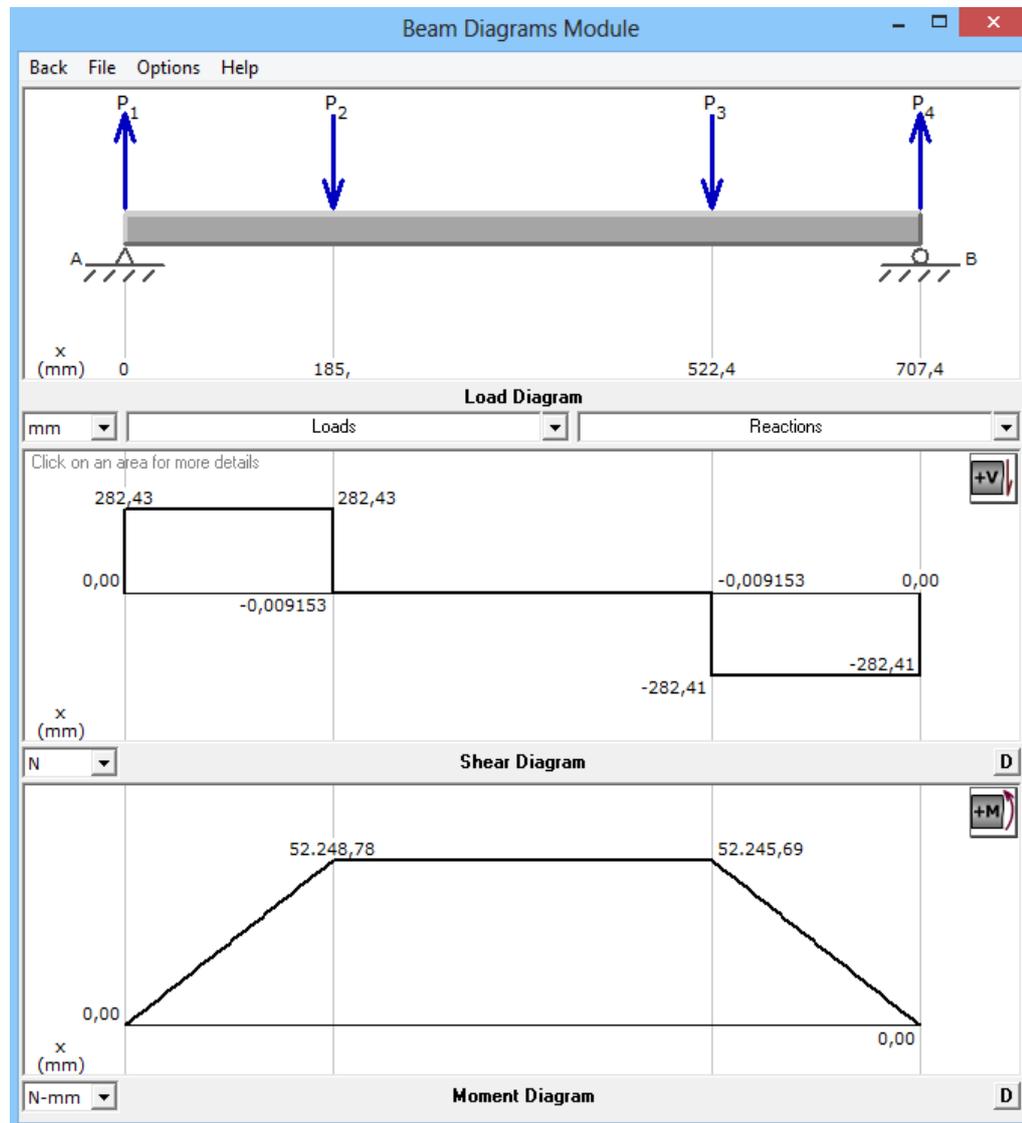
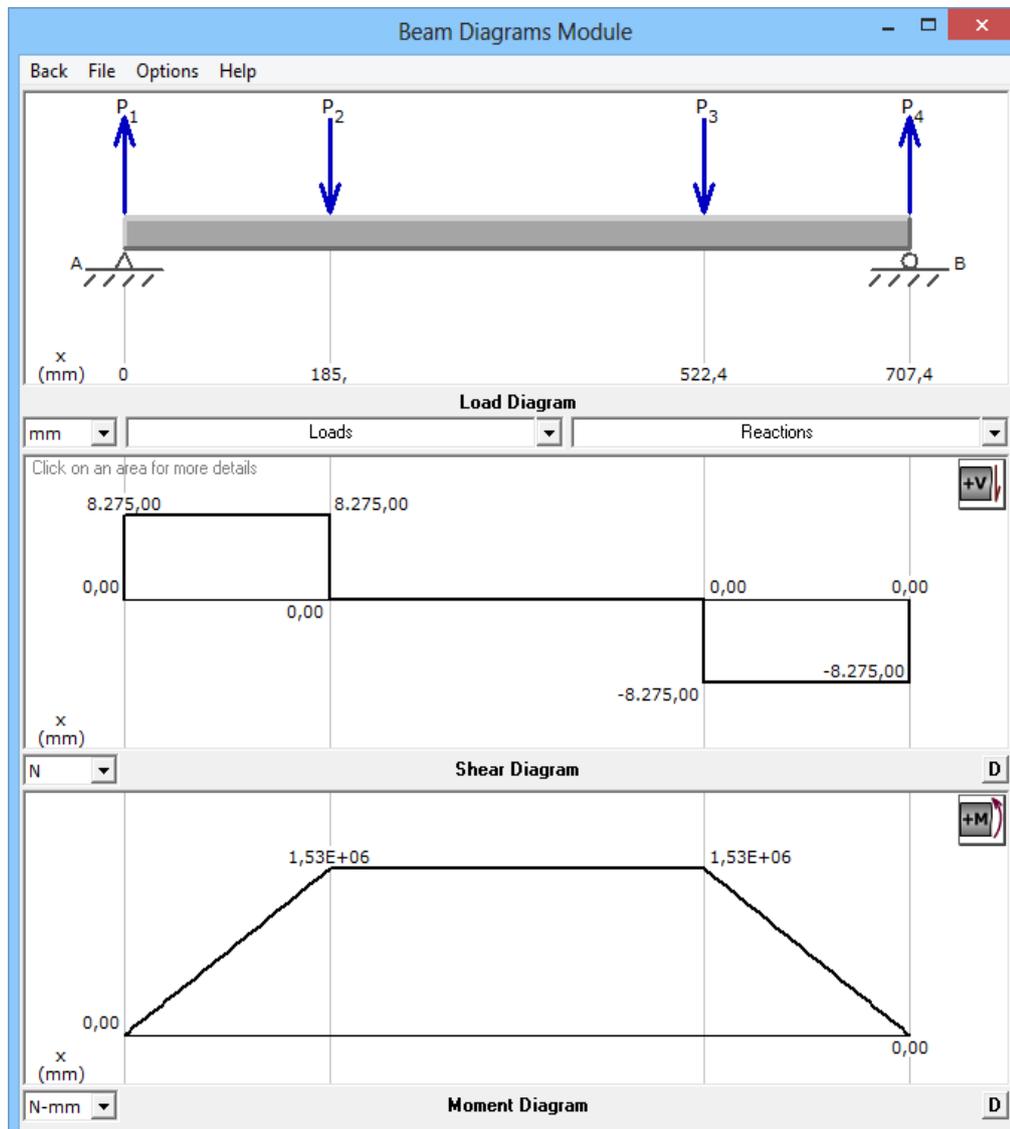


Figura 31: Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector plano y-z.

### 3.5.8 Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano x-z.



**Figura 32:** Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector plano x-z.

$$Myz_{MAX} = 52248,78 \text{ Nmm}$$

$$Mxz_{MAX} = 1,53 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_{MAX} = \sqrt{(Mxz_{MAX})^2 + (Myz_{MAX})^2} \quad (73)$$

$$M_{MAX} = 1,560 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$D_{est} = \left[ \frac{32 * F_s}{\pi * S_y} \left( M_{MAX}^2 + \frac{3}{4} * T_{max}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (74)$$

Dónde:

$F_s$  = Factor de seguridad estático.

$D_{est}$  = Diámetro estático del eje principal [m].

$$F_s = 3,2$$

$$T_{max} = 2,649 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_{MAX} = 1,560 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$S_y = 310 \text{ MPa}$$

$$S_u = 620 \text{ MPa}$$

$$D_{est} = \left[ \frac{32 * 3,2}{\pi * 310} \left( (1,560 \times 10^6 \text{ Nmm})^2 + \frac{3}{4} * (2,649 \times 10^6 \text{ Nmm})^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_{est} = 66,32 \text{ mm}$$

### 3.5.9 Cálculo dinámico del diámetro de la flecha del eje principal.

Resistencia a la Fatiga:

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad (75)$$

Dónde:

$S_e'$  = Límite de la resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

$$S_e' = 0,5 * 620 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 310 \text{ MPa}$$

$$K_{a1} = a * S_{ut}^b \quad (76)$$

Dónde:

$a$  = Factores de acabado superficial máquina o estirado en frío

$b$  = Factores de acabado superficial máquina o estirado en frío  
 $Ka1$  = Factor de superficie

**Tabla 19:** Parámetro del factor de la condición superficial

Acabado superficial	$k_a = a S_u^b \text{LN}(1, C)$		$b$	Coeficiente de variación, $C$
	kpsi	MPa		
Esmerilado*	1.34	1.58	-0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	58.1	-0.719	0.110
Como sale de la forja	39.8	271	-0.995	0.145

\*Debido a la amplia dispersión de los datos de superficie esmerilado, una función alterna es  $k_a = 0.878 \text{LN}(1, 0.120)$   
 Nota:  $S_u$  en kpsi o MPa.

Fuente: (E, 2006)

$$a = 4,51$$

$$b = -0,265$$

$$Ka1 = 4,51 * 620^{-0,265}$$

$$Ka1 = 0.8207$$

$$Kb1 = 1.189 * D_{est}^{-0,097} \quad (77)$$

Dónde:

$Kb1$  = Factor de tamaño Para  $8 < D_{est} < 250$  mm

$$Kb1 = 1.189 * 66,32^{-0,097}$$

$$Kb1 = 0,7916$$

**Tabla 20:** Factor de carga promedio de Marín para carga axial

$\bar{S}_{ut}$ kpsi	$k_f$
50	0.907
100	0.860
150	0.832
200	0.814

\*Anotación promedio 0.85.

Fuente: (E, 2006)

$$Kc1 = 0,860$$

Dónde:

$Kc1$  = Factor de carga Torsión y cortante

$Kd1$  = Para  $T_{sist} < 425$  °C

$$Kd1 = 1$$

Ecuación de Marín para factores que modifican la resistencia a la fatiga.

$$Se1 = Se' * ka1 * kb1 * kc1 * kd1 \quad (78)$$

Dónde:

$Se1$  = Factor para modificar la resistencia a la fatiga [MPa].

$$Se1 = 310 \text{ MPa} * 0.8207 * 0.7916 * 0.860 * 1$$

$$Se1 = 173,20 \text{ MPa}$$

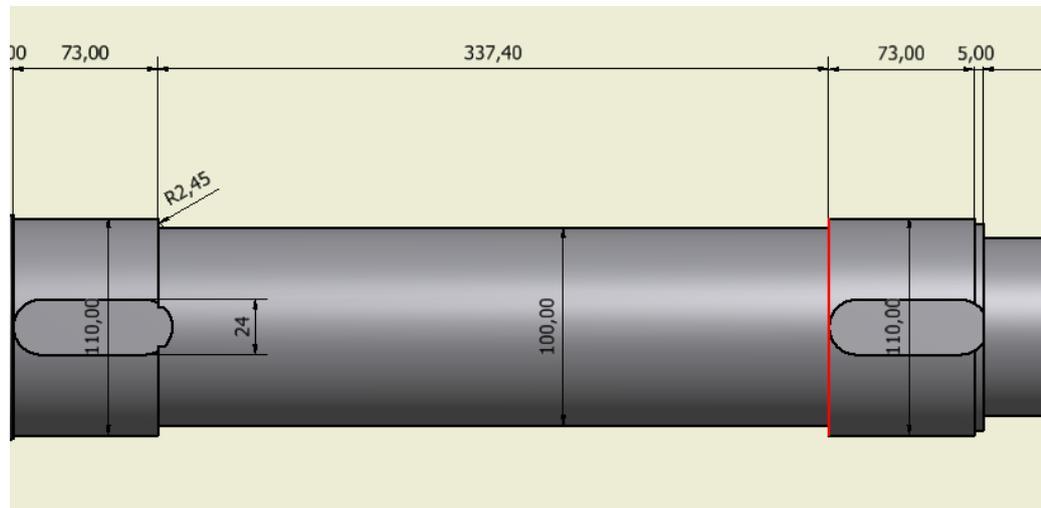
$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (79)$$

Dónde:

$q$  = Sensibilidad de la muesca

$a$  = Constante de Neuber.

$r$  = Radio de la muesca [mm].



**Figura 33:** Diagramas del eje principal y radio de curvatura de la muesca

$$r = 2,45 \text{ mm}$$

**Tabla 21:** Constante de Neuber para aceros

<b>TABLA 6-6</b>	
Constante de Neuber para aceros	
$S_{ut}$ (ksi)	$\sqrt{a}$ (in <sup>0.5</sup> )
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

Fuente: (Mott, 2006)

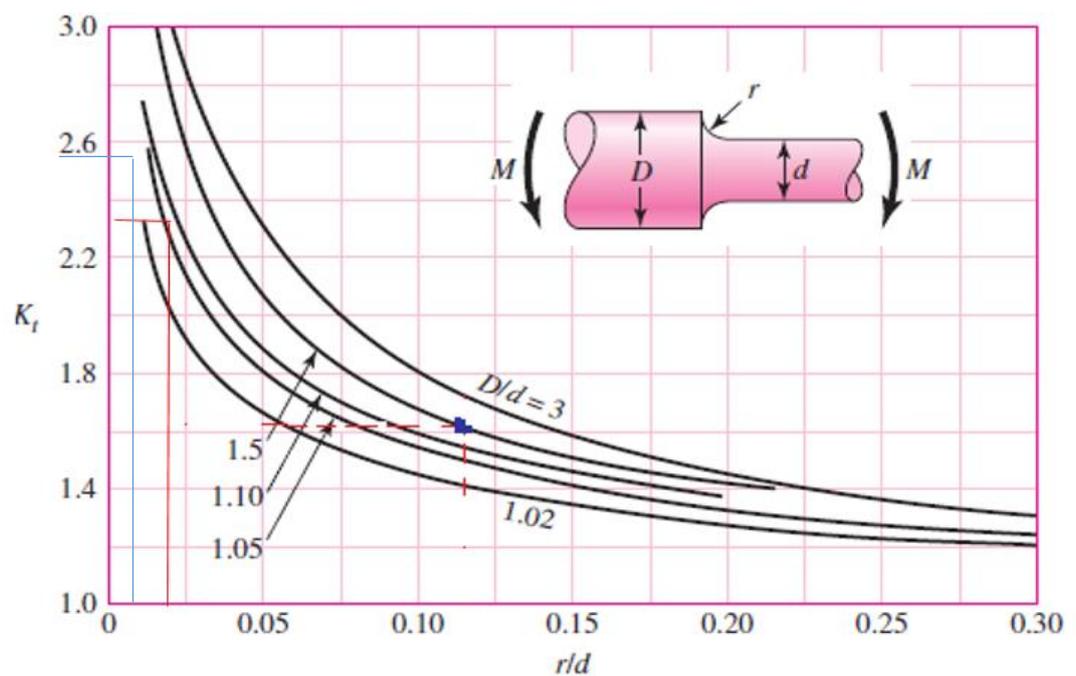
$$\sqrt{a} = \sqrt{0,070''} = \sqrt{1,778 \text{ mm}}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{1,778 \text{ mm}}}{\sqrt{2,5 \text{ mm}}}}$$

$$q = 0,5425$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2,5 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 0,025$$

$$\frac{D}{d} = \frac{114 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 1,14$$



**Figura 34:** Para el factor de sensibilidad de la muesca  
Fuente: (E, 2006)

Del gráfico se toma el valor de  $K_t = 2,5$

Dónde:

$K_t$ : Factor de forma de sensibilidad de la muesca

$$Kf = 1 + q * (Kt + 1) \quad (80)$$

Dónde:

$Kf$  = Factor de concentración de esfuerzos geométrico a flexión

$$Kf = 1 + (0,5425) * (2,5 + 1)$$

$$Kf = 2,89$$

Dónde:

$Kfsm$  = Factor de concentración de esfuerzo medio recomendado para torsión uniforme y flexión.

$$Kfsm = 1$$

$$Dfle1 = \left[ \frac{32 * Fs}{\pi} \left[ \left( kf * \frac{M_{Max}}{Se1} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( kfsm * \frac{T_{max}}{Sy} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (81)$$

Dónde:

$Dfle1$  = Diámetro dinámico de la flecha del eje principal [mm].

$$Fs = 3,2$$

$$T_{max} = 2,649 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_{MAX} = 1,560 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$Sy = 310 \text{ MPa}$$

$$Kf = 2,79$$

$$Kfsm = 1$$

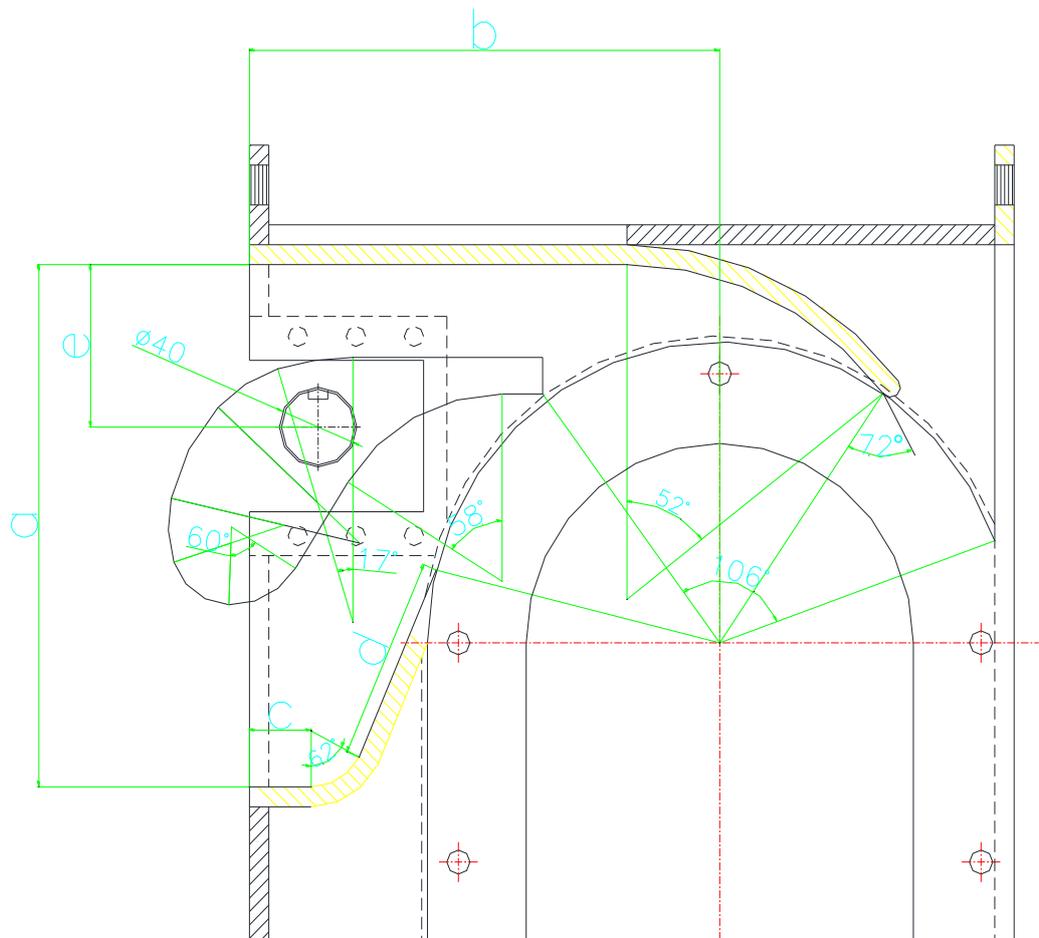
$$Se1 = 173,20 \text{ MPa}$$

$$Dfle1 = \left[ \frac{32 * 3,2}{\pi} \left[ \left( 2,89 * \frac{1,560 \times 10^6 \text{ Nmm}}{173,20 \text{ MPa}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( 1 * \frac{2,649 \times 10^6 \text{ Nmm}}{310 \text{ MPa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$Dfle1 = 94,8703 \text{ mm}$$

## 3.6 Álabes inyector

### 3.6.1 Diseño del álabes inyector



**Figura 35:** Esquema del perfil del inyector y del álabes directriz

Fuente: (Organización latinoamericana de energía, 1988)

**Tabla 22:** Dimensionamiento del perfil del inyector y del álabe directriz

COTA (mm)	DIAMETRO DEL RODETE - EN mm.			
	300	400	500	600
a	261	348	435	522
b	195	260	325	390
c	31	41	52	62
d	102	136	170	204
e	65	113	142	170

Fuente: (Organización latinoamericana de energía, 1988)

### 3.6.2 Diseño del eje del álabe director

$$S_y = 310 \text{ MPa}$$

$$S_y = 3,163 \times 10^7 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

Y la resistencia del diseño  $S_{ych}$  será:

$$S_{ych} = 0,2 * S_y \quad (82)$$

Dónde:

$$S_{ych} = \text{Resistencia del diseño} \left[ \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2} \right].$$

$$S_{ych} = 0,2 * 3,163 \times 10^7 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

$$S_{ych} = 6,327 \times 10^6 \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^2}$$

El torque mínimo de regulación para el álabe director se calcula con la siguiente fórmula:

$$T_{min} = 31 * \frac{De}{1000} * H^{\frac{1}{2}} * \frac{Q}{ni} \quad (83)$$

Dónde:

$ni$  = Es el número de álabes directrices.

$T_{min}$  = Torque mínimo de regulación para el álabe director [ $\text{Kgf} - \text{m}$ ].

$$n_i = 2$$

$$D_e = 320 \text{ mm}$$

$$H_{din} = 52,53 \text{ m}$$

$$Q = 0,6 \frac{m^3}{s}$$

$$T_{min} = 31 * \frac{320m}{1000} * (52,53 \text{ m})^{\frac{1}{2}} * \frac{0,6 \frac{m^3}{s}}{2}$$

$$T_{min} = 21,57 \text{ [Kgf - m]}$$

El diámetro del eje del álabe director se calcula con la ecuación:

$$d_i = \left( \frac{16 * T_{min}}{\pi * S_{ych}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (84)$$

Dónde:

$d_i$  = Diámetro del eje del álabe director [m].

