

**DISEÑO, CONSTRUCCION, MONTAJE Y OPERACIÓN DE UNA TURBINA
PELTON PARA GENERAR ELECTRICIDAD.**

**JAVIER HERNAN LEON RIBERO
VICTOR ANDRES RIVEROS SANTOS**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERIAS Y ADMINISTRACION
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2008

**DISEÑO, CONSTRUCCION, MONTAJE Y OPERACIÓN DE UNA TURBINA
PELTON PARA GENERAR ELECTRICIDAD.**

**JAVIER HERNAN LEON RIBERO
VICTOR ANDRES RIVEROS SANTOS**

**Trabajo de grado para optar el título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
EMIL HERNANDEZ ARROYO
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA SECCIONAL BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERIAS Y ADMINISTRACION
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2008

Dedicatoria

Primero que todo a Dios por darme sabiduría y las fuerzas necesarias para salir adelante pese a todas las dificultades; por colocarme en el mejor camino, iluminando cada paso de mi vida.

A mis padres porque ustedes son verdaderamente los dueños de este título, gracias por ser mis guías; y mis hermanos Daniel y Silvia, por tender sus manos cuando más los necesitaba en los momentos difíciles de mi vida, porque están ahí incondicionalmente. A ustedes este logro personal se los dedico.

A ti Karen porque me cambiaste la forma de ver la vida, te agradezco de corazón por esas palabras de ánimo cuando las necesitaba, por acompañarme y ayudarme en todo momento; tú también eres parte de este logro tan importante en mi vida.

A Diego porque con sus palabras y su presencia me dan fuerzas para comenzar el día, y Luisk porque desde hace mucho tiempo hace parte de mi vida y así como mis padres y hermanos es el mas contento de este triunfo; gracias por que me tendió la mano cuando la necesite y se que siempre va a estar ahí cuando lo necesite.

Y no podían faltar a mis amigos del alma Eduardo y Roberto, porque siempre han estado cuando los he necesitado, y con sus sabias palabras me han hecho crecer como persona; sinceramente les dedico este triunfo profesional.

Y a toda mi familia porque han estado muy pendientes de mí y de una u otra manera forman parte de esta meta alcanzada.

Javier Hernán León Ribero

Dedicatoria

Mi tesis la dedico con todo mi amor y cariño.

A ti Dios que me diste toda la oportunidad de vivir y regalarme una familia maravillosa.

Con mucho cariño principalmente a mis padres que me dieron la vida y han estado conmigo en todo momento. Gracias por todo papá y mamá por darme una carrera par mi futuro y creer en mi, aunque hemos pasado mementos difíciles siempre han estado apoyándome y brindándome todo su amor, por todo esto les agradezco de todo corazón de que estén conmigo a mi lado.

A mi hermano Juan Sebastian por ayudarme cuando lo necesite.

A Yube por su amistad, comprensión y compañía, además por brindarme ese amor en todo momento.

Victor Andrés Riveros Santos

Agradecimientos

- A nuestro director, ingeniero Emil Hernández por el gran apoyo y ayuda que nos brindó en la realización de este proyecto.
- A Ludwin por su disposición y cooperación durante la puesta en marcha del proyecto.
- A los profesores, ingeniero Alfonso Santos e ingeniero Gilberto Fontecha por la disposición que mostraron al pedirles cualquier colaboración.
- Y a nuestros Padres que nos brindaron todo el apoyo pertinente para la realización del proyecto

Índice General

Índice de Gráficas.....	v
-------------------------	---

Índice de Figuras.....	vi
------------------------	----

Índice de Tablas.....	vii
-----------------------	-----

1. Introducción

1.1 Antecedentes Generales.....	1
1.2 Motivación.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos.....	3

2. Antecedentes

2.1 Turbo máquinas hidráulicas: Turbinas.....	4
2.1.1 Definición.....	4
2.1.2 Clasificación.....	4
2.1.2.1 De acuerdo al cambio de presión en el rodete o al grado de reacción.....	4
2.1.2.2 De acuerdo al diseño del rodete.....	5
2.2 Turbinas de Acción: Turbinas Pelton.....	7
2.2.1 Elementos Constructivos Básicos de una turbina Pelton.....	7
2.2.1.1 Rodete.....	7
2.2.2.1.1 Rueda Motriz.....	7
2.2.2.1.2 Álabes.....	7
2.2.2.2 Distribuidor.....	8
2.2.2.2.1 Cámara de distribución.....	8
2.2.2.2.2 Inyector.....	8
2.2.2 Diagrama de una turbina Pelton.....	9
2.2.3 Ángulos de los álabes.....	9
2.2.4 Clasificación de las turbinas Pelton.....	10
2.2.5 Factores que pueden afectar la eficiencia en las turbinas.....	11

2.2.6 Estudio teórico.....	12
2.2.6.1 Triángulos de velocidades.....	12
2.2.6.2 Velocidad del chorro.....	13
2.2.6.3 Potencia Hidráulica.....	14
2.2.6.4 Velocidad Específica.....	14
2.2.6.5 Diámetro del Chorro.....	15
2.2.6.6 Diámetro Pelton.....	15
2.2.6.7 Diámetro de Puntas.....	15
2.2.6.8 Diámetro por fuera del rodete.....	16
2.2.6.9 Velocidad tangencial o periférica de un punto de la Rueda.....	16
2.2.6.10 Fuerza del Chorro.....	16
2.2.6.11 Potencia Real.....	17
2.2.6.12 Rendimiento.....	17
2.2.6.13 Caudal.....	17
2.2.6.14 altura Neta.....	18
2.2.6.15 Número de álabes o cazoletas.....	18
2.2.7 Dimensiones de las cazoletas o álabes.....	18
2.2.7.1 Ancho del álabe.....	19
2.2.7.2 Profundidad del álabe.....	19
2.2.7.3 Largo del álabe.....	19
2.2.7.4 Ancho en el destalonamiento.....	19
2.2.7.5 Punto de cruce de las trayectorias de los puntos exteriores de dos álabes contiguas.....	20
2.2.7.6 Espesor del álabe cazoleta.....	20
2.2.7.7 Medidas en el plano del álabe.....	20
2.3 Maquinado y fundición de los álabes.....	21
2.3.1 Funcionamiento de una fresadora CNC.....	21
2.3.2 Fundición en Arena.....	22
2.4 Propiedades del Aluminio, Duraluminio y del Acero AISI 1045.....	23
2.4.1 Propiedades del aluminio.....	23
2.4.1.1 Descripción.....	23
2.4.1.2 Propiedades Físicas.....	24
2.4.1.3 Propiedades mecánicas.....	25

2.4.1.4 Propiedades Térmicas.....	25
2.4.2 Propiedades del Acero AISI 1045.....	25
2.4.2.1 Descripción.....	25
2.4.2.2 Propiedades mecánicas.....	26
2.4.2.3 Propiedades Físicas.....	26
2.4.2.4 Propiedades Químicas.....	26
2.4.2.5 Usos.....	26
2.4.2.6 Tratamientos térmicos.....	26
2.4.3 Propiedades del Duraluminio.....	27
2.4.3.1 Descripción.....	27
2.4.3.2 Propiedades Físicas.....	27
2.4.3.3 Composición Química.....	27
2.5 Monitoreo y diagnóstico de Vibración.....	27
2.5.1 Daños causados en la turbina producto de la vibración.....	28
2.5.2 Ventajas del análisis de vibraciones.....	28
2.6 Fatiga.....	28
2.7 Chumaceras.....	29
3. Metodología	
3.1 Diseño y construcción de la turbina Pelton.....	32
3.1.1 Ábabe Pelton.....	32
3.1.2 Rodete Pelton.....	33
3.1.3 Carcasa.....	34
3.1.4 Inyectores.....	35
3.1.5 Eje.....	35
3.2 Ensamble de la turbina Pelton antes de instalarla en el banco de pruebas.....	36
3.3 Ensamble de la turbina al banco de pruebas.....	36
3.4 Turbina montada en el banco de pruebas de la UPB Bucaramanga.....	38
3.5 Realización de las pruebas.....	39
4. Resultados y análisis.....	41
5. Conclusiones y Recomendaciones.....	78

A Memoria de Cálculo

A.1 Definición del Caudal.....	A4
A.2 Presión de diseño.....	A4
A.3 Altura Neta.....	A4
A.4 Velocidad del chorro.....	A5
A.5 Diámetro del Chorro.....	A5
A.6 Velocidad tangencial o periférica de un punto de la rueda.....	A5
A.7 Fuerza radial centrífuga.....	A6
A.8 Ancho del alabe.....	A6
A.9 Profundidad del alabe.....	A6
A.10 Largo del alabe.....	A6
A.11 Medidas en el plano del alabe.....	A6
A.12 Ancho del destalonamiento.....	A6
A.13 Punto de cruce de las trayectorias de los puntos exteriores de dos alabes contiguas.....	A7
A.14 Espesor de la cuchara.....	A7
A.15 Diámetro pelton.....	A7
A.16 Diámetro por fuera del rodete.....	A7
A.17 Numero de cucharas.....	A7
A.18 Potencia hidráulica.....	A7
A.19 Potencia en el eje.....	A8
A.20 Diámetro de puntas.....	A8
A.21 Fuerza del chorro.....	A8
A.22 Potencia Real.....	A8
A.23 Verificación de la Selección del Tipo de Turbina.....	A9
A.24 Verificación del diámetro del eje.....	A10
A.24.1 Cálculo de la Resistencia Real a la Fatiga.....	A13
A.24.2 Criterio de falla de Soderberg.....	A15
A.25 Factores de seguridad en el perno y en alabe.....	A16
A.25.1 Factor de seguridad producto del aplastamiento en el Perno.....	A19
A.25.2 Factor de seguridad producto del cortante del Perno.....	A20

A.25.3 Esfuerzos normales principales.....	A20
A.25.4 Factor de seguridad en base a los esfuerzos Principales.....	A20
A.26 Verificación de la eficiencia en la Turbina Pelton.....	A20
A.27 Verificación del espesor de pared del inyector.....	A23
A.28 Cálculo Tipo para el Margen de Error.....	A24

B Fotografías de las etapas de construcción **B1**

C Norma Internacionales para la determinación de la altura neta **C1**

D Planos **D1**

E Manual de Instrucciones del Tacómetro **E1**

Índice de Gráficas

Gráfica 1	Caudal vs. Velocidad de giro.....	44
Gráfica 2	Potencia vs. Velocidad de giro.....	47
Gráfica 3	Gráfica Eficiencia vs. Velocidad de giro para $X=1$, $X=0,75$ y $X=0,5$	50
Gráfica 4	Gráfica Eficiencia vs. Velocidad de giro para $X=0,25$ y $X=0$	51
Gráfica 5	Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 1 con una Apertura de la llave $X=1$	53
Gráfica 6	Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 2 con una Apertura de la llave $X=1$	55
Gráfica 7	Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 1 con una Apertura de la llave $X=0,75$	56
Gráfica 8	Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 2 con una Apertura de la llave $X=0,75$	57
Gráfica 9	Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 1 con una Apertura de la llave $X=0,5$	58
Gráfica 10	Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 2 con una Apertura de la llave $X=0,5$	59
Gráfica 11	Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 1 con una Apertura de la llave $X=0,25$	60
Gráfica 12	Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 2 con una Apertura de la llave $X=0,25$	61
Gráfica 13	Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 1 con una Apertura de la llave $X=0$	62
Gráfica 14	Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 2 con una Apertura de la llave $X=0$	63
Gráfica 15	Gráfica de Potencia vs. Velocidad Giro.....	77

Índice de Figuras

Figura 1	Fórmula para calcular el grado de reacción en turbo máquinas.....	4
Figura 2	Gráfica para la selección del tipo de turbina en función de n_s y H_n	6
Figura 3	Detalle de un rodete Pelton.....	7
Figura 4	Detalle de un álabe.....	8
Figura 5	Turbina Pelton doble (dos rodetes) con un chorro por rodete.....	9
Figura 6	Detalle de los ángulos del alabe pelton.....	10
Figura 7	Turbina pelton de un chorro eje horizontal.....	10
Figura 8	Posición del eje en vertical.....	12
Figura 9	Corte del cazoleta o álabe atacado por el chorro de agua y triángulos de velocidades de entrada salida.....	13
Figura 10	Plano de la cuchara pelton con sus parámetros de diseño.....	21
Figura 11	Turbina montada en el banco de pruebas del laboratorio de Mecánica de Fluidos.....	38
Figura 12	Sistema hidráulico del banco de pruebas del laboratorio de Mecánica de Fluidos.....	41
Figura 13	Curvas $Q(n)$ para diversos grados de apertura.....	75
Figura 14	Curvas características de Potencia.....	75
Figura 15	Curvas características de caudal (Colinas).....	76
Figura 16	Diagrama de carga aplicada al eje.....	A11
Figura 17	Diagrama de momento del eje.....	A12
Figura 18	Sección del mango.....	A17
Figura 19	Sección del mango con sus respectivas medidas.....	A17
Figura 20	Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C.....	B1
Figura 21	Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C.....	B1
Figura 22	Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C.....	B2
Figura 23	Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C.....	B2
Figura 24	Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C.....	B2
Figura 25	Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C.....	B3
Figura 26	Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C.....	B3
Figura 27	Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C.....	B3
Figura 28	Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C.....	B4

Figura 29	Fundición de los álabes de la Turbina Pelton.....	B4
Figura 30	Fundición de los álabes de la Turbina Pelton.....	B5
Figura 31	Fundición de los álabes de la Turbina Pelton.....	B5
Figura 32	Proceso de Sand Blasting en los álabes.....	B5
Figura 33	Proceso de Sand Blasting en los álabes.....	B6
Figura 34	Proceso de Sand Blasting en los álabes.....	B6
Figura 35	Proceso de Sand Blasting en los álabes.....	B6
Figura 36	Proceso de pulido de los álabes.....	B7
Figura 37	Proceso de pulido de los álabes.....	B7
Figura 38	Fabricación del rodete.....	B7
Figura 39	Proceso de fabricación de la cuña.....	B8
Figura 40	Proceso de fabricación de la cuña.....	B8
Figura 41	Proceso de fabricación de los inyectores.....	B8
Figura 42	Proceso de fabricación de los inyectores.....	B9
Figura 43	Proceso de fabricación de los inyectores.....	B9
Figura 44	Apertura de los orificios para el eje.....	B9
Figura 45	Apertura de los orificios para el eje.....	B10
Figura 46	Ensamble de los álabes en el rodete.....	B10
Figura 47	Vista interior de la Turbina Pelton.....	B11
Figura 48	Vista interior de la Turbina Pelton.....	B11
Figura 49	Ensamble Turbina Pelton en el área de Mantenimiento.....	B11
Figura 50	Norma para determinar la altura neta en diferentes Turbinas.....	C2

Índice de Tablas

Tabla 1	Turbina recomendada para cada valor de velocidad especifica.....	6
Tabla 2	Tabla de resultados de la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=1$	42
Tabla 3	Tabla de resultados de la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0,75$	42
Tabla 4	Tabla de resultados de la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0,5$	43
Tabla 5	Tabla de resultados de la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0,25$	43
Tabla 6	Tabla de resultados de la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0$	43
Tabla 7	Tabla de resultados de la potencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=1$	45
Tabla 8	Tabla de resultados de la potencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0,75$	45
Tabla 9	Tabla de resultados de la potencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0,5$	45
Tabla 10	Tabla de resultados de la potencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0,25$	46
Tabla 11	Tabla de resultados de la potencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0$	46
Tabla 12	Tabla de resultados de eficiencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=1$	48
Tabla 13	Tabla de resultados de eficiencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0,75$	48
Tabla 14	Tabla de resultados de eficiencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0,5$	48
Tabla 15	Tabla de resultados de eficiencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0,25$	49
Tabla 16	Tabla de resultados de eficiencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de $X=0$	49

Tabla 17	Obtención del caudal a la salida de la turbina para una apertura de la llave $X=0$	52
Tabla 18	Obtención del caudal a la salida de la turbina para una apertura de la llave $X=0,25$	52
Tabla 19	Obtención del caudal a la salida de la turbina para una apertura de la llave $X=0,5$	52
Tabla 20	Obtención del caudal a la salida de la turbina para una apertura de la llave $X=0,75$	52
Tabla 21	Obtención del caudal a la salida de la turbina para una apertura de la llave $X=1$	53
Tabla 22	Medición de caudal en la tubería 1 para una apertura de la llave $X=1$	53
Tabla 23	Caudal promedio en la tubería 1 para una apertura de la llave $X=1$	53
Tabla 24	Medición de caudal en la tubería 2 para una apertura de la llave $X=1$	54
Tabla 25	Caudal promedio en la tubería 2 para una apertura de la llave $X=1$	54
Tabla 26	Medición de caudal en la tubería 1 para una apertura de la llave $X=0,75$	55
Tabla 27	Caudal promedio en la tubería 1 para una apertura de la llave $X=0,75$	55
Tabla 28	Medición de caudal en la tubería 2 para una apertura de la llave $X=0,75$	56
Tabla 29	Caudal promedio en la tubería 2 para una apertura de la llave $X=0,75$	56
Tabla 30	Medición de caudal en la tubería 1 para una apertura de la llave $X=0,5$	57
Tabla 31	Caudal promedio en la tubería 1 para una apertura de la llave $X=0,5$	57
Tabla 32	Medición de caudal en la tubería 2 para una apertura de la llave $X=0,5$	58
Tabla 33	Caudal promedio en la tubería 2 para una apertura de la llave $X=0,5$	58

Tabla 34	Medición de caudal en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0,25.....	59
Tabla 35	Caudal promedio en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0,25.....	59
Tabla 36	Medición de caudal en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0,25.....	60
Tabla 37	Caudal promedio en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0,25.....	61
Tabla 38	Medición de caudal en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0.....	61
Tabla 39	Caudal promedio en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0.....	62
Tabla 40	Medición de caudal en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0.....	62
Tabla 41	Caudal promedio en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0.....	63
Tabla 42	Velocidad de giro para 0 bombillos y una apertura de la llave de X=1.....	63
Tabla 43	Velocidad de giro para 14 bombillos y una apertura de la llave de X=0,75.....	64
Tabla 44	Velocidad de giro para 14 bombillos y una apertura de la llave de X=0,5.....	64
Tabla 45	Velocidad de giro para 0 bombillos y una apertura de la llave de X=0,25.....	64
Tabla 46	Velocidad de giro para 0 bombillos y una apertura de la llave de X=0.....	65
Tabla 47	Volumen para la tubería 1 en una apertura de la llave X=1.....	65
Tabla 48	Volumen para la tubería 2 en una apertura de la llave X=1.....	66
Tabla 49	Caudal para la tubería 1 en una apertura de la llave X=1.....	66
Tabla 50	Caudal para la tubería 2 en una apertura de la llave X=1.....	66
Tabla 51	Volumen para la tubería 1 en una apertura de la llave X=0,75.....	67
Tabla 52	Volumen para la tubería 2 en una apertura de la llave X=0,75.....	67
Tabla 53	Caudal para la tubería 1 en una apertura de la llave X=0,75.....	68
Tabla 54	Caudal para la tubería 2 en una apertura de la llave X=0,75.....	68

Tabla 55	Volumen para la tubería 1 en una apertura de la llave $X=0,5$	69
Tabla 56	Volumen para la tubería 2 en una apertura de la llave $X=0,5$	69
Tabla 57	Caudal para la tubería 1 en una apertura de la llave $X=0,5$	70
Tabla 58	Caudal para la tubería 2 en una apertura de la llave $X=0,5$	70
Tabla 59	Volumen para la tubería 1 en una apertura de la llave $X=0,25$	70
Tabla 60	Volumen para la tubería 2 en una apertura de la llave $X=0,25$	71
Tabla 61	Caudal para la tubería 1 en una apertura de la llave $X=0,25$	71
Tabla 62	Caudal para la tubería 2 en una apertura de la llave $X=0,25$	71
Tabla 63	Volumen para la tubería 1 en una apertura de la llave $X=0$	72
Tabla 64	Volumen para la tubería 2 en una apertura de la llave $X=0$	72
Tabla 65	Caudal para la tubería 1 en una apertura de la llave $X=0$	72
Tabla 66	Caudal para la tubería 2 en una apertura de la llave $X=0$	73
Tabla 67	Tiempo para una apertura de la llave $X=1$	73
Tabla 68	Tiempo para una apertura de la llave $X=0,75$	73
Tabla 69	Tiempo para una apertura de la llave $X=0,5$	73
Tabla 70	Tiempo para una apertura de la llave $X=0,25$	73
Tabla 71	Tiempo para una apertura de la llave $X=0$	73
Tabla 72	Datos para el cálculo de potencia en el eje a 1225 RPM.....	77
Tabla 73	Datos de velocidad de giro, fuerza y potencia.....	79
Tabla 74	Peso de cada uno de los elementos del rodete y peso total del rodete.....	A11
Tabla 75	Conversiones de unidades para aplicar en la ecuación de Criterio de falla de Soderberg.....	A16
Tabla 76	Datos de las RPM para 0 bombillos.....	A22

Resumen

La aplicación de este proyecto tiene como fin aprovechar la energía hidráulica, para posteriormente convertirla en energía eléctrica. La metodología empleada se basó en:

Recopilación bibliográfica sobre turbinas pelton en la actualidad que nos permite asegurar la ejecución de este proyecto. El diseño y construcción nos permite determinar el óptimo rendimiento práctico de la turbina. Su desempeño se medirá en el laboratorio de mecánica de fluidos donde se encuentra instalado un banco de pruebas para Turbinas Pelton.

Se realizó un estudio del rendimiento de la Turbina para generar curvas de desempeño y puntos de mejor operación. Y posteriormente se analizó los resultados.

Abstract

The application of this Project pretends to take advantage of the Hydraulic energy to turn into Electric energy later. The methodology was based on: Bibliographical information about Pelton turbines and its current use to guarantee the execution of the Project.

The design and the building allow us to define the best practical turbine performance. Its output will be controlled in the Fluid Mechanics laboratory where a test bank for Pelton Turbines is set up.

A turbine performance analysis will be done to generate performance line and a better operation level. And then analyzed the results.

Capítulo 1

Introducción

1.1 Antecedentes Generales

La energía es una fuente básica en la actividad humana, ya que es un requerimiento actual del hombre. Ella está presente en la producción de bienes y servicios que hoy en día requiere la sociedad.

Asimismo la energía es de gran aprovechamiento a nivel mundial.

La importancia de captar energías limpias como una alternativa de generación, ha hecho que países que dependen única y exclusivamente del petróleo, el carbono y el gas como principales fuentes de abastecimiento energético (como es el caso de Colombia) busquen otras formas de obtención de energía.

Según datos suministrados por el grupo de investigaciones ambientales de la UPB de Medellín [1], actualmente el 32% de energía producida mundialmente es por medio del petróleo, el 23% por carbono y 19% por gas, y tan solo el 6% corresponde a energía hídrica; igualmente la explotación de petróleo en el mundo en los últimos 50 años aumentó en 7.7 veces, el gas 11.3 veces y el carbón 2.3 veces.

El incremento del precio del petróleo afecta de una u otra forma las economías mundiales, ya que hoy en día en cualquier hogar del mundo existen diferentes productos fabricados a base de petróleo, no es sino mencionar que más de 3000 artículos de uso cotidiano provienen de este.[3]

La disponibilidad hídrica en nuestro país es de 45 cuencas, alcanza los 1260 Kilómetros cúbicos lo que corresponde a 34000 metros cúbicos por habitante al año. [3]

En Colombia existen centrales hídricas como la central hidroeléctrica de Chivor con capacidad de 1000 Mw., la central hidroeléctrica de San Carlos con

capacidad de 1240 Mw., entre otras, todas con el mismo fin de aprovechar las fuentes hídricas. [4]

La generación de energía en microcentrales hidroeléctricas posee la gran ventaja de diversificar la matriz energética nacional, lo cual se traduce en economizar los combustibles fósiles. [4]

1.2 Motivación

La importancia de aprovechar los recursos hídricos existentes al máximo es vital en la producción de energías limpias. La implementación de turbinas pelton en lugares en donde la energía eléctrica no la hay o es de difícil obtención permite mejorar el nivel de vida de la población.

Para que esta pelton alcance un rendimiento óptimo se debe garantizar un caudal y una cabeza adecuada. Este tipo de proyecto sería de gran utilidad tanto para la empresa encargada de la producción como para la o las personas que la adquieran.

Con la construcción de este modelo se puede contribuir con el nivel de vida, además ayuda a evitar el deterioro ambiental, ya que los índices de contaminación son mínimos, asimismo este modelo puede perfectamente ofrecerle iluminación a una familia campesina.

El proyecto que enmarco este trabajo de grado tiene como objetivo principal el diseñar construir y montar una turbina Pelton en el laboratorio de mecánica de fluidos, pensando siempre en extender la idea a diferentes necesidades.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar, construir una Turbina Pelton y posteriormente realizar un ensayo completo con base en los parámetros proporcionados por el libro Micro Pelton Turbines [2], para establecer una metodología de diseño de este tipo de turbinas y así fortalecer el laboratorio de máquinas hidráulicas.

1.3.2 Objetivos Específicos

- ❖ Diseñar y construir una turbina Pelton utilizando materiales que cumplan con las características y especificaciones para estos equipos con una capacidad de generación de aproximadamente 500 Watts. Resultado: Una turbina Pelton de baja potencia (500 watts) de un inyector. Indicador: La turbina se construirá siguiendo parámetros establecidos por Micro Pelton Turbines [2].

- ❖ Establecer las curvas de desempeño de la turbina Pelton, utilizando el banco de pruebas ubicado en el laboratorio de mecánica de fluidos de la UPB Bucaramanga. Resultado: Tablas y curvas de desempeño procesadas en Matlab. Indicador: Los resultados de desempeño obtenidos serán validados por comparación con otros estudios realizados por investigadores de reconocidas universidades.

Capítulo 2

Marco Teórico

2.1 Turbo máquinas hidráulicas: Turbinas

2.1.1 Definición

Las turbinas hidráulicas son equipos capaces de convertir la energía hidráulica en energía mecánica, extrayendo la energía del fluido. [8]

2.1.2 Clasificación

2.1.2.1 De acuerdo al cambio de presión en el rodete o al grado de reacción

❖ Turbinas de Acción

Son aquellas en las que el fluido de trabajo no se afecta su presión de forma importante en su paso a través del rodete

❖ Turbinas de Reacción

Son aquellas en las que el fluido de trabajo si se afecta su presión de forma importante en su paso a través del rodete.

Para determinar a que grupo pertenece una turbina es necesario calcular el grado de reacción de la misma (ver figura 2.1).

$$R = \frac{\text{Altura de presión del rodete}}{(\text{Altura de presión del rodete}) + (\text{Presión dinámica})} = \frac{\text{Altura de presión del rodete}}{\text{Altura de presión total}}$$

Figura 1 Fórmula para calcular el grado de reacción en turbo máquinas. Fuente: [8]

- ❖ Si $R = 0$ se trata de una máquina de acción.
- ❖ Si $R = 1$ se trata de una máquina de reacción pura.

