

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables

TÍTULO:

Diseño, Construcción y análisis de la máxima eficiencia de un Prototipo de Pico Central Hidroeléctrica accionado por turbina tipo KAPLAN o de hélice, para la región Sur del Ecuador

> Tesis de Grado previa la Obtención del Título de Ingeniero Electromecánico

AUTORES :

> Milton Wilfrido Lima Alulima

Juan Carlos Villavicencio Erazo

DIRECTOR : Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta

Loja – Ecuador 2011

CERTIFICACIÓN

Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta
DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente proyecto de tesis de grado, en su proceso de investigación, bajo el tema "DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ANÁLISIS DE LA MÁXIMA EFICIENCIA DE UN PROTOTIPO DE PICO CENTRAL HIDROELÉCTRICA ACCIONADO POR TURBINA TIPO KAPLAN (O DE HÉLICE), PARA LA REGIÓN SUR DEL ECUADOR", previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por los señores egresados: Lima Alulima Milton Wilfrido y Villavicencio Erazo Juan Carlos, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

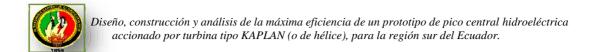
Loja, Mayo del 2011

Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

El presente proyecto de tesis con todos sus argumentos así como la investigación, análisis, diseño, construcción y propuestas vertidas en este trabajo, son de responsabilidad exclusiva de los autores y el patrimonio intelectual a la Universidad Nacional de Loja, autorizamos al Área de la Energía, las Industrias y Recursos Naturales no Renovables y por ende a la carrera de Ingeniería Electromecánica; hacer uso del presente documento en lo que considere conveniente.

Lima Alulima Milton Wilfrido	Villavicencio Erazo Juan Carlos



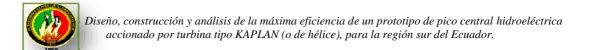
PENSAMIENTO

Aspira a algo, proponte metas y luego prepárate y lucha hasta alcanzarlas, trabaja con toda tu energía, evita las actividades inútiles que consumirán tu valioso tiempo, luego planifica tu vida y avanza lleno de optimismo y entusiasmo. Tus aspiraciones te impulsarán hacia los caminos del éxito.

Milton W. Lima A.

Un hombre es el único ser que puede realizar o cumplir metas en todos los ámbitos que se proponga, por eso el estudio y la preparación es la principal herencia que pueden dejar los padres a los hijos. Aprovecha todo lo que tus padres te puedan dar, no hay mejor satisfacción que eso.

Juan Carlos Villavicencio Erazo.



DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a todos los emprendedores, que esta investigación pueda ser utilizada para fortalecer los conocimientos la comunidad estudiantil y así procurar un cambio que permita alcanzar el adelanto y desarrollo de nuestro sector.

A mis padres en especial a mi madre y hermanos que siempre me han motivado en mi formación profesional.

Milton W. Lima A.

Quiero dedicar este trabajo primeramente a Dios, a mis padres por su apoyo incondicional, a mis hermanos por su comprensión, a mi esposa y a mis dos pequeñas hijas que han sido mi fortaleza e impulso; gracias a ellos he podido alcanzar las metas y culminación de esta tesis.

Juan Carlos Villavicencio Erazo

AGRADECIMIENTO

Expresamos nuestros agradecimientos a la Universidad Nacional de Loja, a los docentes de la carrera de Ingeniería Electromecánica, por su acertada orientación en cada uno de los diferentes contenidos académicos que nos han permitido adquirir el conocimiento necesario para la culminación de nuestra formación académica.

De carácter emotivo al Ing. Byron Solórzano por su asesoramiento y facilitación de su taller para la construcción de este proyecto.

Al Ilustre Municipio de Loja en especial al departamento de UMAPAL y DISTRITO SUR por su colaboración y apertura de las instalaciones de agua potable para la experimentación de nuestro proyecto.

De manera muy especial al Ing. Darwin Tapia, por su acertada dirección e invalorable colaboración para la realización de este trabajo.

Los Autores

RESUMEN

El presente proyecto investigativo constituye una alternativa a la solución del problema del suministro de energía en regiones aislada, ya que el principal propósito es el aprovechamiento de los recursos hídricos existentes en nuestro medio mediante la implementación de la turbina KAPLAN para la generación de energía eléctrica dando soluciones energéticas en varios lugares en donde se puede aprovechar eficientemente este recurso no renovable. La investigación está estructurada en introducción, cinco capítulos, conclusiones y recomendaciones.

Fue realizada una compilación de cada uno de los contenidos necesarios para el desarrollo de ésta investigación, estableciendo un diseño adecuado en base a cálculos matemáticos.

Una vez diseñado el sistema, se acopló una palanca la cual permite frenar el giro del rotor y con esta hallar el punto más alto de eficiencia de dicho sistema hidráulico, se presenta además una metodología para la construcción de la turbina mediante dibujos en el software AUTOCAD 2008.

SUMMARY

The present investigation has as objective the use of the hydraulic energy by means of the use of the turbine kaplan in the generation of the electricity, using like fundamental base the energy of the water and this way giving energy solutions in several places where it can take advantage this non renewable resource efficiently as it is rural several areas of our county of Loja. The investigation is structured in introduction, five chapters, conclusions and recommendations.

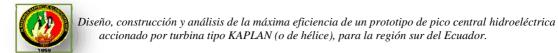
A compilation was carried out of each one of the necessary contents for the development of this investigation, establishing an appropriate design based on mathematical calculations.

Once designed the system, a lever the one was coupled which allows to brake the turn of the rotor and with this to find the highest point in efficiency of hydraulic this system, he/she also shows up a methodology for the construction of the turbine mediating drawings in the software AUTOCAD 2008.

INDICE GENERAL

CONTENIDO

CERTIFICACIÓN	II
DECLARACIÓN DE AUTORÍA	III
PENSAMIENTO	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTO	VI
RESUMEN	VII
SUMMARY	
ÍNDICE GENERAL	IX
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
SIMBOLOGÍA	XV
INTRODUCCIÓN	1
PLANTEAMIENTO DE LA PROBLEMÁTICA	2
PROBLEMA GENERAL DE LA INVESTIGACIÓN	3
PROBLEMAS ESPECÍFICOS	3
OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	
OBJETIVO GENERAL	4
OBJETIVOS ESPECIFICOS	4
PLANTEAMIENTO DE LA HIPÓTESIS	
HIPOTESIS GENERAL	
HIPOTESIS ESPECÍFICAS	5
CAPÍTULO I	
1.1 CENTRAL HIDROELÉCTRICA	6
1.1.1 APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA	
1.1.1.1 DESVÍO DEL CAUCE DE AGUA	7
1.1.1.2 INTERCEPTACIÓN DE LA CORRIENTE DE AGUA	8
1 1 2 CARACTERÍSTICAS DE UNA CENTRAL HIDROELÉCTRICA	8



1.1.3 TIPOS DE CENTRALES HIDROELÉCTRICAS	9
1.1.3.1 SEGÚN SU CONCEPCIÓN ARQUITECTÓNICA	9
1.1.3.2 SEGÚN SU RÉGIMEN DE FLUJO	9
1.1.3.3 OTROS TIPOS DE CENTRALES HIDROELÉCTRICAS	10
1.1.4 MODALIDAD DE GENERACIÓN	11
1.1.5 IMPACTOS AMBIENTALES POTENCIALES	12
CAPÍTULO II	
2.2 TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS	14
2.2.1 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS HIDRÁULICAS	15
2.2.2 RUEDAS HIDRÁULICAS	16
2.2.3 TURBINAS HIDRÁULICAS	18
2.2.4 TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES Y ECUACIÓN FUNDAMENTAL	
DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS	21
2.2.5 TURBINAS KAPLAN	24
2.2.5.1 DEFINICIÓN	25
2.2.5.2 FUNCIONAMIENTO	25
2.2.5.3 COMPONENTES DE UNA TURBINA KAPLAN	25
2.2.5.4 PROTECCIONES CARACTERÍSTICAS DE TURBINAS KAPLAN	26
CAPITULO III	
3.1 DIMENSIONAMIENTO GENERAL DE TURBINA	27
3.2 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS DE COLUMNA	29
3.2.1 CALCULOS DE LAS PÉRDIDAS PRIMARIAS	30
3.2.2 CALCULOS DE LAS PÉRDIDAS SECUNDARIAS	31
3.2.3 CALCULO DE LA GANANCIA POR EFECTOS DEL TUBO DE	
ASPIRACION	32
3.2.4 CALCULO DE LA GANANCIA POR EFECTOS DE LA ENERGÍA	
CINÉTICA	35
3.2.5 CALCULO DE ALTURA DE TRABAJO O ALTURA NETA	35

3.3 ANÁLISIS MECANICO DE VELOCIDAD DE GIRO Y MOMENTO TORSOR	
PRODUCIDO EN LA TURBINA	
3.4 CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO DE LA CÁMARA DEL DIFUSOR	.42
3.5 CÁLCULO DE DIÁMETRO MÍNIMO NECESARIO PARA EL	
EJE DE LA TURBINA	
3.6 CÁLCULO DEL DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE DE CADA ASPA	46
3.7 DESCRIPCIÓN Y ANÁLISIS DEL SISTEMA DE FRENO	49
CAPITULO IV	
4. MATERIALES Y MÉTODOS	52
4.1 EVALUACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN	52
4.1.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA TURBINA	52
4.1.2 PROPUESTA ALTERNATIVA	52
4.1.3 MÉTODO DE CONSTRUCCIÓN	52
CAPITULO V	
5. RESULTADOS	.58
5.1 ANALISIS DEL MAXIMO DESARROLLO DE LA TURBINA RESPECTO AL	
ANGULO DE INCLINACION DE LAS ASPAS	58
5.1.1 CALCULO DE ALTURA DE TRABAJO PARA ESTA PRÁCTICA	59
5.2 ANALISIS DEL MAXIMO RENDIMIENTO DE LA TURBINA AL VARIAR EL	
CAUDAL Y CON ALTURA CONSTANTE DE 1.5m	61
5.2.1 CALCULO DE ALTURA DE TRABAJO PARA DIFERENTE	
CAUDAL (Q)	61
5.3 ANALISIS DEL MAXIMO RENDIMIENTO DE LA TURBINA AL VARIAR EL	
CAUDAL Y CON ALTURA CONSTANTE DE 2.7m	66
5.3.1CALCULO DE ALTURA DE TRABAJO PARA DIFERENTE	
CAUDAL (Q)	67
5.4 ANALISIS DEL MAXIMO RENDIMIENTO DE LA TURBINA AL VARIAR EL	
CAUDAL Y CON ALTURA CONSTANTE DE 4.1m	71

5.4.1CALCULO DE ALTURA DE TRABAJO PARA DIFERENTE CAUDAL (Q)	72
5.5 ANALISIS DEL MAXIMO RENDIMIENTO DE LA TURBINA AL VARIAR EL	
CAUDAL Y CON ALTURA CONSTANTE DE 4.8m	76
5.5.1CALCULO DE ALTURA DE TRABAJO PARA DIFERENTE CAUDAL (Q)	77
5.6 SINTESIS DE TODAS LAS PRÁCTICAS REALIZADAS	82
5.7 MODELO PREDICTIVO DE CÁLCULO	83
5.8 DISCUSIÓN DE RESULTADOS	83
5.9 VALORACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA Y AMBIENTAL	86
5.9.1 VALORACIÓN TÉCNICO –ECONÓMICA	86
5.9.2 VALORACIÓN AMBIENTAL	89
CONCLUSIONES	
RECOMENDACIONES	91
BIBLIOGRAFÍA	92
ANEXOS	93



ÍNDICE DE LAS FIGURAS

Figura 1.1 cause de agua	6
Figura 1.2 turbina hidráulica	6
Figura 1.3 Turbina hidráulica y generador eléctrico	11
Figura 2.1 Ruedas hidráulicas: a), b), c)	16
Figura 2.2 Rueda Peltón	17
Figura 2.3 turbina Francis	17
Figura 2.4 Turbina Kaplan	18
Figura 2.5 Acción	19
Figura 2.6 Reacción	19
Figura 2.7: a) Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial	20
Figura 2.8: a) Nomenclatura de los triángulos de velocidades;	
b) Velocidad de Embalamiento	22
Figura 2.9 Pérdidas hidráulicas en la turbina de reacción	23
Figura 2.10Diagrama de rendimientos	23
Figura 2.11 Acoplamiento de turbina-generador	26
Figura 3.1 Dimensiones generales del cubo de la turbina	28
Figura 3.1.2 Dimensiones generales del cubo de la turbina	28
Figura 3.3 Imagen de la toma de caudal	29
Figura 3.4 Características hidráulicas del sector de instalación	
de la turbina	29
Figura 3.5 Tubo de Aspiración en una Turbina de Reacción	32
Figura 3.6 Esquema general de alimentación de agua hacia la turbina.	36
Figura 3.7 Esquema general de alimentación de agua hacia la turbina.	36
Figura 3.8 Flujo de agua hacia la turbina	37
Figura 3.9 Radio medio de la turbina	38



Figura 3.10 C	urva de análisis de rendimiento de la turbina de	
а	cuerdo al ángulo de giro de los alabes	10
Figura 3.11 C	Carga producida por el paso de agua sobre los alabes	11
Figura 3.12 D	Descomposición de la fuerza Fd, para hallar fuerza torsional	11
Figura 3.13 E	Esquema de las cámaras de difusores y del rodete	43
Figura 3.14 E	Esquema de las fuerzas que actúan en el eje de la	
-	Turbina a y b	14
Figura 3.15 E	Esquema del rodete armado con las aspas	47
Figura 3.16 C	Coordenadas de los centros de fuerza por acción de	
I	a distribución del fluido sobre el aspa	17
Figura 3.17 E	Esquema general del sistema de frenado	50
Figura 3.18 F	uerzas y reacciones del sistema de frenado	50
Figura 4.1 Cu	bo de rodete	53
Figura 4.2: a)	Ubicación de los aspas en el cubo; b) base estriada con su	
	respectiva aspa	
	e de regulación5	
_	lado de la cámara	
	ación de los inyectores a la cámara	
	nstrucción del Distribuidor5	
	bo de aspiración	
Figura 4.8 Sis	stema de freno	56
Figura 4.9: a)	Montaje de las aletas; b) Montaje del rotor en la cámara;	
c)	Montaje de la turbina	57
Figura 5.1 Ins	stalación de la turbina a la caída de 1.5m	58
_	rva de análisis de rendimiento de la turbina Kaplan de	
· ·		_
a	cuerdo al ángulo de giro de los alabes	31
Figura 5.3 Cu	rva de análisis del (,, w,n) en función del caudal6	5



Diseño, construcción y análisis de la máxima eficiencia de un prototipo de pico central hidroeléctrica accionado por turbina tipo KAPLAN (o de hélice), para la región sur del Ecuador.

Figura 5.4 Curva de análisis la potencia hidráulica (P) y potencia	
útil (Pm) en función del caudal	66
Figura 5.5 Instalación de la turbina a la caída de 2.7m	66
Figura 5.6 Curva de análisis del (, ,w,n) en función del caudal	70
Figura 5.7 Curva de análisis la potencia hidráulica (P) y potencia	
útil (Pm) en función del caudal	71
Figura 5.8 Instalación de la turbina a la caída de 4.1m	71
Figura 5.9 Curva de análisis del (, ,w,n) en función del caudal	75
Figura 5.10 Curva de análisis la potencia hidráulica (P) y potencia	
útil (Pm) en función del caudal	76
Figura 5.11 Instalación de la turbina a la caída de 4.8m	76
Figura 5.12 Curva de análisis del (, ,w,n) en función del caudal	80
Figura 5.13 Curva de análisis la potencia hidráulica (P) y potencia	
útil (Pm) en función del caudal	81
Figura 5.14 Curva de análisis del rendimiento en función de la altura	82

SIMBOLOGÍA

Hb: Altura bruta de caída de agua (m).

Hn: Altura neta o altura de trabajo (m).

Qmáx: Caudal máximo ().

A: área de la tubería (m²).

g: Constante de gravedad (m/s²).

: Densidad del agua (Kg/m³).

D: Diámetro (m).

De: Diámetro exterior del rotor (m).

Di: Diámetro interior del rotor (m).

L: Longitud de tubería (m).

Coeficiente de rugosidad de tuberías lisas.

: Coeficiente de perdidas secundarias.

: Coeficiente de pérdidas primarias.

Hr1t: Pérdidas primarias totales (m)

Hr2t: Pérdidas secundarias totales (m)

Ve: Velocidad de entrada del fluido (m/s).

Vs: Velocidad de salida del fluido (m/s).

ca: Coeficiente de pérdidas de forma del tubo de aspiración.

Pbar: Presión barométrica del lugar (m.c.a.)

Pta: Presión de trabajo (m).

Gp: Ganancia de presión (m).

Vn: Velocidad media del fluido (m/s).

Ge: Ganancia de energía cinética (m).

HrT: Pérdidas totales (m).

Gt: Ganancias totales (m).

Pm: Potencia mecánica (W).

n: Revoluciones nominales (rpm).

ns: Revoluciones específicas (rpm).



: Momento torsor (N-m).

a: Ancho del agujero del difusor (m)

I: Longitud del agujero del difusor (m).

N: Número de difusores

Ad: Área del difusor (m²).

Vd: Velocidad de salida del fluido del difusor (m/s).

Rm: Radio medio (m).

t: Velocidad angular teórica (rad/seg).

nt: Revoluciones de la turbina(rpm).

Ku: Coeficiente de velocidad por poseer tubo de aspiración.

Vm: Velocidad modificada del fluido (m/s).

: Angulo de inclinación de la aspa (

F: Fuerza total sobre el álabe (N).

Fd: Fuerza de desplazamiento del álabe (N).

Fx: Fuerza torcional del álabe (N).

FtT: Fuerza torcional Total (N).

T: Torque teórico total (N-m).

Potm: Potencia mecánica teórica en el eje (W).

: Esfuerzo permisible del tool

μs: Coeficiente de seguridad.

Dc: Diámetro del tubo difusor (m).

Pn: Presión de la columna de agua (Pascal).

et: Espesor mínimo (mm)

b= Brazo de la aspa (cm)

Fdt: Fuerza tangencial total (N).

Mb: Momento flector (N.m).

Kb: Coeficiente de momento flector.

Kt: Coeficiente de momento torsor.

K: Relación de diámetros del eje de transmisión (código ASME).

µch: Coeficiente de chavetera.



Diseño, construcción y análisis de la máxima eficiencia de un prototipo de pico central hidroeléctrica accionado por turbina tipo KAPLAN (o de hélice), para la región sur del Ecuador.

Ss: Esfuerzo permisible del eje (N/m²).

Mt: Momento torsor (N.m).

Mb: Momento flector (N.m).

: Coeficiente de rozamiento entre el hierro y el asbesto de la zapata (0.56).



INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene como propósito concebir una metodología sistematizada para el diseño, cálculo, y construcción de un prototipo de Pico Central Hidroeléctrica accionado por turbina tipo KAPLAN en la cual se pueda analizar su máxima eficiencia.

Para llevar a efecto dicho propósito primeramente se asimilara los principios fundamentales de la hidrogeneración específicamente con turbinas Kaplan, cuya información nos servirá de sustento para el desarrollo de este proyecto.

Nuestra finalidad consiste en facilitar un prototipo de turbina de flujo radialaxial que contenga un sistema de regulación del ángulo de posición de los alabes y de esta manera nos permitirá determinar la máxima eficiencia del rotor a una posición de ángulo dado.



PLANTEAMIENTO DE LA PROBLEMÁTICA

El desarrollo socio económico de nuestro país va a la par con el crecimiento tecnológico y este al mismo tiempo viene dado en función de la energía. Es por eso la necesidad de propuestas de aplicación energética, en donde se aprovechen los recursos hídricos para la producción de energía eléctrica, ya que en la región sur del Ecuador existen numerosos recursos hídricos.