$T_{min}$  = Torque mínimo de regulación para el álabe director [Kgf - m].

$$d_i = \left( \frac{16 * 21,57 \text{ [Kgf - m]}}{\pi * 6,327 * 10^6 \frac{Kgf}{m^2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_i = 0,026 \text{ m} = 26 \text{ mm}$$

## 3.7 Rodamientos

### 3.7.1 Selección de rodamientos

Los rodamientos de rodillos cónicos son desmontables:

Absorben altas fuerzas axiales y radiales. Ya que los rodamientos de un solo rodillo cónico sólo absorben cargas axiales en un sentido, generalmente es necesario un segundo rodamiento de rodillos cónicos montado simétricamente para el guiado en sentido contrario.

### 3.7.2 Tratamiento térmico

Los rodamientos FAG de rodillos cónicos se someten a un tratamiento térmico de manera que se pueden utilizar para una temperatura de servicio de hasta 120° C. Los rodamientos con un diámetro exterior mayor de 90 mm son estables dimensionalmente hasta 150° C y los rodamientos con un diámetro exterior mayor de 120 mm lo son hasta 200° C.

### 3.7.3 Normas

- Rodamientos de rodillos cónicos con dimensiones métricas DIN ISO 355 y DIN 720.

### 3.7.4 Consideraciones

- *Se conoce que son rodamientos de rodillos cónicos*
- $d = \emptyset_{\text{Diámetro del eje principal}} = 100 \text{ mm}$
- $S_x =$  Fuerza radial de los rodamientos [N].
- $S_y =$  Fuerza axial de los rodamientos [N].

### CARGA RADIAL DINÁMICO EQUIVALENTE. (Unavarra, 2004)

- $S_y = 282,435 \text{ N}$
- $S_x = 8275 \text{ N}$
- $e_A = 0,31$

Si  $\frac{S_y}{P_A} < e_A$  entonces  $P_A = S_x$

$$\frac{S_y}{P_A} = \frac{282,435 \text{ N}}{8275 \text{ N}} = 0,034$$

$$\frac{S_y}{P_A} < e_A \quad ; \quad 0,034 < 0,31 \quad \text{Cumple}$$

### Vida del Rodamiento

$$L = \frac{1 \times 10^6}{60 * N} * \left( \frac{C}{P_A} \right)^{\frac{7}{3}} \quad (85)$$

$$L = \frac{1 \times 10^6}{60 * 900} * \left( \frac{460 \text{ kN}}{8275 \text{ N}} \right)^{\frac{7}{3}}$$

Donde:

$L$ : Vida nominal del rodamiento [H].

$N$ : Revoluciones de giro [r.p.m.]

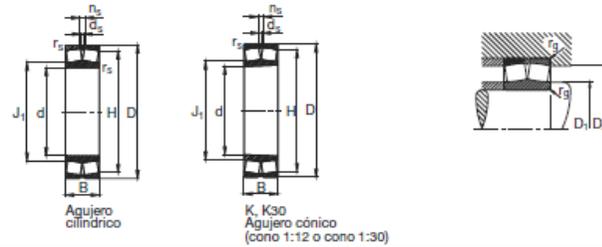
$$L = 12140567.96 \text{ H}$$

$$L = 81899.3477 \text{ H} * \left( \frac{1 \text{ dia}}{24 \text{ H}} * \frac{1 \text{ año}}{365 \text{ dias}} \right)$$

$$L = 9,3492 \text{ años}$$

**Tabla 23: Rodamientos FAG oscilante de rodillos con agujero cilíndrico**

**Rodamientos FAG oscilantes de rodillos con agujero cilíndrico y cónico**



Los rodamientos pueden alcanzar una dur de vida ilimitada, si  $C_{90}/P_0 \geq 8$ , ver Pág.41.

Eje	Dimensiones								Peso ~ kg	Capacidad de carga - Factor						Velocidad límite min <sup>-1</sup>	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares		
	d mm	D	B	r <sub>s</sub> min	H ~	J <sub>1</sub> ~	n <sub>s</sub>	d <sub>a</sub>		din. C	e	F <sub>x</sub> /F <sub>y</sub> ≤ e	F <sub>x</sub> /F <sub>y</sub> > e	estát. C <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>				D <sub>1</sub> min mm	D <sub>2</sub> max mm	
95	95	200	67	3	171,2	116	12,2	6,3	9,69	560	0,33	2,03	3,02	680	1,98	3000	2800	22319E	109	186	
	95	200	67	3	171,2	116	12,2	6,3	9,69	560	0,33	2,03	3,02	680	1,98	3000	2800	22319E.T41A	109	186	
	95	200	67	3	171,2	116	12,2	6,3	9,46	560	0,33	2,03	3,02	680	1,98	3000	2800	22319EK	109	186	
	95	200	67	3	171,2	116	12,2	6,3	9,46	560	0,33	2,03	3,02	680	1,98	3000	2800	22319EK.T41A	109	186	
100	100	165	52	2	146,3		6,5	3,2	4,37	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	4300	3000	23120EAS.M	111	154	
	100	165	52	2	146,3		6,5	3,2	4,23	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	4300	3000	23120EASK.M	111	154	
	100	165	52	2	146,3	114	6,5	3,2	4,22	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	4300	3000	23120ES.TVPB	111	154	
	100	165	52	2	146,3	114	6,5	3,2	4,06	375	0,28	2,37	3,53	560	2,32	4300	3000	23120ESK.TVPB	111	154	
	100	180	46	2,1	161,4	119	9,5	4,8	4,96	360	0,24	2,84	4,23	465	2,78	4300	3400	22220E	112	168	
	100	180	46	2,1	161,4	119	9,5	4,8	4,91	360	0,24	2,84	4,23	465	2,78	4300	3400	22220EK	112	168	
	100	180	60,3	2,1	156,7		9,5	4,8	6,56	465	0,31	2,15	3,2	655	2,1	3600	2400	23220EAS.M	112	168	
	100	180	60,3	2,1	156,7		9,5	4,8	6,25	465	0,31	2,15	3,2	655	2,1	3600	2400	23220EASK.M	112	168	
	100	180	60,3	2,1	156,7	116,7	9,5	4,8	6,32	465	0,31	2,15	3,2	655	2,1	3600	2400	23220ES.TVPB	112	168	
	100	180	60,3	2,1	156,7	116,7	9,5	4,8	6,13	465	0,31	2,15	3,2	655	2,1	3600	2400	23220ESK.TVPB	112	168	
	100	215	47	3	182	131,9			8,19	425	0,22	3,14	4,67	530	3,07	3600	3200	21320E.TVPB	114	201	
	100	215	47	3	182	131,9			8,08	425	0,22	3,14	4,67	530	3,07	3600	3200	21320EK.TVPB	114	201	
	100	215	73	3	183,3	124,2	12,2	6,3	13	655	0,34	2	2,98	815	1,96	3000	2600	22320E	114	201	
	100	215	73	3	183,3	124,2	12,2	6,3	13	655	0,34	2	2,98	815	1,96	3000	2600	22320E.T41A	114	201	
	100	215	73	3	183,3	124,2	12,2	6,3	12,7	655	0,34	2	2,98	815	1,96	3000	2600	22320EK	114	201	
	100	215	73	3	183,3	124,2	12,2	6,3	12,7	655	0,34	2	2,98	815	1,96	3000	2600	22320EK.T41A	114	201	
	100	215	82,6	3	179,6		9,5	4,8	15,5	680	0,43	1,57	2,34	900	1,53	2800		23320AS.MA.T41A	114	201	
	110	110	170	45	2	154,6		6,5	3,2	3,67	335	0,23	2,9	4,31	510	2,83	4300	3200	23022EAS.M	118,8	161,2
		110	170	45	2	154,6	123,7	6,5	3,2	3,55	335	0,23	2,9	4,31	510	2,83	4300	3200	23022ES.TVPB	118,8	161,2
		110	180	56	2	159,9		9,5	4,8	5,51	440	0,28	2,41	3,59	670	2,35	4000	2600	23122EAS.M	121	169
		110	180	56	2	159,9		9,5	4,8	5,1	440	0,28	2,41	3,59	670	2,35	4000	2600	23122EASK.M	121	169
		110	180	56	2	159,9	124,7	9,5	4,8	5,31	440	0,28	2,41	3,59	670	2,35	4000	2600	23122ES.TVPB	121	169
		110	180	56	2	159,9	124,7	9,5	4,8	4,95	440	0,28	2,41	3,59	670	2,35	4000	2600	23122ESK.TVPB	121	169
		110	180	69	2	154,8	125,1	6,5	3,2	6,85	520	0,35	1,94	2,88	880	1,89	2600	1800	24122ES.TVPB	121	169
110		180	69	2	154,8	125,1	6,5	3,2	6,69	520	0,35	1,94	2,88	880	1,89	2600	1800	24122ESK30TVPB	121	169	

Fuente: (Manual-de-rodamientos-FAG, 2010)

### 3.8 Cojinetes

Para los cojinetes de los rodamientos en las superficies deslizan sin lubricante. El material de las superficies se elige para que tenga bajos coeficientes de fricción y de desgaste. En algunos casos se emplean aleaciones porosas que permiten la incorporación de algún lubricante o grasa.

**Tabla 24:** Dimensiones y clasificaciones básicas de carga para cojinetes de rodillos cilíndricos.

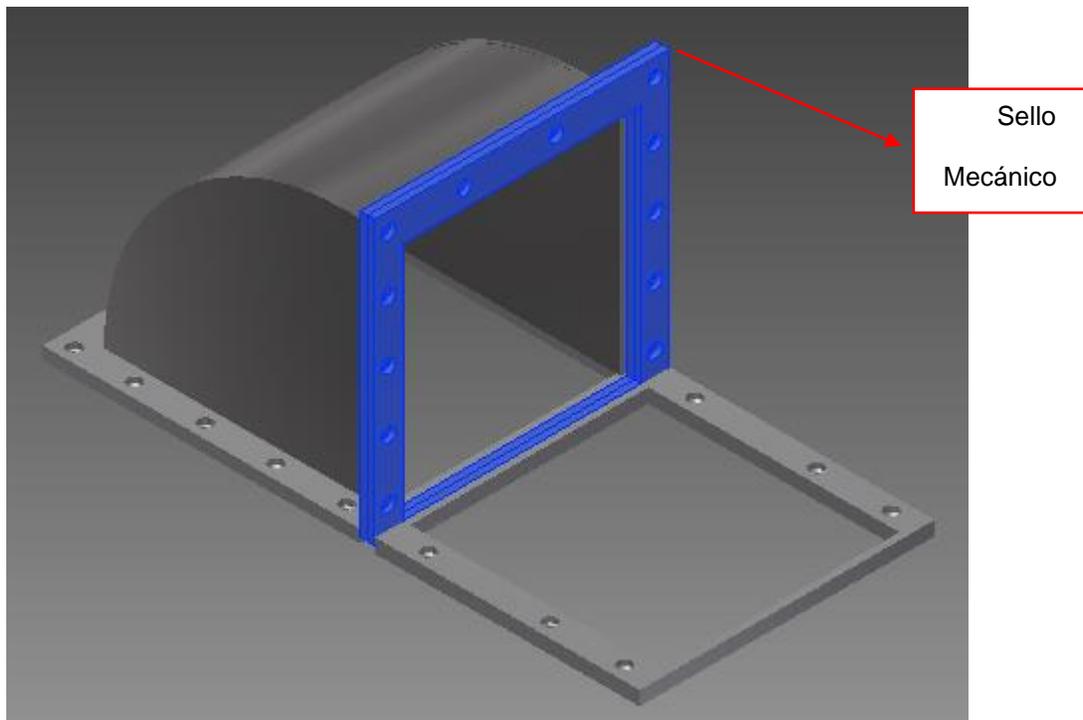
Dimensiones y clasificaciones básicas de carga para cojinetes de rodillos cilíndricos

Diámetro interior, mm	Serie 02				Serie 03			
	DE, mm	Ancho, mm	Clasificación de carga, kN		DE, mm	Ancho, mm	Clasificación de carga, kN	
			C <sub>10</sub>	C <sub>0</sub>			C <sub>10</sub>	C <sub>1</sub>
25	52	15	16.8	8.8	62	17	28.6	15.0
30	62	16	22.4	12.0	72	19	36.9	20.0
35	72	17	31.9	17.6	80	21	44.6	27.1
40	80	18	41.8	24.0	90	23	56.1	32.5
45	85	19	44.0	25.5	100	25	72.1	45.4
50	90	20	45.7	27.5	110	27	88.0	52.0
55	100	21	56.1	34.0	120	29	102	67.2
60	110	22	64.4	43.1	130	31	123	76.5
65	120	23	76.5	51.2	140	33	138	85.0
70	125	24	79.2	51.2	150	35	151	102
75	130	25	93.1	63.2	160	37	183	125
80	140	26	106	69.4	170	39	190	125
85	150	28	119	78.3	180	41	212	149
90	160	30	142	100	190	43	242	160
95	170	32	165	112	200	45	264	189
100	180	34	183	125	215	47	303	220
110	200	38	229	167	240	50	391	304
120	215	40	260	183	260	55	457	340
130	230	40	270	193	280	58	539	408
140	250	42	319	240	300	62	682	454
150	270	45	446	260	320	65	781	502

### 3.9 Sellos mecánicos

Los sellos mecánicos o retenedores de presión se utilizarán para evitar la salida del fluido. Cualquier montaje mecánico que contenga fluidos, debe ser diseñado de tal forma que estas sustancias fluyan únicamente donde sea necesario y no escapen fuera del montaje.

Los retenedores serán incorporados en diseños mecánicos para prevenir tal escape del fluido dentro de la Turbina. Estos puntos de encuentro son conocidos como superficies de contacto, y el espacio entre ellos es llamado espacio de holgura. El propósito de un retenedor es bloquear el espacio de holgura entre el perno y la brida de forma que nada pase a través de él.



**Figura 36:** Esquema de la ubicación de los sellos mecánicos

### 3.10 Chavetas

#### 3.10.1 Diseño de chavetas

Seleccionaremos chavetas cuadradas para la flecha del eje principal.

### 3.10.2 Longitud de chaveta cuadrada para el eje principal

$$L_{eje\ prin} = \frac{4 * T_{max} * F_s}{D_{fle1} * H * S_y} \quad (86)$$

Dónde:

$F_s$  = Factor de Seguridad

$S_y$  = Resistencia a la Fluencia [MPa]

$D_{fle1}$  = Diámetro dinámico de la flecha del eje principal [mm].

$T_{max}$  = Momento Torsor Máximo [Kg-m].

$L_{eje\ prin}$  = Longitud de chaveta cuadrada para el eje principal [mm].

$$D_{fle1} = 94,8703 \text{ mm} * \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}} = 3,7350 \text{ pulg}$$

$$T_{max} = 270,34 \text{ kg} * \text{m} * \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} * \frac{1''}{25,4 \text{ mm}} * \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 23415,2756 \text{ lb} - \text{pulg}$$

$$S_y = 310 \text{ MPa} = 310 * \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * \frac{1 \text{ Kg}}{9,8 \text{ N}} * \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}} * \left( \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} \right)^2 = 44897,8694 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$F_s = 3,2$$

**Tabla 25:** tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

**TABLA 11-1** Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1/4	1/4	3/16
1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	5/16	5/16	1/4
1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3/8	3/8	1/4
1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1/2	1/2	3/8
2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	5/8	5/8	7/16
2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3/4	3/4	1/2
3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	7/8	7/8	5/8
3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1	1	3/4
4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	7/8
5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>2</sub>	1
6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9	2	2	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
9	11	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>
11	13	3	3	2
13	15	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
15	18	4		3
18	22	5		3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.

Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

Fuente: (Mott L. , 2011)

Altura H:

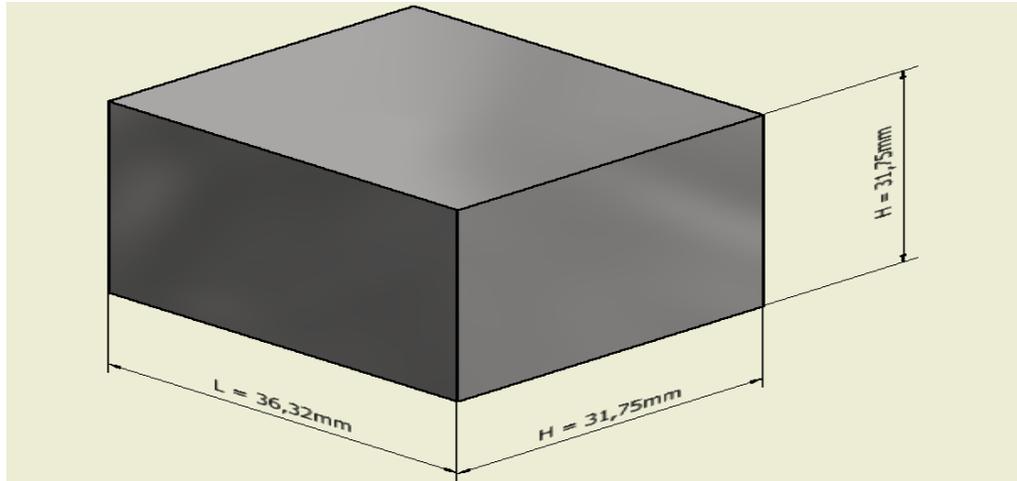
$$H = 1\frac{1}{4} \text{ pulg}$$

$$L = \frac{4 * (23415,2756 \text{ lb} - \text{pulg}) * 3.2}{3,7350 \text{ pulg} * 1\frac{1}{4} \text{ pulg} * 44897,8694 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}}$$

$$L = 1,4298 \text{ pulg}$$

Chaveta Cuadrada de  $H \times H \times L = 1\frac{1}{4} \text{ pulg} * 1\frac{1}{4} \text{ pulg} * 1,4298 \text{ pulg}$

$H \times H \times L = 31,75 \text{ mm} * 31,75 \text{ mm} * 36,3169 \text{ mm}$



**Figura 37:** Chaveta Cuadrada

### 3.10.3 Diseño para la chaveta del inyector

$$L_{eje\ iny} = \frac{4 * T_{min} * Fs}{di * H1 * Sych} \quad (87)$$

Dónde:

$Fs_{iny}$  = Factor de Seguridad del eje inyector

$Sy$  = Resistencia a la Fluencia [MPa]

$di$  = Diámetro del eje del álabe director [m].

$T_{min}$  = Torque mínimo de regulación para el álabe director [Kgf – m].

$L_{eje\ iny}$  = Longitud de chaveta cuadrada para el eje inyector [mm].

$$Sy = 44897,8694 \frac{lb}{pulg^2}$$

$$di = 38 \text{ mm} * \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}} = 1,4961 \text{ pulg}$$

$$T_{min} = 21,57 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \frac{2,2 \text{ lb}}{1 \text{ kg}} \cdot \frac{1''}{25,4 \text{ mm}} \cdot \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} = 1868,2677 \text{ lb} - \text{pulg}$$

$$F_{Siny} = 2$$

**Tabla 26:** tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1	1/4	1/4	3/16
1	1 1/8	5/16	5/16	1/4
1 1/8	1 1/4	3/8	3/8	1/4
1 1/4	2	1/2	1/2	3/8
2	2 1/4	5/8	5/8	7/16
2 1/4	3	3/4	3/4	1/2
3	3 1/2	7/8	7/8	5/8
3 1/2	4	1	1	3/4
4	5	1 1/4	1 1/4	7/8
5	6	1 1/2	1 1/2	1
6	7	1 3/4	1 3/4	1 1/4
7	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Reimpreso de la norma ANSI B17.1-1967 (R98) con autorización de la American Society of Mechanical Engineers. Todos los derechos reservados.

Nota: Se prefieren los valores en las áreas no sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.

Fuente: (Robert L. Mott, 1996)

Altura de la chaveta del eje inyector H1:

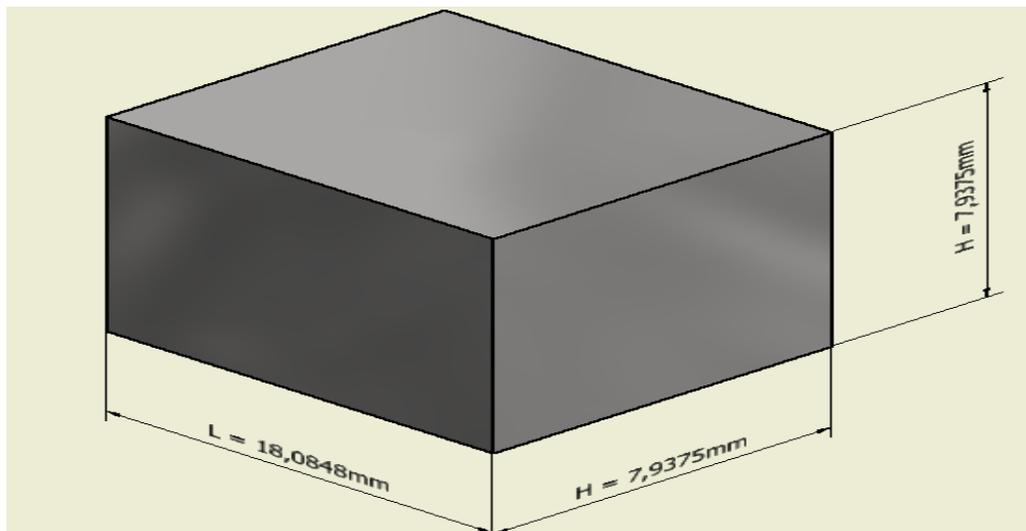
$$H1 = \frac{5}{16} \text{ pulg}$$

$$L_{\text{eje iny}} = \frac{4 * (1868,2677 \text{ lb} - \text{pulg}) * (2)}{1,4961 \text{ pulg} * \frac{5}{16} \text{ pulg} * 44897,8694 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}}$$

$$L_{\text{eje iny}} = 0,7120 \text{ pulg}$$

Chaveta Cuadrada de HxHxL =  $\frac{5}{16} \text{ pulg} * \frac{5}{16} \text{ pulg} * 0,7120 \text{ pulg}$

HxHxL = 7,9375mm \* 7,9375mm \* 18,0848 mm



**Figura 38:** Chaveta Cuadrada

## 3.11 Pernos

### 3.11.1 Selección de pernos

### 3.11.2 Cálculo del perno

$$S_y = 310 \text{MPa} = 310 * \frac{N}{\text{mm}^2} * \frac{1Kg}{9,8N} * \frac{2.2lb}{1Kg} * \left( \frac{25,4\text{mm}}{1\text{pulg}} \right)^2 = 44897,8694 \frac{lb}{\text{pulg}^2}$$

$$S_y = 44,897 \text{ [KSI]}$$

Resistencia máxima: 620 MPa

$$S_u = 620 * \frac{N}{\text{mm}^2} * \frac{1Kg}{9,8N} * \frac{2.2lb}{1Kg} * \left( \frac{25,4\text{mm}}{1\text{pulg}} \right)^2 = 89795,7388 \frac{lb}{\text{pulg}^2}$$

$$S_u = 89,795 \text{ KSI}$$

**Tabla 27:** Indican el material y la resistencia a la tensión del tornillo

(nomenclatura SAE)

Grado SAE		TABLA 14-6 Especificaciones y resistencias SAE para pernos de acero				
Número de grado SAE	Rango de dimensión del diámetro exterior (in)	Resistencia de prueba mínima (kpsi)	Límite de fluencia elástico mínimo (kpsi)	Resistencia mínima a tensión (kpsi)	Material	
1	0.25-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono	
2	0.25-0.75	55	57	74	bajo o medio carbono	
4	0.875-1.5	33	36	60	bajo o medio carbono	
5	0.25-1.5	65	100	115	medio carbono, estirado en frío	
5.2	0.25-1.0	85	92	120	medio carbono, T y R*	
5	1.125-1.5	74	81	105	medio carbono, T y R	
5.2	0.25-1.0	85	92	120	martensita de bajo carbono, T y R	
7	0.25-1.5	105	115	133	aleación de bajo carbono, T y R	
8	0.25-1.5	120	130	150	aleación de medio carbono, T y R	
8.2	0.25-1.0	120	130	150	martensita de bajo carbono, T y R	

\* Templado y revenido.

