

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO DE TURBINAS EN PEQUEÑAS CENTRALES HIDROELÉCTRICAS CON CAPACIDAD MENOR A 10 MW- CON EJEMPLO DE APLICACIÓN

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

JOSÉ LUIS GALARZA HIDALGO

joseluisgh91@gmail.com

DIRECTOR:

ING. ALVARO GONZALO XAVIER AGUINAGA BARRAGÁN Ph.D

alvaro.aguinaga@epn.edu.ec

CO-DIRECTOR:

ING. XIMENA DEL ROCIO HIDALGO BUSTAMANTE M Sc

ximena.hidalgo@epn.edu.ec

Quito, Febrero 2015

DECLARACIÓN

Yo José Luis Galarza Hidalgo, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

José Luis Galarza Hidalgo

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el Señor José Luis Galarza Hidalgo, bajo mi supervisión.

ING. ALVARO GONZALO XAVIER AGUINAGA BARRAGÁN Ph.D.
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. XIMENA HIDALGO BUSTAMANTE M.Sc.
CO-DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

A mi madre Ximena por su incansable dedicación, apoyo e incondicional amor en toda mi vida, a mi padre José por todo su apoyo, por sus sabios consejos y paciencia a través de toda el camino recorrido, a mi hermano Sebastián por la paciencia y apoyo en todo momento, a Anita por todos los momentos vividos e incondicional cariño.

Al Ingeniero Álvaro Aguinaga Ph.D por el planteamiento de este proyecto y orientación en el desarrollo del mismo, además del apoyo brindado a lo largo de toda mi carrera universitaria.

DEDICATORIA

A Dios por permitirme estar viviendo este momento,

A mi familia por el apoyo incondicional

CONTENIDO

CAPÍTULO I.....	1
1. GENERALIDADES.....	1
1.1. LA HIDROELÉCTRICIDAD: DEFINICIÓN.....	1
1.2. EVOLUCION HISTORICA DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA.....	1
1.2.1. TIPOS DE CENTRALES HIDROELÉCRICAS.....	7
1.3. RESUMEN DE MECÁNICA DE FLUIDOS.....	12
1.3.1. CONCEPTOS FUNDAMENTALES.....	12
1.3.1.1. Definición de fluido.....	12
1.3.1.2. Presión.....	12
1.3.1.3. Propiedades fundamentales de los fluidos.....	13
1.3.1.3.1. Densidad.....	13
1.3.1.3.2. Peso específico.....	14
1.3.1.3.3. Volumen específico.....	14
1.3.1.3.4. Viscosidad.....	15
1.3.1.3.4.1. Viscosidad dinámica o absoluta.....	15
1.3.2. CINEMÁTICA DE FLUIDOS.....	17
1.3.2.1. Enfoque del análisis del movimiento de los fluidos.....	17
1.3.2.2. Descripción de la cinemática de los fluidos.....	18
1.3.2.3. Ecuaciones generales.....	21
1.3.2.3.1. Ecuación de Continuidad.....	21
1.3.2.3.2. Ecuación de Energía.....	22
1.3.2.3.3. Ecuación de Cantidad de Movimiento.....	25
1.3.2.3.4. Ecuación de Navier-Stokes.....	26
1.4. INTRODUCCIÓN A LAS TURBOMÁQUINAS.....	28
1.4.1. MÁQUINA DE FLUIDO.....	28
1.4.1.1. Clasificación según el Principio de funcionamiento.....	28
1.4.1.2. Clasificación según la compresibilidad del fluido.....	29
1.4.1.3. Clasificación según el sentido de transmisión de energía.....	30
1.4.1.4. Clasificación según la dirección del flujo en el rodete.....	30
1.4.2. TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD.....	31

1.4.3.	ECUACIÓN DE EULER.....	37
1.4.3.1.	Primera forma.....	37
1.4.3.2.	Segunda forma.....	38
1.4.4.	GRADO DE REACCIÓN.....	39
1.4.5.	CAVITACIÓN EN TURBOMÁQUINAS.....	40
1.4.5.1.	Introducción.....	40
1.4.5.2.	Descripción, origen y explicación de la cavitación.....	40
1.4.5.3.	Ejemplos de cavitación.....	42
CAPÍTULO II.....	46	
2. TURBINA FRANCIS.....	46	
2.1.	INTRODUCCIÓN.....	46
2.2.	ÓRGANOS PRINCIPALES DE UNA TURBINA FRANCIS.....	50
2.3.	TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD.....	53
2.4.	ECUACIÓN DE EULER.....	54
2.5.	DIMENSIONAMIENTO DEL RODETE DE UNA TURBINA FRANCIS.....	55
2.6.	DISTRIBUIDOR.....	67
2.7.	DIMENSIONAMIENTO DE LA CAMARA ESPIRAL.....	69
2.8.	DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO DE ASPIRACIÓN.....	73
2.8.1.	COEFICIENTE DE CAVITACIÓN.....	75
CAPITULO III.....	81	
3. DESARROLLO DE LA HOJA DE CÁLCULO.....	81	
3.1.	DATOS DE INGRESO.....	81
3.1.1.	Caudal de diseño.....	81
3.1.2.	Altura Neta.....	84
3.1.3.	Eficiencia de la Turbina.....	86
3.1.4.	Rendimiento del generador.....	87
3.1.5.	Selección Del Número De Unidades turbo-generadoras.....	87
3.2.	DIAGRAMA DE FLUJO.....	89
3.3.	HOJA DE CÁLCULO.....	91
3.3.1.	Descripción.....	91
3.3.2.	Ingreso de datos.....	91

3.3.3.	Selección de la turbina.	92
3.3.4.	Cálculo de coeficientes de velocidad y coeficientes necesarios para el diseño.	94
3.3.4.1.	Coeficiente de velocidad absoluta a la entrada del rodete.	97
3.3.5.	Cálculo de velocidades.	99
3.3.6.	Cálculo de Dimensiones.	99
3.3.7.	Resultados.	99
CAPITULO IV		104
4. APLICACIÓN DE LA HOJA DE CÁLCULO		104
4.1.	INTRODUCCIÓN.	104
4.2.	PROYECTO HIDROELÉCTRICO SARDINAS.	104
4.2.1.	Descripción General del proyecto.	107
4.3.	RESULTADOS PRESENTADOS POR ASTEC-UNITEC	112
4.4.	FICHA TÉCNICA PARA LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA SARDINAS.	113
4.5.	APLICACIÓN HOJA DE CÁLCULO.	115
4.6.	ANÁLISIS COMPARATIVO DEL PROCESO DE CÁLCULO.	121
CAPITULO V		124
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.		124
5.1.	CONCLUSIONES	124
5.2.	RECOMENDACIONES	125
BIBLIOGRAFÍA		127

CONTENIDO IMAGENES

Imagen 1.1: Molino Nórdico o Griego.	2
Imagen 1.2: Molino de agua Romano.....	3
Imagen 1.3: Demanda de energía hidroeléctrica.	6
Imagen 1.4: Central de agua fluyente.	10
Imagen 1.5: Central a pie de presa.....	11
Imagen 1.6: Esfuerzo Cortante en un Sólido y en un Fluido.	12
Imagen 1.7: Comportamiento de un fluido en flujo laminar entre dos placas paralelas, cuando la placa superior se mueve con una velocidad constante.	15
Imagen 1.8: Diagrama Reológico.	16
Imagen 1.9: Velocidad de un punto A de una partícula de fluido en función de la velocidad de otro punto O de la misma partícula.....	18
Imagen 1.10: Paralelepípedo aislado en un fluido viscoso en movimiento.....	20
Imagen 1.11: Líneas de energía y piezométricas en una central hidroeléctrica. ...	25
Imagen 1.12: Bomba de Engranajes.	28
Imagen 1.13: Fluido circulando a través del conducto formado entre dos alabes.	31
Imagen 1.14 Triangulo de Velocidades.....	32
Imagen 1.15: Corte meridional del rodete de una bomba centrífuga.....	33
Imagen 1.16: Corte Transversal de rodete de una Bomba Centrífuga.	34
Imagen 1.17: Triángulo de velocidad a la entrada del rodete.....	34
Imagen 1.18: Triángulo de velocidades a la salida del rodete.	36
Imagen 1.19: Cavitación: I Formación de la cavidad; II Colapso de la cavidad; A Erosión del material.	42
Imagen 1.20: Tubo Venturi.	43
Imagen 1.21: Instalación de un sistema de bombeo.	44
Imagen 1.22: Tubo de aspiración de una turbina de reacción.....	44
Imagen 2.1: Turbina Francis.....	47
Imagen 2.2: Turbina Francis Radial.....	48
Imagen 2.3: Turbina Francis Mixta.	49
Imagen 2.4: Caracol de una turbina Francis.	50
Imagen 2.5: Directrices del distribuidor.....	50

Imagen 2.6: Rodete Turbina Francis.	51
Imagen 2.7: Tubo de desfogue de una turbina Francis de 12000 HP, 240 rpm, 153 pies de carga.	52
Imagen 2.8: Triángulo de velocidad referencial a la entrada de un rodete Lento .	53
Imagen 2.9: Triángulo de velocidad referencial a la entrada de un rodete normal.	53
Imagen 2.10: Triángulo de velocidad referencial a la entrada de un rodete rápido	54
Imagen 2.11: Rodetes de turbinas Francis.	59
Imagen 2.12: Coeficientes Óptimos de velocidad en función de la velocidad específica.....	60
Imagen 2.13: Coeficiente de velocidad tangencial en función de n_s	62
Imagen 2.14: Esquema de dimensiones de una turbina Francis.....	63
Imagen 2.15: B/D_1 en función de n_s	64
Imagen 2.16: Ángulo de ataque α_1 en función de n_s	64
Imagen 2.17: Triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete de una turbina Francis.	65
Imagen 2.18: Triángulo de velocidad a la entrada de una turbina Francis.	65
Imagen 2.19: Triángulo de velocidades a la salida de una turbina Francis.	66
Imagen 2.20: Triángulos de velocidad a la entrada y a la salida del rodete.	68
Imagen 2.21: Cámara espiral.	72
Imagen 2.22: Tubo de aspiración troncocónico con salida abocinada.	74
Imagen 2.23: Disposición del tubo de aspiración acodado en una turbina Francis de eje vertical.....	75
Imagen 2.24: Coeficiente de Thoma.....	76
Imagen 2.25: Variación de la presión de vapor en función de la temperatura.	77
Imagen 2.26: Corrección del coeficiente de cavitación según el salto neto.....	78
Imagen 2.27: Altura de aspiración para turbinas de reacción.	80
Imagen 3.1: Curvas de duración para el proyecto hidroeléctrico Sardinias. Se presentan las curvas de caudales naturales, la curva de caudal ecológico y la curva de caudal disponible.	82
Imagen 3.2: Definición de Altura Bruta	85
Imagen 3.3: Eficiencia de Turbinas Hidráulicas.	86

Imagen 3.4: Diagrama de Flujo.....	90
Imagen 3.5: Coeficientes de velocidad periférica a la entrada y salida del rodete como función de n_s	94
Imagen 3.6: Coeficientes de velocidad absoluta a la entrada y salida del rodete función de n_s	95
Imagen 3.7: Relación del ancho del distribuidor y el diámetro primitivo del rodete en función de n_s	95
Imagen 3.8: Angulo de ataque a la entrada del rodete en función de n_s	96
Imagen 3.9: Límite de Coeficiente de Thoma en función de n_s	96
Imagen 3.10: Gráfico recomendado para definir el coeficiente de velocidad a la entrada del rodete.	98
Imagen 3.11: Esquema de dimensiones del rodete.	101
Imagen 3.12: Esquema de las dimensiones calculadas para la cámara espiral.	102
Imagen 3.13: Esquema de altura de aspiración calculada.	103
Imagen 4.1: Ubicación General del proyecto.	104
Imagen 4.2: Ubicación específica del proyecto hidroeléctrico sardinas.	105
Imagen 4.3: Implantación general del proyecto sardinas.	107
Imagen 4.4: Esquema del proyecto hidroeléctrico Sardinas a nivel de diseño definitivo.....	111
Imagen 4.5: Ubicación de resultados en la hoja de cálculo.	117
Imagen 4.6: Esquema de dimensiones del rodete.	118
Imagen 4.7: Dimensiones de la cámara espiral.	119
Imagen 4.8: Esquema de altura de aspiración calculada.....	121

CONTENIDO TABLAS

Tabla 1.1: Clasificación de la centrales hidroeléctricas según su potencia instalada y el salto.....	8
Tabla 1.2: Clasificación de centrales hidroeléctricas.....	9
Tabla 2.1: Clasificación de turbinas según n_s y n_q	57
Tabla 2.2: Clasificación de turbinas Francis según el número adimensional de revoluciones n_0	58
Tabla 3.1: Tabla de ingreso de Datos Generales del Proyecto.	91
Tabla 3.2: Tipo de Turbina Francis en función de n_0	92
Tabla 3.3: Selección de Tipo de Turbina Francis.	93
Tabla 3.4: Presentación de Resultados de la solución escogida.....	94
Tabla 3.5: Resultados obtenidos de los gráficos presentados.	97
Tabla 3.6: Alturas de Euler y rendimiento hidráulico calculado.	99
Tabla 3.7: Resultados de los parámetros principales de la turbina.	100
Tabla 3.8: Resultados de velocidades en el rodete de la turbina.	101
Tabla 3.9: Resultados para las dimensiones del rodete.....	102
Tabla 3.10: Resultados para las dimensiones de la cámara espiral.....	102
Tabla 3.11: Resultados para el Distribuidor.	103
Tabla 3.12: Resultados para el tubo de aspiración.	103
Tabla 4.1: Datos Generales del proyecto hidroeléctrico Sardinas.....	106
Tabla 4.2: Pérdidas de Carga en la tubería de presión.	109
Tabla 4.3: Resultados obtenidos por la asociación ASTEC-UNITEC CIA. Ltda .	112
Tabla 4.4: Ficha técnica proyecto hidroeléctrico Sardinas.	113
Tabla 4.5: Tabla de Datos iniciales para el proyecto hidroeléctrico Sardinas.....	115
Tabla 4.6: Selección de la turbina para el proyecto hidroeléctrico Sardinas con la aplicación de la hoja de cálculo elaborada.	116
Tabla 4.7: Datos principales de la turbina.	117
Tabla 4.8: Velocidades de entrada y salida de la turbina.	118
Tabla 4.9: Dimensiones principales del rodete.....	119
Tabla 4.10: Dimensiones de la cámara espiral.	120
Tabla 4.11: Dimensiones del distribuidor.	120
Tabla 4.12: Parámetros del tubo de aspiración.....	120

Tabla 4.13: Clasificación de turbinas Francis.....	122
---	-----

RESUMEN

El proyecto de titulación comprende el desarrollo de una metodología para el diseño de turbinas Francis en centrales hidroeléctricas con capacidad menor a 10 MW- con ejemplo de aplicación, el proyecto se divide en 5 capítulos.

En el capítulo 1 los temas principales son la hidroelectricidad, así como los principios de funcionamiento de los diferentes tipos de centrales hidroeléctricas; en este capítulo también se describe el panorama sobre la demanda mundial de energía y la importancia del desarrollo de la hidroelectricidad en Latinoamérica y principalmente en el Ecuador.

El capítulo 2 se centra en el análisis de las turbinas Francis: su clasificación, características principales de este tipo de turbina, criterios y procesos de dimensionamiento de los diferentes componentes de la turbina Francis.

El capítulo 3 se enfoca en el desarrollo y diseño de la hoja de cálculo aplicando los procesos y criterios descritos en el capítulo 2, este capítulo es la parte medular del proyecto de titulación ya que aquí se aplican y traducen

En el capítulo 4 se encuentra la descripción de las principales características de un proyecto de aprovechamiento hidroeléctrico con una capacidad instalada menor a 10 MW que permitirá la aplicación de la hoja de cálculo elaborada, finalmente se presenta un análisis comparativo entre el dimensionamiento a nivel de diseño definitivo propuesta para la central hidroeléctrica Sardinas con lo valores correspondientes obtenidos en la hoja de cálculo.

Finalmente el trabajo presenta el capítulo 5 en la cual se plantean las conclusiones y recomendaciones que justifican la implementación de laboratorios en la facultad de ingeniería mecánica que cuenten con el equipamiento necesario para desarrollar investigación en el área de turbinas Francis y demás tipos de turbinas en la Escuela Politécnica Nacional, y de esta forma optimizar desarrollo de la explotación de los recursos hídricos presentes en el país.

PRESENTACIÓN

La estandarización del diseño de pequeñas turbinas Francis facilitará el control y la secuencia de dimensionamiento de turbinas en pequeñas centrales hidroeléctricas.

Los pequeños grupos generadores pueden ser fabricados en el país, con la ventaja de acelerar la construcción y optimización de pequeñas centrales hidroeléctricas a las características topográficas del país, permite el aprovechamiento del recurso hídrico disponible mediante generación con pequeñas centrales hidroeléctricas.

El desarrollo de metodología permitirá tener la posibilidad de construir el equipamiento electro-mecánico de estas pequeñas centrales hidroeléctricas independizándose de esta manera de la disponibilidad de grandes empresas internacionales, aprovechando a su vez la capacidad técnica disponible en la Escuela Politécnica Nacional.

La hoja de cálculo desarrollada se aplica al diseño de las turbinas para la central hidroeléctrica Sardinias para lo cual se presenta un resumen de las principales características del proyecto, que servirán como base para definir la selección y el dimensionamiento de las turbinas.

La información principal sobre el proyecto de aprovechamiento hidroeléctrico Sardinias fue obtenida de los respectivos informes de diseño definitivo del proyecto que fue realizado por la asociación ASTEC Cía. LTDA & UNITEC.

SIMBOLOGÍA

p : Presión manométrica.

F : Fuerza.

A : Área.

m : Masa de fluido

V : Volumen de fluido.

w : Peso de fluido.

V : Volumen de fluido

g : Gravedad.

ρ : Densidad.

τ : Esfuerzo cortante

μ : Viscosidad dinámica o absoluta.

$\frac{\partial v}{\partial y}$: Velocidad de deformación.

$\Sigma \vec{F}$: La resultante de todas las fuerzas externas que actúan sobre el sistema.

m : Masa del sistema.

\vec{v} : Vector Velocidad.

t : Tiempo

\vec{v}_0 : Velocidad de traslación del volumen elemental de fluido.

$\vec{\omega} \wedge \delta \vec{r}$: Velocidad periférica debida a la rotación de la partícula A con la velocidad angular $\vec{\omega}$.

\vec{v}_d : Velocidad relativa de traslación del punto A con relación a O (Velocidad de deformación)

Q : Caudal.

v : Velocidad media de flujo.

z : Es la energía potencial por unidad de peso de fluido, medida con respecto a un plano horizontal de referencia arbitrario

h_r : Es la energía por unidad de peso disipada para vencer la resistencia al movimiento en la dirección s

P : Potencia Hidráulica.

H : Energía Total con respecto al nivel de referencia.

N : La velocidad de rotación del rodete.

Y_u : Energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido.

H_u : Altura de Euler, energía transferida del agua a la turbina.

H_n : Carga neta.

η_t : Eficiencia hidráulica de la turbina.

P_t : Potencia Nominal de la turbina

H_n : Carga neta.

η : Eficiencia total

η_g : Eficiencia del generador.

El subíndice 1 se refiere al ingreso del fluido a la turbomáquina.

El subíndice 2 se refiere a la salida del fluido a la turbomáquina.

\vec{u} : Velocidad tangencial del rodete.

\vec{c} : Velocidad absoluta del agua.

\vec{w} : Velocidad relativa del agua.

\vec{c}_m : Componente meridional de la velocidad absoluta.

\vec{c}_u : Componente periférica velocidad absoluta del agua.

α : Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial.

β : Ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad relativa.

D : El diámetro del rodete de la turbomáquina

n_s : Número de revoluciones específico

n_q : Número específico de revoluciones con respecto al caudal.

n_0 : Número adimensional de revoluciones.

φ : Coeficiente de velocidad absoluta,

ξ : Coeficiente de velocidad tangencial, adimensional.

B : Ancho de entrada a la turbina.

A_i : Área de la sección i .

d_i : Diámetro en la sección i .

C_e : Velocidad del agua dentro de la cámara en espiral.

σ : Coeficiente de Thoma.

p_b : Presión barométrica o atmosférica del lugar.

p_s : Presión de saturación del agua.

A : Altitud del sitio considerado

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1. LA HIDROELECTRICIDAD: DEFINICIÓN.

La hidroelectricidad es el aprovechamiento de la energía hidráulica presente en la naturaleza y su transformación en energía eléctrica. La energía potencial disponible en un reservorio natural o artificial se transforma en energía cinética durante su caída, la misma que se trasfiere a las turbinas cuando el flujo a gran velocidad provoca el movimiento de rotación y finalmente se transforma en energía eléctrica por medio de los generadores.

La hidroelectricidad representa un uso no consuntivo del recurso hídrico disponible, que una vez aprovechado, es devuelto a su cauce natural, sin alteración de sus propiedades físicas o químicas ni de su calidad biológica, por lo que aguas abajo de su descarga puede nuevamente ser utilizado para otros usos sin restricción. El desarrollo de un aprovechamiento hidroeléctrico requiere la construcción de presas u obras de derivación, canales o túneles de conducción, embalses o tanques de carga así como de la instalación de tuberías de presión, chimeneas de equilibrio, turbinas y equipamiento para generar electricidad. El conjunto de turbina y generador, con todos los elementos que permiten su acoplamiento, se conoce como unidad electromecánica.

1.2. EVOLUCION HISTORICA DE LA ENERGÍA HIDRÁULICA.¹

La energía hidráulica es una de las primeras fuentes de energía que el hombre ha utilizado para reducir la carga de trabajo. Los primeros aprovechamientos datan de la época de los griegos y romanos. La energía hidráulica transformada en energía mecánica ha sido utilizada directamente hasta la mitad del siglo XIX. Las primeras aplicaciones se encuentran en el bombeo de agua con fines agrícolas. Posteriormente el uso de la potencia hidráulica transformada en mecánica se amplió en varios tipos de máquinas: para moler granos, aserrar, accionar telares y otras aplicaciones.

¹ (Carta, Calero, Colmenar, & Castro, 2009)

Se conoce que los molinos ancestrales de agua fueron probablemente de eje vertical destinados a la molienda de grano, conocidos como molinos nórdicos o molinos griegos. Estos aparecieron aproximadamente durante el primer o segundo siglo A.C.

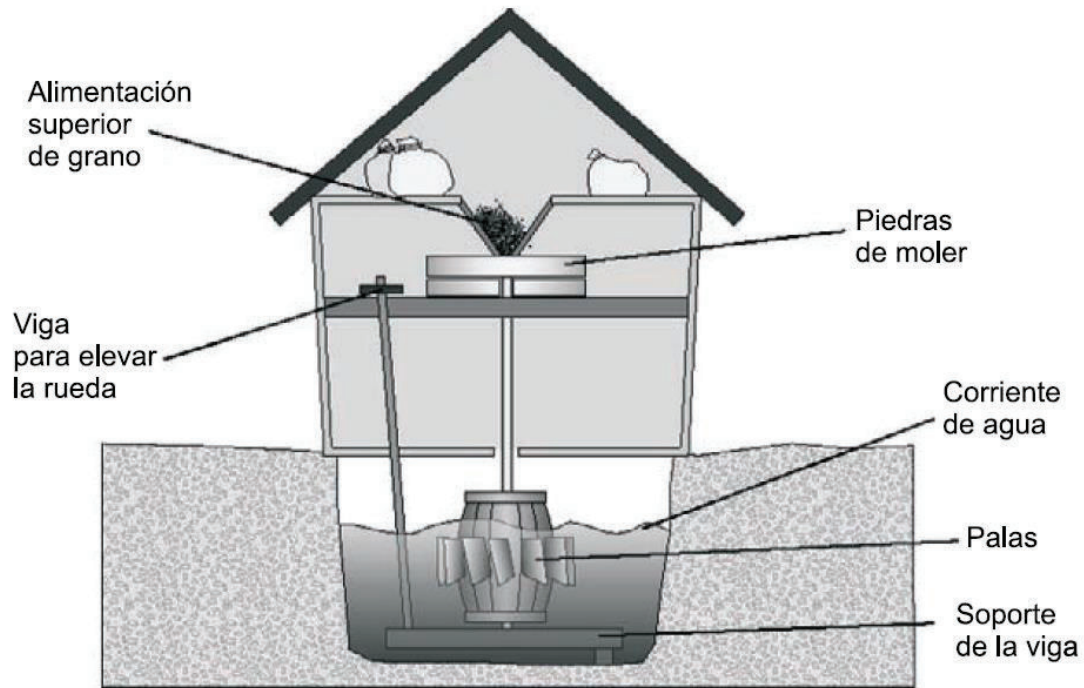


Imagen 1.1: Molino Nórdico o Griego.

FUENTE: (Carta, Calero, Colmenar, & Castro, 2009)

Posteriormente, en Roma apareció un molino más sofisticado que tenía eje horizontal y engranes permitiendo el cambio de dirección del movimiento.

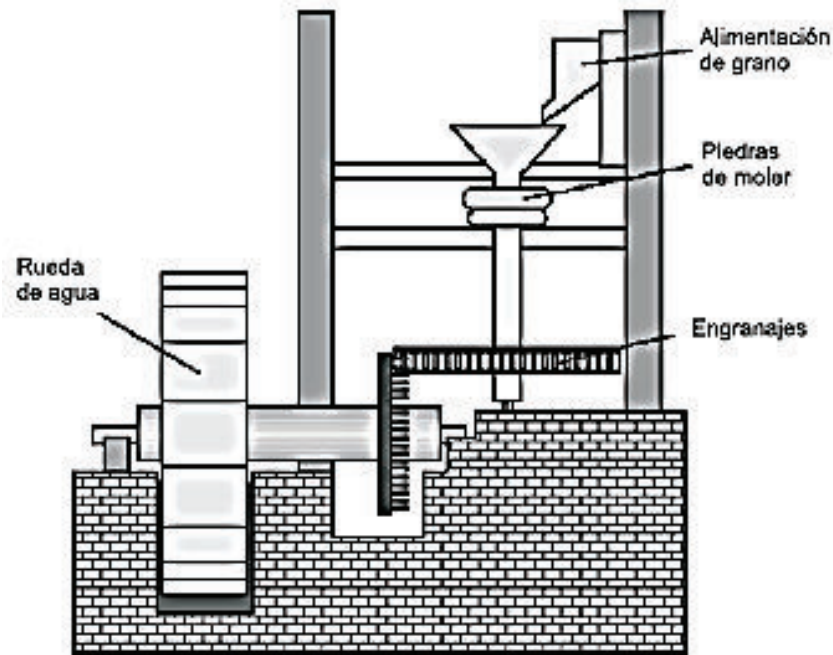


Imagen 1.2: Molino de agua Romano.