- ❖ Si $R < 1$ se trata del caso habitual de las máquinas reales. Es habitual construir turbinas de vapor y turbinas de gas con un grado de reacción igual a 0,5. [8]

2.1.2.2 De acuerdo al diseño del rodete

Se debe tener en cuenta que en esta clasificación pueden variar en lo que tiene que ver con el tamaño, ángulo de los alabes o cangilones, o de otras partes de la turbo máquina distintas al rodete. Los tipos más importantes son:

- ❖ **Turbina Kaplan:** son turbinas axiales, que pueden variar el ángulo de sus paletas durante su funcionamiento. Están diseñadas para operar con saltos de agua pequeños y con grandes caudales. (Turbina de reacción)
- ❖ **Turbina Hélice:** Son exactamente iguales a las turbinas kaplan, pero estas no son capaces de variar el ángulo de sus palas.
- ❖ **Turbina Pelton:** Son turbinas de flujo *transversal*, y de admisión *parcial*. Son el resultado de la evolución de los antiguos molinos de agua, estas no cuentan con alabes o palas sino con *cucharas*. Están diseñadas para operar con saltos de agua muy grandes, pero con caudales pequeños.(Turbina de acción)
- ❖ **Turbina Francis:** Son turbinas de flujo mixto y de reacción. Algunos modelos complejos son capaces de variar el ángulo de sus alabes durante su funcionamiento. Están diseñadas para operar con saltos de agua medios y caudales medios. [8]

2.1.3 Selección de turbinas

Para la selección del tipo de turbina se debe tener en cuenta la velocidad específica (n_s), en la tabla 1 podemos encontrar las turbinas recomendadas de acuerdo a este parámetro. Para $n_s = 1200$ se utilizan turbinas Kaplan. [4]

Tipo de Turbina	$n_{s \text{ min}}$	$n_{s \text{ max}}$
Pelton con 1 inyector	5	30
Pelton con varios inyectores	30	50
Francis lenta	50	100
Francis normal	100	200
Francis rápida	200	400
Francis extrarápida y ruedas-hélice	400	700
Kaplan	500	1000

Tabla 1: Turbina recomendada para cada valor de velocidad específica. Fuente [4]

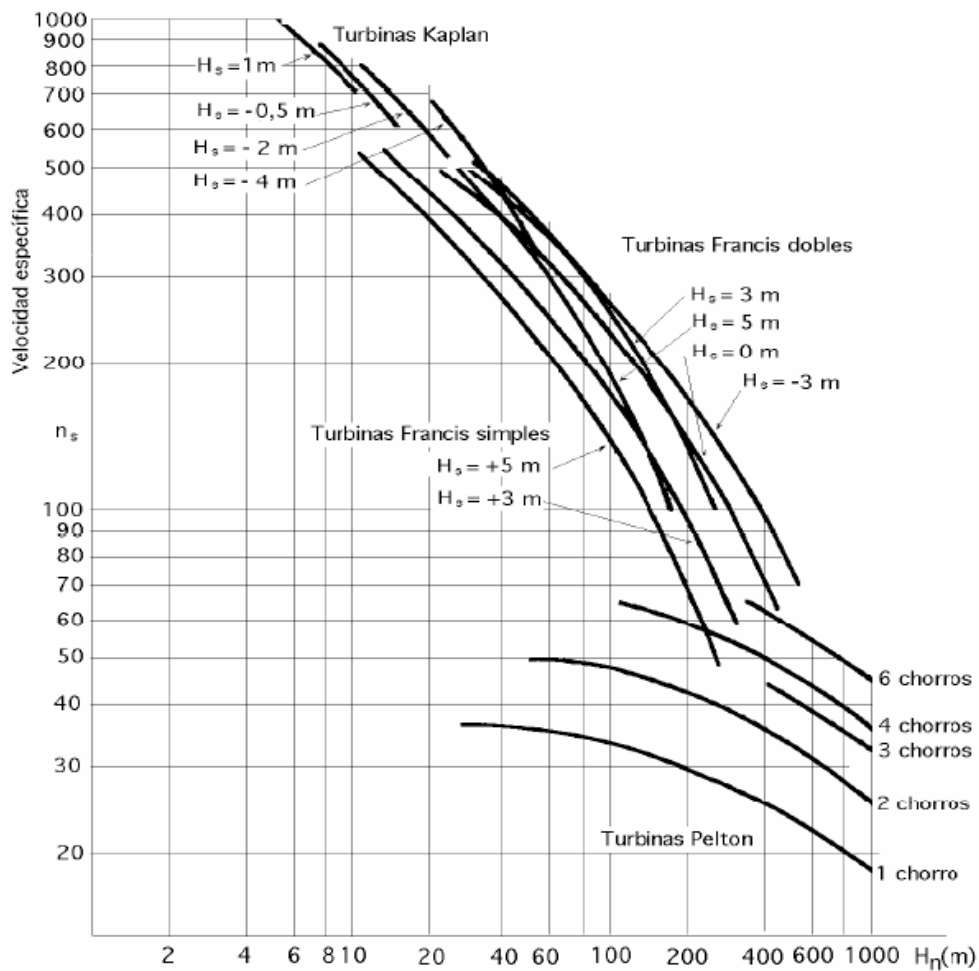


Figura 2: Gráfica para la selección del tipo de turbina en función de n_s y H_n . Fuente: [4]

2.2 Turbinas de Acción: Turbinas Pelton

Las turbinas Pelton son turbinas de chorro libre que se utilizan preferiblemente para saltos de agua con mucho desnivel, entre 40 y 1700 (m), y caudales relativamente pequeños, obteniendo rendimientos de alrededor del 90%.

2.2.1 Elementos Constructivos Básicos de una turbina Pelton

2.2.1.1 Rodete

En toda turbina hidráulica el elemento principal es el (rodete, rueda o rotor), esta pieza es muy importante ya que es la encargada de transformar la energía hidráulica del agua en: energía cinética, energía mecánica o energía de movimiento o rotacional. Está constituido de las siguientes partes (ver figura 3) [5]:



Figura 3: Detalle de un rodete Pelton. Fuente [5]

2.2.2.1.1 Rueda Motriz

Esta unida al eje en forma rígida, es acoplada a este por medio de chavetas y anclajes adecuados. Esta pieza es mecanizada adecuadamente ya que allí van ensamblados los álbes. [5]

2.2.2.1.2 Álbes

Los álbes, cucharas o palas están diseñadas para recibir la fuerza directa del chorro de agua, están construidas en forma de doble cuchara (ver figura 2.4), y

justo en la arista media donde se dividen las dos cucharas es donde pega el chorro. [5]



Figura 4: Detalle de un alabe. Fuente [5]

2.2.2.2 Distribuidor

Está formado por uno o varios elementos de inyección de agua, cada uno de estos tiene como misión dirigir el agua en forma cilíndrica y uniforme hacia el rotor. También regula el paso de agua incluso puede llegar a cortarlo por completo, esta formado por:

2.2.2.2.1 Cámara de distribución

Es la prolongación de la tubería forzada, esta acoplada a esta por una brida o unión, también se le conoce como cámara de inyectores, ya que tiene como función transportar el agua hasta el inyector.

2.2.2.2.2 Inyector

El inyector es el encargado de regular el caudal del chorro, esta formado por la tobera que es una boquilla con orificio de sección circular, instalada al final de la cámara de distribución, y tiene como función dirigir el chorro hacia el rotor de tal forma que la prolongación de la tobera forma un ángulo de 90° con los radios de este. [7]

2.2.2 Diagrama de una turbina Pelton

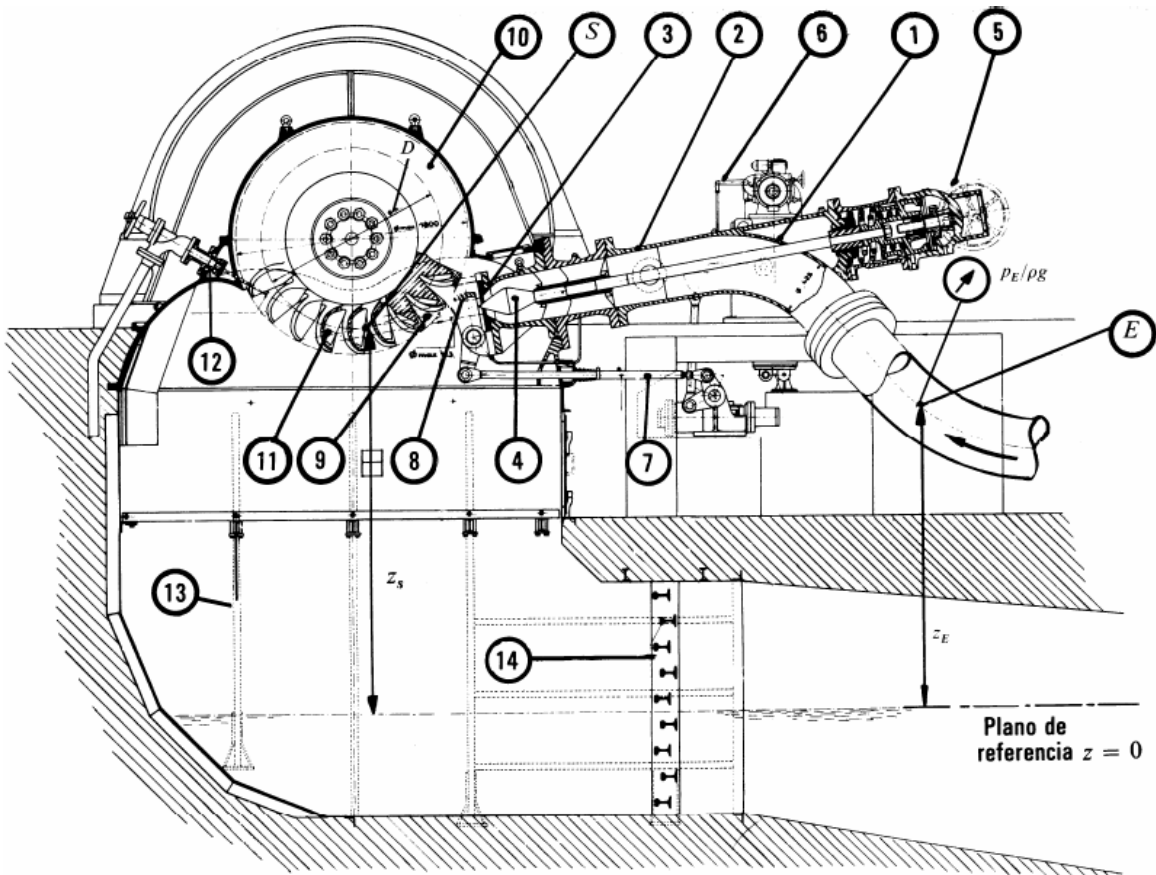


Figura 5. Turbina Pelton doble (dos rodetes) con un chorro por rodete. Fuente [7]

1. Codo de entrada
2. Inyector
3. Tobera
4. Válvula de aguja
5. Servomotor
6. Regulador
7. Mando del deflector
8. Deflector o pantalla deflectora
9. Chorro
10. Rodete
11. Alabes o cucharas
12. Freno de la turbina por chorro de agua
13. Blindaje
14. Destructor de energía. [7]

2.2.3 Ángulos de los álabes

En la Figura 6 se observan los ángulos α y β . El ángulo α es el formado entre las dos caras interiores del alabe y mide alrededor de 20° , lo ideal era que fuera de 0° pero de ser así debilitaría la arista o nervio central donde pega el chorro. Mientras que el ángulo β esta entre 8° y 12° . [7]

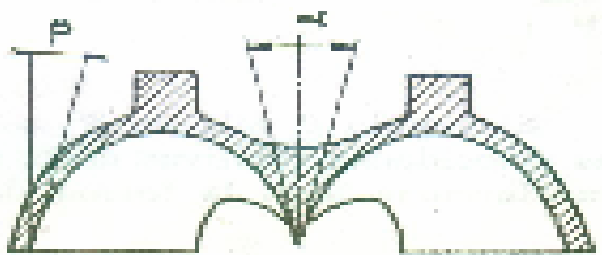


Figura 6. Detalle de los ángulos del alabe pelton. Fuente [7]

2.2.4 Clasificación de las turbinas Pelton

Las turbinas pelton por lo general se clasifican de acuerdo a la posición del eje que mueven, podemos encontrar de tipo vertical ò horizontal.

❖ Posición Horizontal

En esta posición se pueden colocar como máximo dos inyectores debido a su complicada instalación, la ventaja es la facilidad del mantenimiento de la rueda sin necesidad de desmontar la turbina (ver figura 2.8).

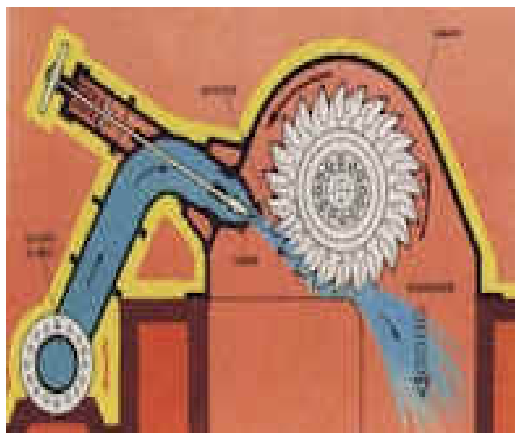


Figura 7. Turbina pelton de un chorro eje horizontal. Fuente [7]

❖ Posición Vertical

En esta posición se facilita la distribución de alimentación en un plano horizontal y con esto se puede aumentar el número de chorros sin aumentar el caudal, y así tener mayor potencia por cada inyector.

Se debe tener en cuenta que en la posición vertical, se hace más difícil y por lo tanto más caro su mantenimiento, lo cuál hace que esta posición sea más conveniente para aquellos lugares en donde se tengan aguas limpias y que no produzcan gran efecto abrasivo sobre los álabes o cucharas. [7]

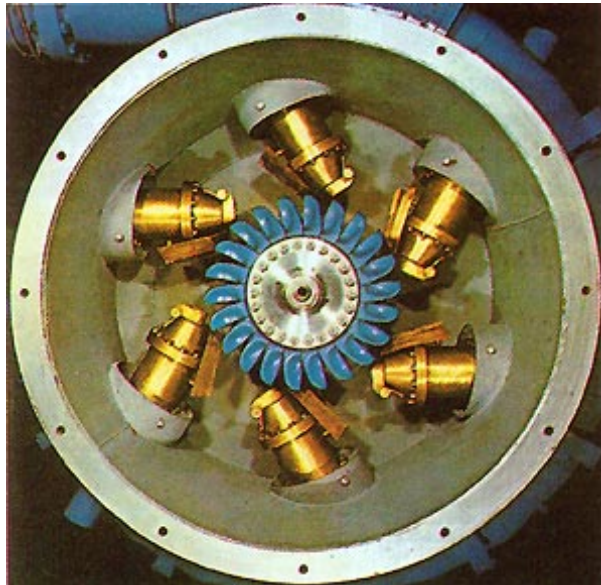


Figura 8. Posición del eje en vertical. Fuente [7]

2.2.5 Factores que pueden afectar la eficiencia en las turbinas

- a) Fricción en la carcasa
- b) fricción y turbulencia en las superficies guías
- c) Turbulencia según el agua que ingresa al rodete
- d) Fricción en la estructura del rodete.
- e) Porosidad en los álabes y mal acabado de estos [11]

2.2.6 Estudio teórico

2.2.6.1 Triángulos de velocidades

Para hacer los cálculos se asumió que el chorro pegará por completo y constantemente en la cazoleta o álabe, y que el este siempre ataca en dirección perpendicular a la arista o nervio central de ésta.

En la práctica no es así, ya que la cazoleta solo recibe el chorro completo en una parte de su arco de actividad y el ángulo de ataque no es constante

En la Figura 9 se observa una vista en corte de la cazoleta o cuchara en el plano que siempre es atacado por el fluido. La velocidad absoluta del agua a la entrada (\vec{c}_1) tiene igual dirección que la velocidad tangencial del rodete (\vec{u}), por lo cual se obtiene un triángulo de velocidades que obliga a tener un ángulo β_1 de entrada nulo, situación que en la práctica no es posible debido a que la arista o nervio central no puede tener un espesor nulo. Esto se traduce en la existencia de un choque entre el chorro y el álabe en su arista o nervio central, pero será despreciado para fines de cálculo.

A la entrada se tiene $\vec{c}_1, \vec{u}_1, \vec{w}_1$ con la misma dirección y sentido. Así,

$$\vec{c}_1 = u_1 + w_1$$

Donde \vec{c}_1 es igual a la velocidad de salida del chorro desde el inyector (C1). Por otro lado, a la salida la velocidad relativa \vec{w}_2 tiene la dirección del ángulo β_2 . Luego, la magnitud de la proyección de \vec{c}_2 en la dirección de \vec{u}_2 (c_{u2}) es:

$$c_{u2} = u_2 - w_2 \cos(\beta_2)$$

Como los puntos de entrada (1) y salida (2) del agua pertenecen a la cazoleta, se tiene que las velocidades tangenciales deben ser iguales [2]. Así,

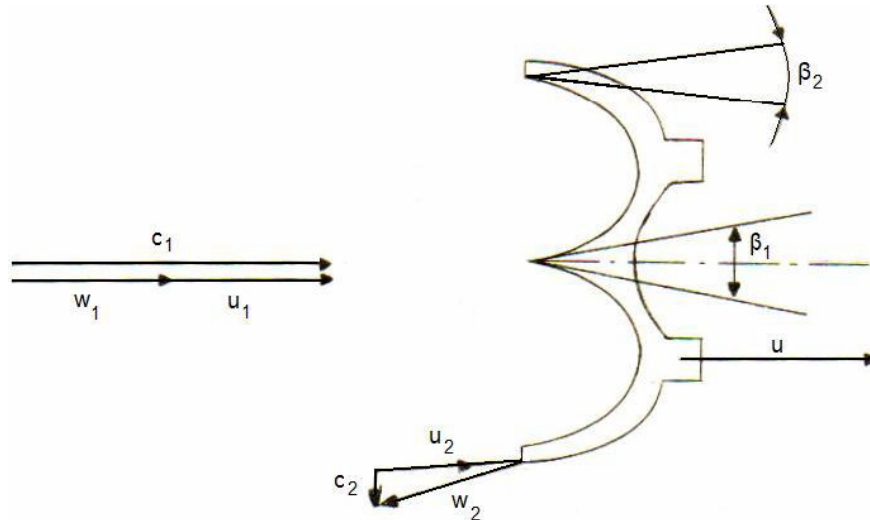


Figura 9. Corte del cazoleta o álabe atacado por el chorro de agua y triángulos de velocidades de entrada y de salida. Fuente: [8]

$$\vec{u} = \vec{u}_1 = \vec{u}_2$$

La magnitud de la proyección de \vec{c}_1 en la dirección de \vec{u}_1 (c_{u1}) es:

$$c_{u1} = u + w_1$$

2.2.6.2 Velocidad del chorro

La velocidad teórica del chorro a la salida del inyector se determina así [2]:

$$C_1 = K_c \sqrt{2g^* H_n}$$

Donde:

K_c : Coeficiente de velocidad absoluta (coeficiente de tobera)

H_n : Altura neta de la turbina

g : Aceleración de gravedad

El coeficiente K_c varía entre 0,96 y 0,98%, esto debido a la forma del inyector.

2.2.6.3 Potencia Hidráulica

La máxima potencia que se puede obtener con un salto de agua H_n y un caudal Q es:

$$P_{hid} = Q * \rho * g * H_n$$

Donde:

Q : Caudal

ρ : Densidad del agua

g : Aceleración de gravedad

H_n : Altura neta de la turbina [2]

2.2.6.4 Velocidad Específica

La velocidad específica representada normalmente por n_s , también es denominada velocidad específica absoluta o velocidad angular específica. Corresponde al número de revoluciones por minuto (r.p.m) que daría una turbina semejante a la que se desea proyectar (de igual forma pero dimensiones reducidas), la cual, instalada en un salto de 1 m. de altura, proporcionaría una potencia de 1 CV.

Se calcula como:

$$n_s = \frac{N \sqrt{P_{eje}}}{H_n^{5/4}}$$

Donde:

N : Revoluciones por minuto de la turbina (r.p.m)

P_{eje} : Potencia en el eje de la turbina [CV]

H_n : Altura neta de la turbina [2]

2.2.6.5 Diámetro del Chorro

En base a este diámetro se calculan las dimensiones de la cazoleta o alabe.

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * C_1}}$$

Donde:

Q : Caudal

C_1 : Velocidad del chorro

π : (PI) = 3,1416 [2]

2.2.6.6 Diámetro Pelton

Se define diámetro pelton al diámetro de la rueda que es tangente al centro del chorro.

$$\frac{D_p}{d} = 9 \Rightarrow D_p = 9 * d$$

Donde:

9: Valor sacado de la relación de la tabla de rodetes [].

d : Diámetro del chorro [2]

2.2.6.7 Diámetro de Puntas

Esta dimensión corresponde al diámetro de las puntas de las aristas de corte de dos cazoletas opuestas.

$$d_{puntas} = D_p + \frac{7}{3} d$$

Donde:

D_p : Diámetro pelton

d : Diámetro del chorro [2]

2.2.6.8 Diámetro por fuera del rodete

Esta medida se puede apreciar en la Figura 2.11

$$D_a = D_p + 1,2h$$

2.2.6.9 Velocidad tangencial o periférica de un punto de la rueda

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$u_1 = K_u \sqrt{2 * g * H_n}$$

Donde:

K_u : Coeficiente de velocidad tangencial

g : Aceleración de gravedad

H_n : Altura neta de la turbina [2]

2.2.6.10 Fuerza del Chorro

Para determinar la fuerza del chorro utilizamos la siguiente ecuación:

$$F_{ch} = \rho * Q (K_c \sqrt{2 * g * H_n} - u_1) (1 + K_m \cos \beta_2)$$

Donde:

ρ : Densidad del agua

Q : Caudal

K_c : Coeficiente de velocidad absoluta (coeficiente de tobera)

g : Aceleración de gravedad

H_n : Altura neta de la turbina

u_1 : Velocidad tangencial o periférica de un punto de la rueda

K_m : Coeficiente de cazoleta

β_2 : Angulo de salida del fluido [2]

2.2.6.11 Potencia Real

Para determinar la potencia real utilizamos la siguiente ecuación:

$$P = 2 * \gamma * Q * K_u * H_n (K_c - K_u) (1 + K_m * \cos \beta_2)$$

Donde:

γ : Peso específico del agua

Q : Caudal

K_u : Coeficiente de velocidad tangencial

H_n : Altura neta de la turbina

K_c : Coeficiente de velocidad absoluta (coeficiente de tobera)

K_m : Coeficiente de cazoleta

β_2 : Angulo de salida del fluido [2]

2.2.6.12 Rendimiento

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{P}{\gamma * Q * H_n}$$

Donde:

P : Potencia real

γ : Peso específico del agua

Q : Caudal

H_n : Altura neta de la turbina [2]

2.2.6.13 Caudal

Este caudal se obtiene de realizar el cociente entre la potencia de diseño, que es la potencia que quiero general y la presión de diseño que es la presión que se maneja en el banco de pruebas.

$$Q = \frac{P_{otencia}}{P_{resión}}$$

Donde:

$P_{otencia}$ = Potencia de diseño en vatios (W)

$P_{resión}$ = Presión de diseño (Pa) [2]

2.2.6.14 altura Neta

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$H_n = \frac{Potencia}{\gamma * Q}$$

Donde:

$P_{otencia}$ = Potencia de diseño en vatios (W)

γ : Peso específico del agua

Q : Caudal [2]

2.2.6.15 Número de álabes o cazoletas

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$z = \frac{D_p * \pi}{2d}$$

Donde

D_p : Diámetro pelton

π : (Pi) = 3,1416

d : Diámetro del chorro [2]

2.2.7 Dimensiones de las cazoletas o álabes

Las dimensiones de la cazoleta o álabe son proporcionales al diámetro del chorro, y en base a este se hacen los cálculos para las respectivas dimensiones. [2]

2.2.7.1 Ancho del álabe

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$b = 2,85d$$

Donde:

d : Diámetro del chorro [2]

2.2.7.2 Profundidad del álabe

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$t = 0,9d$$

Donde:

d : Diámetro del chorro [2]

2.2.7.3 Largo del álabe

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$h = 2,4d$$

Donde:

d : Diámetro del chorro [2]

2.2.7.4 Ancho en el destalonamiento

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$a = 1,2d$$

Donde:

d : Diámetro del chorro [2]

2.2.7.5 Punto de cruce de las trayectorias de los puntos exteriores de dos álabes contiguas

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$K = 0,135 * D_p$$

Donde:

D_p : Diámetro pelton [2]

2.2.7.6 Espesor del álabe o cazoleta

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$X = K - t$$

Donde

K : Punto de cruce de las trayectorias de los puntos exteriores de dos alabes contiguas

t : Profundidad de la cuchara [2]

2.2.7.7 Medidas en el plano del álabe

Se calcula con la siguiente ecuación:

$$h_1 = 0,175d$$

$$h_2 = 1,175d$$

Donde:

d : Diámetro del chorro

Nota: En la figura 2.11 se observa el plano de la cuchara o cazoleta con sus correspondientes medidas. [2]

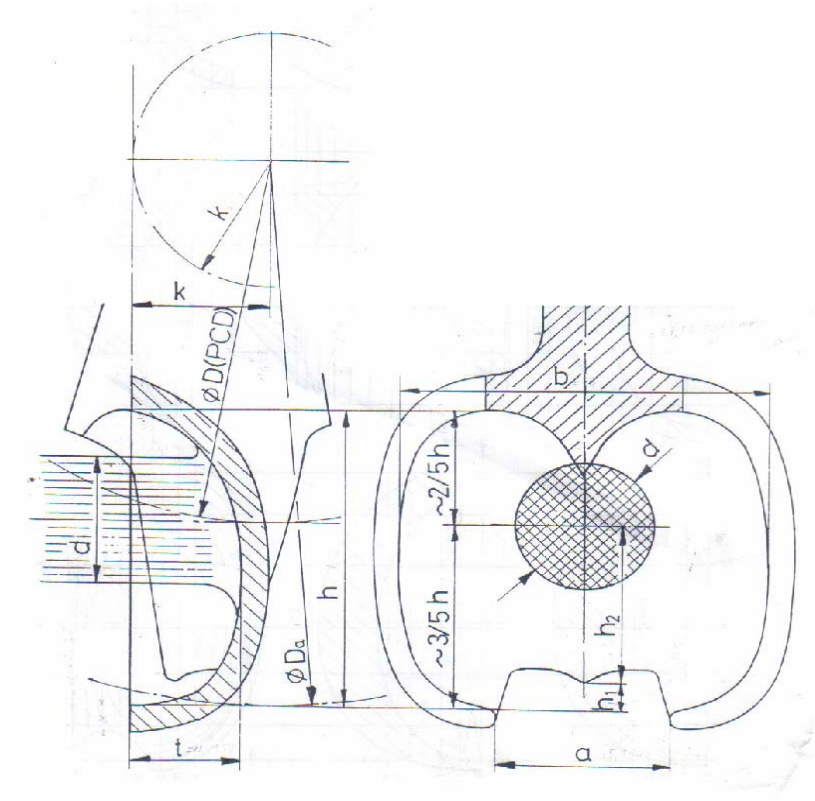


Figura 10. Plano del ábabe pelton con sus parámetros de diseño [2]

2.3 Maquinado y fundición de los álabes, cazoletas o cucharas

2.3.1 Funcionamiento de una fresadora CNC

El maquinado del ábabe se realizo en una fresadora CNC.

Una fresadora es una máquina herramienta utilizada para realizar mecanizados por arranque de viruta mediante el movimiento de una herramienta rotativa de varios filos de corte denominada fresa. En las fresadoras tradicionales, la pieza se desplaza acercando las zonas a mecanizar a la herramienta, permitiendo obtener formas diversas, desde superficies planas a otras más complejas.

Las máquinas de control numérico son máquinas automáticas de corte. Si comparamos la estructura de una máquina de corte convencional y una de control numérico, observaremos las siguientes diferencias: El sistema de medición para el control de la distancia que debe viajar el carro a lo largo de un eje consistía de una escala numérica. Esta escala se encontraba grabada en

un cilindro que al movimiento del eje giraba e indicaba la distancia recorrida. La máxima precisión que podía lograrse en un sistema de este tipo era de 0.01 mm.