Fuente: (Mott R. L., 2006)

Generalmente entre más marcas mayores el grado y su resistencia mecánica.

$$D_{nominal} = \frac{3}{8} plg$$

$$A_{nominal} = \frac{\pi}{4} * D_{nominal}^2$$

Dónde:

$A_{nominal}$  = Área nominal del perno [ $plg^2$ ].

$D_{nominal}$  = Diámetro nominal del perno [ $plg$ ].

$$A_{nominal} = \frac{\pi}{4} * \left(\frac{3}{8} plg\right)^2.$$

$$A_{nominal} = 0,2945 [plg^2].$$

Material: Medio carbono, templado y revenido.

$$S_b = 85000 \text{ PSI}$$

$$S_{y_{perno}} = 92000 \text{ [PSI]}$$

$$S_{ut} = 120000 \text{ [PSI]}$$

Dónde:

$S_b$  = Resistencia de prueba mínima [PSI]

$S_{y_{perno}}$  = Límite de fluencia elástico mínima [PSI]

$S_{ut}$  = Resistencia mínima a la tensión [PSI]

### 3.11.3 Roscas de tornillos Unified National Standard

**Tabla 28:** Dimensiones principales de las roscas de tornillo Unified National Standard

**TABLA 14-1 Dimensiones principales de las roscas de tornillo Unified National Standard**  
 Datos calculados de las ecuaciones 14.1—Véase la referencia 3 para mayor información

Tamaño	Roscas bastas—UNC				Roscas finas—UNF		
	Diámetro mayor $d$ (in o pulg)	Hilos por pulgada	Diámetro menor $d_r$ (in)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (in <sup>2</sup> )	Hilos por pulgada	Diámetro menor $d_r$ (in)	Área de esfuerzo a tensión $A_t$ (in <sup>2</sup> )
0	0.0600	—	—	—	80	0.0438	0.0018
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258
1/4	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187

Fuente: (Mott R. L., 2006)

Tipo de rosca: UNF

$$D_{menor} = 0,3209 \text{ plg}$$

$$A_{tension} = 0,0878 \text{ plg}^2$$

$$E_{acero} = 30000000 \text{ PSI}$$

Dónde:

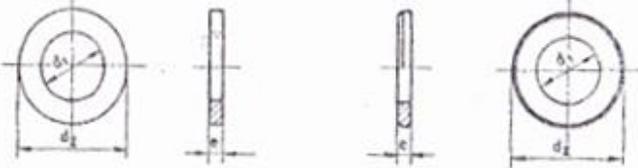
$$D_{menor} = \text{Diámetro menor [plg]}$$

$$A_{tension} = \text{Área de esfuerzo a la tensión [plg}^2\text{]}$$

$$E_{acero} = \text{Módulo de elasticidad del perno [PSI]}$$

### 3.11.4 Selección de arandelas planas

Tabla 29: Arandelas planas

Tornillos y arandelas			ARANDELAS PLANAS					TABLA 15 . 13	
									
Arandela			Para tornillo ....		Arandela			Para tornillo ....	
d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	e	Métrico	Whitworth	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	e	Métrico	Whitworth
2,2	5,5	0,5	2		43	78	7	42	1 5/8"
2,8	7	0,5	2,6		46	85	7	45	1 3/4"
3,2	7	0,5	3		50	92	8	48	
4,3	9	0,8	4		54	98	8	52	2"
5,3	11	1	5		58	105	9	56	
6,4	12	1,5	6		60	110	9	58	2 1/4"
8,4	17	2	8		66	115	9	64	2 1/2"
10,5	21	2,5	10		74	125	10	72	2 3/4"
13	24	3	12		78	135	10	76	3"
13,8	24	3		1/2"	82	140	12	80	

Fuente: (Arrizabalaga, 2003 )

$$d_{\text{interno}} := 9,4\text{mm} * \frac{1\text{plg}}{25,4\text{mm}} = 0,3701 [\text{plg}]$$

$$d_{\text{externo}} := 17\text{mm} * \frac{1\text{plg}}{25,4\text{mm}} = 0,6693 [\text{plg}]$$

$$ea := 2\text{mm} * \frac{1\text{plg}}{25,4\text{mm}} = 0,0787 [\text{plg}]$$

Dónde:

d<sub>interno</sub> = Diámetro interno de la arandela [plg]

d<sub>externo</sub> = Diámetro externo de la arandela [plg]

ea = Espesor de la arandela [plg]

**Tabla 30:** Propiedades de los aceros Inoxidables**APENDICE 6 PROPIEDADES DE LOS ACEROS INOXIDABLES**

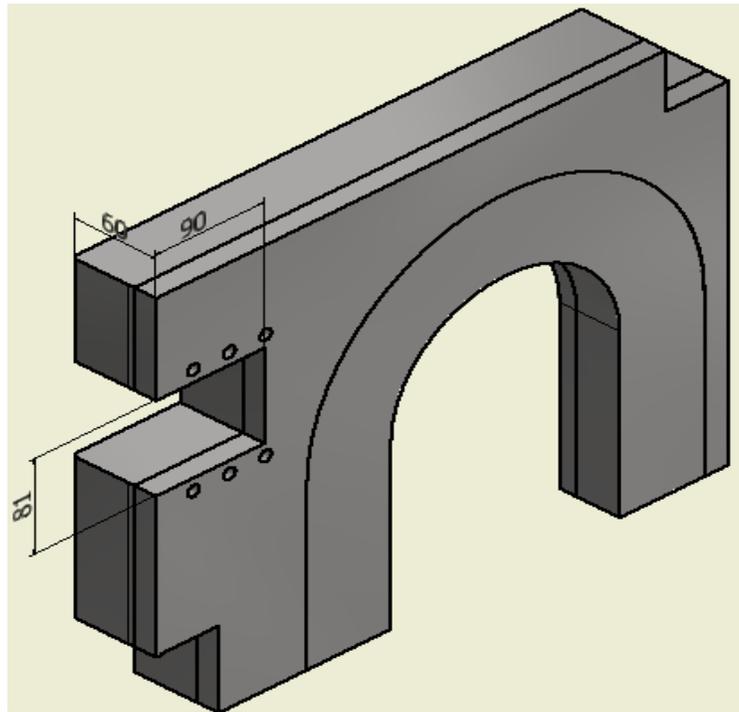
<i>Designación del material</i>		<i>Condición</i>	<i>Resistencia a la tracción</i>		<i>Resistencia a punto cedente</i>		<i>Ductibilidad (elongación porcentual en 2 pulg)</i>
<i>Número AISI</i>	<i>UNS</i>		<i>Ksi</i>	<i>MPa</i>	<i>Ksi</i>	<i>MPa</i>	
<b>Aceros austeníticos</b>							
201	S20100	Recocido	115	793	55	379	55
		1/4 duro	125	862	75	517	20
		1/2 duro	150	1 030	110	758	10
		3/4 duro	175	1 210	135	931	5
		Totalmente duro	185	1 280	140	966	4
301	S30100	Recocido	110	758	40	276	60
		1/4 duro	125	862	75	517	25
		1/2 duro	150	1 030	110	758	15
		3/4 duro	175	1 210	135	931	12
		Totalmente duro	185	1 280	140	966	8
304	S30400	Recocido	85	586	35	241	60
310	S31000	Recocido	95	655	45	310	45
316	S31600	Recocido	80	552	30	207	60
<b>Aceros ferríticos</b>							
405	S40500	Recocido	70	483	40	276	30

Fuente: (Mott L. , 2011)

$$S_{u_{AISI}} = 85000 \text{ PSI}$$

Dónde:

$$S_{u_{AISI}} = \text{Resistencia a la tracción del material AISI 304 [PSI]}$$



**Figura 39:** Soporte lateral

*Material : AISI 304*

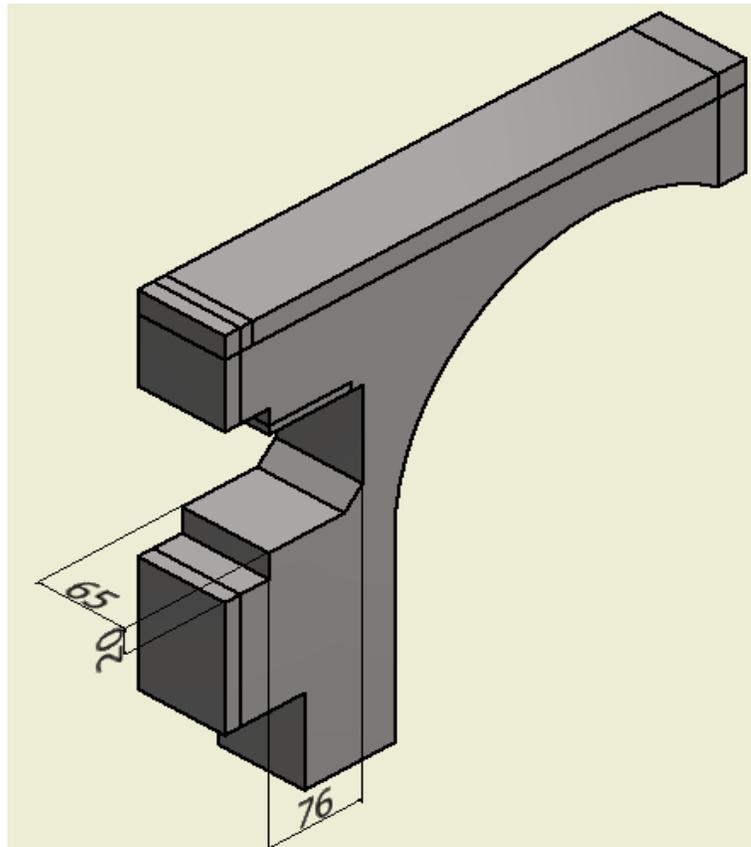
$$L_{\text{soporte}} := 90\text{mm} * \frac{1\text{plg}}{25,4\text{mm}} = 3,5433 \text{ plg}$$

$$e_{\text{Soporte}} := 60\text{mm} * \frac{1\text{plg}}{25,4\text{mm}} = 2,3622 \text{ plg}$$

Dónde:

*L<sub>soporte</sub>* = Longitud del soporte lateral [plg]

*e<sub>Soporte</sub>* := Espesor del soporte lateral [plg]



**Figura 40:** Soporte Central

*Material : AISI 304*

$$L_{\text{soporte } c} := 65\text{mm} * \frac{1\text{plg}}{25,4\text{mm}} = 2,5591 \text{ plg}$$

$$e_{\text{soporte } c} := 76\text{mm} * \frac{1\text{plg}}{25,4\text{mm}} = 2,9921 \text{ plg}$$

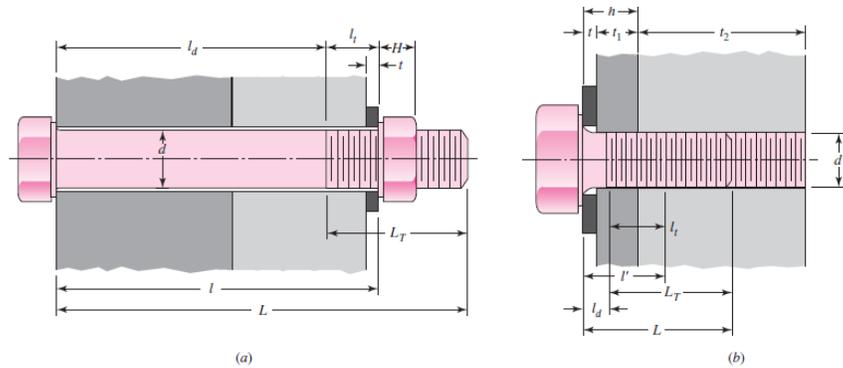
Dónde:

$L_{\text{soporte } c}$  = Longitud del soporte central [plg]

$e_{\text{soporte } c}$  := Espesor del soporte central [plg]

### 3.11.5 Cálculo de la longitud del perno

Tabla 31: Procedimiento para Ajuste de Rigidez del perno



Given fastener diameter  $d$  and pitch  $p$  or number of threads

Effective grip

Grip is thickness  $l$

Washer thickness from Table A-32 or A-33  
Threaded length  $L_T$   
Inch series:

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} \text{ in,} & L \leq 6 \text{ in} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ in,} & L > 6 \text{ in} \end{cases}$$

Metric series:

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm,} & L \leq 125, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm,} & 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm,} & L > 200 \text{ mm} \end{cases}$$

Fastener length:  $L > l + H$

Length of useful unthreaded portion:  $l_d = L - L_T$   
Length of useful threaded portion:  $l_t = l - l_d$

Round up using Table A-17\*

Area of unthreaded portion:  
 $A_d = \pi d^2/4$   
Area of threaded portion:  
 $A_t$ , Table 8-1 or 8-2  
Fastener stiffness:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

$$l' = \begin{cases} h + t_2/2, & t_2 < d \\ h + d/2, & t_2 \geq d \end{cases}$$

Fastener length:  $L > h + 1.5d$

Length of useful unthreaded portion:  $l_d = L - L_T$   
Length of useful threaded portion:  $l_t = l' - l_d$

\*Bolts and cap screws may not be available in all the preferred lengths listed in Table A-17. Large fasteners may not be available in fractional inches or in millimeter lengths ending in a nonzero digit. Check with your bolt supplier for availability.

Fuente: (E, 2006)

Longitud de roscado (Lr):

$$Lr = D_{nominal} * 2 + \frac{1}{4} plg \tag{88}$$

Dónde:

$L_r$  = Longitud de roscado [plg].

$D_{nominal}$  = Diámetro nominal del perno [plg].

$$D_{nominal} = \frac{3}{8}plg$$

$$L_r = 2 * \frac{3}{8}plg + \frac{1}{4}plg$$

$$L_r = 1plg$$

Agarre Efectivo

$$h = ea \tag{89}$$

Dónde:

$ea$  = Espesor de la ranadela [plg]

$h$  = Agarre Efectivo [plg]

$h = 0,0787$  [plg]

### 3.11.6 Longitud de Sujeción

$$l_1 = h + \frac{D_{nominal}}{2} \tag{90}$$

Dónde:

$h$  = Agarre Efectivo [plg]

$D_{nominal}$  = Diámetro nominal del perno [plg].

$l_1$  = Longitud de Sujeción [plg]

$$l_1 = 0,0787 [plg] + \frac{\frac{3}{8}plg}{2}$$

$$l_1 = 0,2662 plg$$

Longitud Total

$$L_t = h + l_1 \quad (91)$$

Dónde:

$L_t$  = Longitud Total [plg]

$h$  = Agarre Efectivo [plg]

$l_1$  = Longitud de Sujeción [plg]

$$L_t = 0,0787 \text{ [plg]} + 0,2662 \text{ plg}$$

$$L_t = 0,3449 \text{ plg}$$

### 3.12 Tubo de aspiración o descarga

Para el caso de las turbinas hidráulicas, se puede calcular el índice de cavitación crítico  $\sigma_c$  utilizando la siguiente ecuación:

$$\sigma_c = 0.006 + 0.55 * \left( \frac{nq}{444.6} \right) 1.8 \quad (92)$$

Dónde:

$nq$  : Velocidad específica de la turbina en el sistema Americano.

$$nq = 35,84$$

$$\sigma_c = 0.006 + 0.55 * \left( \frac{35,84}{444.6} \right) 1.8$$

$$\sigma_c = 0,0858$$

El índice de cavitación para las turbinas hidráulicas corresponde al denominado Coeficiente de Cavitación o Parámetro de Thoma  $\sigma$ .

Este parámetro se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{inst} = \frac{(hatm - hvap - Hsc)}{Hdin} \geq \sigma c \quad (93)$$

Dónde:

$\sigma_{inst}$ : Índice de Cavitación o parámetro de Thoma.

$hatm$ : Altura de presión atmosférica en el sitio [m].

$hp$ : Altura de presión [m].

$Hsc$ : Altura de succión [m].

$H_{din}$  = Altura dinámica considerando pérdidas en tuberías [m].

$\sigma c$ : Cavitación crítica.

$$hatm = 9m$$

$$hp = 0,014 m$$

$$Hsc = 3 m$$

$$H_{din} = 52,771m$$

$$\sigma_{inst} = \frac{(9m - 0,014 m - 3 m)}{52,771m} \geq 0,0858$$

$$\sigma_{inst} = 0,1134 \geq 0,0858$$

Condición de cavitación controlada en descargas:

$$\sigma_{inst} \geq \sigma c \quad (94)$$

$$0,1134 \geq 0,0858$$

Cumple satisfactoriamente por lo que el tipo de tubo de aspiración o descarga es recto con una gradiente de ensanchamiento del 10% desde la descarga.

Para la orientación del tubo de aspiración o descarga se recomienda el tipo de turbina de eje horizontal.

### **3.13 Carcasa**

El diseño de la carcasa está estructurado al correcto acoplamiento, referente a las tolerancias de cada uno de los elementos constitutivos de la turbina Michell Banki, En el diseño de la carcasa se puede observar que los agujeros de las bridas se han diseñado de una forma alargada, con el objeto de obtener un ajuste hermético en el ensamble con las demás piezas de la turbina.

En los planos de diseño se puede observar la isometría correspondiente al ensamble de todos los elementos de la turbina Michell Banki con su respectiva carcasa, se presenta también los esquemas en 2D con dimensiones, acoples de pernos y soldaduras, que permitirán realizar sin ningún problema el acople entre elementos en taller.