FUENTE: (Carta, Calero, Colmenar, & Castro, 2009)

A finales del siglo XVIII se registra la existencia de tres tipos de ruedas hidráulicas.

- I. La rueda horizontal de empuje inferior, en la que las paletas inferiores se encontraban sumergidas en la corriente de agua, que las empujaba.
- II. La rueda horizontal de empuje superior, la cual giraba gracias a que el agua caía sobre las palas desde arriba.
- III. La rueda horizontal de empuje central, que era una combinación de las dos anteriores.

Durante la Revolución Industrial la energía hidráulica tuvo aplicación en el trabajo del hierro, la fabricación de papel, y los procesos asociados con el trabajo de la madera y el algodón.

El desarrollo de la aplicación de la energía hidráulica a la producción de electricidad es el desarrollo de una serie de descubrimientos científicos y desarrollos técnicos en el campo de la electricidad ocurridos durante el siglo XIX. Los cambios significativos, en lo que ahora se denomina hidrotecnología, se inician

fundamentalmente a partir del año 1832, en que el ingeniero francés Benoit Fourneyron (1802-1867) diseñó la primera turbina, que operaba con rendimientos del orden del 80%. El primer par de estas turbinas fueron instaladas en 1837.

Actualmente, la energía hidráulica se destina fundamentalmente a la generación limpia de electricidad. Las plantas hidroeléctricas actuales son el resultado de 2.000 años de avances tecnológicos, desde la rueda de madera, que convertía energía hidráulica en un bajo porcentaje de energía mecánica útil, a los modernos turbogeneradores que giran a 1.500 revoluciones por minuto y producen energía eléctrica limpia con muy altos rendimientos. La principal ventaja de la hidroelectricidad con respecto a las otras energías renovables, es que constituye una tecnología muy bien establecida y desarrollada con producción limpia.

Las pequeñas centrales hidroeléctricas han evolucionado de manera muy irregular. A inicios del siglo XX la instalación de centrales hidroeléctricas de pequeña potencia fue desarrollada en Europa, Asia y América del Norte. Sin embargo, un importante porcentaje de estas pequeñas centrales hidroeléctricas fueron abandonadas debido a la fuerte competencia que ofrecían las centrales de gran potencia, las cuales presentaban altos rendimientos, mucho mayores a los rendimientos de centrales de baja potencia, y por lo tanto costos por kW instalado más competitivos que las pequeñas centrales.

La crisis mundial del petróleo de los años 1970 y posteriormente las restricciones impuestas por diversos países a la implantación de grandes centrales hidroeléctricas que pueden tener impactos negativos en el medio ambiente, relativamente importantes, tanto como la necesidad de hacer llegar el suministro eléctrico a zonas remotas, son entre otras razones, las que originan un reciente a impulso que la instalación de pequeñas centrales hidroeléctricas en todo el mundo.

La disponibilidad de recursos hídricos en el Ecuador es abundante. La mayoría de los ríos que fluyen tanto hacia la vertiente del Pacífico como a la del Amazonas, nacen en la cordillera de los Andes y sus caudales son variables en función de las condiciones climáticas y geográficas a lo largo de su recorrido. Paralelamente la topografía característica de la zona interandina ofrece desniveles aprovechables para la generación hidroeléctrica. Estas dos condiciones hacen que la posibilidad

de aprovechamiento del recurso hídrico en generación de energía limpia sea la alternativa óptima para el país, en la necesidad de satisfacer el requerimiento de energía y garantizar así “el buen vivir” ofrecido en la constitución del estado.

Desde hace más de cuatro décadas, el ex-INECEL desarrolló un inventario de pequeñas centrales hidroeléctricas identificando numerosos proyectos de aprovechamiento hidroeléctrico en las diferentes cuencas hidrográficas del país. Actualmente el CONELEC ha identificado 54 proyectos de pequeñas centrales con potencias entre 1 MW y 10 MW y 66 proyectos de medianas centrales con potencias entre 10 MW hasta 100 MW, que están disponibles para su desarrollo².

Por otra parte la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE) ha determinado que la demanda de energía hidroeléctrica en la región es claramente creciente como se presenta en el siguiente gráfico. Para los países andinos entre los que está el Ecuador, la demanda varía entre el 3.1 % hasta el 4.0 % de la demanda energética para los escenarios analizados de baja y alta integración.

² CONELEC, 2014 <http://www.conelec.gob.ec/contenido.php?cd=1351&l=1>

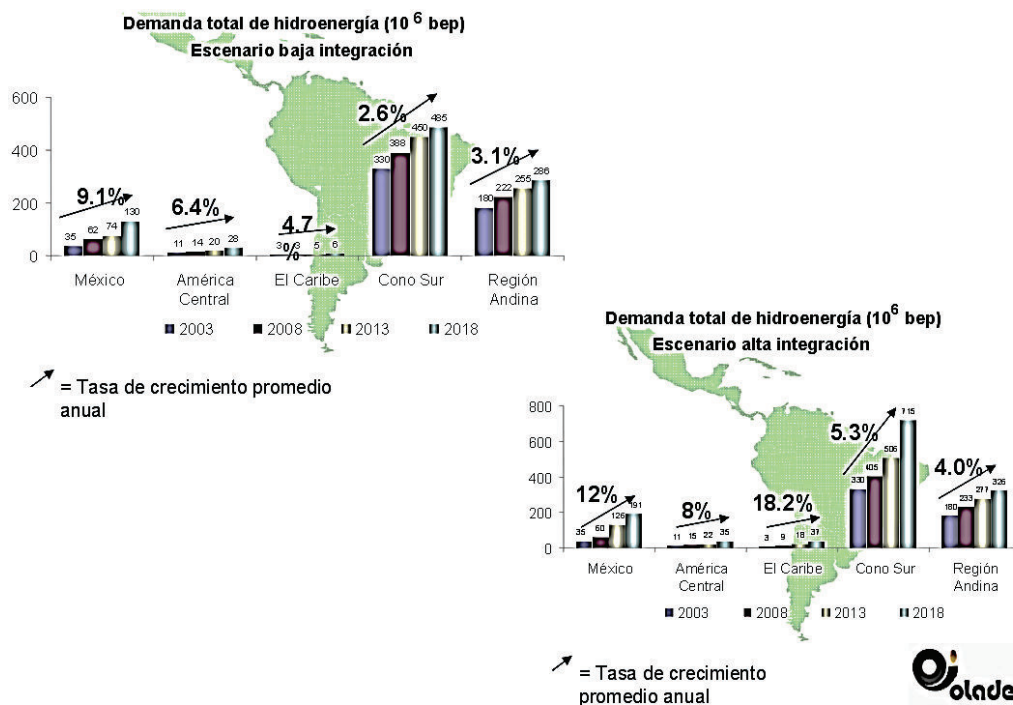


Imagen 1.3: Demanda de energía hidroeléctrica.

FUENTE: <http://www.olade.org/fier2007/Documents/PDF-60.pdf>

Complementariamente el potencial hídrico del Ecuador estimado por la OLADE a 2008, es de aproximadamente 22.520 MW. Del total de recurso hídrico disponible apenas se ha utilizado alrededor del 10%, incluyendo los últimos grandes proyectos hidroeléctricos actualmente en desarrollo.

Las pequeñas centrales, cuyas potencias instaladas alcanzan hasta 10 MW, como se indica en la **Tabla 1.2**, presentan importantes ventajas sobre las medianas y grandes centrales, que se relacionan principalmente con aprovechamientos que no incluyen regulación de caudales y por lo tanto los impactos ambientales provocados son bajos y normalmente están limitados, en la mayoría de los casos, exclusivamente a las fases constructivas de los mismos. Durante la operación de estas pequeñas centrales prácticamente no se generan impactos negativos.

Otra característica importante de los pequeños aprovechamientos hidroeléctricos se refiere a los menores capitales de inversión directa. Quizá representa el aspecto más desventajoso en la implementación de este tipo de proyectos, representa la dificultad generada por la grave restricción, hasta la fecha, en la fabricación

nacional del equipamiento mecánico, por ésta razón los costos de inversión así como los tiempos requeridos para la importación de turbinas para pequeñas centrales, reducen los beneficios propios de este tipo de proyectos y han limitado hasta la fecha su implementación.

En conclusión, la abundancia del recurso hídrico en el Ecuador hace que las pequeñas centrales hidroeléctricas sean la alternativa válida y óptima con gran proyección, para impulsar desarrollo a lo largo de todo el territorio nacional.

El presente proyecto de titulación busca desarrollar ayudas prácticas para el diseño y para el dimensionamiento de turbinas Francis en pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. De éste modo, a corto plazo, la Universidad Ecuatoriana y la Escuela Politécnica Nacional en particular, ofrece una ayuda efectiva dentro del proceso que impulsa la construcción de este tipo de equipamiento en el país y por lo tanto, facilite la implementación de pequeñas centrales hidroeléctricas, y por ende, favorezca la generación de energía limpia en el país.

1.2.1. TIPOS DE CENTRALES HIDROELÉCRICAS.

Las centrales hidroeléctricas son un conjunto de obras que permiten la transformación de la energía del agua en energía mecánica y luego en eléctrica a través de un grupo turbogenerador. El aprovechamiento más frecuente de la energía hidráulica en la producción de electricidad constituye el uso de alturas disponibles en la naturaleza o creadas artificialmente en los embalses medidas entre la sección de captación o represamiento en un río y la casa de máquinas.

En las últimas décadas la población mundial ha mostrado sostenidamente una creciente demanda de electricidad, frente a la cual la energía hidroeléctrica ha tomado un lugar preferencial debido a que su producción es limpia. En el año 2007, el consumo de hidroelectricidad en el mundo ascendió hasta los 709,2 millones de toneladas equivalentes de petróleo.

Las centrales hidroeléctricas se clasifican con respecto a los siguientes aspectos:

- ✓ Altura efectiva del salto.
- ✓ Capacidad instalada.

- ✓ Tipo de tecnología empleada, etc.

En países como la República Popular China y Estados Unidos, así como según la Organización para la electrificación de los países de América Latina —OLADE— las pequeñas centrales hidroeléctricas se clasifican de la siguiente forma.

Tabla 1.1: Clasificación de las centrales hidroeléctricas según su potencia instalada y el salto.

Centrales Hidroeléctricas				
Rango de Potencia [kW]		Salto [m]		
		Bajo	Medio	Elevado
Micro-centrales.	Hasta 50	Menos de 15	15 - 50	Más de 50
Mini-centrales.	50 - 500	Menos de 20	20 - 100	Más de 100
Pequeñas Centrales.	500 - 5000	Menos de 25	25 - 130	Más de 130

FUENTE: (OLADE, 1985).

En otros países como Portugal, España, Irlanda, Grecia y Bélgica se acepta 10 MW como límite superior de la capacidad instalada para las centrales denominadas pequeñas centrales hidroeléctricas. En Italia el límite se ha fijado en 3 MW y en Suecia en 1,5 MW. En Francia se ha establecido un límite superior de 12 MW, debajo del cual la red eléctrica tiene la obligación de comprar la energía generada. En el Reino Unido se acepta como este límite a los 20 MW.

En el Ecuador específicamente se clasifican las centrales hidroeléctricas según la norma INEN 59:2012, ésta clasificación se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 1.2: Clasificación de centrales hidroeléctricas.

Central hidroeléctrica	Capacidad
Grandes	Mayor a 50 MW
Medianas	Mayor a 10 MW hasta 50 MW
Pequeñas	Desde 1 MW hasta 10 MW
Mini	Mayor a 100 kW menor a 1000 kW
Micro	Desde 5 kW hasta 100 kW
Pico	Menores a 5kW

FUENTE: INEN 59:2012

De acuerdo a las características de la derivación se clasifican en:

a) Centrales de agua fluyente (centrales a filo de agua):

Son aprovechamiento donde no se regula el caudal derivado, que será aprovechado en el grupo turbo-generador; es decir, los generadores producen electricidad mientras pase el agua por las turbinas. El caudal que debe pasar por las turbinas es igual o superior a su mínimo técnico, es decir, el caudal de diseño de la turbina y se paran cuando el caudal desciende por debajo de ese valor mínimo, es decir el agua o se usa para la generación de electricidad o se descarga por el aliviadero de la central. Este tipo de centrales se caracterizan porque se ubican donde el curso natural que corresponde a la fuente hídrica, normalmente, tiene un importante caudal. En este tipo de centrales se construye una obra de derivación y un canal que desvíe el agua hasta el tanque de carga, donde está conectada la tubería de presión que conduce el agua con la mayor pendiente posible hasta la casa de máquinas, en donde se instalan los grupos turbogeneradores, aprovechando el desnivel natural disponible entre estos dos puntos, como se esquematiza en la **Imagen 1.4**.

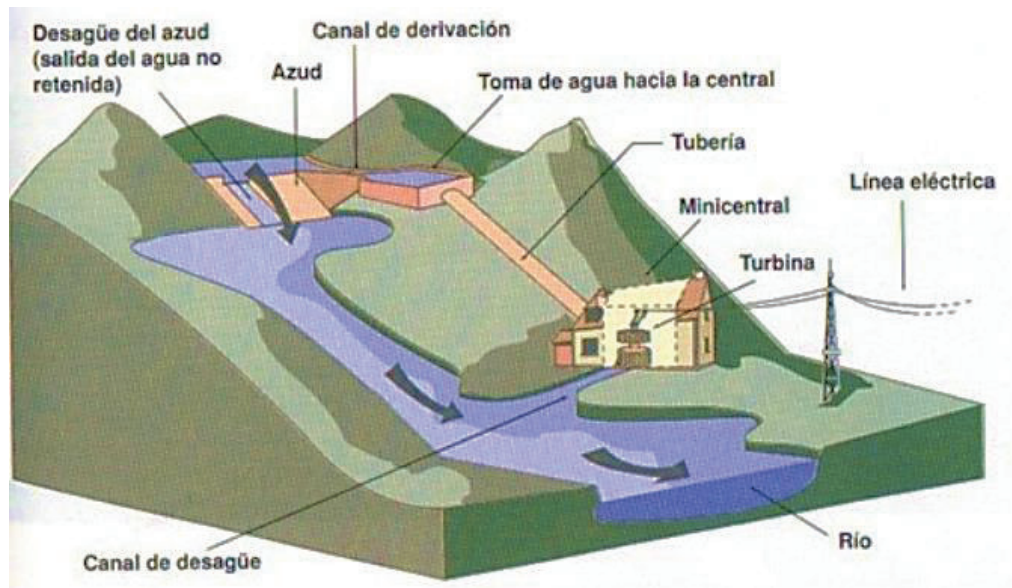


Imagen 1.4: Central de agua fluyente.

FUENTE: <http://slideplayer.es/slide/132508/#>

b) Centrales de pie de presa:

Son aprovechamientos donde existe una presa y su embalse, donde el nivel de agua aumenta, conforme se almacena el caudal líquido aportado por el río. En este tipo de centrales, la energía debida a la posición de la superficie libre es máxima y aprovechada mediante una tubería de presión que la conduce hasta las turbinas. En este tipo de centrales es posible regular el caudal hídrico de aporte con el objetivo de adaptarse a la demanda o de cubrir los requerimientos de energía eléctrica de la red en horas pico, durante las cuales los beneficios por unidad energética producida son superiores.

La principal desventaja de este tipo de centrales hidroeléctricas es el elevado costo de construcción debido a las grandes obras civiles a realizarse, este tipo de centrales hidroeléctricas provoca mayor impacto ambiental debido a que la presa básicamente interrumpe el cauce natural de la fuente hídrica.

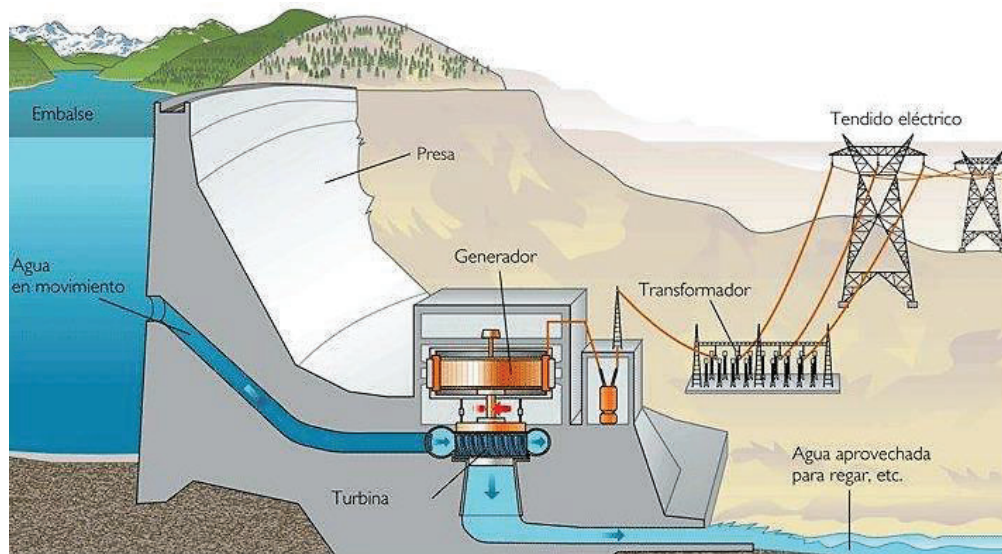


Imagen 1.5: Central a pie de presa.

FUENTE: www.josevicente.com/datos/recursos_e_s_o_/tecnologia/ejercicios_interactivos/energia/central_hidraulica.jpg

1.3. RESUMEN DE MECÁNICA DE FLUIDOS.

1.3.1. CONCEPTOS FUNDAMENTALES

1.3.1.1. Definición de fluido

Un fluido es una sustancia que se deforma continuamente cuando se somete a un esfuerzo cortante, por más pequeño que éste sea.

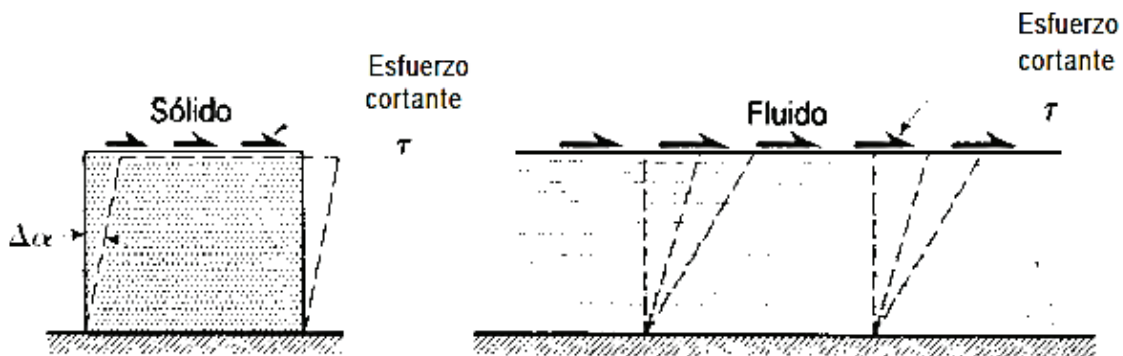


Imagen 1.6: Esfuerzo Cortante en un Sólido y en un Fluido.

FUENTE: (Shames, 1995)

Con respecto a la compresibilidad, los fluidos se clasifican en:

- Líquidos: fluidos en los que su compresibilidad es prácticamente nula, los líquidos ocupan un volumen constante y tienen superficies libres.
- Gases: fluidos cuya compresibilidad es muy considerable. Los gases no ocupan un volumen definido, es decir se expanden hasta llenar el recipiente en que los contiene.

El comportamiento de los fluidos incompresibles y compresibles se explica debido a que las fuerzas de cohesión entre las moléculas de los líquidos son mayores a las fuerzas de cohesión presentes en los gases.

1.3.1.2. Presión

La presión se define como el esfuerzo normal que resulta de aplicar una fuerza perpendicular a una superficie dividida para esta superficie. En fluidos la presión en un punto se define cuando el área de aplicación de la fuerza perpendicular tiende

a ser cero. La presión en un punto dentro de una masa de fluido en reposo es una magnitud escalar, pues tiene la misma magnitud en todas las direcciones y varía únicamente con la profundidad medida desde la superficie libre. La expresión que define la presión es:

$$p = \frac{F}{A}$$

Ecuación 1.1

Donde:

p : Presión manométrica.

F : Fuerza.

A : Área.

La escala de medición de presiones que se utiliza generalmente es la relativa o manométrica, que corresponde a aquella en la que la presión atmosférica local corresponde a la presión de referencia. El valor medido en este caso, se denomina *presión manométrica*.

La presión medida con respecto al vacío perfecto se denomina *presión absoluta*. La presión de vacío es la más baja posible, por lo que las presiones absolutas negativas no existen. La ecuación que relaciona la presión absoluta con la presión manométrica es la siguiente:

$$p_{abs} = p_{man} + p_{atm}$$

Ecuación 1.2

La magnitud de presión atmosférica varía con respecto a la ubicación sobre la superficie terrestre y a las condiciones climáticas.

1.3.1.3. Propiedades fundamentales de los fluidos.

1.3.1.3.1. Densidad

La densidad de un fluido está representada por ρ (*rho*) y se define como una cantidad escalar que representa la masa que tiene la unidad de volumen de fluido.

$$\rho = \frac{m}{V}; \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

Ecuación 1.3

Donde:

m : Masa de fluido

V : Volumen de fluido.

1.3.1.3.2. Peso específico

El peso específico de un fluido, representado por γ (*gamma*), es el peso de fluido contenido en la unidad de volumen de fluido.

$$\gamma = \frac{w}{V} = \frac{mg}{V} = \rho g; \left[\frac{Kgf}{m^3} \right]$$

Ecuación 1.4

Donde:

w : Peso de fluido.

V : Volumen de fluido

g : Gravedad.

ρ : Densidad.

1.3.1.3.3. Volumen específico

Es el volumen que ocupa la unidad de masa de un fluido. Esta propiedad es el inverso de la densidad del fluido.

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho}$$

Ecuación 1.5

Donde:

V : Volumen.

m : Masa.

ρ : Densidad.

1.3.1.3.4. Viscosidad

La viscosidad del fluido es la resistencia que presenta al movimiento relativo de sus partículas.

1.3.1.3.4.1. Viscosidad dinámica o absoluta.

Cuando un fluido se encuentra en movimiento, dentro de éste se desarrolla un esfuerzo cortante. La magnitud de este esfuerzo cortante depende de la viscosidad del fluido.

El esfuerzo cortante (τ) se define como la fuerza que se requiere para que una unidad de área de una sustancia se deslice sobre otra, por lo tanto τ es una fuerza dividida entre un área.

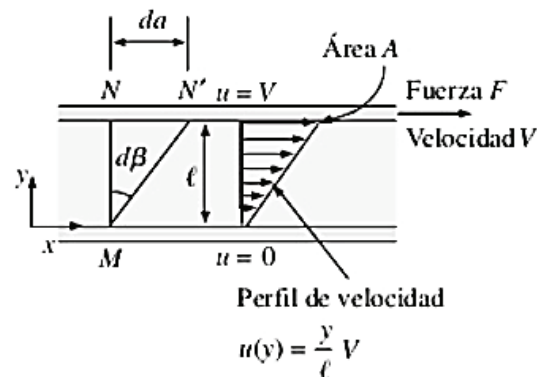


Imagen 1.7: Comportamiento de un fluido en flujo laminar entre dos placas paralelas, cuando la placa superior se mueve con una velocidad constante.

FUENTE: (Cengel & Cimbala, 2006)

Cuando la relación entre el esfuerzo cortante y el cambio de velocidad entre las diferentes posiciones del fluido o “velocidad angular de deformación” es directamente proporcional se definen a los fluidos como *NEWTONIANOS*. En caso contrario se tienen los fluidos *NO NEWTONIANOS*.

La siguiente ecuación relaciona la magnitud del esfuerzo cortante con la velocidad angular de deformación y la propiedad física viscosidad y corresponde a la “Ley de

viscosidad de Newton". Los fluidos que cumplen esta ley son los denominados *newtonianos*:

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial y}$$

Ecuación 1.6

Donde:

τ : Esfuerzo cortante

μ : Viscosidad dinámica o absoluta.

$\frac{\partial v}{\partial y}$: Velocidad de deformación.

En la siguiente imagen se observa el diagrama Reológico, que resume los distintos comportamientos de los fluidos, en función de la relación: velocidad angular de deformación y esfuerzo cortante.

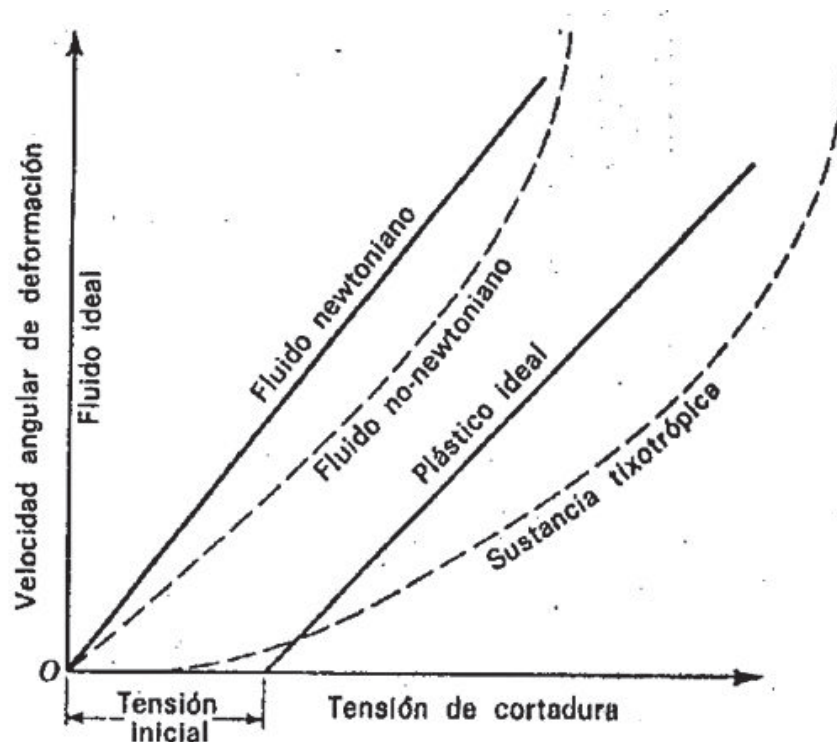


Imagen 1.8: Diagrama Reológico.