Actualmente es necesario desarrollar la construcción de turbinas para el aprovechamiento de pequeños saltos hidráulicos, por lo cual se requiere que las mismas sean capaces de transformar eficientemente la energía cinética del agua en energía mecánica.

A nivel internacional existe la tendencia a realizar diseños cada vez más eficientes con el uso de sistemas computacionales que permiten simular las condiciones de trabajo del equipo. No obstante el diseño de una turbomáquina se debe tener en cuenta una serie de parámetros que influyen de una forma u otra sobre el funcionamiento de una turbina. Algunos de estos factores están relacionados con la instalación y explotación del equipo y otros con el diseño hidráulico de las partes que lo componen.

Es por esto que se hace necesario exponer con claridad la influencia que tienen estos parámetros de eficiencia y como se puede minimizar las pérdidas durante el funcionamiento de una turbina; motivo por el cual se ha visto la necesidad de plantearse el siguiente tema de investigación: "Diseño, Construcción y análisis de la máxima eficiencia de un Prototipo de Pico Central Hidroeléctrica accionado por turbina tipo KAPLAN o de hélice, para la región Sur del Ecuador.





"El desarrollo de las actividades académicas en la carrera de ingeniería electromecánica de la Universidad Nacional de Loja, demuestra conceptos teóricos de diferentes turbinas hidráulicas, entre ellas la turbina tipo Kaplan, pero no se han realizado prácticas para determinar su óptimo rendimiento y sus principales parámetros de construcción, dificultando su comprensión".

PROBLEMAS ESPECÍFICOS

- Carencia de información acerca de la construcción y funcionamiento de turbinas tipo Kaplan, para pico centrales hidroeléctricas en la región Sur del Ecuador.
- Ausencia de un prototipo de pico central hidroeléctrica accionado por turbina tipo Kaplan para generación de energía eléctrica.
- Limitado conocimientos en los principales parámetros que intervienen en el óptimo rendimiento de las turbinas Kaplan.
- Imprecisas ideas de un proceso constructivo eficiente de turbina Kaplan por condiciones ambientales.
- Escasa difusión de los parámetros fundamentales para la construcción de un pico central hidroeléctrica accionada por turbina Kaplan.



OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

OBJETIVO GENERAL

 Elaborar el Diseño, la Construcción y análisis del máximo rendimiento de un Prototipo de Pico Central Hidroeléctrica accionado por turbina tipo KAPLAN o de hélice para la generación de energía eléctrica.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Sistematizar información que permita comprender y explicar el funcionamiento de turbinas tipo Kaplan o de hélice.
- Diseñar y construir el prototipo de pico central hidroeléctrica accionado por turbina tipo Kaplan.
- Realizar el análisis del máximo rendimiento del prototipo de turbina tipo Kaplan.
- Realizar un Modelo de predicción que permita la construcción eficiente de una turbina tipo Kaplan para condiciones técnicas de caudal y altura.
- Socializar los resultados de la investigación, realizando la sustentación teórica - práctica del proyecto.





HIPOTESIS GENERAL

 La implementación de un prototipo Pico Central Hidroeléctrica accionado por turbina tipo KAPLAN potenciara los conocimientos teórico práctico de lo estudiantes de la carrera de Ing. Electromecánica.

HIPOTESIS ESPECÍFICAS

- Con la síntesis de la información se permitirá comprender y explicar el óptimo funcionamiento de una pico central hidroeléctrica accionado por turbina tipo Kaplan.
- Con el diseño y construcción del prototipo se obtendrán planos que cumpla con las normas y reglamentos establecidos para la implementación de pico centrales accionados por turbinas Kaplan, además se podrá realizar prácticas de generación hidroeléctrica.
- Con los datos experimentales del prototipo se podrá predecir un modelo eficiente de turbina tipo Kaplan.
- Con el modelo de predicción se puede determinar la turbina de alto rendimiento por datos ambientales.
- La difusión de los resultados obtenidos de la investigación potenciara los conocimientos teórico y práctico de los estudiantes.



CAPITULO I

1.1 Central hidroeléctrica



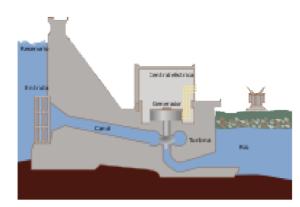


Fig 1.1 cause de agua

Fig 1.2 turbina hidráulica

Una **central hidroeléctrica** es aquella que utiliza energía hidráulica para la generación de energía eléctrica. Son el resultado actual de la evolución de los antiguos molinos que aprovechaban la corriente de los ríos para mover una rueda.

En general estas centrales aprovechan la energía potencial que posee, la masa de agua de un cauce natural en virtud de un desnivel, también conocido como salto geodésico. El agua en su caída entre dos niveles del cauce como se muestra en la fig. 1.1 se hace pasar por una turbina hidráulica la cual trasmite la energía a un alternador en cual la convierte en energía eléctrica. [1]

Funcionamiento de una central hidroeléctrica

La energía se obtiene de la caída del agua desde cierta altura a un nivel inferior lo que provoca el movimiento de ruedas hidráulicas o turbinas. La hidroelectricidad es un recurso natural disponible en las zonas que presentan suficiente cantidad de agua.

1.1.1 Aprovechamiento de la energía Hidráulica

La energía hidráulica es puesta a disposición por la naturaleza gracias al ciclo hidrológico, el cual es monitorizado por la energía solar, comenzando por la



evaporación de diversas masas de agua y culminando con la precipitación. Los cauces de agua presentan dos formas fácilmente aprovechables de energía:

- La energía potencial gravitatoria, la cual se obtiene en virtud de un salto geodésico y puede superar los 3.000 J/Kg para más de 300 m de desnivel.
- La energía cinética, la cual es despreciable en comparación con la potencial, ya que en los ríos en general el fluido no supera velocidades de 5 m/s.²

Las formas más frecuentemente utilizadas para explotar esta energía son:

1.1.1.1 Desvío del cauce de agua

El principio fundamental de esta forma de aprovechamiento hidráulico de los ríos se basa en el hecho de que la velocidad del flujo de estos es básicamente constante a lo largo de su cauce, el cual siempre es cuesta abajo. Este hecho revela que la energía potencial no es íntegramente convertida en cinética como sucede en el caso de una masa en caída libre, la cual se *acelera*, sino que ésta es invertida en las llamadas pérdidas, es decir, la energía potencial se "pierde" en vencer las fuerzas de fricción con el suelo, en el trasporte de partículas, en formar remolinos, etc. Entonces esta energía potencial podría ser aprovechada si se pueden evitar las llamadas pérdidas y hacer pasar al agua a través de una turbina. El conjunto de obras que permiten el aprovechamiento ya descrito reciben el nombre de central hidroeléctrica. [2]

Por otro lado el balance de energía arriba descrito puede ser ilustrado mejor a través del principio de Bernoulli en su forma energética aplicado entre dos secciones cualesquiera de un cauce de agua:

$$rac{{c_1}^2}{2g} + rac{{p_1}}{\gamma} + z_1 = h_f + rac{{c_2}^2}{2g} + rac{{p_2}}{\gamma} + z_2$$
 Ecuación 1.1

Donde:



- Los subíndices 1 y 2 indican las respectivas secciones del cauce de agua.
- c es la velocidad media del cauce.
- p es la presión.
- z es la altura respecto alguna referencia.
- h_f son las pérdidas de energía causadas por la fricción.

En un cauce cualquiera la experiencia nos dice que en general se puede afirmar que $c_1 = c_2$, igualmente como los cauces de agua siempre se encuentran en contacto con la atmósfera y su gradiente de presión hidrostática es muy pequeño, la presión es igual en ambas secciones: $p_1 = p_2$, así vemos que toda la energía potencial es disipada:

$$z_1 - z_2 = h_f$$
 Ecuación 1.2

La diferencia del alturas $z_1 - z_2$ es llamada salto geodésico.

1.1.1.2 Interceptación de la corriente de agua

Este método consiste en la construcción de una presa que retenga el cauce de agua causando un aumento del nivel del río en su parte anterior a la presa, el cual podría eventualmente convertirse en un embalse. El dique establece una corriente no uniforme y modifica la forma de la superficie libre del río antes y después de éste que toman forma de las llamadas *curvas de remanso*. El establecimiento de las curvas de remanso determina un nuevo salto geodésico aprovechable H_0 . [3]

1.1.2 Características de una central hidroeléctrica

Las dos características principales de una central hidroeléctrica, desde el punto de vista de su capacidad de generación de electricidad son:

 La potencia, que es función del desnivel existente entre el nivel medio del embalse y el nivel medio de las aguas debajo de la central, y del caudal máximo turbinable, además de las características de la turbina y del generador.



 La energía garantizada, en un lapso de tiempo determinado, generalmente un año, que está en función del volumen útil del embalse, y de la potencia instalada.

La potencia de una central puede variar desde unos pocos MW (megavatios), como en el caso de las mini centrales hidroeléctricas, hasta 14.000 MW como en Paraguay y Brasil donde se encuentra la segunda mayor central hidroeléctrica del mundo (la mayor es la Presa de las Tres Gargantas, en China, con una potencia de 22.500 MW).

1.1.3 Tipos de Centrales Hidroeléctricas

1.1.3.1 Según su concepción arquitectónica

- **Centrales al aire libre**, al pie de la presa, o relativamente alejadas de esta, y conectadas por medio de una tubería en presión.
- Centrales en caverna, generalmente conectadas al embalse por medio de túneles, tuberías en presión, o por la combinación de ambas.

1.1.3.2 Según su régimen de flujo

Centrales a filo de agua servida.

También denominadas centrales de agua fluyente o de pasada, utilizan parte del flujo de un río para generar energía eléctrica. Operan en forma continua porque no tienen capacidad para almacenar agua, no disponen de embalse. Turbinan el agua disponible en el momento, limitadamente a la capacidad instalada. En estos casos las turbinas pueden ser de eje vertical, cuando el río tiene una pendiente fuerte u horizontal cuando la pendiente del río es baja.

· Centrales de embalse.

Es el tipo más frecuente de central hidroeléctrica. Utilizan un embalse para reservar agua e ir graduando el agua que pasa por la turbina. Es posible



generar energía durante todo el año si se dispone de reservas suficientes. Requieren una inversión mayor.

Centrales de acumulación por bombeo

Se trata de un tipo de central que solo genera energía en *horas punta* y la consume en *horas pico* (noches y fines de semana), mediante un grupo electromecánico de bombeo y generación. Justifican su existencia para hacer frente a variaciones de demanda energética en horas determinadas. Distinguimos tres tipos; centrales puras de acumulación, centrales mixtas de acumulación y centrales de acumulación por bombeo diferencial.

1.1.3.3 Otros tipos de centrales hidroeléctricas

Centrales mareomotrices

Utilizan el flujo y reflujo de las mareas. Pueden ser ventajosas en zonas costeras donde la amplitud de la marea es amplia, y las condiciones morfológicas de la costa permiten la construcción de una presa que corta la entrada y salida de la marea en una bahía. Se genera energía tanto en el momento del llenado como en el momento del vaciado de la bahía.

Centrales mareomotrices sumergidas.

Utilizan la energía de las corrientes submarinas. En 2002, en Gran Bretaña se implementó la primera de estas centrales a nivel experimental.

Centrales que aprovechan el movimiento de las olas.

Este tipo de central es objeto de investigación desde la década de los 80. A inicios de agosto de 1995, el "Ocean Swell Powered Renewable Energy (OSPREY)" construyó la primera central que utiliza la energía de las olas en el norte de Escocia. La potencia de esta central es de 2 MW. Lamentablemente fue destruida un mes más tarde por un temporal.



Los tipos de turbinas qué hay son Francis, Turgo, Kaplan y Peltón. Para la transformación de la energía mecánica en energía eléctrica.

1.1.4 Modalidad de generación

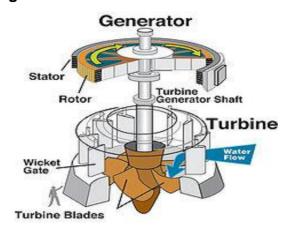


Fig 1.3 Turbina hidráulica y generador eléctrico.

El tipo de funcionamiento de una central hidroeléctrica puede variar a lo largo de su vida útil. Las centrales pueden operar en régimen de:

- generación de energía de base;
- generación de energía en períodos de punta. Estas a su vez se pueden dividir en:
 - centrales tradicionales;
 - o centrales reversibles o de bombeo.

La demanda de energía eléctrica de una ciudad, región, o país, tiene una variación a lo largo del día. Esta variación es función de muchos factores, entre los que se destacan:

- tipos de industrias existentes en la zona, y turnos que estas realizan en su producción;
- tipo de cocina doméstica que se utiliza más frecuentemente;
- tipo de calentador de agua que se permite utilizar;
- la estación del año;
- la hora del día en que se considera la demanda.



La generación de energía eléctrica debe seguir la curva de demanda, así, a medida que aumenta la potencia demandada deberá incrementarse el caudal turbinado, o iniciar la generación con unidades adicionales, en la misma central, e incluso iniciando la generación en centrales reservadas para estos períodos.

1.1.5 Impactos ambientales potenciales

Los potenciales impactos ambientales de los proyectos hidroeléctricos son siempre significativos. Sin embargo existen muchos factores que influyen en la necesidad de aplicar medidas de prevención.

Principalmente: La construcción y operación de la represa y el embalse constituyen la fuente principal de impactos del proyecto hidroeléctrico. Los proyectos de las represas de gran alcance pueden causar cambios ambientales irreversibles, en un área geográfica muy extensa; por eso, tienen el potencial de causar impactos importantes. Ha aumentado la crítica de estos proyectos durante la última década. Los críticos más severos sostienen que los costos sociales, ambientales y económicos de estas represas pesan más que sus beneficios y que, por lo tanto, no se justifica la construcción de las represas grandes. Otros mencionan que, en algunos casos, los costos ambientales y sociales pueden ser evitados o reducidos a un nivel aceptable, si se evalúan, cuidadosamente, los problemas potenciales y se implantan medidas correctivas que son costosas.

El área de influencia de una represa se extiende desde los límites superiores del embalse hasta los esteros y las zonas costeras y costa afuera, e incluyen el embalse, la represa y la cuenca del río, aguas abajo de la represa. Los impactos más importantes son el resultado del embalse del agua, la inundación de la tierra para formar el embalse, y la alteración del caudal de agua, aguas abajo. Estos efectos ejercen impactos directos en los suelos, la vegetación, la fauna y las tierras silvestres, la pesca, el clima y la población humana del área.

Los efectos indirectos de la represa incluyen los que se asocian con la construcción, el mantenimiento y el funcionamiento de la represa (p.ej., los



caminos de acceso, los campamentos de construcción, las líneas de transmisión de energía) y el desarrollo de las actividades agrícolas, industriales o municipales que posibilita la represa.

Además de los efectos directos e indirectos de la construcción de la represa sobre el medio ambiente, se deberán considerar los efectos del medio ambiente sobre la represa. Los principales factores ambientales que afectan el funcionamiento y la vida de la represa son aquellos que se relacionan con el uso de la tierra, el agua y los otros recursos en las áreas de captación aguas arriba del reservorio (p.ej., la agricultura, la colonización, el desbroce del bosque) que pueden causar una mayor acumulación de limos, y cambios en la cantidad y calidad del agua del reservorio y del río.

El beneficio obvio del proyecto hidroeléctrico es la energía eléctrica, la misma que puede apoyar el desarrollo económico y mejorar la calidad de la vida en el área servida. Los proyectos hidroeléctricos requieren mucha mano de obra y ofrecen oportunidades de empleo. Los caminos y otras infraestructuras pueden dar a los pobladores mayor acceso a los mercados para sus productos, escuelas para sus hijos, cuidado de salud y otros servicios sociales. Además, la generación de la energía hidroeléctrica proporciona una alternativa para la quema de los combustibles fósiles, o la energía nuclear, que permite satisfacer la demanda de energía sin producir agua caliente, emisiones atmosféricas, ceniza, desechos radioactivos ni emisiones de CO_2 . Si los diferentes propósitos declarados en el análisis económico no son, mutuamente, inconsistentes, los otros beneficios pueden incluir el control de las inundaciones y la provisión de un suministro de agua más confiable y de más alta calidad para riego, y uso doméstico e industrial.



CAPITULO II

2.2 TURBOMAQUINAS HIDRÁULICAS

Una máquina hidráulica es un dispositivo capaz de convertir energía hidráulica en energía mecánica; pueden ser motrices (turbinas), o generatrices (bombas), modificando la energía total de la vena fluida que las atraviesa. En el estudio de las turbomáquinas hidráulicas no se tienen en cuenta efectos de tipo térmico, aunque a veces habrá necesidad de recurrir a determinados conceptos termodinámicos; todos los fenómenos que se estudian serán en régimen permanente, caracterizados por una velocidad de rotación de la máquina y un caudal, constantes.

En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría; éste mecanismo lleva una o varias ruedas, (rodetes o rotores), provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua. Los métodos utilizados para su estudio son, el analítico, el experimental y el análisis dimensional.

- El método analítico se fundamenta en el estudio del movimiento del fluido a través de los álabes, según los principios de la Mecánica de Fluidos.
- El método experimental, se fundamenta en la formulación empírica de la Hidráulica, y la experimentación.
- El análisis dimensional ofrece grupos de relaciones entre las variables que intervienen en el proceso, confirmando los coeficientes de funcionamiento de las Turbomáquinas, al igual que los diversos números adimensionales que proporcionan información sobre la influencia de las propiedades del fluido en movimiento a través de los órganos que las componen.



2.2.1 Clasificación De Las Turbomáquinas Hidráulicas

Una primera clasificación de las Turbomáquinas hidráulicas, (de fluido incompresible), se puede hacer con arreglo a la función que desempeñan, en la forma siguiente:

- a) **Turbomáquinas motrices**, que recogen la energía cedida por el fluido que las atraviesa, y la transforman en mecánica, pudiendo ser de dos los siguientes tipos: Dinámicas o cinéticas, Turbinas y ruedas hidráulicas, Estáticas o de presión, Celulares (paletas), de engranajes, helicoidales, etc.
- b) **Turbomáquinas generatrices**, que aumentan la energía del fluido que las atraviesa bajo forma potencial, (aumento de presión), o cinética; la energía mecánica que consumen es suministrada por un motor, pudiendo ser:
 - * Bombas de álabes, entre las que se encuentran las bombas centrífugas y axiales
 - * Hélices marinas, cuyo principio es diferente a las anteriores; proporcionan un empuje sobre la carena de un buque. [4]
- c) **Turbomáquinas reversibles**, tanto generatrices como motrices, que ejecutan una serie de funciones que quedan aseguradas, mediante un rotor específico, siendo las más importantes:
 - * Grupos turbina-bomba, utilizados en centrales eléctricas de acumulación por bombeo
 - * Grupos Bulbo, utilizados en la explotación de pequeños saltos y centrales mareomotrices
- d) **Grupos de transmisión o acoplamiento**, que son una combinación de máquinas motrices y generatrices, es decir, un acoplamiento (bombaturbina), alimentadas en circuito cerrado por un fluido, en general aceite; a este grupo pertenecen los cambiadores de par.





Las ruedas hidráulicas son máquinas capaces de transformar la energía del agua, cinética o potencial, en energía mecánica de rotación. En ellas, la energía potencial del agua se transforma en energía mecánica, como se muestra en la Fig. 2.1 c, o bien, su energía cinética se transforma en energía mecánica, como se indica en las Figs. 2.1a.b.