### **3.14 Planos de la turbina Michell Banki**

#### **3.14.1 Detalle de planos y vistas 2D (anexo 1)**

#### **3.14.2 Lista de planos constructivos y materiales 2D (anexo 1)**

#### **3.14.3 Ensamble conjunto 3D (anexo 1)**

### 3.15 Simulación para el análisis de esfuerzos estructurales

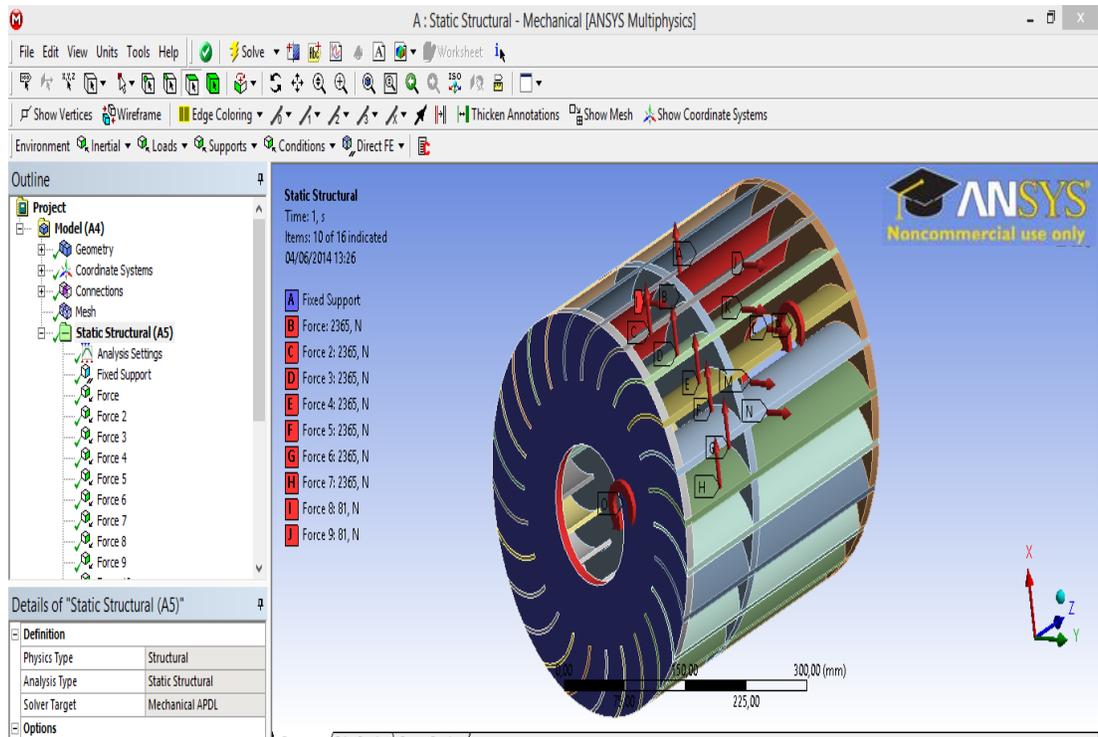


Figura 41: Cargas axiales, radiales y momentos aplicados en las aletas

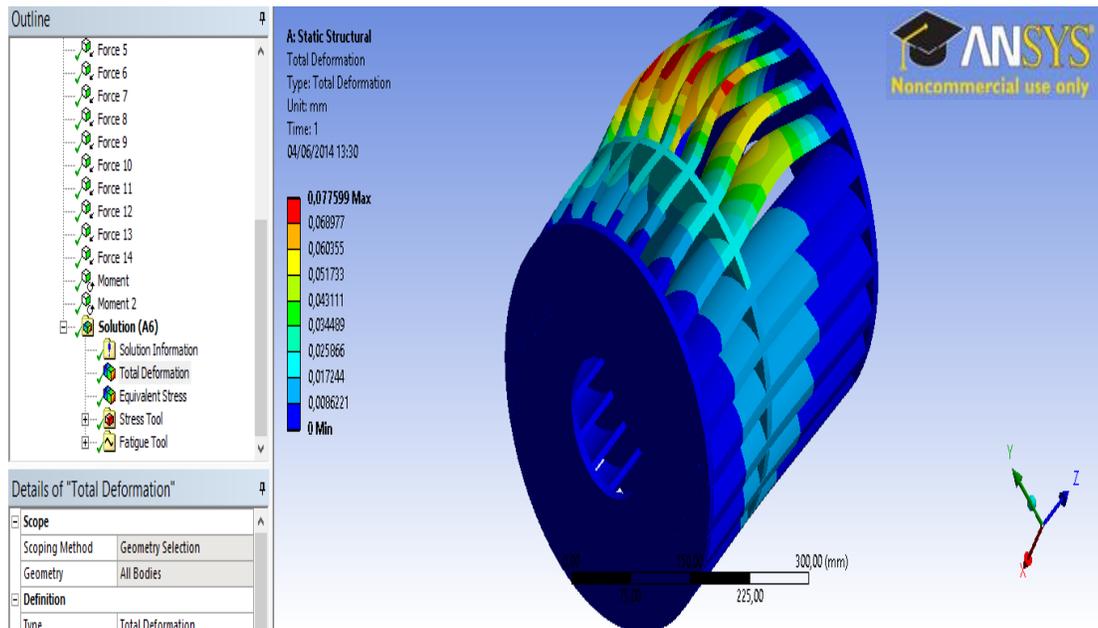
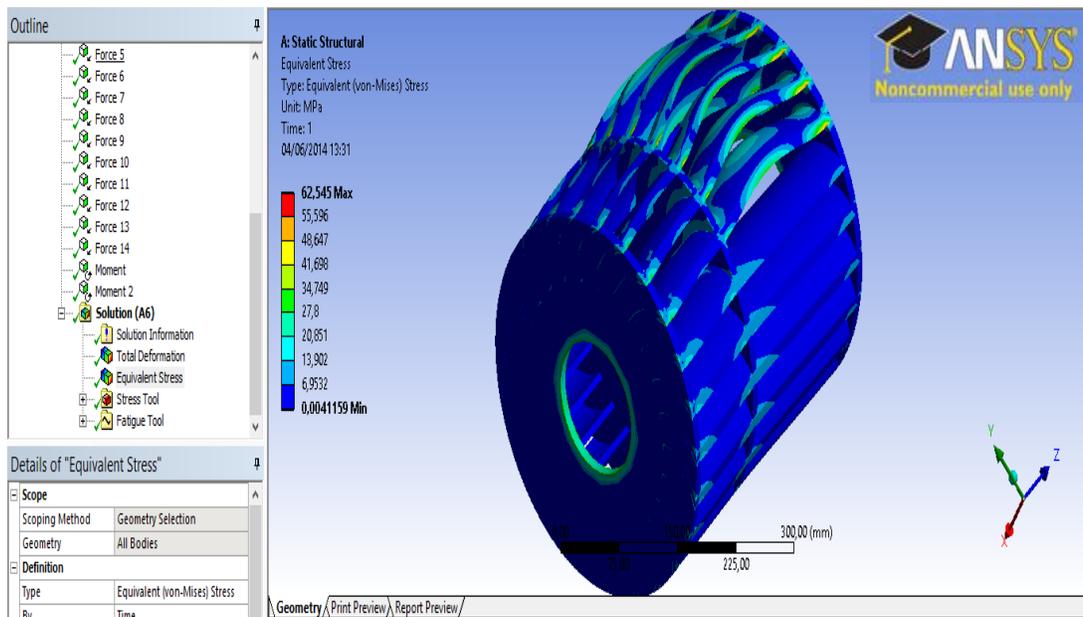
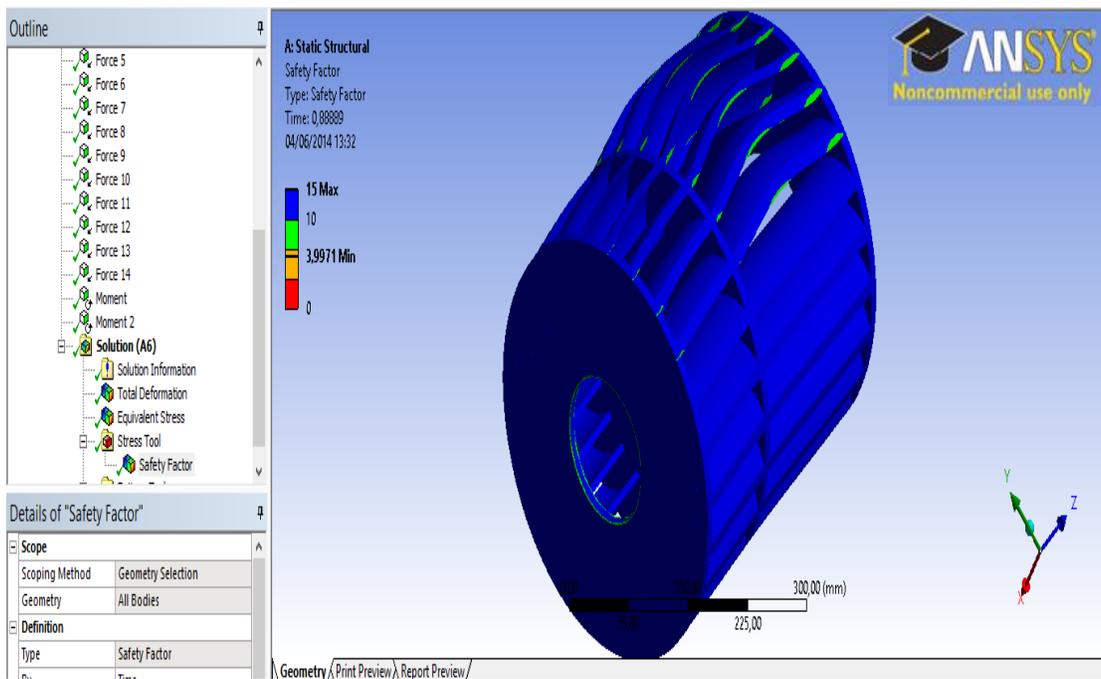


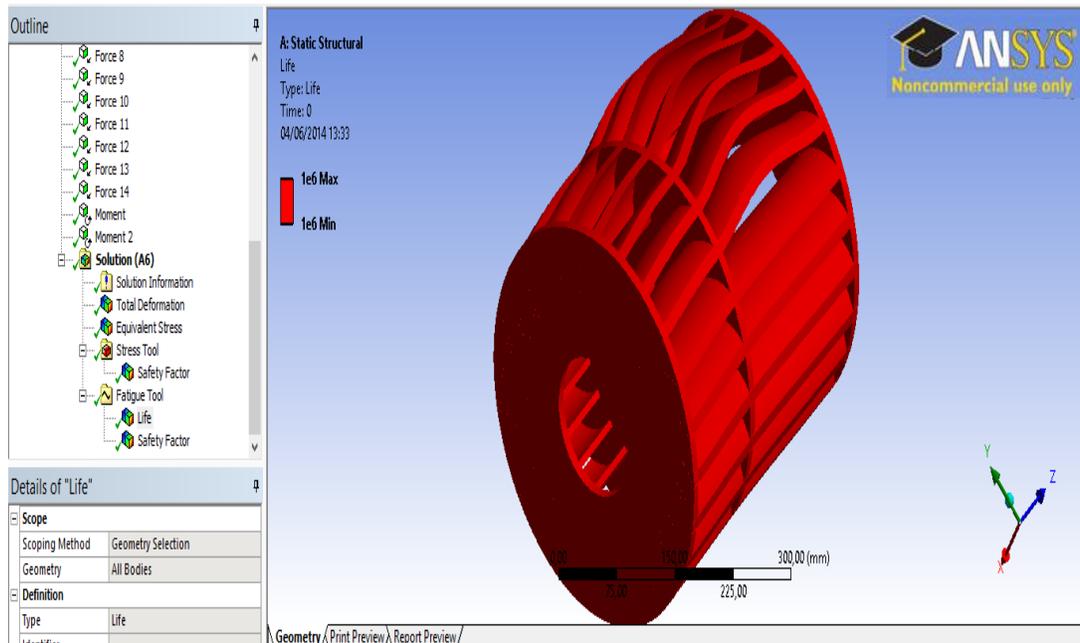
Figura 42: Resultados de la simulación estática en el rodete para su deformación



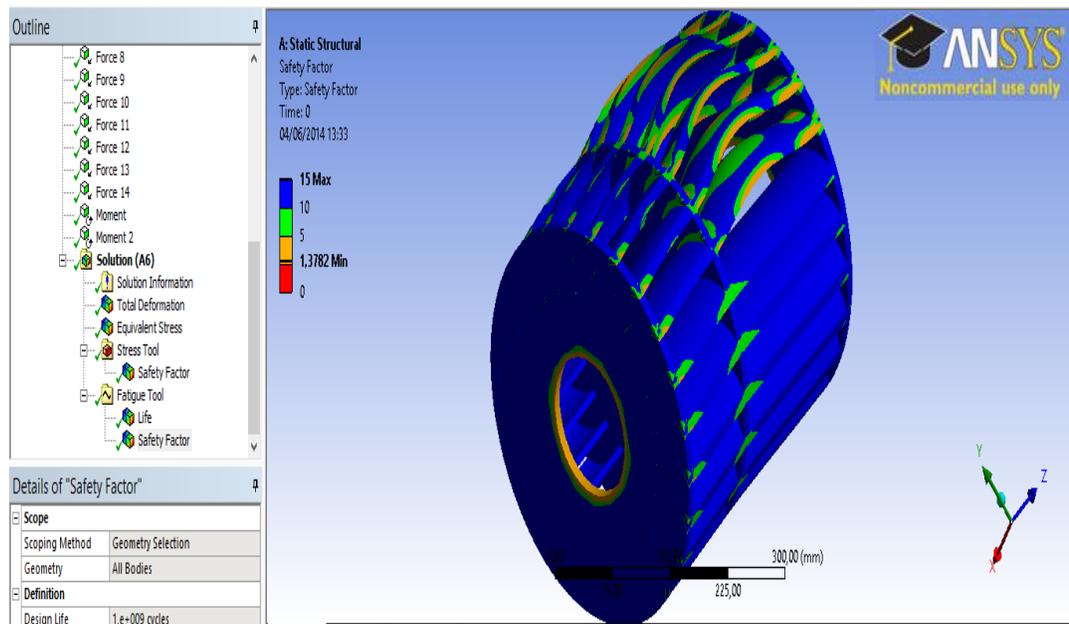
**Figura 43:** Resultados de la simulación estática en el rodete para su Esfuerzo por el método de Von Mises



**Figura 44:** Resultados de la simulación estática en el rodete para su factor de seguridad.



**Figura 45:** Resultados de la simulación estática en el rodete para determinar su vida infinita



**Figura 46:** Resultados de la simulación estática a fatiga en el rodete para su factor de seguridad

## **CAPITULO 4**

### **CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y AJUSTAJE**

#### **4.1 Especificaciones de mano de obra y materiales**

La mano de obra estará de acuerdo con los métodos más modernos ya aceptados para el tipo de trabajo que se trate. Todo el personal que se emplee deberá tener experiencia y ser calificado para el tipo particular de trabajo que se le asigne.

Los materiales estructurales podrán ser enderezados siempre que se utilicen métodos que no dañen ni debiliten sus partes, con la excepción de que los filos agudos o dobleces pueden ser motivo de rechazo. Los miembros terminados estarán libres de torceduras o enrollados. Los cortes se harán con precisión y todas las porciones del trabajo estarán cuidadosamente acabadas. Las esquinas serán cuadradas y exactas a menos que los planos indiquen en una forma diferente.

Cuando se requiera calentamiento para un trabajo satisfactorio en el metal, se tomarán precauciones para evitar sobrecalentamiento o daños del metal y el enfriamiento se hará bajo condiciones que no destruyan sus propiedades originales.

#### 4.1.1 Insumos de soldadura

**Tabla 32:** Insumos de soldeo

Cantidad	Descripción	Marca
8	Caja de electrodos 304L $\phi$ 3/32"	ARC
		WEST
5	Rollo de alambre ER316L $\phi$ 1.6 mm	ESSAB
5	Rollo de alambre ER316L $\phi$ 1.2 mm	ESSAB
10	Varilla de ER308L $\phi$ 2.38 mm	MEGA

#### 4.2 Procesos de manufactura de los elementos de turbina

Para cada parte y elemento de la Turbina Michell Banki se realizaron sus respectivas hojas de proceso donde se especifican como fueron manufacturadas sus partes, ver Anexos B (Hojas de procesos).

#### 4.3 Acabado superficial. (Norma ANSI, 2006)

Las superficies que deban maquinarse a dimensiones cuya tolerancia es de 0.5 mm o más tendrán un valor máximo de rugosidad de 500.

Las superficies estacionarias, donde se requiera una posición razonablemente exacta de los miembros o un ajuste razonablemente preciso, tendrán un valor máximo de rugosidad de 250.

Las superficies de contactos deslizantes o rotativos, cuando el movimiento es lento y las cargas son moderadas, tendrán un valor máximo de rugosidad de 63.

Las superficies de contactos deslizantes o rotativos, cuando las cargas y los movimientos sean rápidos, tendrán un valor máximo de rugosidad de 32.

**Tabla 33:** Valores de Rugosidad

Valor de la Rugosidad Ra		
micrómetros $\mu\text{m}$	micropulgadas $\mu\text{in}$	Clase de rugosidad
50	2000	N12
25	1000	N11
12,5	500	N10
6,3	250	N9
3,2	125	N8
1,6	63	N7
0,8	32	N6
0,4	16	N5
0,2	8	N4
0,1	4	N3
0,05	2	N2
0,025	1	N1

#### 4.4 Análisis de soldaduras

##### 4.4.1 Alcance

Los parámetros de la norma AWS D1.6 serán utilizados para el presente plan de soldadura ya que cubren la inspección visual, pruebas no destructivas que se piden a realizar como son:

Ensayo por partículas magnéticas de los elementos que forman parte de la carcasa y rodete, también se realizara un Ensayo destructivo: Ensayo de Tracción para el eje, reductores de caudal y aletas de la turbina Michelle Banki.

## **4.4.2 Objetivos**

### **4.4.2.1 Objetivo General**

Analizar las soldaduras y verificar si sus procedimientos de fabricación de los diversos elementos soldados de la turbina Michelle Banki están de acuerdo con los estándares de la norma AWS D1.6; además determinar si dichos elementos son confiables.

### **4.4.2.2 Objetivos Específicos**

- Inspeccionar las soldaduras que se realicen en el presente proyecto
- Solicitar y analizar toda la documentación existente que esté relacionada con la soldadura de los elementos en fabricación.
- Verificar Las variables esenciales especificadas en el WPS estén en conformidad a las normas utilizadas por la empresa CONSTRUCCIONES MECANICAS. Cia. Ltda
- Dar a conocer que la empresa cuenta con los implementos, equipos y maquinaria necesarios para realizar una soldadura de calidad.
- Realizar la inspección visual y los ensayos no destructivos que se han propuesto en el presente proyecto.

## **4.4.3 Plan de inspección de soldadura**

### **4.4.3.1 Obra a inspeccionar y norma en que se basa la inspección**

Inspección realizada por la empresa Construcciones Mecánicas de los elementos que forman parte de la Turbina Michell Banki. Las inspecciones se realizarán en el taller, de acuerdo a las especificaciones de la norma AWS D1.6: Código de acero inoxidable.

#### 4.4.3.2 Verificación de documentación

En la tabla 4.4. Se resume la documentación con la que la empresa contaba:

**Tabla 34:** Documentación del procedimiento

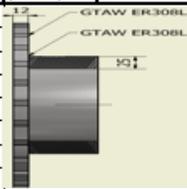
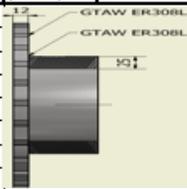
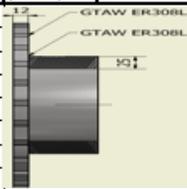
VERIFICACIÓN DE DOCUMENTACIÓN		
DESCRIPCIÓN	SI	NO
WPS – FABRICACIÓN	X	
PQR – FABRICACIÓN	X	
CERTIFICADO-MATERIAL APORTE	DE	X
MTR		X
WELDING PLAN		X
PLANOS	X	

#### 4.5 Preparación para las soldaduras

##### 4.5.1 WPS

El WPS Entregado por la empresa fue verificado en la norma AWS D1.1 sección 4 parte B, subsecciones 4.6, 4.7, 4.8.1, 4.8.3.6 cumple con todas las variables esenciales que establece la norma para la calificación de los WPS, Tomando en cuenta los parámetros de la norma AWS D1.6 para Acero Inoxidable (ver Anexo C).

**Tabla 35: Informe WPS Proceso GTAW (Rodete – Manzanas – Aletas)**

 <b>CONSTRUCCIONES MECANICAS®</b> <small>FABRICACIÓN DE EQUIPO INDUSTRIAL Y SERVICIOS TÉCNICOS DE LA INGENIERÍA</small>																																																	
<b>WPS</b>																																																	
Nombre de la Empresa: <u>CONSTRUCCIONES MECANICAS Cia. Ltda</u> Proceso(s) de soldadura: <u>GTAW</u> TIPO: <input checked="" type="checkbox"/> MANUAL X <input type="checkbox"/> SEMIAUTOMATICO <input type="checkbox"/> AUTOMATICO <input type="checkbox"/> Soldador: <u>Fabian Leyton</u>	Identificación No: <u>1</u> Soporte del PQR No: <u>1</u> Revision: <u>        </u> Fecha: <u>06.08.2014</u> Por: <u>        </u> Autorizado por: <u>ING. Mario Proaño</u>																																																
<b>DISEÑO DE UNION</b> Tipo de Union: <u>a Tope</u> Tipo de soldadura: <u>        </u> <input type="checkbox"/> <u>Visel</u> <input type="checkbox"/> <u>SIMPLE X DOBLE</u> <input type="checkbox"/> Abertura de Raiz: <u>        </u> Longitud de cara de Rai: <u>        </u> Angulo de ranura: <u>        </u> Radio (J/U): <u>        </u> Soporte: <input type="checkbox"/> SI <input type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/> Material del soporte: <u>        </u> Limpieza de raiz: <input type="checkbox"/> SI X <input type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/> Metodo: <u>esmeril</u>	<b>POSICION</b> RANURA <u>        </u> FILETE <u>        </u> PLANCHA <u>1G</u> TUBERIA <input type="checkbox"/>																																																
<b>METALES BASE</b> <table border="1"> <thead> <tr> <th></th> <th>MB1</th> <th>MB2</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Grupo:</td> <td><u>1</u></td> <td><u>1</u></td> </tr> <tr> <td>Especificación del Acer:</td> <td><u>AISI 304L</u></td> <td><u>AISI 304L</u></td> </tr> <tr> <td>Grado:</td> <td><u>304</u></td> <td><u>304</u></td> </tr> <tr> <td>Espesor de plancha:</td> <td><u>12mm</u></td> <td><u>25mm</u></td> </tr> <tr> <td>Diametro (tuberia):</td> <td><u>        </u></td> <td><u>        </u></td> </tr> </tbody> </table>		MB1	MB2	Grupo:	<u>1</u>	<u>1</u>	Especificación del Acer:	<u>AISI 304L</u>	<u>AISI 304L</u>	Grado:	<u>304</u>	<u>304</u>	Espesor de plancha:	<u>12mm</u>	<u>25mm</u>	Diametro (tuberia):	<u>        </u>	<u>        </u>	<b>CARACTERISTICAS ELECTRIC</b> MODO DE TRANSFERENCIA (GMAW): <input type="checkbox"/> CORTO CIRCUITO <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> GLOBULAR <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> SPRAY <input type="checkbox"/> CORRIENTE: <input type="checkbox"/> AC <input type="checkbox"/> DCEP <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> PULSO <input type="checkbox"/> DCEN <input type="checkbox"/>																														
	MB1	MB2																																															
Grupo:	<u>1</u>	<u>1</u>																																															
Especificación del Acer:	<u>AISI 304L</u>	<u>AISI 304L</u>																																															
Grado:	<u>304</u>	<u>304</u>																																															
Espesor de plancha:	<u>12mm</u>	<u>25mm</u>																																															
Diametro (tuberia):	<u>        </u>	<u>        </u>																																															
<b>METAL DE APORTE</b> Especificación AWS: <u>A5.9</u> Clasificación AWS: <u>ER308L</u> Marca: <u>MEGA</u> Tamaño del electrodo: <u>2.38 mm</u>	<b>TECNICA</b> APORTACION: <input type="checkbox"/> RECTA <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> OSCILANTE <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> SIMPLE <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> MULTIPLE <input type="checkbox"/> Limpieza entre pases: <input type="checkbox"/> SI X <input type="checkbox"/> NO <input type="checkbox"/> Metodo: <u>esmeril</u>																																																
<b>PROTECCION</b> Fundente: <input type="checkbox"/> SI <input type="checkbox"/> Gas: <u>100% Ar</u> Composición: <u>        </u> Velocidad de flujo: <u>        </u> Tamaño de la boquilla: <u>8 mm</u>	<b>PRECALENTAMIENTO</b> Temperatura de precalentamiento: <u>200 C</u> Temperatura: <u>        </u> Temperatura de interfase: <u>        </u> Tiempo: <u>        </u>																																																
<b>PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA</b>																																																	
<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Fase</th> <th rowspan="2">Soldador</th> <th rowspan="2">Proceso</th> <th rowspan="2">Progresion</th> <th colspan="2">Metales de Aporte</th> <th colspan="3">Corriente</th> <th rowspan="2">Velocidad de alimentación</th> <th rowspan="2">Velocidad de Avance (mm/min)</th> <th rowspan="2">Detalle de union y Secuencia de soldadura</th> </tr> <tr> <th>Clase</th> <th>Diam. (mm)</th> <th>Polaridad</th> <th>Amporaje (Amp)</th> <th>Voltaje (Vot)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>Fabian Leyton</td> <td>GTAW</td> <td>ASCEND</td> <td>ER308L</td> <td>2.38 mm</td> <td>DC</td> <td>200</td> <td>28-30</td> <td>90.4</td> <td rowspan="3">  </td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Fabian Leyton</td> <td>GTAW</td> <td>DESCEN</td> <td>ER308L</td> <td>2.38 mm</td> <td>DC</td> <td>200</td> <td>28-30</td> <td>92</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Fabian Leyton</td> <td>GTAW</td> <td>ASCEND</td> <td>ER308L</td> <td>2.38mm</td> <td>DC</td> <td>200</td> <td>28-30</td> <td>91.5</td> </tr> </tbody> </table>	Fase	Soldador	Proceso	Progresion	Metales de Aporte		Corriente			Velocidad de alimentación	Velocidad de Avance (mm/min)	Detalle de union y Secuencia de soldadura	Clase	Diam. (mm)	Polaridad	Amporaje (Amp)	Voltaje (Vot)	1	Fabian Leyton	GTAW	ASCEND	ER308L	2.38 mm	DC	200	28-30	90.4		2	Fabian Leyton	GTAW	DESCEN	ER308L	2.38 mm	DC	200	28-30	92	3	Fabian Leyton	GTAW	ASCEND	ER308L	2.38mm	DC	200	28-30	91.5	
Fase					Soldador	Proceso	Progresion	Metales de Aporte					Corriente			Velocidad de alimentación	Velocidad de Avance (mm/min)	Detalle de union y Secuencia de soldadura																															
	Clase	Diam. (mm)	Polaridad	Amporaje (Amp)				Voltaje (Vot)																																									
1	Fabian Leyton	GTAW	ASCEND	ER308L	2.38 mm	DC	200	28-30	90.4																																								
2	Fabian Leyton	GTAW	DESCEN	ER308L	2.38 mm	DC	200	28-30	92																																								
3	Fabian Leyton	GTAW	ASCEND	ER308L	2.38mm	DC	200	28-30	91.5																																								
<b>ELABORADO POR:</b> Roberto Toapanta <b>APROBADO POR:</b> ING. Mario Proaño	<b>FECHA:</b> 31/07/2014 <b>COMPANÍA:</b> CONSTRUCCIONES MECANICAS Cia. Ltda																																																