FUENTE: (Streeter, Wyle, & Bedford, 2000)

Se observa que los fluidos newtonianos se caracterizan por la relación lineal entre la velocidad angular de deformación y la magnitud del esfuerzo cortante, partiendo del punto (0,0); es decir con un esfuerzo cortante inicial nulo. El agua que es el fluido aprovechado en una central hidroeléctrica es un fluido newtoniano.

1.3.2. CINEMÁTICA DE FLUIDOS.

1.3.2.1. Enfoque del análisis del movimiento de los fluidos

Para el análisis de sólidos se utiliza normalmente el enfoque *lagrangiano* (Lagrange, 1736-1813) en el cual las ecuaciones básicas se deducen para una masa determinada m . Este análisis es análogo al “sistema cerrado” utilizado en termodinámica. Desde el punto de vista del sistema, la ecuación de conservación de la masa establece que la masa total (m) dentro del sistema permanece constante si el fluido es incompresible, es decir:

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

Ecuación 1.7

La segunda ley del movimiento de Newton para el sistema se expresa de la siguiente manera.

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

Ecuación 1.8

Donde:

$\sum \vec{F}$: La resultante de todas las fuerzas externas que actúan sobre el sistema.

m : Masa del sistema.

\vec{v} : Vector Velocidad.

t : Tiempo

La forma característica de movimiento de fluidos, que rápidamente se vuelve desordenada, no siempre permite utilizar un sistema de masa fija para deducir las ecuaciones de dinámica de fluidos. En consecuencia el enfoque *Euleriano* (Euler 1707 – 1783) facilita este análisis en la hidrodinámica. Se considera un volumen de control fijo en el espacio y las ecuaciones se deducen para expresar cambios en masa, momentum y energía a medida que el fluido pasa por este volumen de control.

1.3.2.2. Descripción de la cinemática de los fluidos.

Un fluido es un cuerpo deformable. Por lo tanto la velocidad de una partícula fluida es la suma vectorial de la velocidad de traslación de un punto a otro, de la velocidad de rotación alrededor del eje instantáneo que pasa por el punto analizado y del vector velocidad de deformación.

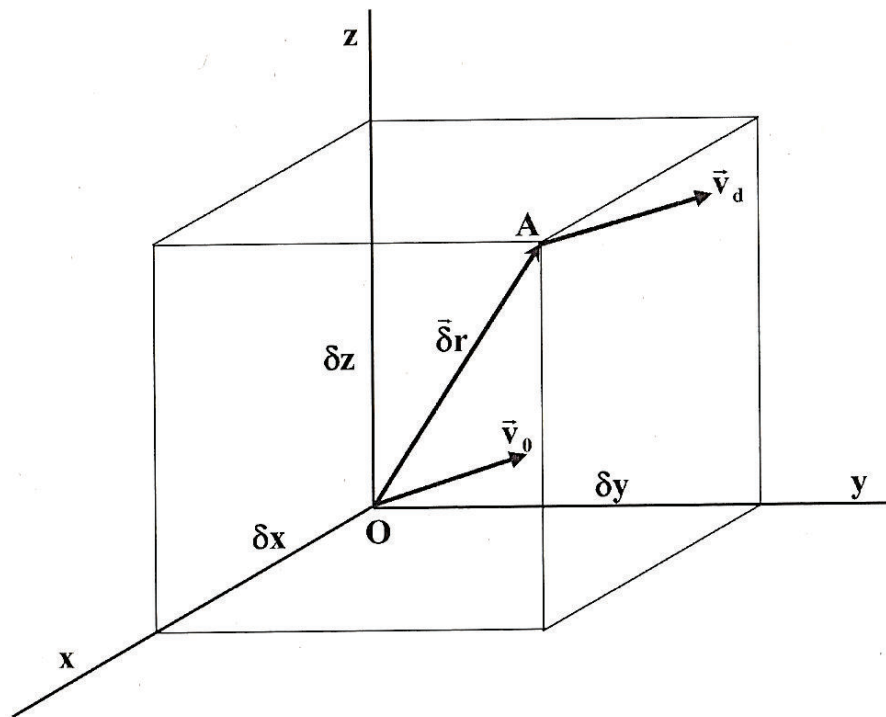


Imagen 1.9: Velocidad de un punto A de una partícula de fluido en función de la velocidad de otro punto O de la misma partícula.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

$$\vec{v} = \vec{v}_o + \vec{\omega} \wedge \delta\vec{r} + \vec{v}_d$$

Ecuación 1.9

Donde:

\vec{v} : Vector velocidad.

\vec{v}_o : Velocidad de traslación del volumen elemental de fluido.

$\vec{\omega} \wedge \delta\vec{r}$: Velocidad periférica debida a la rotación de la partícula A con la velocidad angular $\vec{\omega}$.

\vec{v}_d : Velocidad relativa de traslación del punto A con relación a O (Velocidad de deformación)

Los dos primeros elementos son característicos del movimiento de un sólido y el tercer elemento, \vec{v}_d es la representación de la deformación pura, característica del fluido.

Para el caso general del movimiento de una partícula de fluido viscoso, en la siguiente figura se representan los esfuerzos cortantes y normales que se desarrollan al interior del fluido.

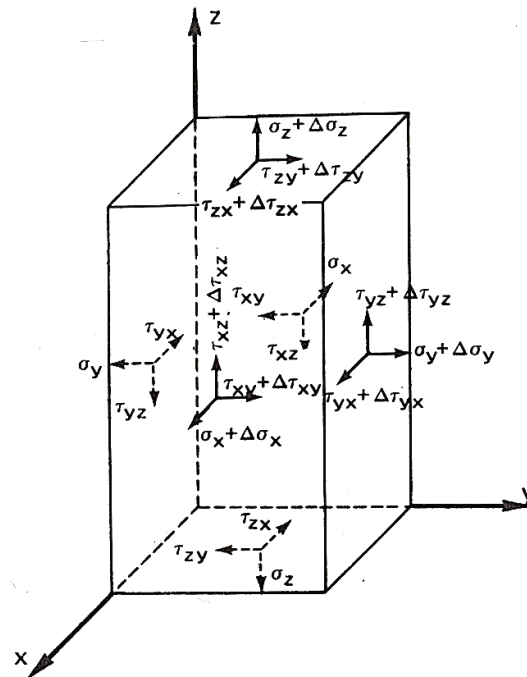


Imagen 1.10: Paralelepípedo aislado en un fluido viscoso en movimiento.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

Los esfuerzos cortantes son el resultado del efecto de la viscosidad del fluido que se opone al movimiento. Los esfuerzos normales son producidos por la presión.

Para fluidos newtonianos y análisis unidimensional, la ley de Newton establece que el esfuerzo cortante es función lineal de la velocidad de deformación.

$$\tau = \mu \cdot \frac{\partial v}{\partial y}$$

Ecuación 1.10

Donde:

τ : Esfuerzo cortante

μ : Viscosidad dinámica o absoluta.

$\frac{\partial v}{\partial y}$: Velocidad de deformación.

1.3.2.3. Ecuaciones generales

1.3.2.3.1. Ecuación de Continuidad.

Expresa la conservación de la masa en el movimiento de fluidos. “*La cantidad neta de masa que atraviesa la superficie de frontera del volumen en la unidad de tiempo, + la rapidez de variación de la masa contenida en el volumen es igual a cero*”. (Sotelo, 2009)

En el caso de flujo unidimensional, incompresible, en régimen permanente, que es el caso aplicable al análisis de las turbinas hidráulicas, la ecuación de continuidad toma la forma sencilla que se expresa como:

$$Q = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = \dots = cte.$$

Ecuación 1.11

Donde:

Q : Caudal.

A : Área.

v : Velocidad media de flujo.

Que significa que el caudal volumétrico es constante. En los fluidos compresibles, el volumen a través de cada sección de un tubo de corriente no es necesariamente constante, pero si lo es la masa. En lugar de la ecuación anterior se aplica que el caudal másico es constante:

$$\rho \cdot A \cdot v = cte$$

Ecuación 1.12

Donde:

A : Área.

v : Velocidad

ρ : Densidad.

1.3.2.3.2. Ecuación de Energía.

Estableciendo el equilibrio dinámico de las fuerzas en las direcciones tangencial, normal y binormal que actúan sobre un elemento fluido con el peso como única fuerza másica se obtienen las ecuaciones diferenciales del movimiento en las direcciones s , n y b .

Al multiplicar a la primera ecuación diferencial del movimiento (que analiza el movimiento en la dirección s) por un desplazamiento en esta dirección, cada término representará trabajo por unidad de peso y al integrar esta ecuación a lo largo de una línea de corriente se obtiene la ecuación que expresa la conservación de la energía para esta partícula de fluido.

Si el flujo es permanente se tiene:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + h_r = C_1$$

Ecuación 1.13

En donde:

z : Es la energía potencial por unidad de peso de fluido, medida con respecto a un plano horizontal de referencia arbitrario

$\frac{p}{\gamma}$: Es la energía de presión por unidad de peso de fluido

$\frac{v^2}{2g}$: Es la energía cinética por unidad de peso de fluido

h_r : Es la energía por unidad de peso disipada para vencer la resistencia al movimiento en la dirección s

Si en el flujo además no hay fricción o se la puede despreciar en el movimiento, se tiene:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = C_2$$

Ecuación 1.14

Esta última expresión es conocida como la Ecuación Bernoulli para una línea de corriente.

Para ampliar su aplicación al análisis de un volumen de control finito, es necesario considerar valores representativos de z, ρ, p, hr y v para cada sección transversal de entrada o salida del volumen de control. Esta consideración es suficientemente precisa para la consideración de la posición z , densidad ρ , presión p y pérdidas por fricción hr .

Sin embargo, no resulta suficientemente exacta para el caso de la energía cinética por unidad de peso de fluido $\frac{v^2}{2g}$, evaluada con la velocidad media v , debido a la existencia de la distribución de velocidades en cada sección de flujo como resultado del efecto de la viscosidad y de la inercia. En consecuencia, es necesario introducir el coeficiente de corrección α denominado coeficiente de Coriolis, para igualar la energía cinética de las partículas de fluido que atraviesan una sección transversal, al valor calculado con la velocidad media de esta sección. Entonces se satisface que:

$$\alpha \frac{V^2}{2g} \gamma VA = \iint_A \frac{v^2}{2g} \gamma v dA$$

$$\alpha = \frac{1}{A} \iint_A \left(\frac{v}{V}\right)^3 dA$$

Ecuación 1.15

Con estas correcciones la *ecuación de energía* para un volumen de control finito y flujo permanente se escribe de la siguiente manera:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \sum_1^2 h_r$$

Ecuación 1.16

Para el caso en que se pueda despreciar las pérdidas entre las secciones de entrada y salida del volumen de control y admitir que las distribuciones de velocidad en estas secciones son similares a la uniforme, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, se tiene la expresión de la ecuación de Bernoulli para una vena líquida:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} = H$$

Ecuación 1.17

En una sección transversal la energía de un volumen de fluido V se expresa como:

$E = \gamma H V$. La potencia en esta sección será:

$$P = \frac{dE}{dt} = \gamma H \frac{dV}{dt} = \gamma H Q$$

Ecuación 1.18

Donde:

P : Potencia Hidráulica.

H : Energía Total con respecto al nivel de referencia.

Q : Caudal

En un sistema hidráulico que incluye una turbina, la potencia es la energía neta por unidad de peso de fluido que cede el líquido a la máquina. Si se define P_n como la potencia nominal de la máquina y η su eficiencia se tiene para una turbina:

$$H_{a,b} = \frac{P_n}{\eta \gamma Q}$$

Ecuación 1.19

Esta expresión se la conoce como la potencia hidráulica de la máquina. A continuación se presenta las líneas de energía y piezométricas en una central hidroeléctrica:

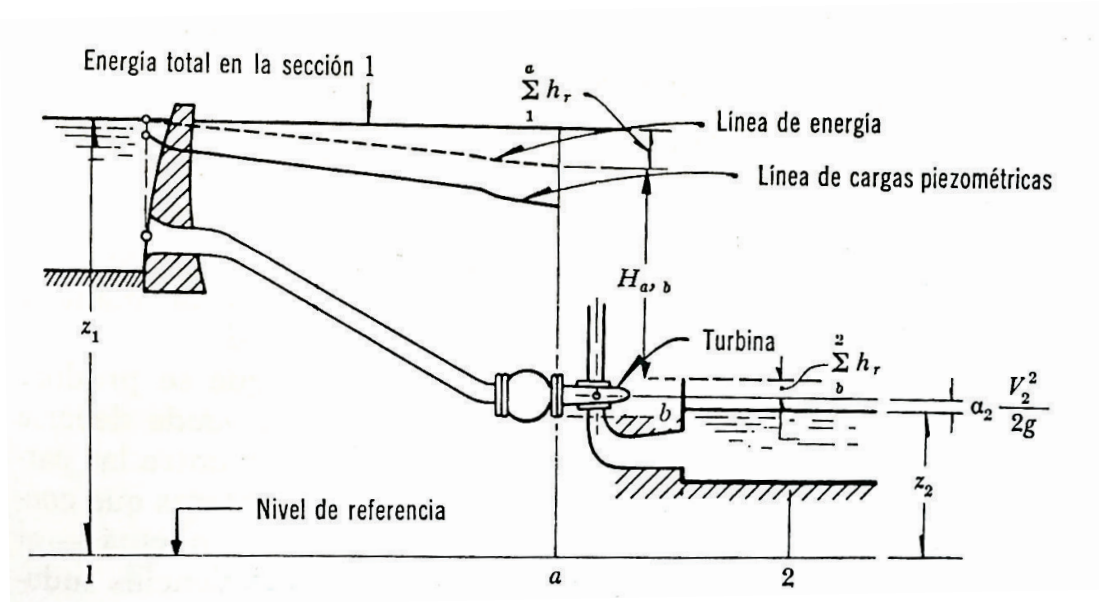


Imagen 1.11: Líneas de energía y piezométricas en una central hidroeléctrica.

FUENTE: (Sotelo, 2009)

1.3.2.3.3. Ecuación de Cantidad de Movimiento.

La cantidad de movimiento es una magnitud vectorial que se obtiene al multiplicar la masa de un elemento fluido m por su vector velocidad \vec{v} . La segunda ley de Newton establece que la suma de todas las fuerzas que actúan sobre una masa de fluido es igual a la rapidez de cambio del vector lineal cantidad de movimiento de la masa fluida.

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

Ecuación 1.20

Las fuerzas que actúan sobre una masa de fluido en movimiento son de dos tipos:

- Fuerzas de superficie: producidas por la presión y por el cortante
- Fuerzas de cuerpo: producidas por el efecto del campo gravitacional sobre la masa, es decir su peso.

El cambio total de la cantidad de movimiento en el tiempo en todo el volumen de control es:

$$\vec{F}_p + \vec{F}_\tau + \vec{F}_c + \vec{F}_{ext} = \iint_{SC} \vec{v} \rho (\vec{v} \cdot \vec{dA}) + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{VC} \vec{v} \rho dV$$

Ecuación 1.21

Para el flujo unidimensional, considerando que el flujo ocurre únicamente a través de las porciones de la superficie de control denominadas secciones de entrada y de salida del volumen de control, que los vectores velocidad son aproximadamente perpendiculares a estas secciones, y que se tienen valores medios de densidad ρ y de velocidad \vec{v} , se deriva la expresión de la ecuación de cantidad de movimiento en la siguiente forma:

$$\vec{F}_p + \vec{F}_\tau + \vec{F}_c + \vec{F}_{ext} = \sum (\rho Q \beta \vec{V}_i) + \frac{\partial}{\partial t} \int_S \rho Q ds$$

Ecuación 1.22

El coeficiente β denominado coeficiente de *Boussinesq* es análogo al coeficiente de *Coriolis* α en la ecuación de energía y corrige el valor de la cantidad de movimiento en una sección de flujo evaluada con la velocidad media por efecto de la distribución de velocidades.

Si el flujo es permanente, desaparece el término de variación con respecto al tiempo y la ecuación de cantidad de movimiento se escribe como la ecuación vectorial siguiente:

$$\vec{F}_p + \vec{F}_\tau + \vec{F}_c + \vec{F}_{ext} = \sum (\rho Q \beta \vec{V}_i)$$

Ecuación 1.23

1.3.2.3.4. Ecuación de Navier-Stokes.

Para el caso general de flujo tridimensional, los esfuerzos cortantes son también proporcionales a las respectivas velocidades de deformación angular dando lugar

a las ecuaciones de Navier Stokes que se expresan vectorialmente con la siguiente expresión:

$$\frac{d \vec{v}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p - \nu \nabla \wedge \vec{\Omega} + \frac{4}{3} \nu \nabla (\nabla \cdot \vec{v})$$

Ecuación 1.24

En donde $\vec{\Omega} = \nabla \wedge \vec{v}$ es el vector torbellino

En el caso del fluido incompresible $\nabla \cdot \vec{v} = 0$, la ecuación vectorial de Navier Stokes se expresa:

$$\frac{d \vec{v}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{v}$$

Ecuación 1.25

La integración de la ecuación de Navier-Stokes es, en la mayor parte de los casos prácticos, imposible. Existen soluciones exactas solamente para los siguientes casos:

- I. Flujo paralelo permanente y no permanente entre a) paredes paralelas fijas, b) entre paredes paralelas una fija y otra en movimiento en su propio plano, c) dentro de un conducto cerrado de cualquier sección transversal, d) entre cilindros concéntricos en rotación.
- II. Flujos permanentes: a) entre placas giratorias, b) entre placas convergentes y divergentes, c) flujos planos y axiales simétricos normales a una placa, d) flujo en un chorro laminar de sección transversal circular.
- III. Flujos no permanentes: a) adyacentes a una pared plana acelerada repentinamente, b) adyacentes a una placa oscilante en su propio plano.

1.4. INTRODUCCIÓN A LAS TURBOMÁQUINAS

1.4.1. MÁQUINA DE FLUIDO

Una máquina de fluido es aquella en la que el fluido suministra energía a la máquina o absorbe la energía entregada por la máquina.

Existen tres criterios para la clasificación de las máquinas de fluidos:

- Principio de funcionamiento
- Compresibilidad del fluido
- Sentido de transmisión de la energía
- Según el sentido de transmisión de energía

1.4.1.1. Clasificación según el Principio de funcionamiento

✓ *Máquinas de desplazamiento positivo o máquinas volumétricas.*

Según este principio de funcionamiento, una cantidad determinada de fluido es retenida positivamente en su paso a través de la máquina, experimentando variaciones de presión inducidas por las variaciones de volumen del órgano de retención.

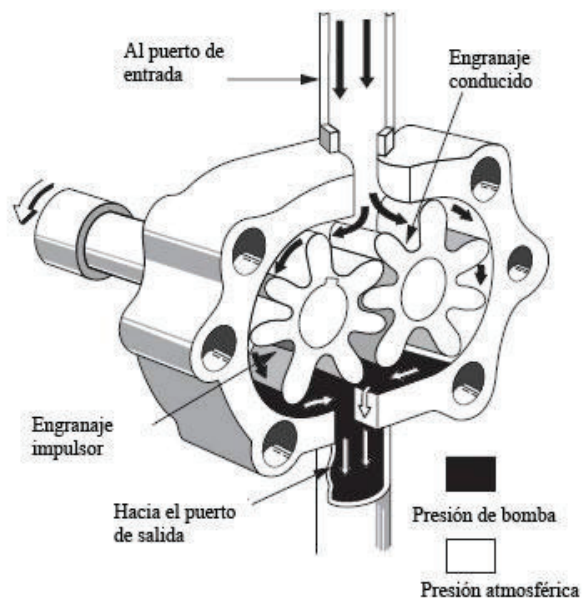


Imagen 1.12: Bomba de Engranajes.

FUENTE: http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica9.htm.

✓ *Turbomáquinas.*

Las turbomáquinas son máquinas rotativas que hacen posible la transferencia energética entre el fluido y el rotor provisto de álabes, mientras el fluido pasa a través de éstos. La transferencia de energía corresponde al gradiente de presión dinámica que se produce entre la salida y la entrada del fluido al rotor, por esta razón se las denomina como máquinas de presión dinámica.

El intercambio de energía producido en las turbomáquinas se debe a la variación del momento cinético del fluido, al pasar por los conductos del rotor, que se mueve con movimiento de rotación y que tiene álabes o paletas.

“Turbomáquina es aquella máquina de fluido cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de EULER o ecuación fundamental de las turbomáquinas.” (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

1.4.1.2. Clasificación según la compresibilidad del fluido

En los líquidos la variación de densidad y por lo tanto, la variación del volumen específico provocado por una variación de presión externa es tan pequeña que resulta despreciable. Por esta razón se los define como fluidos incompresibles. Los gases, por el contrario experimentan grandes variaciones de su volumen específico para pequeñas variaciones de presión externa; en consecuencia se los define como fluidos compresibles.

De acuerdo a la compresibilidad de los fluidos las turbomáquinas se clasifican en:

✓ *Turbomáquinas Térmicas.*

Son aquellas que funcionan con fluidos cuya variación de densidad es relativamente importante y por lo tanto, debe ser considerada en su cálculo y diseño.

✓ *Turbomáquinas Hidráulicas.*

“Turbomáquina hidráulica es aquella máquina de fluido cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de EULER, y cuyo estudio y diseño se hace sin tener en cuenta la variación del volumen específico o densidad del fluido a través de la

máquina” (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

1.4.1.3. Clasificación según el sentido de transmisión de energía

Según el sentido de transmisión de energía, las turbomáquinas se clasifican en:

- ✓ Turbomáquinas Motoras.

En este tipo de máquinas el fluido cede energía al rodete, la energía en el fluido disminuye a su paso por la máquina.

Dentro de las máquinas motoras se encuentran las turbinas hidráulicas, turbinas de vapor, turbinas de gas, etc.

- ✓ Turbomáquinas Generadoras

En este tipo de máquinas, el rodete cede energía al fluido; la energía del fluido aumenta a su paso por la máquina.

Dentro de las máquinas generadoras se encuentran las bombas, ventiladores turbocompresores, etc.

1.4.1.4. Clasificación según la dirección del flujo en el rodete.

- ✓ Turbomáquinas Radiales.

En las turbomáquinas radiales la velocidad del agua no tiene componente axial, únicamente existe una componente radial y otra tangencial.

- ✓ Turbomáquinas Axiales.

En las turbomáquinas axiales la velocidad no posee componente radial; únicamente existe componentes tangencial y axial. En las máquinas axiales la velocidad periférica a la entrada y a la salida del rodete, es igual lo que provoca que el efecto de la fuerza centrífuga sea nulo.

- ✓ Turbomáquinas de Flujo Mixto.

En las turbomáquinas de flujo mixto la velocidad tiene las tres componentes: radial, tangencial y axial.

1.4.2. TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD.

El rodete es el órgano principal de una turbomáquina, ya que es en él en donde sucede el intercambio de energía mecánica. El rodete consta de un cierto número de paletas o álabes, éstos dividen al espacio total ocupado por el rodete en conductos iguales. Por cada uno de ellos circula el fluido experimentando un cambio en el momento cinético del rodete.

Antes clasificar las turbomáquinas por la dirección del flujo es necesario estudiar la dirección del flujo en el conducto formado por los álabes del rodete.

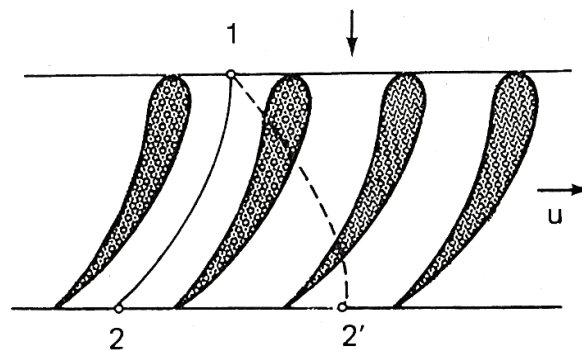


Imagen 1.13: Fluido circulando a través del conducto formado entre dos álabes.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

El conducto representado está en reposo, la partícula que entra al conducto en el punto 1 sale por el punto 2 definiendo una trayectoria absoluta con la forma del conducto. Suponiendo que el conducto se mueve con una velocidad u , el movimiento del fluido con relación al conducto y por lo tanto, a los álabes, seguirá siendo el mismo, por lo que la curva 1-2 representa ahora una trayectoria relativa, pero el fluido en su movimiento absoluto, con relación a unos ejes fijos, traza la curva 1-2' que representa la trayectoria absoluta de la partícula. Si se llama c a la velocidad absoluta del fluido en cada punto y w a la velocidad relativa del fluido con relación al conducto y a los álabes (siempre tangencial al álabe en cualquier instante de la trayectoria) se puede formar el triángulo de velocidades representado a continuación.

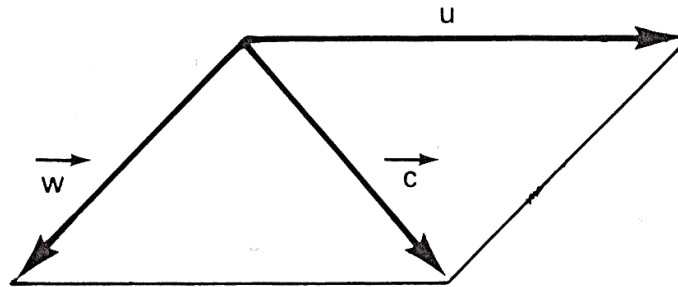


Imagen 1.14 Triángulo de Velocidades.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

Ecuación 1.26

En las turbomáquinas el movimiento del rodete no es de traslación sino de rotación, por lo tanto el movimiento del conducto formado por dos álabes consecutivos es también de rotación; esto significa que la velocidad del álabe en cada punto de una turbomáquina que gira a n revoluciones por minuto será:

$$\vec{u} = \frac{\pi * d * N}{60} [m/s]$$

Ecuación 1.27

Donde:

d : El diámetro del rodete de la turbomáquina.