En las máquinas de control numérico la escala se ha sustituido por un sistema de medición lineal que se encuentra acoplado a las guías e indica la distancia recorrida en forma analógica (variación de voltaje) basado en el principio de fotocelda. Esta celda recibe energía luminosa de una fuente acoplada al sistema. La celda y fuente luminosa tienen posiciones fijas y la guía se desplaza en forma conjunta con el carro. La guía se compone de diferentes tonos de gris que ocasionan diferentes niveles de voltaje en la salida de la celda lectora. Estos niveles de voltaje se asocian a distancias mediante un sistema de Hardware y Software acoplado a la máquina. La precisión que se logra en la colocación usando esta tecnología es del orden de 0.001 mm. [9]

2.3.2 Fundición en Arena

La fundición consiste en la producción de piezas metálicas a través del vertido de metal fundido sobre un molde hueco, por lo general hecho de arena.

Existen dos métodos diferentes por los cuales la fundición en arena se puede realizar. Se clasifica por el tipo de modelo usado; ellos son: modelo removible y modelo desechable.

- ❖ Modelo removible: la arena comprimida alrededor del modelo se extrae más tarde de esta. La cavidad producida se alimenta con metal fundido para crear la fundición.
- ❖ Modelo desechable: son hechos de poliestireno y en vez de extraer el modelo de la arena, se vaporiza cuando el metal fundido es vaciado en el molde.

Para entender el proceso de fundición, es necesario conocer como se hace un molde y que factores son importantes para producir una buena fundición.

Los principales factores son:

- ❖ Procedimiento de moldeo
- ❖ Modelo
- ❖ Arena
- ❖ Corazones
- ❖ Equipo metálico
- ❖ Metal
- ❖ Vaciado y limpieza [19]

2.4 Propiedades del Aluminio, Duraluminio y del Acero AISI 1045

2.4.1 Propiedades del aluminio

2.4.1.1 Descripción

El aluminio es un metal extraordinario por sus características: es liviano, fuerte y de larga duración, no tóxico, resistente a la corrosión, excelente conductor del calor y de electricidad, no magnetizable, de fácil manejo, excelente reflector luz, reciclable. [20]

Ligero, resistente	El aluminio es un metal muy ligero con un peso específico de 2.7 g/cm ³ un tercio el peso del acero. Su resistencia puede adaptarse a la aplicación que se desee modificando la composición de su aleación.
Muy resistente a la corrosión	El aluminio genera de forma natural una capa de óxido que lo hace muy resistente a la corrosión. Los diferentes tipos de tratamiento de revestimiento pueden mejorar aún más esta propiedad. Resulta especialmente útil para aquellos productos que requieren de protección y conservación.
Excelente conductor de la electricidad	El aluminio es un excelente conductor del calor y de electricidad y, en relación con su peso, es casi dos veces mejor que el cobre.

Buenas propiedades de reflexión	El aluminio es un buen reflector tanto de la luz como del calor. Esta característica, junto con su bajo peso, hace de él el material ideal para reflectores, por ejemplo, de la instalación de tubos fluorescente, bombillas o mantas de rescate.
Muy dúctil	El aluminio es dúctil y tiene una densidad y un punto de fusión bajos. Esta situación de fundido, puede procesarse de diferentes maneras. Su ductibilidad permite que los productos de aluminio se fabriquen en una fase muy próxima al diseño final del producto.
Completamente impermeable e inocuo	La lámina de aluminio, incluso cuando se lamina a un grosor de 0.007 mm. Sigue siendo completamente impermeable y no permite que las sustancias pierdan ni el más mínimo aroma o sabor. Además, el metal no es tóxico, ni desprende olor o sabor.
Totalmente reciclable	El aluminio es cien por cien reciclable sin pérdida de sus cualidades. El refundido del aluminio necesita poca energía. El proceso de reciclado requiere sólo un 5% de la energía necesaria para producir el metal primario inicial.

2.4.1.2 Propiedades Físicas

Densidad a 20°C (g /cm ³)	2.70
Punto de Ebullición (°C)	2467
Punto de Fusión (°C)	660.4

2.4.1.3 Propiedades Mecánicas

Estado del Material	Blando	Duro	Policristalino
Dureza - Vickers	21	35-48	
Límite Elástico (MPa)	10-35	110-170	
Módulo Volumétrico (GPa)			75.2
Módulo de Tracción (GPa)			70.6
Relación de Poisson			0.345
Resistencia a la Tracción (MPa)	0-90	130-195	

2.4.1.4 Propiedades Térmicas

Calor Específico a 25°C (J/ K Kg)	900
Calor Latente de Evaporación (J/g)	10800
Calor Latente de Fusión (J/g)	388
Coefficiente de Expansión Térmica a 0-100°C ($\times 10^{-6}$ K ⁻¹)	23.5
Conductividad Térmica a 0-100°C (W/mK)	237

2.4.2 Propiedades del Acero AISI 1045

2.4.2.1 Descripción

Es un acero utilizado cuando la resistencia y dureza son necesarias en condición de suministro. Este acero medio carbono puede ser forjado con

martillo. Responde al tratamiento térmico y al endurecimiento por llama o inducción, pero no es recomendado para cementación o cianurado. Cuando se hacen prácticas de soldadura adecuadas, presenta soldabilidad adecuada.

Por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de maquinaria. [20]

2.4.2.2 Propiedades mecánicas:

Dureza 163 HB (84 HRb)

Esfuerzo de fluencia 310 MPa (45000 PSI)

Esfuerzo máximo 565 MPa (81900 PSI)

Elongación 16% (en 50 mm)

Reducción de área (40%)

Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

Maquinabilidad 57% (AISI 1212 = 100%)

2.4.2.3 Propiedades físicas

Densidad 7.87 g/cm.³ (0.284 lb. /ln³)

2.4.2.4 Propiedades químicas

0.43 – 0.50 % C

0.60 – 0.90 % Mn

0.04 % P máx

0.05 % S máx

2.4.2.5 Usos

Este tipo de acero se utiliza para piñones, cuñas, ejes, tornillos, partes de maquinaria, herramientas agrícolas y remaches.

2.4.2.6 Tratamientos térmicos

Se da normalizado a 900°C y recocido a 790°C

2.4.3 Propiedades del Duraluminio

2.4.3.1 Descripción

El duraluminio es un metal plateado muy ligero. Presentan una elevada resistencia mecánica a temperatura ambiente, sin embargo, su resistencia a la corrosión, soldabilidad y aptitud para el anodizado son bajas. Se emplean en la industria aeronáutica y de automoción. [20]

2.4.3.2 Propiedades Físicas

Su masa atómica es 26,9815; tiene un punto de fusión aleado de 660 °C, un punto de ebullición de 2467 °C y una densidad relativa de 2,7. [20]

2.4.3.3 Composición Química

Los duraluminios son un conjunto de aleaciones de forja de aluminio, cobre (0,45%-1,5%) y magnesio (0,45%-1,5%) así como manganeso (0,6%-0,8%) y silicio (0,5%-0,8%) como elementos secundarios. Pertenecen a la familia de las aleaciones aluminio-cobre. [20]

2.5 Monitoreo y diagnóstico de Vibración

El monitoreo y el diagnóstico de daños de fallas de las máquinas hidroeléctricas mediante la medición y análisis de las vibraciones ha sido fundamental para la implementación de sistemas de mantenimiento predictivo, eso para optimizar la disponibilidad de las máquinas a un costo mínimo. No obstante, el análisis del comportamiento vibratorio de las máquinas hidráulicas puede ser una tarea muy compleja debido a los diferentes tipos de excitaciones que dan lugar en estos sistemas y en sus circuitos hidráulicos. Tales excitaciones son inducidas por daños de origen hidráulico, mecánico y eléctrico. Asimismo, las máquinas tienen diferentes comportamientos dependiendo de su tipo, instalación y condiciones de operación. [21]

2.5.1 Daños causados en la turbina producto de la vibración

La vibración puede causar en la turbina desbalanceo, desalineación, desgaste de cojinetes, cavitación, torcedura de ejes, desgaste de engranajes, partes sueltas, defectos eléctricos, falla en rodamientos, deterioro de soportes, fuerzas en tuberías, distorsión térmica y desgaste en carcazas, entre otras. [21]

2.5.2 Ventajas del análisis de vibraciones

- ❖ Reducción de los costos de mantenimiento correctivo.
- ❖ Reducción en inventarios en cuanto a repuestos.
- ❖ Reducción de tiempos extras para el área de mantenimiento.
- ❖ Mayor calidad en las reparaciones.
- ❖ Mejores condiciones de seguridad.
- ❖ Reducción de tiempos muertos inesperados.
- ❖ Extensión de la vida útil del equipo.
- ❖ Puede incrementar la velocidad de la producción y producir a buen tiempo las órdenes de producción.
- ❖ Reduce la pérdida de materia prima.
- ❖ Aumenta la probabilidad de calidad en los productos.
- ❖ La reducción de costos de mantenimiento pueden aumentar las ganancias de la empresa o la posibilidad de inversión. [21]

2.6 Fatiga

La fatiga es un fenómeno complejo. Esencialmente consiste en la propagación de grietas en una micro escala al principio y, luego, muy rápida a medida que las grietas por fatiga alcanza una longitud crítica. La fatiga representa una preocupación en cualquier lugar en el que estén presentes los esfuerzos críticos.

Las grietas por fatiga comienzan en varios sitios simultáneamente y se propagan cuando un efecto domina y crece más rápidamente que los otros. La

vida total de un componente o estructura representa el tiempo que le toma a una grieta para comenzar, más el tiempo que necesita para propagarse por la sección transversal.

Se deben tener en cuenta factores que afectan de manera directa la resistencia a la fatiga como son:

- ❖ **Concentración de esfuerzos:** La resistencia a la fatiga se reduce de forma muy importante por la presencia de puntos con concentración de esfuerzos tales como muescas, orificios, hendiduras o cambios bruscos en la sección transversal.
- ❖ **Aspereza superficial:** Entre más liso sea el acabado superficial, mayor será la resistencia a la fatiga. Una superficie áspera genera concentración de esfuerzos que facilitan la formación de fisuras por fatiga.
- ❖ **Estado de la superficie:** Los diferentes tratamientos de endurecimiento de la superficie, incrementen la vida a la fatiga. Mientras que cuando se ablanda el material por el ejemplo a través de la descarburización disminuye la vida a la fatiga.
- ❖ **Medio Ambiente:** Si se encuentra presente un ambiente corrosivo durante la aplicación de ciclos de fatiga a un metal, el ataque químico acelera de manera muy importante la velocidad a la cual se propaga la fisura por fatiga. La combinación del ataque corrosivo y los esfuerzos cíclicos en un metal se conoce como corrosión-fatiga. [12]

2.7 Chumaceras

Las chumaceras sirven para apoyar ejes y cargas radiales con una pérdida de potencia y desgaste mínimos. Las chumaceras se representan por un manguito cilíndrico simple (buje) envuelto alrededor de un muñón (eje), pero pueden adoptar una variedad de formas. [11]

El rodamiento se seleccionó de acuerdo al diámetro del eje..

Capítulo 3

Metodología

Para la construcción de la turbina se recopiló diferente información bibliográfica, de cada uno de los procesos, cálculos y demás pautas para obtener resultados acordes a lo planeado.

A continuación se enumeran los pasos que debemos seguir si se desea fabricar este tipo de turbinas:

1. Se debe determinar el caudal que se dispone.
2. Determinar la diferencia de presión existente con la cual operará la turbina.
3. Calcular el valor aproximado de la potencia que se generará, una vez conocidos el caudal y la presión.

$$P_{otencia} = Q * P_{resión}$$

4. Conociendo el valor de la potencia se determina la altura neta de operación de la turbina aplicando la siguiente ecuación:

$$H_n = \frac{Potencia}{\gamma * Q}$$

5. Con base en el caudal se calcula el diámetro del chorro.

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * C_1}}$$

6. Para determinar el número de inyectores es necesario conocer la velocidad específica, y en base a este resultado se hace la selección (ver Tabla 1 y figura 2).

$$n_s = \frac{N\sqrt{P_{eje}}}{H_n^{5/4}}$$

Nota: En el Anexo A, desde el numeral A.8 hasta el A.16 se puede apreciar como se determinan cada una de las medidas del álabe y del rodete de la turbina pelton. Una vez calculadas las dimensiones se recomienda hacer la pieza en una herramienta de CAD, para posteriormente generar los planos.

7. Para calcular el número de álabes se aplica la siguiente ecuación.

$$z = \frac{D_p * \pi}{2d}$$

La cantidad de álabes debe ir distribuida en el rodete uniformemente. El ensamble de los álabes al disco se puede realizar de las siguientes formas:

- Estos pueden estar fundidos al disco conformando una sola pieza, esta opción se toma cuando existe una gran velocidad específica, con este proceso de fabricación se logra mayor rigidez, solidez, uniformidad y además un montaje rápido.
- También existe la posibilidad de que estos estén sujetos por medio de pasadores o tornillos, facilitando la construcción y mantenimiento.

8. Para determinar el diámetro del eje se deben tener en cuenta la fuerza del chorro y como afecta ésta al eje. En el anexo A numeral A.24, se aprecia como se verifica si el diámetro del eje cumple o no con el seleccionado.

3.1 Diseño y construcción de la turbina Pelton

3.1.1 Álabe Pelton

Para el diseño del álabe nos basamos en el libro Micro turbinas Pelton [2]. Con base a este texto se calcularon cada una de las medidas de la cuchara, cazoleta o álabe (Ver anexo A6). Teniendo las medidas se procedió a plasmar el diseño isométrico de la cuchara en Solid Words para posteriormente generar los planos de la misma.

Con base en los planos se procedió a cotizar en diferentes empresas la elaboración del modelo del álabe que nos sirviera para fundir las demás cazoletas. Este se mecanizó en una fresadora CNC de la empresa PLADESAN Ltda., ubicada en la carrera 15 N° 3-34 en la ciudad de Bucaramanga. El álabe o cazoleta se fabricó en una fresadora CNC, ya que ésta me garantiza una velocidad de corte menor que en un torno CNC, y por las características de la pieza se optó por este tipo de máquina. Este modelo fue elaborado en dura aluminio, ya que este tipo de material garantiza una fundición más favorable, y nos permite obtener mejores acabados, teniendo en cuenta que la cazoleta es de pequeñas dimensiones.

Teniendo el modelo del álabe ya mecanizado se procedió a fundirlo en el taller Fundiciones LARIN, ubicado en la Calle 16 N°13-18 en la ciudad de Bucaramanga, este tipo de fundición se llevó a cabo en arena debido a que es el más económico, y además confiable.

El material de la fundición fue aluminio, debido a que este material es más económico, soporta la oxidación, y al mismo tiempo resiste la corrosión de manera eficaz debido a que en su superficie se crea una capa de alúmina de forma espontánea que protege la pieza contra este fenómeno. El permanente contacto de los álabes con el agua determinó que el aluminio fuera el material elegido. Otros factores a que se ven enfrentados los álabes es la cavitación y la erosión, y este material por sus propiedades de dureza y resiliencia los puede controlar.

Otra de las razones por las cuales se optó por el aluminio es su ligereza ya que la densidad del aluminio (2,70 g/cm.) es realmente baja comparada con la del hierro (7,90 g/cm.); esto hace que el chorro impulse la turbina con mayor facilidad.

Otro factor a la hora de la elección del materia fue su resistencia, ya que soporta de manera fácil y eficaz la permanente fuerza o golpe del chorro sobre el álabe sin causar ningún tipo de daño sobre este (Ver pagina 23, numeral 2.4); vale la pena mencionar que la fuerza del chorro es muy pequeña es decir aproximadamente de 50 Newton. (Ver Anexo A, Memorias de calculo)

Posterior a la fundición, se procedió a mejorar el acabado de los álabes a través del proceso de Sand Blasting en la empresa ELECTRO PINTURAS, ubicada en la Calle 22 N°18-39 en la ciudad de Bucaramanga, ya que en el proceso de fundición la pieza no alcanza los acabados requeridos. Luego se realizó un proceso de pulido en el taller de la UPB Bucaramanga, esto con el fin de garantizar que la salida de agua del álabe tenga una velocidad muy aproximada a cero, y asimismo darle una mejor presentación a la cazoleta o álabe.

Finalmente los álabes fueron maquinados en el taller TORNO PARTES, ubicado en la calle 20 N°13-30 en la ciudad de Bucaramanga, en donde se le hicieron los agujeros en una fresadora convencional, para luego ensamblarlos al rodete.

3.1.2 Rodete Pelton

Para el diseño del rodete nos basamos en el libro Micro turbinas Pelton [2]. Con base en este texto se calcularon cada una de las medidas de los diámetros (Ver anexo A7) para posteriormente realizar la pieza isométrica del rodete en Solid Words y generar los planos. Con los planos se procedió a fabricar el rodete en el taller TORNO PARTES, ubicado en la Calle 20 N°13-30 en la ciudad de Bucaramanga.

El material con el que se elaboró el rodete es aluminio, ya que al igual que los álabes, este estará en permanente contacto con el agua, y lo que se quiere evitar es que la corrosión y la oxidación ataquen de manera directa y genere daños a corto tiempo.

A la hora del diseño del rodete se tuvo en cuenta que en él irían ensamblados los álabes; se pensaron dos formas diferentes, la primera que los álabes irían soldados al rodete, lo que se garantizaría mayor rigidez, y la segunda opción y como se construyó era la unión de los álabes al rodete a través de tornillos. El principal motivo por el cual se optó por el ensamble a través de tornillos era su fácil mantenimiento en caso de falla en algún álabe o en el propio rodete. Además otro motivo menos relevante es que la turbina se utilizará para pruebas de laboratorio, lo que facilitaría en cualquier momento una interacción mucho mayor de los estudiantes con ésta.

El maquinado del rodete se realizó en un torno convencional, mientras que los agujeros en los cuales se ensamblan los alabes se maquinaron en una fresadora convencional. Asimismo a cada uno de los agujeros del rodote se le hicieron rosca a través del proceso de machueleado, esto con el fin de darle una mayor seguridad al ensamble de los álabes.

3.1.3 Carcasa

Se tomo como modelo la carcasa de la turbina del laboratorio de mecánica de fluidos de la UPB Bucaramanga y se fundieron las dos tapas que la conforman, esto con el fin de facilitar el ensamble de nuestra turbina al banco de pruebas. De acuerdo a las dimensiones de ésta se verificó que el núcleo que conforma nuestra turbina es decir eje, álabes, rodete, inyectoras, chumaceras, sellos mecánicos y tornillería, encajara en la carcasa. La fundición de esta se realizó en el taller Fundiciones LARIN, ubicado en la Calle 16 N°13-18 en la ciudad de Bucaramanga. El material de fundición fue aluminio ya que la carcasa estará al igual que el rodete y las cucharas expuesta al permanente contacto con el agua.

3.1.4 Inyectores

Para la fabricación de los inyectores se tuvo en cuenta la instalación en el laboratorio de mecánica de fluidos de la UPB Bucaramanga, ya que se necesitaba conocer tanto el diámetro de la tubería al que van ensamblados los inyectores como las características de la roscas. Otro factor a mirar es el diámetro de acople de los inyectores a la carcasa de tal forma que el maquinado de estos estuviera acorde a las medidas de esta.

Igualmente se tuvieron en cuenta los inyectores de la turbina ya existentes en el laboratorio, y con base en estos se hizo un rediseño en donde se modificó el orificio por donde sale el chorro con base en los parámetros de diseño de nuestra turbina (Ver anexo A5).

Del rediseño se determinó que la turbina del laboratorio presenta graves problemas en los inyectores, ya que estos ya cumplieron su ciclo de vida y fallaron por erosión. Otro problema se presentó en su delgada pared, ya que su espesor no era suficiente para la presión que se manejaba dentro de estos.

De acuerdo a estos problemas se decidió aumentar el espesor de pared para garantizar un mejor funcionamiento. (Ver Anexo A, numeral A.27)

3.1.5 Eje

En base a la instalación que se encuentra en el laboratorio de mecánica de fluidos de la UPB Bucaramanga, se optó por fabricar el eje de acuerdo a la polea que le transmite al generador, esto por facilidad de ensamble y disminuir costos. Luego se realizó la pieza isométrica del eje en Solid Words y posteriormente se generaron los planos, y con base en estos se fabricó el eje de acero 1045, este tipo de acero se utiliza mucho en la fabricación de ejes y por sus propiedades soporta con facilidad las cargas a las que va a ser sometido, al mismo tiempo se verificó que el diámetro cumpliera con la función que realiza. (Ver anexo A10)

3.2 Ensamble de la turbina Pelton antes de instalarla en el banco de pruebas

Una vez fabricados y comprados cada uno de los elementos de la turbina se procedió a realizar en ensamble en el taller de la UPB Bucaramanga, de la siguiente manera:

1. Se ensamblaron los álabes al rodete a través de dos tornillos Bristol con arandela y tuerca por álabe. Antes de esto se calibró cada uno de los álabes de tal forma que todos tuvieran un mismo peso y de esta forma evitar que se produjera desbalanceo.
2. Se instalaron los sellos mecánicos en la parte interior de la carcasa, luego se ubicaron las chumaceras en la parte exterior de la carcasa.
3. Se ensambló el eje al rodete a través de dos prisioneros y cuña, igualmente acoplados al eje van: los dos sellos mecánicos, las dos chumaceras, y la polea que transmite la potencia al generador.
4. Se centró el rodete junto con las cucharas de tal forma que el chorro pegara lo más cerca posible al nervio central o arista de los alabes a 90°, para garantizar esto, se tomó en cuenta los inyectores y su diámetro.
5. Se verificó el funcionamiento del núcleo interno de la turbina (sellos mecánicos y rodete) de forma manual.
6. Se instalaron los dos inyectores de acuerdo de acuerdo al paso 4.
7. Se dio un ajuste adecuado a la tornillería que sostiene cada una de las partes que conforman la turbina pelton: álabes, rodete, chumaceras, carcasa.
8. Se puso a girar de forma manual la turbina, verificando el correcto ensamble de sus partes.

3.3 Ensamble de la turbina al banco de pruebas

Teniendo la turbina armada se procedió a ensamblarla en el laboratorio de mecánica de fluidos de la UPB Bucaramanga, de la siguiente manera:

1. Se ensambló la turbina al banco de pruebas del laboratorio, además se incorporó en el banco una mesa en donde se montó tanto la turbina como el generador.
2. Una vez montada la turbina al banco de pruebas se procedió a conectar cada uno de los inyectores a la parte hidráulica del sistema.
3. Se acopló al eje de la turbina a la polea encargada de transmitir la potencia al generador.
4. Se selló la turbina con silicona roja para evitar que se produjeran fugas del fluido, y de esta forma obtener mejores resultados de operación de la Turbina Pelton.
5. Se realizaron puestas en marcha para verificar el correcto funcionamiento de la turbina

3.4 Turbina montada en el banco de pruebas de la UPB Bucaramanga

En la Figura 3.1 se muestra la turbina en el banco de pruebas.

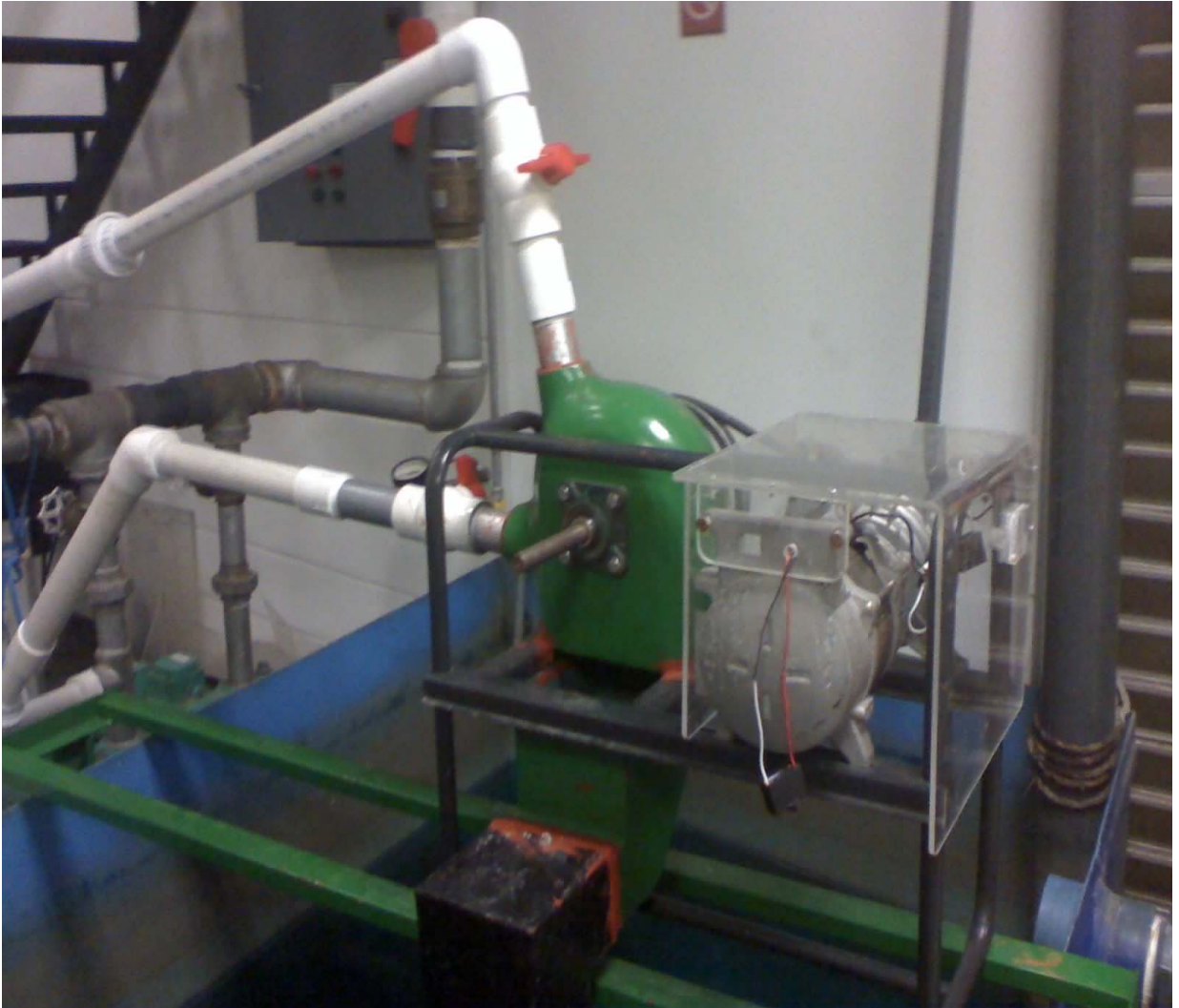


Figura 11. Turbina montada en el banco de pruebas del laboratorio de Mecánica de Fluidos

3.5 Realización de las pruebas

Para obtener resultados acordes a los esperados se diseñaron las pruebas de tal forma que el error de las medidas fuera el menor posible.

Se diseñaron las tablas en base a las medidas que se necesitaban obtener. Se estimó el número de mediciones adecuado para cada medida.

Además se tomaron las medidas variando el caudal del sistema en base a la apertura de la llave, para esto se determinó el número de grados que la llave gira ($N^\circ \text{ grados} = 2222^\circ$) y este valor se dividió en cinco (5).

Medidas que se obtuvieron en las pruebas:

- ❖ Caudal de salida de la turbina: Para calcular el caudal de salida de la turbina, se aforo. Este método consiste en tener el volumen de un recipiente y determinar el tiempo de llenado de este, para obtener el caudal. El número de mediciones de tiempo de llenado para cada apertura de la llave fue de cuatro (4) veces, y con base en el promedio de estas medidas se obtuvieron los cinco (5) caudales para las cinco (5) aperturas de la llave.
- ❖ Caudal en cada una de las tuberías de los inyectores: Se utilizó un recipiente lo suficientemente grande, de tal forma que para un tiempo establecido se calculaba el volumen. Y la división entre el volumen y el tiempo nos entrega el caudal para cada tubería. El número de mediciones del volumen para cada apertura de la llave fue de tres (3) veces para cada inyector.
- ❖ Caudal en la salida de la llave del sistema: Para realizar este cálculo se desconectó la parte hidráulica, es decir tuberías de PVC y se conectó un acople también en PVC de tal forma que se pudiera medir con facilidad el caudal evitando que el agua tuviera un recorrido por las tuberías y

disminuyera la presión producto de las pérdidas. El número de mediciones fue de tres (3) veces por cada apertura de de la llave.