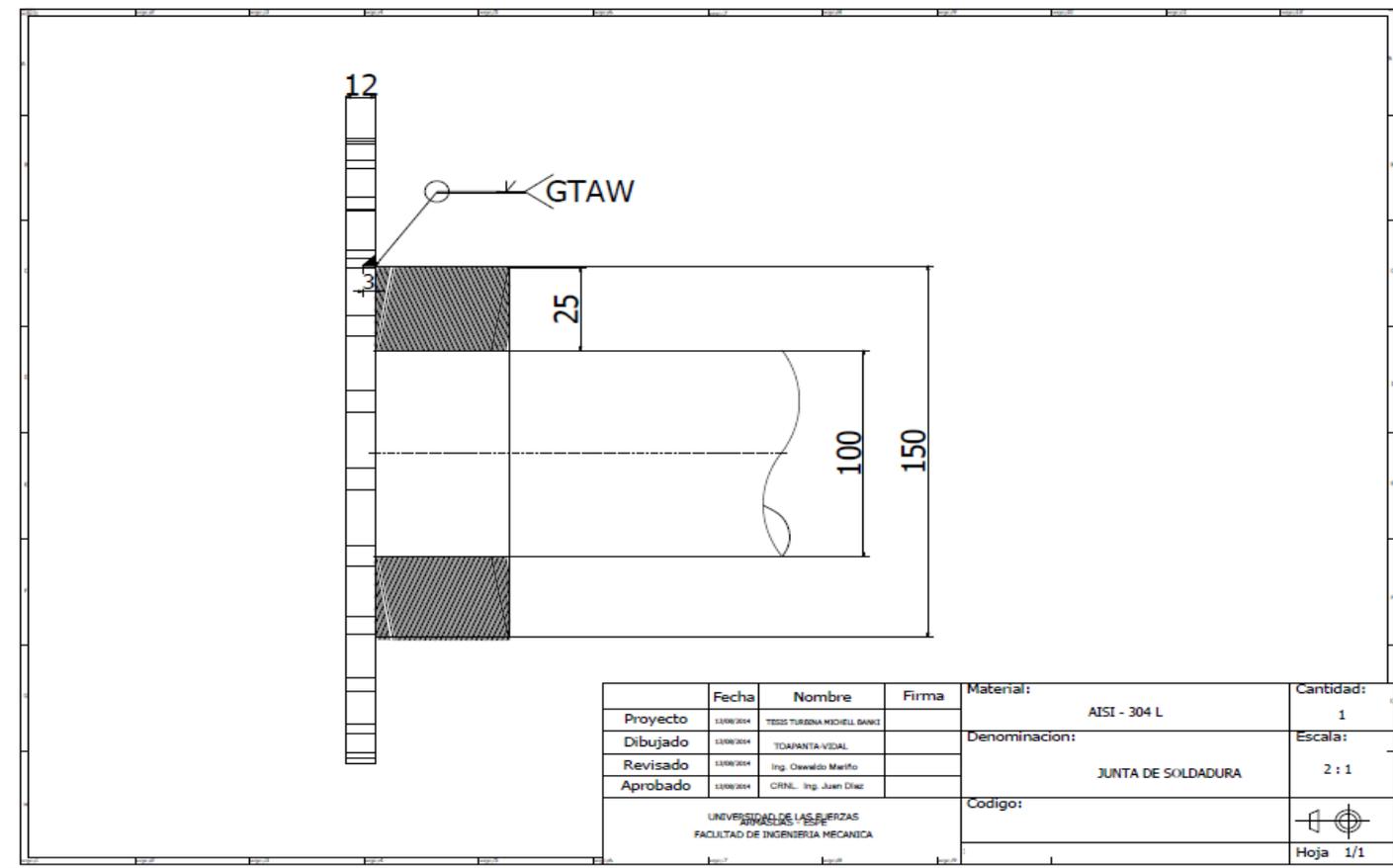
**4.6 PQR:**

De acuerdo a la norma AWS D1.1 sección 4, subsección 4.11.3 y tabla 4.4, se comprueba que el PQR No.ESTEC-QA-2009-01 (el cual califica al WPS No.ESTEC-QC-2009-0) cumple con las pruebas necesarias para la calificación, tanto destructivas como no destructivas, y que los resultados mostrados están en conformidad con lo establecido en la sección 5.24, tomando en cuenta las variaciones que se dan en la Norma AWS D1.6 Para Acero inoxidable.

Tabla 37: INFORME PQR

		<b>CONSTRUCCIONES MECANICAS®</b>							
		<i>FABRICACIÓN DE EQUIPO INDUSTRIAL Y SERVICIOS TÉCNICOS DE LA INGENIERÍA</i>							
<b>PQR</b>		CERTIFICACION DE CALIFICACION DEL PROCEDIMIENTO							
<b>ENSAYO DE TENSION</b>									
PROBETA No	ANCHO (mm)	ESPESOR (mm)	AREA SECCION (mm <sup>2</sup> )	CARGA DE FLUENCIA (kg)	ESFUERZO DE FLUENCIA (k BASE (ksi))	DESFUEZO DE FLUENCIA MET	DESFUEZO DE CALIZACION	DE LA ROTURA	
1	28.8	6	172.8	8467.2	30	26	FUERA DE LA SOLDADURA		
2	28.8	6	172.8	8467.2	30	26	FUERA DE LA SOLDADURA		
<b>ENSAYO DE DOBLADO GUIADO</b>									
TIPO	RESULTADO	TIPO	RESULTADO						
Transversal de Cara	-	-	-						
Transversal de Cara	-	-	-						
<b>ENSAYO DE TENACIDAD</b>									
PROBETA No	UBICACIÓN ENTALLA	TIPO DE ENTALLA	TEMPERATURA DE ENSAYO	VALOR DE IMPACTO	EXPANSION LATERAL %CORTE/MIL	ENSAYO DE CAIDA DE PESO ROTA	NO ROTA		
-	-	-	-	-	-	-	-	-	
-	-	-	-	-	-	-	-	-	
<b>INSPECCION VISUAL</b>				<b>ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS</b>					
APARIENCIA		ACEPTABLE		<b>ENSAYO DE RADIOGRAFIA</b>					
SOCAVAMIENTO		NINGUNO		RESULTADO:					
POROSIDAD GRANDE		NINGUNA		INSPECCIONADO POR:					
CONVEXIDAD		NINGUNA		<b>ENSAYO PARTICULAS MAGNETICAS</b>					
FECHA DE ENAYO:				RESULTADO:		APROBADO		FECHA DE ENSAYO:	
INSPECCIONADO POR:				INSPECCIONADO POR:					
				<b>ENSAYO TINTAS PENETRANTES</b>					
				RESULTADO:					
				INSPECCIONADO POR:					
NOMBRE DEL SOLDADOR <u>FABIAN LEYTON (MA)</u>				Identidad No: _____					
ENSAYOS CONDUCIDOS POR: _____				Ensayo de Laboratorio No: _____					
Certificamos que el contenido de este informe es correcto y que las pruebas de soldadura han sido preparadas, soldadas y ensayadas de acuerdo con los requerimientos deCodigo AWS D 1.6 para Aceros Inoxidables.									
ELABORADO POR: <u>ROBERTO TOAPANTA</u>				APROBADO POR: <u>Ing. MARIO PROAÑO</u>		FECHA: _____			

**4.7 Planos:** La empresa cuenta con planos que siguen normas de dibujo y que son comprensibles tanto para el soldador como para el gerente propietario.



#### 4.8 Ejemplo de cálculos

$$F_{maxeje} = \frac{T_{max}}{reje} \quad (95)$$

Dónde:

$F_{maxeje}$ : Fuerza Máxima del eje [N].

$T_{max}$  = Torque Máximo [Kgm].

$reje$ : Radio del eje [m].

$$F_{maxeje} = \frac{T_{max}}{reje} = \frac{270.34 \text{ kgm}}{50\text{mm} \times \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}}} = 5406,8\text{Kgf} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 52986.64\text{N}$$

$$S_y: 310 \text{ Mpa para AISI 3014L } 310 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \times \frac{1\text{m}^2}{(1000\text{mm})^2} = 310 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F_{tsold} = P \times raiz \times S_y \quad (96)$$

Dónde:

$F_{tsold}$ : Fuerza Máxima de la soldadura [N].

$P_{max}$  = Perímetro de la manzana [mm].

$S_y$  = Resistencia a la Fluencia [MPa]

$$F_{tsold} = P \times raiz \times S_y = (\pi \times 150\text{mm} \times 3\text{mm}) \left(310 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) = 438252.1752\text{N}$$

Por Lo Tanto:  $F_{tsold} > F_{maxeje}$        $438252.1752\text{N} > 52986.64\text{N}$  CUMPLE.

## 4.9 Limpieza y preparación de bordes

La limpieza se hace con cepillo de alambre y amoladora. El WPS que se utiliza para la ejecución de las soldaduras de taller indica que no se requiere preparación de bordes.



**Figura 47:** Limpieza del material base antes de la soldadura

## 4.10 Procedimiento para las soldaduras

### 4.10.1 Procedimiento:

1. Corte del material base con el equipo de corte por plasma usando como gas  $N_2H_2$  Para Acero Inoxidable (CrNi) hasta 6mm de espesor, las dimensiones de las cuales se debe hacer estan especificadas en el plano.
2. Preparacion del vicel según lo requerido en el WPS

3. Regulacion de la maquina de acuerdo al tipo de transferencia que se va utilizar, espesor del material, electrodo a utilizar, gas de proteccion, etc, detallado en el WPS.
4. Colocacion del equipo de proteccion personal para el soldador
5. Montaje de la junta según a lo especificado en el WPS.
6. Limpieza de la junta.
7. Pre calentamiento, la temperatura de pre calentamiento esta especificada en el WPS.
8. Operación de soldeo del primer pase de raíz.
9. Verificación del tiempo de soldeo , de la temperatura entre pases esto se lo realiza con la ayuda de la termocupa (Temperatura entre pases 200°C) y del espesor del pase.
10. Se realizaron las distintas probetas para realizar los ensayos destructivos según la norma AWS A5.20.

#### **4.10.2 Supervisión de la ejecución de los cordones de raíz**

Debido al espesor del material base, es posible realizar los cordones de las juntas en una sola pasada, De manera que se supervisó que los soldadores estuvieran haciendo correctamente su trabajo, y que no existieran discontinuidades que no se pudieran corregir posteriormente; también se hizo inspección visual de todo el elemento de la Turbina Michell Banki.

### 4.10.3 Control de temperatura

Se realizó un precalentamiento a 200C como se especifica en el WPS.



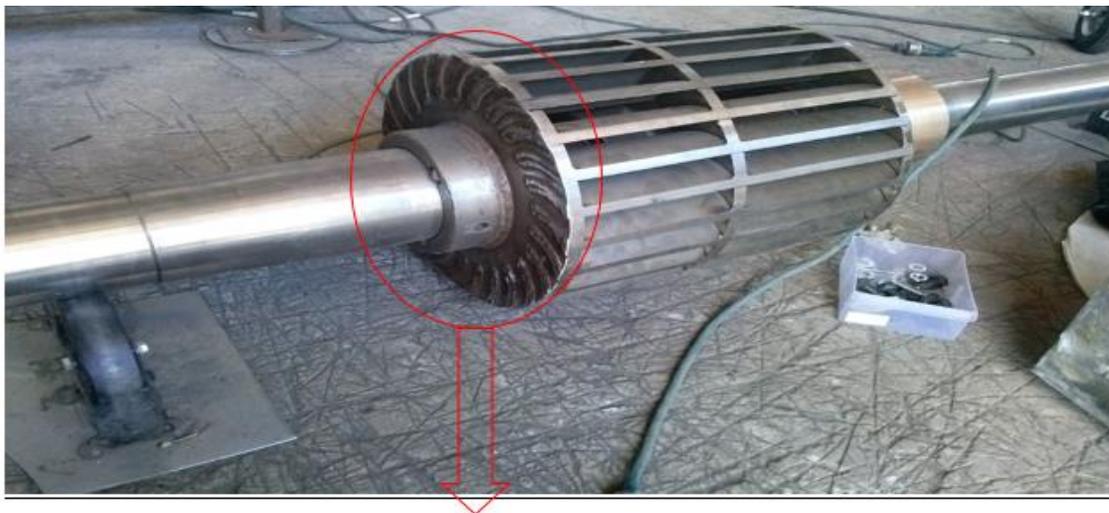
Figura 48: Precalentamiento del material base

## 4.11 Ensayos no destructivos y destructivos para las soldaduras

### 4.11.1 Ensayo de partículas magnéticas:

**De acuerdo a la norma ASTM E709 Parte 16:** Las salpicaduras ubicadas en el punto A deben ser evaluadas de acuerdo a términos del criterio de aceptación y rechazo del código respectivo (AWS D1.6) y de acuerdo con las especificaciones suministradas por el cliente para un contrato específico (ver Anexo D).

**De acuerdo a la norma AWS D1.6:** La soldadura no presenta salpicaduras por lo tanto al analizar las especificaciones de la norma obtenemos que si la junta soldada fuera sometida a esfuerzos de tracción la longitud de la discontinuidad no debe ser mayor a 1,6 pero puede ser aceptable hasta 2,3 mm, por lo tanto se acepta el proceso, de la misma manera si la junta fuera sometida a un esfuerzo de compresión, la discontinuidad no debería ser mayor a 3mm de la misma manera se acepta el proceso (ver Anexo D).

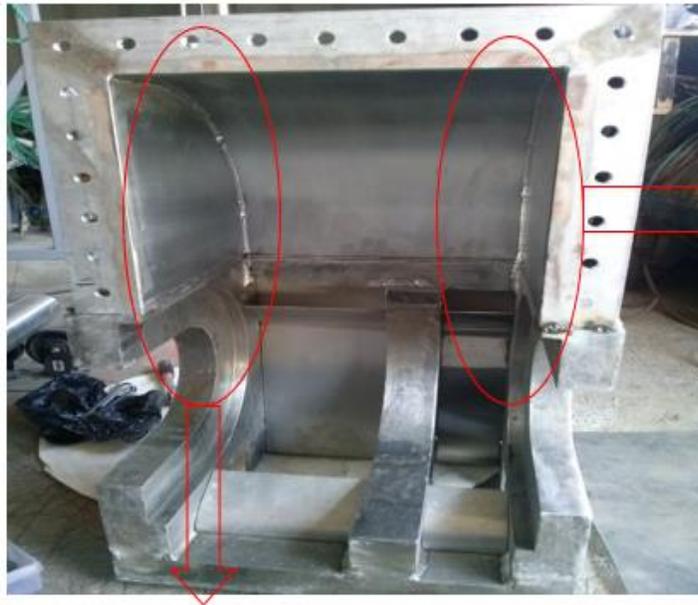


Se puede observar la soldadura alrededor de la manzana y el rodete también la soldadura de las aletas con el rodete Proceso TIG ER308L



Proceso calificado y aceptado no presentan discontinuidades o fallas

**Figura 49:** Resultado del ensayo magnético Rodete – Manzana - Aletas



Soldadura  
Proceso  
SMAW  
para la  
carcasa  
ER308L-  
17

Proceso calificado y  
aceptado no presenta  
discontinuidades o fallas

**Figura 50:** Resultado del ensayo magnético Carcasa



#### 4.11.2 Verificación de la ejecución de los ensayos destructivos post – soldadura

Se Verificaron los ensayos de soldadura y calificación por parte del inspector, documentados en sus respectivos informes.

Se realizó la respectiva verificación del proceso de control de calidad del material usado en la construcción de los elementos que forman parte de la turbina Mitchell Banki, El cual tiene como objetivo dar a conocer la calidad del material usado a través del ensayo ED. De tracción, demostrando que las propiedades mecánicas del acero inoxidable (el esfuerzo a la fluencia, esfuerzo último y alargamiento porcentual) están bajo los estándares de la norma AISI 304 – UNS30400 para aceros inoxidable.

**Tabla 39:** Hoja De Resultados del ensayo a tracción:

Fe	Fe	Fm	Fm	Re	Rm	A
Kg	N	Kg	N	MPa	MPa	%
-	-	-	-	-	-	<b>30</b>
-	-	--	-	-	-	<b>30</b>
<b>4617</b>	<b>45249</b>	<b>8311</b>	<b>81449</b>	<b>350</b>	<b>630</b>	<b>30.43</b>
-	-	-	-	-	-	<b>29.82</b>
-	-	-	-	-	-	<b>25.04</b>
-	-	-	-	-	-	<b>23.93</b>

En la tercera división se produjo la rotura de la probeta. Por lo que los cálculos se realizan en la tercera división.

#### 4.11.2.1 Calculo para la determinación del límite de fluencia

El límite de fluencia será encontrado dividiendo la carga leída para el área de la sección transversal  $S_0$  de la probeta.

$$\sigma_y = \frac{P}{S_0} \quad (97)$$

Dónde:

$\sigma_y$ : Límite de fluencia [MPa]

$P$ : Carga en el límite de fluencia [Kg]

$S_0$ : Área de la sección transversal [mm<sup>2</sup>]

$$\sigma_y = \frac{P}{S_0}$$

$$\sigma_y = \frac{4617kg}{129.28mm^2}$$

$$\sigma_y = 35.71 \frac{kg}{mm^2}$$

$$\sigma_y = 35.71 * 9.81MPa$$

$$\sigma_y = 349.98MPa$$

#### 4.11.2.2 Determinación del esfuerzo ultimo a la tracción

$$\sigma_u = \frac{P}{S_0} \quad (98)$$

Dónde:

$\sigma_u$ : Límite de rotura [MPa]

$P$ : Carga en el límite de fluencia [Kg]

$S_0$ : Área de la sección transversal [mm<sup>2</sup>]

$$\sigma_U = \frac{P}{S_o}$$

$$\sigma_U = \frac{8311kg}{129.28mm^2}$$

$$\sigma_U = 64.29 * 9.81MPa$$

$$\sigma_U = 630.01MPa$$

#### 4.11.2.3 Determinación del alargamiento porcentual (deformación unitaria)

$$\varepsilon = \frac{L_f - L_o}{L_o} \quad (99)$$

Dónde:

$\varepsilon$ : Deformación unitaria porcentual

$L_f$ : Longitud final de deformación [mm]

$L_o$ : Longitud inicial de deformación [mm]

$$\varepsilon = \frac{L_f - L_o}{L_o}$$

$$\varepsilon = \frac{15 - 11.5 \text{ mm}}{11.5 \text{ mm}}$$

$$\varepsilon = 0,3043 \approx 30.43\%$$

#### 4.11.2.4 Análisis del Esfuerzo vs Deformación de resultados tomados en los ensayos de laboratorio material AISI 304.

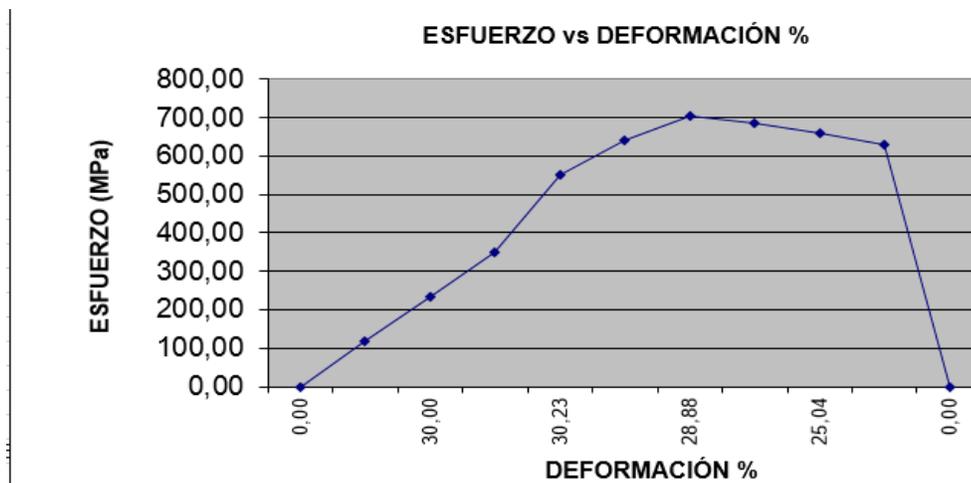


Figura 51: Diagrama Esfuerzo vs Deformación

#### 4.11.2.5 Verificación de los ensayos ED. tracción

Datos bajo la norma AISI 304:

Esfuerzo en la fluencia: 310 MPa (45 KSI)  
Esfuerzo último: 620 MPa (90 KSI)  
Alargamiento porcentual: 30 %

De los datos obtenidos:

Esfuerzo en la fluencia: 350 MPa  
Esfuerzo último: 630 MPa  
Alargamiento porcentual: 30.43%

Se concluye que el acero inoxidable utilizado en la fabricación de los elementos de la turbina Michell banki, es un material dúctil debido a que posee una gran deformación unitaria mayor al 5 % antes de que se produzca la rotura, es decir la capacidad para deformarse plásticamente sin sufrir rotura.

La resistencia a la tensión de 630 MPa es el esfuerzo resultante de la mayor fuerza aplicada, lo cual nos indica que el material usado cumple los parámetros de aceptación para aceros inoxidables.

#### NOTA:

Se utilizaron las normas INEN 121, literal 6, de la preparación de la probeta. También obsérvese la norma INEN 111, página 3, tabla 2, que determina los parámetros máximos permitidos en cuanto a las propiedades mecánicas del material.



**Figura 52:** PROBETAS DE ENSAYOS DE TRACCION

- El área de rotura de la probeta 1 fue en el punto 1 en donde se dio la máxima elongación del 30.7%
- El área de rotura de la probeta 2 fue en el punto 3 en donde se dio la máxima elongación del 30.43%

Mediante los ensayos de tracción se pudo observar que las dos probetas sobrepasaron el límite de fluencia de 310 MPA que esta aplicado en la norma AISI 304 para aceros inoxidables.

#### 4.12 Inspección visual y reporte

Al realizar la inspección visual en la fabricación y montaje de los elementos no se encontró ningún defecto de acuerdo a la AWS D1.1 **sección 6, Tabla 6.1**, basándose en la Norma AWS D1.6 Para Acero Inoxidable:



**Figura 53:** Proceso de Soldadura e inspección del Rodete, Manzana y Aletas.

#### 4.15 Reporte de aceptación de los ED y END en la soldadura.

En la inspección visual y ensayos no destructivos realizados en taller se logró determinar que no existe falla alguna en el proceso de soldadura de los elementos de la turbina Michelle Banki, garantizando su correcta funcionabilidad y garantizando su vida útil.