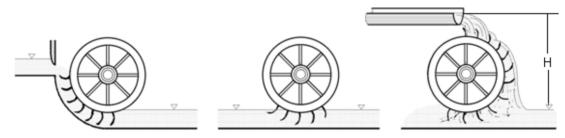


Fig 2.1 Ruedas hidráulicas: a), b), c)

Se clasifican en:

- a) Ruedas movidas por el costado
- b) Ruedas movidas por debajo
- c) Ruedas movidas por arriba

Su diámetro decrece con la altura H del salto de agua. Los cangilones crecen con el caudal. Los rendimientos son del orden del 50% debido a la gran cantidad de engranajes intermedios. El número de rpm es de 4 a 8. . Las potencias son bajas, y suelen variar entre 5 y 15 KW, siendo pequeñas si se las compara con las potencias de varios cientos de MW conseguidas en las turbinas.

Entre las turbinas mas empleadas en nuestro medio son:

RUEDA PELTON:

En la figura 2.2 se muestra un croquis de la turbina en conjunto para poder apreciar la distribución de los componentes fundamentales. Un chorro de agua convenientemente dirigido y regulado, incide sobre las cucharas del rodete que se encuentran uniformemente distribuidas en la periferia de la rueda. Debido a la forma de la cuchara, el agua se desvía sin choque, cediendo toda su energía cinética, para caer finalmente en la parte inferior y salir de la máquina. La



regulación se logra por medio de una aguja colocada dentro de la tobera. Este tipo de turbina se emplea para saltos grandes y presiones elevadas. [5]

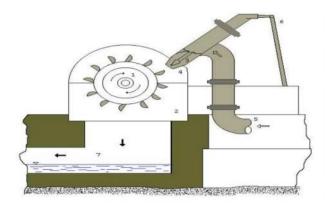


Fig. 2.2 Rueda Peltón

- Rodete
- o Cuchara
- Aguja
- o Tobera
- o Conducto de entrada
- Mecanismo de regulación
- Cámara de salida

TURBINAS FRANCIS

Para saltos medianos se emplean las turbinas Francis, que son de reacción.

En la Fig. 2.3 podemos apreciar la forma general de un rodete y el importante hecho de que el agua entre en una dirección y salga en otra a 90°, situación que no se presenta en las ruedas Peltón. Las palas o álabes de la rueda Francis son alabeadas.

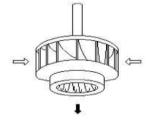


Fig. 2.3 turbina Francis

Un hecho también significativo es que estas turbinas en vez de toberas, tienen una corona distribuidora del agua. Esta corona rodea por completo al rodete. Para lograr que el agua entre radialmente al rodete desde la corona



distribuidora existe una cámara espiral o caracol que se encarga de la adecuada dosificación en cada punto de entrada del agua. El rodete tiene los álabes de forma adecuada como para producir los efectos deseados sin remolinos ni pérdidas adicionales de carácter hidrodinámico.

En nuestro grupo de trabajo hablaremos sobre las turbinas Kaplan que es lo que vamos a estudiar:

TURBINA KAPLAN:

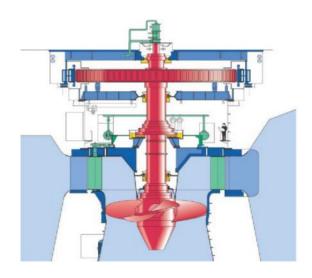


Fig. 2.4 Turbina Kaplan

En los casos en que el agua sólo circule en dirección axial por los elementos del rodete, tendremos las turbinas de hélice o Kaplan. Las turbinas Kaplan como se aprecia en la fig. 2.4 tienen álabes móviles para adecuarse al estado de la carga. Estas turbinas aseguran un buen rendimiento aún con bajas velocidades de rotación.

2.2.3 TURBINAS HIDRÁULICAS

Una turbomáquina elemental tiene, básicamente, una serie de álabes fijos, (distribuidor), y otra de álabes móviles, (rueda, rodete, rotor). La asociación de un órgano fijo y una rueda móvil constituye una célula; una turbomáquina se compone de tres órganos diferentes que el fluido va atravesando sucesivamente, el distribuidor, el rodete y el difusor.



El distribuidor y el difusor, (tubo de aspiración), forman parte del estator de la máquina, es decir, son órganos fijos; así como el rodete está siempre presente, el distribuidor y el difusor pueden ser en determinadas turbinas, inexistentes.

El distribuidor es un órgano fijo cuya misión es dirigir el agua, desde la sección de entrada de la máquina hacia la entrada en el rodete, distribuyéndola alrededor del mismo, (turbinas de admisión total), o a una parte, (turbinas de admisión parcial), es decir, permite regular el agua que entra en la turbina, desde cerrar el paso totalmente, caudal cero, hasta lograr el caudal máximo. Es también un órgano que transforma la energía de presión en energía de velocidad; en las turbinas hélico-centrípetas y en las axiales está precedido de una cámara espiral (voluta) que conduce el agua desde la sección de entrada, asegurando un reparto simétrico de la misma en la superficie de entrada del distribuidor.

El rodete es el elemento esencial de la turbina, estando provisto de álabes en los que tiene lugar el intercambio de energía entre el agua y la máquina. Atendiendo a que la presión varíe o no en el rodete, las turbinas se clasifican en:

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

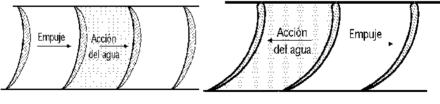


Fig. 2.5 Acción Fig. 2.6 Reacción

En las turbinas de acción Fig.2.5 el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética. En las turbinas de reacción Fig.2.6 el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa;



en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía

cinética, y la otra, en energía de presión.

El difusor o tubo de aspiración, es un conducto por el que desagua el agua, generalmente con ensanchamiento progresivo, recto o acodado, que sale del rodete y la conduce hasta el canal de fuga, permitiendo recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para lo cual debe ensancharse; si por razones de explotación el rodete está instalado a una cierta altura por encima del canal de fuga, un simple difusor cilíndrico permite su recuperación, que de otra forma se perdería. Si la turbina no posee tubo de aspiración, se la llama de escape libre. En las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua, coinciden, mientras que en las turbinas de reacción, el empuje y la acción del agua son opuestos. Este empuje es consecuencia de la diferencia de velocidades entre la entrada y la salida del agua en el rodete, según la proyección de la misma sobre la perpendicular al eje de giro.

Atendiendo a la dirección de entrada del agua en las turbinas, éstas pueden clasificarse en:

a) Axiales; b) Radiales (centrípetas y centrífugas); c) Mixtas; d) Tangenciales

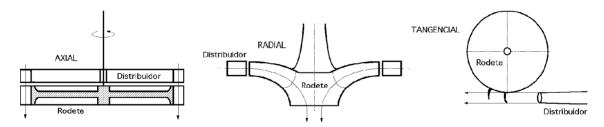


Fig 2.7: a) Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial

En las axiales, (Kaplan, hélice, Bulbo), el agua entra paralelamente al eje, tal como se muestra en la Fig.2 7a.

En las radiales, el agua entra perpendicularmente al eje, Fig.2.7b, siendo centrífugas cuando el agua vaya de adentro hacia afuera, y centrípetas, cuando el agua vaya de afuera hacia adentro, (Francis).



En las mixtas se tiene una combinación de las anteriores.

En las tangenciales, el agua entra lateral o tangencialmente (Peltón) contra las palas, cangilones o cucharas de la rueda, Fig 2.7c.

Atendiendo a la disposición del eje de giro, se pueden clasificar en:

- a) Turbinas de eje horizontal
- b) Turbinas de eje vertical.

2.2.4 TRIÁNGULO DE VELOCIDADES Y ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBINAS HIDRÁULICAS.

Movimiento del agua.- Para estudiar el movimiento del agua en las turbinas hidráulicas, se utiliza una nomenclatura universal que define los triángulos de velocidades, a la entrada y salida del rodete, de la forma siguiente:

- u es la velocidad tangencial o periférica de la rueda
- o c es la velocidad absoluta del agua
- o w es la velocidad relativa del agua
- o es el ángulo que forma la velocidad u con la velocidad c
- o es el ángulo que forma la velocidad u con la velocidad w

El subíndice 0 es el referente a la entrada del agua en la corona directriz

El subíndice 1 es el referente a la entrada del agua en el rodete

El subíndice 2 es el referente a la salida del agua del rodete

El subíndice 3 es el referente a la salida del agua del tubo de aspiración

El agua entra en el distribuidor con velocidad **c0** y sale del mismo con velocidad **c1**, encontrándose con el rodete que, si se considera en servicio normal de funcionamiento, se mueve ante ella con una velocidad tangencial **u1**.

El agua que sale del distribuidor penetra en el rodete con velocidad absoluta *c1* y ángulo 1.

La velocidad relativa forma un ángulo 1 (ángulo del álabe a la entrada), con la velocidad periférica *u1*; la velocidad relativa a lo largo del álabe es, en todo momento, tangente al mismo.



Puede ocurrir que el rodete inicie un aumento de su velocidad periférica \boldsymbol{u} de tal forma que la nueva velocidad $\boldsymbol{u1'}>\boldsymbol{u1}$ sea la velocidad de embalamiento; en esta situación el agua golpearía contra la cara posterior de los álabes al desviarse la velocidad relativa $\boldsymbol{w1}$ en relación con la tangente al álabe. En consecuencia, la fuerza tangencial se vería frenada por la fuerza de choque; aunque el rodete gire sin control y sin regulación, existiendo una velocidad límite tal que:

u 1'=
$$(1,8/2,2)$$
 u1 **Ecuación 2.1**

Por lo que el rodete no aumenta indefinidamente su velocidad.

A la salida, el agua lo hace con una velocidad absoluta **c2**, siendo **w2** y **u2** las velocidades relativa y tangencial, respectivamente.

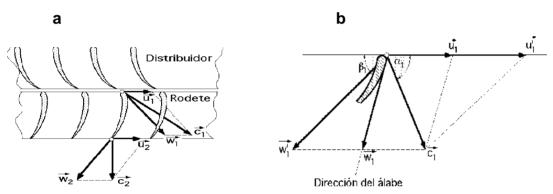


Fig. 2.8: a) Nomenclatura de los triángulos de velocidades; b) Velocidad de embalamiento

Pérdidas de carga.- Las pérdidas de carga que tienen lugar entre los niveles del embalse y el canal de desagüe, aguas abajo de la turbina, se pueden resumir en la siguiente forma, Fig. 2.9.

ht es la pérdida de carga aguas arriba de la turbina, desde la cámara de carga (presa), hasta la sección de entrada en el distribuidor de la turbina; esta pérdida no es imputable a la turbina, siendo despreciable en las turbinas de cámara abierta; en cambio, en las turbinas de cámara cerrada, con largas tuberías con corriente forzada de agua, sí son importantes.

hd es la pérdida de carga en el distribuidor

hd´ es la pérdida de carga entre el distribuidor y el rodete, sobre todo por choque a la entrada de la rueda

hr es la pérdida de carga en el rodete

hs es la pérdida de carga en el tubo de aspiración



hs' es la pérdida de carga a la salida del difusor, por ensanchamiento brusco de la vena líquida; según Belanguer es de la forma:

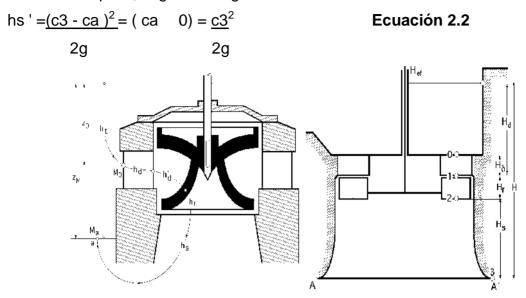


Fig. 2.9 Pérdidas hidráulicas en la turbina de reacción

La potencia efectiva Hef se puede calcular teniendo en cuenta la Fig 2.9 tomando como plano de referencia el AA', aplicando la ecuación de Bernoulli a los puntos (1) y (2), e igualando ambas expresiones, en la forma:

Punto1:
$$H = (Hs+Hr)+p1/ + (c_1^2/2g) hd+ht$$

Punto 2: H= Hs+p2/ $+(c_2^2/2g)$ + Hef+hr+hd+ht

$$Hef = Hr + (p1 - p2)/ + (c1^2 - c2^2)/2g - hr$$

Ecuación 2.3

En la que Hef es la energía hidráulica generada en la turbina y que interesa sea lo más elevada posible los valores de c1 y c2 son teóricos.

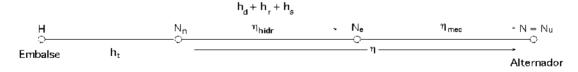


Fig.2.10 Diagrama de rendimientos

Si no hay pérdidas mecánicas: Hef = N, siendo N la potencia al freno.

Las diferencias de presiones y velocidades:

 p_1 - p_2 ; c_1^2 - c_2^2 deben ser grandes, para lo cual c_2 y p_2 deben tender a cero.

Se cumple que:

Turbinas de acción: $p_1 = p_2$



Turbinas de reacción: $p_1 > 0$; $p_2 < 0$

2.2.5 Turbinas Kaplan

Las turbinas tipo Kaplan fueron diseñado por el Dr. Víctor Kaplan (1876-1934) en el principio del siglo 20. A diferencia de los otros tipos de turbinas se puede ajustar ambas alabes (los del rotor y los alabes de guía) para adaptar la turbina a diferentes niveles del caudal. Los ejes son de orientación horizontal ó vertical. Se usa este tipo de turbina en plantas de presión baja y mediana. En la planta Schwellöd se encuentra una turbina de tipo Kaplan con árbol vertical y con caja de concreto. [6]

Utilización para:

- altura de caída 7-60 Metros
- caudal 0,7-1.000 m³/s
- potencia 50-180.000 Kw

El aumento de las necesidades de energía hidroeléctricas durante los albores del siglo XX puso de manifiesto la necesidad de turbinas que pudieran aprovechar caídas de agua de 3 a 9 m, que podrían utilizarse en muchos ríos construyendo pequeños embalses de agua. En 1913, el ingeniero austriaco Víctor Kaplan planteó por primera vez la turbina de hélice, que actúa al contrario que la hélice de un barco. Kaplan mejoró la turbina haciendo que las palas pudieran pivotar sobre su eje. Los distintos ángulos de las palas aumentaban el rendimiento ajustando el ángulo al volumen de la caída de agua. Para mantener una salida fija del generador en una instalación hidroeléctrica la velocidad de la turbina debe mantenerse constante, independientemente de las variaciones de la presión del agua que las mueve.

Esto requiere gran número de controles que, tanto en la turbina de Francis como en la de Kaplan, varían el ángulo de las palas. La tendencia en las turbinas hidráulicas modernas es utilizar caídas mayores y máquinas más grandes. Según el tamaño de la unidad, las turbinas Kaplan se utilizan en



caídas de unos 60 m, por ejemplo se usan las turbinas Kaplan en la central hidroeléctrica de Macagua II.

2.2.5.1 DEFINICIÓN

Es una turbina de hélice con álabes ajustables, de forma que la incidencia del agua en el borde de ataque del álabe pueda producirse en las condiciones de máxima acción, cualesquiera que sean los requisitos de caudal o de carga. Esta turbina debe su nombre al ingeniero Víctor Kaplan (1876-1934) quien concibió la idea corregir el paso de los álabes automáticamente con las variaciones del caudal.

2.2.5.2 FUNCIONAMIENTO

Para mantener una salida constante de voltaje en una instalación hidroeléctrica la velocidad de la turbina debe mantenerse constante, independientemente de las variaciones de la presión del agua que las mueve. Esto requiere gran número de controles que, tanto en la turbina de Francis como en la de Kaplan, varían el ángulo de los álabes. En las instalaciones de ruedas Peltón, el flujo del agua se controla abriendo y cerrando las boquillas eyectoras. En este caso, se utiliza una boquilla de derivación de descarga, dado que los cambios rápidos de corriente en canales de caída largos podrían producir aumentos repentinos en la presión, llamados martillos de agua, que pueden ser muy dañinos. Con estos ajustes, se mantiene constante el flujo de agua a través de las boquillas.

2.2.5.3 COMPONENTES DE UNA TURBINA KAPLAN.

Los órganos principales de una turbina Kaplan son, como en la Francis, la cámara de alimentación o caracol, el distribuidor, el rodete móvil y el tubo de desfogue, ya que es también turbina de reacción.

La cámara de alimentación.- suele ser de concreto en muchos casos, debido a la gran capacidad de gasto que admite la turbina Kaplan. La sección toroidal puede ser circular o rectangular.



El rotor de la turbina de forma de hélice.- está constituido por un robusto cubo, cuyo diámetro es el orden del 40% al 50% del diámetro total al extremo de los álabes, en el cual van empotrados los álabes encargados de efectuar la transferencia de energía del agua al eje de la unidad.

- Cámara espiral. Metálica o de hormigón, de secciones apropiadas.
- Distribuidor.
- Tubo de aspiración.
- Eje.
- Equipo de sellado del eje de turbina.
- Cojinete guía de turbina.
- Cojinete de empuje. Normalmente formando conjunto con el anterior

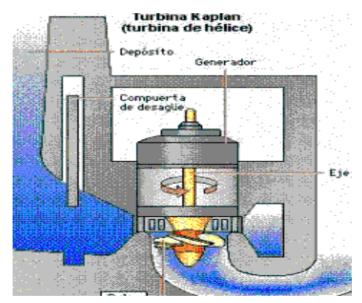


Fig 2.11 Acoplamiento de turbina-generador

2.2.5.4 PROTECCIONES CARACTERÍSTICAS DE TURBINAS KAPLAN.

- Posición incorrecta palas rodete.
- Bloqueo de disponibilidad.
- Disparo.
- Bajo nivel aceite deposito actuador palas distribuidor.
- Alarma o disparo (depende de instalaciones)
- Bajo nivel aceite depósito actuador palas rodete.
- Falta conjugación actuación palas distribuidor y rodete.



CAPÍTULO III

3.1 DIMENSIONAMIENTO GENERAL DE LA TURBINA

Las relaciones de los diámetros de las diferentes partes y componentes de la turbina, están basados en la práctica y experimentación con diferentes configuraciones, de las cuales se ha obtenido las siguientes consideraciones:

- Para saltos y caudal pequeños, se recomienda el uso de 2 a 4 alabes, considerándose una turbina rápida.
- El número de rejillas del difusor varían entre 2 a 4 veces el número de alabes, pero puede tener un valor mucho mayor.
- La relación de diámetros de la turbina es
 — , en donde Di es el diámetro del cubo de la turbina y De es el diámetro exterior del rodete.
- El eje de giro del alabe no se encuentra en la mitad del mismo, sino que por lo contrario este tiene una excentricidad que bordea el 0.7. Esto se da para evitar posibles embalamientos de la turbina.

Con las consideraciones mencionadas y características propuestas del grupo de trabajo tenemos:

- Altura bruta de diseño Hb=5m
- Caudal máximo de diseño Q_{máx}=0.05m³/s,
- Diámetro exterior del rodete (De = 0.3m).

Obtenemos las siguientes dimensiones generales:





Significa que el cubo de la turbina tendrá un diámetro interno de 10cm y armado con las aspas tendrán diámetro exterior de 30cm.

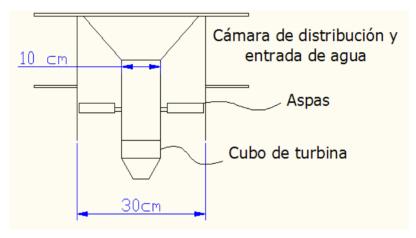


Figura 3.1 Dimensiones generales del cubo de la turbina

Además:

Número de alabes regulables: Máximo 3.

Número de rejillas del difusor: Máximo 6.

• Excentricidad del eje de rotación del alabe: a 0.7.

El tubo de aspiración tiene un diámetro aproximado de 26cm, pero se seleccionará de 28 cm de diámetro comercial. Con estos datos se realiza el siguiente esquema general de la turbina.