- ❖ Potencia indicada en el tablero de carga: La potencia calculada es el producto del voltaje por el amperaje entregado en el tablero de carga. Este valor se calculó encendiendo los bombillos de dos en dos hasta llegar a catorce bombillos y partiendo desde 0 bombillos (el tablero tiene 15 bombillos de 25 W), es decir se calculó la potencia por cada apertura de la llave en 8 oportunidades.
- ❖ Medida de las r.p.m: Esta medida se obtuvo por medio de un tacómetro de contacto. Este valor se calculó encendiendo los bombillos de dos en dos hasta llegar a catorce bombillos y partiendo desde 0 bombillos, (el tablero tiene 15 bombillos de 25 W). Es decir para cada apertura de la llave se obtenían cuatro (4) mediciones de r.p.m por cada intervalo de bombillos encendidos. Al calcular el promedio de las (4) mediciones, finalmente obtengo al igual que en la potencia 8 datos de r.p.m por cada una de las cinco (5) aperturas de la llave.
- ❖ Alturas en base al ensamble de la Pelton: La distancias de las alturas se midieron con base en la norma presentada en el Anexo C. Esta norma nos permite calcular un H_n , con el fin de obtener mejores resultados y disminuir el error.
- ❖ Medida de la potencia de salida en el eje: Esta medida se realizó con el fin de calcular la verdadera eficiencia de la turbina, ya que el generador no se encuentra funcionando en un 100 %. Para esta medida se le aplicó una carga determinada y se calculó la velocidad con la que el eje sube este peso.

Capítulo 4

Resultados y Análisis

En la Figura 4.1 se observa el plano hidráulico del sistema y en este podemos observar donde se realizaron cada una de las mediciones de caudal.

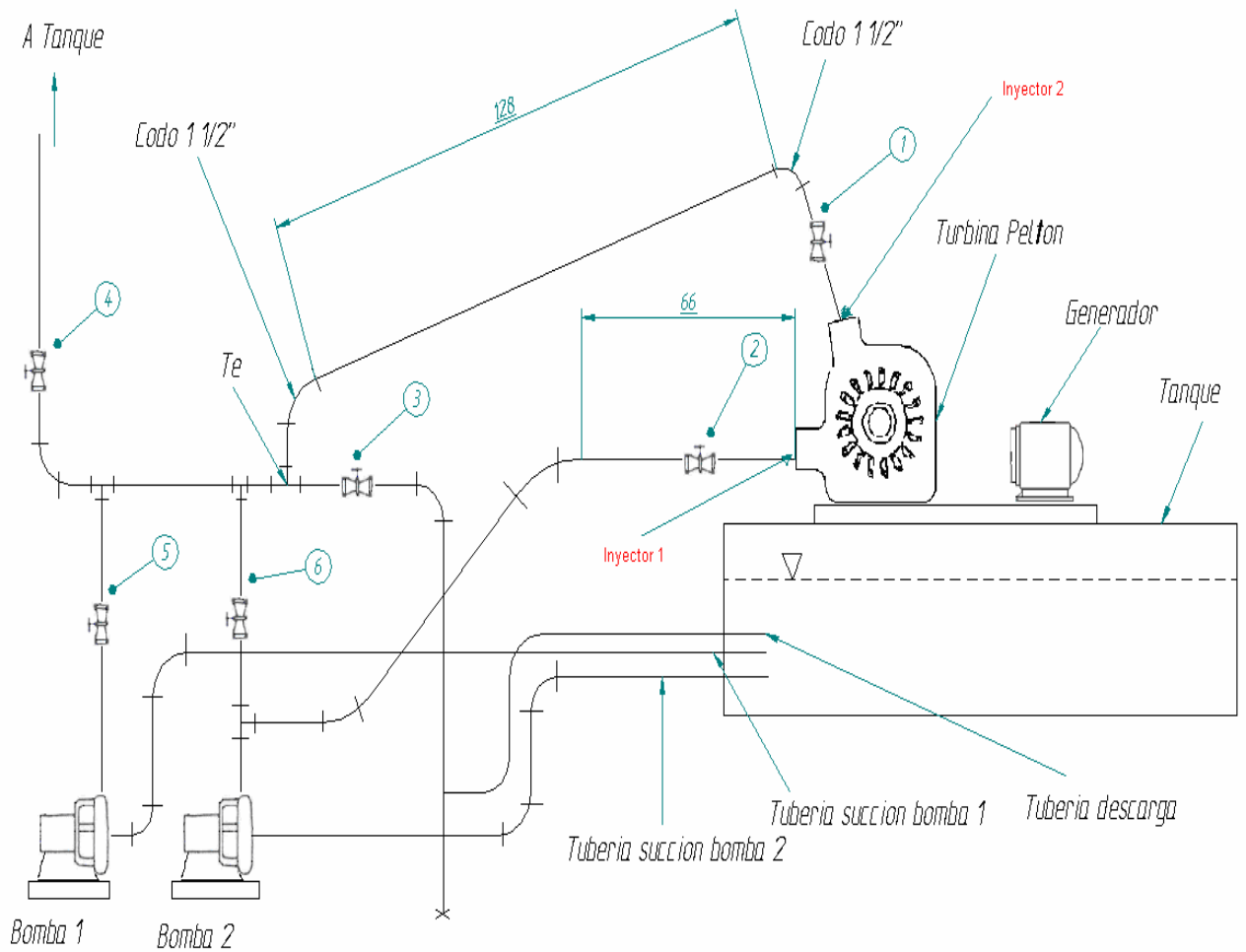


Figura 12. Circuito hidráulico del banco de pruebas del laboratorio de Mecánica de Fluidos

4.1 Pruebas de caudal contra velocidad de Giro

En esta prueba se procederá a analizar el comportamiento de la turbina para las siguientes aperturas de la válvula.

X= 1 (llave totalmente abierta)

X= 0,75

X= 0,5

X= 0,25

X= 0 (llave totalmente cerrada)

En esta gráfica se analizará el comportamiento que posee la turbina con la velocidad de giro al aumento de caudal y carga.

4.1.1 Tablas de la velocidad de giro para cada apertura de la llave

Para X=1								
	0	2	4	6	8	10	12	14
	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos
RPM	459,2	395	321,4	282,2	256,5	238,1	212	176,3
RPM	460,1	395,6	321	282	257,8	236	211,6	177,1
RPM	458,3	394,8	318,5	278,9	255,9	238,1	208,2	177,7
RPM	453,3	393,4	318	279,7	255,1	236,6	209,1	175
RPM Prom.	457,725	394,7	319,725	280,7	256,325	237,2	210,225	176,525

Tabla 2. Tabla de resultados de la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=1

Para X=0,75								
	0	2	4	6	8	10	12	14
	Bombillo	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos
RPM	472,5	406,8	355,1	310	272	247,8	220,7	186,1
RPM	472,2	404	357,6	308,7	272,7	253,4	222,8	186,9
RPM	472,3	405,2	355,5	305,5	271,9	249,7	219,3	181,5
RPM	471,4	405	356,1	309,2	273,1	253,6	219,2	183,6
RPM Prom.	472,1	405,25	356,075	308,35	272,425	251,125	220,5	184,525

Tabla 3. Tabla de resultados de la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0,75

Para X=0,5								
	0	2	4	6	8	10	12	14
	Bombillo	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos
RPM	480,1	419,6	365,1	315,1	278,5	255,7	225,2	195
RPM	480,4	419,6	364,2	314,4	278,2	255,2	226,8	192,8
RPM	477	418,8	366,3	316,5	278,5	256,1	225,4	192,7
RPM	480,6	417	365,5	316,7	279,2	256,2	226,1	192,5
RPM Prom.	479,525	418,75	365,275	315,675	278,6	255,8	225,875	193,25

Tabla 4. Tabla de resultados de la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0,5

Para X=0,25								
	0	2	4	6	8	10	12	14
	Bombillo	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos
RPM	776	707,9	641,5	608	557,5	524,3	484	447
RPM	775,6	704,7	641,9	603,4	557,4	522	487,4	446,6
RPM	772,9	704,9	642,7	601,5	559,5	522,9	485,2	446,7
RPM	771,9	702,6	642,5	601,2	559	522,2	483,7	446,3
RPM Prom.	774,1	705,025	642,15	603,525	558,35	522,85	485,075	446,65

Tabla 5. Tabla de resultados de la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0,25

Para X=0								
	0	2	4	6	8	10	12	14
	Bombillo	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos
RPM	1366	1308	1252	1193	1134	1098	1056	1011
RPM	1370	1313	1251	1194	1137	1094	1057	1014
RPM	1370	1310	1247	1195	1140	1094	1057	1011
RPM	1372	1311	1252	1194	1138	1097	1057	1014
RPM Prom.	1369,5	1310,5	1250,5	1194	1137,25	1095,75	1056,75	1012,5

Tabla 6. Tabla de resultados de la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0

4.1.2 Gráfica de Caudal vs. Velocidad de giro

Analizando se obtiene:

1. A medida que se le da cierre a la llave el caudal aumentara y la velocidad de giro hará lo mismo, siendo estas dos variables directamente proporcionales.
2. Al observar el comportamiento de cada grafica para un cierre específico de la válvula, obtenemos que a medida que se le aumente la carga, el caudal permanece constante pero la velocidad de giro disminuye.
3. El caudal es independiente de la carga aplicada y la velocidad de giro para cada apertura de la llave.

En esta gráfica se compara la relación que existe entre la potencia y la velocidad de giro, esta última variable es muy importante para nuestro cálculo, teniendo en cuenta que la relación es directamente proporcional a la generación de energía (a mayor velocidad de giro, mayor potencia que se genera); pero debemos tener en cuenta los siguientes análisis.

4.2.1 Tablas de la velocidad de giro y potencia para cada apertura de la llave

Para X=1								
	0 Bombillo	2 Bombillos	4 Bombillos	6 Bombillos	8 Bombillos	10 Bombillos	12 Bombillos	14 Bombillos
pot (W)	3,12	3,4	6	7,7	8,8	9,6	10,8	9,8
RPM	459,2	395	321,4	282,2	256,5	238,1	212	176,3
	460,1	395,6	321	282	257,8	236	211,6	177,1
	458,3	394,8	318,5	278,9	255,9	238,1	208,2	177,7
	453,3	393,4	318	279,7	255,1	236,6	209,1	175
RPM Prom.	457,725	394,7	319,725	280,7	256,325	237,2	210,225	176,525

Tabla 7. Tabla de resultados de la potencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=1

Para X=0,75								
	0 Bombillo	2 Bombillos	4 Bombillos	6 Bombillos	8 Bombillos	10 Bombillos	12 Bombillos	14 Bombillos
Pot (W)	3,1	3,3	5,8	7,8	8,4	10	11,9	11,4
RPM	472,5	406,8	355,1	310	272	247,8	220,7	186,1
	472,2	404	357,6	308,7	272,7	253,4	222,8	186,9
	472,3	405,2	355,5	305,5	271,9	249,7	219,3	181,5
	471,4	405	356,1	309,2	273,1	253,6	219,2	183,6
RPM Prom.	472,1	405,25	356,075	308,35	272,425	251,125	220,5	184,525

Tabla 8. Tabla de resultados de la potencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0.75

Para X=0,5								
	0 Bombillo	2 Bombillos	4 Bombillos	6 Bombillos	8 Bombillos	10 Bombillos	12 Bombillos	14 Bombillos
Pot (W)	3,2	3,7	4,2	6,9	8,8	10	11,4	12,8
RPM	480,1	419,6	365,1	315,1	278,5	255,7	225,2	195
	480,4	419,6	364,2	314,4	278,2	255,2	226,8	192,8
	477	418,8	366,3	316,5	278,5	256,1	225,4	192,7
	480,6	417	365,5	316,7	279,2	256,2	226,1	192,5
RPM Prom.	479,525	418,75	365,275	315,675	278,6	255,8	225,875	193,25

Tabla 9. Tabla de resultados de la potencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0,5

Para X=0,25								
	0 Bombillo	2 Bombillos	4 Bombillos	6 Bombillos	8 Bombillos	10 Bombillos	12 Bombillos	14 Bombillos
Pot (W)	5,5	6	15,9	24,5	32,9	36,9	46,8	53,2
RPM	776	707,9	641,5	608	557,5	524,3	484	447
	775,6	704,7	641,9	603,4	557,4	522	487,4	446,6
	772,9	704,9	642,7	601,5	559,5	522,9	485,2	446,7
	771,9	702,6	642,5	601,2	559	522,2	483,7	446,3
RPM Prom.	774,1	705,025	642,15	603,525	558,35	522,85	485,075	446,65

Tabla 10. Tabla de resultados de la potencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0,25

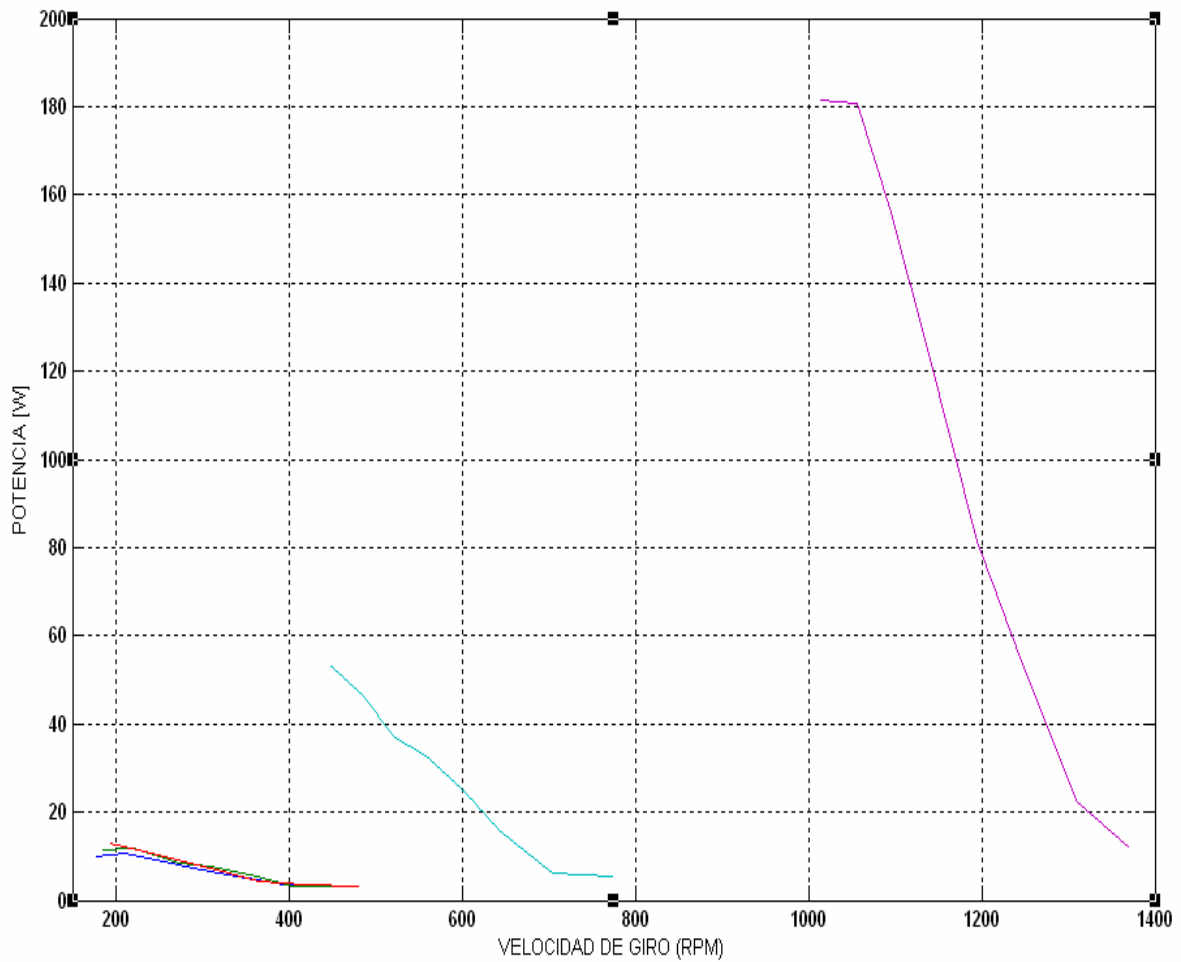
Para X=0								
	0 Bombillo	2 Bombillos	4 Bombillos	6 Bombillos	8 Bombillos	10 Bombillos	12 Bombillos	14 Bombillos
Pot (W)	12	22,4	51,84	81,6	124,8	156	180,6	181,3
RPM	1366	1308	1252	1193	1134	1098	1056	1011
	1370	1313	1251	1194	1137	1094	1057	1014
	1370	1310	1247	1195	1140	1094	1057	1011
	1372	1311	1252	1194	1138	1097	1057	1014
RPM Prom.	1369,5	1310,5	1250,5	1194	1137,25	1095,75	1056,75	1012,5

Tabla 11. Tabla de resultados de la potencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0

4.2.2 Gráfica de Potencia vs. Velocidad de giro

Analizando se obtiene:

1. A medida que se le da cierre a la llave el caudal aumenta, y la velocidad de giro aumenta; esto conlleva a que se genere mayor energía.
2. Para cada apertura de la llave se obtiene que, cuando se aumenta la carga en el tablero (de 0 a 14 bombillos) la potencia va disminuyendo representativamente, en esta parte el caudal se mantiene constante y la velocidad de giro también disminuye al aumentarse la carga.



Gráfica 2. Potencia vs. Velocidad de giro

- _____ Para X=1
- _____ Para X=0.75
- _____ Para X=0.5
- _____ Para X=0.25
- _____ Para X=0

4.3 Pruebas de eficiencia contra velocidad de giro

En esta prueba se procederá a analizar el comportamiento de la turbina para las siguientes aperturas de la válvula.

X= 1 (llave totalmente abierta)

X= 0,75

X= 0,5

X= 0,25

X= 0 (llave totalmente cerrada)

En esta gráfica se compara la relación que existe entre la eficiencia de la turbina y la velocidad de giro según la apertura o cierre de la llave.

4.3.1 Tablas de eficiencia y velocidad de giro para apertura de la llave

Para X=1								
	0 Bombillo	2 Bombillos	4 Bombillos	6 Bombillos	8 Bombillos	10 Bombillos	12 Bombillos	14 Bombillos
n	1,20511	1,31326	2,3175	2,97415	3,3990	3,7080	4,1715	3,78528
RPM	459,2	395	321,4	282,2	256,5	238,1	212	176,3
	460,1	395,6	321	282	257,8	236	211,6	177,1
	458,3	394,8	318,5	278,9	255,9	238,1	208,2	177,7
	453,3	393,4	318	279,7	255,1	236,6	209,1	175
RPM Prom.	457,725	394,7	319,725	280,7	256,325	237,2	210,225	176,525

Tabla 12. Tabla de resultados de eficiencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=1

Para X=0,75								
	0 Bombillo	2 Bombillos	4 Bombillos	6 Bombillos	8 Bombillos	10 Bombillos	12 Bombillos	14 Bombillos
n	1,0814	1,1512	2,0233	2,72112	2,9304	3,4886	4,15145	3,9770
RPM	472,5	406,8	355,1	310	272	247,8	220,7	186,1
	472,2	404	357,6	308,7	272,7	253,4	222,8	186,9
	472,3	405,2	355,5	305,5	271,9	249,7	219,3	181,5
	471,4	405	356,1	309,2	273,1	253,6	219,2	183,6
RPM Prom.	472,1	405,25	356,075	308,35	272,425	251,125	220,5	184,525

Tabla 13. Tabla de resultados de eficiencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0,75

Para X=0,5								
	0 Bombillo	2 Bombillos	4 Bombillos	6 Bombillos	8 Bombillos	10 Bombillos	12 Bombillos	14 Bombillos
n	1,02919	1,19005	1,3508	2,2192	2,8302	3,2162	3,6665	4,11677
RPM	480,1	419,6	365,1	315,1	278,5	255,7	225,2	195
	480,4	419,6	364,2	314,4	278,2	255,2	226,8	192,8
	477	418,8	366,3	316,5	278,5	256,1	225,4	192,7
	480,6	417	365,5	316,7	279,2	256,2	226,1	192,5
RPM Prom.	479,525	418,75	365,275	315,675	278,6	255,8	225,875	193,25

Tabla 14. Tabla de resultados de eficiencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0,5

Para X=0,25								
	0	2	4	6	8	10	12	14
	Bombillo	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos
n	0,9842	1,0737	2,8454	4,38447	5,887718	6,60355	8,375235	9,520566
RPM	776	707,9	641,5	608	557,5	524,3	484	447
	775,6	704,7	641,9	603,4	557,4	522	487,4	446,6
	772,9	704,9	642,7	601,5	559,5	522,9	485,2	446,7
	771,9	702,6	642,5	601,2	559	522,2	483,7	446,3
RPM Prom.	774,1	705,025	642,15	603,525	558,35	522,85	485,075	446,65

Tabla 15. Tabla de resultados de eficiencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0,25

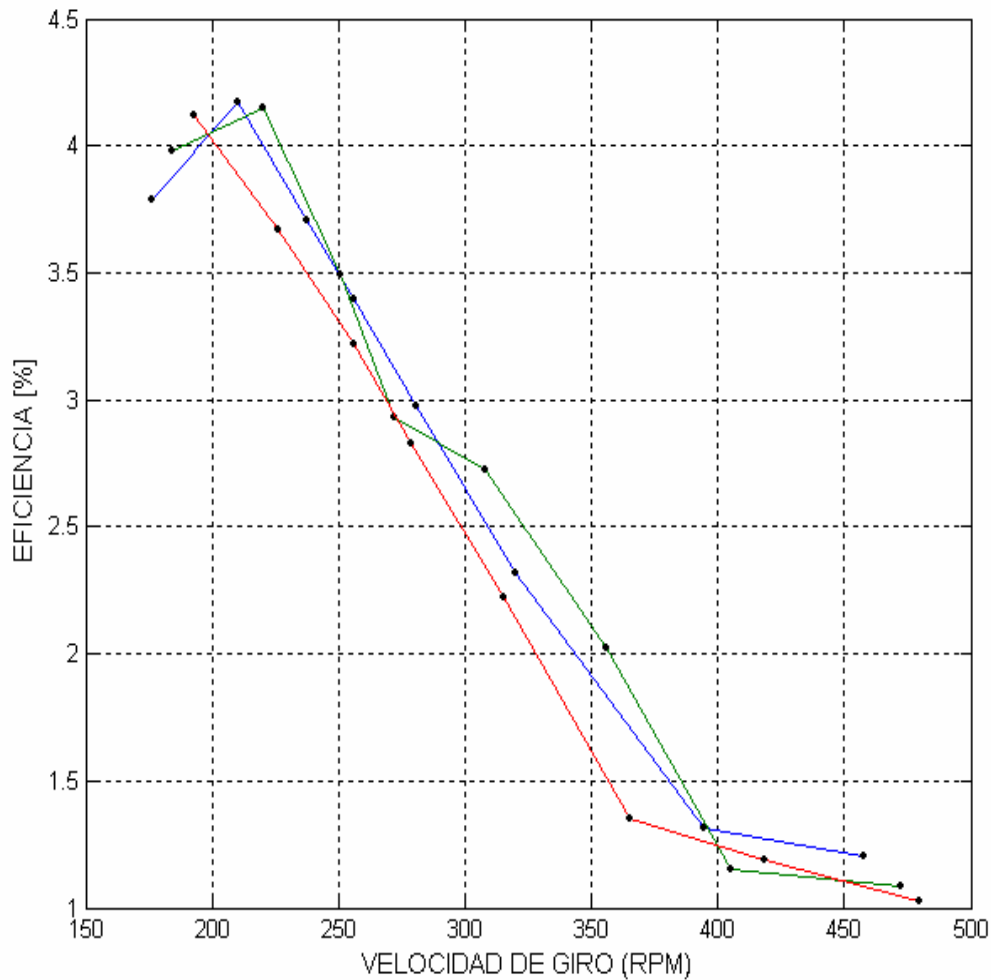
Para X=0								
	0	2	4	6	8	10	12	14
	Bombillo	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos	Bombillos
n	0,6955	1,12983	3,0046	4,72957	7,2334	9,041838	10,46766	10,50823
RPM	1366	1308	1252	1193	1134	1098	1056	1011
	1370	1313	1251	1194	1137	1094	1057	1014
	1370	1310	1247	1195	1140	1094	1057	1011
	1372	1311	1252	1194	1138	1097	1057	1014
RPM Prom.	1369,5	1310,5	1250,5	1194	1137,25	1095,75	1056,75	1012,5

Tabla 16. Tabla de resultados de eficiencia y la velocidad de giro para una apertura de la llave de X=0

4.3.2 Gráficas de Eficiencia vs. Velocidad de giro

Analizando la gráfica se obtiene:

1. para la gráfica 3 se observa que la eficiencia varia poco para las diferentes aperturas de la llave, y se obtiene que a medida que se aumente la carga la velocidad de giro disminuye y la eficiencia de la turbina aumenta relativamente.
2. Para la gráfica 3 en X=1 podemos notar el pico que se observa, esto conlleva a que esta es la mayor eficiencia que obtiene la turbina, y se concluye que al seguir aumentando la carga la eficiencia disminuirá.

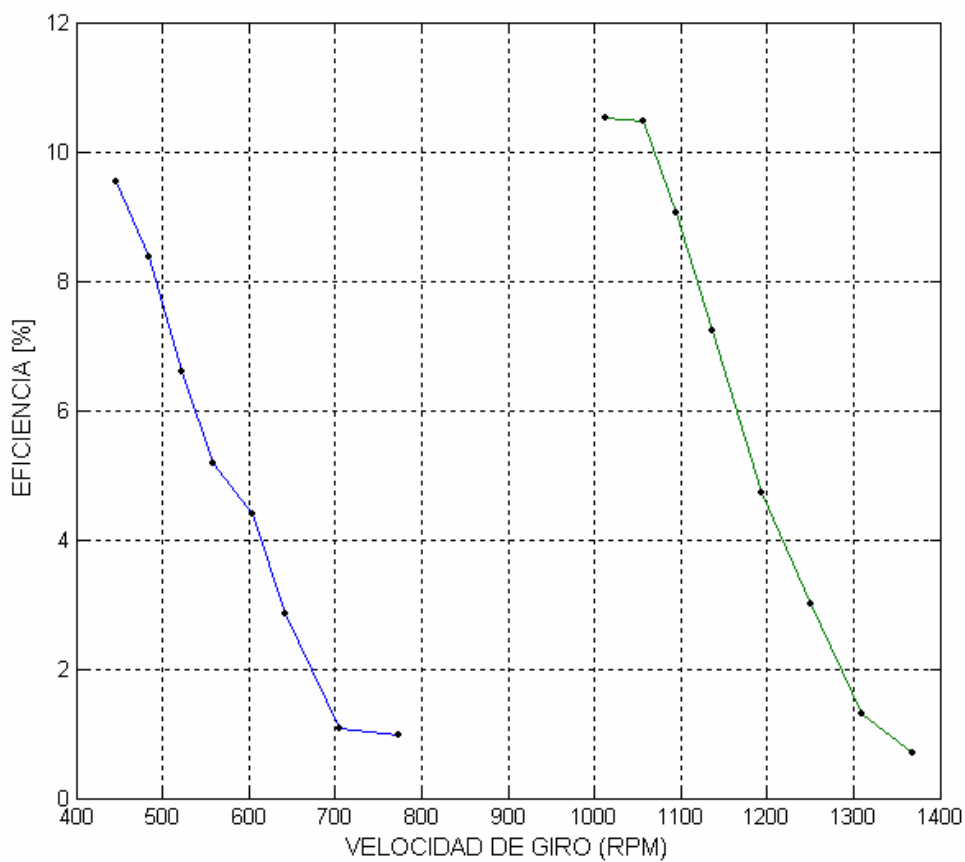


Gráfica 3. Gráfica Eficiencia vs. Velocidad de giro para X=1, X=0,75 y X=0,5

- Para X=1
- Para X=0.75
- Para X=0.5

3. Para la gráfica 4 también se observa que para el aumento de carga la velocidad de giro disminuirá y la eficiencia de la turbina aumenta, siguiendo prácticamente el mismo comportamiento de la grafica anterior.
4. analizando las dos gráficas se puede ver que al cerrar la llave de regulación de caudal la velocidad de giro aumenta y la eficiencia también; pero se debe tener en cuenta el análisis en los tres puntos anteriores.