 <p><b>CM</b></p>	<p><b>CONSTRUCCIONES MECANICAS®</b>  <i>FABRICACIÓN DE EQUIPO INDUSTRIAL Y SERVICIOS TÉCNICOS DE LA INGENIERÍA</i></p> <p>REPORTE ENSAYOS ED Y END</p>
<p><b>CERTIFICACION DEL MATERIAL: AISI 304 UNS S30400</b>          Se recibo conforme la respectiva certification del material fundido por parte de la empresa FUNDINOR Cia. Ltda.</p> <p style="text-align: center;"> <input checked="" type="checkbox"/> <b>SI</b>                      <input type="checkbox"/> <b>NO</b>          *</p>	
<p><b>CERTIFICACION Y APROVACION DE LOS ED Y END</b>          Se entregaron los informes pertinentes de los ED Y END que garantizan que los elementos fundidos son optimos</p>	
<p><b>INSPECCION VISUAL DE GEOMETRIA Y MEDIDAS</b>          Se verificaron medidas con planos de diseños sin encontrar ninguna anomalia en superficie de los elementos fundidos</p>	
<p><b>INSPECTOR: ROBERTO TOAPANTA</b>  <b>APROVADO POR: Ing. MARIO PROAÑO</b>  <b>FIRMA:</b></p>	

**Figura 54:** Reporte de Ensayos ED y END

#### 4.16 Verificación de pernos, tuercas, pasadores y conexiones roscadas (ajuste)

Todos los hilos estarán limpios y adecuadamente cortados antes del ensamblado. Las partes roscadas serán ligeramente lubricadas o recubiertas con material para juntas, en cuanto sea aplicable, antes de efectuar las conexiones. Todas las conexiones roscadas se harán sin aplicar una fuerza excesiva.

A menos que se muestre de otra manera en los dibujos aprobados de taller, todas las tolerancias y calibraciones para el ajuste de elementos metálicos deberán ceñirse a las últimas normas ANSI B.4.1 para el ajuste que se indique o que sea requerido. Se dejará suficiente tolerancia de maquinado al colocar las plantillas para asegurar superficies puras de material sólido. Las superficies de contacto o de apoyo deberán ser verdaderas y exactas para asegurar contacto total.

Todas las partes maquinadas serán rectificadas y las partes similares serán intercambiables. Los huecos perforados para los pernos estarán adecuadamente localizados y perforados usando plantillas, cuando sea necesario o esté especificado. Los agujeros para los pernos de ajuste serán limados adecuadamente y deberán entrar con una ligera presión.

**Tabla 40:** Representación gráfica de Límites y Ajustes estándar ANSI para pernos de 3/8”**Table 5. American National Standard Clearance Locational Fits ANSI B4.1-1967 (R1987)**

Nominal Size Range, Inches Over To	Class LC 1			Class LC 2			Class LC 3			Class LC 4			Class LC 5		
	Clear- ance <sup>a</sup>	Standard Tolerance Limits		Clear- ance <sup>a</sup>	Standard Tolerance Limits		Clear- ance <sup>a</sup>	Standard Tolerance Limits		Clear- ance <sup>a</sup>	Standard Tolerance Limits		Clear- ance <sup>a</sup>	Standard Tolerance Limits	
		Hole H6	Shaft h5		Hole H7	Shaft h6		Hole H8	Shaft h7		Hole H10	Shaft h9		Hole H7	Shaft g6
Values shown below are in thousandths of an inch															
0– 0.12	0 0.45	+0.25 0	0 -0.2	0 0.65	+0.4 0	0 -0.25	0 1	+0.6 0	0 -0.4	0 2.6	+1.6 0	0 -1.0	0.1 0.75	+0.4 0	-0.1 -0.35
0.12– 0.24	0 0.5	+0.3 0	0 -0.2	0 0.8	+0.5 0	0 -0.3	0 1.2	+0.7 0	0 -0.5	0 3.0	+1.8 0	0 -1.2	0.15 0.95	+0.5 0	-0.15 -0.45
0.24– 0.40	0 0.65	+0.4 0	0 -0.25	0 1.0	+0.6 0	0 -0.4	0 1.5	+0.9 0	0 -0.6	0 3.6	+2.2 0	0 -1.4	0.2 1.2	+0.6 0	-0.2 -0.6
0.40– 0.71	0 0.7	+0.4 0	0 -0.3	0 1.1	+0.7 0	0 -0.4	0 1.7	+1.0 0	0 -0.7	0 4.4	+2.8 0	0 -1.6	0.25 1.35	+0.7 0	-0.25 -0.65
0.71– 1.19	0 0.9	+0.5 0	0 -0.4	0 1.3	+0.8 0	0 -0.5	0 2	+1.2 0	0 -0.8	0 5.5	+3.5 0	0 -2.0	0.3 1.6	+0.8 0	-0.3 -0.8
1.19– 1.97	0 1.0	+0.6 0	0 -0.4	0 1.6	+1.0 0	0 -0.6	0 2.6	+1.6 0	0 -1	0 6.5	+4.0 0	0 -2.5	0.4 2.0	+1.0 0	-0.4 -1.0
1.97– 3.15	0 1.2	+0.7 0	0 -0.5	0 1.9	+1.2 0	0 -0.7	0 3	+1.8 0	0 -1.2	0 7.5	+4.5 0	0 -3	0.4 2.3	+1.2 0	-0.4 -1.1
3.15– 4.73	0 1.5	+0.9 0	0 -0.6	0 2.3	+1.4 0	0 -0.9	0 3.6	+2.2 0	0 -1.4	0 8.5	+5.0 0	0 -3.5	0.5 2.8	+1.4 0	-0.5 -1.4
4.73– 7.09	0 1.7	+1.0 0	0 -0.7	0 2.6	+1.6 0	0 -1.0	0 4.1	+2.5 0	0 -1.6	0 10.0	+6.0 0	0 -4	0.6 3.2	+1.6 0	-0.6 -1.6
7.09– 9.85	0 2.0	+1.2 0	0 -0.8	0 3.0	+1.8 0	0 -1.2	0 4.6	+2.8 0	0 -1.8	0 11.5	+7.0 0	0 -4.5	0.6 3.6	+1.8 0	-0.6 -1.8
9.85– 12.41	0 2.1	+1.2 0	0 -0.9	0 3.2	+2.0 0	0 -1.2	0 5	+3.0 0	0 -2.0	0 13.0	+8.0 0	0 -5	0.7 3.9	+2.0 0	-0.7 -1.9
12.41– 15.75	0 2.4	+1.4 0	0 -1.0	0 3.6	+2.2 0	0 -1.4	0 5.7	+3.5 0	0 -2.2	0 15.0	+9.0 0	0 -6	0.7 4.3	+2.2 0	-0.7 -2.1
15.75– 19.69	0 2.6	+1.6 0	0 -1.0	0 4.1	+2.5 0	0 -1.6	0 6.5	+4 0	0 -2.5	0 16.0	+10.0 0	0 -6	0.8 4.9	+2.5 0	-0.8 -2.4

<sup>a</sup> Pairs of values shown represent minimum and maximum amounts of interference resulting from application of standard tolerance limits.

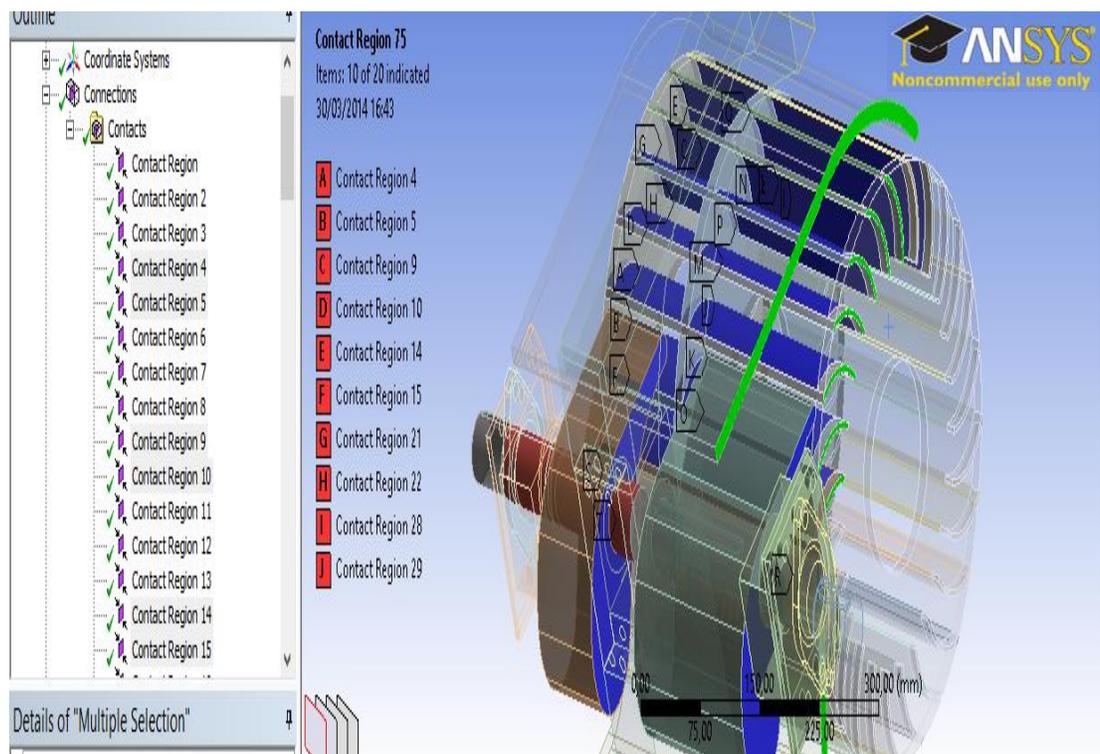
Fuente: (American National Standard Running and Sliding , 1987)

## CAPITULO 5

# PRUEBAS DEL DESEMPEÑO MEDIANTE SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

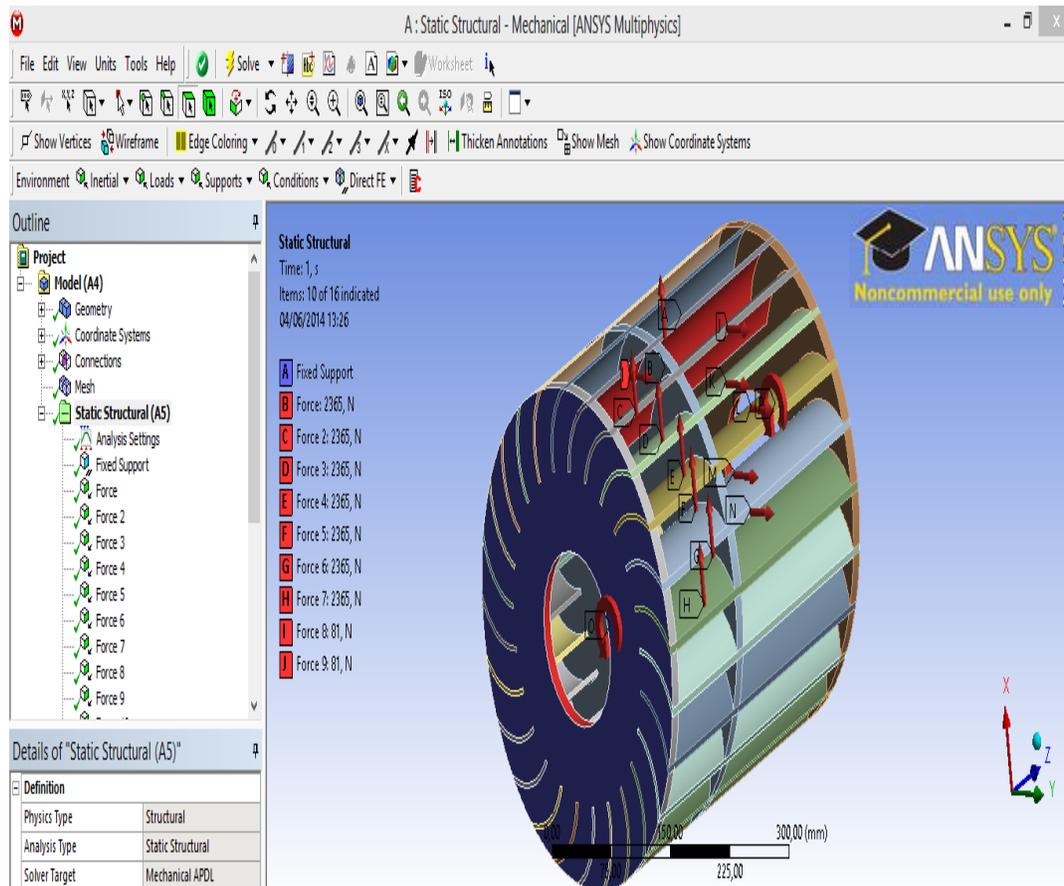
### 5.1 Protocolo de pruebas

#### 5.1.1 Pruebas de resistencia de materiales



**Figura 55:** Contactos del Rodete

Para la selección de las fuerzas que van a interactuar se procede a seleccionar los contactos donde se producirá el primer impulso estático para posteriormente introducir las fuerzas calculadas.

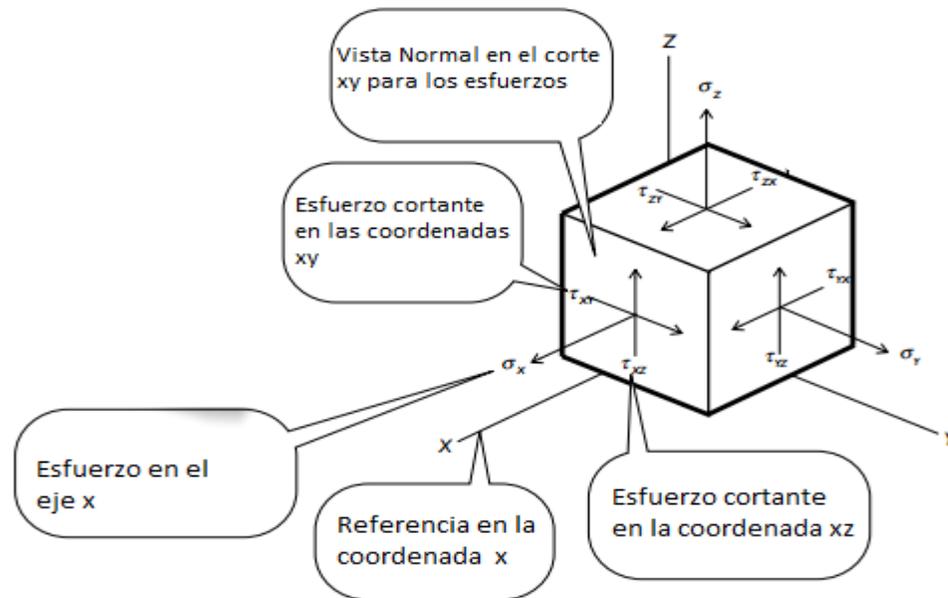


**Figura 56:** Cargas axiales, radiales y momentos aplicados en las aletas

Las fuerzas calculadas al ingreso del rodete fueron de 16555 N en su totalidad para el primer impulso estático las mismas que ingresan en siete aletas del rodete por lo que a cada aleta le corresponde una fuerza de 2365N. Las fuerzas se producen de forma tangencial y radial.

En el eje principal se produce los momentos máximos de  $1,560 \times 10^6 \text{ Nmm}$  estos momentos se aplican en cada extremo del rodete.

### 5.1.2 Análisis de la deformación en el software Ansys.



**Figura 57:** Esfuerzos cortantes y de tensión

Fuente: (ANSY, 2013)

Para el análisis de la deformación el software Ansys analiza a los materiales elásticos, esfuerzos cortantes, esfuerzos a tensión, Módulos de Young (E) y el coeficiente de Poisson utilizando las siguientes ecuaciones para describir completamente la tensión y la deformación.

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \quad (100)$$

Dónde:

$\varepsilon_x$ : Deformación en el eje x [mm]

$\sigma_x$ : Esfuerzo en el eje x [MPa]

$\sigma_y$ : Esfuerzo en el eje y [MPa]

$\sigma_z$ : Esfuerzo en el eje z [MPa]

E: Módulos Young [MPa]

$\nu$ : Coeficiente de Poisson

G: módulo de Young [MPa]

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (101)$$

Dónde:

$\varepsilon_y$ : Deformación en el eje y [mm]

$\sigma_x$ : Esfuerzo en el eje x [MPa]

$\sigma_y$ : Esfuerzo en el eje y [MPa]

$\sigma_z$ : Esfuerzo en el eje z [MPa]

$E$ : Módulos Young [MPa]

$\nu$ : Coeficiente de Poisson

$G$ : módulo de Young [MPa]

$$\varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} \quad (102)$$

Dónde:

$\varepsilon_z$ : Deformación en el eje z [mm]

$\sigma_x$ : Esfuerzo en el eje x [MPa]

$\sigma_y$ : Esfuerzo en el eje y [MPa]

$\sigma_z$ : Esfuerzo en el eje z [MPa]

$E$ : Módulos Young [MPa]

$\nu$ : Coeficiente de Poisson

$G$ : módulo de Young [MPa]

$$\gamma_{xy} = \frac{\gamma_{xy}}{G}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\gamma_{yz}}{G}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\gamma_{zx}}{G} \quad (103)$$

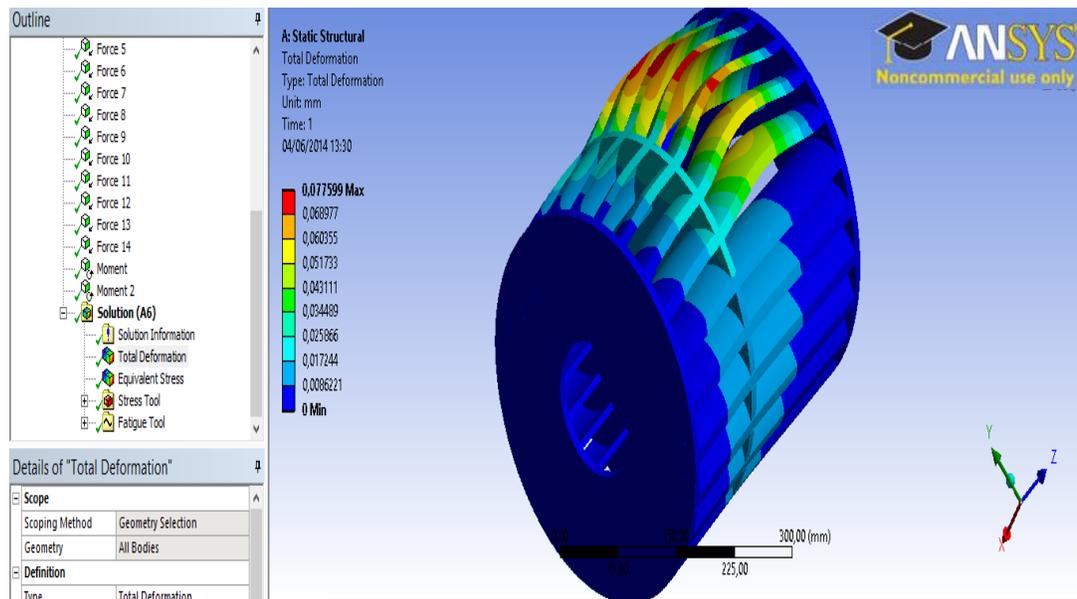
Dónde:

$\gamma_{xy}$ : Esfuerzo cortante en las coordenadas xy [MPa]

$\gamma_{yz}$ : Esfuerzo cortante en las coordenadas yz [MPa]

$\gamma_{zx}$ : Esfuerzo cortante en las coordenadas zx [MPa]

$G$ : módulo de Young [MPa]

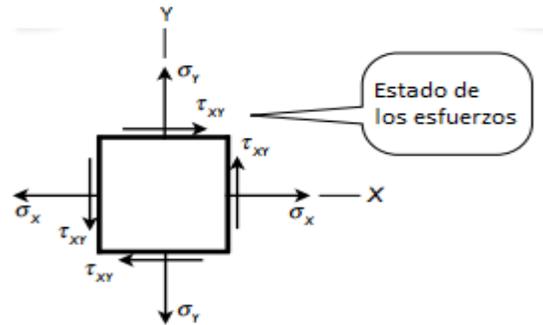


**Figura 58:** Resultados de la simulación estática en el rodete para su deformación

Para los resultados se resolvió con elementos finitos aplicados mallando al material para un análisis en cada uno de sus punto críticos obteniendo una deformación mínima de 0.0086221 mm y una deformación máxima de 0.077599 mm resultado que cumple con las especificaciones del material AISI 304.

### 5.1.3 Análisis de los esfuerzos por el método de Von Mises en el software Ansys. (ANSY, 2013)

Para el análisis de los esfuerzos el software Ansys analiza a los materiales elásticos, esfuerzos cortantes, esfuerzos a tensión, Módulos de Young (E) y el coeficiente de Poisson utilizando las siguientes ecuaciones para describir completamente la tensión y la deformación.



Figura

Figura 59: Estado de los esfuerzos cortantes

Fuente: (ANSYS, 2013)

Tensión de von Mises o tensión efectiva, y denotado por  $\sigma_e$ ; en ANSYS, también se refiere al esfuerzo equivalente.