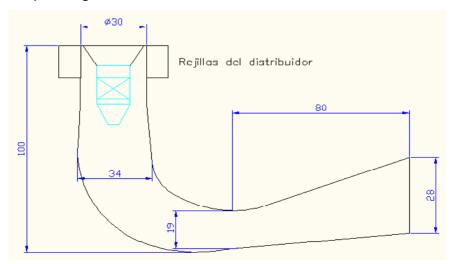


Figura 3.2 Dimensiones generales del cubo de la turbina



3.2 ANÁLISIS DE PÉRDIDAS DE COLUMNA.

Para el diseño del prototipo sé considera que es una turbina de alto caudal y poca altura o columna, se selecciona la localidad ubicada en la cuenca del río Malacatos, en el sector denominado Parque Lineal. Cabe destacar que la velocidad promedio del fluido en este sector es de 1m/s, dato que nos servirá para calcular la ganancia de altura por efectos de la energía cinética del fluido.



Figura 3.3 imagen de la toma de caudal

Además el grupo de trabajo también considera los siguientes elementos de instalación:

- Se estima que inicialmente la práctica se realizará con dos entradas radiales instaladas en paralelo hacia la cámara de presión con manguera anillada lisa de una longitud equivalente a 4.5m y un diámetro de 3 pulgadas (76mm) hasta llegar a la cámara de presión de la turbina.
- Se instalaran dos adaptadores Npt a manguera
- Dos codos galvanizados de 90°

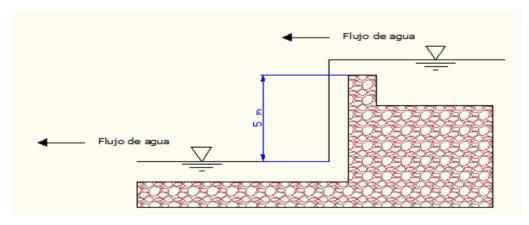


Figura 3.4 Características hidráulicas del sector de instalación de la turbina.



3.2.1 CÁLCULOS DE LAS PÉRDIDAS PRIMARIAS

Para este cálculo se utilizó el método Darcy-Weisbach (1875), una de las fórmulas más exactas para cálculos hidráulicos. Sin embargo por su complejidad en el cálculo del coeficiente "λ" de fricción ha caído en desuso. Aún así, se puede utilizar para el cálculo de la pérdida de carga en tuberías, la fórmula original es:

$$h = \lambda \cdot (L/D) \cdot (v^2/2g)$$
 Ecuación 3.1

En donde:

- h: pérdida de carga o de energía (m)
- λ: coeficiente de fricción (adimensional)
- L: longitud de la tubería (m)
- D: diámetro interno de la tubería (m)
- v: velocidad media (m/s)
- q: aceleración de la gravedad (m/s²)
- Q: caudal (m³/s)

Cálculo del caudal circulante en la tubería, área, y velocidad promedio.

Para tuberías en paralelo el caudal total se reparte entre todas las tuberías, según Mataix pág. 256 las pérdidas Hr también serán iguales en todas las ramas.

Datos:

Diámetro de la tubería D=3"=0.076m

Altura real Hb=5m

Longitud de las tuberías L=4.5m

Viscosidad cinemática del H2O v=1.053*10⁻⁶ m²/s

Constante gravitacional g=9.81m/s

Se considera dos entradas radiales en paralelo hacia la cámara de presión por lo tanto se analiza las pérdidas únicamente en un solo ramal.

Caudal circulante en un ramal: —

Área de la tubería — Ecuación 3.2

Velocidad del fluido – Ecuación 3.3

Cálculo del número de Reynolds, coeficiente de rozamiento y las pérdidas.

Reynolds — Ecuación 3.4

Si Reynolds es > 4000 entonces el flujo es turbulento por lo tanto:

Blasius (1911). Propone una expresión en la que "λ" viene dado en función del Reynolds, válida para tubos lisos.

Coeficiente de fricción = $0.3164 * Re^{-0.25}$

Ecuación 3.5

 $\lambda = 0.013$

Pérdidas primarias ——

3.2.2 CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS LOCALES

Los coeficientes de pérdidas secundarias dependen del tipo de accesorio, número de Reynolds, de la rugosidad y hasta la configuración de la corriente antes del accesorio; para este caso se han tomado del texto Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas de Claudio Mataix que son datos experimentales (ver anexo 4).



Ecuación 3.6

3.2.3 CÁLCULO DE LA GANANCIA POR EFECTOS DEL TUBO DE ASPIRACIÓN

La ganancia de presión en el tubo de aspiración es importante por:

- a) Recupera la altura de suspensión en la turbina creando una depresión a la salida del rodete (función aspiradora)
- **b)** Recupera la energía cinética a la salida del rodete creando una depresión a la salida del mismo (función difusora).

El tubo de aspiración al crear una depresión a la salida del rodete incrementa el salto de presión de rodete y por lo tanto la altura útil.

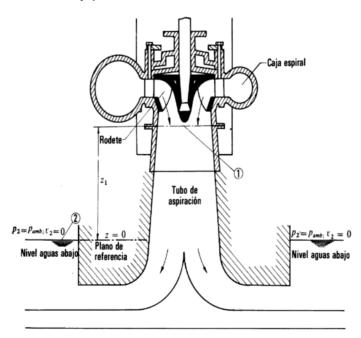


Figura 3.5 Tubo de aspiración en una turbina de reacción

Deduciendo de la ecuación de Bernoulli entre los puntos 1y2 de la figura tenemos (según Mataix pág. 320):

— Ecuación 3.7



Diseño, construcción y análisis de la máxima eficiencia de un prototipo de pico central hidroeléctrica accionado por turbina tipo KAPLAN (o de hélice), para la región sur del Ecuador.

Donde:

P₁ = Presión absoluta en el punto1

P₂= P_{amb}= Presión absoluta punto 2 que a su vez es igual a la presión Atmosférica

 $Z_1 - Z_2 = \text{Cotas de los puntos 1 y 2}$

H_{r1-2}= Pérdidas entre los puntos 1 y 2

V₁= Velocidad del fluido en el punto 1

Para el caso del prototipo Kaplan se considera que existe una velocidad de fluido en el punto 2 y una altura Z_2 por el efecto del soporte de la turbina. Quedándonos la ecuación de la siguiente manera:

- Ecuación 3.8

Donde:

 $P_1 = P_{ta} = prersión de vacío$

P₂= P_{amb}= P_{bar} = presión barométrica

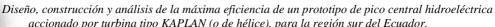
 $Z = Z_1 - Z_2 = \text{Cotas de los puntos 1 y 2}$

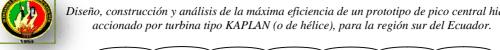
V₁= V_e= Velocidad del fluido en el punto 1

V_s= Velocidad del fluido en el punto 2

 $H_{r1-2} = \frac{\zeta_{ca} \cdot V_s^2}{2g} = \text{p\'erdidas de forma del codo.}$

Ganancia de presión.





Z₁ y Z₂ son cotas de los puntos 1 y 2, de salida del fluido del rodete y del tubo de aspiración respectivamente tomando como plano de referencia el plano horizontal donde se ubica la turbina.

Aplicando la ecuación 3.8 de Bernoulli entre los puntos de salida del rodete y salida del tubo difusor tenemos:

3.2.4 CÁLCULO DE LA GANANCIA POR EFECTOS DE LA ENERGÍA CINÉTICA.

Para este cálculo es importante obtener la velocidad del fluido del lugar donde se va a realizar la práctica; la velocidad promedio que se obtuvo es v= 1m/s

— Ecuación 3.9

3.2.5 CÁLCULO DE ALTURA DE TRABAJO O ALTURA NETA

Para el cálculo de altura neta se considera todas las pérdidas, el total de las ganancias y la altura bruta.

Se estima que para realizar otras prácticas de mayor altura el ingreso de agua hacia la turbina se dará mediante dos vías que se encontrarán una frente a la otra (radiales), que conducen el agua desde el tubo principal mediante una bifurcación tipo Y, acoplada a la turbina mediante 2 codos y dos adaptadores, la figura siguiente muestra lo mencionado.



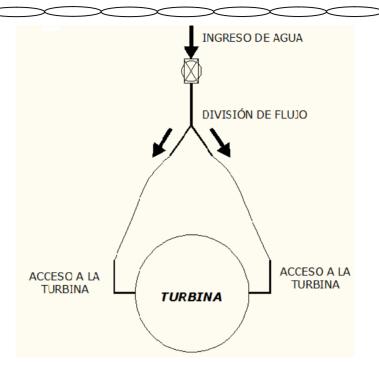


Figura 3.6 Esquema general de alimentación de agua hacia la turbina

3.3 ANÁLISIS MECÁNICO DE LA VELOCIDAD DE GIRO Y MOMENTO TORSOR PRODUCIDO EN LA TURBINA.

El flujo de agua en la cavidad del rodete pasaría de radial a axial de manera uniforme por la existencia de una base cónica ubicada antes de las aspas de la turbina, existiendo 6 difusores en la entrada, se hace la suposición que en ellos el caudal entrante se divide para ingresar a la cavidad del cubo de la turbina.

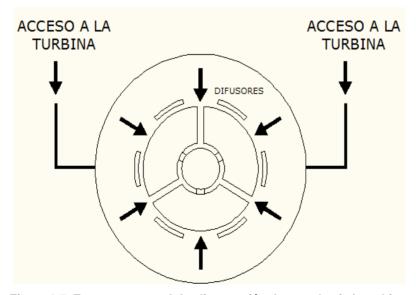


Figura 3.7 Esquema general de alimentación de agua hacia la turbina



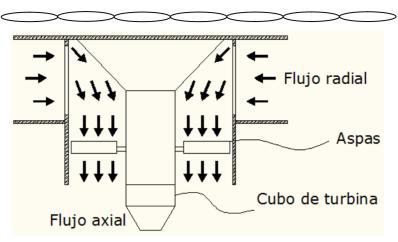


Figura 3.8 Flujo de agua hacia la turbina

Cada cavidad del difusor tendría las siguientes dimensiones: ancho = 6 cm y largo = 11cm, en estas secciones pasará el caudal hacia la turbina.

Se supone además que esta velocidad se convierte en la velocidad tangencial del rodete, esto es factible ya que los difusores contarían con una placa de direccionamiento del fluido a 45°, esto permite que el fluido tenga además un movimiento circular que ayuda al giro del cubo de la turbina.



Para determinar la velocidad teórica de la hélice de la turbina, se considera el radio medio de la misma, este radio es aproximadamente de 10cm (Fig. 3.9) y la velocidad considerada es tangencial. Con estos datos la velocidad de giro será:

— Ecuación 3.10

La gráfica siguiente muestra el radio medio de la turbina.

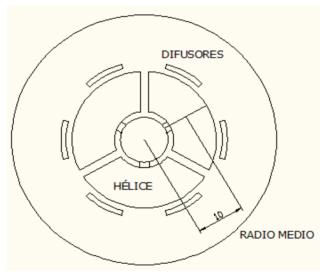


Figura 3.9 Radio medio de la turbina

Hallado el valor teórico aproximado de las revoluciones de la turbina, es necesario encontrar la distribución de las cargas en los álabes de la hélice de la turbina, para este caso se considera las ecuaciones de un cuerpo perpendicular al flujo, la fórmula determina la presión de incidencia del fluido sobre la hélice a su paso entre la misma. La ecuación se deduce de la siguiente manera:

Diseño, construcción y análisis de la máxima eficiencia de un prototipo de pico central hidroeléctrica accionado por turbina tipo KAPLAN (o de hélice), para la región sur del Ecuador.

- Ecuación 3.11

De donde:

= densidad del fluido

v= velocidad

A= área

Para un flujo en movimiento la potencia es el producto del caudal por la presión, entonces se obtiene:

Y el caudal es el producto de la velocidad por el área:

Quedando:

- Ecuación 3.12

De esta manera se determina la energía de presión al paso por la hélice, según (Mataix pág.474) debido a la depresión creada en la cámara del rodete por poseer tubo de aspiración, la velocidad aumenta en un máximo de 2.5 veces, en este caso se adoptó un valor de 2.0 ya que según Faires el proyectista es el que se impone a tomar esos valores:

Apoyándose en la ecuación 3.12 para el cálculo de presión realizada por paso de fluido seria:

La turbina constará de una hélice de tres aspas distribuidas, cada aspa entonces ocupará un tercio de la sección aprovechable, esta sección es:

En esta área se distribuye la presión ejercida por el paso del fluido ejerciendo la fuerza de giro, la cual permite a su vez determinar el torque teórico de la turbina. La fuerza mencionada es perpendicular al ángulo de giro de las aspas, según varios autores el ángulo en el cual se obtiene mejor operación es 30º (ver gráfica 3.3.4), ya que con esto se evita un posible Embalamiento punto en el cual la turbina opera sin carga, pero con un caudal finito, en el caso de las grandes centrales los mecanismos de regulación deben sacar a la turbina de esta situación por los grandes esfuerzos a los que se somete.

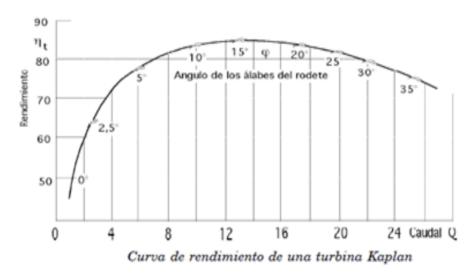


Figura 3.10 Curva de análisis de rendimiento de la turbina de acuerdo al ángulo de giro de los álabes.

Con este ángulo se analizará el triángulo de fuerzas en las aspas de la hélice, considerando el flujo cruzado, las figuras siguientes muestran las reacciones existentes y la descomposición de dichas fuerzas para determinar el momento torsor generado.



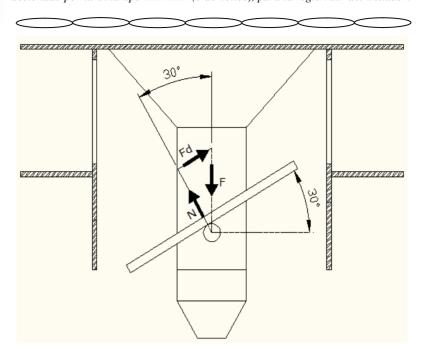


Figura 3.11 Carga producida por el paso de agua sobre los álabes.

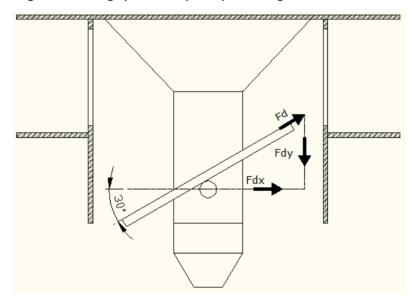


Figura 3.12 Descomposición de la fuerza Fd, para hallar fuerza torsional.

De acuerdo a las figuras mostradas anteriormente la fuerza torsional será igual a:



Para hallar el torque teórico de la turbina tenemos que considerar las tres aspas y el radio medio de la turbina. De acuerdo a lo mencionado se obtiene.

Con el valor del torque y la velocidad angular ya se puede obtener la potencia mecánica en el eje de salida, la cual será:

Ecuación 3.13

3.4 CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO DE LA CÁMARA DEL DIFUSOR.-

La cámara del difusor soporta la presión producida por la columna de agua, que en el caso más crítico es de 5m, para determinar el espesor mínimo necesario, se utilizará la metodología de cilindros de paredes delgadas propuesta por el texto Resistencia de Materiales de Shaum.

El material a utilizarse es latón cuyo módulo de elasticidad es18000 psi, en la metodología a utilizar se determina la tensión tangencial y se suele recomendar un factor de seguridad de 2 a 2.5 veces la presión de diseño ver anexo3.

En este caso la cámara donde se encuentran los difusores, está compuesta por dos cilindros, se calculará el espesor del cilindro con mayor diámetro, por ser el



caso más crítico. El esquema siguiente muestra las dimensiones de los cilindros mencionados.

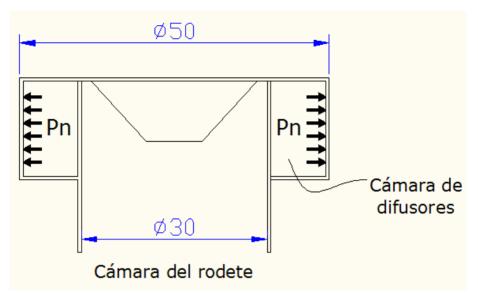


Figura 3.13 Esquema de las cámaras de difusores y del rodete.

Con esto se tiene el mínimo espesor:

Ecuación 3.14

Ecuación 3.15

Como se puede observar el espesor del latón laminado es pequeño, pero por razones de mecanizado y el proceso constructivo se seleccionará un espesor mayor, para este caso se seleccionará un espesor de 2mm para los cilindros.

3.5 CÁLCULO DE DIÁMETRO MÍNIMO NECESARIO PARA EL EJE DE LA TURBINA.-

El eje principal de la de la turbina transmite el movimiento hacia el exterior para ser aprovechado de diversas maneras, tal son los casos como: equipos de bombeo, generación de energía eléctrica, entre otros.

Para el presente cálculo se utiliza el torque calculado en conjunto con las fuerzas flectoras producidas en la parte del cubo de la turbina.

El torque tiene un valor de 8.675 N.m El momento flector máximo se lo calcula asumiendo una sola fuerza tangencial la cual produce el momento torsor total en el radio medio de la turbina. La geometría general del eje y el diagrama de cuerpo libre es mostrada en las figuras siguientes

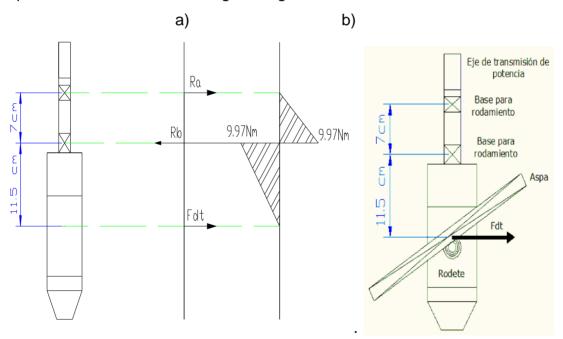


Figura 3.14 (a, b,) Esquema de las fuerzas que actúan en el eje de la turbina.

Es necesario determinar las reacciones en los cojinetes, para ello se realiza el diagrama de cuerpo libre:

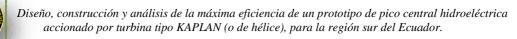


De la ecuación de sumatoria de fuerzas despejamos Rb:

Para comprobar el eje hueco seleccionado, determinamos el momento flector producido en las bases de los soportes, para el cálculo de dicho momento se considera como una barra empotrada en sus extremos, esta consideración solo se da para hallar el momento flector máximo.

El momento flector es:

El material a utilizar es un acero en barra perforada ASTM-A153-106, se usa este tipo de barra debido a que se instalará un sistema de control de inclinación de las aspas, mediante un perno que atraviesa toda la longitud del eje. El diámetro interior se selecciona a primera instancia de 20mm y mediante la ecuación del diámetro para ejes huecos (según Faires) se determina el



3.6 CÁLCULO DEL DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE DE CADA ASPA.

Las aspas serán fijadas al cubo de la turbina mediante ejes, los cuales soportan el momento flector producido por la carga F hasta los soportes articulados (bujes) que permiten el fácil movimiento y orientación del alabe. Además se produce un momento torsor debido a la excentricidad del aspa respecto al eje de giro, como se mencionó en un principio, la excentricidad es de 0.7, el valor del torque se determinara por la distribución del fluido sobre la sección del aspa.

El aspa tendrá la siguiente geometría general:



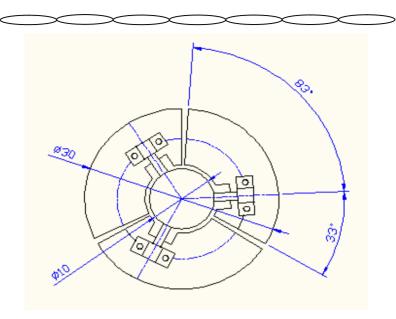


Figura 3.15 Esquema del rodete armado con las aspas.