5. Se observa en la gráfica 4 que la turbina esta diseñada para trabajar en un rango entre 1000 y 1100 RPM para una apertura de la llave de $X=0$ (llave totalmente cerrada).
6. Esta turbina trabaja para potencias constantes ya que como se observa en la gráfica 4 para una apertura de la válvula de $X=0$, la mayor eficiencia esta como lo dijimos en el punto anterior y al disminuir la carga. la potencia baja prácticamente linealmente.



Gráfica 4. Gráfica Eficiencia vs. Velocidad de giro para $X=0,25$ y $X=0$

————— Para $X=0.25$
————— Para $X=0$

4.4 Medición de caudal a la salida de la turbina

Para X=0	
V (m ³)	t (seg.)
0,0204	3,397
	3,34
	3,25
	3,2
t Prom. (Seg.)	3,29675
Q (m³/s)	0,0061879

Tabla 17. Obtención del caudal a la salida de la turbina para una apertura de la llave X=0

Para X=0,25	
V (m ³)	t (seg.)
0,0204	5,33
	5,3
	5,32
	5,26
t Prom. (Seg.)	5,3025
Q (m³/s)	0,0038472

Tabla 18. Obtención del caudal a la salida de la turbina para una apertura de la llave X=0,25

Para X=0,5	
V (m ³)	t (seg.)
0,0204	6,71
	6,74
	6,73
	6,7
t Prom. (Seg.)	6,72
Q (m³/s)	0,0030357

Tabla 19. Obtención del caudal a la salida de la turbina para una apertura de la llave X=0,5

Para X=0,75	
V (m ³)	t (seg.)
0,0204	6,79
	6,81
	6,75
	6,79
t Prom. (seg.)	6,785
Q (m³/s)	0,0030066

Tabla 20. Obtención del caudal a la salida de la turbina para una apertura de la llave X=0,75

Para X=1	
V (m ³)	t (seg.)
0,0204	6,97
	6,94
	6,94
	6,98
t Prom. (seg.)	6,9575
Q (m³/s)	0,002932

Tabla 21. Obtención del caudal a la salida de la turbina para una apertura de la llave X=1

4.5 Medición de caudal para las tuberías 1 y 2 de los inyectores

4.5.1 Medición de caudal para la tubería 1 en X=1

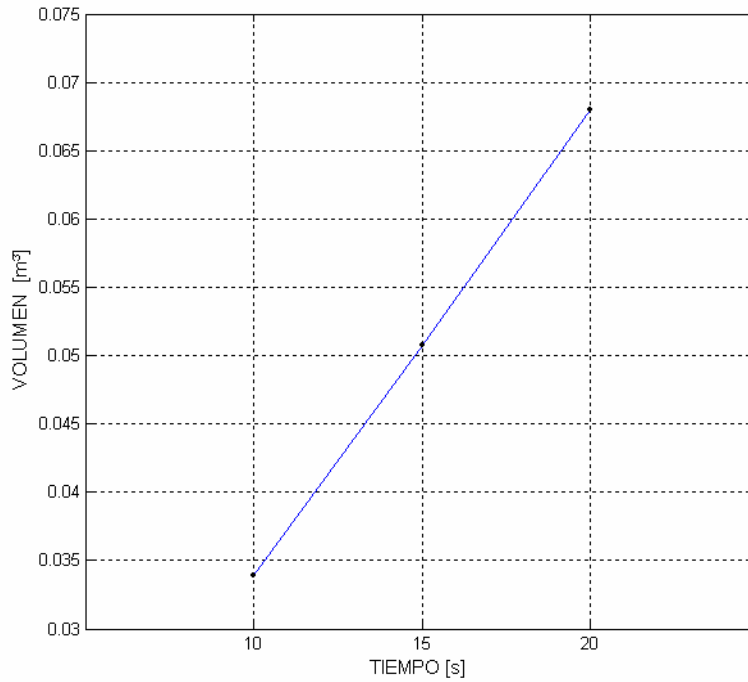
Para X=1			Para X=1			Para X=1		
TUBERIA 1			TUBERIA 1			TUBERIA 1		
	V(m ³)	t (seg.)		V(m ³)	t (seg.)		V(m ³)	t (seg.)
	0,0339	10		0,0504	15		0,06801	20
	0,0337			0,0508			0,0678	
	0,034			0,0511			0,0681	
Prom. V(m³)	0,03386667		Prom. V(m³)	0,05076667		Prom. V(m³)	0,06797	
Q (m³/s)	0,003386		Q (m³/s)	0,003406		Q (m³/s)	0,0033985	

Tabla 22. Medición de caudal en la tubería 1 para una apertura de la llave X=1

Q (m ³ /s) X=1 (TUBERIA 1)	
	0,003386
	0,003406
	0,0033985
Q Prom. (m³/s)	0,00339683

Tabla 23. Caudal promedio en la tubería 1 para una apertura de la llave X=1

4.5.1.1 Gráfica de Volumen vs. Tiempo



Gráfica 5. Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 1 con una apertura de la llave X=1

4.5.2 Medición de caudal para la tubería 2 en X=1

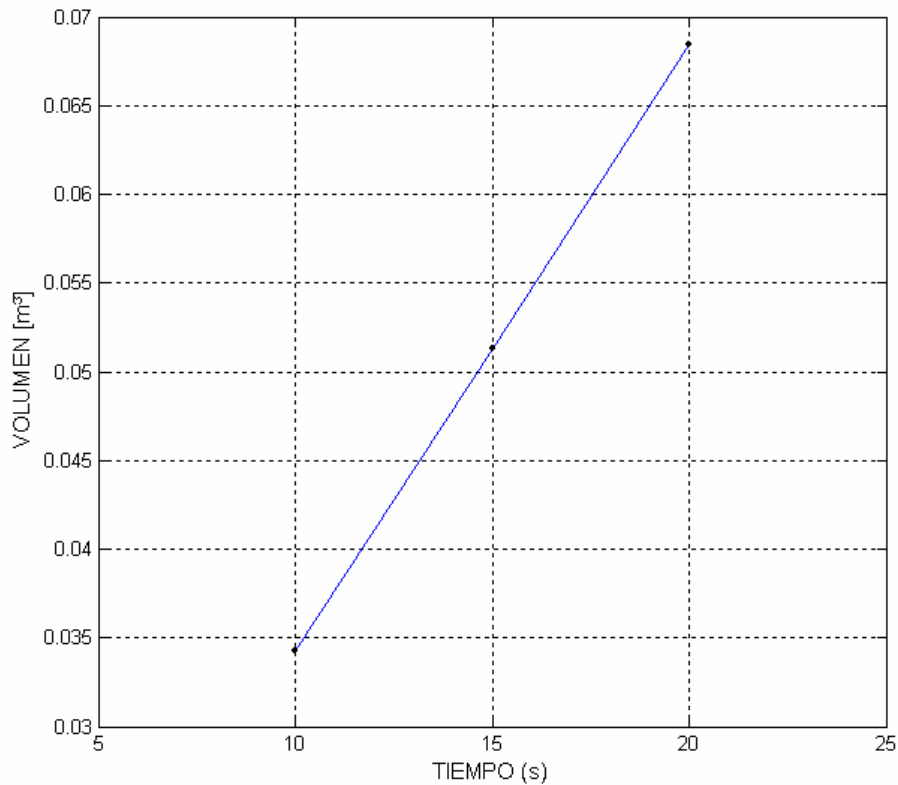
Para X=1 TUBERIA 2			Para X=1 TUBERIA 2			Para X=1 TUBERIA 2		
	V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)
	0,0345	10		0,0518	15		0,0689	20
	0,034,2			0,0512			0,06801	
	0,03401			0,05105			0,0685	
Prom. V(m³)	0,034255		Prom. V(m³)	0,05135		Prom. V(m³)	0,06847	
Q (m³/s)	0,0034255		Q (m³/s)	0,003423		Q (m³/s)	0,0034235	

Tabla 24. Medición de caudal en la tubería 2 para una apertura de la llave X=1

Q (m³/s) X=1 (TUBERIA 2)	
	0,0034255
	0,003423
	0,0034235
Q Prom. (m³/s)	0,003424

Tabla 25. Caudal promedio en la tubería 2 para una apertura de la llave X=1

4.5.2.1 Gráfica de Volumen vs. Tiempo



Gráfica 6. Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 2 con una apertura de la llave X=1

4.5.3 Medición de caudal para la tubería 1 en X=0.75

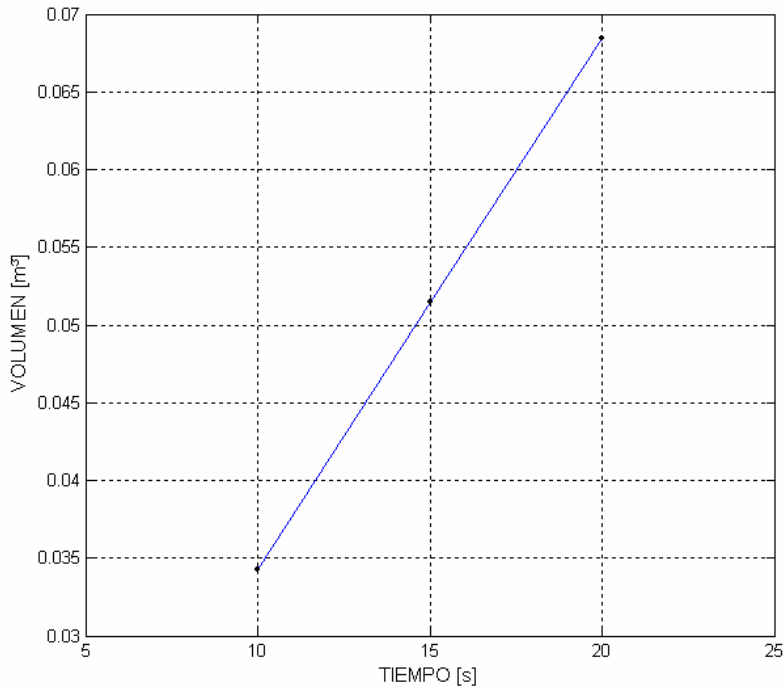
Para X=0,75			Para X=0,75			Para X=0,75		
TUBERIA 1			TUBERIA 1			TUBERIA 1		
	V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)
	0,0345	10		0,0518	15		0,0684	20
	0,03405			0,0512			0,0689	
	0,0342			0,0514			0,06805	
Prom. V(m³)	0,03425		Prom. V(m³)	0,05146667		Prom. V(m³)	0,06845	
Q (m³/s)	0,003425		Q (m³/s)	0,003431		Q (m³/s)	0,0034225	

Tabla 26. Medición de caudal en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0,75

Q (m³/s) X=0,75 (TUBERIA 1)	
	0,003425
	0,003431
	0,0034225
Q Prom. (m³/s)	0,003426167

Tabla 27. Caudal promedio en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0,75

4.5.3.1 Gráfica de Volumen vs. Tiempo



Gráfica 7. Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 1 con una apertura de la llave X=0,75

4.5.4 Medición de caudal para la tubería 2 en X=0.75

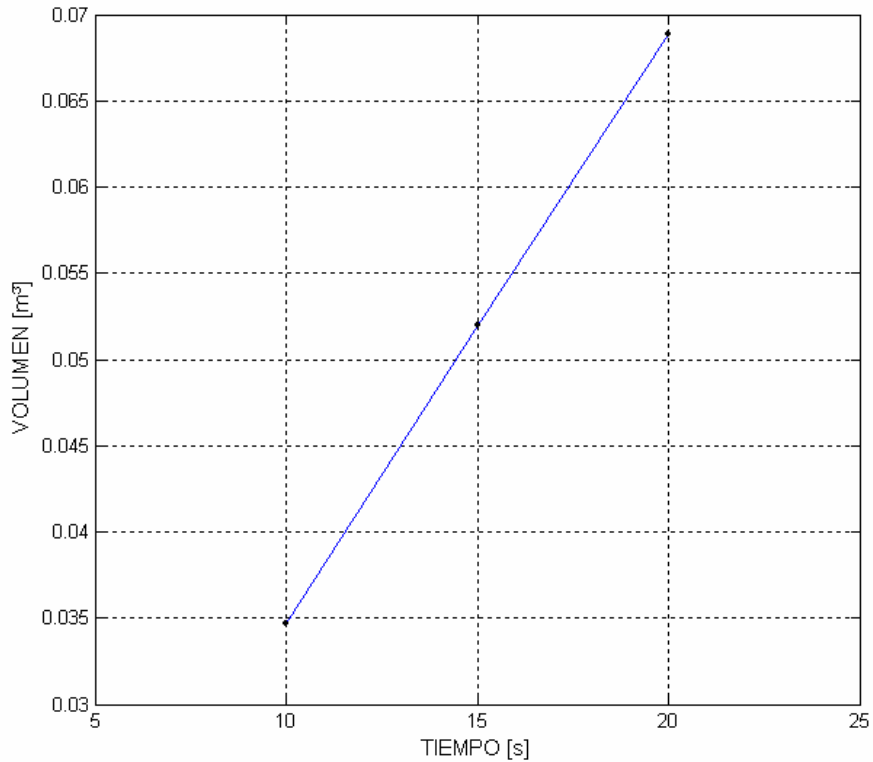
Para X=0,75			Para X=0,75			Para X=0,75		
TUBERIA 2			TUBERIA 2			TUBERIA 2		
	V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)
	0,0345	10		0,0518	15		0,0685	20
	0,0348			0,05205			0,0692	
	0,0347			0,0521			0,069	
Prom. V(m³)	0,034666667		Prom. V(m³)	0,05198333		Prom. V(m³)	0,0689	
Q (m³/s)	0,003466		Q (m³/s)	0,003465		Q (m³/s)	0,003445	

Tabla 28. Medición de caudal en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0,75

Q (m³/s) X=0,75 (TUBERIA 2)	
	0,003466
	0,003465
	0,003445
Q Prom. (m³/s)	0,003458667

Tabla 29. Caudal promedio en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0,75

4.5.4.1 Gráfica Volumen vs. Tiempo



Gráfica 8. Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 2 con una apertura de la llave X=0,75

4.5.5 Medición de caudal para la tubería 1 en X=0.5

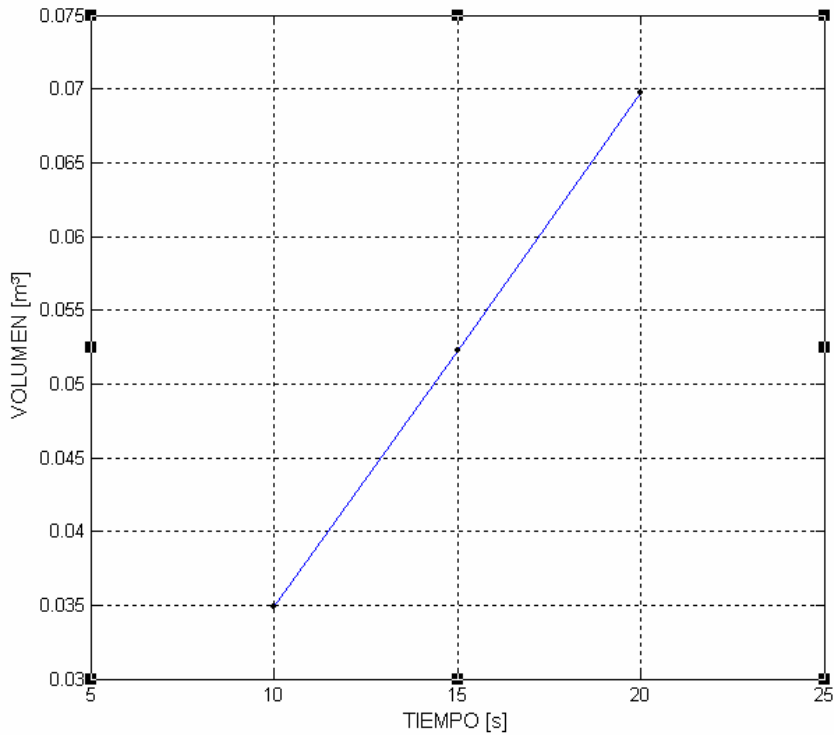
Para X=0,5 TUBERIA 1			Para X=0,5 TUBERIA 1			Para X=0,5 TUBERIA 1		
	V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)
	0,0349	10		0,0525	15		0,0695	20
	0,035			0,0522			0,07	
	0,0347			0,05205			0,0698	
Prom. V(m³)	0,034866667		Prom. V(m³)	0,05225		Prom. V(m³)	0,069766667	
Q (m³/s)	0,0034867		Q (m³/s)	0,003483		Q (m³/s)	0,003488	

Tabla 30. Medición de caudal en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0,5

Q (m³/s) X=0,5 (TUBERIA 1)	
	0,0034867
	0,003483
	0,003488
Q Prom. (m³/s)	0,0034859

Tabla 31. Caudal promedio en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0,5

4.5.5.1 Gráfica Volumen vs. Tiempo



Gráfica 9. Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 1 con una apertura de la llave X=0,5

4.5.6 Medición de caudal para la tubería 2 en X=.5

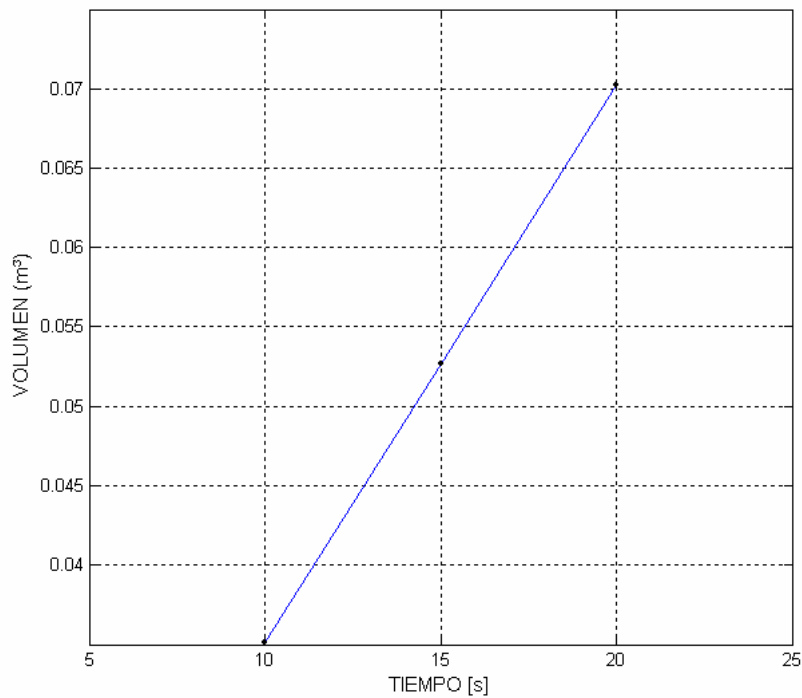
Para X=0,5 TUBERIA 2			Para X=0,5 TUBERIA 2			Para X=0,5 TUBERIA 2		
	V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)
	0,0352	10		0,0525	15		0,0702	20
	0,0349			0,0527			0,0699	
	0,0354			0,0529			0,0705	
Prom. V(m³)	0,035166667		Prom. V(m³)	0,0527		Prom. V(m³)	0,0702	
Q (m³/s)	0,0035166		Q (m³/s)	0,003513		Q (m³/s)	0,00351	

Tabla 32. Medición de caudal en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0,5

Q (m³/s) X=0,5 (TUBERIA 2)	
	0,0035166
	0,003513
	0,00351
Q Prom. (m³/s)	0,0035132

Tabla 33. Caudal promedio en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0,5

4.5.6.1 Gráfica Volumen vs. Tiempo



Gráfica 10. Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 2 con una apertura de la llave X=0,5

4.5.7 Medición de caudal para la tubería 1 en X=0.25

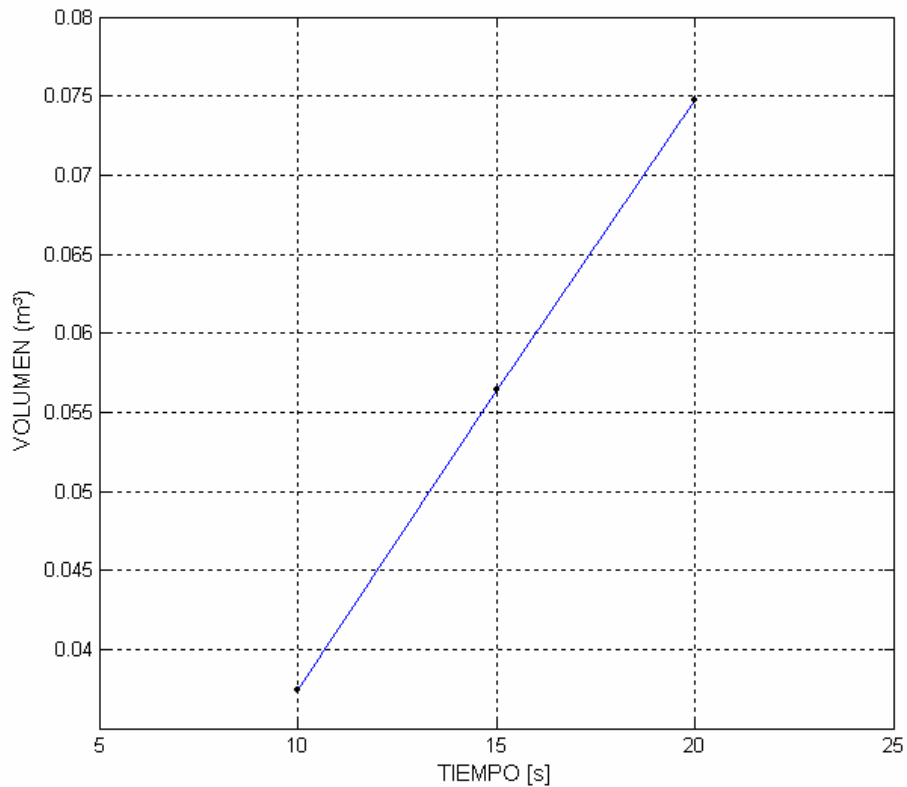
Para X=0,25			Para X=0,25			Para X=0,25		
TUBERIA 1			TUBERIA 1			TUBERIA 1		
	V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)
	0,0375	10		0,0562	15		0,0749	20
	0,0376			0,0569			0,0744	
	0,0373			0,056			0,07501	
Prom. V(m³)	0,037466667		Prom. V(m³)	0,056366667		Prom. V(m³)	0,07477	
Q (m³/s)	0,003747		Q (m³/s)	0,00375		Q (m³/s)	0,00374	

Tabla 34. Medición de caudal en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0,25

Q (m³/s) X=0,25 (TUBERIA 1)	
	0,003747
	0,00375
	0,00374
Q Prom. (m³/s)	0,003745667

Tabla 35. Caudal promedio en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0,25

4.5.7.1 Gráfica Volumen vs. Tiempo



Gráfica 11. Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 1 con una apertura de la llave $X=0,25$

4.5.8 Medición de caudal para la tubería 2 en $X=0,25$

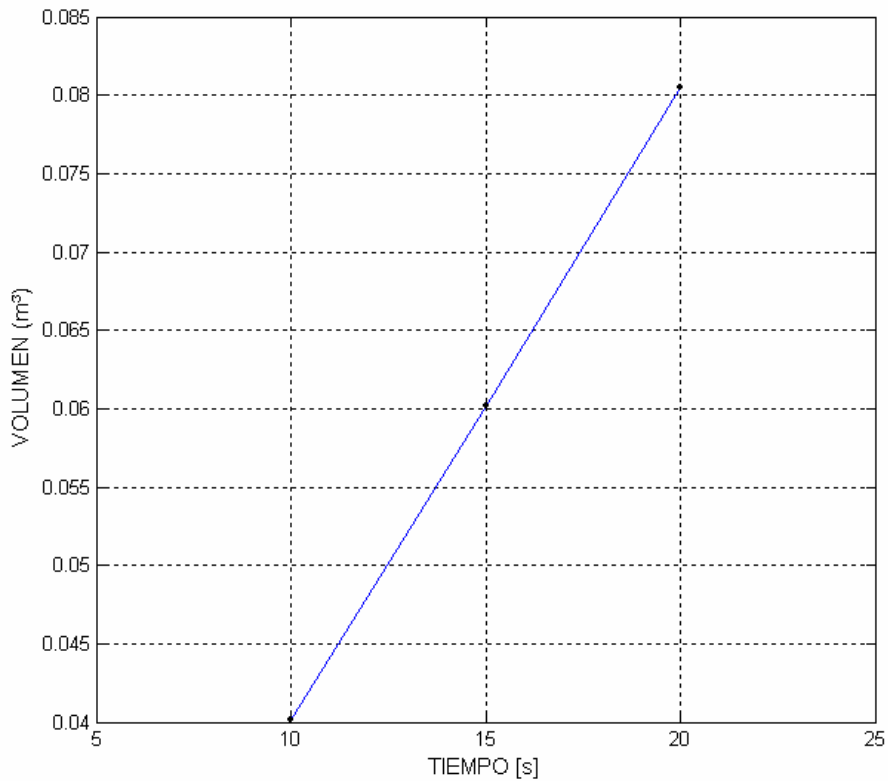
Para $X=0,25$			Para $X=0,25$			Para $X=0,25$		
TUBERIA 2			TUBERIA 2			TUBERIA 2		
	V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)
	0,0401	10		0,0602	15		0,0802	20
	0,04			0,0599			0,0809	
	0,0402			0,0604			0,0803	
Prom. V(m³)	0,0401		Prom. V(m³)	0,06016667		Prom. V(m³)	0,08046667	
Q (m³/s)	0,00401		Q (m³/s)	0,004011		Q (m³/s)	0,004023	

Tabla 36. Medición de caudal en la tubería 2 para una apertura de la llave $X=0,25$

Q (m³/s) X=0,25 (TUBERIA 2)	
	0,00401
	0,004011
	0,004023
Q Prom. (m³/s)	0,004014667

Tabla 37. Caudal promedio en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0,25

4.5.8.1 Gráfica Volumen vs. Tiempo



Gráfica 12. Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 2 con una apertura de la llave X=0,25