N : La velocidad de rotación del rodete.

Los triángulos de velocidad se los traza a la entrada del rodete y a la salida del mismo. Para representar de manera clara los triángulos de velocidad se debe observar al rodete en su plano transversal y meridional. El gráfico presentado a continuación representa los triángulos de velocidad a la entrada y a la salida de una bomba centrífuga, el análisis para las diferente turbomáquinas tiene el mismo principio.

La nomenclatura utilizada es la siguiente:

- ✓ El subíndice 1 se refiere al ingreso del fluido a la turbomáquina.
- ✓ El subíndice 2 se refiere a la salida del fluido a la turbomáquina.
- ✓ \vec{u} es la velocidad tangencial del rodete.
- ✓ \vec{c} es la velocidad absoluta del agua.
- ✓ \vec{w} es la velocidad relativa del agua.
- ✓ \vec{c}_m es la componente meridional de la velocidad absoluta.
- ✓ \vec{c}_u es la componente periférica velocidad absoluta del agua.
- ✓ α es el ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial.
- ✓ β es el ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad relativa.

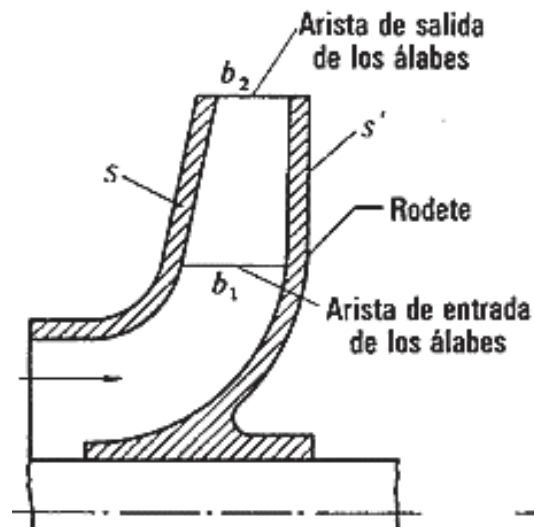


Imagen 1.15: Corte meridional del rodete de una bomba centrífuga.

FUENTE: (Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 1986)

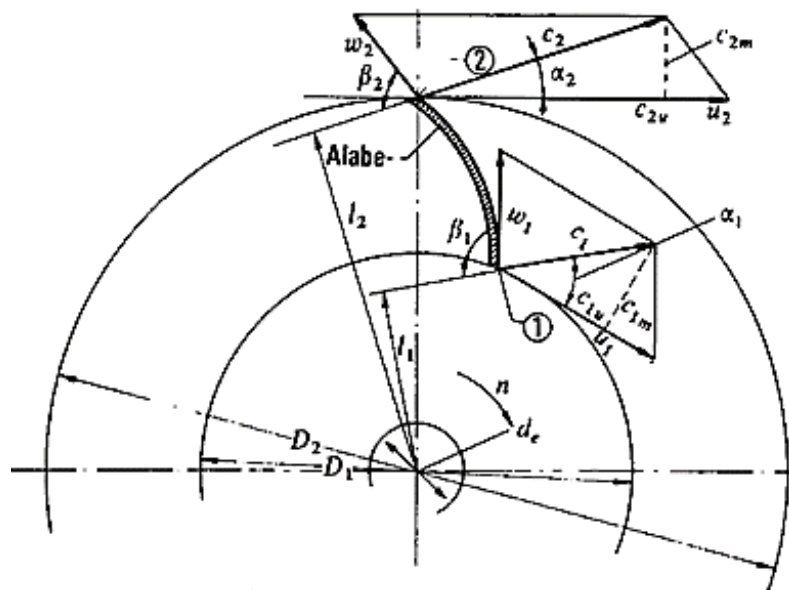


Imagen 1.16: Corte Transversal de rodete de una Bomba Centrífuga.

FUENTE: (Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 1986)

Basándose en la imagen anterior se determinan los triángulos de velocidad y con ellos las ecuaciones vectoriales a la entrada y a la salida del rodete:

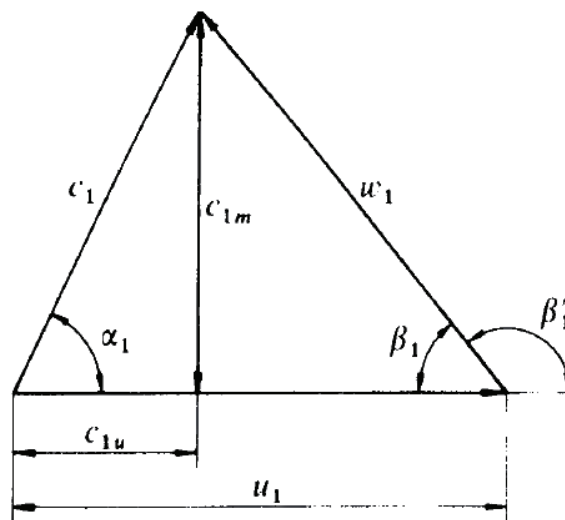


Imagen 1.17: Triángulo de velocidad a la entrada del rodete.

FUENTE: (Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 1986).

Del triángulo de velocidades a la entrada se puede definir las siguientes relaciones siguiendo la mecánica del movimiento relativo:

$$\vec{c}_1 = \vec{w}_1 + \vec{u}_1$$

Ecuación 1.28

La componente periférica y meridional de la velocidad se las calcula de la siguiente forma:

$$c_{1u} = c_1 * \cos(\alpha_1)$$

Ecuación 1.29

$$c_{1m} = c_1 * \text{sen}(\alpha_1)$$

Ecuación 1.30

La velocidad periférica se la define de la siguiente forma:

$$u_1 = r_1 * \omega$$

Ecuación 1.31

Pero $\omega = \frac{n * 2 * \pi}{60}$ y $r_1 = \frac{D_1}{2}$ entonces

$$u_1 = \frac{\pi * n * D_1}{60}$$

Ecuación 1.32

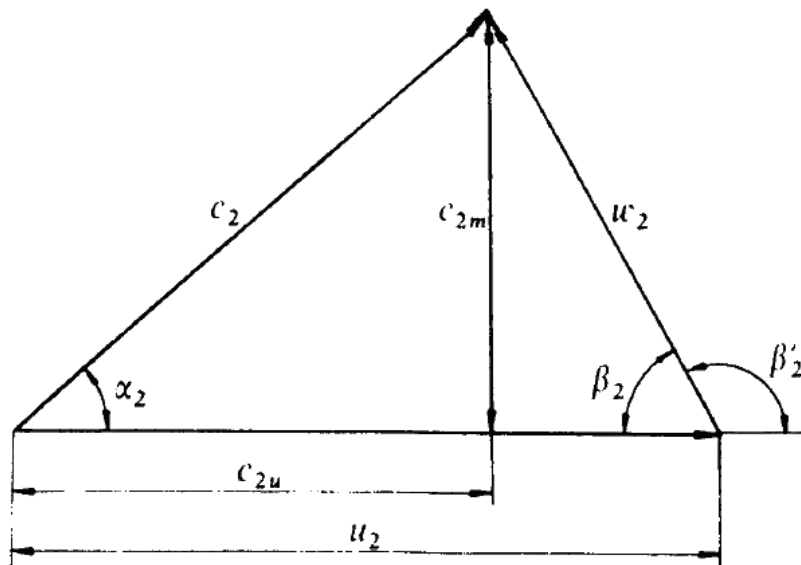


Imagen 1.18: Triángulo de velocidades a la salida del rodete.

FUENTE: (Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 1986).

Análogamente al triángulo de velocidades a la entrada, se definen las relaciones entre las velocidades a la salida del rodete:

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$$

Ecuación 1.33

$$c_{2u} = c_2 * \cos(\alpha_2)$$

Ecuación 1.34

$$c_{2m} = c_2 * \text{sen}(\alpha_2)$$

Ecuación 1.35

$$u_2 = \frac{\pi * N * D_2}{60}$$

Ecuación 1.36

1.4.3. ECUACIÓN DE EULER.

1.4.3.1. Primera forma.

La ecuación de Euler es considerada la ecuación fundamental de las turbomáquinas. Esta ecuación representa la energía intercambiada en el rodete de todas las turbomáquinas. Al pasar el fluido por el rodete de la turbomáquina sufre un cambio en su velocidad absoluta, por lo que sufre un cambio en la cantidad de movimiento; aplicando el teorema del momento cinético se define el momento total aplicado al fluido o momento hidráulico. Si el momento hidráulico es multiplicado por la velocidad de rotación ω se obtiene la potencia transferida al fluido.

Se sabe también que la energía específica que el rodete transfiere al fluido multiplicada por el caudal másico es otra forma de expresar potencia.

La ecuación de Euler en su primera forma se expresa de la siguiente manera:

$$Y_u = \pm(u_1 * c_{1u} - u_2 * c_{2u})$$

Ecuación 1.37

Donde:

Y_u : Energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido.

u_1 : Velocidad tangencial a la entrada del rodete.

c_{1u} : Componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada del rodete.

u_2 : Velocidad tangencial a la salida del rodete.

c_{2u} : Componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida del rodete.

El signo de la ecuación de Euler depende del tipo de turbomáquina, se utiliza el signo + para máquinas motoras (turbinas) y signo – para máquinas generadoras (bombas).

Expresando la ecuación de Euler en términos de alturas; es decir, dividiendo a toda la ecuación para la gravedad, se tiene:

$$H_u = \pm \left(\frac{u_1 * c_{1u} - u_2 * c_{2u}}{g} \right)$$

Ecuación 1.38

H_u : Altura hidráulica.

En turbinas hidráulicas representa la altura útil aprovechada por el rodete y en las turbomáquinas generadoras o bombas, representa la energía que se transfiere desde el rodete hacia el fluido. Para el caso más general H_u representa la carga de energía aprovechada por la turbomáquina.

1.4.3.2. Segunda forma.

La segunda forma de la ecuación de Euler, busca expresar a cada uno de sus términos en función de las velocidades reales presentes en el rodete; es decir, en función de c_1 , u_1 , w_1 y c_2 , u_2 , w_2 . Esto se logra aplicando la trigonometría. La segunda forma de la ecuación de Euler se presenta a continuación:

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

Ecuación 1.39

De manera análoga a la primera forma de la ecuación, el signo “+” se lo utiliza cuando se trata de máquinas motoras (turbinas) y el signo “-” cuando se tienen máquinas generadoras (bombas).

Para obtener la ecuación de Euler expresada como alturas, se divide a cada uno de los términos para la gravedad g y se obtiene:

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

Ecuación 1.40

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada y la salida del rodete se determinan los siguientes términos para la altura de presión del rodete y altura dinámica del rodete, respectivamente:

$$H_p = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right) = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right)$$

Ecuación 1.41

$$H_d = \pm \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right)$$

Ecuación 1.42

1.4.4. GRADO DE REACCIÓN.

Es la relación entre la energía de presión y la energía total transferida en el rodete. Es un factor importante para la clasificación de las turbomáquinas.

$$G_R = \frac{H_p}{H_u}$$

Ecuación 1.43

$$G_R = \frac{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}}{\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}}$$

Ecuación 1.44

El grado de reacción generalmente tiene valores entre 0 y 1. Si el grado de reacción es 0, la turbomáquina se llama de acción y si es diferente de 0 se llaman máquinas de reacción.

Las máquinas de reacción generan un cambio de presión entre la entrada y la salida del rodete, por esta razón deben trabajar a ducto cerrado.

Las máquinas de acción, como la turbina Pelton, no producen un cambio de presión en el rodete, por esto son llamadas turbinas de acción.

1.4.5. CAVITACIÓN EN TURBOMÁQUINAS.

1.4.5.1. Introducción.

La cavitación se define como “*La formación de vapor de agua a causa del descenso brusco de la presión por debajo de la presión de saturación del líquido, y condensación brusca subsiguiente*” (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009) Las burbujas de vapor de agua compresibles, que aparecen dentro de la masa de fluido incompresible, son arrastradas por el flujo hacia zonas donde la presión nuevamente se incrementa y las comprime hasta que implotan, generándose en esta zona fuerzas dinámicas de gran magnitud que destruyen todo tipo de material.

La cavitación es un fenómeno hidráulico altamente destructivo que se presenta en zonas donde hay riesgo de descensos bruscos e importantes de la presión. Normalmente corresponden a secciones donde se producen altas velocidades de flujo por fuertes estrechamientos de las secciones hidráulicas como es el caso de venturímetros o zonas de separación de flujo, en los cimacios de vertederos o en el funcionamiento de máquinas hidráulicas como las bombas y turbinas, fuera de sus rangos de operación normal.

Para el caso específico de turbinas hidráulicas, la cavitación tiene manifestaciones específicas como la pérdida de potencia, disminución del rendimiento, presencia de vibraciones, ruidos y erosión del material que está en contacto directo con el fluido. Cuando aparece la cavitación en grandes turbinas, normalmente se generan sacudidas en los cimientos de casa de máquinas y en todo el edificio central, poniendo en riesgo no solo la propia máquina sino todas las instalaciones vecinas.

1.4.5.2. Descripción, origen y explicación de la cavitación.

La presión de saturación del agua varía en función de la temperatura de saturación. A mayor temperatura de saturación, mayor es la presión de saturación; en cambio,

si la presión disminuye lo suficiente, la temperatura de saturación también disminuirá lo que significa que el agua cambia de estado líquido a vapor a bajas temperaturas, provocándose el cambio de fase con temperaturas de operación normal. Se generan entonces una serie de burbujas compresibles dentro del flujo incompresible. Finalmente estas burbujas al ser transportadas por la corriente hacia zonas de mayor presión implotarán provocando fuerzas muy importantes que afectan a las paredes o estructuras aledañas.

El fenómeno de cavitación por lo tanto se desarrolla en dos fases:

- ✓ *Primera fase I:* Liberación de aire disuelto en el líquido con la formación de vapor.

Cuando el fluido alcanza la presión de vaporización en cualquier punto del flujo éste se evapora, creando burbujas de vapor que son compresibles. Estas burbujas se mantienen y fluyen dentro del líquido mientras las condiciones de presión y temperatura se mantengan.

- ✓ *Segunda fase II:* Colapso de burbujas de vapor dentro del fluido.

Una vez formadas las burbujas de vapor dentro del líquido, el fluido es una mezcla bifásica de líquido y vapor. Cuando esta mezcla bifásica llega a una zona en la cual la temperatura es inferior a la temperatura de saturación o la presión es superior a la presión de saturación, el vapor se condensa y por lo tanto las burbujas colapsan. La cantidad de burbujas de vapor dentro del líquido aumenta a medida que disminuye la presión en el interior de la burbuja.

El colapso de las burbujas de vapor genera ondas de presión dentro del líquido, lo que provoca un martilleo de las partículas del fluido en contra de la pared con alta frecuencia, el material queda sometido a esfuerzos muy altos y se provoca la erosión en la zona A; la erosión del material acelera la cavitación ya que se acelera localmente el fluido en dichas irregularidades.

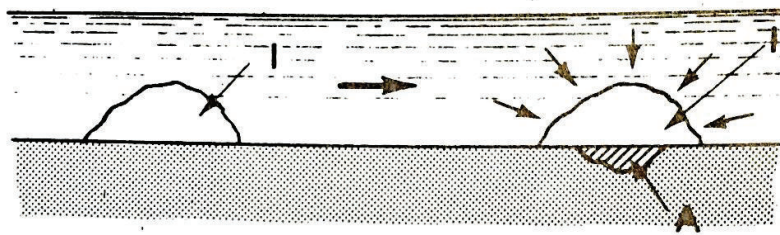


Imagen 1.19: Cavitación: I Formación de la cavidad; II Colapso de la cavidad; A Erosión del material.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

El martilleo provoca el desprendimiento de las capas de protección contra la corrosión favoreciendo la aceleración de la cavitación.

La cavitación se manifiesta a través de golpeteo de líquido sobre la pared sólida cuando entra toda la masa líquida en fase de vaporización. Se forman nubes blanquecinas con un volumen diferente al del líquido según el grado de intensidad de la cavitación. Se producen vibraciones peligrosas en las máquinas hidráulicas. Se evidencia una disminución del rendimiento de la máquina debido a la disminución de la sección transversal útil y del continuo cambio de carga de velocidad en carga de presión en régimen variable, con una gran turbulencia, lo que perturba la configuración del flujo.

La erosión en turbinas hidráulicas generalmente se encuentra en las aristas de salida de los alabes, en el dorso de los mismos, y las zonas contiguas de la carcasa.

1.4.5.3. Ejemplos de cavitación.

La cavitación es un fenómeno que ocurre cuando en un punto del flujo la presión baja más que la presión de vaporización a la temperatura que se encuentra el fluido. La cavitación es un fenómeno producido por una depresión y puede presentarse tanto en estructuras hidráulicas como en máquinas hidráulicas.

El principal efecto de la cavitación es el desprendimiento del material que está en contacto con el fluido; los casos más comunes donde se encuentra cavitación son:

I. *Tubo Venturi.*

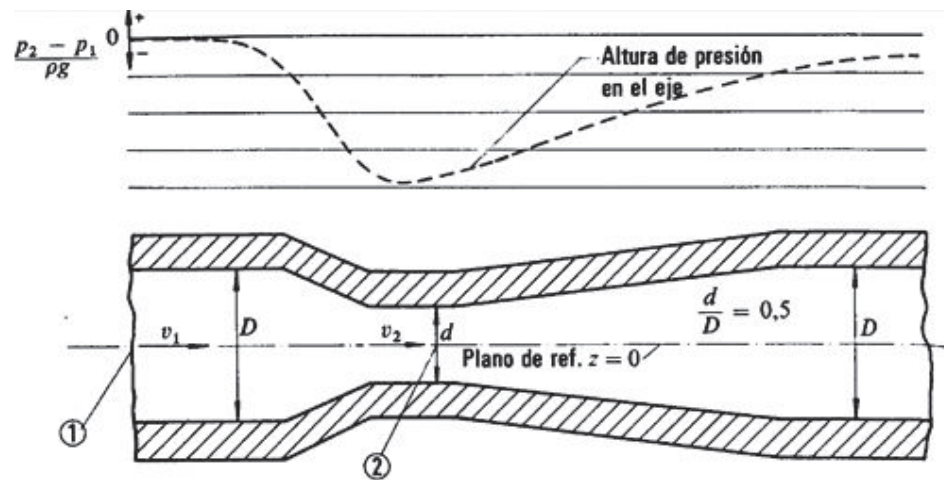


Imagen 1.20: Tubo Venturi.

FUENTE: (Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 1986).

En la sección 2 del tubo Venturi la presión disminuye considerablemente para incrementar la velocidad de flujo en el estrechamiento, como se observa en el desarrollo de la línea piezométrica a lo largo del Tubo Venturi. La cavitación puede destruir rápidamente el accesorio indicado.

II. *Tubería de succión de una bomba centrífuga.*

Una longitud muy grande de la tubería de succión, una altura demasiado grande o pérdidas demasiado grandes en esta tubería puede provocar cavitación y por lo tanto un desprendimiento de material en el rodete de la bomba.

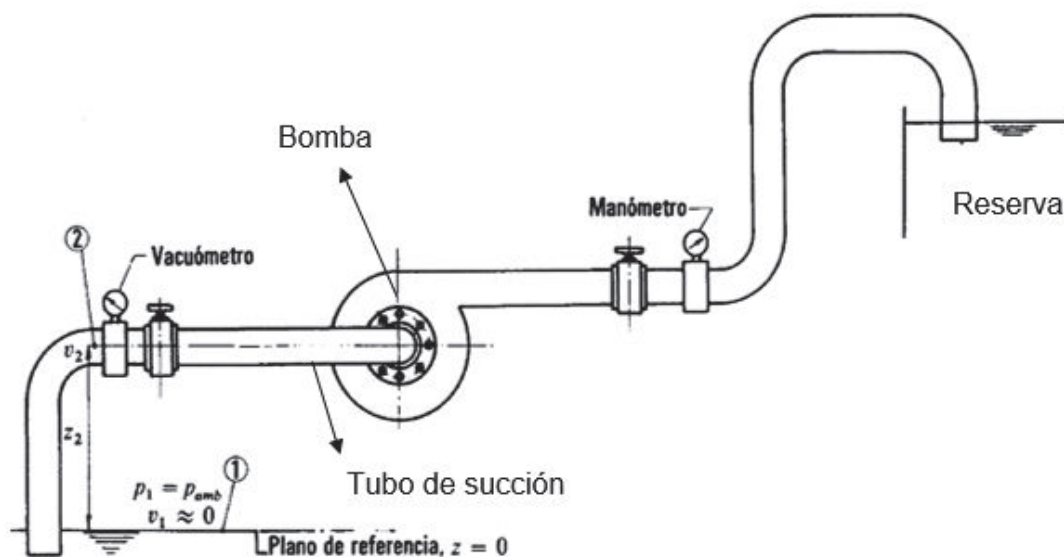


Imagen 1.21: Instalación de un sistema de bombeo.

FUENTE: (Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 1986).

III. *Tubo de aspiración de una turbina de reacción.*

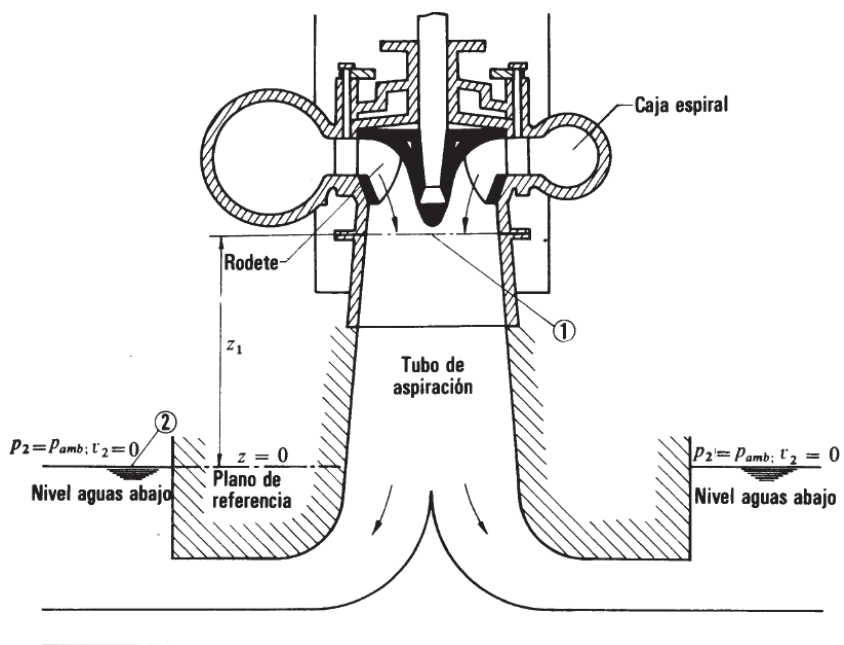


Imagen 1.22: Tubo de aspiración de una turbina de reacción

FUENTE: (Mataix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, 1986).

A la salida del rodete se produce una depresión que es la que hay que controlar.

Al aplicar la ecuación de energía entre los puntos 1 (salida del rodete) y 2 (nivel de restitución) se obtiene:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 - H_{r1-2} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2$$

Para el tubo de aspiración de la turbina de reacción se observa que:

$$p_2 = p_{atm}; z_2 = 0; \frac{v_2^2}{2g} = 0$$

Entonces la ecuación de energía para el tubo de aspiración es:

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_{amb}}{\rho g} - z_1 - \frac{v_1^2}{2g} + H_{r1-2}$$

La presión 1 puede bajar hasta el límite definido por la presión de vaporización o presión de saturación del fluido. Por lo tanto, si la presión 1 es menor, mayor será el riesgo de cavitación.

Existe mayor riesgo de cavitación cuando:

- 1) La presión barométrica del lugar es menor.
- 2) Cuando la carga de velocidad en la zona de salida del rodete sea mayor, el riesgo de cavitación también se incrementa.
- 3) Mientras mayor sea la altura entre la turbina y la superficie libre de restitución.
- 4) Mientras menores sean las pérdidas H_{r1-2} en tubo de aspiración de la turbina.

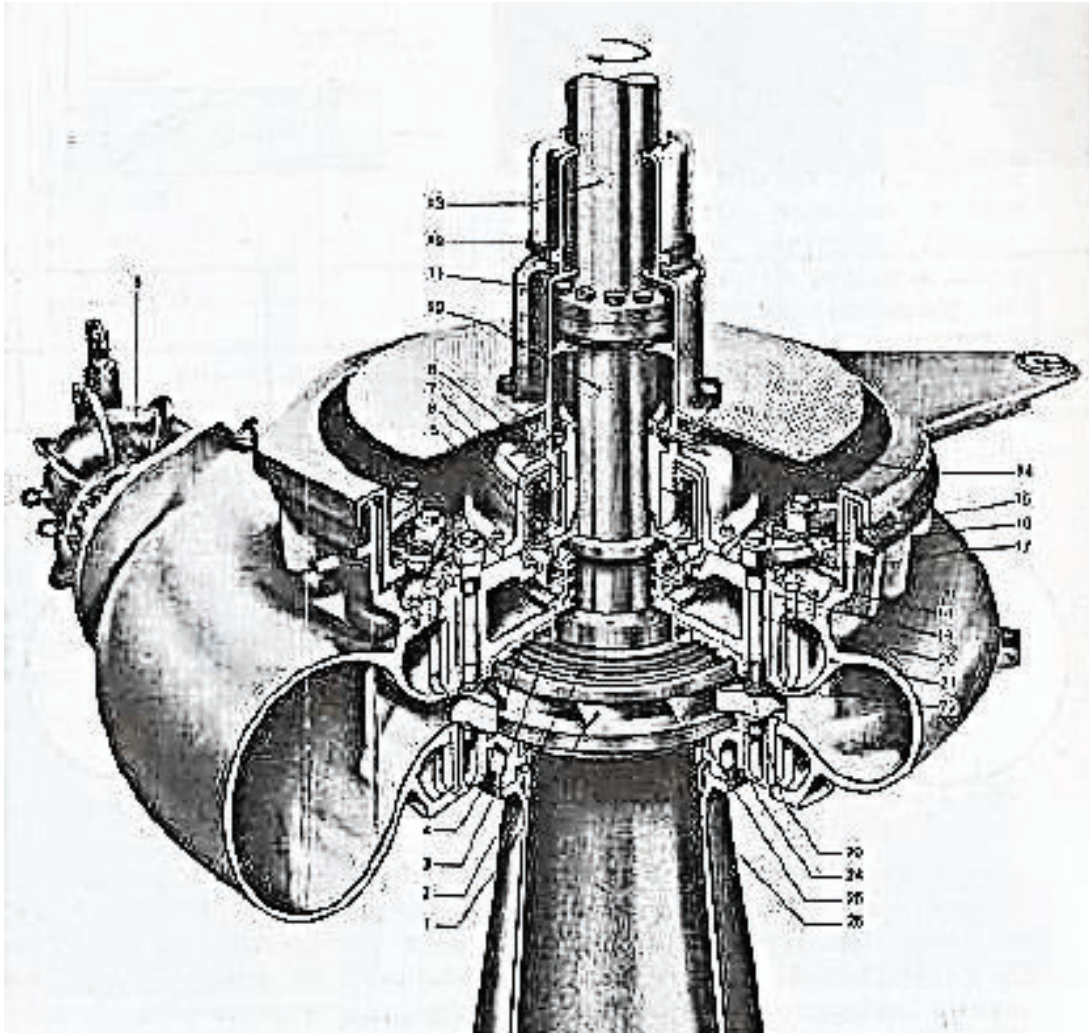
CAPÍTULO II

2. TURBINA FRANCIS

2.1. INTRODUCCIÓN

La turbina Francis se encuentra en la categoría de turbinas de flujo radial y flujo mixto o semiaxial. Las turbinas Francis de flujo radial se construyen para un amplio rango de alturas de caída que alcanzan hasta valores del orden de 700 m.