Con la ayuda del Software Autocad se determina el área y las coordenadas de los centros de gravedad de las dos secciones distribuidas a ambos lados del eje de giro del aspa.

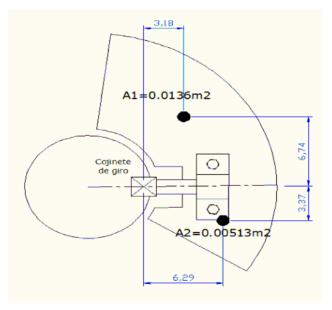


Figura 3.16 Coordenadas de los centros de fuerza por acción de la distribución del fluido sobre el aspa.

Conocidas las secciones, la presión ejercida por el fluido y las distancias donde actúan dichas cargas se determinan los momentos flectores y torsores total para el diseño del eje. Así tenemos:



Conocidos los momentos se procede a determinar los momentos resultantes, en el caso del momento flector se suman dichos valores por tener el mismo sentido frente al cojinete de giro y en el caso de los momentos torsores, se restan, porque las fuerzas aplicadas crean momentos en sentidos diferentes. De lo mencionado se obtiene:

El material a utilizar para el eje será acero 10-20, por ser adecuado para ejes de transmisión cuyo esfuerzo permisible es 800kg/cm².



En la metodología de cálculo de ejes se recomienda utilizar un coeficiente numéricos combinados para impacto y fatiga aplicable al momento flector calculado y el coeficiente correspondiente aplicable al momento torsor calculado. Estos coeficientes son obtenidos según el código ASME (tabla 5 de anexos parte 3): Kb = 1.25; Kt= 1.25 ; μs = 0.85. Con lo mencionado se obtiene:

El diámetro mínimo del eje en este caso será 6.723mm. Por razones de mecanizado se escogerá un diámetro mayor de 12mm.

3.7 DESCRIPCIÓN Y ANÁLISIS DEL SISTEMA DE FRENO.-

Una vez armada la turbina se someterá a pruebas de funcionamiento para determinar la verdadera potencia desarrollada, en este caso se implementara un sistema de freno al eje de potencia de la turbina mediante una zapata curva que realiza presión sobre el eje, se utiliza la metodología descrita para el análisis de frenos de zapata corta, aplicando una fuerza de frenado mediante un dinamómetro, la cual a su vez permitirá cuantificar la carga aplicada para su posterior análisis.





El esquema siguiente muestra la geometría del freno:

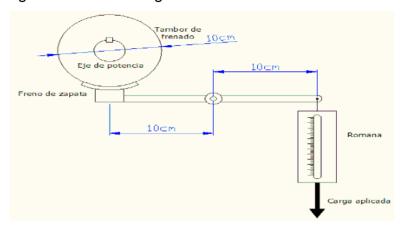


Figura 3.17 Esquema general del sistema de frenado.

El tambor de frenado es de hierro y consiste en una barra perforada ajustada al eje de potencia, el coeficiente de rozamiento entre hierro y el adbesto es de a temperatura menor a 260°c según Faires pág. 656, las fuerzas y reacciones que se producen en el instante de frenado se muestran a continuación:

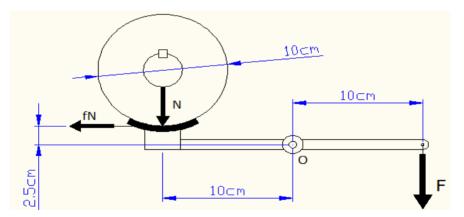


Figura 3.18 Fuerzas y reacciones del sistema de frenado.

Deduciendo del esquema se tiene:



Ecuación 3.17

La ecuación anterior (3.17) nos permitirá determinar cuál es el torque que desarrolla la turbina al instante del frenado.



CAPITULO IV

4.- MATERIALES Y MÉTODOS

Dentro de los materiales y métodos tenemos:

4.1 EVALUACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN.

4.1.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA TURBINA.

La turbina consta de las siguientes partes o accesorios fundamentales:

- Inyectores o tubería forzada
- Cámara de presión
- Distribuidor
- Rotor
- Tubo de aspiración

4.1.2 PROPUESTA ALTERNATIVA

Se plantea una propuesta alternativa en la que consta el diseño y construcción de un prototipo de turbina Kaplan en la que analizamos su eficiencia. En dicha turbina son colocados 3 álabes ajustables, además un sistema de regulación del ángulo de inclinación.

Cada parte de la turbina nos permite construir un equipo eficiente de trabajo consiguiendo diferentes valores de revoluciones en el rotor, diferentes ángulos de inclinación en los álabes, entre otros; permitiéndonos establecer características de dicha máquina.

Realizamos la entrega de un trabajo muy práctico y técnico con fines didácticos que beneficien a docentes y estudiantes de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja.

4.1.3 MÉTODO DE CONSTRUCCIÓN

La turbina Kaplan o de hélice es factible construirse con materiales como: planchas de hierro dulce al carbono roladas y soldadas; acero inoxidable AISI 301 para las álabes cuya composición es de cromo y magnesio, además ejes



de transmisión de alta resistencia como SAE 10-20; tuberías de vapor para el diseño de la cubo célula 40, y de una manera sencilla si se dispone de un taller suficientemente equipado. A continuación se dará una guía de los procedimientos y métodos que se pueden emplear para la fabricación de la turbina.

RODETE

1.- Tanto los rodetes de hélice como los Kaplan, se construyen a base de aleaciones especiales, en nuestro caso hemos empleado para la construcción del cubo tubería de vapor de alta resistencia.



Figura 4.1 CUBO DE RODETE

2.-En dicho cubo irían acopladas las tres aspas que estarían fabricadas por plancha de acero inoxidable de 3mm de espesor cuya geometría es como se indica en la imagen. Cabe destacar que los álabes tienen una base estriada que facilita cambiar de posición en su eje giratorio entre un rango $0^{\circ} - 42^{\circ}$.



Figura 4.2: a) Ubicación de los aspas en el cubo; b) base estriada con su respectiva aspa



3.- Luego se realiza la ubicación del eje de regulación del ángulo de inclinación de las aspas. Esta unión se hace álabe por álabe, teniendo en consideración la correcta posición del ángulo establecido, ya que dicho eje está constituido por una barra roscada de ¾ de pulgada de hierro galvanizado



Figura 4.3 Eje de regulación

CÁMARA DE PRESIÓN

4.- En la fabricación de la cámara de presión se empleó plancha de hierro dulce de 2mm de espesor cuyo mecanizado se lo hizo mediante un rolamiento para obtener su forma cilíndrica, en la misma que se hizo 2 orificios de 3pulg de diámetro, para en esta articular 2 codos de 90º que sirven con su trabajo de inyectores de fluido. Para unir las partes de la cámara, los inyectores, se utilizó soldadura profunda con electrodos 6011



Figura 4.4 Rolado de la cámara





Figura 4.5 Fijación de los inyectores a la cámara

DISTRIBUIDOR

5.-La entrada de agua de la cámara al rodete se la realiza por intermedio de un distribuidor que consta de un cilindro de plancha de hierro dulce de 2mm de espesor en el cual hay 6 orificios rectangulares de 6x11cm, en cada orificio se encuentra una placa que direcciona el fluido a un ángulo de 45º como se muestra en la figura 5.5.



Figura 4.6 Construcción del Distribuidor

TUBO DE ASPIRACIÓN

6.- Para la elaboración del tubo de aspiración se opto por mecanizar un tubo anillado lizo de 28cm de diámetro interior, al cual se le hizo tres cortes para



lograr dar forma a un codo de 80°, la unión de estos cortes se lo hizo con material de SIKA-FLEX.



Figura 4.7 Tubo de aspiración

SISTEMA DE FRENO

7.- Esta constituido mediante una zapata curva acoplada en el extremo de un brazo el cual tiene una articulación giratoria en su punto céntrico, en el otro extremo se instaló un dinamómetro que cuantifica la carga aplicada en kg. Este mismo nos dará un valor de torque máximo que alcanza la turbina.



Figura 4.8 Sistema de freno



c)

MONTAJE DE TODA LA TURBINA

8.-Tras el montaje se debe proceder al adecuamiento del área en donde se va instalar la turbina para lograr un óptimo funcionamiento. Para luego proceder al montaje de todas las partes constitutivas, se opto por una base metálica.





Figura 4.9: a) Montaje de las aletas; b) Montaje del rotor en la cámara; c) Montaje de la turbina



CAPÍTULO V

5.- RESULTADOS

Dentro de los resultados y prácticas realizadas tenemos lo siguiente:

5.1 ANÁLISIS DEL MÁXIMO DESARROLLO DE LA TURBINA RESPECTO AL ÁNGULO DE INCLINACIÓN DE LAS ASPAS

La práctica la realizamos en la cuenca del rio Zamora en el sector denominado Zamora Huayco; ubicado al suroeste de la ciudad de Loja.



Figura 5.1 Instalación de la turbina a la caída de 1.5m

Los recursos hídricos que se dispuso en el sector son los siguientes:

Caudal Q=0.021m³/s

Altura bruta Hb=1.5m

En esta práctica se considera los siguientes accesorios de instalación:

- Longitud de tubería L=2.5m
- Diámetro de la tubería D= 3"
- Adaptador Npt a manguera de 3"
- Codos de 90°

Cabe mencionar que para la instalación de conductos en PARALELO el caudal total se reparte entre todas las tuberías, por lo tanto el análisis de las pérdidas primarias y locales se considera en los accesorios de instalación únicamente de un ramal; según Mataix pág. 256 las pérdidas siempre serán iguales en todas las ramas.

Los coeficientes de pérdidas podemos ver en el anexo 2.



5.1.1 CÁLCULO DE ALTURA DE TRABAJO PARA ESTA PRÁCTICA

El procedimiento de cálculo de las pérdidas primarias, secundarias, ganancia de altura a causa del tubo de aspiración y ganancia por efectos de la energía cinética natural del fluido ya hemos demostrado en los epígrafes 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3 y 3.2.4 respectivamente (respaldo archivo Mathcad); y haciendo uso de las mismas ecuaciones tenemos:

Para el cálculo del torque se emplea la ecuación 3.17 que se dedujo del sistema de frenado. Siendo:

Donde

= torque calculado

F = carga aplicada en cada caso





Tabla Nº 5.1 valores obtenidos en la primera práctica

	Pot I	Hid				DATOS	OBTENIDO	S	
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza	Angulo	Velo	ocidad	Torque (τ)	Pm
IIIn (ma)	Hn (m)	m2/s	wett	Γ /lea\	o <	n (mana)	ω (rad/s)	N.m	watt
Hb (m)	Hn=Hb+Gt-HrT	m3/s	watt	F (kg)		n (rpm)	ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω
1,5	1.834	0,016	287.57	0	0	0 0,00		0,00	0,00
				6	15	85 8,90		2,89	25,71
				7	20	92	9,63	3,37	32,47
				8	25	108	11,31	3,85	43,56
				10	30	112	11,73	4,81	56,46
				14	32	116 12,15		6,74	81,87
				14	35	116 12,15		6,74	81,87
				14	40	116 12,15		6,74	81,87
				12	42	115	12,04	5,78	69,57

Deducción de la Tabla 5.1:

En la primera columna consta la altura real (Hb) que se dispone en el sector.

La segunda columna visualiza la altura de trabajo (Hn) que es el resultado de la altura real mas la ganancia de altura a causa del tubo de aspiración (Gp), mas la ganancia debido a la energía cinética (Ge) del fluido y menos las pérdidas totales (HrT).

La tercera columna indica el caudal disponible.

La cuarta columna contiene la potencia hidráulica (P) que es el resultado del producto de la altura de trabajo (Hn) por el caudal disponible (Q) y por el peso específico del fluido (9800 N/m³), expresada en watts.

La quinta columna indica los diferentes valores de carga gradual (kg) aplicada al sistema de freno para los diferentes casos.

En la sexta columna contiene el ángulo de posición de las aspas.

En la séptima columna tenemos el número de revoluciones que genera el rotor (rpm) respecto al ángulo dado; así mismo en la octava columna podemos ver los mismos valores de revoluciones en diferentes unidades (rad/seg).

En la novena columna se encuentra el torque obtenida mediante la ecuación $3.17~(\tau=0.049122F)$ multiplicada por el coeficiente gravitacional, siendo F la carga aplicada en kg.



En la décima columna se obtiene la potencia al freno (Pm) en watts que es el producto del torque (τ) por la velocidad angular (ω) .

Partiendo de la tabla 5.1 se puede construir la curva característica de la velocidad (rpm) y potencia Pm en función del ángulo de inclinación de las aspas.

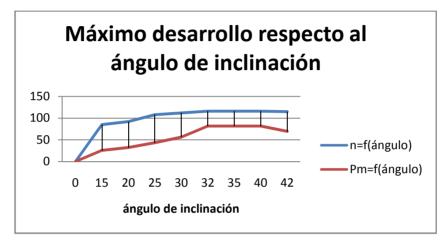


Figura 5.2 Curva de análisis de (n, Pm) en función del ángulo de inclinación de los álabes.

Se puede observar que la velocidad es mayor en el ángulo de inclinación de 32º de allí hasta 40º no surge ningún efecto diferente, por lo que se consideró este punto como el de mayor eficiencia (32º), dato que concuerda con las pruebas efectuadas por otros autores (Fig. 3.10).

5.2 ANÁLISIS DEL MÁXIMO RENDIMIENTO DE LA TURBINA AL VARIAR EL CAUDAL Y CON ALTURA CONSTANTE DE 1.5m

Después de haber obtenido el ángulo de posición del álabe de máximo desarrollo de la turbina se procedió a realizar las siguientes prácticas:

5.2.1 CÁLCULO DE ALTURA DE TRABAJO PARA DIFERENTE CAUDAL.

El procedimiento de cálculo de las pérdidas primarias, secundarias, ganancia de altura a causa del tubo de aspiración y ganancia por efectos de la energía cinética natural del fluido ya hemos demostrado en el punto 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3 y 3.2.4 respectivamente (respaldo archivo Mathcad); y haciendo uso de las mismas ecuaciones tenemos:



a) Caudal de Q= 0.016m³/s

b) Caudal de $Q = 0.019 \text{m}^3/\text{s}$



c) Caudal de Q= 0.021m³/s

Práctica Nº 2

Tabla Nº 5.2.a valores obtenidos a un caudal Q=0.016m³/s

	Pot F	Hid				Pot me	ec ·		
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velo	cidad	Torque (τ)	Pm	rendimiento
Hb	Hn (m)	m3/s	watt	kg	n	ω (rad/s)	N.m	watt	η (%)
(m)	Hn=Hb+Gt-HrT		P=g*δ*Q*Hn	,	(rpm) $\omega=\pi^*n/30$		τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
1,5	1,834	0,016	287,57	0	116	12,15	0,00	81,87	28,47
				2	80	8,38	0,96		
				4	60	6,28	1,93		
				6	52	5,45	2,89		
				8	30	3,14	3,85		
				10	14	1,47	4,81		
				12	5	0,52	5,78		
				14	0	0,00	6,74		





Tabla Nº 5.2.b valores obtenidos a un caudal Q=0.019m³/s

	Pot	Hid				Pot med			
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velocidad		Torque (τ)	Pm	rendimiento
Hb	Hn (m)	m3/s	watt	kg	n	ω (rad/s)	N.m	watt	η (%)
(m)	Hn=Hb+Gt-HrT		P=g*δ*Q*Hn		(rpm)	ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
1,5	1,766	0,019	328,83	0	118	12,36	0,00	89,23	27,14
				2	80	8,38	0,96		
				4	60	6,28	1,93		
				6	52	5,45	2,89		
				8	30	3,14	3,85		
				10	14	1,47	4,81		
				12	5	0,52	5,78		
				14	3	0,31	6,74		
				15	0	0,00	7,22		

Tabla Nº 5.2.c valores obtenidos a un caudal Q=0.021m³/s

	Pot	Hid				Pot me	С		
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velocidad		Torque (τ)	Pm	rendimiento
Hb	Hn (m)	m3/s	watt	kg	n (rpm)	ω (rad/s)	N.m	watt	η (%)
(m)	Hn=Hb+Gt-HrT		P=g*δ*Q*Hn			ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
1,5	1,715	0,021	352,95	0	122	12,78	0,00	104,55	29,62
				2	90	9,42	0,96		
				4	60	6,28	1,93		
				6	52	5,45	2,89		
				8	38	3,98	3,85		
				10	14	1,47	4,81		
				12	5	0,52	5,78		
				14	3	0,31	6,74		
				17	0	0,00	8,18		

Deducción de las Tablas 5.2(a, b, c):

El análisis de la primera, segunda, tercera, y cuarta columna es la misma deducción de la tabla 5.1.

En la columna número cinco tenemos la carga gradual (kg) que se le aplico al sistema de freno hasta llegar a establecer la carga máxima con que se detiene el eje de la turbina.



La columna seis muestra el número de revoluciones que genera el rotor (n=rpm) respecto a los diferente valores de carga aplicada; así mismo en la séptima columna podemos ver los mismos valores de revoluciones en diferentes unidades ($\omega=2\pi n/60=rad/seg$).

En la octava columna muestra el torque (N.m) obtenida mediante la ecuación $3.9~(\tau=0.049122F)$ multiplicada por el coeficiente gravitacional, siendo F la carga aplicada en kg.

En la columna nueve se visualiza la máxima potencia útil (Pm) o potencia al freno que es el producto de el torque máximo (τ) por la velocidad (ω) máxima que desarrolla la turbina.

La columna diez aborda el rendimiento que genera el cociente entre potencia útil (Pm) y potencia hidráulica (P).

Cabe destacar que esta deducción es válida para todas las tablas de las demás prácticas.

Partiendo de las tablas 5.2(a, b, c) se puede construir las siguientes curvas características:

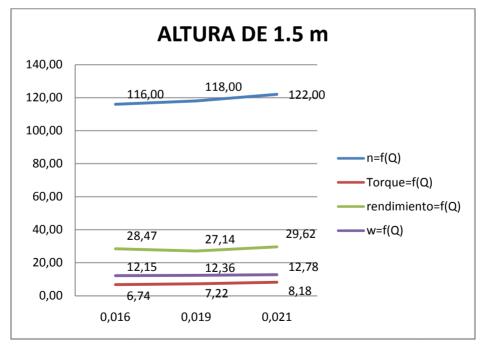


Figura 5.3 Curva de análisis del (, , w, n) en función del caudal.

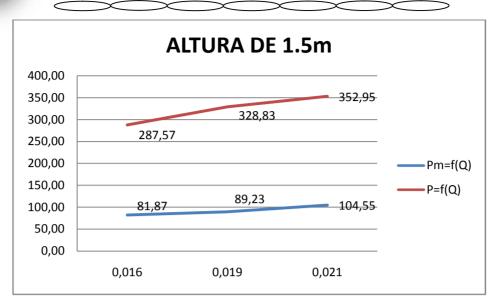


Figura 5.4 Curva de análisis la potencia hidráulica (P) y potencia útil (Pm) en función del caudal

5.3 ANÁLISIS DEL MÁXIMO RENDIMIENTO DE LA TURBINA AL VARIAR EL CAUDAL Y CON ALTURA CONSTANTE DE 2.7m

La práctica la realizamos en la cuenca del rio Malacatos en el sector denominado Parque lineal; ubicado al sur de la ciudad de Loja.