4.5.9 Medición de caudal para la tubería 1 en X=0

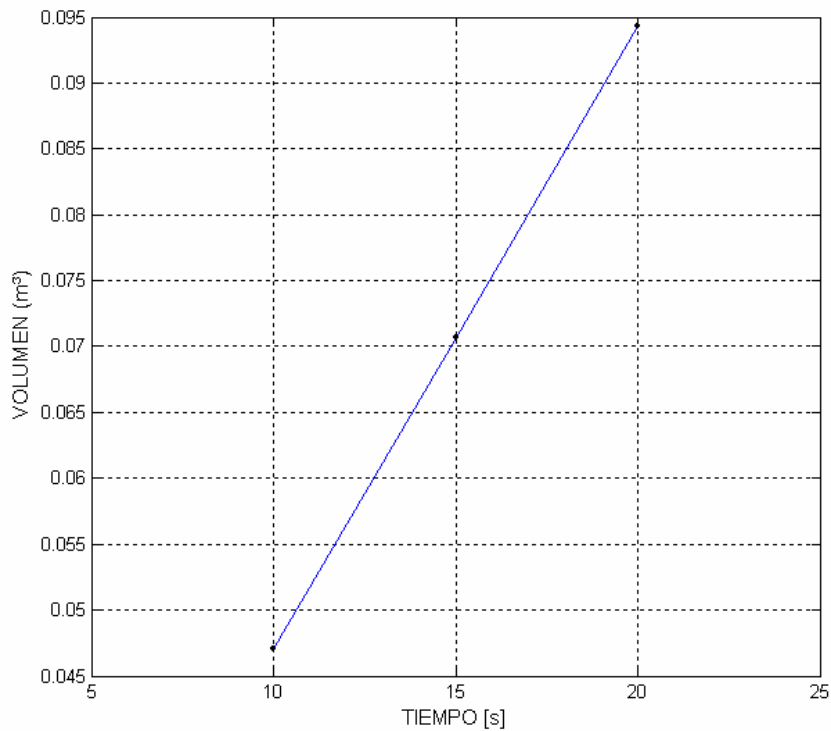
Para X=0			Para X=0			Para X=0		
TUBERIA 1			TUBERIA 1			TUBERIA 1		
	V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)
	0,0471	10		0,0707	15		0,0942	20
	0,0472			0,0709			0,0945	
	0,04701			0,0706			0,0941	
Prom. V(m³)	0,047103333		Prom. V(m³)	0,07073333		Prom. V(m³)	0,09426667	
Q (m³/s)	0,0047103		Q (m³/s)	0,004715		Q (m³/s)	0,004713	

Tabla 38. Medición de caudal en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0

Q (m³/s) X=0 (TUBERIA 1)	
	0,0047103
	0,004715
	0,004713
Q Prom. (m³/s)	0,004712767

Tabla 39 Caudal promedio en la tubería 1 para una apertura de la llave X=0

4.5.9.1 Gráfica de Volumen vs. Tiempo



Gráfica 13. Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 1 con una apertura de la llave X=0

4.5.10 Medición de caudal para la tubería 2 en X=0

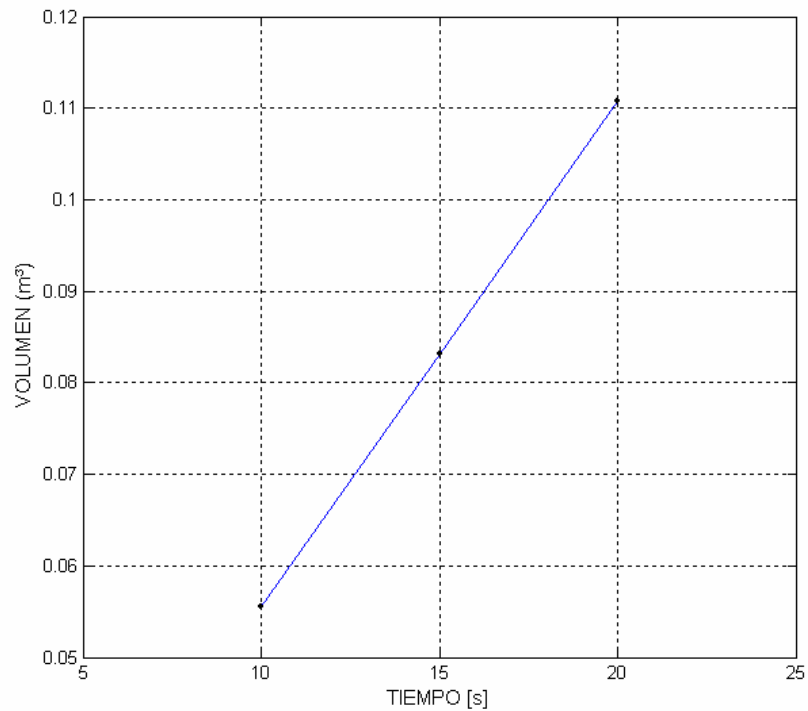
Para X=0 TUBERIA 2			Para X=0 TUBERIA 2			Para X=0 TUBERIA 2		
	V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)		V(m³)	t (seg.)
	0,0553	10		0,08305	15		0,1109	20
	0,0555			0,0832			0,1105	
	0,0556			0,0831			0,1108	
Prom. V(m³)	0,055466667		Prom. V(m³)	0,08311667		Prom. V(m³)	0,11073333	
Q (m³/s)	0,0055467		Q (m³/s)	0,005541		Q (m³/s)	0,0055366	

Tabla 40. Medición de caudal en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0

Q (m³/s) X=0 (TUBERIA 2)	
	0,0055467
	0,005541
	0,0055366
Q Prom. (m³/s)	0,005541433

Tabla 41. Caudal promedio en la tubería 2 para una apertura de la llave X=0

4.5.10.1 Gráfica Volumen vs. Tiempo



Gráfica 14. Gráfica Volumen vs. Tiempo para la tubería 2 con una apertura de la llave X=0

4.6 Margen de error para las mediciones

4.6.1 Datos para la velocidad de giro (RPM)

- Para X=1

	0 Bombillo
RPM	459,2
RPM	460,1
RPM	458,3
RPM	453,3
RPM Prom.	457,725

Tabla 42. Velocidad de giro para 0 bombillos y una apertura de la llave de X=1

S= 3,04014802

e= 2,97934506

%= 0,6509028477

- **Para X=0.75**

	14 Bombillos
RPM	186,1
RPM	186,9
RPM	181,5
RPM	183,6
RPM Prom.	184,525

Tabla 43. Velocidad de giro para 14 bombillos y una apertura de la llave de X=0,75

S= 2,458149711

e= 2,408986717

%= 1,305506959

- **Para X=0.5**

	14 Bombillos
RPM	195
RPM	192,8
RPM	192,7
RPM	192,5
RPM Prom.	193,25

Tabla 44. Velocidad de giro para 14 bombillos y una apertura de la llave de X=0,5

S= 1,173314394

e= 1,149848106

%= 0,5950054883

- **Para X=0.25**

	0 Bombillo
RPM	776
RPM	775,6
RPM	772,9
RPM	771,9
RPM Prom.	774,1

Tabla 45. Velocidad de giro para 0 bombillos y una apertura de la llave de X=0,25

S= 2,01163284

e= 1,971400183

%= 0,254669963

- **Para X=0**

	0 Bombillo
RPM	1366
RPM	1370
RPM	1370
RPM	1372
RPM Prom.	1369,5

Tabla 46. Velocidad de giro para 0 bombillos y una apertura de la llave de X=0

S= 2,51661148

e= 2,46627925

%= 0,1800861081

4.6.2 Datos para caudal en las tuberías de los inyectores

- **Para X=1**

Volumen:

TUBERIA 1		
	V(m³)	t (seg.)
	0,0504	15
	0,0508	
	0,0511	
Prom. V(m³)	0,05076667	
Q (m³/s)	0,003406	

Tabla 47. Volumen para la tubería 1 en una apertura de la llave X=1

S= $3,5119 * 10^{-4} m^3$

e= $3,974088964 * 10^{-4} m^3$

%= 0,7828145837

TUBERIA 2		
	V(m ³)	t (seg.)
	0,0518	15
	0,0512	
	0,05105	
Prom. V(m³)	0,05135	
Q (m³/s)	0,003423	

Tabla 48. Volumen para la tubería 2 en una apertura de la llave X=1

$$S= 3,9686 * 10^{-4} m^3$$

$$e= 4,490893665 * 10^{-4} m^3$$

$$\%= 0,8745654654$$

Caudal:

Q (m ³ /s) X=1 (TUBERIA 1)	
	0,003386
	0,003406
	0,0033985
Q Prom. (m³/s)	0,00339683

Tabla 49. Caudal para la tubería 1 en una apertura de la llave X=1

$$S= 1,01036 * 10^{-5} m^3/s$$

$$e= 1,143329971 * 10^{-5} m^3/s$$

$$\%= 0,3365873391$$

Q (m ³ /s) X=1 (TUBERIA 2)	
	0,0034255
	0,003423
	0,0034235
Q Prom. (m³/s)	0,003424

Tabla 50. Caudal para la tubería 2 en una apertura de la llave X=1

$$S= 1,32288 * 10^{-6} m^3/s$$

$$e= 1,496979643 * 10^{-6} m^3/s$$

$$\%= 0,04372019986$$

- Para X=0.75

Volumen:

TUBERIA 1		
	V(m ³)	t (seg.)
	0,0345	10
	0,03405	
	0,0342	
Prom. V(m³)	0,03425	
Q (m³/s)	0,003425	

Tabla 51. Volumen para la tubería 1 en una apertura de la llave X=0,75

$$S= 2,29129 * 10^{-4} m^3$$

$$e= 2,592838721 * 10^{-4} m^3$$

$$\%= 0,7570332031$$

TUBERIA 2		
	V(m ³)	t (seg.)
	0,0685	20
	0,0692	
	0,069	
Prom. V(m³)	0,0689	
Q (m³/s)	0,003445	

Tabla 52. Volumen para la tubería 2 en una apertura de la llave X=0,75

$$S= 3,6056 * 10^{-4} m^3$$

$$e= 4,080120496 * 10^{-4} m^3$$

$$\%= 0,592180043$$

Caudal:

Q (m ³ /s) X=0,75 (TUBERIA 1)	
	0,003425
	0,003431
	0,0034225
Q Prom. (m³/s)	0,003426167

Tabla 53. Caudal para la tubería 1 en una apertura de la llave X=0,75

$$S= 4,36845 * 10^{-6} m^3/s$$

$$e= 4,943366536 * 10^{-6} m^3/s$$

$$\%= 0,1442827082$$

Q (m³/s) X=0,75 (TUBERIA 2)	
	0,003466
	0,003465
	0,003445
Q Prom. (m³/s)	0,003458667

Tabla 54. Caudal para la tubería 2 en una apertura de la llave X=0,75

$$S = 1,18462 * 10^{-5} m^3/s$$

$$e = 1,340523725 * 10^{-5} m^3/s$$

$$\% = 0,3875839232$$

- Para X=0.5

Volumen:

TUBERIA 1		
	V(m³)	t (seg.)
	0,0525	15
	0,0522	
	0,05205	
Prom. V(m³)	0,05225	
Q (m³/s)	0,003483	

Tabla 55. Volumen para la tubería 1 en una apertura de la llave X=0,5

$$S = 2,29113 * 10^{-4} m^3$$

$$e = 2,592657664 * 10^{-4} m^3$$

$$\% = 0,4962024237$$

TUBERIA 2		
	V(m³)	T (seg.)
	0,0352	10
	0,0349	
	0,0354	
Prom. V(m³)	0,035166667	
Q (m³/s)	0,0035166	

Tabla 56. Volumen para la tubería 2 en una apertura de la llave X=0,5

$$S = 2,51661 * 10^{-4} m^3$$

$$e = 2,847812303 * 10^{-4} m^3$$

$$\% = 0,8098044388$$

Caudal:

Q (m³/s) X=0,5 (TUBERIA 1)	
	0,0034867
	0,003483
	0,003488
Q Prom. (m³/s)	0,0034859

Tabla 57. Caudal para la tubería 1 en una apertura de la llave X=0,5

$$S= 2,59422 * 10^{-6} m^3/s$$

$$e= 2,935636286 * 10^{-6} m^3/s$$

$$\%= 0,08416388435$$

Q (m³/s) X=0,5 (TUBERIA 2)	
	0,0035166
	0,003513
	0,00351
Q Prom. (m³/s)	0,0035132

Tabla 58. Caudal para la tubería 2 en una apertura de la llave X=0,5

$$S= 3,30454 * 10^{-6} m^3/s$$

$$e= 3,739439035 * 10^{-6} m^3/s$$

$$\%= 0,1064396856$$

- **Para X=0.25**

Volumen:

TUBERIA 1		
	V(m³)	t (seg.)
	0,0562	15
	0,0569	
	0,056	
Prom. V(m³)	0,05636667	
Q (m³/s)	0,00375	

Tabla 59. Volumen para la tubería 1 en una apertura de la llave X=0,25

$$S= 4,72582 * 10^{-4} m^3$$

$$e= 5,34776876 * 10^{-4} m^3$$

$$\%= 0,9487466193$$

TUBERIA 2		
	V(m ³)	t (seg.)
	0,0802	20
	0,0809	
	0,0803	
Prom. V(m³)	0,08046667	
Q (m³/s)	0,004023	

Tabla 60. Volumen para la tubería 2 en una apertura de la llave X=0,25

$$S= 3,7859 * 10^{-4} m^3$$

$$e= 4,284149153 * 10^{-4} m^3$$

$$\%= 0,5324128801$$

Caudal:

Q (m ³ /s) X=0,25 (TUBERIA 1)	
	0,003747
	0,00375
	0,00374
Q Prom. (m³/s)	0,003745667

Tabla 61. Caudal para la tubería 1 en una apertura de la llave X=0,25

$$S= 5,1316 * 10^{-6} m^3/s$$

$$e= 5,806952057 * 10^{-4} m^3/s$$

$$\%= 0,1550311882$$

Q (m ³ /s) X=0,25 (TUBERIA 2)	
	0,00401
	0,004011
	0,004023
Q Prom. (m³/s)	0,004014667

Tabla 62. Caudal para la tubería 2 en una apertura de la llave X=0,25

$$S= 7,2341 * 10^{-6} m^3/s$$

$$e= 8,186154781 * 10^{-4} m^3/s$$

$$\%= 0,2039061965$$

- Para X=0

Volumen:

TUBERIA 1		
	V(m ³)	t (seg.)
	0,0942	20
	0,0945	
	0,0941	
Prom. V(m³)	0,09426667	
Q (m³/s)	0,004713	

Tabla 63. Volumen para la tubería 1 en una apertura de la llave X=0

$$S= 2,0817 * 10^{-4} m^3$$

$$e= 2,355665309 * 10^{-4} m^3$$

$$\%= 0,2498937651$$

TUBERIA 2		
	V(m ³)	t (seg.)
	0,0553	10
	0,0555	
	0,0556	
Prom. V(m³)	0,055466667	
Q (m³/s)	0,0055467	

Tabla 64. Volumen para la tubería 2 en una apertura de la llave X=0

$$S= 1,52753 * 10^{-4} m^3$$

$$e= 1,728562919 * 10^{-4} m^3$$

$$\%= 0,3116399475$$

Caudal:

Q (m ³ /s) X=0 (TUBERIA 1)	
	0,0047103
	0,004715
	0,004713
Q Prom. (m³/s)	0,004712767

Tabla 65. Caudal para la tubería 1 en una apertura de la llave X=0

$$S= 2,35867 * 10^{-6} m^3/s$$

$$e= 2,669086368 * 10^{-6} m^3/s$$

$$\%= 0,0566352287$$

Q (m³/s) X=0 (TUBERIA 2)	
	0,0055467
	0,005541
	0,0055366
Q Prom. (m³/s)	0,005541433

Tabla 66. Caudal para la tubería 2 en una apertura de la llave X=0

$$S= 5,06392 * 10^{-6} m^3/s$$

$$e= 5,730364927 * 10^{-6} m^3/s$$

$$\%= 0,1034094417$$

4.6.3 Caudal de entrada (Margen de Error para el tiempo)

- Para X=1

V (m³)	t (seg.)
0,0204	2,76
	2,68
	2,72
	2,71
t Prom. (seg.)	2,7175
Q (m³/s)	0,0075068

Tabla 67. Tiempo para una apertura de la llave X=1

$$S= 0,020615528 s$$

$$e= 0,02020321714 s$$

$$\%= 0,7434486638$$

- Para X=0.75

V (m³)	t (seg.)
0,0204	2,7
	2,64
	2,77
	2,64
t Prom. (seg.)	2,6875
Q (m³/s)	0,0075906

Tabla 68. Tiempo para una apertura de la llave X=0,75

$$S= 0,025166115 s$$

$$e= 0,0246627927 s$$

$$\%= 0,9176853098$$

- Para X=0,5

V (m ³)	t (seg.)
0,0204	2,66
	2,72
	2,6
	2,68
t Prom. (seg.)	2,665
Q (m³/s)	0,0076547

Tabla 69. Tiempo para una apertura de la llave X=0,5

S= 0,01825742 s

e= 0,0178922716 s

%= 0,6713797974

- Para X=0,25

V (m ³)	t (seg.)
0,0204	2,42
	2,34
	2,39
	2,38
t Prom. (seg.)	2,3825
Q (m³/s)	0,0085624

Tabla 70. Tiempo para una apertura de la llave X=0,25

S= 0,030956959 s

e= 0,03033781982 s

%= 1,273360748

- Para X=0

V (m ³)	t (seg.)
0,0204	1,85
	1,7
	2,04
	1,65
t Prom. (seg.)	1,81
Q (m³/s)	0,0112707

Tabla 71. Tiempo para una apertura de la llave X=0

S= 0,088443485

e= 0,0866746153

%= 4,788652779

4.6.4 Cálculo de potencia en el eje

DISTANCIA (m)	TIEMPO (seg)
0,83	0,95
	1,05
	0,92
	0,96
	1,01
	0,99
	1,02
	t Prom. (seg)
Velocidad (m/s)	0,842028985
FUERZA (N)	711,225

Tabla 72. Datos para el cálculo de potencia en el eje a 1225 RPM

$$P_{eje} = F * V_1$$

Donde

F : Fuerza aplicada al eje (N)

V_1 : Velocidad con la que sube la fuerza en $\left(\frac{m}{s}\right)$

$$P_{eje} = (711,225)(0,842028985) \Rightarrow P_{eje} = 598,8720649W$$

$$\eta = \frac{P_{eje}}{P_{entrada}} \Rightarrow \eta = \frac{598,8720649}{1724,751017} \Rightarrow \eta = 38,7233289\%$$

4.6.5 Verificación de resultados con otras curvas de rendimiento

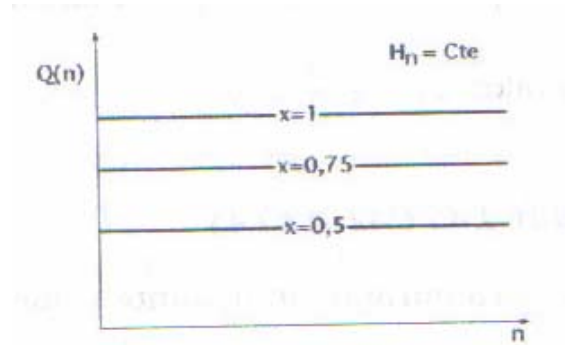


Figura 13. Curvas $Q(n)$ para diversos grados de apertura [15]

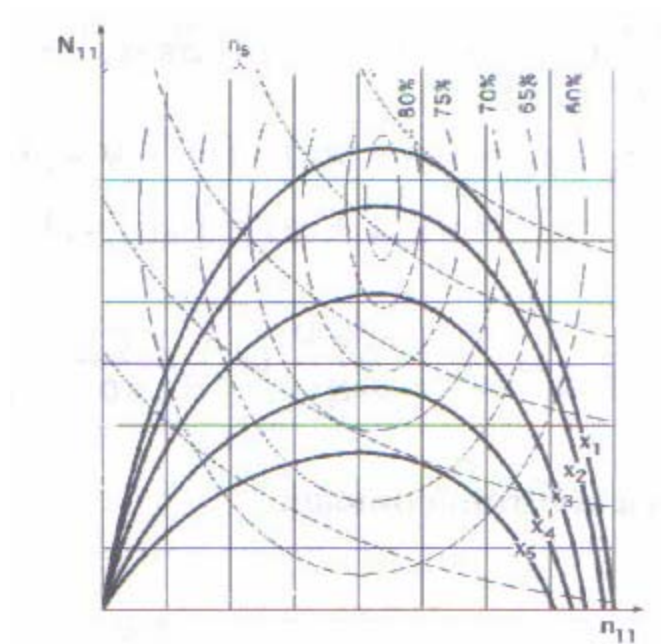


Figura 14. Curvas características de Potencia [15]

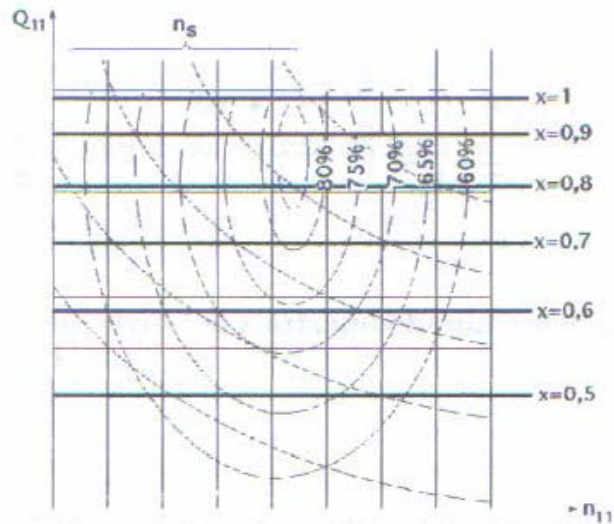
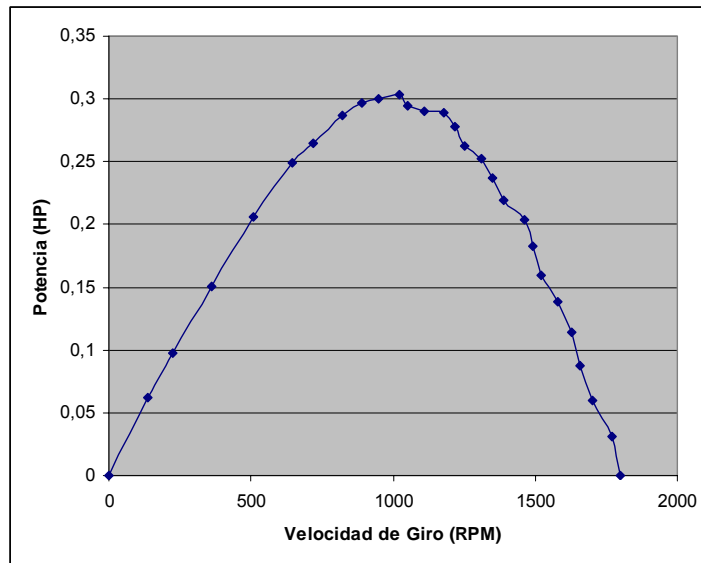


Figura 15. Curvas características de caudal (Colinas) [15]

Grafica de Potencia vs. Velocidad de Giro

RPM	F=(Gramos)	Potencia (HP)
1800	0	0
1770	50	0,031
1700	100	0,0596
1660	150	0,0873
1630	200	0,1143
1580	250	0,138
1520	300	0,16
1490	350	0,183
1460	400	0,204
1390	450	0,219
1350	500	0,237
1310	550	0,252
1250	600	0,263
1220	650	0,278
1180	700	0,289
1110	750	0,29
1050	800	0,295
1020	850	0,304
950	900	0,3
890	950	0,297
820	1000	0,287
720	1050	0,265
645	1100	0,249
510	1150	0,206
630	1200	0,151
225	1250	0,098
136	1300	0,062
0	1350	0

Tabla 73. Datos de velocidad de giro, fuerza y potencia [14]



Gráfica 15. Gráfica de Potencia vs. Velocidad Giro [14]

- ❖ Al comparar las curvas de rendimientos de otros fabricantes, se puede notar que la turbina esta muy por debajo de la eficiencia esperada. Vale aclarar que se hicieron unas recomendaciones para la posterior validación de estos resultados.
- ❖ Es necesario obtener los equipos de medición adecuados para una mejor toma de mediciones y posteriormente compararlas con las diferentes curvas existentes en el medio.

Capítulo 5

Conclusiones y Recomendaciones

5.1 Conclusiones

- ❖ Se diseñó y se construyó una Turbina Pelton basados en las especificaciones del libro Micro Turbines Pelton [2] y utilizando los materiales adecuados para su construcción. La metodología empleada para este diseño se encuentra establecida en el anexo A4.
- ❖ Se diseñó, se construyó, se montó y se operó en el laboratorio de pruebas de mecánica de fluidos de la Universidad Pontificia Bolivariana seccional Bucaramanga.
- ❖ Posteriormente se realizaron las pruebas establecidas para generar las curvas de rendimiento y analizarlas con diferentes estudios realizados por investigadores de reconocidas universidades. Esta metodología y toma de resultados están contemplados en la página 44.
- ❖ Al generar las curvas de rendimiento de la Turbina y compararlas con otros estudios, no se cumplió con la meta de diseño para la generación de aproximadamente 500 W; el máximo valor de potencia que se generó fue de 181,3 W; esta prueba está consignada en la página 49.
- ❖ La eficiencia generada por la turbina se encuentra en un rango muy inferior al que presentan los diferentes investigadores para Turbinas Pelton; esta genera una máxima eficiencia de 10,50823%. Esta prueba está registrada en el anexo A22.
- ❖ Se verificó el cálculo de la eficiencia, hallando la potencia real en el eje aplicándole una carga definida; en esta prueba la eficiencia tuvo un resultado de 38,7233289%. Esta metodología utilizada se encuentra anexada en la página 77.
- ❖ Se verificó el diseño mecánico de la turbina Pelton fabricada, y se concluyó que tiene mayor eficiencia colocando dos inyectores ya que con un inyector la turbina no arranca cuando la llave se encuentra totalmente abierta.

- ❖ Se definió las dimensiones de los alabes a partir de los parámetros de diseño establecidos en base al banco de pruebas del laboratorio de mecánica de fluidos de la UPB Bucaramanga.

5.2 Recomendaciones

- ❖ Se recomienda cambiar el generador ya que éste no está diseñado apropiadamente para esta turbina y por lo tanto los resultados no concuerdan con las investigaciones realizadas en otras universidades.
- ❖ Es de vital importancia tener buenos equipos de medición para la toma de datos como el caudal y el torque; ya que por estas limitaciones también tuvimos problemas en la toma de datos.
- ❖ Se recomienda con la toma de torque en el eje por medio de un torquímetro realizar el estudio de las curvas de rendimiento para la verificación de los datos.
- ❖ Mejoramiento del sistema hidráulico del laboratorio de fluidos así como también sus componentes como por ejemplo válvulas.