La turbina Francis es una turbina de reacción, lo que significa que es capaz de aprovechar la energía estática del agua. El grado de reacción en estas turbinas es siempre inferior a la unidad, por lo que es capaz de aprovechar la energía cinética del agua. En la siguiente imagen se presenta la turbina Francis y sus componentes.



1	Rodete	14	Podio de servicio
2	Anillo en laberinto giratorio	15	Palancas de álabes guía
3	Junta anular de carbono	16	Bielas
4	Contra anillo en laberinto fijo	17	Aro de compuerta del distribuidor
5	Tubo Pitot	18	Anillo guía del aro de compuerta
6	Cuba de aceite	19	Tapa del distribuidor
7	Soporte de palier	20	Palier superior de álabes guías
8	Palier de guía	21	Caja espiral
9	Orificio compensador o de descarga	22	Blindaje del distribuidor
10	Eje de turbina	23	Álabes guía
11	Pernos de acoplamiento	24	Palier inferior del distribuidor
12	Tubo de protección	25	Fondo inferior del distribuidor
13	Eje intermedio	26	Tubo de aspiración

Imagen 2.1: Turbina Francis.

FUENTE: (Encinas, 1975)

La forma del rodete de una turbina Francis varía según el valor de velocidad específica, si la velocidad específica es menor, el rodete tendrá mayor acción radial y si la velocidad específica es mayor, la acción radial en el rodete disminuye y se transforma en un rodete de flujo mixto o semiaxial. Para comprender la variación en la forma del rodete con los parámetros principales de una central hidroeléctrica se enuncia la siguiente relación: a mayores cargas, mayor acción radial y a mayores caudales mayor acción axial.

En un aprovechamiento hidroeléctrico el órgano fundamental es la turbina ya que es la máquina que transforma la energía hidráulica en energía mecánica de rotación que a su vez es transformada por medio de un generador sincrónico a energía eléctrica.

El rotor de la turbina es el elemento básico de esta máquina ya que en éste se realiza la transferencia de energía. En las turbinas de reacción se dispone de un ducto de alimentador en forma de caracol alrededor de la máquina, el cual recibe el agua de la tubería de presión y posteriormente pasa al rodete móvil por medio del distribuidor. El distribuidor regula el gasto de acuerdo con la potencia exigida por la turbina y además impone al fluido el giro necesario para su acción sobre los alabes del rodete móvil. En la descarga del fluido de la máquina se instala un ducto denominado tubo de desfogue que permite una ganancia en el gradiente de presión entre la entrada y la salida del fluido, lo que mejora el rendimiento de la máquina.

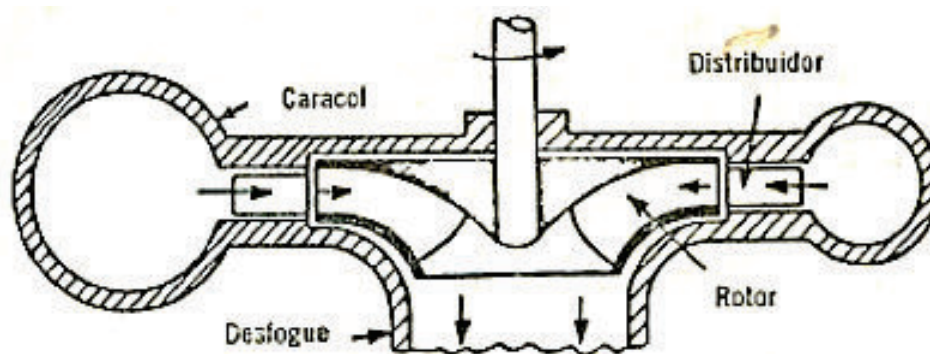


Imagen 2.2: Turbina Francis Radial.

FUENTE: (Encinas, 1975)

En la turbina Francis puramente radial el intercambio energético de fluido a rotor se produce mientras el agua pasa a través de los alabes todo el tiempo en dirección radial y de afuera hacia adentro, con un aprovechamiento máximo de la acción centrípeta, para lo cual se procura siempre dar al agua un recorrido radial relativamente largo. La utilización de la turbina Francis radial se justifica en saltos de agua con cargas relativamente grandes y caudales bajos.

En la turbina Francis mixta, el agua recorre los álabes en dirección radial y de afuera hacia adentro sólo en un aparte de los mismos (la parte superior), terminando el recorrido del agua por entre los álabes en dirección axial (vertical hacia abajo en la máquinas de eje vertical), en cuya fase final trabaja como turbina axial. La ponderación de la acción radial y de la axial puede establecerse en forma gradual según los requerimientos de carga y caudal. La acción axial aumenta cuando aumenta el caudal para una determinada potencia. En la turbina Francis mixta, para lograr la doble acción, los álabes deben tener un alabeo muy particular lo que hace que estos aparezcan de una forma abocardada que facilita el desfogue de un mayor caudal.

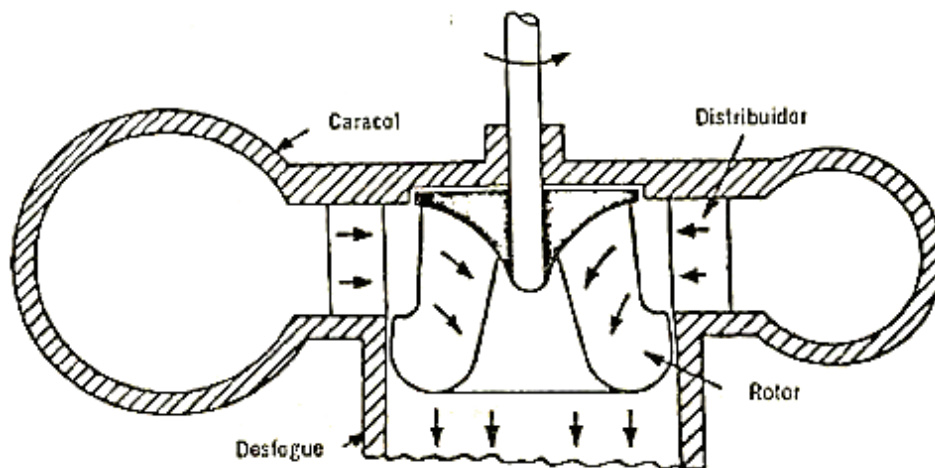


Imagen 2.3: Turbina Francis Mixta.

FUENTE: (Encinas, 1975)

2.2. ÓRGANOS PRINCIPALES DE UNA TURBINA FRANCIS.

Los órganos principales de una turbina Francis se presentan en orden, según es el paso del agua y son los siguientes:

- ✓ *La carcasa, espiral o caracol:* es un ducto alimentador, generalmente de sección circular y diámetros decrecientes con el sentido del flujo que circunda al rotor, procurando el fluido necesario para la operación de la turbina.

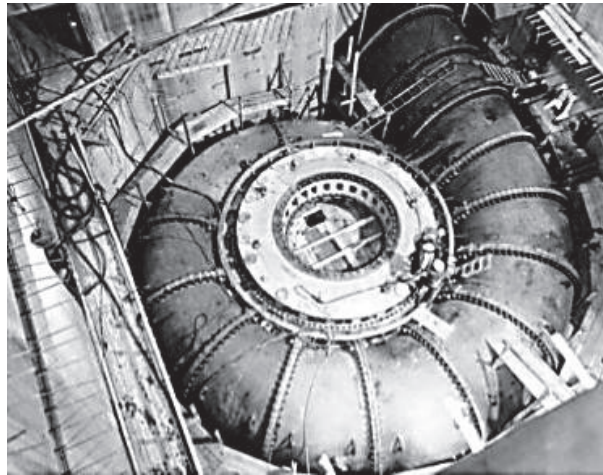


Imagen 2.4: Caracol de una turbina Francis.

FUENTE: <http://es.slideshare.net/slidesharercr/turbina-francis?related=1>

- ✓ *El distribuidor:* es una serie de álabes directores en forma de persiana circular, cuyo paso se puede modificar con la ayuda de un servomotor, lo que permite imponer al fluido la dirección de ataque exigida por el rodete móvil y además regula el gasto de acuerdo con la potencia pedida a la turbina. En el distribuidor se transforma parcialmente la energía de presión en energía cinética.

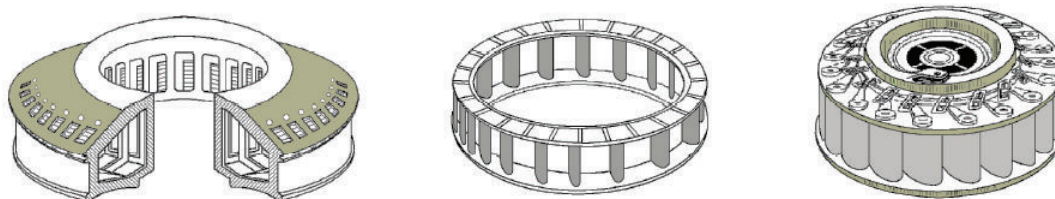


Imagen 2.5: Directrices del distribuidor.

FUENTE: (Diez, 2009)

- ✓ *El rodete móvil o rotor:* está formado por los álabes engastados en un plato perpendicular al eje de la máquina, de cuyo plato arrancan siguiendo la dirección axial tomando de forma progresiva un alabeo y abriéndose hacia la dirección radial, con lo que el conjunto presenta forma abocardada, tanto más acentuada cuanto mayor sea la acción axial necesaria según las condiciones de caudal y carga definidos para la operación. Los álabes se ciñen en su extremo final por un zuncho en forma de anillo para dar la debida rigidez al conjunto.



Imagen 2.6: Rodete Turbina Francis.

FUENTE: <http://www.walter-tools.com>

- ✓ *Tubo de desfogue o difusor:* este elemento es el responsable de conducir al fluido a la salida del rodete de la turbina y al mismo tiempo procura una ganancia de carga estática hasta el valor de presión atmosférica, debido a su forma divergente. En el difusor se tiene una presión más baja que la presión atmosférica y, por lo tanto, una gradiente de presión dinámica más alta a través del rodete. Su forma puede ser simplemente un cono o puede tomar una geometría compleja cuando es acodada lo que implica una sección cónico-elíptica-cuadrangular. La sección acodada permite ubicar el rodete más cerca

al nivel de aguas abajo, esto se requiere cuando la turbina tiene velocidades específicas altas, es decir en turbinas Francis de flujo mixto con mucha acción axial.

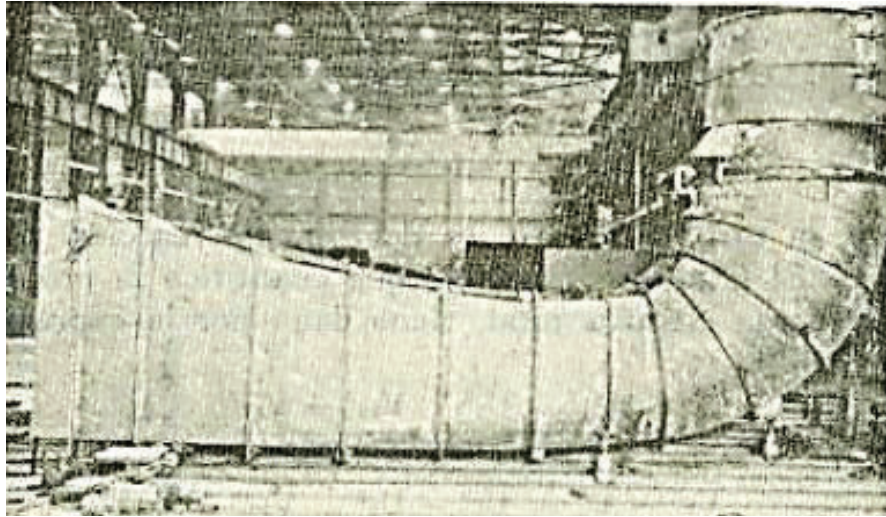


Imagen 2.7: *Tubo de desfogue de una turbina Francis de 12000 HP, 240 rpm, 153 pies de carga.*

FUENTE: (Encinas, 1975).

2.3. TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD.

Los triángulos de velocidad a la entrada del rodete de las turbinas Francis varían según el valor del ángulo β_1 como se indica a continuación (Diez, 2009):

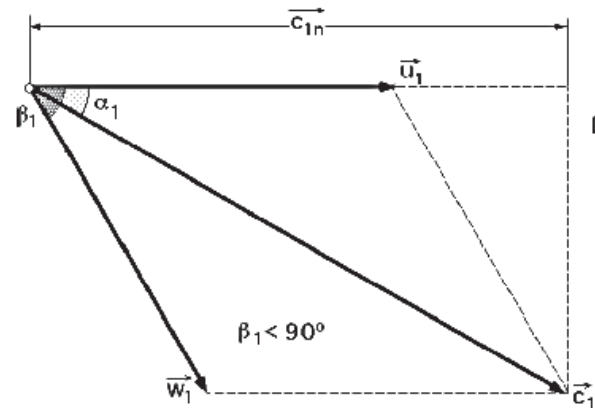


Imagen 2.8: Triángulo de velocidad referencial a la entrada de un rodete Lento

FUENTE: (Diez, 2009)

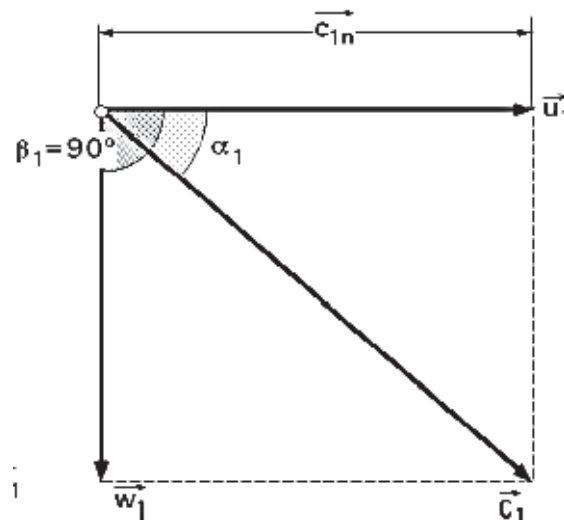


Imagen 2.9: Triángulo de velocidad referencial a la entrada de un rodete normal.

FUENTE: (Diez, 2009)

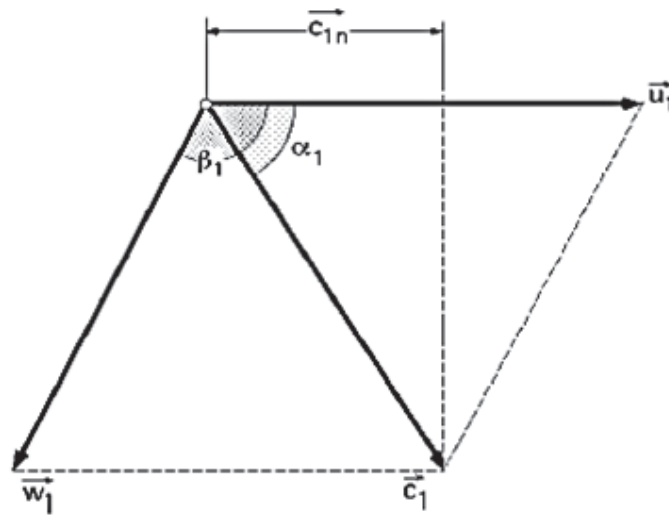


Imagen 2.10: Triángulo de velocidad referencial a la entrada de un rodete rápido

FUENTE: (Diez, 2009)

2.4. ECUACIÓN DE EULER

La ecuación de Euler expresa la carga de energía transmitida desde el fluido al rodete y en su primera forma para máquinas motoras se escribe de la siguiente manera:

$$H_u = \left(\frac{u_1 * c_{1u} - u_2 * c_{2u}}{g} \right)$$

Ecuación 2.1

Para garantizar el rendimiento máximo, la altura de Euler debe ser máxima.

$$\eta_t = \frac{H_u}{H_n}$$

Ecuación 2.2

H_n : Carga neta [m].

η_t : Eficiencia hidráulica de la turbina.

Para lograr el rendimiento máximo, el término $u_2 * c_{2u}$ debe ser igual a 0, esto significa.

$$u_2 * c_2 * \cos(\alpha_2) = 0$$

Ecuación 2.3

u_2 y c_2 Son diferentes de cero esto significa que:

$$\cos(\alpha_2) = 0$$

Ecuación 2.4

Por lo tanto

$$\alpha_2 = \arccos(0)$$

Ecuación 2.5

Entonces α_2 para condiciones de rendimiento máximo debe ser igual a 90°

2.5. DIMENSIONAMIENTO DEL RODETE DE UNA TURBINA FRANCIS.

Para el diseño de una turbina Francis el primer paso a seguir es determinar la velocidad específica de la misma; para lo cual es necesario determinar la potencia neta de la instalación.

$$P_t = \gamma * Q * H_n * \eta$$

Ecuación 2.6

Donde:

$$\gamma = 9.81 \left[\frac{kN}{m^3} \right]$$

P_t : Potencia Nominal de la turbina [kW].

Q : Caudal $\left[\frac{m^3}{s} \right]$.

H_n : Carga neta [m].

η : Eficiencia total = $\eta_t * \eta_g$

η_t : Eficiencia de la turbina.

η_g : Eficiencia del generador.

Es frecuente que las unidades de potencia sean los CV para lo cual se debe hacer la transformación de unidades.

$$P_t [CV] = \frac{P_t [kW]}{0.73549875}$$

Cada turbina está caracterizada por una velocidad específica o *Número de revoluciones específico* n_s . El número n_s es el número específico de revoluciones europeo y es el número de revoluciones por minuto al que giraría una turbina para que con un salto de 1 metro, generase una potencia de 1 CV. La velocidad específica se define mediante la siguiente ecuación:

$$n_s = \frac{N * \sqrt{P_t}}{H_n^{5/4}}$$

Ecuación 2.7

Donde:

N : Velocidad de rotación de la turbina en rpm.

P_t : Potencia nominal de la turbina en CV.

H_n : Carga neta de la turbina en m.

En el sistema de unidades SI, este parámetro fundamental en el dimensionamiento de las turbinas que es el número específico de revoluciones n_q requerido para que un tipo específico de turbina evacúe un caudal de 1 m³/seg con una carga neta de 1 metro, con el máximo rendimiento posible se expresa de la siguiente manera:

$$n_q = \frac{N * \sqrt{Q}}{H_n^{3/4}}$$

Ecuación 2.8

Donde:

N : Velocidad de rotación de la turbina en rpm.

Q : Caudal nominal de la turbina en m³/s.

H_n : Carga neta de la turbina en m.

Las turbinas hidráulicas se clasifican según el número específico de revoluciones:

Tabla 2.1: Clasificación de turbinas según n_s y n_q .

n_s	Turbina	n_q
$2 \leq n_s \leq 30$	Pelton de una boquilla	$0,6 \leq n_q \leq 9$
$30 \leq n_s \leq 60$	Pelton de varios boquilla	$9 \leq n_q \leq 18$
$60 \leq n_s \leq 200$	Francis lenta	$18 \leq n_q \leq 60$
$n_s = 200$	Francis normal	$n_q = 60$
$200 \leq n_s \leq 450$	Francis rápida	$60 \leq n_q \leq 140$
$450 \leq n_s \leq 500$	Francis de varios Rodete	$140 \leq n_q \leq 152$
$500 \leq n_s \leq 1350$	Hélice	$152 \leq n_q \leq 400$

FUENTE: (Diez, 2009)

Otro criterio de clasificación de las turbinas hidráulicas corresponde al número adimensional de revoluciones n_0 , que se lo define de la siguiente forma:

$$n_0 = \frac{\omega * \sqrt{Q}}{(g * H_n)^{3/4}}$$

Ecuación 2.9

Las turbinas Francis se clasifican según los siguientes rangos del número adimensional de revoluciones:

Tabla 2.2: Clasificación de turbinas Francis según el número adimensional de revoluciones n_0 .

n_0		
Tipo de Turbina	Desde	Hasta
Lenta	0,34	0,7
Normal	0,7	1,7
Rápida	1,7	2,37
Extra Rápida	2,37	2,54

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009).

Las dimensiones de la turbina Francis tienen una estrecha relación con el número de revoluciones específico n_s . A continuación se presenta la variación de las dimensiones principales de la turbina con el incremento en el valor de n_s .

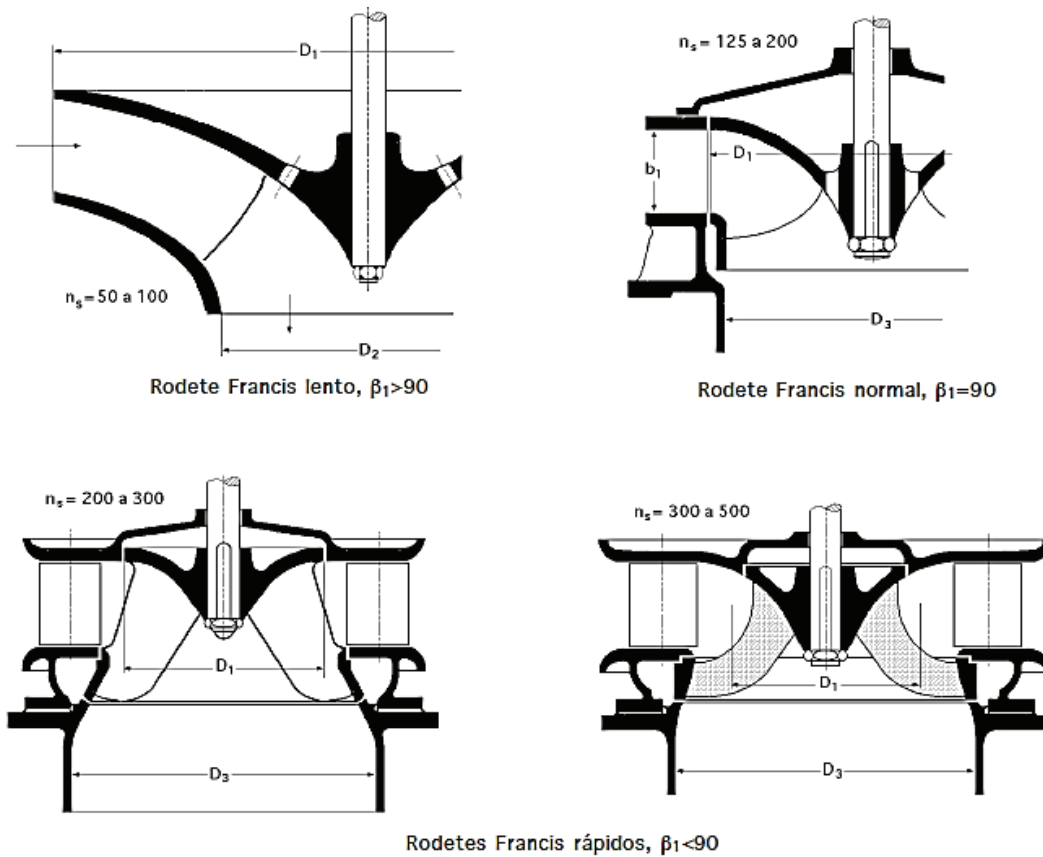


Imagen 2.11: Rodetes de turbinas Francis.

FUENTE: (Diez, 2009)

Una vez determinada la velocidad específica de rotación con respecto a la potencia, es necesario determinar las velocidades del agua a la entrada del rodete. Principalmente se requiere obtener la velocidad absoluta del agua y la velocidad periférica.

Para el cálculo de la velocidad absoluta a la entrada del rodete se utiliza la siguiente ecuación (Diez, 2009):

$$c_1 = \varphi_1 * \sqrt{2 * g * H_n}$$

Ecuación 2.10

Donde:

c_1 : velocidad absoluta del agua a la entrada del agua. m/s

g : Gravedad, m/s^2 .

H_n : Carga neta de la turbina en m.