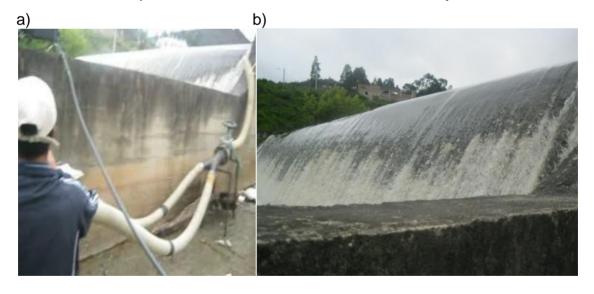


Figura 5.5 (a, b) Instalación de la turbina a una Hb de 2.7m

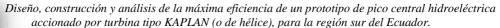
Los recursos hídricos que se dispuso en el sector son los siguientes:

Q=0.020m³/s

H=2.7m

En esta práctica la instalación se efectúa en dos tramos considerando los siguientes accesorios:

Primer tramo L1= 5m





- Diámetro del ducto D1=4"
- Válvula de control de caudal
- Bifurcación en Y
- Segundo tramo L2=2.5m
- Diámetro de la tubería D2= 3"
- Adaptador Npt a manguera de 3"
- Codos de 90°

Cabe mencionar que en el segundo tramo los conductos se encuentran en PARALELO, el caudal total se reparte entre todas las tuberías, por lo tanto el análisis de las pérdidas primarias y locales se considera únicamente en un solo ramal; según Mataix pág. 256 las pérdidas siempre serán iguales en todas las ramas.

Se considera pérdidas en los siguientes accesorios:

5.3.1 CÁLCULO DE ALTURA DE TRABAJO PARA DIFERENTE CAUDAL.

El procedimiento de cálculo de las pérdidas primarias, secundarias, ganancia de altura a causa del tubo de aspiración y ganancia por efectos de la energía cinética natural del fluido ya hemos demostrado en el punto 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3 y 3.2.4 respectivamente (respaldo archivo Mathcad); y haciendo uso de las mismas ecuaciones tenemos:

a) Caudal de $Q = 0.010 \text{m}^3/\text{s}$



b) Caudal de Q= 0.014m³/s

c) Caudal de Q= 0.020m³/s



Práctica Nº 3

Tabla Nº 5.3.a valores obtenidos a un caudal Q=0.010m³/s

	Pot H	id					Pot mec		
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velocidad		Torque(τ)	Potencia (Pm)	rendimiento
Hb (m)	Hn (m)	m3/s	watt	kg	n	ω (rad/s)	N.m	watt	η (%)
` ,	Hn=Hb+Gt-HrT	,	P=g*δ*Q*Hn		(rpm)	ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
2,7	2,9	0,01	284,2	0	108	11,31	0,00	54,50	19,18
				2	84	8,80	0,96		
				4	60	6,28	1,93		
				6	42	4,40	2,89		
				8	20	2,09	3,86		
				10	0	0,00	4,82		

Tabla Nº 5.3.b valores obtenidos a un caudal Q=0.014m³/s

	Pot H	id					Pot mec		
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velo	ocidad	Torque(τ)	Potencia (Pm)	rendimiento
Hb (m)	Hn (m)	m3/s	watt	kg	n	ω (rad/s)	N.m	watt	η (%)
	Hn=Hb+Gt-HrT		P=g*δ*Q*Hn		(rpm)	ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
2,7	2,574	0,014	353,1528	0	114	11,94	0,00	80,54	22,81
				2	96	10,05	0,96		
				4	78	8,17	1,93		
				6	60	6,28	2,89		
				10	30	3,14	4,82		
				14	0	0,00	6,75		





Tabla N^{o} 5.3.c valores obtenidos a un caudal Q=0.020 m^{3} /s

	Pot H	id					Pot mec		
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velo	ocidad	Torque(τ)	Potencia (Pm)	rendimiento
Hb (m)	Hn (m)	m3/s	watt	kg	n ω (rpm) (rad/s)		N.m	watt	η (%)
	Hn=Hb+Gt-HrT		P=g*δ*Q*Hn			ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
2,7	1,912	0,02	374,752	0	122	12,78	0,00	98,50	26,29
				2	90	9,42	0,96		
				4	72	7,54	1,93		
				6	60	6,28	2,89		
				10	30	3,14	4,82		
				12	24	2,51	5,78		
				15	12	1,26	7,23		
				16	0	0	7,71		

Partiendo de las tablas 5.3(a, b, c) se puede construir las siguientes curvas características:

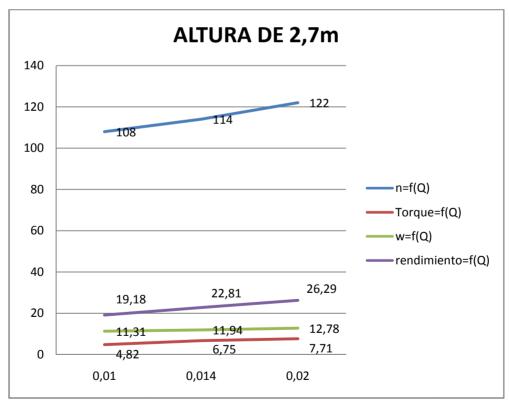


Figura 5.6 Curva de análisis del (, , w, n) en función del caudal.

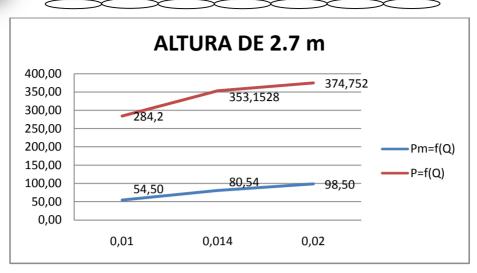


Figura 5.7 Curva de análisis la potencia hidráulica (P) y potencia útil (Pm) en función del caudal

5.4 ANÁLISIS DEL MÁXIMO RENDIMIENTO DE LA TURBINA AL VARIAR EL CAUDAL Y CON ALTURA CONSTANTE DE 4.1m

La práctica la realizamos en la cuenca del rio Malacatos en el sector denominado Parque lineal; ubicado al sur de la ciudad de Loja.



Figura 5.8 Instalación de la turbina a una Hb de 4.1m

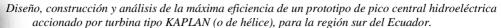
Los recursos hídricos que se dispuso en el sector son los siguientes:

 $Q=0.035m^3/s$

Hb=4.1m

En esta práctica la instalación se efectúa en dos tramos considerando los siguientes accesorios de instalación:

- Primer tramo L1= 5m
- Diámetro del ducto D1=4"





- Válvula de control de caudal
- Bifurcación en Y
- Segundo tramo L2=2.5m
- Diámetro de la tubería D2= 3"
- Adaptador Npt a manguera de 3"
- Codos de 90°

Cabe mencionar que en el segundo tramo los conductos se encuentran en PARALELO, y consecuentemente el caudal total se reparte entre todas las tuberías, por lo tanto el análisis de las pérdidas primarias y locales se considera únicamente en un solo ramal; según Mataix pág. 256 las pérdidas siempre serán iguales en todas las ramas.

Se analiza las pérdidas en los siguientes accesorios:

5.4.1 CÁLCULO DE ALTURA DE TRABAJO PARA DIFERENTE CAUDAL.

El procedimiento de cálculo de las pérdidas primarias, secundarias, ganancia de altura a causa del tubo de aspiración y ganancia por efectos de la energía cinética natural del fluido ya hemos demostrado en el punto 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3 y 3.2.4 respectivamente (respaldo archivo Mathcad); y haciendo uso de las mismas ecuaciones tenemos:

a) Caudal de Q = 0.016m³/s



b) Caudal de $Q = 0.025 \text{m}^3/\text{s}$

c) Caudal de Q= 0.035m³/s



Práctica Nº 4

Tabla Nº 5.4.a valores obtenidos a un caudal Q=0.016m³/s

	Pot H	lid					Pot mec		
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velocidad		Torque(τ)	Potencia (Pm)	rendimiento
Hb (m)	Hn (m)	m3/s	watt	kg n		ω (rad/s)	N.m	watt	ղ (%)
(,	Hn=Hb+Gt-HrT	,	P=g*δ*Q*Hn	.0	(rpm)	ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
4,1	3,781	0,016	592,8608	0	120	12,57	0,00	54,50	9,19
				2	90	9,42	0,96		
				4	66	6,91	1,93		
				6	42	4,40	2,89		
				8	18	1,88	3,86		
				9	0	0,00	4,34		

Tabla Nº 5.4.b valores obtenidos a un caudal Q=0.025m³/s

	Pot	Hid					Pot mec		
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Veld	ocidad	Torque(τ)	Potencia (Pm)	rendimiento
Hb	Hn (m)	m3/s	watt	kg	kg n		N.m	watt	η (%)
(m)	Hn=Hb+Gt-HrT	,	P=g*δ*Q*Hn	.0	(rpm)	ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
4,1	2,588	0,025	634,06	0	144	15,08	0,00	109,00	17,19
				2	108	11,31	0,96		
				4	90	9,42	1,93		
				6	72	7,54	2,89		
				10	42	4,40	4,82		
				12	24	2,51	5,78		
				15	0	0,00	7,23		





Tabla N^{o} 5.4.c valores obtenidos a un caudal Q=0.035 m^{3} /s

	Pot	Hid					Pot mec		
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velocidad		Torque(τ)	Potencia (Pm)	rendimiento
Hb (m)	Hn (m)	m3/s	watt			ω (rad/s)	N.m	watt	η (%)
	Hn=Hb+Gt-HrT		P=g*δ*Q*Hn	5	(rpm)	ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
4,1	0,688	0,035	235,984	0	156	16,34	0,00	157,44	66,72
				2	132	13,82	0,96		
				4	114	11,94	1,93		
				6	90	9,42	2,89		
				10	60	6,28	4,82		
				15	18	1,88	7,23		
				20	0	0,00	9,64		

Partiendo de las tablas 5.4(a, b, c) se puede construir las siguientes curvas características:

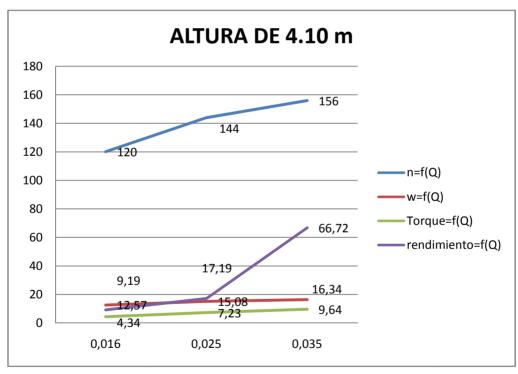


Figura 5.9 Curva de análisis del (, , w, n) en función del caudal.

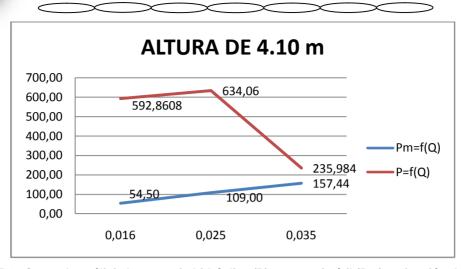


Figura 5.10 Curva de análisis la potencia hidráulica (P) y potencia útil (Pm) en función del caudal

5.5 ANÁLISIS DEL MÁXIMO RENDIMIENTO DE LA TURBINA AL VARIAR EL CAUDAL Y CON ALTURA CONSTANTE DE 4.8m

La práctica la realizamos en la cuenca del rio Malacatos en el sector denominado Parque lineal; ubicado al sur de la ciudad de Loja.



Figura 5.11(a, b) Instalación de la turbina a una Hb de 4.8m

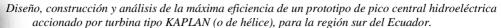
Los recursos hídricos que se dispuso en el sector son los siguientes:

 $Q=0.035 \text{m}^3/\text{s}$

Hb=4.8m

En esta práctica la instalación se efectúa en dos tramos considerando los siguientes accesorios de instalación:

Primer tramo L1= 5m





- Diámetro del ducto D1=4"
- Válvula de control de caudal
- Bifurcación en Y
- Segundo tramo L2=2.5m
- Diámetro de la tubería D2= 3"
- Adaptador Npt a manguera de 3"
- Codos de 90°

Cabe mencionar que en el segundo tramo los conductos se encuentran en PARALELO, y consecuentemente el caudal total se reparte entre todas las tuberías, por lo tanto el análisis de las pérdidas primarias y locales se considera únicamente en un solo ramal; según Mataix pág. 256 las pérdidas siempre serán iguales en todas las ramas.

Se calcula las pérdidas en los siguientes accesorios:

5.5.1 CÁLCULO DE ALTURA DE TRABAJO PARA DIFERENTE CAUDAL

El procedimiento de cálculo de las pérdidas primarias, secundarias, ganancia de altura a causa del tubo de aspiración y ganancia por efectos de la energía cinética natural del fluido ya hemos demostrado en el punto 3.2.1, 3.2.2, 3.2.3 y 3.2.4 respectivamente (respaldo archivo Mathcad); y haciendo uso de las mismas ecuaciones tenemos:

a) Caudal de Q= 0.016m³/s



b) Caudal de $Q = 0.025 \text{m}^3/\text{s}$

c) Caudal de Q= 0.035m³/s



Práctica Nº 5

Tabla Nº 5.5.a valores obtenidos a un caudal Q=0.016m³/s

	Pot H	lid					Pot mec		
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velocidad		Torque(τ)	Potencia (Pm)	rendimiento
Hb	Hn (m)	m3/s	m3/s watt		n	ω (rad/s)	N.m	watt	η (%)
(m)	Hn=Hb+Gt-HrT		P=g*δ*Q*Hn	kg	(rpm)	ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
4,8	4,481	0,016	702,6208	0	120	12,57	0,00	54,50	7,76
				2	90	9,42	0,96		
				4	66	6,91	1,93		
				6	42	4,40	2,89		
				8	18	1,88	3,86		
				9	0	0,00	4,34		

Tabla Nº 5.5.b valores obtenidos a un caudal Q=0.025m 3 /s

	Pot I	Hid					Pot mec		
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velocidad ω		Torque(τ)	Potencia (Pm)	rendimiento
Hb	Hn (m)	m3/s	watt	kg	kg n		N.m	watt	η (%)
(m)	Hn=Hb+Gt-HrT		P=g*δ*Q*Hn	0	(rpm)	ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
4,8	3,288	0,025	805,56	0	144	15,08	0,00	109,00	13,53
				2	108	11,31	0,96		
				4	90	9,42	1,93		
				6	72	7,54	2,89		
				10	42	4,40	4,82		
				12	24	2,51	5,78		
				15	0	0,00	7,23		





Tabla N^{o} 5.5.c valores obtenidos a un caudal Q=0.035 m^{3} /s

	Pot Hid				Pot mec						
Altura real	Altura de tra.	Caudal (Q)	Potencia (P)	Fuerza (F)	Velocidad		Velocidad		Torque(τ)	Potencia (Pm)	rendimiento
Hb	Hn (m)	m3/s	watt	kg	n	ω (rad/s)	N.m	watt	η (%)		
(m)	Hn=Hb+Gt-HrT	·	P=g*δ*Q*Hn	,	(rpm)	ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P		
4,8	1,388	0,035	476,084	0	156	16,34	0,00	157,44	33,07		
				2	132	13,82	0,96				
				4	114	11,94	1,93				
				6	90	9,42	2,89				
				10	60	6,28	4,82				
				15	18	1,88	7,23				
				20	0	0,00	9,64				

Partiendo de las tablas 5.5(a, b, c) se puede construir las siguientes curvas características:

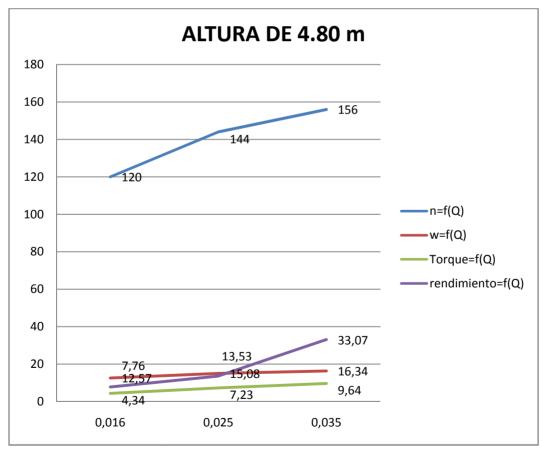


Figura 5.12 Curva de análisis del (, , w, n) en función del caudal.

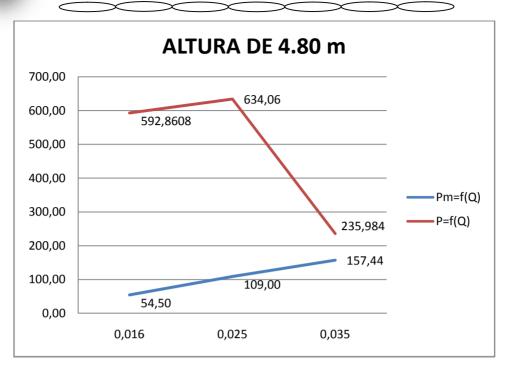


Figura 5.13 Curva de análisis la potencia hidráulica (P) y potencia útil (Pm) en función del caudal





5.6 SÍNTESIS DE TODAS LAS PRÁCTICAS REALIZADAS.

Tabla Nº 5.6 síntesis de las prácticas

		Apertura	Caudal (Q)	Altura real	Pérdidas T.	Ganancia T.	Altura neta.	Potencia Hid.	Carga al freno	Velo	cidad	Torque(τ)	Potencia mec.	rendimiento
		Válvula	m3/s	Hb (m)	HrT (m)	GT	Hn(m)	(P) watt	F (kg)	n (rpm)	ω (rad/s)	N-m	(Pm) watt	η
	Nº	(%)			HrT=Hr1t+Hr2t	GT=Gp+Ge	Hn=Hb+Gt- HrT	P=g*δ*Q*Hn			ω=π*n/30	τ=0,0492*F *g	Pm=τ*ω	η=Pm/P
CA	1	33,3	0,016	1,5	0,18	0,514	1,834	287,57	14	116	12,15	6,75	81,95	28,50%
PRÁCTICA 1	2	66,6	0,019	1,5	0,249	0,515	1,766	328,83	15	118	12,36	7,23	89,32	27,16%
PR/	3	100	0,021	1,5	0,301	0,516	1,715	352,95	17	122	12,78	8,19	104,66	29,65%
CA	1	33,3	0,01	2,7	0,354	0,554	2,9	284,20	10	108	11,31	4,82	54,50	19,18%
PRÁCTICA 2	2	66,6	0,014	2,7	0,678	0,557	2,579	353,84	14	114	11,94	6,75	80,54	22,76%
PR,	3	100	0,02	2,7	1,351	0,563	1,912	374,75	16	122	12,78	7,71	98,50	26,29%
<u>S</u>	1	33,3	0,016	4,1	0,877	0,559	3,782	593,02	9	120	12,57	4,34	54,50	9,19%
PRÁCTICA 3	2	66,6	0,025	4,1	2,082	0,57	2,588	634,06	15	144	15,08	7,23	109,00	17,19%
PR/	3	100	0,035	4,1	3,99	0,588	0,698	239,41	20	156	16,34	9,64	157,44	65,76%
<u>8</u>	1	33,3	0,016	4,8	0,877	0,559	4,482	702,78	9	120	12,57	4,34	54,50	7,75%
PRÁCTICA 4	2	66,6	0,025	4,8	2,082	0,57	3,288	805,56	15	144	15,08	7,23	109,00	13,53%
PR	3	100	0,035	4,8	3,999	0,588	1,389	476,43	20	156	16,34	9,64	157,44	33,05%

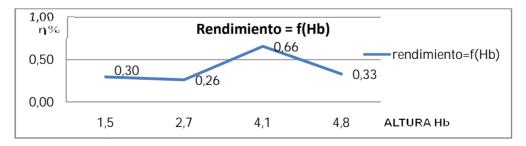


Figura 5.14 Curva de análisis del rendimiento en función de la altura (Hb)



5.7 MODELO PREDICTIVO DE CÁLCULO.

En el presente proyecto también exponemos un modelo predictivo de cálculo (ver anexo 1), con el manejo y manipulación del programa MATHCAD, el cual es el resultado de un constante trabajo investigativo y adquirido gracias a los años de estudio y formación profesional que imparte la Universidad Nacional de Loja y a su vez los docentes del AEIRNNR que comparten sus conocimientos.