Bibliografía

- [1] BOTERO, Edgar. Energías Limpias. Coordinador grupo de investigaciones ambientales, Universidad Pontificia Bolivariana Medellín.
<http://www.cnpml.org/html/archivos/Ponencias/Ponencias-ID17.pps>
- [2] EISENRING, Markus. Micro Pelton Turbines. Switzerland 1991.
- [3] IDEAM. Oferta y demanda del recurso hídrico en Colombia. Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales. Santafé de Bogotá D.C.
<http://www.unesco.org.uy/phi/libros/VIJornadas/A13.pdf>
- [4] ARTICULOS, Escuela de ingenierías de Antioquia. Centrales Hidroeléctricas de Colombia. Obras hidráulicas, primer semestre de 2003. Antioquia.
http://fluidos.eia.edu.co/obrashidraulicas/articulos/centraleshidroelectricasdecol/centrales_hidroelectricas_de_col.html
- [5] PAPER, Publicado en la Web
<http://usuarios.lycos.es/jrcuenca/Spanish/Turbinas/T-3.1.2.htm>
- [6] PAPER, Publicado en la Web. Apuntes de Turbinas Hidráulicas. España.
<http://www.scribd.com/doc/232972/Turbina-hidraulica-Pelton-16-pp-Espanol?query2=Turbinas%20Pelton%20>
- [7] CAMACHO, Pedro. Apuntes de Maquinas hidráulicas. Instituto Tecnológico de Acapulco. Ingeniero Asesor. México.
http://members.tripod.com/mqhd_ita.mx/u3.htm
- [8] MARCHEGANI, Ariel. Cavitación. Universidad Nacional del Comahue. Facultad de ingeniería. Departamento de mecánica aplicada.
[http://fain.uncoma.edu.ar/La.M.Hi/textos/Maquinas%20hidraulicas/CAVITACION%20\(v%201.2\).pdf](http://fain.uncoma.edu.ar/La.M.Hi/textos/Maquinas%20hidraulicas/CAVITACION%20(v%201.2).pdf)
- [9] ESCALONA, Iván. Fresadora CNC. Ingeniería Industrial. UPIICSA-IPN. México.
http://www.elprisma.com/apuntes/ingenieria_mecanica/fresadoracnc/default9.asp
- [10] MATAIX, Claudio. Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas. Segunda Edición. Ediciones del Castillo S.A. Madrid, Abril de 1986.
- [11] CABALLERO, Alexander. BOHORQUEZ, Alfredo. Turbina tipo Pelton para planta Microhidrogeneradora, diseño y construcción. Trabajo de Grado

(Ingeniero Electricista y Diseñador Industrial). Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas.

[12] HAMROCK, Bernard. Elementos de Máquinas. MC. Graw Hill. Impreso en México. Año 2000.

[13] BEER, Ferdinand. Mecánica de Materiales. Tercera Edición. MC. Graw Hill. Impreso en México. Año 2004

[14] D´CROZ, Néstor. Ensayo de un modelo de Turbina Pelton. Universidad Industrial de Santander. Departamento de Ingeniería Mecánica. Bucaramanga 1983.

[15] FERNANDEZ, Pedro. Turbinas Hidráulicas. Departamento de ingeniería eléctrica y energética. Universidad de Cantabria.

[18] PAPER. Turbina Pelton. En la Web

<http://personales.ya.com/universal/Termoweb/Turbinas/Hidraulicas/PDFs/Turb.Hidraulicas4.pdf/>

[19] PAPER, Sitio Web.

<http://www.geocities.com/usmindustrial/Fundicion.htm>

[20] PAPER, Sitio Web.

<http://www.lenntech.com/espanol/tabla-peiodica/al.htm>

[21] PAPER, Sitio Web. Monitoreo de maquinaria.

<http://monitoreodemaquinarias.blogspot.com/>

[22] CREUS, Antonio. Instrumentación industrial 7 edición. Alfaomega marcombo 2005.

[23] Internacjonaler Code Fùr Abnalimeversuche an Wasserturbinen in Krafterken, Springer, Berlín 1965

Anexo A

Memoria de Cálculo

- A_c : Área de corte de los agujeros que sostienen los alabes al disco
- A : Área de cada una de las secciones indicadas.
- A_c : Área de la sección de los pernos
- A_c : Área de corte de los agujeros que sostienen los alabes al disco
- a : Ancho del alabe
- B : Base del mango del alabe.
- b : Ancho del alabe
- C_1 : Velocidad del chorro
- D_p : Diámetro Pelton
- d : Diámetro del chorro
- d_{puntas} : Diámetro de puntas
- D_a : Diámetro por fuera del rodete
- d : Distancia entre centroides.
- e Y f : Coeficientes definidos
- e : Margen de error
- F_{ch} : Fuerza del chorro
- F_r : Fuerza radial centrifuga
- F : Fuerza aplicada al eje (N)
- g : Aceleración de gravedad
- H_n : Altura neta de la turbina
- h : Largo del alabe
- h : Altura de cada una de las secciones indicadas.
- I_x : Momento de Inercia de la sección del mango del albe
- K_c : Coeficiente de velocidad absoluta (coeficiente de tobera)
- K_u : Coeficiente de velocidad tangencial

K_m : Coeficiente de cazoleta
 K : Punto de cruce de las trayectorias de los puntos exteriores de dos alabes contiguas
 M_f : Momento flector
 n : Factor de Seguridad,
 n : Número de pruebas realizadas
 n_s : Velocidad Específica
 P : Potencia real
 ρ : Densidad del agua
 $P_{otencia}$: Potencia de diseño en vatios
 $P_{resión}$: Presión de diseño
 P_{hid} : Potencia hidráulica
 $P_{entrada}$: Potencia de entrada de la Turbina
 P_{salida} : Potencia de salida de la Turbina
 P_1 : Fuerza producida por el peso del rodete
 P_2 : Fuerza producida por el peso de la polea de la turbina
 Q : Caudal
 Q_n : Es el producto del área de la sección y distancia
 Q_1 : Caudal tubería 1
 Q_{II} : Caudal tubería 2
 σ_x : Esfuerzo en el alabe
 γ : Peso específico del agua
 S_e : Resistencia real a la fatiga
 S'_e : Resistencia nominal a la fatiga
 S_y : Resistencia a la fluencia
 S_{ut} : Resistencia a la rotura
 S_{ut} : Resistencia a la rotura a la tensión del material
 S : Desviación Estándar
 t : Profundidad de la cuchara

- T_{\max} : Torque máximo aplicado
- T : Ancho de la sección considerada es el mismo h_1
- $\tau_{x,z}$: Cortante Transversal en la cuchara
- u_1 : Velocidad tangencial o periférica de un punto de la rueda
- V : Fuerza cortante vertical es la misma fuerza del chorro F_{ch}
- v_E : Velocidad de entrada en la llave de regulación
- V_1 : Velocidad con la que sube la fuerza en el eje
- w : Velocidad angular de la turbina
- X : Espesor de el alabe o cazoleta
- z : Numero de álabes
- β_2 : Angulo de salida del fluido
- π : PI

A.1 Definición del Caudal (Q)

Para encontrar el caudal se estableció:

- ❖ El valor de $P_{otencia}$ es el valor de potencia que queremos generar o también se le denomina potencia de diseño.
- ❖ El valor de $P_{resión}$ se determinó en base a el banco de pruebas del laboratorio de mecánica de fluidos de la UPB Bucaramanga.

$$Q = \frac{P_{otencia}}{P_{resión}} = \frac{500[W]}{189612,5Pa} \Rightarrow Q = 0,00263695 \frac{m^3}{seg} = 2,6636956 \frac{litros}{seg} [2]$$

A.2 Presión de diseño ($P_{resión}$)

La presión de diseño es también llamada presión manométrica, este dato es suministrado por el manómetro del laboratorio de mecánica de fluidos de la UPB Bucaramanga.

La presión varía entre 15 Psi y 40 Psi, para nuestro dato de diseño tomamos un valor promedio de esta presión. [2]

$$P_{resión} = \frac{15Psi + 40Psi}{2} = 27,5Psi = 189612,5Pa$$

A.3 Altura Neta (H_n)

La altura neta se simula por medio de una bomba. En donde de acuerdo a la apertura de la llave aumenta o disminuye la altura. [2]

$$H_n = \frac{Potencia}{\gamma * Q} = \frac{500[W]}{\left(9800 \frac{N}{m^3}\right) \left(0,00263695 \frac{m^3}{seg}\right)} \Rightarrow H_n = 19,348265m$$

La altura neta depende de la potencia de diseño y del caudal es decir de la presión. La altura neta de la turbina es simulada por medio de una bomba.

A.4 Velocidad del chorro (C_1)

$$C_1 = K_c \sqrt{2g * H_n}$$

$$C_1 = 0,97 \sqrt{(2) * \left(9,81 \frac{m}{seg^2}\right) * (19,348265m)} \Rightarrow C_1 = 18,8991 \frac{m}{seg}$$

Donde K_c corresponde al coeficiente de velocidad absoluta y toma valores entre 0,96 y 0,98; para nuestro cálculo se optó por considerar un promedio entre los dos extremos es decir 0.97. [2]

A.5 Diámetro del Chorro (d)

El diámetro del chorro de agua queda determinado por:

$$d = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * C_1}} = \sqrt{\frac{(4) * \left(0,00263695 \frac{m^3}{seg}\right)}{(\pi) * \left(18,8991 \frac{m}{seg}\right)}} \Rightarrow d = 0,01332861m = 13,32861mm$$

Una vez conocido el diámetro del chorro se diseñaron cada uno de los inyectores en base a este. [2]

A.6 Velocidad tangencial o periférica de un punto de la rueda (u_1)

$$u_1 = K_u \sqrt{2 * g * H_n}$$

$$u_1 = 0,47 \sqrt{(2) * \left(9,81 \frac{m}{seg^2}\right) * (19,348265m)} \Rightarrow u_1 = 9,15732 \frac{m}{seg}$$

El valor de K_u (coeficiente de fricción del álabe) varía entre 0,45 y 0,49; para nuestro cálculo se optó por considerar un promedio de 0,47. [2]

Nota: Los cálculos realizados a partir de A7 a A15 se observan en la figura 2.11.

A.7 Fuerza radial centrifuga

$$F_c = \frac{(m) * (u_1)^2}{D_p} \Rightarrow F_c = \frac{(0,04Kg) * (9,15732m/s)^2}{(0,11995m)} \Rightarrow F_c = 27,9638[N]$$

Para obtener la masa del álabe se realizó la isométrica del álabe antes de enviarla a maquinar se importo a ANSYS en dónde se calculó el volumen, y sabiendo la densidad del material del álabe se obtuvo la masa de la misma. [2]

A.8 Ancho del álabe (b)

$$b = 2,85d \Rightarrow b = 2,85 * 13,32861mm \Rightarrow b = 37,9865385mm [2]$$

A.9 Profundidad del álabe (t)

$$t = 0,9d$$

$$t = 0,9 * 13,32861mm \Rightarrow t = 11,9957mm [2]$$

A.10 Largo del álabe (h)

$$h = 2,4d \Rightarrow h = 2,4 * 13,32861mm \Rightarrow h = 31,9886mm [2]$$

A.11 Medidas en el plano del álabe (h_1, h_2)

$$\begin{aligned} h_1 &= 0,175d \Rightarrow h_1 = 0,175 * 13,32861mm \Rightarrow h_1 = 2,3325mm \\ h_2 &= 1,175d \Rightarrow h_2 = 1,175 * 13,32861mm \Rightarrow h_2 = 15,661116mm \end{aligned} [2]$$

A.12 Ancho del destalonamiento (a)

$$a = 1,2d \Rightarrow a = 1,2 * 13,32861mm \Rightarrow a = 15,994332mm [2]$$

A.13 Punto de cruce de las trayectorias de los puntos exteriores de dos álabes contiguos (K)

$$K = 0,135 * D_p \Rightarrow K = 0,135 * 11,995cm \Rightarrow K = 1,619325cm \quad [2]$$

A.14 Espesor del álabe (X)

$$X = K - t \Rightarrow X = 16,19325mm - 11,9957mm \Rightarrow X = 4,19755mm \quad [2]$$

A.15 Diámetro pelton (D_p)

$$\frac{D_p}{d} = 9 \Rightarrow D_p = 9 * d \Rightarrow D_p = 9 * 13,32861mm \quad [2]$$
$$D_p = 119,95mm = 11,995cm$$

A.16 Diámetro por fuera del rodete (D_a)

$$D_a = D_p + 1,2h \Rightarrow D_a = 119,95mm + 1,2 * 31,9886mm \quad [2]$$

$$D_a = 158,33632mm$$

A.17 Número de Álabes (z)

$$z = \frac{D_p * \pi}{2d} = \frac{119,95mm * 3,1416}{2 * 13,32861mm} \Rightarrow z = 14,13 \quad [2]$$

El número de álabes se aproximó a 15 por facilidad de ensamble en el rodete Pelton.

A.18 Potencia hidráulica

La expresión para la potencia hidráulica es:

$$P_{hid} = Q * \rho * g * H_n = \left(0,00263695 \frac{m^3}{seg}\right) * \left(1000 \frac{Kg}{m^3}\right) * \left(9,81 \frac{m}{seg^2}\right) * (19,348265m) \quad [2]$$

$$P_{hid} = 500,370516[W]$$

A.19 Potencia en el eje

$$n_{turbina} = \frac{P_{eje}}{P_{hid}} * 100$$

Suponiendo $n_{turbina} = 70\%$ y reemplazando:

$$\frac{(70) * (500,370516[W])}{100} = P_{eje} \Rightarrow P_{eje} = 350,2593[W] \quad [2]$$

A.20 Diámetro de puntas

$$d_{puntas} = D_p + \frac{7}{3}d = 119,95mm + \frac{7}{3} * (13,32861mm)$$

$$d_{puntas} = 151,05009[mm] \quad [2]$$

A.21 Fuerza del chorro

$$F_{ch} = \rho * Q (K_c \sqrt{2 * g * H_n} - u_1) (1 + K_m \cos \beta_2)$$

$$F_{ch} = \left(1000 \frac{Kg}{m^3} \right) \left(0,00263695 \frac{m^3}{seg} \right) \left[0,97 \sqrt{2 \left(9,81 \frac{m}{seg^2} \right) (19,348265m)} - 9,15732 \frac{m}{seg} \right] (1 + 0,9 \cos 12^\circ)$$

$$F_{ch} = 49,2698[N] \quad [2]$$

A.22 Potencia Real

$$P = 2 * \gamma * Q * K_u * H_n (K_c - K_u) (1 + K_m * \cos \beta_2)$$

$$P = 2 * 1000 \frac{Kg}{m^3} * 0,00263695 \frac{m^3}{seg} * 0,47 * 19,348265m (0,97 - 0,47) * (1 + 0,9 \cos 12^\circ)$$

$$P = 45,089[W]$$

A.23 Verificación de la Selección del Tipo de Turbina

$$n_s = \frac{N\sqrt{P_{eje}}}{H_n^{5/4}} = \frac{(1500rpm)*\sqrt{0,4762[CV]}}{(19,348265m)^{5/4}} \Rightarrow n_s = 26,508[rpm] \quad [2]$$

La turbina fue diseñada para que girara a 1500R.P.M esta velocidad depende de la cantidad de la apertura de la llave, que es la encargada de aumentar o disminuir el caudal.

$$P_{eje} = 350,2593[W] = 0,578267[CV]; \quad (1[CV] = 735,49875[W]) \quad [2]$$

De la tabla 2.1 se tiene que el tipo de turbina adecuado para $n_s = 26,508[rpm]$ es Pelton de 1 inyector ($5 \leq n_s \leq 30$).

Ahora, al observar la grafica de la Figura 2.2 se tiene que para $n_s = 26,508[rpm]$ el tipo de turbina adecuado es igualmente Pelton pero no solo de 1 inyector sino que también de 2 inyectores. Para esta elección si se desea utilizar 1 inyector se requiere una altura de 400[m], y si se utilizan 2 inyectores se requiere una altura de 1000[m]; la cual es mucho mayor que la que se tiene en realidad (19,348265[m]).

Por otro lado, si se selecciona la turbina a partir de la altura neta se llega a que la turbina adecuada es una Francis simple con una altura de aspiración $H_s = +5[m]$ (parámetro del cual depende el coeficiente de cavitación), pero en este caso la velocidad especifica de la turbina debe ser igual a 400 [rpm], muy superior a la que se tiene en realidad.

Lo que ocurre es que para este recurso hídrico no esta completamente claro que tipo de turbina se debe utilizar; sin embargo la selección ya se ha reducido a Pelton de dos chorros. Vale la pena mencionar que para este recurso hídrico la turbina Francis simple no se descarta.

En el siguiente párrafo se presentan una serie de ventajas respecto a la utilización de turbinas Pelton o Francis, las cuales son útiles para definir qué

tipo de turbina utilizar en casos límite de selección. Las ventajas de utilizar turbinas tipo Pelton son:

- ❖ Son más robustas, lo cual se traduce en una mayor resistencia y un aumento de la vida útil de la turbo máquina.
- ❖ El peligro de erosión de los álabes es menor.
- ❖ Las reparaciones y labores de mantenimiento son más sencillas.
- ❖ La regulación de la velocidad de la turbina es más fácil.
- ❖ Poseen rendimientos mejores a cargas parciales.
- ❖ Requieren de una infraestructura más sencilla.

Las ventajas de utilizar turbinas tipo Francis son:

- ❖ El peso de la unidad es menor, lo cual se traduce en mayor facilidad de transporte e instalación.
- ❖ Poseen un rendimiento máximo mayor.
- ❖ Aprovechan un mayor desnivel, debido a la presencia del tubo de aspiración.
- ❖ Las dimensiones en planta de la central son más reducidas. [8]

A.24 Verificación del diámetro del eje

El material del eje es acero AISI 1045 y su diámetro es 19,4 [mm]. Lo que se hará es verificar que este diámetro satisface lo siguiente

$$d_{eje} \geq d_{min}$$

Donde d_{min} corresponde a un diámetro mínimo para el eje, calculado mediante algún criterio de falla que considere fatiga de material. En este caso se uso el criterio de Soderberg.

La tabla A1 muestra el peso de cada uno de los elementos que componen el rodete de la turbina y el peso total del rodete. [12]

Elemento	Cantidad	Peso Unitario,[Kg]	Peso total, [Kg]
Disco	1	0,716	0,716
Cazoleta	15	0,039	0,585
Perno con turca y arandela	30	0.005	0,15
Rodete	1	1,451	1,451

Tabla 74: Peso de cada uno de los elementos del rodete y peso total del rodete.

Desde el rodete hasta la chumacera del lado de la polea hay 6,325 [cm]. A 2 [cm] de la chumacera se encuentra la polea de la turbina, la cual pesa 0,410 [Kg]. La chumacera del otro lado se encuentra a 6,325 [cm] del rodete. El eje mide 42,7 [cm].

La fuerza que imprime el chorro de agua sobre los alabes se traduce en un torque aplicado al eje. El torque se calcula como:

$$T = \frac{P_{eje}}{\omega}$$

La velocidad de la turbina varía de acuerdo a la apertura de la llave de suministro de caudal. Para este calculo se trabajo con $N = 1500$ [rpm], ya que fue nuestro parámetro de diseño. La velocidad angular de la turbina esta dada por:

$$\omega = 2\pi * N = 9424,8[rpm] = 157,08[Hz]$$

Reemplazando $P_{eje} = 350,2593[W]$ y $\omega = 157,08[Hz]$; el torque aplicado resulta ser:

$$T = \frac{350,2593[W]}{157,08[Hz]} = 2,2298[N.m]$$

La figura A.1 muestra el diagrama de carga aplicada al eje y la figura A.2 el diagrama de momento del eje.

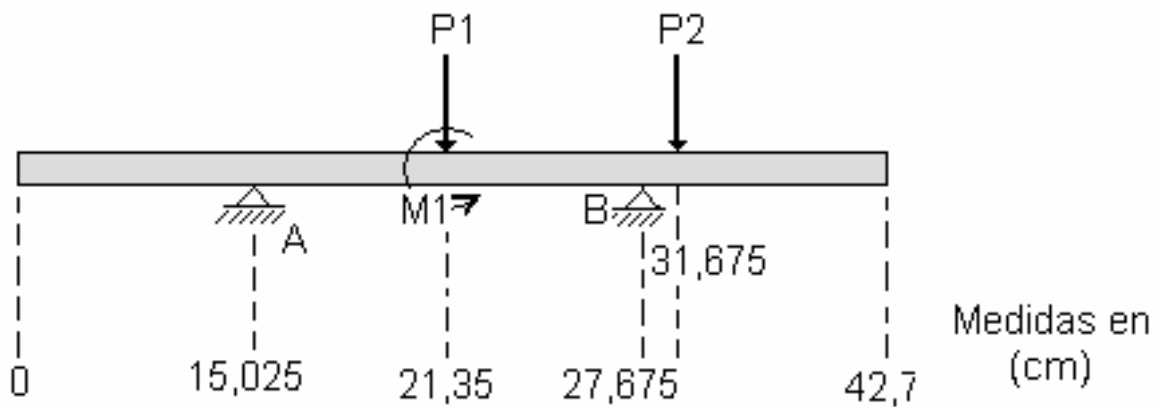


Figura 16: Diagrama de carga aplicada al eje

Las fuerzas aplicadas sobre el eje resultan del peso del rodete y del peso de la polea.

P_1 : Fuerza producida por el peso del rodete

P_2 : Fuerza producida por el peso de la polea de la turbina

$$P_1 = (1,451Kg) * (9,81 \frac{m}{seg^2}) = 14,23431[N]$$

$$P_2 = (0,410Kg) * (9,81 \frac{m}{seg^2}) = 4,0221[N]$$

Haciendo sumatoria de momentos en el punto A se calculó:

$$\begin{aligned} \Sigma M_A &= 0 \\ -(14,23431 * 0,06325) + (R_B * 0,1265) - (4,0221 * 0,1465) + 2,2298 &= 0 \\ R_B &= -5,8517[N] \end{aligned}$$

Haciendo sumatoria de fuerzas en (y) se calculó:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A - P_1 - R_B - P_2 = 0$$

$$R_A = 14,23431 + 5,8517 + 4,0221$$

$$R_A = 24,1081[N]$$

Como se puede apreciar en la figura A.2, el momento máximo se da en el punto de ubicación del rodete y es:

$$M_{\max} = 1,5248[N.m]$$

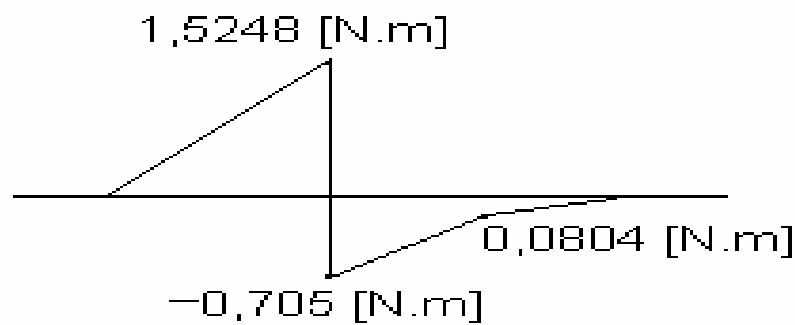


Figura 17: Diagrama de momento del eje.

A.24.1 Cálculo de la Resistencia Real a la Fatiga

La resistencia real a la fatiga esta dada por:

$$S_e = K_a K_s K_r K_t K_e K_f . S'_e$$

Donde

K_a : Factor del acabado de la superficie,

K_s : Factor de tamaño,

K_r : Factor de confiabilidad,

K_t : Factor de temperatura,

K_e : Factor de concentración de esfuerzos,

K_f : Factor de carga, y

S'_e : Resistencia nominal a la fatiga. [12]

Factor del acabado de la superficie, K_a

Según el autor Hamrock, el factor del acabado de la superficie se determina como [12]:

$$K_a = eS_{ut}^f$$

Donde,

e Y f : Coeficientes definidos [12]

S_{ut} : Resistencia a la rotura a la tensión del material

$$K_a = 4,71(565MPa)^{-0,265}$$

$$K_a = 0,8784$$

Factor de tamaño, K_s

Según el autor Hamrock, el factor de tamaño se determina como [12]:

$$K_s = 1,189d^{-0,112}, \text{ para } 8mm < d \leq 250mm$$

$$K_s = 0,8529$$

Factor de confiabilidad, K_r

Suponiendo una confiabilidad de 95% se tiene que [12]:

$$K_r = 0,87$$

Factor de temperatura, K_t

Como la temperatura de operación del eje es menor que 20°C, se puede considerar que [12]:

$$K_t = 1$$

Factor de concentración de esfuerzos, K_e

Este factor se puede considerar igual a 1, ya que el eje no posee agujeros transversales, ni ranuras de tamaño considerable. Únicamente posee un canal,

que es pequeño en comparación con el diámetro del eje, para la ubicación de la cuña que sirve para darle mayor seguridad al ensamble del rodete al eje. [12]

$$K_e = 1$$

Factor de carga, K_f

En este caso la carga mayor se produce por torsión y no por carga axial. Luego, según los autores Shigley y Mischke [12]:

$$K_f = 0,258 * (565 MPa)^{(0,125)}$$

$$K_f = 0,5696$$

Resistencia nominal a la fatiga, S'_e

Según el autor Hamrock la resistencia nominal la podemos calcular así [12]:

$$S'_e = 0,29 * S_{ut}$$

Se considerando que $S_{ut} = 565 [MPa]$ se obtiene:

$$S'_e = 163,85 [MPa]$$

Resistencia real a la fatiga, S_e

Reemplazando los factores calculados y la resistencia nominal a la fatiga en la siguiente ecuación se obtiene [12]:

$$S_e = K_a K_s K_r K_t K_e K_f . S'_e \Rightarrow S_e = 0,8784 * 0,8529 * 0,87 * 1 * 1 * 0,5696 * 163,85 [MPa]$$

$$S_e = 60,8311 [MPa]$$

A.24.2 Criterio de falla de Soderberg

El criterio de falla de Soderberg entrega la siguiente expresión para el diámetro mínimo del eje [12]:

$$d_{\min} = \left[\frac{27,733 * n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T_{\max}}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_{\max}}{S_e} \right)^2} \right]^{1/3} \Rightarrow d_{\min} = \left[\frac{27,733 * 1,3}{\pi} \sqrt{\left(\frac{19,734}{44961,6957} \right)^2 + \left(\frac{13,2956}{8824,4165} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d_{\min} = 0,7637 [in] = 19,397 [mm]$$

Donde

n : Factor de Seguridad,

T_{\max} : Torque máximo aplicado, y

S_y : Resistencia a la fluencia.

La expresión de Soderberg entrega el diámetro mínimo en [in] y los datos deben ser ingresados en las siguientes unidades: T_{\max} y M_{\max} en [lbf. in], y S_y y S_e en [Psi].

Para el acero AISI 1045 la resistencia a la fluencia es de 310 Mpa. T_{\max} Corresponde al torque en el eje (T) calculado anteriormente. La tabla 75 muestra las conversiones de unidades para aplicar la ecuación de Soderberg. Reemplazando los valores de la tabla 75 En la ecuación de Soderberg y considerando un factor de seguridad $n = 1,3$ se obtiene que:

T_{\max}	2,2298[N.m]	19,734[lbf.in]
S_y	310[MPa]	44961,6957[Psi]
M_{\max}	1,5248[N.m]	13,2956[lbf.in]
S_e	60,8311[MPa]	8824,4165[Psi]

Tabla 75: Conversiones de unidades para aplicar en la ecuación de Criterio de falla de Soderberg

Luego se cumple que:

$$d_{\text{ eje }} = 19,4[\text{mm}] \geq d_{\text{ min }} = 19,397[\text{mm}]$$

A.25 Factores de seguridad en el perno y en el álabe

Momento de Inercia de la sección del mango del álabe

El momento de inercia del álabe pelton se calculó en la parte más crítica; es decir en la base del mango del alabe (ver figura 19). En este cálculo se incluyó el diámetro de los agujeros que sostienen los alabes al disco, ya que en esta sección puede fallar.

En la siguiente ecuación se observa como se calcula el momento de inercia para cada porción de la sección [13]:

$$I_x = \left[\frac{1}{12} (b * h^3) + (A * d^2) \right]$$

Donde:

B : Base del mango del alabe.

A : Área de cada una de las secciones indicadas.

h : Altura de cada una de las secciones indicadas.

d : Distancia entre centroides.