φ_1 : Coeficiente de velocidad absoluta,

El coeficiente de velocidad absoluta se obtiene utilizando el siguiente gráfico (Diez, 2009):

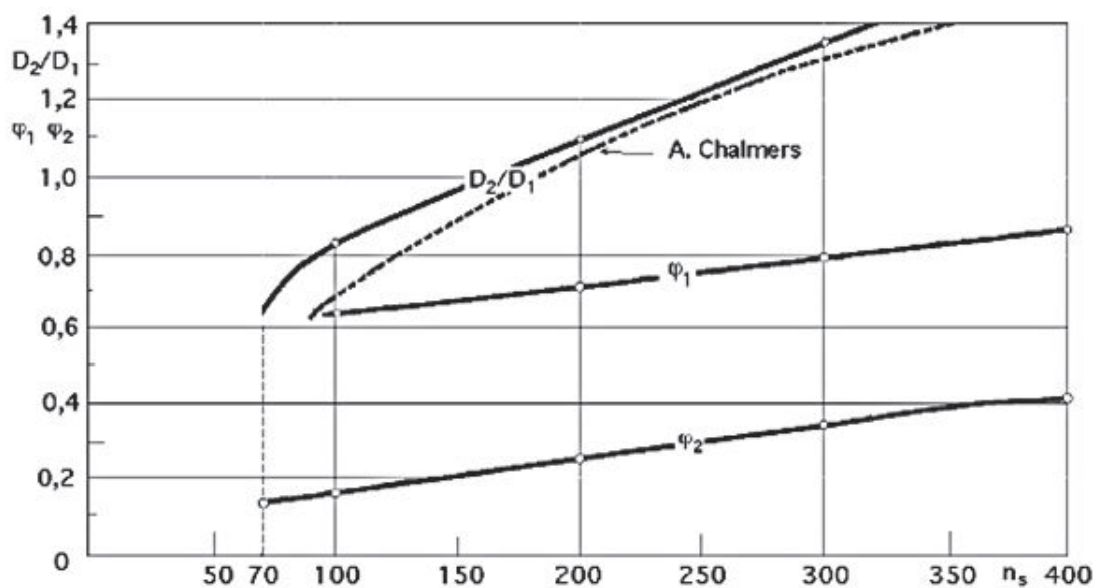


Imagen 2.12: Coeficientes Óptimos de velocidad en función de la velocidad específica.

FUENTE: (Diez, 2009).

Para el cálculo de la velocidad absoluta como dato inicial se tiene la altura neta y el caudal nominal de la turbina que es el resultado del estudio hidrológico e hidráulico del proyecto específico.

Según algunos autores el valor experimental para el coeficiente de velocidad absoluta a la entrada para condiciones de diseño igual a 0.66. (Vaca, 2014)

Una vez determinada la velocidad absoluta a la entrada del flujo al rodete se determina la velocidad tangencial a la entrada del rodete con ayuda de la siguiente ecuación:

$$u_1 = \xi_1 * \sqrt{2 * g * H_n}$$

Ecuación 2.11

Donde:

u_1 : Velocidad periférica o tangencial del agua a la entrada del agua al rodete

g : Gravedad, en m/s².

H_n : Carga neta de la turbina en m.

ξ_1 : Coeficiente de velocidad tangencial, adimensional.

El coeficiente de velocidad tangencial en función de n_s se lo determina en el siguiente gráfico:

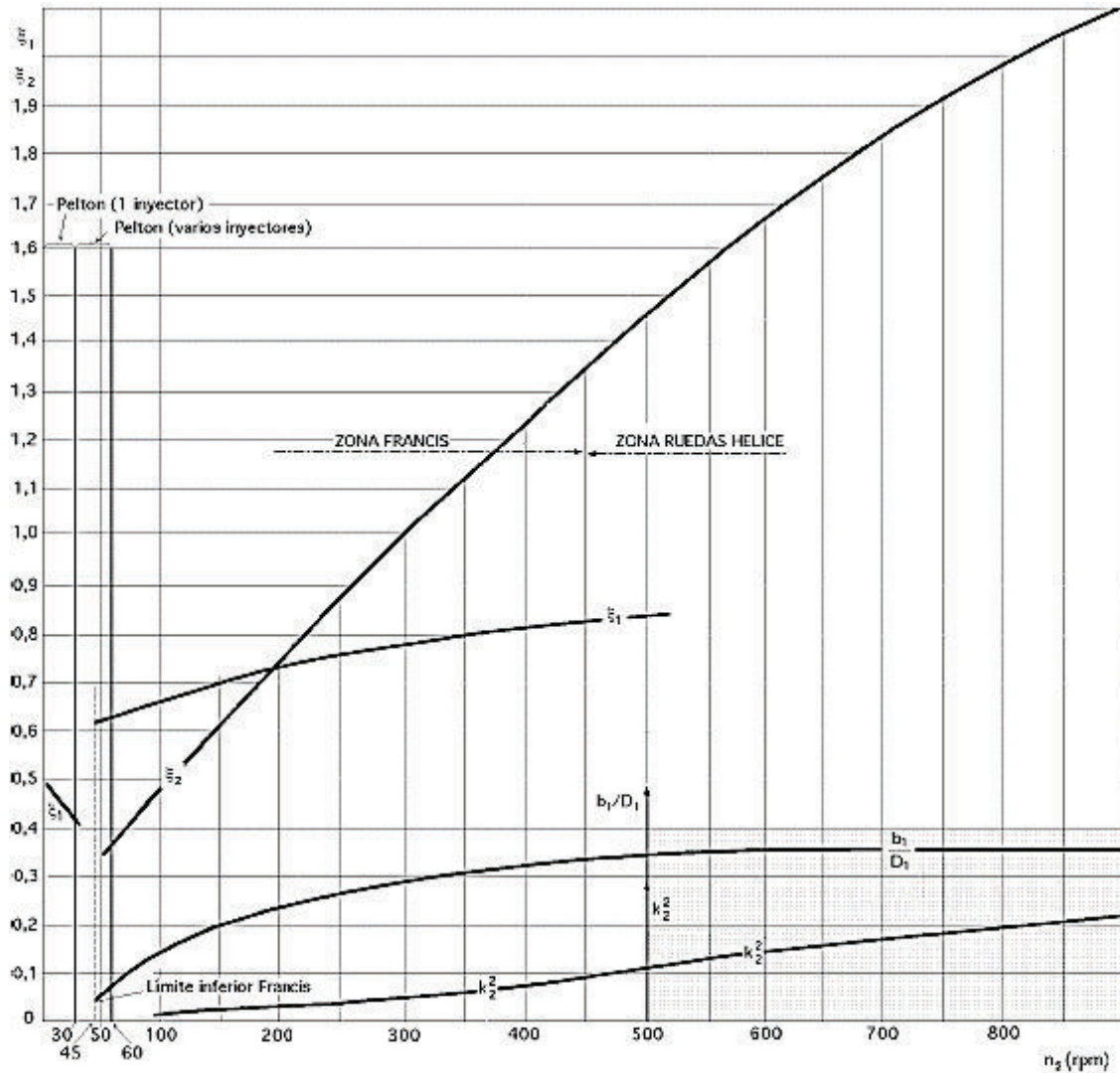


Imagen 2.13: Coeficiente de velocidad tangencial en función de n_s .

FUENTE: (Diez, 2009)

Una vez determinada la velocidad tangencial, se define el diámetro primitivo de la turbina con la siguiente ecuación (Diez, 2009):

$$D_1 = \frac{u_1 * 60}{\pi * N}$$

Ecuación 2.12

Para el cálculo del diámetro de salida se utiliza la siguiente ecuación (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009):

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{100 * Q}{N}}$$

Ecuación 2.13

Donde:

Q: Es el caudal nominal de la turbina, m³/s.

N: velocidad de rotación de la turbina, en *rpm*

D₂: Diámetro de salida de la turbina, m.

Esta ecuación es la que se utilizará en el presente proyecto de titulación.

Una vez definidos los diámetros de entrada y de salida del rodete de la turbina se determina el ancho de entrada a la turbina (B).

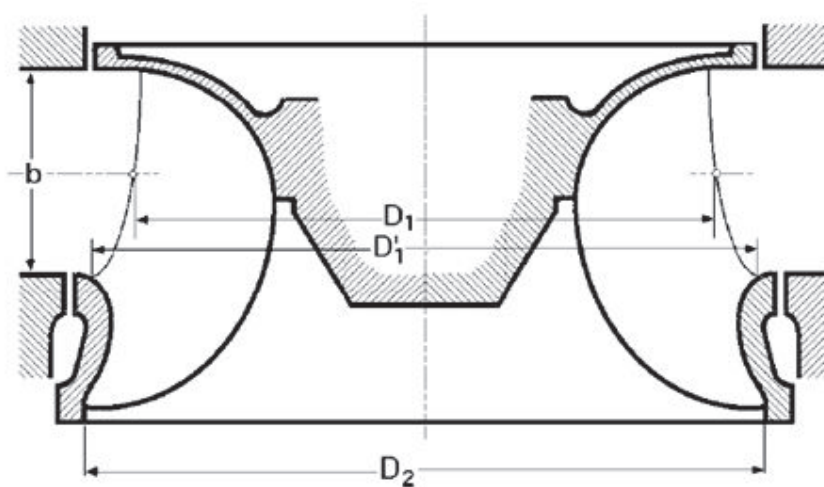


Imagen 2.14: Esquema de dimensiones de una turbina Francis.

FUENTE: (Diez, 2009)

Para definir B se aplica la relación que existe entre el diámetro de entrada y el valor

B, $\left(\frac{B}{D_1}\right) = f(n_s)$ que se presenta en la siguiente imagen

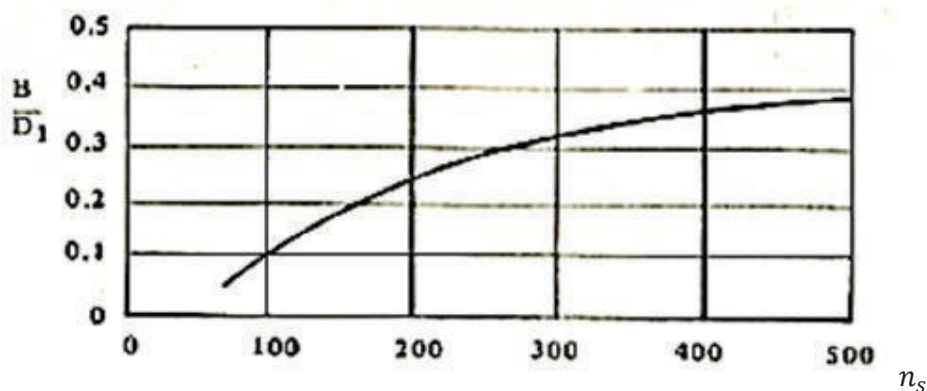


Imagen 2.15: B/D_1 en función de n_s .

FUENTE: (Encinas, 1975)

El valor del ángulo de ataque α_1 del distribuidor tiene una relación con la velocidad específica en función de la potencia n_s , que se presenta en el siguiente gráfico:

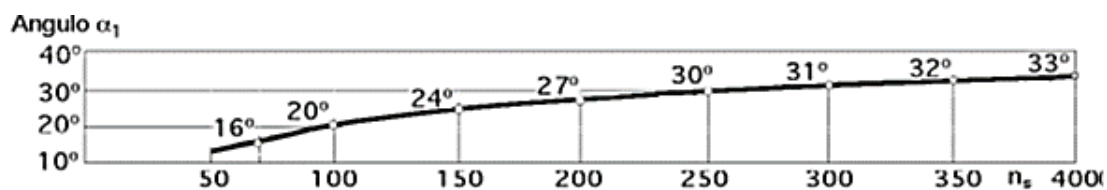


Imagen 2.16: Ángulo de ataque α_1 en función de n_s .

FUENTE: (Diez, 2009)

Finalmente se determina el rendimiento hidráulico de la turbina con la ecuación de Euler para rendimiento máximo:

$$H_u = \left(\frac{u_1 * c_{1u}}{g} \right)$$

Ecuación 2.14

Utilizando la *Ecuación 2.2* se obtiene:

$$\eta_{hid} = \frac{u_1 * c_1 \cos \alpha_1}{g * H_n}$$

Ecuación 2.15

Para el cálculo del ángulo de entrada de los alabes en el rodete, β_1 se utilizan los triángulos de velocidad:

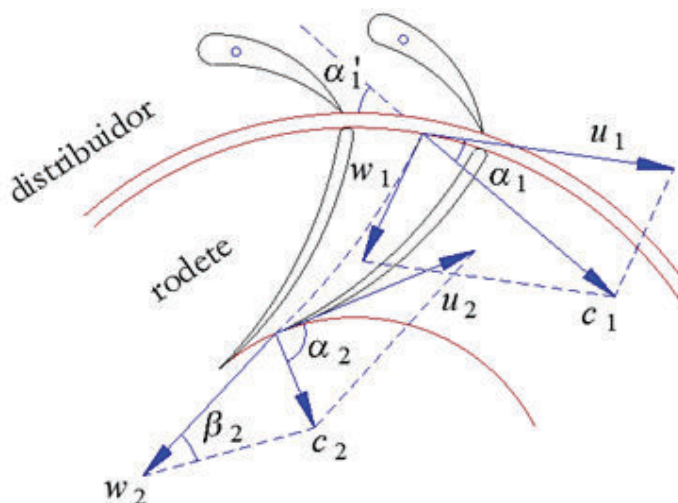


Imagen 2.17: Triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete de una turbina Francis.

FUENTE: (Vaca, 2014).

Sintetizando los triángulos de entrada y salida por separado se tiene:

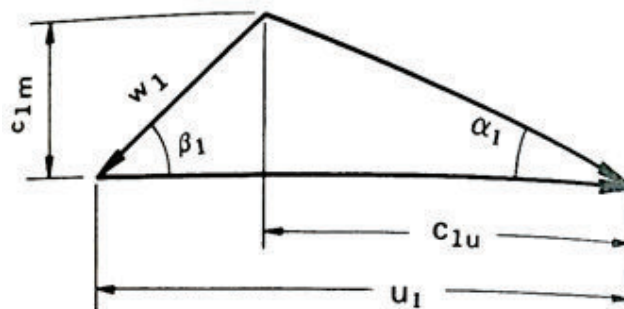


Imagen 2.18: Triángulo de velocidad a la entrada de una turbina Francis.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

$$\tan(\beta_1) = \frac{c_1 \cos \alpha_1}{u_1 - c_1 \sin \alpha_1}$$

Ecuación 2.16

Y para el cálculo del ángulo β_2 se utiliza el triángulo de velocidad a la salida con la suposición de rendimiento máximo $\alpha_2 = 0$.

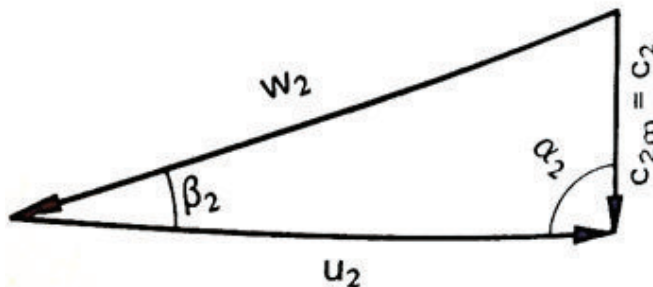


Imagen 2.19: Triángulo de velocidades a la salida de una turbina Francis.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

$$\tan(\beta_2) = \frac{c_2 \cos \alpha_2}{u_2 - c_2 \sin \alpha_2}$$

Ecuación 2.17

En resumen, la secuencia de dimensionamiento de las principales características geométricas del rodete necesarias en un diseño de licitación que han sido definidas con el procedimiento indicado, se listan a continuación:

- Diámetro de entrada del rodete. (D_1)
- Diámetro de salida del rodete. (D_2)
- Ángulo de entrada de los álabes en el rodete. (β_1)
- Ángulo de entrada de los álabes en el rodete. (β_2)
- Ángulo de entrada de los álabes en el rodete. (α_1)
- Ancho de entrada de flujo a la turbina. (B)

2.6. DISTRIBUIDOR.

El distribuidor es un órgano fundamental en el funcionamiento de la turbina de reacción ya que su función principal es dirigir el agua hacia los álabes del rodete, regulando el caudal admitido, y modificando de esta forma la potencia de la turbina, ajustándose en lo posible a las variaciones de energía exigidas en la central.

El distribuidor no es un elemento que aporta a la generación de energía, su función principal es la transformación de energía de presión en carga de velocidad o energía cinética.

La turbina está rígidamente acoplada al generador y éste debe girar siempre con velocidad constante en función de la frecuencia y del número de polos. Al mismo tiempo la potencia transmitida al generador debe variar según las exigencias de la demanda de energía eléctrica. La importancia del distribuidor consiste justamente en que permite modificar la potencia en cada instante de acuerdo al requerimiento del generador.

La regulación de potencia se realiza en el distribuidor debido a que en él se varía el caudal. La potencia de la turbina se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_t = \eta \cdot \gamma \cdot Q \cdot H_n$$

Ecuación 2.18

Donde:

P_t . Es la potencia de la turbina.

η : Es el rendimiento de la turbina.

γ : Es el peso específico del fluido.

Q . Es el Caudal.

H_n : Es la altura neta, (m).

El caudal depende del área transversal por donde va a pasar y de la velocidad del flujo. En las turbinas de reacción, el fluido ingresa al rodete por su área circunferencial lateral que corresponde a la altura de los álabes del distribuidor y la velocidad corresponde a la velocidad radial.

$$Q = A_0 * c_{m1}$$

Ecuación 2.19

La principal dimensión del distribuidor es el ancho de los alabes y el ángulo de ataque definida en la sección anterior.

El dimensionamiento geométrico del distribuidor está definido por:

- Ángulo de ataque (α_1).
- Relación entre la velocidad específica y el ancho del distribuidor (B).

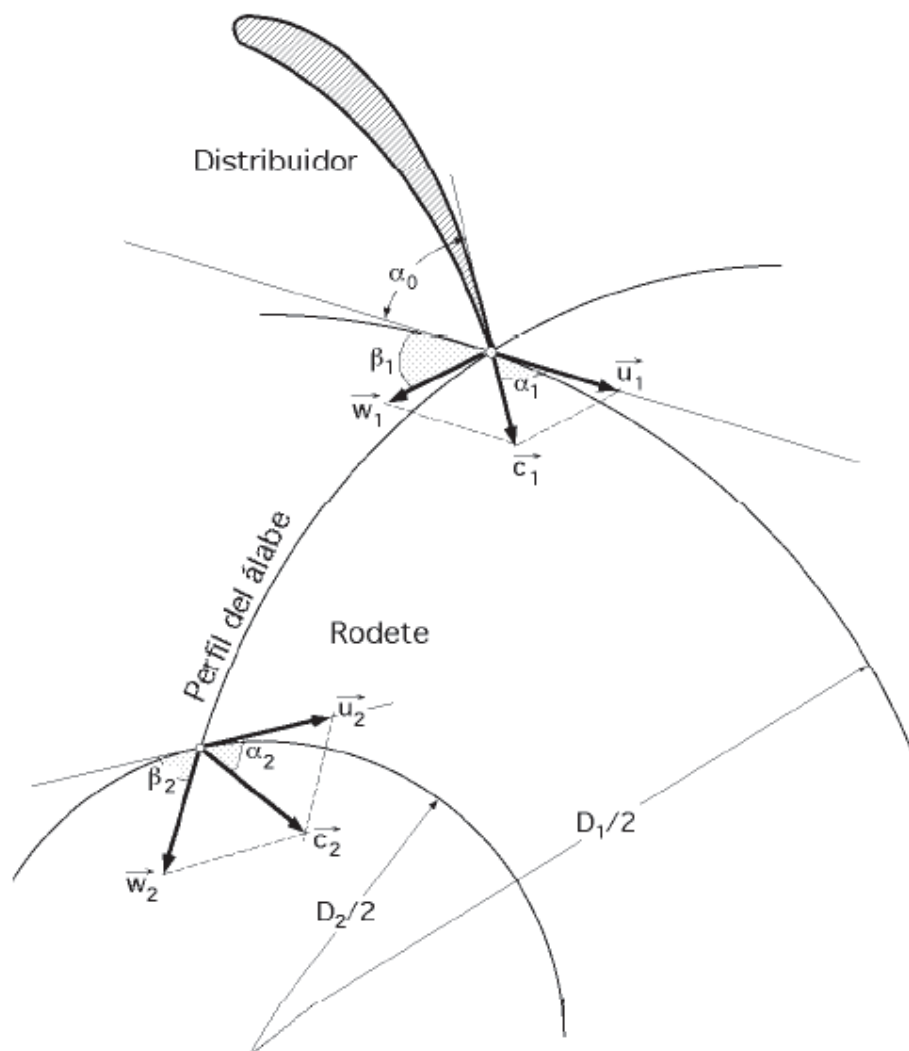


Imagen 2.20: Triángulos de velocidad a la entrada y a la salida del rodete.

FUENTE: (Diez, 2009)

Como se observa en la Imagen 2.20 el ángulo de ataque del distribuidor es el mismo ángulo de entrada al rodete.

2.7. DIMENSIONAMIENTO DE LA CAMARA ESPIRAL.

La cámara espiral o caracol tiene como función principal direccionar el flujo desde la tubería de presión hacia el distribuidor de la turbina, para alcanzar un óptimo funcionamiento del distribuidor. Además por condiciones de equilibrio es necesario que la energía del agua sea la misma en todos los puntos del contorno del distribuidor. El área transversal del caracol va disminuyendo gradualmente ya que el caudal también decrece a medida que avanza a lo largo del caracol y por lo tanto las pérdidas también disminuyen. El caracol tiene una forma tal que no existan cambios de velocidad de flujo en su recorrido.

Generalmente para pequeñas centrales hidroeléctricas el caracol es construido de metal y con una sección circular de diámetro variable. La velocidad del flujo en el caracol, c_e varía según el material del que sea construido el caracol.

La velocidad para una cámara espiral de metal se define con la siguiente expresión empírica (Diez, 2009):

$$c_e = 0,18 + 0,28 * \sqrt{2 * g * H_n}$$

Ecuación 2.20

Para una cámara espiral de concreto la velocidad debe cumplir la siguiente condición (Diez, 2009):

$$c_e \leq 0,13 * \sqrt{2 * g * H_n}$$

Ecuación 2.21

Generalmente para la construcción de la cámara en espiral se considera el cálculo de 6 hasta 8 diámetros que varían para obtener la geometría correcta del caracol.

Como valor de partida se supone que el caracol se dividirá en 8 secciones o tramos, lo que significa que cada uno de ellos cubre el desarrollo de un ángulo central de 45°.

Según la ecuación de continuidad el caudal que pasa por cada sección se define con la siguiente ecuación:

$$Q = A_i * c_e$$

Ecuación 2.22

Donde:

A_i: es el área de la sección i.

C_e: es la velocidad del agua dentro de la cámara en espiral.

$$A_i = \frac{\pi * d_i^2}{4}$$

Ecuación 2.23

Para el cálculo del primer diámetro se reemplaza el área en la ecuación del caudal se obtiene:

$$Q = \frac{\pi * d_1^2}{4} * c_e$$

Ecuación 2.24

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * c_e}} = 1,1284 \sqrt{\frac{Q}{c_e}}$$

Ecuación 2.25

Debido a que la velocidad del flujo es la misma y la sección cambia progresivamente se define que por la sección 2 circula únicamente $\frac{7}{8}$ de Q y por la sección 3 circula $\frac{3}{4}$ de Q y así sucesivamente. Por lo tanto y análogamente al caso del diámetro 1 se definen los diámetros de las demás secciones:

$$d_2 = \sqrt{\frac{7 * 4 * Q}{8 * \pi * c_e}} = \sqrt{\frac{7}{8}} * d_1 = 1,055 \sqrt{\frac{Q}{c_e}}$$

Ecuación 2.26

$$d_3 = \sqrt{\frac{3 * 4 * Q}{4 * \pi * c_e}} = \sqrt{\frac{3}{4}} * d_1 = 0,97 \sqrt{\frac{Q}{c_e}}$$

Ecuación 2.27

$$d_4 = \sqrt{\frac{5 * 4 * Q}{8 * \pi * c_e}} = \sqrt{\frac{5}{8}} * d_1 = 0,892 \sqrt{\frac{Q}{c_e}}$$

Ecuación 2.28

$$d_5 = \sqrt{\frac{1 * 4 * Q}{2 * \pi * c_e}} = \sqrt{\frac{1}{2}} * d_1 = 0,7978 \sqrt{\frac{Q}{c_e}}$$

Ecuación 2.29

$$d_6 = \sqrt{\frac{3 * 4 * Q}{8 * \pi * c_e}} = \sqrt{\frac{3}{8}} * d_1 = 0,6909 \sqrt{\frac{Q}{c_e}}$$

Ecuación 2.30

$$d_7 = \sqrt{\frac{1 * 4 * Q}{4 * \pi * c_e}} = \sqrt{\frac{1}{4}} * d_1 = 0,5642 \sqrt{\frac{Q}{c_e}}$$

Ecuación 2.31

$$d_8 = \sqrt{\frac{1 * 4 * Q}{8 * \pi * c_e}} = \sqrt{\frac{1}{8}} * d_1 = 0,398942 \sqrt{\frac{Q}{c_e}}$$

Ecuación 2.32

El siguiente esquema especifica los diámetros y la ubicación de las secciones definidas.

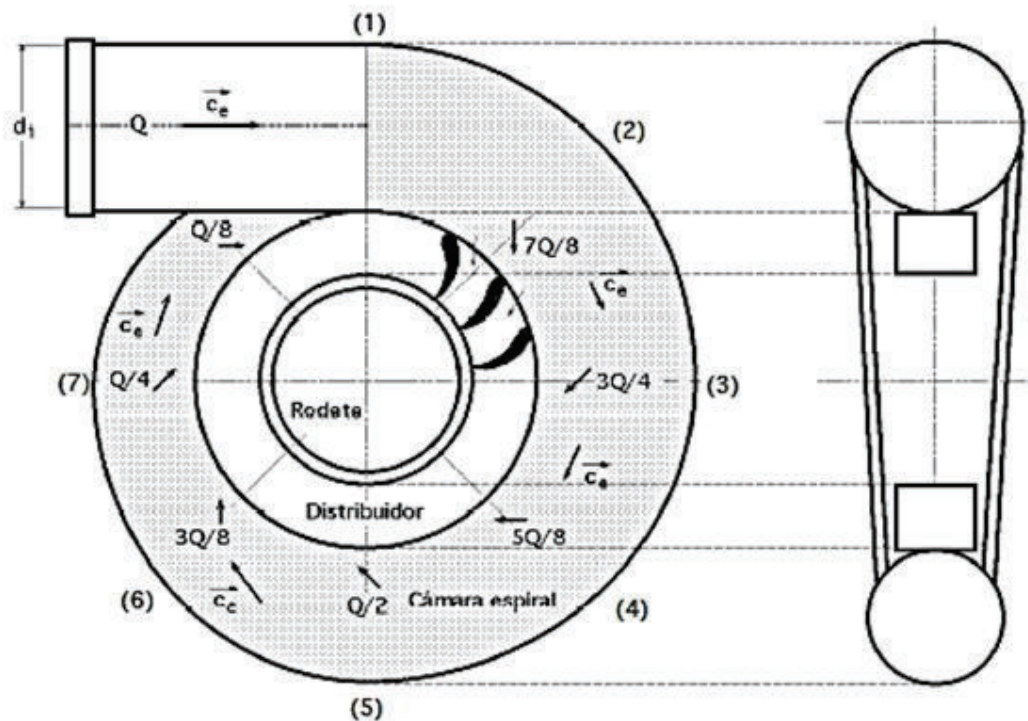


Imagen 2.21: Cámara espiral.