Este modelo predictivo permite conocer los parámetros constructivos de la turbina tipo Kaplan con solo ingresar los datos técnicos de caudal y altura; tomando como referencia el ángulo de inclinación de las aspas que da un óptimo rendimiento a 32º dato que no varía a diferente caudal y altura como se demuestra en la grafica 5.1.1; el proyectista podrá pronosticar las partes constructivas del prototipo con un dimensionamiento real a las características requeridas.

Además este archivo es de fácil utilización, ya que coadyuvará al desarrollo de los conocimientos teóricos y despejar incógnitas de los estudiantes de Ingeniería Electromecánica al momento de realizar un trabajo investigativo.

5.8 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En la construcción del prototipo Kaplan no presentó dificultades, ya que los materiales se logró adquirir fácilmente en nuestro medio y a su vez el mecanizado de las partes constitutivas se las realiza con maquinas – herramientas comunes, hecho que provee al proyectista su viable ejecución.

En la experimentación del prototipo se encontró con varios obstáculos entre ellos se tiene el difícil acceso con la turbina en los lugares designados para su análisis, además el escaso caudal existente.

Inicialmente se optó por realizar la primera práctica en el cantón Catacocha en el punto denominado Zapotepamba o más conocido como el Almendral, en dicho sector se dispuso de un caudal de 7l/s y una altura 2m, en la que la



instalación de los ductos de agua se lo hizo mediante tubería PVC hecho que presento complicaciones por la dificultad de la unión de los tubos y la existencia de fugas de aguas en las uniones.

Se sugiere que para este tipo de instalación se trabaje con manguera anillada lisa por razones de fácil manejo y flexibilidad de la misma, ya que de esta manera se evitará inconvenientes en el montaje e instalación lo cual es más favorable que una tubería PVC.

Hubo una segunda práctica la cual se la realizó por medio de una bomba de 4" para simular altura y se empleó manguera lisa a los ductos de agua por fácil instalación tal como lo sugerimos anteriormente, esto se lo hizo en la planta de agua potable ubicada en el sector de Carigan perteneciente a la UMAPAL obteniendo resultados poco favorables, ya que los datos tomados no concuerdan con las características técnicas de la bomba impidiendo aclarar el análisis.

Posteriormente se realizó una tercera práctica en la cuenca del rio Zamora Huayco, en este sector se dispuso de un buen caudal pudiendo captar 21 l/s y una altura de 1.5m; logrando llevar a efecto nuestro propósito cuyos resultados describen un rendimiento máximo de 29.65%, así mismo dándonos una potencia efectiva en el eje de 104.66W.

Finalmente se logró conseguir consentimiento por parte del Ilustre Municipio de Loja para realizar las prácticas en la cuenca del río Malacatos en el sector denominado Parque Lineal, en dicho sector se experimentó el prototipo en varias alturas, así tenemos: a 2.7m con un caudal máximo de 20l/s, a 4.1m con un caudal máximo de 35l/s y 4.8m con caudales de 35l/s, características suficientes para lograr nuestros objetivos y así comprobar el análisis de la máxima eficiencia de la turbina. Los resultados que se obtuvieron en estas prácticas son las siguientes:

 A 2.7m y con caudal de 20l/s suministró un rendimiento de 26.29% y potencia en el eje de 98.5W.



- A 4.1m y con caudal de 35l/s proporcionó un rendimiento de 65.76% y potencia en el eje de 157.44W.
- A 4.8m y con caudal de 35l/s proporcionó un rendimiento de 33.05% y potencia en el eje de 157.44W

A continuación se expone la tabla 5.8.1 de datos comparativos teórico - práctico:

		Potencia H	idráulica	Potencia Mecánica			
parámetros	Altura real	Altura neta	Caudal máximo (Q _{máx})	Potencia (P)	Torque(τ)	Potencia (Pm)	rendimiento
	Hb (m)	Hn (m)	m3/s	watt	N.m	watt	ŋ (%)
teórico	5	3.573	0,05	1750.77	8.68	109.53	6.28
práctico	4,1	0.698	0,035	239.41	9,64	157,44	65.76

Tabla Nº 5.8.1 datos comparativos

Se puede decir que la turbina está trabajando cerca de los parámetros que fue diseñada y construida obteniendo una potencia mecánica teórica de 109.53W y un torque teórico de 8.68N.m, resultados obtenidos a una altura bruta H_b =5m; o altura neta H_n =3.573m y a un caudal máximo de $Q_{máx}$ =50l/s; datos respaldados en los epígrafes 3.2 – 3.3, necesarios para el dimensionamiento de las partes constitutivas del prototipo.

En consecuencia mediante experimentación la potencia efectiva en el eje es de 157.5W; y el torque real de 9.64N.m, valores obtenidos a una altura bruta H_b =4.1m, o altura neta H_n =0.688m y un caudal de 35l/s dándonos un rendimiento de 65.76%, cabe recalcar que con esto se cumple uno de los objetivos propuestos del presente proyecto.

Así mismo se encontró en el lugar una altura aproximada de 4.8m en la que se pudo visualizar que el número de revoluciones del rotor no varió y consecuentemente la potencia en el eje sigue siendo la misma que la obtenida en la práctica de 4.1m de altura; cabe destacar que si este dato de altura se los lleva para el análisis de eficiencia se puede afirmar que el rendimiento del prototipo disminuye considerablemente al 33%.



Finalmente con los experimentos realizados se ha adquirido la experiencia necesaria para sugerir que se puede utilizar la turbina Kaplan a una altura mínima de 1.5m y con caudal mínimo de 21l/s para que los costos de fabricación no excedan para el beneficio que va aportar.

El prototipo de turbina Kaplan, queda Culminado y dispuesto para que cualquier estudiante interesado en implementar un generador lo realice, simplemente debe acoplar una polea en el eje y fijarla con una chaveta, el diámetro del mismo será de acuerdo a las características del generador a instalar.

5.9 VALORACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA Y AMBIENTAL

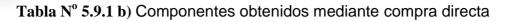
5.9.1 VALORACIÓN TÉCNICO - ECONÓMICA

En este punto se presentarán los costos de fabricación de los diferentes componentes que intervienen en la turbina, que deberán ser adquiridos mediante compra directa y mediante mecanizado, por lo tanto, se dividirá en los siguientes grupos donde se detallarán cada uno de sus costos.

Tabla Nº 5.9.1 a) Componentes obtenidos mediante mecanizado

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	P. UNIDAD	P. TOTAL
Cubo del rodete	1	45,00	45
base del rodete	1	35,00	35
Ejes estriados de alabes	3	30,00	90
Alabes de acero inox.	3	25,00	75
Ejes de transmisión de la turbina	1	25,00	25
distribuidor	1	80,00	80
Cámara de presión	1	95,00	95
Sistema de freno con zapata	1	8,50	8,5
Tubo de aspiración	1	100,00	100
Mesa soporte	1	30,00	30
	SUBT	583,5	





DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	P. UNIDAD	P. TOTAL
Codos de entrada de agua	2	8,00	16,00
Adaptadores Npt a manguera	2	6,00	12,00
Pernos de 1/4 * 1"	44	0,15	6,60
Pernos de 5/16 * 1"1/2	16	0,20	3,20
Tuercas 3/4	5	0,25	1,25
Barra roscada de 3/4	1	5,00	5,00
Arandelas 3/4 plana	2	0,15	0,30
Romana de control de carga	1	6,50	6,50
Rodamiento cónico	2	15,00	30,00
Tubería anillada de 3" (m)	6	12,00	72,00
Abrazaderas de 3"	4	4,50	18,00
válvula control de caudal de 4"	1	200,00	200,00
diluyente (galón)	1	6,00	6,00
Pintura (galón)	1	18,00	18,00
	SUBTO	394,85	

Tabla Nº 5.9.1 c) Costos de mano de obra

Categoría	Cantidad	Tiempo de Operación (dia)	Tarifa Salarial \$/día (USD)	Importe USD
Tornero (incluye herramientas)	1	3	75	225
Taladrador	1	2	35	70
Soldador	1	3	50	150
			SUBTOTAL	445



Tabla Nº 5.9.1 d) Gastos en investigación

Denominación	Tarifa (\$/h) USD	Cantidad	Tiempo de operación (h)	Importe USD
Internet	0,75		50	37.5
Copias	0,05	100		5.0
Impresiones	0.10	200		20.0
			SUBTOTAL	62.5

Tabla Nº 5.9.1 e) Gastos varios

Transporte de materiales	25.0
Transporte de la turbina al lugar de experimentación	60.0
Otros	20.0
SUBTOTAL	105.0

Tabla N° 5.9.1 f) TOTAL DE COSTOS EN LA ELABORACIÓN DE LA TURBINA KAPLAN

COSTOS DE LA INVERSIÓN	USD
Diseño (ingeniería)	500.0
Componentes mecanizados	583.5
Componentes en compra directa	394.85
Mano de obra Calificada	445.0
Gasto en investigación	62.5
Gastos varios	105.0
TOTAL	2090.85



5.9.2 VALORACIÓN AMBIENTAL

Cualquier cambio en el ambiente, sea adverso o beneficioso, resultante de las actividades, productos o servicios de una organización es considerado como impacto ambiental. De igual manera podría definirse al Impacto Ambiental (IA) como la alteración, modificación o cambio en el ambiente, en algunos de sus componentes de cierta magnitud y complejidad originado o producido por los efectos de la acción o actividad humana.

Los efectos de la energía que suministra la turbina Kaplan sobre los principales factores ambientales son los siguientes:

- ➤ Clima: La generación de energía mecánica es directamente a partir de recursos hídricos, no requiere ningún tipo de combustión, por lo que no se produce polución térmica ni emisiones de CO2 que favorezcan el efecto invernadero.
- ➤ Suelo: Para la adecuación y puesta en marcha del prototipo el espacio necesario es mínimo por lo tanto los movimientos de la tierra son casi nulas, en consecuencia la incidencia sobre las características físico-químicas del suelo o su erosión es despreciable.
- ➤ Aguas superficiales y subterráneas: No se producen alteraciones de los acuíferos o de las aguas superficiales ya que el recurso hídrico es utilizado y devuelto al mismo afluente.
- ➤ Flora y Fauna: La repercusión sobre la vegetación y aves es mínima, y al tratarse de un proyecto de generación de energía hidroeléctrica más bien se estaría aportando con el desarrollo socio-económico; respecto a la fauna se podría asumir que existe un perjuicio ya que para el funcionamiento del prototipo se toma el fluido directamente del afluente motivo que afecta a los peces ya estos pueden ser arrastrados por la presión del agua hacia el interior del distribuidor, para solucionar este inconveniente es recomendable colocar rejillas al ingreso de las tomas de agua para así evitar el daño al habitad de los peces.
- ➤ Ruidos: El sistema hidroeléctrico no genera contaminación acústica adicional al ruido natural del afluente, lo que presenta una clara ventaja frente a los generadores de motor en viviendas aisladas.



CONCLUSIONES

- Al culminar el diseño y construcción de este proyecto se pudo facilitar una turbina Kaplan para la implementación en una pico central hidroeléctrica, la misma que aportaría al beneficio de los conocimientos teóricos y prácticos de los estudiantes de la carrera de ingeniería electromecánica.
- Se sistematizó la información para delimitar todos los factores tanto mecánicos e hidráulicos que influyen en un eficiente sistema de hidrogeneración con turbinas Kaplan, ya sea la variación del ángulo de inclinación de los álabes, el dimensionamiento del rotor, la cámara de distribución con sus respectivos inyectores y los factores externos como el caudal y la altura.
- Se diseñó y construyó el prototipo de turbina Kaplan, además para gobernar la inclinación de las aspas se implemento un sistema de regulación mediante un eje roscado de ¾ y una contratuerca para fijar la posición requerida sin tener que desmontar el prototipo.
- ➤ Se procedió a realizar las respectivas experimentaciones del prototipo, en primera instancia optamos por verificar el máximo desarrollo de la turbina de acuerdo al ángulo de inclinación de las aspas con un caudal de 16 l/s y una altura bruta de 1.5m, constatando que nos dio una velocidad máxima de 120rpm, una potencia efectiva en el de eje 81.87W y un torque de 6.74Nm a un ángulo de 32º, luego se varió el ángulo de las aspas hasta 40º y no surge ningún efecto diferente por lo que se consideró este punto como el de mayor eficiencia para las demás practicas.
- Se probó el prototipo a diferentes alturas y caudales para poder hacer un análisis minucioso del punto máximo de rendimiento pudiendo elaborar diferentes tablas referenciales con sus respectivas graficas características de rendimiento, torque, velocidad angular y velocidad específica en función del caudal, así mismo la potencia hidráulica y la potencia útil en función del caudal para tres saltos diferentes.



- Podemos concluir que la turbina Kaplan obtuvo su máximo rendimiento de 65.76% a una altura de 4,1m y a un caudal de 35 l/s siendo este las características hidráulicas de mayor rendimiento.
- ➤ Se elaboro un modelo predictivo de cálculo en el cual permite conocer los parámetros constructivos de la turbina en función de las características técnicas de caudal y altura, la cual fue programada en el software Mathcad 14.0 anexo1.
- ➤ Se sometió al prototipo un sistema de frenado mediante zapata curva, en el cual se le aplica una fuerza de frenado mediante una balanza que a su vez nos permite cuantificar la carga aplicada al eje y de esta manera determinar el torque que desarrolla la turbina al instante del frenado.

RECOMENDACIONES

- ➤ Es fundamental la realización de un estudio del lugar en donde se quiere implementar este sistema de hidrogeneración, y mediante este comenzar con el diseño y construcción de la turbina Kaplan basándonos en el modelo estacionario de predicción.
- ➤ Es recomendable realizar prácticas a diferentes alturas y caudales respecto a la variación de inclinación de las aspas.
- ➤ Se puede realizar una variación para mejorar la eficiencia en nuestro sistema, como por ejemplo ampliando las dimensiones de los inyectores a 4" y por ende las dimensiones de la tubería de alimentación; tomando en cuenta que con esta variación no se limita el ingreso de caudal.
- Para la alimentación de caudal es recomendable instalar tuberías lisas y flexibles, además reducir el número de accesorios de instalación para de esta manera lograr minimizar las pérdidas de fricción y locales.





LIBROS:

- Coz, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, Intermediate Technology Development Group, ITDG –Perú, Lima, 1995. pág.3 y 4
- Coz Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, Intermediate Technology Development Group, ITDG –Perú, Lima, 1995. pág.90 y 92
- Coz Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, Intermediate Technology Development Group, ITDG –Perú, Lima, 1995. pág.89
- 4. Coz, Federico y otros. MANUAL DE MINI Y MICROCENTRALES HIDRÁULICAS, Intermediate Technology Development Group, ITDG –Perú, Lima, 1995. pág.131.
- 5. FAIRES V.M., Diseño de elementos de máquinas, Pag.362-363.
- 6. Fernández Díez Pedro, libro, DEPARTAMENTO DE INGENIERIA ELECTRICA Y ENERGETICA. Pág. 2
- 7. Fernández Díez Pedro, libro, TURBINAS HIDRÁULICAS. Pág. 5
- 8. Fernández Díez Pedro, libro, TURBINAS HIDRÁULICAS. Pág. 95 y 98
- 9. Gaudencio, Zoppetti, CENTRALES HIDROELCTRICAS, Barcelona, Gustavo Gili, cuarta edición, 1979.
- 10. Mataix Claudio, MECÁNICA DE FLUIDOS Y MÁQUINAS HIDRÁULICAS segunda edición, 1978.
- 11. ZUBICARAY-ALONSO, Turbinas y plantas generadoras, Editorial LIMUSA, primera edición MEXICO, 1977.

SITIOS WEB:

- http://dgwin.wordpress.com/
- http://www.itdg.org.pe/Programas/energia/enerproy.htm
- http://libros.redsauce.net/









ANEXO 1

Modelo estacionario de Cálculo

El presente anexo es un modelo estacionario de Cálculo que permita conocer los parámetros constructivos de la turbina tipo Kaplan (Archivo Mathcad).

DIMENSIONAMIENTO GENERAL DE LAS PARTES FUNDAMENTALES DE LA TURBINA

PARAMETROS DE DISEÑO:

 $Qm\acute{a}x := 0.05 \cdot \frac{m^3}{}$ Caudal de diseño

Altura bruta de diseño Hb := 5m

Diámetro exterior propuesto del

De := 0.3m

rodete de la turbina

v := 0.38

Diámetro interior (cubo del rodete)

Diámetro del tubo de aspiración

Relación de diámetros (promedio)

Di := v·De $Di = 0.114 \, m$

 $D3 := \frac{Di}{0.4}$

 $D3 = 0.285 \, \text{m}$

CALCULO DE LA ALTURA NETA (Hn) DE LA TURBINA KAPLAN

1.Datos

 $D := \beta in$ Diametro de la tuberia Hb = 5 mAltura de bruta o real

longitud de tubería para la instalación

 $L := 4.5 \cdot m$ $v := 1.053 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$ viscocidad cinemática del H2O

2. Cálculo del caudal circulante, area, y velocidad promedio

Para tuberias en paralelo el caudal total se reparte entre todas las tuberias, según mataix pág 256 las pérdidas Hr tanbien serán iguales

 $Qm\acute{a}x = 0.05 \frac{m^3}{}$

Se concidera dos entradas radiales en paralelo hacia la cámara de presión por lo tanto se analizrá las perdidas unicamete en un solo ramal

 $Q := \frac{Qm\acute{a}x}{2} \qquad \qquad Q = 0.025 \frac{m^3}{a}$ Caudal circulante en un ramal

 $A := \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ $A = 4.56 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ Área de la tubería

 $V = \frac{Q}{A}$ $V = 5.482 \frac{m}{s}$ Velocidad del fluido

Cálcula del número de reynolds

 $Re := \frac{V \cdot D}{V}$ $Re = 3.967 \times 10^5$ reynolds





Cálculo del Coeficiente de rosamiento ? y las pérdidas primarias o perdidas por rozamiento en la tuberias

Si reynold es > 4000 entonces el flujo es turbulento por lo tanto:

De acuerdo al diagrama de Moody se obtiene el coheficiente de pérdidas primarias lammda; o de acuerdo a la fórmula:

Coeficiente de pérdidas primarias
$$\lambda := \frac{0.316}{\text{Re}^{0.25}}$$

$$\lambda = 0.013$$

gravedad

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

$$Hr1t := \frac{\lambda \cdot V^2 \cdot L}{2 \cdot D \cdot g}$$

Total de pérdidas primarias

 $Hr1t = 1.139 \, m$

4.1Pérdidas locales o en accesorios

ACCESORIOS DE INSTALACIÓN

Se concideral los accesorios de instalación unicamente de un ramal por tratarse de una conección en PARALELO según Mataix pág 256 las pérdidas siempre serán iguales en todas las ramas.

$$\zeta T := \zeta 1 \cdot N1 + \zeta 2 \cdot N2$$
 $\zeta T = 0.6$

Total de pérdidas secundarias $Hr2t := \frac{\zeta T \cdot V^2}{2\sigma}$ $Hr2t = 0.919 \, m$

5. Cálculo de la ganancia de presión en el tubo de aspiración

Caudal máximo $Qmáx = 0.05 \frac{m^3}{s}$

Número de difusores del distribuidor N.:=

Ancho de los agujeros del difusor a := 0.06m

Largo de los agujeros del difusor $\frac{1}{1} := 0.11 m$

Sección de los agujeros del difusor $Ad := a \cdot 1 \qquad Ad = 6.6 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