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (104)$$

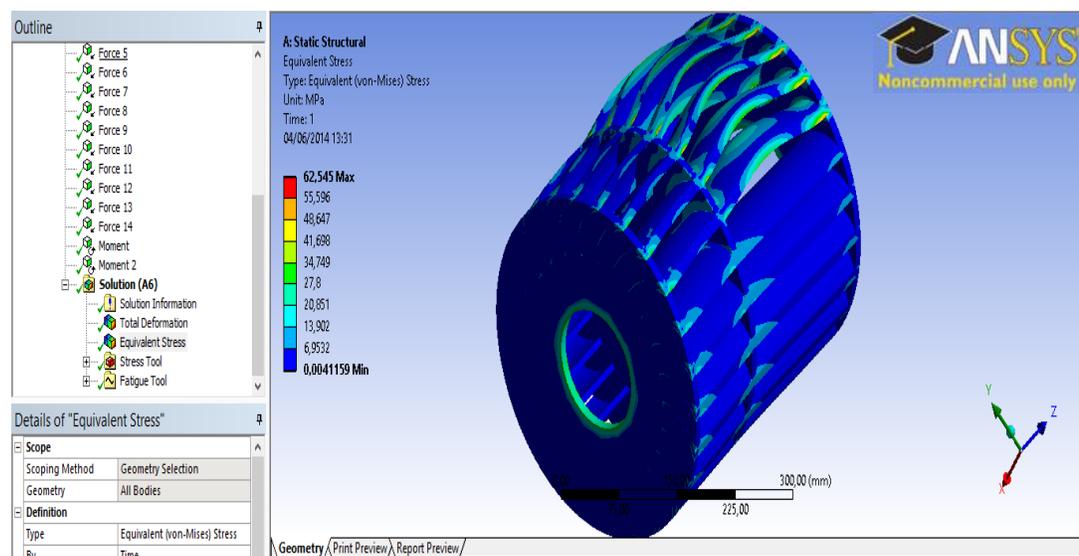
Dónde:

$\sigma_e$ : Tensión de Von Mises o tensión efectiva [MPa]

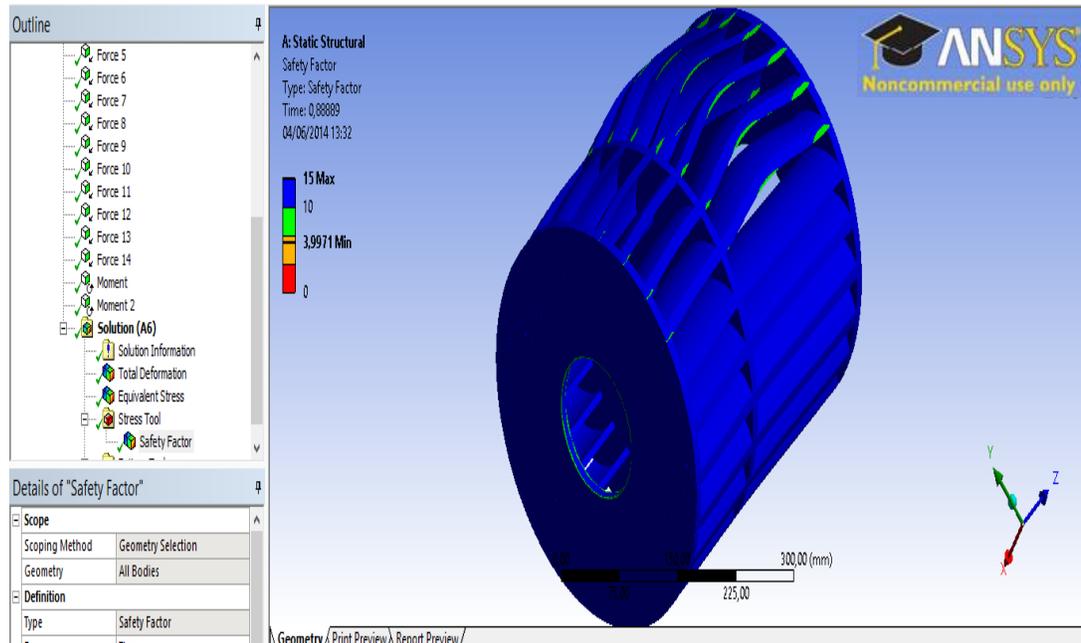
$\sigma_1$ : Tensión normal máxima [MPa]

$\sigma_2$ : Tensión principal media [MPa]

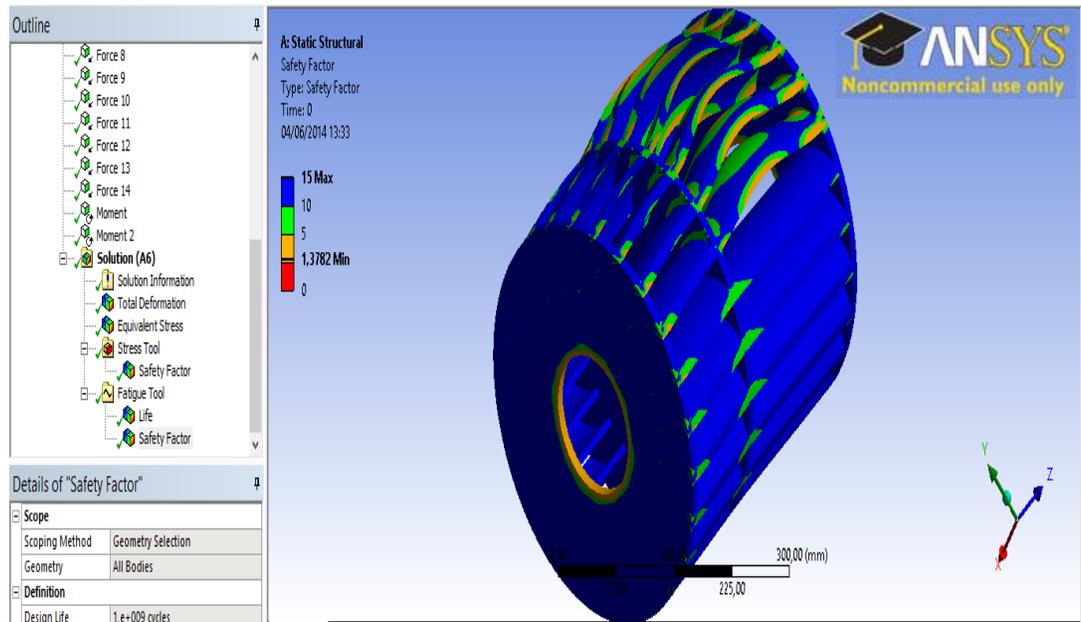
$\sigma_3$ : Tensión normal mínima denominado el esfuerzo principal mínimo [MPa]



**Figura 60:** Resultados de la simulación estática en el rodete para su Esfuerzo por el método de Von Mises



**Figura 61:** Resultados de la simulación estática en el rodete para su factor de seguridad



**Figura 62:** Resultados de la simulación estática a fatiga en el rodete para su factor de seguridad

## 5.2. Simulación y pruebas de aceptación

### 5.2.1. Pruebas de presión

#### Condiciones del Contorno

Condiciones de campo:

- La barrera de presión de campo lejano se aplica sólo cuando se utiliza la ley de los gases ideales.
- Es importante colocar el límite de campo entre el fluido y los componentes de la Turbina Michell Banki.
- El software Ansys comparará con los datos de pruebas del túnel de viento el ingreso de la Turbina. - Podemos calcular la presión de la Turbina desde la presión total atmosférica a 101.325 Pa en la simulación dinámica.

Densidad. (Mataix, 1986)

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (105)$$

Dónde:

$\rho$ : Densidad del agua 1000  $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

$m$ : Masa de trabajo en la Turbina [Kg]

$v$ : Volumen en la tubería [ $m^3$ ]

$$m = \rho * v$$

$$m = 1000 \frac{kg}{m^3} * 0.6m^3$$

$$m = 600 Kg$$

$$m = 600 Kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = 5880 N$$

Presión

$$P = \frac{F}{A} \quad (106)$$

Dónde:

$F$ : Fuerza que actúa como peso en el fluido [N]

$A$ : Área de la tubería [ $m^3$ ]

$P$ : Presión estática [Pa]

$d_i$  = Diámetro interno corroído de la tubería [m].

$$d_i = 0,6493 \text{ m}$$

$$P = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_i^2}$$

$$P = \frac{5850 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} 0,6493 \text{ m}^2}$$

$$P = 17667.5032 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 17667.5032 \text{ Pa}$$

Estableciendo la presión de trabajo a cero se trabaja con los valores de presión absoluta. Por lo tanto la entrada de presión de la Turbina será igual a la presión de trabajo de  $0.6 \text{ m}^3/\text{s}$ .

$$\frac{P_o}{P} = \left[ 1 + \left( \frac{\gamma - 1}{2} \right) M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (107)$$

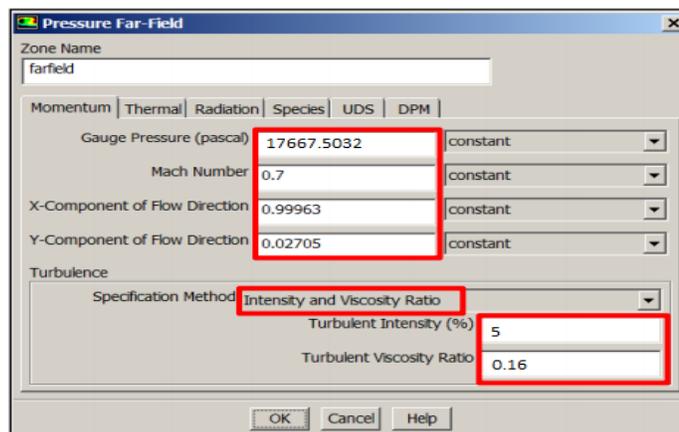
Dónde:

$P_o$ : Presión Total atmosférica [Pa]

$P$ : Presión estática [Pa]

$\gamma$ : Constante para el agua 1.4

$M$ : Contante del mallado 0.7



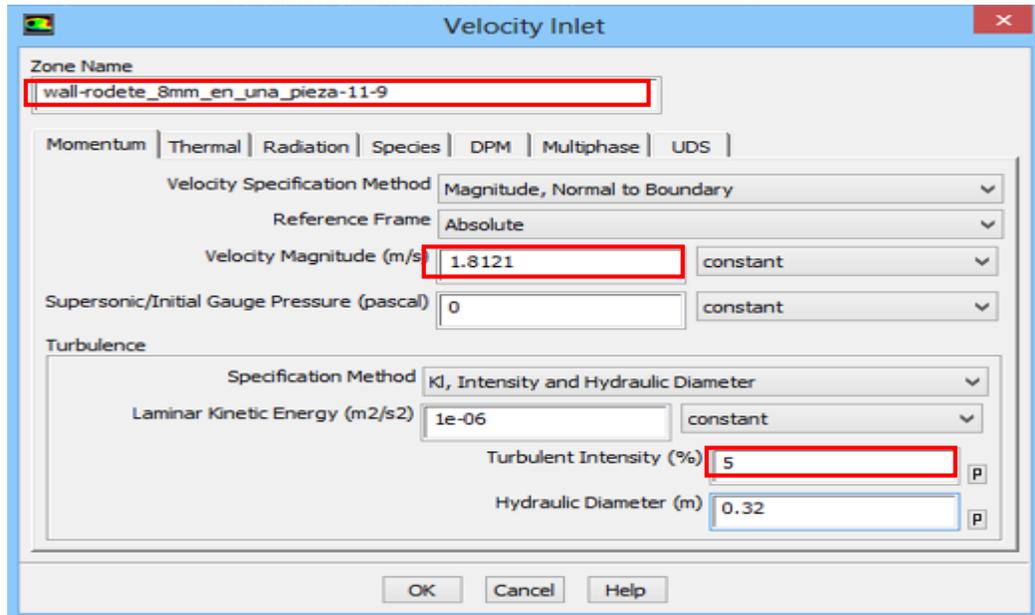
**Figura 63:** Ingreso de las condiciones para la presión estática, coordenadas, Intensidad de turbulencia y el radio del rodete.

$V$  = Velocidad en la tubería [m/s].

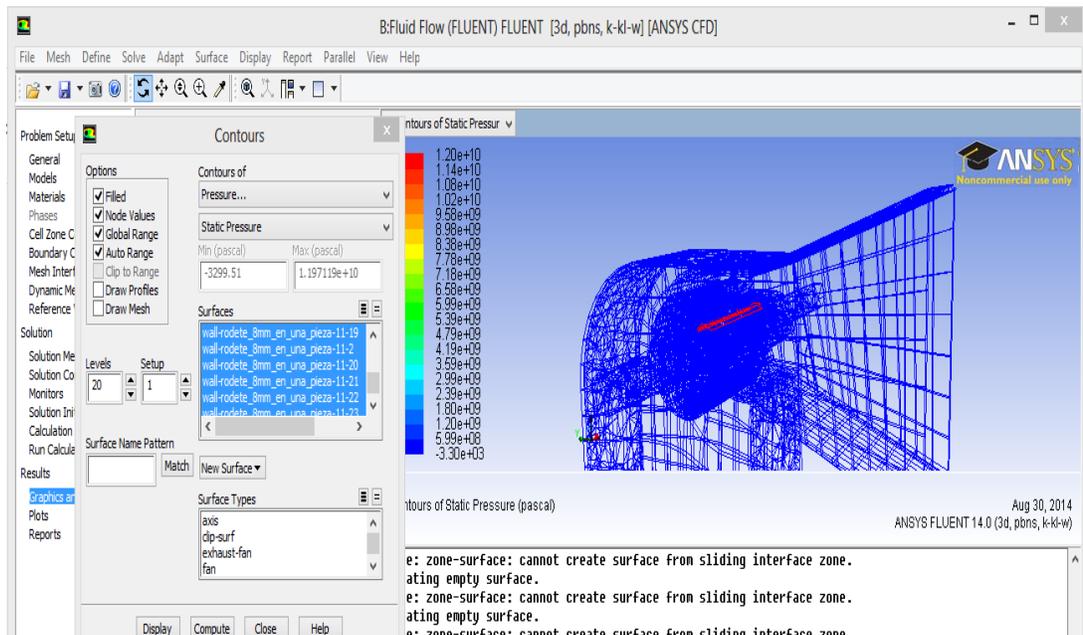
$$V = 1,8121 \frac{m}{s}$$

$De$  = Diámetro externo del rodete [m]

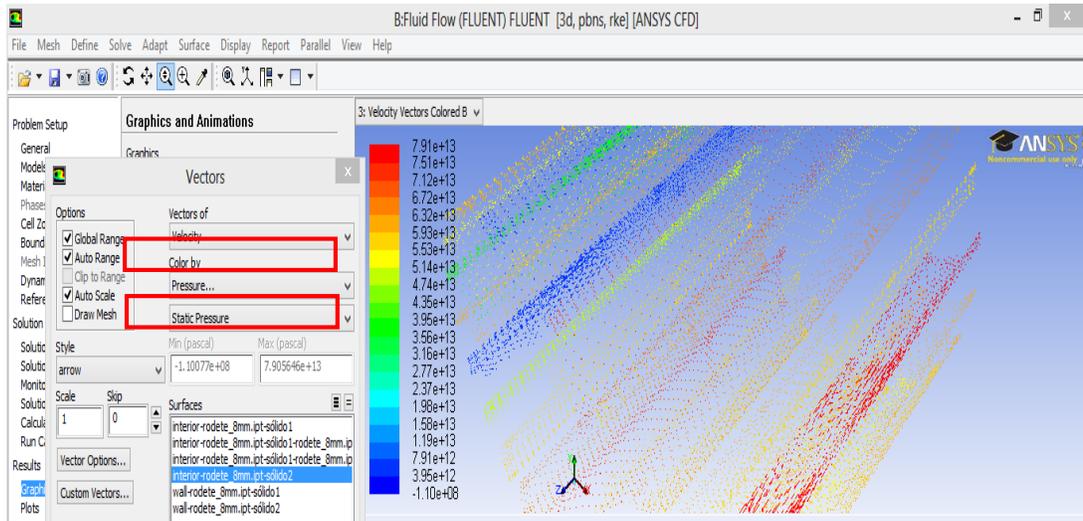
$$De = 0.32 \text{ m}$$



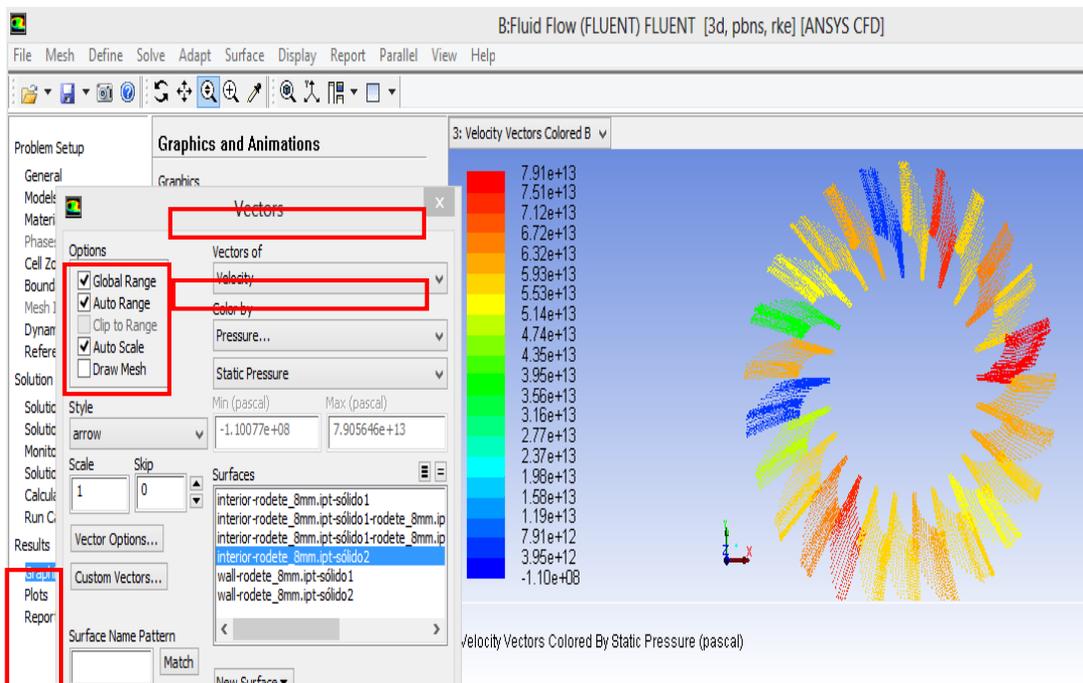
**Figura 64:** Condiciones para las velocidades con la velocidad de transición del fluido en la tubería, Intensidad de turbulencia y el diámetro hidráulico del rodete



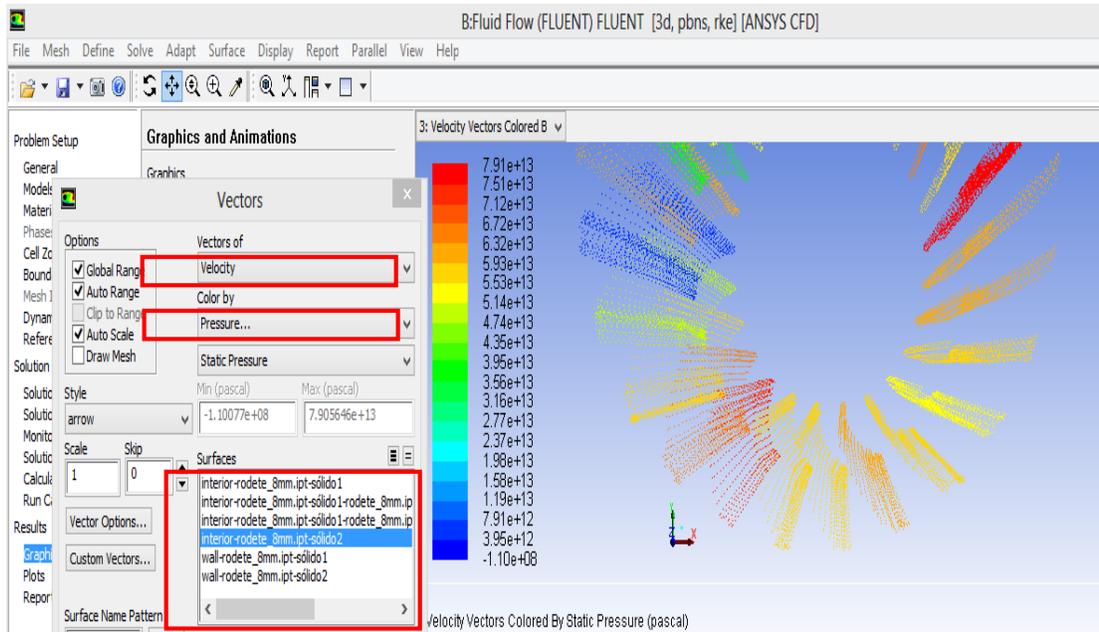
**Figura 65:** Resultados de la Presión en la simulación dinámica para el ensamble conjunto de la Turbina Michell Banki.



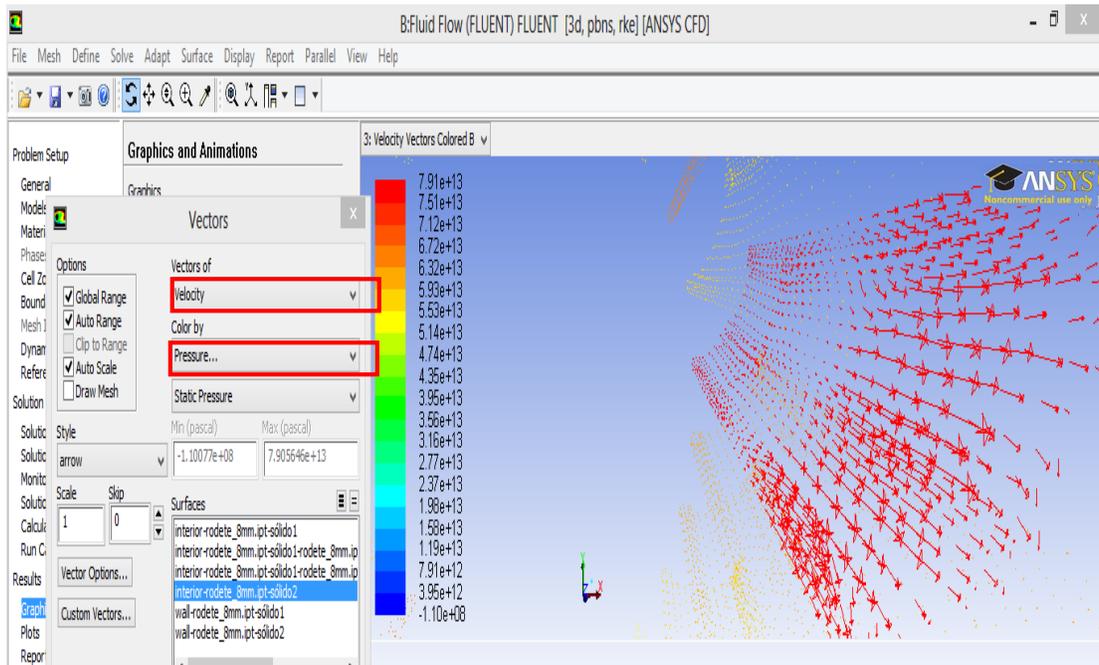
**Figura 66:** Resultados de la Presión y velocidades en la simulación dinámica para las aletas del rodete



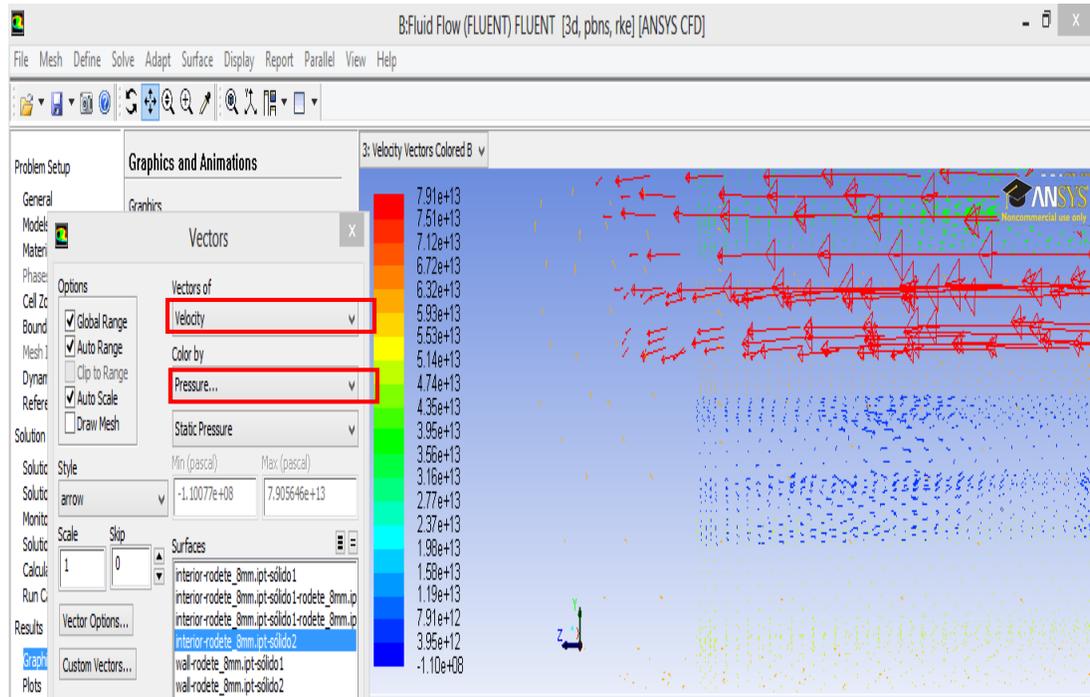
**Figura 67:** Resultados de la Presión con las direcciones y velocidades en la simulación dinámica para el Rodete vista frontal



**Figura 68:** Resultados de la Presión con las direcciones y velocidades en la simulación dinámica para el Rodete vista isométrica



**Figura 69:** Resultados de la Presión con las direcciones y velocidades en la simulación dinámica para una aleta del Rodete vista isométrica



**Figura 70:** Resultados de la Presión con las direcciones y velocidades en la simulación dinámica para una aleta del Rodete vista lateral

### 5.3 validación de resultados entre los cálculos teóricos y la simulación computacional.

**Tabla 41:** Resultados del Software ANSYS en la simulación Estática Estructural

Simulación Estática	Deformación [mm]		Esfuerzos Von Mises [MPa]		Factor de seguridad estático		Factor de seguridad estático a fatiga	
	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima
	0,077599	0.0086221	62,545	6,9532	3,9971	2,9981	2,3782	1,3600

**Tabla 42:** Resultados del Software Ansys para la simulación Dinámica del comportamiento del fluido en la presión Estática.