FUENTE: (Diez, 2009)

2.8. DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO DE ASPIRACIÓN.

El tubo de aspiración es un elemento fundamental en todas las turbinas hidráulicas de reacción debido a que cumple varios objetivos, que se detallan a continuación:

- a) Conducir la corriente ordenadamente, después de haber pasado por el rodete, hacia el canal de desagüe.
- b) Recuperar la altura estática de aspiración H_s , generalmente $H_s > 0$ para proteger al grupo turbo-generador. Para recuperar la altura estática basta un tubo de aspiración cilíndrico en el cual se produce una succión a la salida del rodete y en consecuencia el rodete trabaja con una mayor diferencia de presión.
- c) Recuperar la altura dinámica de la corriente a la salida del rodete. Para lograr este objetivo, la forma del tubo de aspiración debe ser un tronco de cono o en su defecto, una forma tal que las secciones transversales al flujo sean gradualmente crecientes, lo que genera una succión a la salida del rodete, debida al efecto aspirador dinámico, este efecto se suma al efecto de succión estático.

En turbinas Francis lentas predomina el efecto de succión estático, mientras que en las turbinas rápidas sucede lo contrario. La carga de velocidad a la salida del rodete es tanto mayor cuanto menor sea la altura neta.

Existen diferentes tipos de geometrías para la sección transversal de un tubo de aspiración. Generalmente en la práctica se tienen dos tipos de tubos de aspiración:

- ✓ *Tubo de aspiración troncocónico recto.*

El tubo de aspiración troncocónico de directriz recta es la mejor geometría, desde el punto de vista de rendimiento, debido a que representa la forma más favorable desde el punto de vista hidráulico para la desaceleración del flujo. Mientras la velocidad específica de la turbina aumenta, también aumenta el efecto aspirador dinámico, lo que significa que es necesario un mayor alargamiento del tubo de aspiración.

El alargamiento se define como la relación entre la longitud de la línea media o eje del tubo de aspiración ℓ y el diámetro de entrada del mismo d_2 .

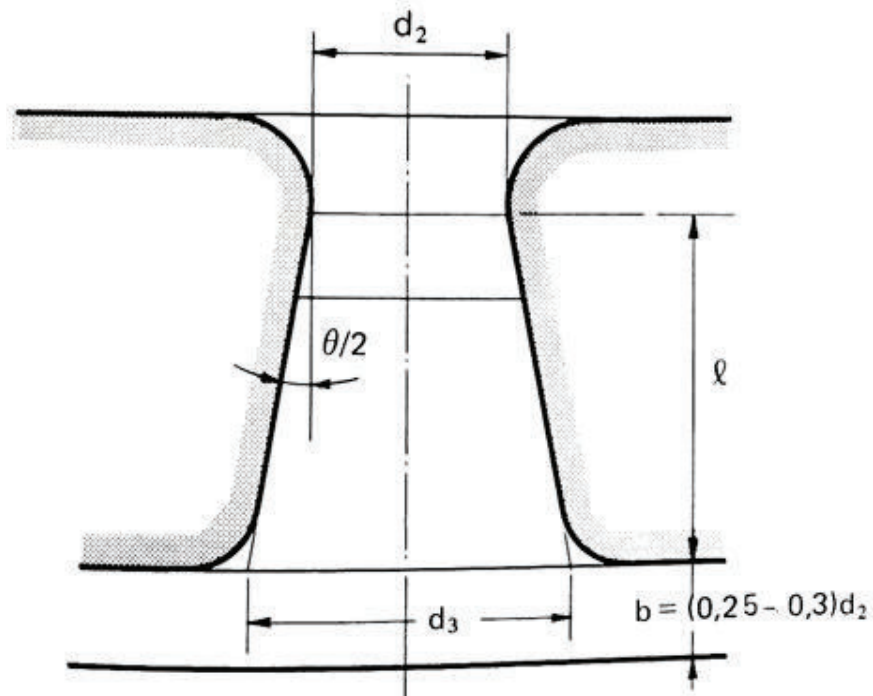


Imagen 2.22: Tubo de aspiración troncocónico con salida abocinada.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009).

Generalmente se recomienda que el alargamiento del tubo de aspiración debe cumplir con la siguiente relación geométrica (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009):

$$\frac{\ell}{d_2} \geq 6$$

Ecuación 2.33

✓ *Tubo de aspiración acodado.*

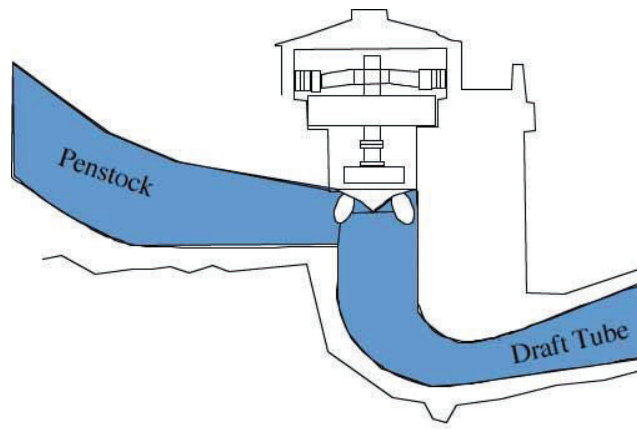


Imagen 2.23: Disposición del tubo de aspiración acodado en una turbina Francis de eje vertical.

FUENTE: http://kike-blogkike.blogspot.com/2009_01_01_archive.html

Generalmente en centrales de gran potencia el tubo de aspiración troncocónico exige un gran volumen de excavación y por lo tanto el costo de la instalación del mismo es muy alto además del constructivo, pues excavaciones profundas en las terrazas cercanas al río representan generalmente importantes dificultades constructivas. Una alternativa para evitar altos costos y excesivas dificultades constructivas es la instalación de un tubo de aspiración acodado.

Este tipo de tubo de aspiración opera con menor rendimiento que el tubo troncocónico recto. Las dimensiones geométricas de un tubo de aspiración acodado deben ser definidas y validadas mediante el estudio en modelos físicos o numéricos, ya que se necesita optimizar su geometría para que las pérdidas de energía que se produzcan en el flujo de descarga desde la turbina sean mínimas.

2.8.1. COEFICIENTE DE CAVITACIÓN.

La cavitación es un fenómeno que puede aparecer en los álabes a la salida del rodete, debido a la presencia de descensos bruscos de presión producidos por las altas velocidades de flujo. El coeficiente de cavitación o coeficiente de Thoma se define con la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{\frac{p_b - p_2}{\rho g} - H_s}{H}$$

Ecuación 2.34

Donde:

σ : Coeficiente de Thoma.

p_b : Presión barométrica o atmosférica del lugar.

p_2 : Presión a la salida del rodete de la turbina, tomando en cuenta un caso crítico se asume que la presión a la salida es igual a la presión de Vaporización del fluido a temperatura ambiente (p_s).

ρg : Peso específico del fluido.

H : Altura neta.

H_s : Altura de aspiración.

El coeficiente de Thoma tiene una relación con el valor de la velocidad específica de la turbina n_s , la misma que se presenta en la siguiente curva (Diez, 2009):

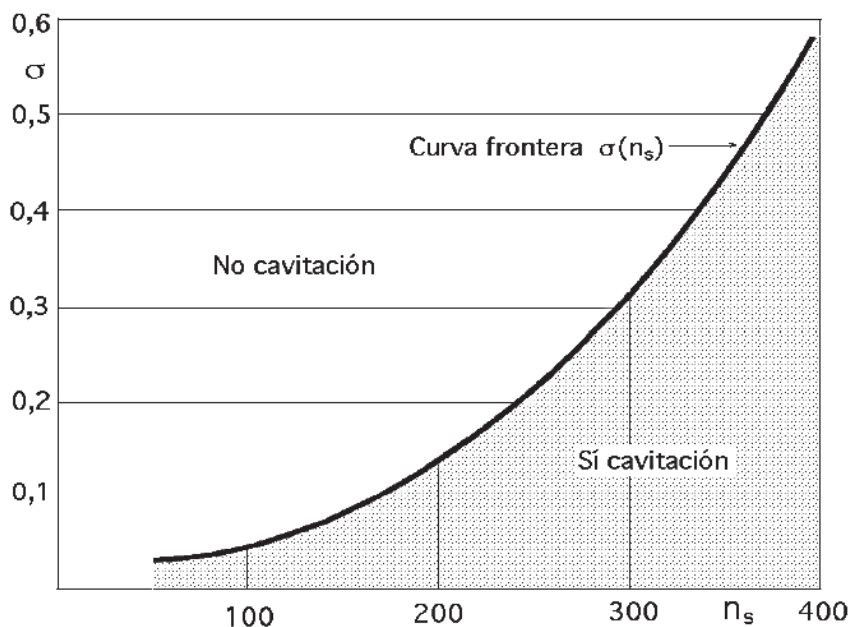


Imagen 2.24: Coeficiente de Thoma

FUENTE: (Diez, 2009)

Para determinar la altura de aspiración máxima es necesario definir en primer lugar el coeficiente de Thoma límite, que se presenta en la siguiente expresión:

$$\sigma_{crítico} = \frac{\frac{p_b - p_s}{\rho g} - H_{s\text{ máx}}}{H}$$

Ecuación 2.35

Despejando la altura de aspiración máxima de la ecuación anterior, se obtiene:

$$H_{s\text{ máx}} = \frac{p_b - p_s}{\rho g} - \sigma_{crítico} * H$$

Ecuación 2.36

La presión de vaporización se la define en función de la presión atmosférica y de la temperatura del agua para el sitio de implantación de la casa de máquinas del proyecto, con ayuda de las tablas disponibles en la literatura técnica

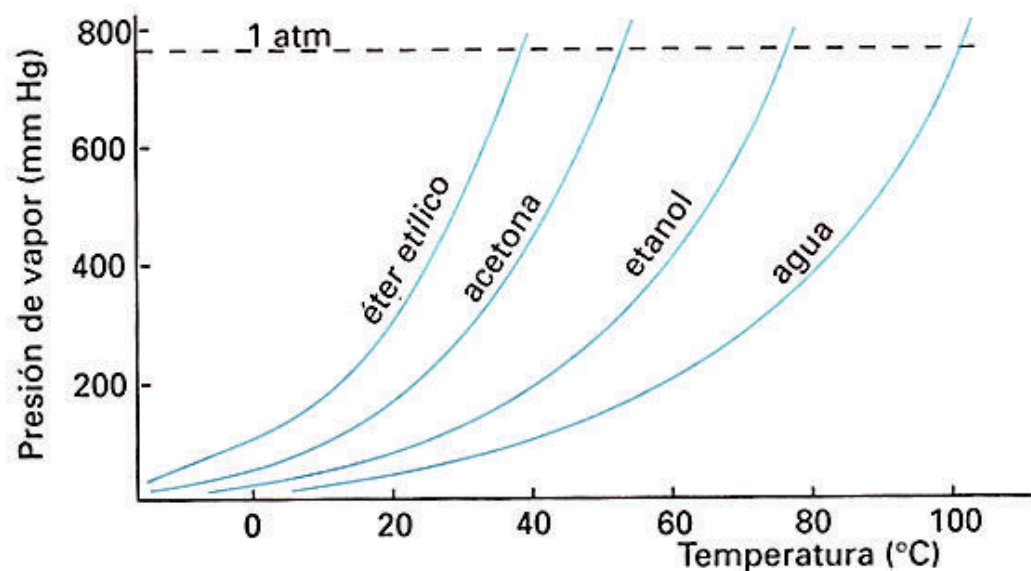


Imagen 2.25: Variación de la presión de vapor en función de la temperatura.

FUENTE: <http://www.comoseresuelvelafisica.com/2012/07/Propiedades-Coligativas-Disminucion-de-la-Presion-de-Vapor.html>

La presión barométrica del lugar se la define según la altitud del sitio. La presión barométrica decrece con la altitud A del sitio considerado, expresada en metros sobre el nivel del mar. Una forma práctica de determinar la carga debida a la presión barométrica es la siguiente (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009):

$$\frac{p_b}{\rho g} = 10 - \frac{A}{900}$$

Ecuación 2.37

La presión de vaporización del agua para temperaturas ambiente normalmente es muy pequeña, lo que significa que la carga de presión de saturación es también muy pequeña. Para casos prácticos es despreciable:

$$\frac{p_s}{\rho g} \approx 0$$

Ecuación 2.38

Para determinar una altura de aspiración máxima se necesita tomar un factor de seguridad que se lo determina según la siguiente gráfica (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009):

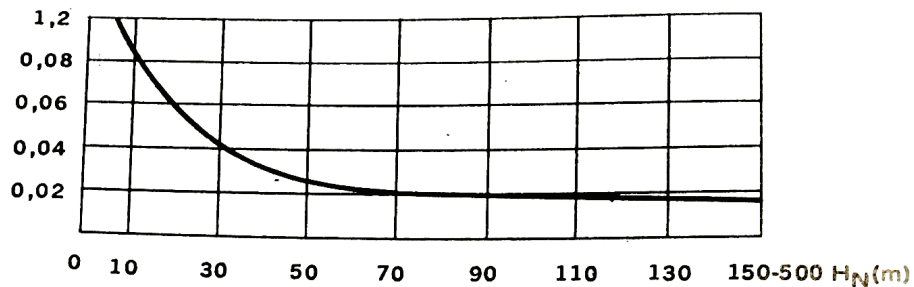


Imagen 2.26: Corrección del coeficiente de cavitación según el salto neto.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

Una vez aplicadas todas las consideraciones mencionadas, la ecuación que define la altura de aspiración máxima, tiene la siguiente forma:

$$H_{s\text{ máx}} = 10 - \frac{A}{900} - (\sigma_{\text{crítico}} + \Delta\sigma) * H$$

Ecuación 2.39

Como una simplificación práctica, generalmente se adopta el valor de 0,1 para el parámetro $\Delta\sigma$. (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

Finalmente, para el dimensionamiento del tubo de aspiración, en la etapa de diseño, la altura de aspiración es el factor que dicta la forma y tipo de tubo de aspiración que se debe construir e instalar para un óptimo funcionamiento de la turbina y de la central.

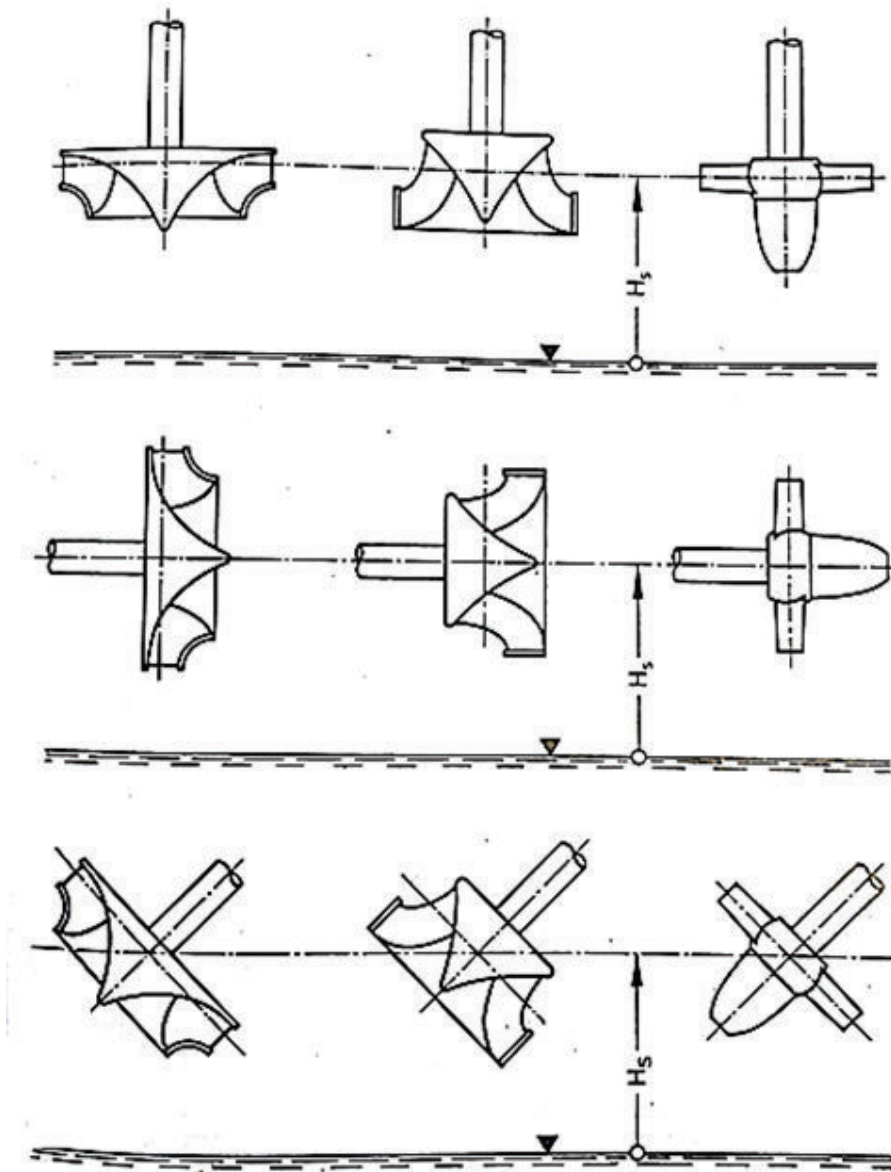


Imagen 2.27: Altura de aspiración para turbinas de reacción.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

CAPITULO III

3. DESARROLLO DE LA HOJA DE CÁLCULO.

3.1. DATOS DE INGRESO

El dimensionamiento de una turbina se inicia analizando los datos hidrológicos y topográficos disponibles para el aprovechamiento hidroeléctrico. A continuación se presentan los parámetros básicos que deben ser ingresados en la hoja de cálculo así como las consideraciones fundamentales que deben ser analizadas para el dimensionamiento de la turbina.

3.1.1. Caudal de diseño

La disponibilidad hidrológica para una central hidroeléctrica, en la que no existe regulación, debe considerar: (i) los caudales naturales producidos en la cuenca de aporte hasta el tramo de derivación, (ii) los caudales legalmente adjudicados en el tramo superior al de derivación y (iii) el caudal ecológico definido para el tramo inferior al de derivación, de conformidad con la establecido en el marco legal vigente para el uso y aprovechamiento del recurso hídrico en el Ecuador. (Secretaría del agua (EC), s.f.)

Los caudales naturales son normalmente definidos con ayuda del estudio hidrológico y estos resultados específicamente se presentan en la curva de duración de caudales en la que se define un porcentaje de excedencia para cada valor del caudal, como se observa en la siguiente figura.

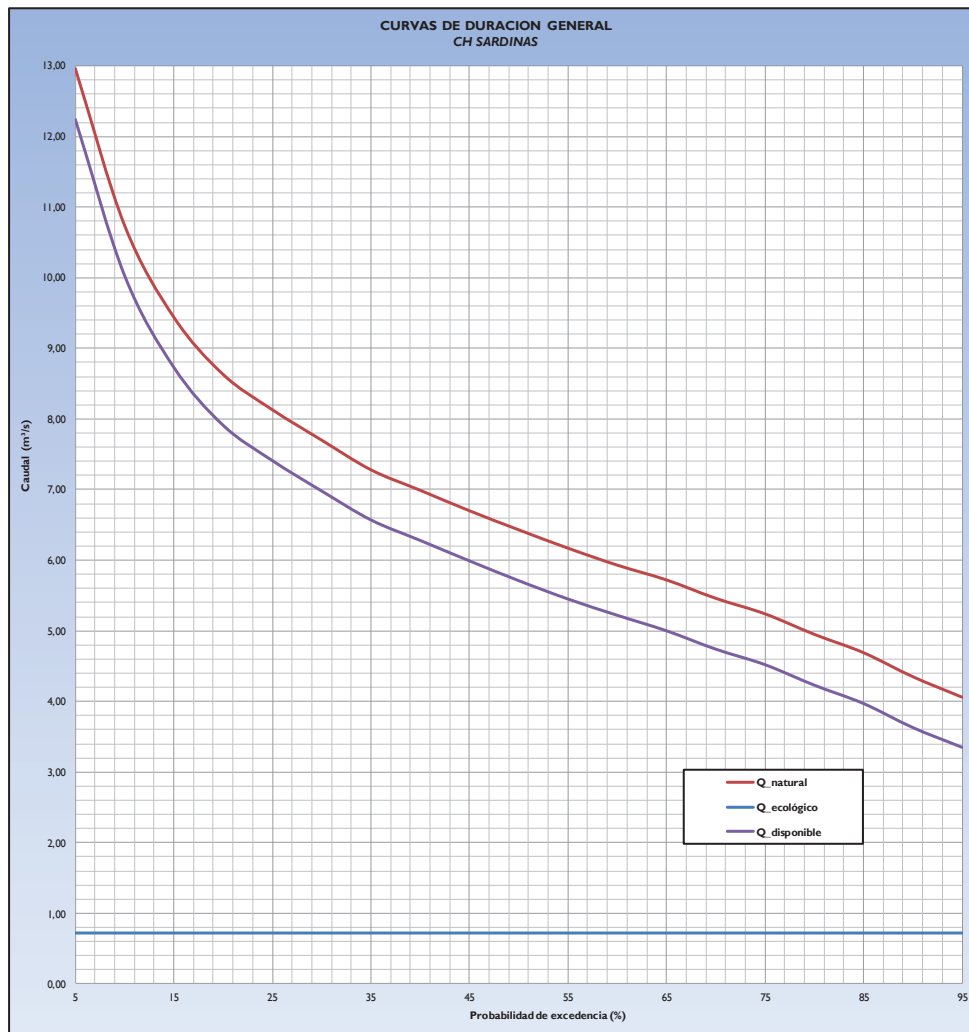


Imagen 3.1: Curvas de duración para el proyecto hidroeléctrico Sardinas. Se presentan las curvas de caudales naturales, la curva de caudal ecológico y la curva de caudal disponible.

FUENTE: (ASTEC-UNITEC, 2013)

La curva de disponibilidad de caudales para el diseño del equipamiento electromecánico de una pequeña central hidroeléctrica corresponde a la curva de caudales naturales medios diarios a los que se han restado los caudales legalmente adjudicados por el SENAGUA en el tramo superior, así como el caudal ecológico requerido para garantizar el mantenimiento de la flora y fauna acuáticas en el tramo inferior al de derivación.

La definición del caudal de diseño para cada proyecto de aprovechamiento hidroeléctrico se realiza a base de un análisis técnico económico, en el que se establecen los siguientes parámetros:

- ✓ Costo de inversión del proyecto en función del caudal. En este ítem se define la variación del costo de construcción e instalación de todos los componentes del proyecto en función del caudal de diseño; es decir, se incluye el costo de las obras civiles y del equipamiento electromecánico, obras de mitigación ambiental y obras de acceso al proyecto. La variación del costo de inversión en función del caudal para cada uno de los componentes del sistema de aprovechamiento hidroeléctrico se representa con una curva creciente con el caudal, pues a mayor caudal mayor costo de inversión en obras civiles, equipamiento electromecánico, obras de mitigación ambiental y probablemente obras de acceso.
- ✓ Costo de energía no generada en función del caudal. Para caudales de diseño menores, se incrementará el costo de energía no generada. En este caso los componentes del sistema de aprovechamiento son dimensionados para caudales con mayores probabilidades de ocurrencia, pero al mismo tiempo no se permite la generación con los caudales más altos, pues la derivación y conducción no aprovecha esta disponibilidad en las épocas húmedas. Es decir se desperdicia la posibilidad de incrementar la generación en las épocas de mayor caudal por el tamaño de las obras civiles. En consecuencia, la curva de variación de este ítem presenta valores máximos para valores pequeños de caudal y decrece con el aumento del mismo.

La combinación de estos dos criterios permite obtener una curva con un valor mínimo que define el caudal de diseño óptimo para cada proyecto, en función de las características particulares de sus componentes así como de la disponibilidad hídrica y su variación en el año.

De conformidad con la experiencia en el diseño y construcción de pequeñas centrales hidroeléctricas en el país (ASTE-UNITEC, 2013), se recomienda que los caudales óptimos de diseño varíen entre los comprendidos entre el $Q_{20\%}$ y el $Q_{30\%}$.

3.1.2. Altura Neta

La altura neta en un aprovechamiento hidroeléctrico se define como la diferencia entre la altura bruta o topográfica y las pérdidas energéticas producidas desde la derivación y la turbina.

Para turbinas Francis la altura bruta o topográfica se define como el desnivel entre la cota de derivación y del nivel de restitución de caudales. Las pérdidas incluyen la producida por la fricción en el movimiento del fluido entre la captación y el ingreso a las turbinas, así como las pérdidas localizadas en cada uno de los cambios geométricos o accesorios existentes en la captación y desarenador, en la conducción a superficie libre o de baja presión, en el tanque de carga o conexión de chimenea de equilibrio y en la tubería de presión, bifurcador o distribuidor de caudales con sus respectivas válvulas de entrada a casa de máquinas.

El diseño de todo aprovechamiento hidroeléctrico busca reducir al mínimo posible el valor total de pérdidas de energía para optimizar el aprovechamiento hidroenergético. El porcentaje que representan las pérdidas de fricción y localizadas con respecto del salto bruto disponible, depende de las características propias de cada proyecto. Normalmente el mayor valor de las pérdidas se produce en el tramo correspondiente a la tubería de presión, por ser este elemento en el que el flujo se mueve con mayor velocidad. Desde el punto de vista hidráulico se recomienda que las pérdidas por fricción sean evaluadas con la aplicación de la ecuación de Darcy-Weisbach, por ser ésta la que permite considerar en todo momento el efecto combinado de la viscosidad y de la rugosidad relativa de los conductos con ayuda del diagrama de Moody.