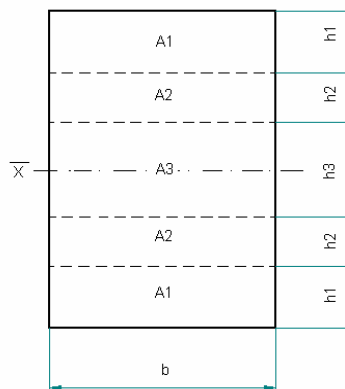


Figura 18: Sección del mango

Con base en la siguiente ecuación se calcula el momento de inercia de la sección [13].

$$I_x = \left\{ \frac{1}{12} (b)(h_1)^3 + [(A_1)(d_1)^2] \right\} * 2 + \left\{ \frac{1}{12} (b)(h_2)^3 + [(A_2)(d_2)^2] \right\} * 2 + \left[\frac{1}{12} (b)(h_3)^3 \right]$$

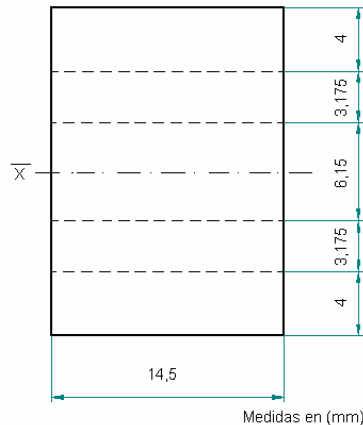


Figura 19: Sección del mango con sus respectivas medidas

$$I_x = \left\{ \frac{1}{12} (0,0145)(0,004)^3 + \left[(5,8 * 10^{-5}) (8,25 * 10^{-3})^2 \right] \right\} * 2 +$$

$$\left\{ \frac{1}{12} (0,0145)(0,003175)^3 + \left[(4,60375 * 10^{-5}) (4,6625 * 10^{-3})^2 \right] \right\} * 2 +$$

$$\left[\frac{1}{12} (0,0145)(0,00615)^3 \right] \Rightarrow I_x = 1,0409942 * 10^{-8} m^4$$

Momento Flector

$$M_f = F_{ch} * L \Rightarrow M_f = 49,2698 * 0,02561 \Rightarrow M_f = 1,261799 N.m$$

Donde:

F_{ch} : Fuerza del chorro

L : Distancia entre la fuerza del chorro y el centro de los orificios que sostienen el alabe al disco [13]

Esfuerzo en el álabe

$$\sigma_{alabe} = \frac{M_f * L}{I_x} \Rightarrow \sigma_{alabe} = \frac{(1,261799)(0,02561)}{(1,0409942 * 10^{-8})} \Rightarrow \sigma_{alabe} = 3,10421253 MPa$$

Donde:

M_f : Momento flector

I_x : Momento de Inercia de la sección del mango del albe

L : Distancia entre la fuerza del chorro y el centro de los orificios que sostienen el alabe al disco [13]

Esfuerzo de aplastamiento en el perno

$$\sigma_{\text{aplasta.perno}} = \frac{F_{ch}}{2A_c} \Rightarrow \sigma_{\text{aplasta.perno}} = \frac{49,2698}{2[(0,0145)(3,175 * 10^{-3})]} \Rightarrow \sigma_{\text{aplasta.perno}} = 0,535105 MPa$$

Donde:

F_{ch} : Fuerza del chorro

A_c : Área de la sección de los pernos [13]

Cortante transversal en el álabe

$$\tau_{\text{trans.cuchara}} = \frac{V * Q}{I * T} \Rightarrow \tau_{\text{trans.cuchara}} = \frac{(49,2698) \{ [(0,0145)(0,004)] * [3,5875 * 10^{-3}] \}}{(1,0409942 * 10^{-8})(0,004)}$$
$$\tau_{\text{trans.cuchara}} = 0,2462024 MPa$$

Donde:

V : Fuerza cortante vertical es la misma fuerza del chorro F_{ch}

Q : Es el producto del área de la sección y distancia

I_x : Momento de Inercia de la sección del mango del álabe

T : Ancho de la sección considerada (es el mismo h_1) [13]

Cortante en el perno

$$\tau_{\text{perno}} = \frac{F_r}{4A_c} \Rightarrow \tau_{\text{perno}} = \frac{27,9638[N]}{4[(\pi)(1,5875 * 10^{-3})^2]} \Rightarrow \tau_{\text{perno}} = 0,88299 MPa$$

Donde:

F_r : Fuerza radial centrifuga

A_c : Área de corte de los agujeros que sostienen los álaves al disco [13]

A.25.1 Factor de seguridad producto del aplastamiento en el perno

$$n = \frac{0,9 * S_y}{\sigma_{aplasta.perno}} \Rightarrow n = \frac{0,9 * (345[MPa])}{0,535105[MPa]} \Rightarrow n = 580,25 \quad [12]$$

A.25.2 Factor de seguridad producto del cortante del perno

$$n = \frac{0,4 * S_y}{\tau_{perno}} \Rightarrow n = \frac{0,4 * (345[MPa])}{0,88299MPa} \Rightarrow n = 156,2871 \quad [12]$$

A.25.3 Esfuerzos normales principales [12]

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + (\tau_{x,z})^2} \Rightarrow \sigma_1, \sigma_2 = \frac{3,10421253}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{3,10421253}{2}\right)^2 + (0,2462024)^2}$$
$$\sigma_1 = 3,123618048MPa$$
$$\sigma_2 = -0,0194055802MPa$$

Donde

σ_x : Esfuerzo en el alabe

$\tau_{x,z}$: Cortante Transversal en la cuchara

A.25.4 Factor de seguridad en base a los esfuerzos principales

$$|\sigma_1 - \sigma_2| = 2\tau_{x,z} < \frac{S_y}{n_s} \Rightarrow n_s < \frac{S_y}{2\tau_{x,z}} \Rightarrow n_s = \frac{17}{3,143019205} \Rightarrow n_s = 5,40812003$$

Donde

S_y : Resistencia a la fluencia del aluminio.

Vale la pena mencionar que la Resistencia a la fluencia del aluminio se tomo como 17 MPa; es decir, como aluminio comercial: pero en realidad en el

proceso de fundición la calidad del aluminio no presenta esta característica; por consiguiente el factor de seguridad sería menor. [12]

A.26 Verificación de la eficiencia en la Turbina Pelton

Para calcular la eficiencia de la turbina nos basamos en la siguiente ecuación en donde la P_{salida} es la potencia que entrega el eje y se midió por medio de un sistema de pesas, en realidad esta potencia de salida debería ser la potencia que arrojaría el tablero de carga, pero por fallas en el generador se calculo de la siguiente manera [10]:

$$\eta = \frac{P_{salida}}{P_{entrada}}$$

Donde:

$P_{entrada}$: Potencia de entrada o potencia hidráulica en la turbina

P_{salida} : Potencia de salida o potencia en el eje de la turbina

Para calcular la H_n nos basamos en la norma que se encuentra en el Anexo C.

$$P_{entrada} = \gamma * Q_s * H_n$$

Donde:

H_n : Altura neta [m] (formula según norma planteada en el anexo C)

Q_s : Caudal de salida de la turbina $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

γ : Peso específico del agua $\left(9800 \frac{N}{m^3}\right)$

Ecuación según norma establecida en el anexo C:

$$H_n = \frac{P_E}{\rho * g} + \frac{v_E^2}{2g} + \frac{Q_I}{Q_I + Q_{II}}(z_E - z_{SI}) + \frac{Q_{II}}{Q_I + Q_{II}}(z_E - z_{SII})$$

Donde:

P_E : Presión de entrada [Pa]

ρ : Densidad del Agua $\left(1000 \frac{Kg}{m^3}\right)$

g : Aceleración de la gravedad $\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right)$

v_E : Velocidad de entrada en la llave de regulación $\left(\frac{m}{s}\right)$

Q_I : Caudal tubería 1 $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

Q_{II} : Caudal tubería 2 $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

$$H_n = \frac{265448,2248}{(1000)(9,81)} + \frac{(5,312198)^2}{2(9,81)} + \frac{0,004712767}{0,004712767 + 0,0054143}(1,23 - 1,24) + \frac{0,0054143}{0,004712767 + 0,0054143}(1,23 - 1,325) \Rightarrow H_n = 28,44179798m$$

$$P_{entrada} = \gamma * Q_s * H_n \Rightarrow P_{entrada} = (9800)(0,0061879)(28,44179798)$$

$$P_{entrada} = 1724,751017W$$

$$\eta = \frac{P_{salida}}{P_{entrada}} \Rightarrow \eta = \frac{181,3}{1274,751017} \Rightarrow \eta = 10,50823\%$$

El resultado de la eficiencia tan baja es por problemas en el generador; procedemos hallar la potencia del eje

$$P_{eje} = F * V_1$$

Donde

F : Fuerza aplicada al eje (N)

V_1 : Velocidad con la que sube la fuerza en $\left(\frac{m}{s}\right)$

$$P_{eje} = (711,225)(0,842028985) \Rightarrow P_{eje} = 598,8720649W$$

$$\eta = \frac{P_{eje}}{P_{entrada}} \Rightarrow \eta = \frac{598,8720649}{1724,751017} \Rightarrow \eta = 38,7233289\%$$

A.27 Verificación del espesor de pared del inyector [12]:

Se verifica por la teoría de esfuerzo cortante máximo (MSST)

Los esfuerzos principales se calculan de la siguiente manera

$$\sigma_1 = \sigma_\theta = \frac{P_i r}{t_h}$$

$$\sigma_2 = \sigma_z = \frac{P_i r}{2t_h}$$

$$\sigma_3 = 0$$

Dónde;

$\sigma_1 = \sigma_\theta$ = Esfuerzo de aro (Psi)

P_i = Presión interna (Psi)

r = Radio interno (in)

t_h = Espesor de pared (in)

$\sigma_2 = \sigma_z$ = Esfuerzo axial de tensión (Psi)

σ_3 = Esfuerzo radial

$$\sigma_2 = \sigma_z = \frac{P_i r}{2t_h}$$

$$\sigma_1 = \sigma_\theta = \frac{(40)(0,75)}{t_h}$$

$$\sigma_2 = \sigma_z = \frac{(40)(0,75)}{2t_h}$$

Tomamos un factor de seguridad de 2 por efectos de diseño y mayor seguridad

$$\sigma_1 - \sigma_3 \left\langle \frac{S_y}{n_s} \right\rangle \Rightarrow \frac{P_i r}{t_h} \left\langle \frac{S_y}{n_s} \right\rangle \text{ Para verificar el espesor}$$

$$t_h \left\langle \frac{P_i r n_s}{S_y} \right\rangle$$

Dónde

S_y = Resistencia a la fluencia del material (Psi)

$$t_h \left(\frac{(40)(0,75)}{2500} \right) \Rightarrow t_h = 0,015in \Rightarrow 0,381mm$$

Este es el espesor mínimo de pared que se puede seleccionar para trabajar a la presión indicada.

Verificación Pared delgada

$$\frac{d_i}{t_h} > 40 \Rightarrow \frac{38,10}{0,381} > 40 \Rightarrow 100 > 40$$

A.28 Cálculo Tipo para el Margen de Error [22]:

Datos para RPM

X=1 (O Bombillos)

	0 Bombillo
RPM	459,2
RPM	460,1
RPM	458,3
RPM	453,3
RPM Prom.	457,725

Tabla 76: Datos de las RPM para 0 bombillos

$$e = Z \frac{S}{\sqrt{n}} ; \text{ Donde}$$

e : Margen de error

Z : Número de confianza del 95%=1,96

S : Desviación Estándar

n : Número de pruebas realizadas

$$S = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}$$

$$S = \sqrt{\frac{(459,2 - 457,725)^2 + (460,1 - 457,725)^2 + (458,3 - 457,725)^2 + (453,3 - 457,725)^2}{4-1}}$$

$$S = 3,040148023RPM$$

$$e = 1,96 \left(\frac{3,040148023}{\sqrt{4}} \right) \Rightarrow e = 2,979345062 \text{RPM}$$

Porcentaje de Error en la medición:

$$\%e = \left(\frac{e}{\text{RPM}_{\text{prom}}} \right) \Rightarrow \%e = \frac{2,979345062}{457,725} \Rightarrow \%e = 0,6509028483\%$$

Anexo B

Fotografías de las Etapas de Construcción

A continuación se presentan algunas fotografías logradas durante el proceso de fabricación de las diferentes partes de la turbina pelton.

B.1 Proceso de Maquinado del álabe en fresadora CNC



Figura 20. Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C



Figura 21. Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C



Figura 22. Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C



Figura 23. Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C

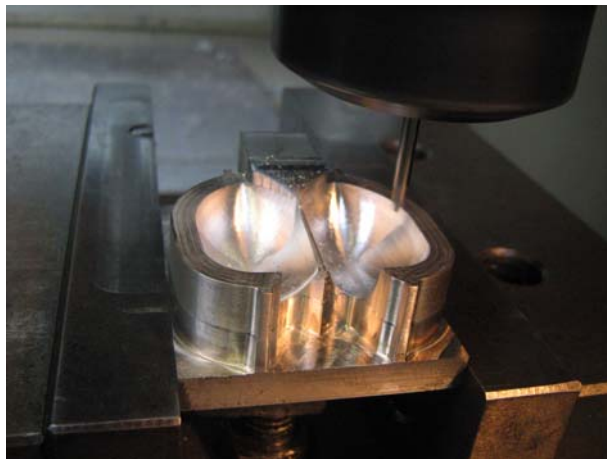


Figura 24. Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C



Figura 25. Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C

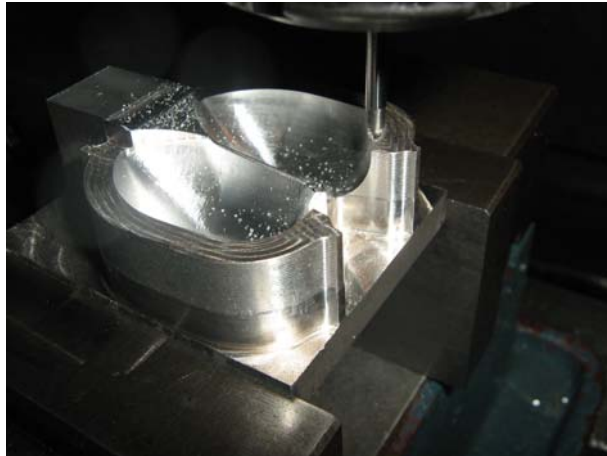


Figura 26. Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C

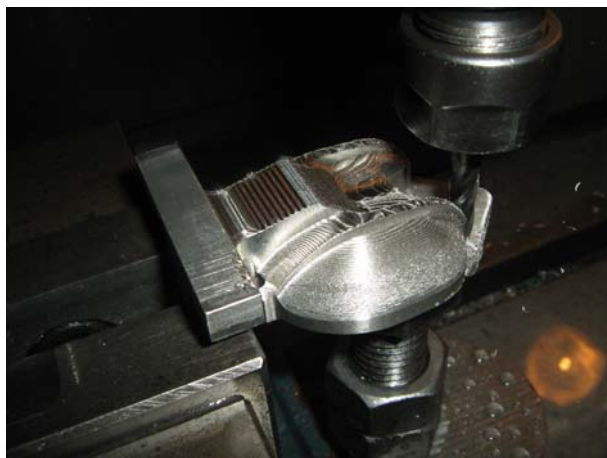


Figura 27. Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C



Figura 28. Maquinado álabe Pelton en Fresadora C.N.C

B.2 Proceso de fundición de los álabes de la turbina Pelton



Figura 29. Fundición de los álabes de la Turbina Pelton



Figura 30. Fundición de los álabes de la Turbina Pelton



Figura 31. Fundición de los álabes de la Turbina Pelton

B.3 Proceso de Sand Blasting en los álabes



Figura 32. Proceso de Sand Blasting en los álabes



Figura 33. Proceso de Sand Blasting en los álabes



Figura 34. Proceso de Sand Blasting en los álabes



Figura 35. Proceso de Sand Blasting en los álabes

B.4 Proceso de Pulido de los álabes



Figura 36. Proceso de pulido de los álabes



Figura 37. Proceso de pulido de los álabes

B.5 Fabricación del rodete



Figura 38. Fabricación del rodete

B.6 Proceso de fabricación de la cuña



Figura 39. Proceso de fabricación de la cuña



Figura 40. Proceso de fabricación de la cuña

B.7 Proceso de fabricación de los inyectores en el torno convencional



Figura 41. Proceso de fabricación de los inyectores



Figura 42. Proceso de fabricación de los inyectores



Figura 43. Proceso de fabricación de los inyectores

B.8 Apertura de los orificios para el eje



Figura 44. Apertura de los orificios para el eje



Figura 45. Apertura de los orificios para el eje

B.9 Ensamble de la turbina



Figura 46. Ensamble de los álabes en el rodete



Figura 47. Vista Interior de la Turbina Pelton



Figura 48. Vista interior de la Turbina Pelton



Figura 49. Ensamble Turbina Pelton en el área de Mantenimiento

Anexo C

Norma Internacional para la determinación de la altura neta

Es importante determinar en que sección comienza la maquina (Sección E) y en que sección termina (Sección S). Sin esta determinación las dos expresiones de la altura neta que vamos a dar a continuación resultan indefinidas. Los pleitos mencionados en dicha sección que pueden surgir son en las turbinas más importantes que en las bombas: a) porque las curvas de rendimiento en función de la carga siempre están garantizadas; y b) por la importancia de las potencias que entran en juego. La susodicha determinación es objeto de normas. Todas las normas coinciden en las expresiones de la altura neta que se desarrollaran en las dos secciones siguientes. El objeto de la norma es determinar precisamente las secciones E y S.

El contrato de garantía de rendimiento de una turbina debe ir acompañado de un esquema o al menos de una cláusula que determine o especifique la norma que se ha adoptado para definir la entrada E y la salida S de la turbina.

Altura neta es la diferencia de alturas totales entre la entrada y la salida de la turbina.

Las normas mas empleadas más empleadas en la actualidad son las “Normas internacionales para los ensayos de las turbinas hidráulicas en las centrales hidroeléctricas”

Estas normas quedan bien claras con las cuatro figuras que se aducen:

Fig. C-1 a: Turbina de reacción (turbinas Francis, Dériaz, hélice, y Kaplan) con caja espiral de hormigón y tubo de aspiración de secciones transversales con aristas rectas.

Fig. C-1 b: Turbina hidráulica de reacción con cámara espiral de sección circular.

Fig. C-1 c: Turbina hidráulica de reacción de eje horizontal.

Fig. C-1 d: Turbina Pelton de un chorro y de dos chorros (línea de puntos).

La fórmula de la altura neta en cada caso se aduce en la correspondiente figura.

En la turbina Pelton simple se advertirá que, según esta norma, no figura el término $\frac{v_s^2}{2g}$, que sería igual a $\frac{c_s^2}{2g} \cong 0$ porque al no tener la turbina tubo de Pelton tubo de aspiración, dicha altura cinética constituye una pérdida que disminuye su rendimiento y es según esta norma imputable a la turbina.

Se advertirá también que en la turbina Pelton de dos o mas chorros la altura neta es la altura que multiplicada por el caudal total daría una potencia igual a la suma de las potencias de cada chorro. Con este criterio se ha desarrollado la norma que se muestra en la Fig. C-1 d. [10] [23]

A continuación veremos la figura C-1 para hallar la altura neta en diferentes Turbinas [10]

(Ver documento del libro Mataix)

Anexo D

Planos

A continuación se presentan los planos de fabricación de la turbina pelton impresos en tamaño carta.

(Ver archivo de planos)



MANUAL DE INSTRUCCIONES

TACÓMETRO COMBINADO CONTACTO Y FOTO Modelo 461895

1. INTRODUCCIÓN

Felicitaciones por su compra del Tacómetro combinado de contacto y foto Modelo 461895 de Extech. El tacómetro combinado es un diseño patentado que permite la medición de rpm con o sin contacto. Además, se pueden medir las velocidades de superficie en f/min. O en m/min. El modelo 461895 mide a través de un anillo de velocidad como tacómetro de contacto y mide con una rueda de superficie cuando se usa para determinar velocidades lineares de superficie.

1.2 Características

- El uso de un exclusivo circuito microprocesador LSI y reloj basado en cristal ofrece una alta precisión 0.05% y rápido tiempo de medición.
- Las mediciones de rpm. abarcan una amplia escala: 5 a 99,999 rpm. para foto tacómetro y 0.5 a 20,000 rpm. para el tacómetro de contacto
- La supresión de ceros no significativos en la gran pantalla LCD de 5 dígitos provee las rpm. exactas mientras que ahorra energía de la batería
- Automáticamente se guardan el último valor de lectura y última lectura max/min y son llamadas por el botón de Memoria.



2. ESPECIFICACIONES

2-1 Especificaciones Generales

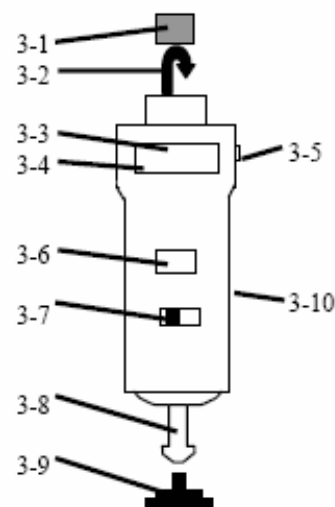
Circuito	Circuito microprocesador de un chip LSI.
Base de tiempo (reloj int.)	Cristal de cuarzo
Pantalla	Pantalla LCD de 5 dígitos, 10 mm (0.4") con anunciador de función
Medición	Foto Tacómetro - 5 a 99,999 rpm. Tacómetro de contacto - 0.5 a 19,999 rpm. Velocidad de superficie - 0.05 a 1,999 m/min. Velocidad de superficie - 0.2 a 6,560 ft/min.
Memoria	Último valor, última lectura máx, última lectura mín.
Tiempo de muestreo	Foto tacómetro - 1 sec. (sobre 60 rpm.) Tacómetro de contacto - 1 sec. (sobre 6 rpm.)
Distancia de detección – Foto tacómetro.	50 a 150 mm (2 a 6 pulgadas) dependiendo de la luz ambiental
Temp. de operación	0 °C to 50 °C (32 °F to 122 °F).
Fuente de poder	Batería 4x 1.5 V AA (UM 3)
Peso	300 g / 0.66 lbs (incluyendo las baterías)
Dimensiones	215 x 65 x 38 mm (8.5 x 2.6 x 1.5")
Accesorios	Manual de instrucciones, Cinta reflejante (23"), adaptador de cono para rpm., adaptador de embudo para rpm., rueda para prueba de velocidad de superficie, estuche portátil

2-2 Especificaciones eléctricas

Medición	Escala	Resolución	Precisión (% rdg)
Foto tacómetro	5 a 99,999 rpm.	0.1 rpm (0.5 a 999.9 rpm.) 1 rpm (sobre 1000 rpm.)	± (0.05% + 1d)
Tacómetro de contacto	0.05 a 19,999 rpm.	0.1 rpm (0.5 a 999.9 rpm.) 1 rpm (sobre 1000 rpm.)	
Velocidad de superficie	0.2 a 6560 ft/min.	0.1 ft/min. (0.1 a 999.9 ft/min.) 1 ft/min. (sobre 1000 ft/min.)	± (1% rdg + 1d)
Velocidad de superficie	0.05 a 1999.9 m/min.	0.01 m/min. (0.05 a 99.99 m/min.) 0.1 m/min. (sobre 100 m/min.)	

3. DESCRIPCIÓN DEL PANEL FRONTAL

- 3-1 Cinta reflectora
- 3-2 Señal del haz de luz
- 3-3 Indicador del monitor
- 3-4 Pantalla
- 3-5 Botón de medición
- 3-6 Botón de memoria
- 3-7 Interruptor de función
- 3-8 Anillo giratorio
- 3-9 Anillo de velocidad de circunferencia
- 3-10 Compartimiento de batería



4. OPERACIÓN

4.1 Foto tacómetro

- a) Deslice el interruptor de función a la posición «rpm PHOTO».
- b) Aplique un trozo cuadrado de 12 mm (0.5") de cinta reflejante al objeto que se va a medir.
- c) Presione el botón de medición y alinee el haz de luz visible con el objeto que se va a medir. Revise que el indicador del monitor se ilumine cuando la cinta reflejante pase a través del haz de luz. Suelte el botón de medición cuando la lectura se estabilice (aproximadamente 2 segundos).
Para obtener mejores resultados, sostenga la fuente de luz del medidor a 15—30 cm del objeto que se va a medir, bajo condiciones de baja iluminación ambiental.
- d) Si las rpm son menores a 50, aplique cuadros adicionales de cinta reflejante. Divida la lectura de la pantalla entre la cantidad de cuadros de cinta para obtener la rpm reales.

NOTA: La luz ambiental brillante puede interferir con el reflejo del haz de luz. En algunos casos puede ser necesario sombrear el área del objetivo.

PRECAUCIÓN: Los objetos giratorios pueden ser peligrosos. Tenga cuidado extremo cuando sostenga el medidor cerca de cualquiera de dichos objetos.

4.2 Tacómetro de contacto

- a) Deslice el interruptor de función a la posición «rpm CONTACT».
- b) Presione el botón de medición mientras que ejerce una ligera presión con el anillo giratorio contra la apertura central de una flecha en rotación. Suelte el botón de medición cuando la lectura se estabilice (aproximadamente 2 segundos).

4.3 Medición de velocidad de superficie

- a) Deslice el interruptor de función a la posición «SURFACE SPEED ft/min.» o «m/min.».
- b) Instale la rueda de velocidad de superficie en el eje.
- c) Presione el botón de medición mientras que sostiene la rueda de velocidad contra el dispositivo que se va a medir. Suelte el botón de medición cuando la lectura se estabilice (aproximadamente 2 segundos).

4.4 Llamado de memoria

La última lectura y los últimos valores, máximo y mínimo obtenidos antes de soltar el botón de medición son automáticamente memorizados. Los valores memorizados pueden ser llamados presionando el botón de memoria la cantidad apropiada de veces.

- a) Presione y sostenga – se muestra el último valor seguido por «LA».
- b) Presione de nuevo y sostenga – se muestra el valor máximo seguido de «UP».
- c) Presione de nuevo y sostenga – se muestra el valor mínimo seguido por «dn».

5. REEMPLAZO DE LA BATERÍA

5.1 El indicador de batería baja aparece como «LO» en la pantalla.

5.2 Para reemplazar la batería:

- a) Afloje el tornillo en la cubierta de la batería (3-10, Fig. 1) y retire.
- b) Reemplace con 4 baterías de 1.5V AA (UM-3) y reemplace la cubierta.

6. SERVICIOS DE REPARACIÓN Y CALIBRACIÓN

En Extech ofrecemos servicios completos de reparación y calibración para todos los productos que vendemos. Llame al departamento de servicio a clientes para obtener mayor información acerca de los servicios disponibles sobre calibración periódica, certificación NIST o reparación de cualquiera de los productos Extech. Para asegurar la integridad de la medición, Extech recomienda realizar anualmente la calibración.

7. GARANTIA

EXTECH INSTRUMENTS CORPORATION garantiza este instrumento para estar libre de defectos en partes o mano de obra durante un año a partir de la fecha de embarque (se aplica una garantía limitada a seis meses para los cables y sensores). Si fuera necesario regresar el instrumento para servicio durante o después del periodo de garantía, llame al Departamento de Servicio a Clientes al teléfono (781) 890-7440 para solicitar autorización. Se debe emitir un número de Autorización de Retorno (RA) antes de regresar cualquier producto a Extech. El remitente es responsable por los cargos de envío, flete, seguro y empaque adecuado para prevenir daños en tránsito. Esta garantía no se aplica a defectos que resulten por acciones del usuario como mal uso, alambrado inapropiado, operación fuera de las especificaciones, mantenimiento o reparaciones inapropiadas o modificaciones no autorizadas. Extech específicamente rechaza cualquier garantía implícita o aptitud o facilidad de venta para un propósito específico y no será responsable por cualesquiera daños directos, indirectos, incidentales o consecuentes. La responsabilidad total de Extech está limitada a la reparación o reemplazo del producto. La garantía precedente es inclusiva y no hay otra garantía ya sea escrita, oral, expresa o implícita.

Copyright © 2001 Extech Instruments Corporation. Todos los derechos reservados, incluyendo el derecho de reproducción total o parcial en cualquier manera.