Caudal por difusor $Qd := \frac{Qm\acute{a}x}{N} \qquad Qd = 8.333 \times 10^{-3} \, \frac{m^3}{s}$





velocidad de salida del rodete

$$Ve := \frac{Qd}{Ad}$$

$$Ve := \frac{Qd}{Ad} \qquad Ve = 1.263 \frac{m}{s}$$

Diametro del tubo difusor, se concidera un tubo de 28cm de diametro comercial

$$Dt := 0.28m$$

Área del tubo difusor,

$$At := \pi \cdot \left(\frac{Dt}{2}\right)^2 \qquad At = 0.062 \, m^2$$

$$At = 0.062 \,\mathrm{m}^2$$

velocidad de salida del fluido en el tubo difusor

$$Vs := \frac{Q}{At}$$

$$V_s := \frac{Q}{\Delta t}$$
 $V_s = 0.406 \frac{m}{s}$

Z1,Z2 son cotas de los puntos 1 y 2, de salida del fluido del rodete y del tubo de aspiración respectivamente, tomando como plano de referencia el plano horizontal donde se ubica la turbina.

$$Z1 := 1.00m$$

$$Z2 := 0.5m$$

$$Z := Z1 - Z2$$

$$Z = 0.5 \, \text{m}$$

APLICANDO LA ECUACIÓN DE BERNOULLI ENTRE LOS PUNTOS DE SALIDA DEL RODETE Y SALIDA DEL TUBO DIFUSOR TENEMOS

Para determinar la ganancia primeramente determinamos el valor de la presión atmosferica en el lugar según el valor que optengamos a la altura en que nos encontramos

LA INSTALACION SE REALIZA EN LA CIUDAD DE LOJA

Temperatura ambiente

Presión Atmosferica 7.88m.c.a

Coeficiente de pérdidas de forma en el codo del tubo de aspiración

$$\zeta_{ca} := 0.8$$

Ecuacion

Pta := Pbar -
$$Z - \left(\frac{Ve^2 - Vs^2}{2g}\right) - \frac{\zeta ca \cdot Vs^2}{2g}$$

presión de vacío en el rodete

$$Pta = 7.3 \, m$$

Ganancia de altura a causa del tubo de aspiración

$$Gp = 0.58 \, m$$

6. GANANCIA POR EFECTO DE ENERGÍA CINÉTICA

velocidad dell fluido en le lugar de monitoreo

$$vn := 1 \cdot \frac{n}{s}$$

Ganancia de altura

$$Ge := \frac{vn^2}{2 \cdot g} \qquad Ge = 0.051 \, m$$





7. Determinación de la altura neta o de trabajo

PERDIDAS PRIMARIAS Hr1t = 1.139 m

PERDIDAS SECUNDARIAS Hr2t = 0.919 m

PERDIDAS TOTALES HrT := Hr1t + Hr2t HrT = 2.058 m

GANANCIA POR EFECTOS DEL

TUBO DE ASPIRACION $Gp = 0.58 \, \text{m}$

GANANCIA POR EFECTOS Ge = 0.051 m

ENERGIA CINETICA

TOTAL DE GANANCIAS $GT := Gp + Ge \qquad GT = 0.631 m$

ALTURA BRUTA O REAL Hb = 5 m

ALTURA NETA O DE TRABAJO Hn := Hb + GT - HrT Hn = 3.573 m

ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE GIRO Y MOMENTO TORSOR PRODUCIDO EN LA TURBINA

$$Ad = 6.6 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$
 Sección de los agujeros del difusor

$$Qd = 8.333 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$
 Caudal circulante por cada difusor

$$Vd := \frac{Qd}{Ad}$$

Velocidad de salida del fluido por cada difusor

$$Vd = 1.263 \frac{m}{s}$$

Rm := 0.1m Radio medio de la hélice de la turbina

$$\omega t := \frac{Vd}{Rm}$$

$$\omega t = 12.626 \frac{1}{s}$$
 Velocidad angular de la turbina

$$nt := \frac{30\omega t}{\pi}$$

nt = 118.67rpm Revoluciones por minuto de la turbina

Kµ1 := 2.0 coeficiente de aumento de velocidad por poseer tubo de aspiración SEGÚN MATAIX

 $\delta := 1 \cdot 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ Densidad del agua



Diseño, construcción y análisis de la máxima eficiencia de un prototipo de pico central hidroeléctrica accionado por turbina tipo KAPLAN (o de hélice), para la región sur del Ecuador.

$$Vm := Vd \cdot K\mu 1$$

$$Vm = 2.525 \frac{m}{s}$$

Velocidad modificada

Presi :=
$$\frac{1}{2} \cdot (Vm)^2 \cdot \delta$$

Ecuación general de energia para un pluido en mivimiento

Presi =
$$3.188 \times 10^{3} \text{ Pa}$$

Presión realizada por el paso del fluido

$$De = 0.3m$$

Diámetro exterior de la hélice

$$Di := 0.1m$$

Diametro del cubo de la hélice

$$AaprovT := \frac{\pi \cdot \left(De^2 - Di^2\right)}{4}$$

Área aprovechable total de las aspas

$$AaprovT = 0.063m^2$$

Aprov :=
$$\frac{\text{AaprovT}}{3}$$

$$Aprov = 0.021m^2$$

Área aprovechable por cada aspa

$$\alpha := 30 \deg$$

Ángulo de inclinación del aspa

$$F := Presi \cdot Aprov$$

Fuerza total sobre cada alabe

$$F = 66.779N$$

 $Fd := F \cdot \sin(\alpha)$

Fuerza de desplazamiento del aspa

$$Fd = 33.389N$$

$$Fx := Fd \cdot cos(\alpha)$$

$$Fx = 28.916N$$

Fuerza torsional por cada aspa

$$FtT := 3Fx$$

Fuerza torsional Total

$$FtT = 86.748N$$

$$Rm = 0.1m$$

Radio medio de la turbina

$$\tau T \ := FtT \!\cdot\! R\, m$$

$$\tau T = 8.675 N \cdot m$$

Torque teórico total





POTENCIA MECÁNICA EN EL EJE

 $\tau T = 8.675 \,\mathrm{N} \cdot \mathrm{m}$

Torque teórico total

 $\omega t = 12.626 \cdot \frac{\text{rad}}{\varepsilon}$

Velocidad angular teórica

Potm := $\tau T \cdot \omega t$

Potm = 109.53 W

Potencia mecánica teórica en el eje

ESPESOR MÍNIMO DE LA CÁMARA DE PRESIÓN

 $\sigma s := 18000 psi$

Esfuerzo permisible del latón ASTM-A283M

 $\sigma s = 1.241 \times 10^8 \, Pa$

 $Hn = 3.573 \, m$

Salto neto

μs := 2.5

Coeficiente de seguridad

Dc := 0.5m

Diámetro de la cámara de presión

 $Pn:=Hn\!\cdot\!g\!\cdot\!\delta$

 $Pn = 3.505 \times 10^4 Pa$

Presión ejercida por la columna de fluido

 $et := \frac{Pn \cdot Dc \cdot \mu s}{2 \cdot \sigma s}$

et = 0.176·mm

Espesor mínimo

CALCULO DE EJES

 $\tau T = 8.675 \,\mathrm{N \cdot m}$

Torque teórico

Rm = 0.1 m

Radio medio

b := 11.5cm

Brazo

 $Fdt := \frac{\tau T}{Rm}$

Fuerza Tangencial total

 $Fdt = 86.748 \, N$





 $Mb := Fdt \cdot b$

Momento flector

 $Mb = 9.976 \, \text{N} \cdot \text{m}$

DIAMETRO MINIMO DEL EJE DE LA TURBINA

Mb := 9.976N·m Momento flector

 $Mt := \tau T = 8.675 \, \text{N} \cdot \text{m}$ Momento Torsor

Kb := 1.25 Coeficiente numérico combinado para impacto y fatiga

aplicable al momento flector calculado

Kt := 1.25 Coeficiente aplicable al momento torsor calculado

K.:= 0.7 Relación de diametros recomendada Codigo Asme

μch := 0.85 Coeficiente por chavetero

 $Ss := 8 \cdot 10^6 \frac{N}{...^2}$ Esfuerzo permisible

$$De := \sqrt[3]{\frac{16}{\mu ch \pi \cdot Ss \cdot (1 - K^4)} \cdot \sqrt{(Kb \cdot Mb)^2 + (Kt \cdot Mb)^2}}$$

 $De = 0.026 \cdot m$

De = 25.904·mm

Diámetro exterior mínimo del eje

DIÁMETRO MÍNIMO DEL EJE DE CADA ASPA

Presión = 3.188 × 10³ Pa Presión realizada por el paso del fluido

Con apoyo del software AUTOCAD se pudo determinar las coordenadas de los centros de gravedad y las áreas A1,A2 de las aspas

 $A1 := 0.013 \text{m}^2$ Área superior del álabe

b1x := 3.18cm Brazo eje x al punto de apoyo

bly := 6.74cm Brazo eje y al centro de giro





 $A2 := 0.00513 \text{m}^2$ Área inferior del álabe

b2x := 6.29cm Brazo eje x al punto de apoyo

b2y := 3.37cm Brazo eje y al centro de giro

Fuerza en el área superior Fuerza en el área inferior

 $F1 := Presión \cdot A1$ $F2 := Presión \cdot A2$

 $F1 = 41.45 \,\text{N}$ $F2 = 16.357 \,\text{N}$

Momento torsor lado superior Momento torsor lado inferior

 $\begin{array}{ll} mt1 := F1 \cdot b1y & mt2 := F2 \cdot b2y \\ mt1 = 2.794 \ N \cdot m & mt2 = 0.551 \ N \cdot m \end{array}$

Momento flector debido a carga en el lado superior Momento flector debido a carga en el lado inferior

 $mb1 := F1 \cdot b1x$ $mb2 := F2 \cdot b2x$ $mb1 = 1.318 \, N \cdot m$ $mb2 = 1.029 \, N \cdot m$

Momento torsor Momento flector total total

 $Mtaspa := mt1 - mt2 \\ Mbaspa := mb1 + mb2$

Mtaspa:= 2.242N·m Momento torsor total

 $Mtaspa = 2.242 \, N \cdot m$

Mbaspa := 2.347N⋅m Momento flector total

Kb := 1.25 Coeficiente numérico combinado para impacto y fatiga

aplicable al momento flector calculado

 $Mbaspa = 2.347 \, \text{N} \cdot \text{m}$

Kt := 1.25
Coeficiente aplicable al momento torsor calculado

μch := 0.85 Coeficiente por chavetero

Ssa := $8 \cdot 10^7 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ Esfuerzo permisible

 $Dejeaspa := \sqrt[3]{\frac{16}{\mu ch \pi \cdot Ssa} \cdot \sqrt{(Kb \cdot Mbaspa)^2 + (Kt \cdot Mtaspa)^2}}$

Dejeaspa = 6.723×10^{-3} m

Dejeaspa = 6.723·mm Diámetro mínimo del eje





ANEXO 2.

TABLAS DE CONSIDERACIÓN PARA EL DISEÑO MECÁNICO

• Tabla #1: (Rendimientos de diversos tipos de transmisiones.

Tipo de transmisión	Rendimiento	Relación de Transmisión
	()	()
Engranes	0.95 – 0.97	2 - 6
Fricción	0.90 – 0.95	2 - 4
Tornillo sin fin	0.70 – 0.90	10 -40
Cadenas	0.94 – 0.96	2 - 6
Bandas	0.95 – 0.96	2 - 5

• <u>Tabla #2: (Coeficientes de rozamiento cinético para diferentes materiales).</u>

Superficies en contacto	Coeficiente dinámico
	μ_k
Acero sobre acero	0.18
Acero sobre hielo (patines)	0.02 - 0.03
Acero sobre hierro	0.19
Hielo sobre hielo	0.028
Patines de madera sobre hielo y nieve	0.035
Goma (neumático) sobre terreno firme	0.4-0.6
Correa de cuero (seca) sobre metal	0.56
Asbesto sobre metal	0.45
Bronce sobre bronce	0.2
Bronce sobre acero	0.18
Roble sobre roble en la dirección de la	0.48
fibra	





• Tabla #3: (Coeficientes de rozamiento estático para diferentes materiales).

Superficies en contacto	Coeficiente estático µ e
Cobre sobre acero	0.53
Acero sobre acero	0.74
Aluminio sobre acero	0.61
Caucho sobre concreto	1.0
Madera sobre madera	0.25-0.5
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14
Teflón sobre teflón	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01

• Tabla #4: (Coeficientes de servicio que se sugieren para proyectos de potencia)

	Motores de corriente alterna de par normal, en jaula de ardilla asíncronos, monofásicos con devanado auxiliar de arranque. Motores de corriente continua en derivación Motores multicilindricos de combustión interna.		Motores de corriente alterna de gran par de arranque, de inducción, de repulsión, monofàsicos,. Motores monocilíndricos de combustión interna. Ejes de transmisión. Embragues.			
Horas de servicio diario	3 - 5	8 - 10	16 - 24	3 - 5	8 - 10	16 - 24
Agitadores de líquidos. Ventiladores y extractores. Bombas centrifugas y compresores. Ventiladores de hasta 10hp.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Maquinaria para hacer ladrillos. Montacargas de cubeta. Inductores. Compresores de pistón. Trituradoras de martillos. Molinos para pasta de papel. Bombas de pistón Pulverizadoras. Aserradoras y máquinas para trabajar en madera. Maquinaria textil.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras rotatorias de mandíbulas. Molinos de bolas, rodillos y tubos. Grúas. Calandrias para caucho, extrusores, molinos	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8





ANEXO 3. TABLAS DE CONSIDERACIÓN PARA LA RESISTENCIA DE MATERIALES

• Tabla #5: (Código ASME para ejes de acero comercial).

Para ejes estacionarios:	K_b	K_t
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5 a 2	1.5 a 2.0
Para ejes en rotación:	K_b	K_t
Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
Carga repentina (choque menor)	1.5 a 2.0	1.0 a 1.5
Carga repentina (choque fuerte)	2.0 a 3.0	1.5 a 3.0

S_s (permisible)	CONDICIÓN
8000 psi	Para ejes sin cuñero
6000 psi	Para ejes con cuñero

• <u>Tabla #6: (Dimensiones de las chavetas cuadradas ASA B17).</u>

Ø Eje.	Tamaño de la chaveta	Ø Eje.	Tamaño de la chaveta
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
12.7 a14.3	3.2	58.7 a 69.8	15.9
15.9 a 22.2	4.8	73.0 a 82.5	19.1
23.8 a 31.7	6.4	85.7 a 95.2	22.2
33.3 a 34.9	7.9	98.4 a 114.3	25.4
36.5 a 44.5	9.5	120.6 a 139.7	31.7
46.0 a 57.2	12.7	146 a 152.4	38.1





• Tabla #7: (Características del acero 1015-1020).

Acero dulce 1015-1020 (Thomas)

Color de identificación:



Aleación: C% 0.15 - 0.23 max Si% 0.1 - 0.2 Mn% 0.30 - 0.60

Denominación según:

> **DIN**: St.37k

> **AISI** 1015 - 1020

Descripción: Este acero se utiliza para piezas simples como pasadoras, engranajes, ejes, piezas troqueladas y estampadas, tornillería etc. Es utilizado por la industria en general.

Estado de entrega: Natural negro o calibrado ISA h-11.

Dureza en estado de entrega: natural 37-45 kg/mm².

Medidas disponibles:

> Redondos:

Calibrado ISA h-11:1/8" – 7"

> Acabado natural negro:

$$7'' - 15.1/2''$$

> Cuadrados:

$$10'' - 12''$$

> Platinas:





• Tabla #8: (Módulo de Elasticidad (E) y módulo cortante (G) para diversos materiales, de acuerdo a sus aleaciones).

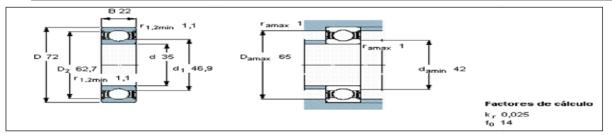
MATERIAL	ALEACIÓN		$E (10^6 \text{Kp/cm}^2)$	$G(10^5 Kp/cm^2)$	
	Material	%			
Acero	С	0.15 - 0.30	2.1	8.44	
Acero	Ni	3.0 - 3.5	2.15	8.45	
Fundición gris	-	-	1.05	4.22	
Hormigón	-	-	0.176	-	
Madera de pino	-	_	0.127	-	
Madera de roble	-	-	0.112	-	
Aluminio, fundición	Al	99	0.7	2.8	
Latón	Cu Zn	60 40	0.9	3.52	
Bronce	Cu Sn	90 10	0.8	4.22	
Cobre	-	-	0.9	4.22	





• Tabla #9: (Rodamiento 6207-2RS1 según SKF).

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera										
Dii	men: nes	sio	Capacidad es de carga		Car ga	Velocidades		Ma sa	Design ión	ac
pri	ncipa	les	dinám ica	estáti ca	límit e	Veloci dad	Veloci dad			
					de fatig a	de refere ncia	límite			
d	D	В	С	Co	Pu				* - Rodam nto SK	_
	mm		kl	V	kN	rpm		kg	-	
35	72	22	25.5	15,3	0,65 5	-	6300	0,37	6207- 2RS1	



• Tabla #10: Coeficiente Km y Ks para proyecto de ejes según el código ASME.

TABLA 9.1 VALORES DE K, Y Km

Tipo de la carga	Km	K,
Ejes fijos (esfuerzo de flexión sin inversión):		
Aplicada gradualmente		1,0
Aplicada repentinamente	1,5 a 2,0	1,5 a 2,0
Ejes giratorios (esfuerzo de flexión con inversión): Aplicada gradualmente o constante	1,5	1,0
Aplicada repentinamente, con choque ligero	1,5 a 2,0	1,0 a 1,5
Aplicada repentinamente, con choque fuerte	2,0 a 3,0	1,5 a 3,0





ANEXO 4.

TABLAS DE CONSIDERACIÓN PARA EL DISEÑO HIDRAULICO.

Tabla #11: Coeficiente de pérdidas de forma (ζ) de los codos y del tubo de aspiración

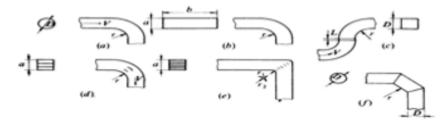
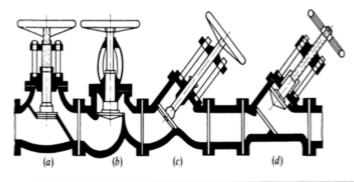


Fig. 11-8. Coeficientes ç de pérdidas en codos diversos:

Tabla #12: Coeficiente de pérdidas (ζ) de válvula de control de caudal



Esquema	Esquema a		c	d	
ζ	2,9	2,0 a`2,7	1,4 a 2,5	0,44 a 0,8	





Tabla #13: Coeficiente de pérdidas (ζ) la bifurcación en Y

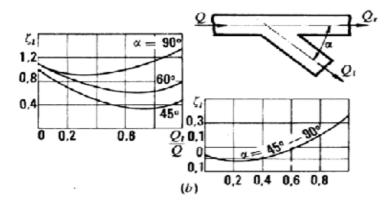


Tabla #14: Ensayo a condiciones del salto y velocidad de rotación constantes

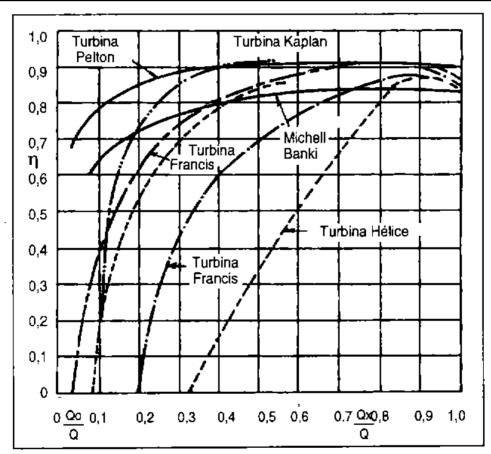
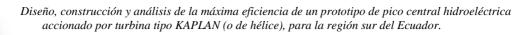


Fig. 4.13: Ensayo a condiciones de salto y velocidad de rotación constantes.

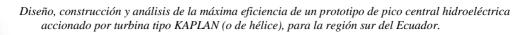






ANEXO 5.









ANEXO 6