Simulación Dinámica	Presión Estática vectores de velocidades [nPa]		Presión Estática en el contorno de la Turbina Michell Banki [ $\mu$ Pa]	
	Máxima	Mínima	Máxima	Mínima
	$7,91 \times 10^{13}$	$3,95 \times 10^{13}$	$1,20 \times 10^{10}$	$5,99 \times 10^8$

## CAPÍTULO 6

### ANÁLISIS DE COSTOS

#### 6.1 Análisis del costo del proyecto

Para el análisis económico y financiero de la Turbina Michell Banki se realizó en base al diseño establecido, detallando los costos unitarios de los procesos de manufactura para los elementos que constituyen a la Turbina.

Se tomará en cuenta los elementos que el sistema diseña y se ha clasificado por partes para obtener el costo de cada elemento:

- Álabes directriz.
- Disco del Rodete.
- Rodete
- Eje directriz.
- Eje principal.
- Carcaza.

##### 6.1.1 Costos directos

**Tabla 43:** Fabricación del álabes directriz

Álabes Directriz		
Materiales	Unidad	Cantidad
<b>Plancha de Acero AISI 304</b>	Kg	2
Mano de Obra	<b>Horas - Hombre</b>	
<b>Operador Plasma</b>		0.75
<b>Operador de la Fresadora</b>		15
<b>Operador del Torno</b>		1.9

**Tabla 44:** Fabricación para el Disco del Rodete

<b>Disco del Rodete.</b>			
Materiales	Unidad	Cantidad	
	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	
<b>Plancha de Acero AISI 304</b>	Kg	5	
Mano de Obra	<b>Horas - Hombre</b>		
<b>Operador de la Fresadora</b>		19.75	
<b>Operador del Torno</b>		7.75	

**Tabla 45:** Fabricación del Rodete

<b>Rodete</b>			
Materiales	Unidad	Cantidad	
	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	
<b>Eje de Acero AISI 304</b>	Kg	1	
Mano de Obra	<b>Horas - Hombre</b>		
<b>Operador de la Sierra Vaiven</b>		12.5	
<b>Operador de la Prensa</b>		6	
<b>Operador de la Soldadora</b>		8	

**Tabla 46:** Fabricación del Eje directriz

<b>Eje directriz</b>			
Materiales	Unidad	Cantidad	
	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	
<b>Eje de Acero AISI 304</b>	Kg	1	
Mano de Obra	<b>Horas - Hombre</b>		
<b>Operador de la Fresadora</b>		2.25	
<b>Operador del Torno</b>		2	

**Tabla 47:** Fabricación del Eje principal

<b>Eje principal</b>			
Materiales	Unidad	Cantidad	
	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	
<b>Eje de Acero AISI 304</b>	Kg	1	
Mano de Obra	<b>Horas - Hombre</b>		
<b>Operador de la Fresadora</b>		33	
<b>Operador del Torno</b>		4	

**Tabla 48:** Fabricación de la Carcaza.

<b>Carcaza</b>			
Materiales	Unidad	Cantidad	
	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	
<b>Planchas de Acero AISI 304</b>	Kg	1	
<b>Caja de varilla de aporte 304L <math>\phi</math>3/32"</b>	U	10	
<b>ER304L</b>			
<b>Rollo de alambre ER316L <math>\phi</math>1.6 mm</b>	U	1	
Mano de Obra	<b>Horas - Hombre</b>		
<b>Operador del Torneado</b>		14	
<b>Operador de la Fresadora</b>		18	
<b>Operador de la Sierra Vaiven</b>		8	
<b>Operador del Taladro</b>		16	
<b>Operador de la Tarraja</b>		14	
<b>Operador de la Soldadora</b>		12	
<b>Operador de la Moladora</b>		8	

**Tabla 49: Costo de los Materiales**

ORD.	DESCRIPCIÓN DE RUBROS	UNIDAD	CANTIDAD	VALOR	
				UNIT. (USD)	TOTAL (USD)
1	Plancha de Acero Inoxidable 3-304 6000*38*9	Kg	68	\$ 7,10	\$ 482,80
2	Eje 1-304 Ø4 * 2000	Kg	329	\$ 7,05	\$ 2319,45
3	Eje 1-304 Ø4 1/2 * 2000	Kg	264	\$ 7,05	\$ 1861,20
4	Eje 1-304 Ø1 1/2 * 2000	Kg	164	\$ 3,40	\$ 557,60
5	Plancha de Acero Inoxidable 6-304 6000*38*6	Kg	2	\$ 809,00	\$ 1618,00
6	Tubo de Acero Inoxidable SCH40 7-304 Ø65	Kg	6	\$ 116,40	\$ 698,40
7	Electrodos Ø1/16	Kg	20	\$ 21,00	\$ 420,00
8	Argón	ft <sup>3</sup>	7	\$ 30,00	\$ 210,00
9	Sellos o Empaques	U	4	\$ 75,00	\$ 300,00
10	Bujes de Bronce	Kg	12	\$ 9,00	\$ 108,00
11	Rodamientos SKF	U	2	\$ 1000,00	\$ 2000,00
				<b>TOTAL</b>	<b>\$10575.45</b>

**Tabla 50:** Costo de la Mano de Obra.

Lista De Equipos			
DESCRIPCION	SALARIO	HORAS	TOTAL
	POR HORA	EQUIPO	
OPERADOR DE LA SOLDADURA	5,62	20,00	112,40
OPERADOR DEL CORTE POR PLASMA	3,75	0,75	2,81
OPERADOR DE LA FRESADORA	3,75	88,00	330,00
OPERADOR DE LA MOLADORA	2,24	8	17,92
OPERADOR DE LA SIERRA VAIVEN	2,24	20,5	45,92
OPERADOR DEL TALADRO VERTICAL	2,24	16	35,84
OPERADOR DEL TORNO HORIZONTAL	3,75	58,9	220,88
		<b>TOTAL</b>	\$ 765,77

### 6.1.2 Costos Indirectos

**Tabla 51:** Equipo de seguridad

ELEMENTO	CANTIDAD	VALOR UNIT (USD)	VALOR TOTAL (USD)
<b>Guantes de protección</b>	3	3,20	9,60
<b>Orejas</b>	3	2,50	7,50
<b>Mandil</b>	2	15,00	30,00
		<b>TOTAL</b>	<b>\$ 47,10</b>

**Tabla 52:** Fabricación del álabe directriz

<b>Álabe Directriz</b>			
Materiales	Unidad	Cantidad	
<b>Cuchilla de Tungsteno</b>	U	1	
<b>Juego de Brocas</b>	U	1	
<b>Disco de corte</b>	U	1	
Equipos y Herramientas			<b>Tiempo [H]</b>
<b>Plasma</b>			0.75
<b>Fresadora</b>			15
<b>Torneado</b>			1.9

**Tabla 53:** Fabricación Disco del Rodete

<b>Disco del Rodete.</b>				
<b>Materiales</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>
<b>Cuchilla de Tungsteno</b>	U	1		
<b>Juego de Brocas</b>	U	1		
<b>Disco de corte</b>	U	1		
<b>Equipos y Herramientas</b>			<b>Tiempo [H]</b>	
<b>Fresadora</b>			19.75	
<b>Torneado</b>			7.75	

**Tabla 54:** Fabricación del Rodete

<b>Rodete</b>				
<b>Materiales</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>
<b>Disco de corte</b>	U	1		
<b>Caja de varilla de aporte</b> <b>304L <math>\phi</math>3/32" ER304L</b>	U	8		
<b>Equipos y Herramientas</b>			<b>Tiempo [H]</b>	
<b>Sierra Vaiven</b>			12.5	
<b>Prensa</b>			6	
<b>Soldadora</b>			8	

**Tabla 55:** Fabricación del Eje directriz.

<b>Eje directriz</b>			
Materiales	Unidad	Cantidad	
	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	
<b>Cuchilla de Tungsteno</b>	U	1	
<b>Juego de Brocas</b>	U	1	
Equipos y Herramientas			<b>Tiempo [H]</b>
<b>Torneado</b>			2.25
<b>Fresadora</b>			2

**Tabla 56:** Fabricación del Eje principal

<b>Eje principal</b>			
Materiales	Unidad	Cantidad	
	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	
<b>Cuchilla de Tungsteno</b>	U	1	
<b>Juego de Brocas</b>	U	1	
Equipos y Herramientas			<b>Tiempo [H]</b>
<b>Torneado</b>			33
<b>Fresadora</b>			4

**Tabla 57:** Fabricación de la Carcaza.

<b>Carcaza</b>				
Materiales	Unidad	Cantidad	Unidad	Cantidad
<b>Cuchilla de Tungsteno</b>			U	1
<b>Juego de Brocas</b>			U	1
<b>Disco de corte</b>			U	1
<b>Caja de Machuelos</b>			U	2
Equipos y Herramientas			<b>Tiempo [H]</b>	
<b>Torno</b>				14
<b>Fresadora</b>				18
<b>Sierra Vaiven</b>				8
<b>Taladro</b>				16
<b>Tarraja</b>				14
<b>Soldadora</b>				12

**Tabla 58:** Costo de Equipos

<b>Lista De Equipos</b>			
DESCRIPCION	COSTO	HORAS	TOTAL
	POR HORA	EQUIPO	
<b>EQUIPO DE SOLDADURA</b>	3,54	20,00	70,80
<b>EQUIPO DEL CORTE POR PLASMA</b>	3,13	0,75	2,34
<b>FRESADORA</b>	2,25	88,00	198,00
CONTINUA			

<b>MOLADORA</b>	1,25	8	10,00
<b>SIERRA VAIVEN</b>	1,40	20,5	28,70
<b>TALADRO VERTICAL</b>	2,00	16	32,00
<b>TORNO HORIZONTAL</b>	2,65	58,9	156,09
<b>TOTAL</b>			<b>\$</b>
			497,93

**Tabla 59:** Misceláneos

<b>MISCELANEOS</b>	
<b>Descripción</b>	<b>Costos</b>
	<b>Total (USD)</b>
<b>Materiales de oficina</b>	\$
	100,00
<b>Transporte</b>	\$
	350,00
<b>Internet</b>	\$ 80,00
<b>Impresiones</b>	\$ 50,00
<b>Copias</b>	\$ 50,00
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 630,00</b>

## 6.2 Costo total

**Tabla 60:** Costos Totales

1. COSTOS INDIRECTOS	
<b>1.1 Equipo de seguridad</b>	\$ 47,10
<b>1.1 Costo de Equipos</b>	\$ 497,93
<b>1.2 Misceláneos</b>	\$ 630,00
2. COSTOS DIRECTOS	
<b>2.2 Costo de los Materiales</b>	\$10575,45
<b>2.3 Costo de la Mano de Obra.</b>	\$ 765,77
3. IMPREVISTOS (el 10% de la suma de 1 y 2)	\$ 1251,63
<b>COSTOS TOTALES</b>	<b>\$ 13767,88</b>

## 6.3 Análisis de Costos

HORA	Precio Local [KWH]	Costo de Generación
<b>Generación de la Turbina Michell Banki [KWH]</b>		
1	210	0.04
		\$ 8.40
	COSTO DIARIO	\$ 197.76
	COSTO MENSUAL	\$ 5932.80
	COSTO TRIMESTRAL	\$ 17798.40
	COSTO SEMESTRAL	\$ 35596.80
	COSTO ANUAL	\$ 71193.60

Para los estudios del análisis financiero se obtuvieron los siguientes resultados de costos para la fabricación de la Turbina Michell Banki en donde se concluyó su viabilidad económica ya que su inversión inicial es de \$ 13927,38 para su construcción valor que se recuperara con la puesta a punto

de la Turbina lo que significa que la inversión se recuperaría en el periodo de tres meses con ganancias incluidas.

#### **6.4 Análisis de factibilidad**

- La demanda de capital para la ejecución del presente proyecto no ha representado un monto significativo, debido a las políticas de gestión implementadas por la Empresa Construcciones Mecánicas, las mismas que se refieren a todos los escalones de la manufactura, así como también se encarga de los sueldos de todo el personal de los Departamentos de Producción.
- El enfoque principal con el que se manejó el proyecto fue el financiamiento mediante una correcta y adecuada racionalización y redistribución de los recursos asignados al Departamento de Producción dejando en un segundo plano el modelo de financiamiento del gasto.

## CAPÍTULO 7

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1. Conclusiones:

- Para el aprovechamiento de los recursos hídricos en el presente proyecto se lo realizó mediante el diseño, construcción de una Turbina Michell Banki para generar 210 kW en el sector de Bellavista Alto, impulsado los objetivos del buen vivir, fomentado por las autoridades nacionales que buscan el desarrollo de tecnología nacional, calidad y de beneficio para la comunidad.
- Para el diseño de la turbina Michell Banki se realizó en base a los registros históricos de caudales, en intervalos de una hora obteniendo registros diarios con variaciones desde  $200 \frac{l}{s}$  hasta un máximo de  $700 \frac{l}{s}$  con una media de  $600 \frac{l}{s}$  anuales y necesidades que se ajustan al lugar en donde va a ser puesta en operación, así como son el caudal, altura neta y localización de los tramos de tubería los cuales fueron punto de partida de los cálculos de nuestro diseño.
- Se debe mantener una cierta proporcionalidad entre el diámetro y el ancho de la turbina a fin de evitar cambios de sección demasiado bruscos entre la tubería y el inyector que provocan fuertes perturbaciones en el fluido.
- Con el uso del Software ANSYS Student nos permitió analizar las diferentes alternativas de diseño y optimización de los cálculos teóricos antes de la construcción de nuestra Turbina Michell Banki,

permitiéndonos comparar los cálculos teóricos con los resultados de la simulación estática y dinámica.

- El modelo matemático permite determinar las variables de entrada al rotor de una turbina Michell Banki y con ello resolver los diagramas de velocidades que corresponden al diseño en estudio. Estos modelos se adaptaron a las modificaciones propuestas por el presente diseño para evaluar la variación del comportamiento de los vectores de velocidades y los impulsos de acción y reacción.
- En el caso de la turbina Michell Banki su eficiencia puede alcanzar el 82% cuando se obtienen buenos acabados en su construcción, el material utilizado fue Acero Inoxidable AISI 304 y ciertos elementos como los alabes directrices y rodetes fueron hechos en CNC para obtener las tolerancias de diseño y buenos acabados superficiales.
- La regulación de caudales será controlada por la apertura o cierre de los alabes directrices dependiendo del caudal al cual está trabajando la turbina, por tal motivo se diseñó dos alabes directrices con eje independiente, los cuales regularán caudales bajos hasta  $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$  alabe directriz izquierdo y caudales máximos de  $0.7 \text{ m}^3/\text{s}$  alabe directriz derecho, para poder cumplir los parámetros de diseño y eficiencia de la turbina.
- Para el análisis de factibilidad se obtuvo el siguiente resultado de inversión final de \$ 13927,38 para la construcción de la Turbina Michell Banki inversión que se recuperará en tres meses con la puesta a punto.
- El análisis de costo de la Turbina Michell Banki corresponde a un valor realizado con remuneraciones laborales en Ecuador,

logrando obtener un valor total de inversión para el diseño, simulación y construcción el cual nos permitió analizar la viabilidad del presente proyecto.

## **7.2. Recomendaciones:**

- Una de las ventajas más destacadas del uso de mini turbinas para la generación a pequeña escala en comunidades situadas en lugares remotos es su bajo costo de operación y mantenimiento, no así su inversión inicial que para estas comunidades podría significar una fuerte inversión.
- Brindar Planos de fabricación de los elementos totales de la turbina Michell Banki para fabricación en nuestro entorno haciendo uso de normas para material de Acero inoxidable AISI 304.
- La variabilidad de los caudales debería ser mínima por parte de los operarios del Tanque de Agua Potable 1, puesto que esto repercutirá directamente en la eficiencia de la turbina.
- Dentro de las variables a cuantificar está el número de vueltas o giro que genera el flujo en la turbina al pasar por ella, para obtener valores representativos de la realidad se recomienda tomar en consideración que la conexión a un generador provoca un freno en la turbina.
- Calculados los rendimientos de la turbina Michell-Banki y sus diferentes modificaciones se recomienda profundizar el estudio propuesto por el Instituto Nacional de Energía, 1986, para lograr mejorar los diseños futuros y obtener eficiencias mayores las cuales garantizaran una mejor generación de electricidad.
- Se recomienda especificar los principales elementos constitutivos de la Turbina Michell Banki para una correcta automatización.

## BIBLIOGRAFIA

- American National Standard Running and Sliding . (1987).
- ANSY. (2013). Obtenido de  
<https://dl.dropboxusercontent.com/u/42872562/AWB14/Chapter01.pdf>
- ANSYS. (20 de Junio de 2011). Obtenido de ANSYS:  
[http://www.ansys.com/es\\_es/Noticias/programa+acad%C3%A9mico](http://www.ansys.com/es_es/Noticias/programa+acad%C3%A9mico)
- APIE. (27 de Marzo de 2013). Obtenido de APIE: <http://www.apie.com.ar/Boletines/boletin-27/oferta-hidro.html>
- Arrizabalaga, N. L. ( 2003 ). *Técnica de Máquinas y Herramientas Prontuario* .
- Ayres, F. (2010). *wikipedia*. Obtenido de [www.wikipedia.com](http://www.wikipedia.com)
- Boles, C. M. (2008). *Termodinámica Cengel Yanus A.* EEUU.
- Crane. (1991). *Flujo De Fluidos*.
- E, J. (2006). *Shigley* . España.
- Figuera, D. S. (Octubre 2002). *Métodos Cuantitativos*.
- INDACOCHEA. (1985). *Metodología Sintética para el calculo y especificación preliminar de Microcentrales Hidroeléctricas*. Perú.
- INE. (1986). *Estandarización de turbinas Tipo Michell-Bankí, Quito, Instituto Nacional de Energía.* Argentina.
- Ingeniería, F. D. ( 2001 ). *Laboratorio De Maquinas Hidráulicas* .
- Jochem, S. (2009). *Plantas Hidráulicas de Pequeña EscalaAlemania. Ossberger*.
- Manual-de-rodamientos-FAG. (2010).
- Mataix, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Madrid.
- Mecánica, F. d. (2008). *Laboratorio de máquinas hidráulicas*. Buenos Aires.
- Megyesy, E. F. (2001). *Pressure Vessel Handbook* .
- Micro Turbinas para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos*. (2012).
- Mott, L. (2011). *Diseño de elementos de máquinas Pág. 495*. Mexico.
- Mott, R. L. (2006). *Norton Diseño de máquinas* . Mexico.
- Norma ANSI. (2006). *ANSI*.

*Organización latinoamericana de energía* (segunda ed., Vol. 1). (1988).

Robert L. Mott. (1996). *Mecánica de Fluidos Pearson Prentice Hall Hispanoamericana*  
(Cuarta ed.).

Sotelo. (1990). *Hidráulica General* .

Software resolution Casio Class Pad 330. (s.f.).

Unavarra. (2004). *Rodamientos*. Lima.

## **ANEXO A**

### **PLANOS DE LA TURBINA MICHELL BANKI**

**Apéndice 1:** Vista Explotada

**Apéndice 2:** Cubierta

**Apéndice 3:** Reductor Del Caudal Superior

**Apéndice 4:** Reductor Del Caudal Inferior

**Apéndice 5:** Carcasa - Descarga

**Apéndice 6:** Brida - Escape

**Apéndice 7:** Rodete

**Apéndice 8:** Eje Directriz

**Apéndice 9:** Prensa Estopada

**Apéndice 10:** Carcasa - Rodamiento

**Apéndice 11:** Cubierta del Rodamiento

**Apéndice 12:** Eje Principal

**Apéndice 13:** Alabe Directriz del Inyector Izquierdo

**Apéndice 14:** Divisor de aguas

**Apéndice 15:** Tubo de Descarga

**Apéndice 16:** Brida

**Apéndice 17:** Alabe Directriz del Inyector Derecho

**Apéndice 18:** Soporte Lateral Derecho

**Apéndice 19:** Viga del Bastidor

## **ANEXO B**

### **HOJAS DE PROCESOS DE LA TURBINA MICHELL BANKI**

**Apéndice 1:** Brida de ingreso

**Apéndice 2:** Carcasa de Escape

**Apéndice 3:** Cojinete Central

**Apéndice 4:** Eje Inyector

**Apéndice 5:** Prensa Estopada

**Apéndice 6:** Reductor Inferior

**Apéndice 7:** Reductor Superior

**Apéndice 8:** Tubo de Descarga

**Apéndice 9:** Carcasa - Rodamiento

**Apéndice 10:** Cubierta del Rodamiento

**Apéndice 11:** Alabe Inyector

**Apéndice 12:** Disco

**Apéndice 13:** Eje Principal

**Apéndice 14:** Soporte Central

**Apéndice 15:** Soporte Lateral