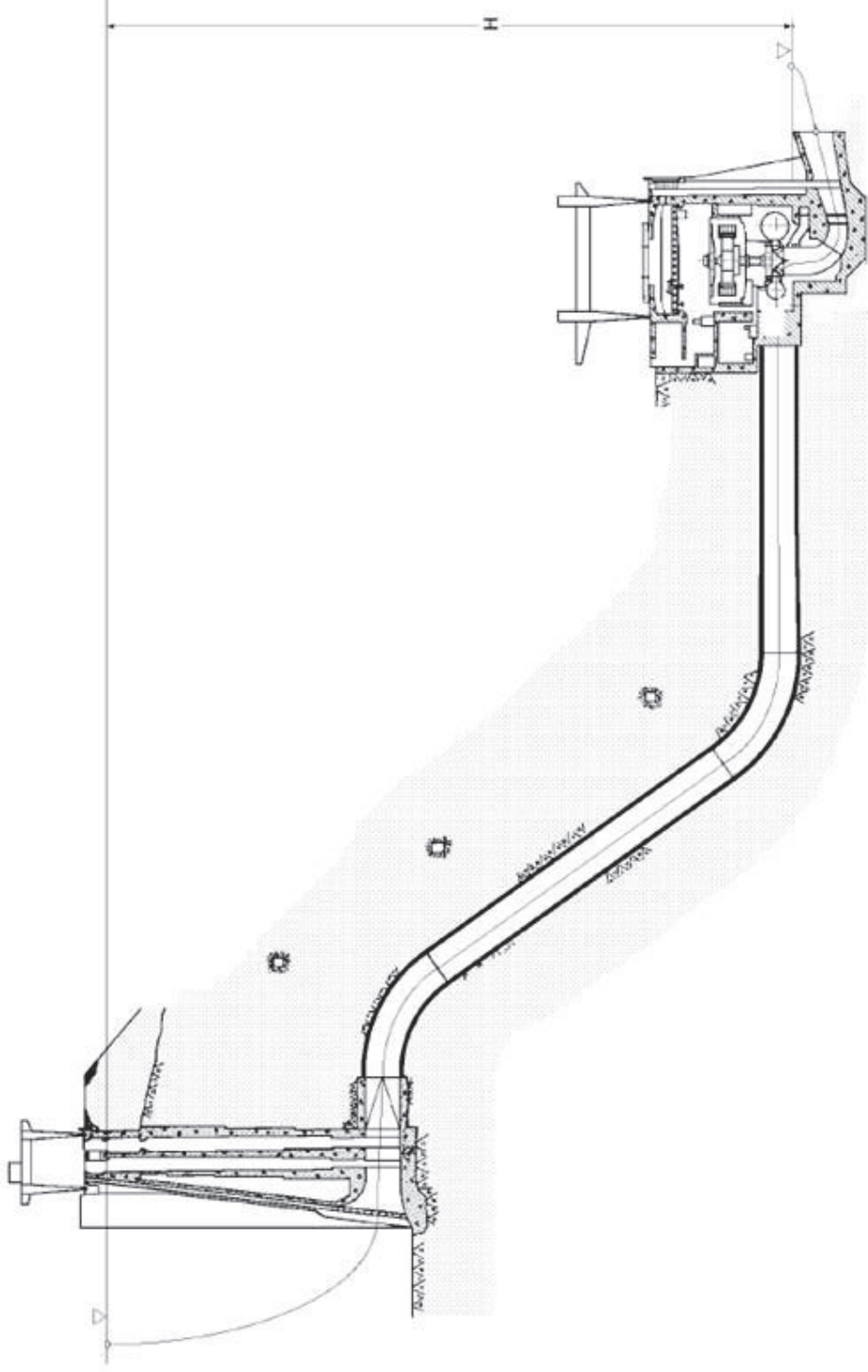


Imagen 3.2: Definición de Altura Bruta

FUENTE: (Diez, 2009)

3.1.3. Eficiencia de la Turbina

La eficiencia se define como la relación entre la energía realmente producida por la turbina considerando el caudal de operación y su respectiva carga neta y la energía teórica para el caudal y carga de diseño.

En la siguiente Figura se presentan los valores de eficiencia, recomendada por los fabricantes, para diferentes tipos de turbinas hidráulicas en función de los caudales de operación. Para la turbina Francis se define como eficiencia promedio el valor referencial del 90%, con el que se inicia el proceso de diseño de la turbina. Este valor incluye el rango en que la turbina Francis operará con eficiencias altas, y por lo tanto se garantizará un funcionamiento adecuado en la máquina.

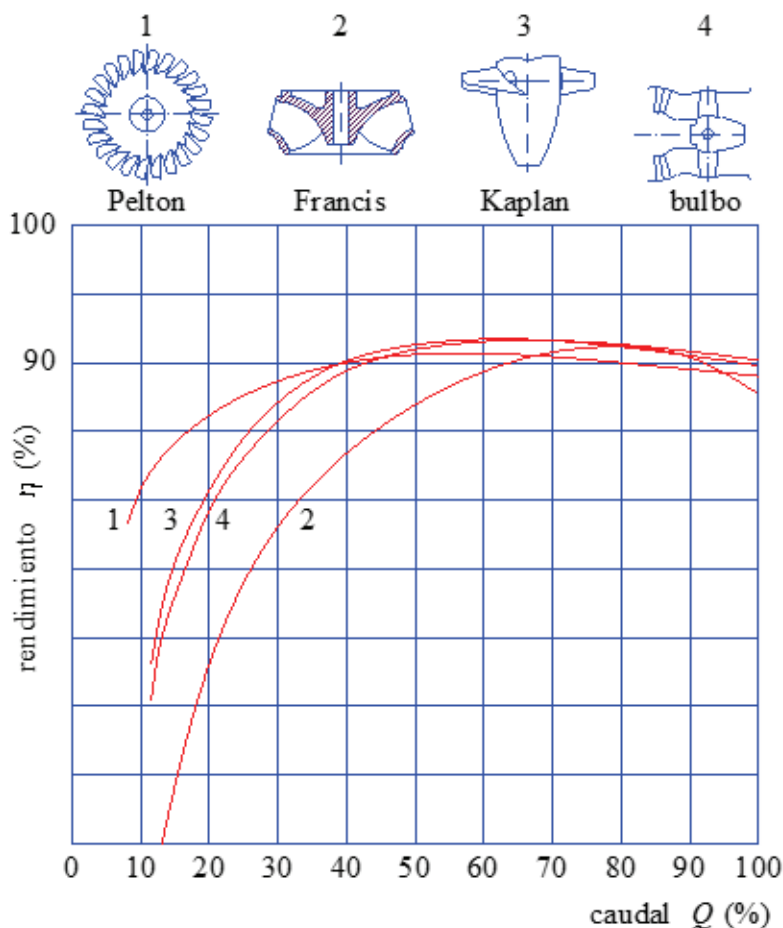


Imagen 3.3: Eficiencia de Turbinas Hidráulicas.

FUENTE: (Vaca, 2014).

Se observa que para el caso de las turbinas Francis, la variación del rendimiento con el caudal de operación mantiene valores cercanos al valor promedio adoptado en un rango relativamente pequeño que varía entre el 65% y el 95% del caudal nominal.

3.1.4. Rendimiento del generador.

Los generadores eléctricos trabajan con rendimientos que oscilan entre 93% hasta 98.5% en condiciones de funcionamiento normal.

3.1.5. Selección Del Número De Unidades turbo-generadoras

Normalmente la hidrología de todo cuerpo hídrico presenta una distribución variable de caudales a lo largo del año. Esta característica exige que se instalen varias unidades de generación cuyo funcionamiento en paralelo permitirá la flexibilidad suficiente para garantizar un óptimo aprovechamiento de los caudales disponibles en el tramo de derivación. Sin embargo, hay que tener en cuenta que la implementación de muchos grupos turbogeneradores aumentará significativamente el costo del Proyecto.

Por lo tanto, el número de unidades que se instalen debe ser seleccionado a base de un análisis técnico económico, tomando en cuenta, por un lado, los beneficios obtenidos con la mayor flexibilidad que brinda el mayor número de turbinas, y por otro lado, la mayor inversión inicial que esto exige. En el diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas con potencias instaladas inferiores o iguales a 10 MW, normalmente no resulta justificable seleccionar más de dos grupos de turbina-generador, por el costo de inversión inicial; sin embargo, tampoco es recomendable diseñar el aprovechamiento con una sola turbina, pues el rango de caudales en que ya no es posible operar dentro de parámetros técnicos adecuados, se amplía considerablemente. Esto implica una fuerte reducción en los beneficios esperados en el proyecto. La recomendación general para la elección del número de turbinas, más aun si el proyecto requiere implementar turbinas Francis, es adoptar un número mínimo de dos turbinas similares, con lo que la inversión inicial no se incrementa demasiado y se obtiene una producción energética suficientemente alta, adaptándose de mejor manera a la disponibilidad hídrica y permitiendo al mismo tiempo programar las labores de mantenimiento rutinario y correctivo, si

fuera necesario, sin producir déficits importantes en la producción energética o beneficios de la central.

De manera general, las ventajas de implementar dos turbinas en pequeñas centrales hidroeléctricas son las siguientes:

- ✓ Es posible optimizar el aprovechamiento de los caudales disponibles a lo largo del año, considerando su típica distribución variable en el tiempo.
- ✓ Permite programar de mejor manera la operación de las unidades, dentro de eficiencias y regímenes de funcionamiento adecuados para evitar que las turbinas salgan de operación por bajo caudal.
- ✓ Permite planificar el mantenimiento preventivo de las unidades así como las reparaciones mayores programadas en cada turbina fuera de línea, mientras la otra unidad sigue operando.
- ✓ Se incrementa considerablemente la confiabilidad operacional.
- ✓ Se alcanza mayor vida útil de los elementos rotatorios, debido a que su operación es alternada para ajustarse al régimen variable de caudales disponibles.
- ✓ Se requieren accesorios, válvulas, sensores y mecanismos de controles de menor tamaño, capacidad y costo unitario, lo que resulta ventajoso para el mantenimiento durante la vida útil del proyecto.
- ✓ Permite elevar el factor de planta de la central, lo que significa que la producción de energía e ingresos se incrementan. Se recupera la inversión en menor plazo.
- ✓ Mayor facilidad de fabricación y transporte e instalación de elementos rotatorios de una sola pieza, por el menor tamaño.
- ✓ Requiere menores capitales de reposición.

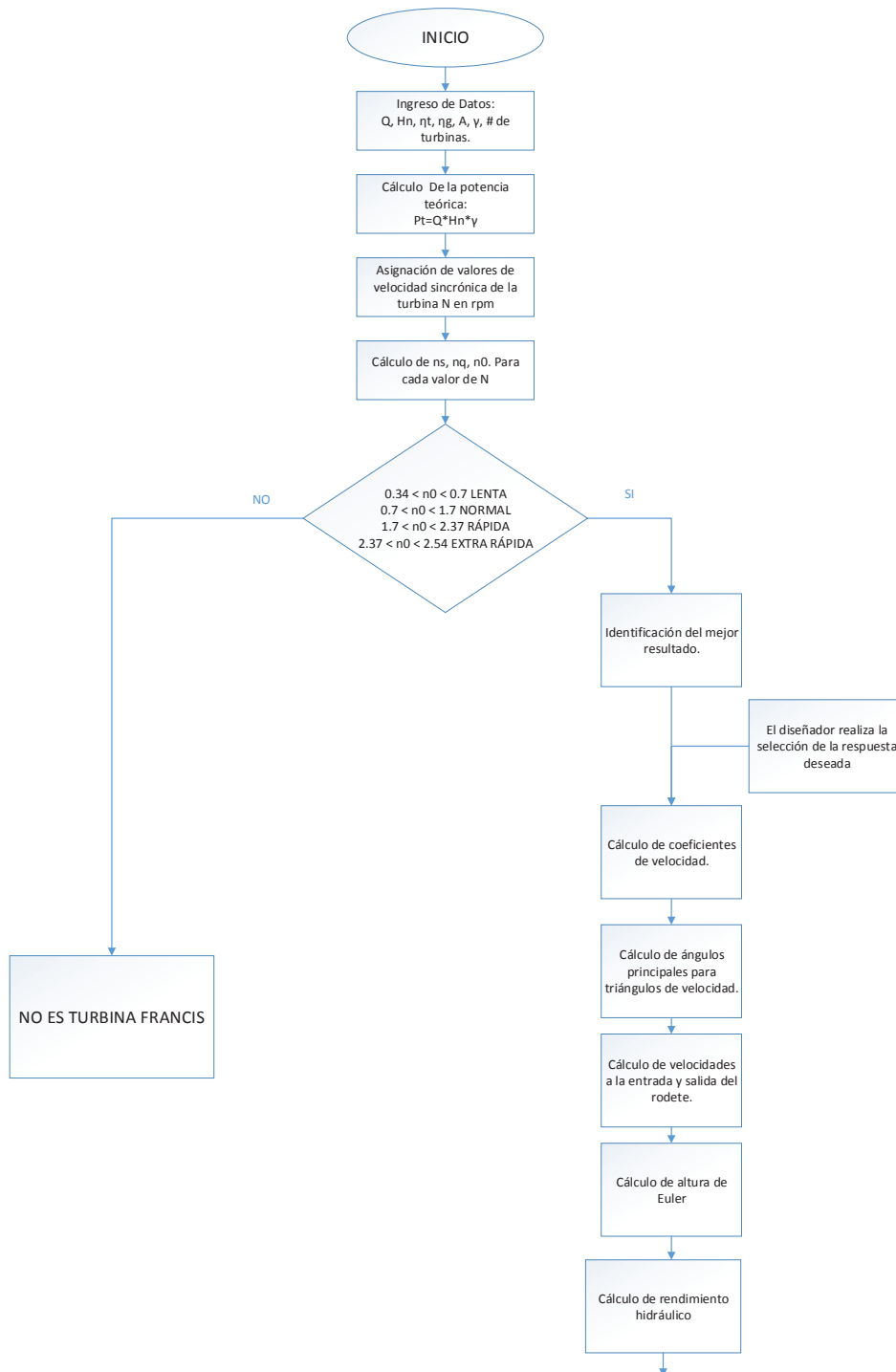
Las desventajas del uso de dos turbinas con respecto a una sola son:

- Se incrementa el costo del Proyecto, por ser dos unidades turbina-generator y componentes funcionales y de control.
- Se requiere mayor espacio en la casa de máquinas.
- Se incrementan otros costos como: transporte, instalación, montaje, pruebas y seguros.

Las ventajas y desventajas citadas anteriormente justifican la selección de dos turbinas para el caso general de diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas.

3.2. DIAGRAMA DE FLUJO.

La hoja de cálculo desarrollada trabaja según el siguiente diagrama de flujo:



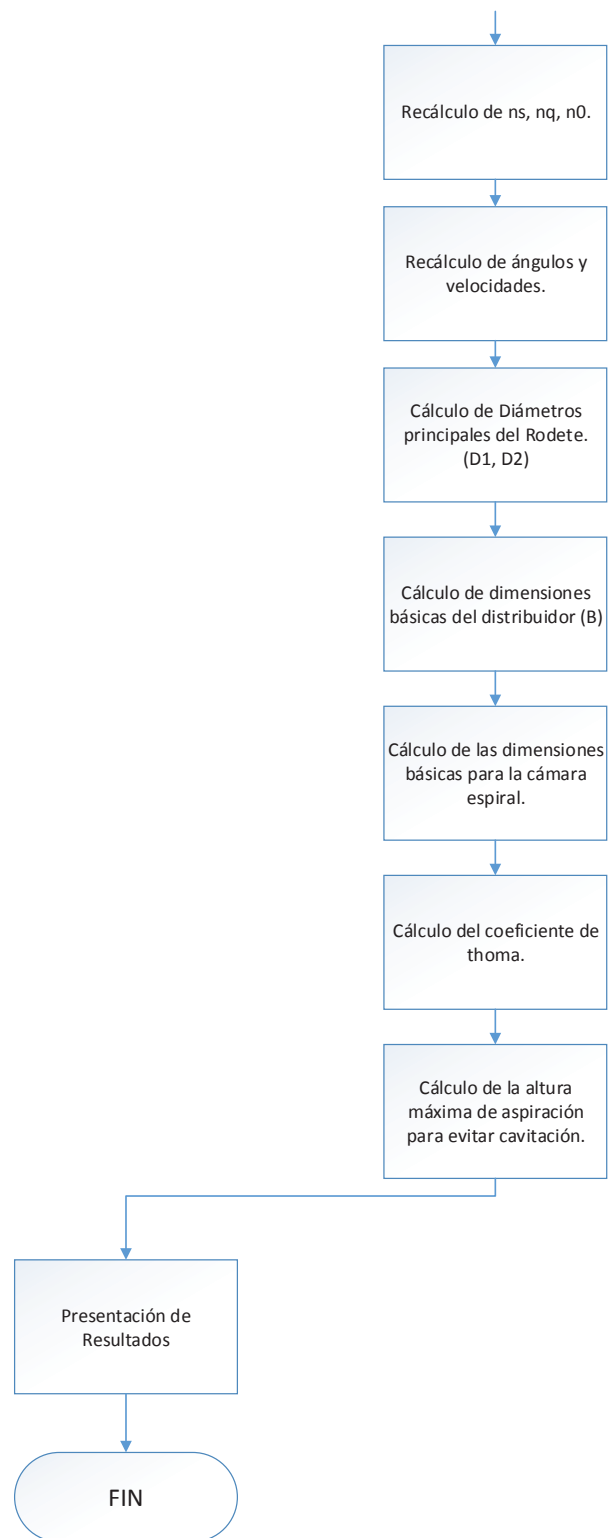


Imagen 3.4: Diagrama de Flujo.

FUENTE: Propia.

3.3. HOJA DE CÁLCULO.

La hoja de cálculo ha sido elaborada separándola en 7 partes:

- 1) Descripción.
- 2) Ingreso de Datos.
- 3) Selección de las turbinas.
- 4) Cálculo de coeficientes de velocidad y demás parámetros.
- 5) Cálculos de velocidades y cálculo de rendimiento hidráulico.
- 6) Reajuste del cálculo de velocidades y determinación de dimensiones reales.
- 7) Resultados.

3.3.1. Descripción.

En esta sección de la hoja de cálculo se encuentra una breve y clara descripción de las funciones de la hoja de cálculo y la nomenclatura usada en la misma.

3.3.2. Ingreso de datos.

El ingreso de datos generales del proyecto se lo realiza a través de la siguiente tabla:

Tabla 3.1: Tabla de ingreso de Datos Generales del Proyecto.

Datos Iniciales		
Parámetro	Unidades	Valor
Caudal Q	[m ³ /s]	
Carga neta H	[m]	
Altitud casa de máquinas	m.s.n.m.	
Peso específico del agua	[KN/m ³]	
Potencia nominal P _n	[kW]	
# de turbinas		
Eficiencia de la turbina η_t		
Eficiencia del generador η_g		

FUENTE: Propia

3.3.3. Selección de la turbina.

Para la selección del tipo de turbina Francis en primer lugar se considera diferentes valores de velocidad sincrónica N . Con los parámetros ingresados en la Tabla de Datos Generales del Proyecto, que se indicó en la sección anterior, se calcula para cada valor de N dado, sus respectivos valores de velocidades específicas n_s , n_q , y n_0 .

La selección del tipo de turbina Francis se realiza mediante la comparación del valor obtenido con los valores referenciales de n_0 presentados en la **Tabla 2.2**. Una vez definido el tipo de turbina en función del valor de velocidad sincrónica N dado, se determina qué valor de velocidad sincrónica es el adecuado, tomando en cuenta que el valor de n_0 debe estar muy cercano al valor medio del rango de n_0 .

El tipo de turbina Francis en función del valor de la velocidad específica adimensional n_0 así como el valor referencial para cada tipo se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 3.2: Tipo de Turbina Francis en función de n_0 .

Tipos de Turbinas Francis			
n_0			Tipo
Valor referencial	Desde	Hasta	
0.52	0.34	0.7	Lenta
1.2	0.7	1.7	Normal
2.035	1.7	2.37	Rápida
2.455	2.37	2.54	Extra Rápida

FUENTE: Propia

Una vez aplicado este concepto se definen varias soluciones probables para el proyecto. El usuario puede escoger la solución que considere más adecuada con lo que, una vez seleccionada esta solución, los valores de n_s , n_q , n_0 y N se presentan en la tabla titulada “Resultados Seleccionados”, que se encuentra junto a la tabla de selección.

Tabla 3.3: Selección de Tipo de Turbina Francis.

numero de unidades	H	Selección del tipo de Turbina													Selección de N	Escoger		
		Qt	nt	ng	N	Pott [Kwatt]	Pot t [CV]	ns	nq	ω	n0	Turbina						
												Tipo de Turbina	Lenta	Normal			Rápida	Extra Rápida
2	97.29	4	0.90	0.94	25	3230	4391	5	2	2.618	0.030	No es Francis	No	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	50	3230	4391	11	3	5.236	0.061	No es Francis	No	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	75	3230	4391	16	5	7.854	0.091	No es Francis	No	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	100	3230	4391	22	6	10.472	0.122	No es Francis	No	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	150	3230	4391	33	10	15.708	0.183	No es Francis	No	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	200	3230	4391	43	13	20.944	0.244	No es Francis	No	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	250	3230	4391	54	16	26.180	0.305	No es Francis	No	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	300	3230	4391	65	19	31.416	0.366	Francis	Sí	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	350	3230	4391	76	23	36.652	0.427	Francis	Sí	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	400	3230	4391	87	26	41.888	0.488	Francis	Sí	No	No	No	OK	
		4	0.90	0.94	450	3230	4391	98	29	47.124	0.549	Francis	Sí	No	No	No	OK	
		4	0.90	0.94	500	3230	4391	108	32	52.360	0.610	Francis	Sí	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	550	3230	4391	119	36	57.596	0.671	Francis	Sí	No	No	No	0	
		4	0.90	0.94	600	3230	4391	130	39	62.832	0.732	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	650	3230	4391	141	42	68.068	0.793	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	700	3230	4391	152	45	73.304	0.854	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	720	3230	4391	156	46	75.398	0.878	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	800	3230	4391	173	52	83.776	0.976	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	850	3230	4391	184	55	89.012	1.037	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	900	3230	4391	195	58	94.248	1.098	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	950	3230	4391	206	61	99.484	1.159	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	1000	3230	4391	217	65	104.720	1.220	Francis	No	Sí	No	No	OK	1.00
		4	0.90	0.94	1050	3230	4391	228	68	109.956	1.281	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	1100	3230	4391	239	71	115.192	1.342	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	1150	3230	4391	249	74	120.428	1.403	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	1200	3230	4391	260	77	125.664	1.464	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	1250	3230	4391	271	81	130.900	1.525	Francis	No	Sí	No	No	0	
		4	0.90	0.94	1300	3230	4391	282	84	136.136	1.586	Francis	No	Sí	No	No	0	
4	0.90	0.94	1350	3230	4391	293	87	141.372	1.647	Francis	No	Sí	No	No	0			
4	0.90	0.94	1400	3230	4391	304	90	146.608	1.708	Francis	No	No	Sí	No	0			
4	0.90	0.94	1450	3230	4391	314	94	151.844	1.769	Francis	No	No	Sí	No	0			
4	0.90	0.94	1500	3230	4391	325	97	157.080	1.830	Francis	No	No	Sí	No	0			
4	0.90	0.94	1550	3230	4391	336	100	162.316	1.891	Francis	No	No	Sí	No	0			
4	0.90	0.94	1600	3230	4391	347	103	167.552	1.952	Francis	No	No	Sí	No	0			
4	0.90	0.94	1650	3230	4391	358	107	172.788	2.013	Francis	No	No	Sí	No	0			

FUENTE: Propia

La tabla de “Resultados Seleccionados” con los valores escogidos se presenta con el siguiente formato:

Tabla 3.4: Presentación de Resultados de la solución escogida.

Resultados Seleccionados	
n_s	
n_q	
n_0	
ω	
N	

FUENTE: Propia.

3.3.4. Cálculo de coeficientes de velocidad y coeficientes necesarios para el diseño.

Para el cálculo de los coeficientes necesarios para el dimensionamiento de la turbina se utilizan los gráficos definidos en el capítulo 2:

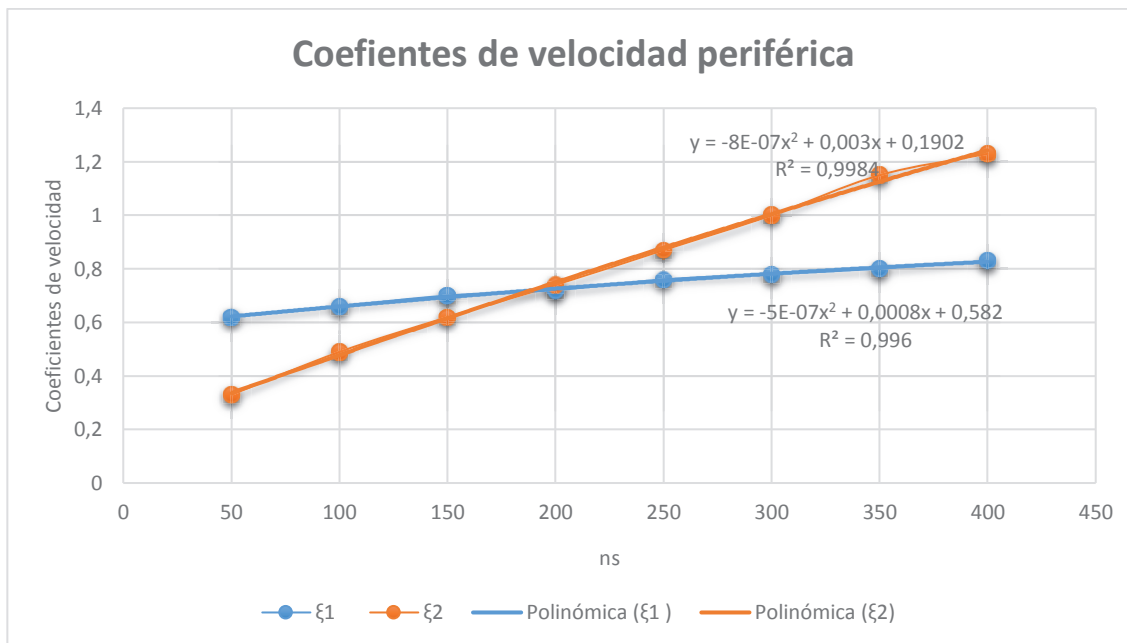


Imagen 3.5: Coeficientes de velocidad periférica a la entrada y salida del rodete como función de n_s

FUENTE: Propia.

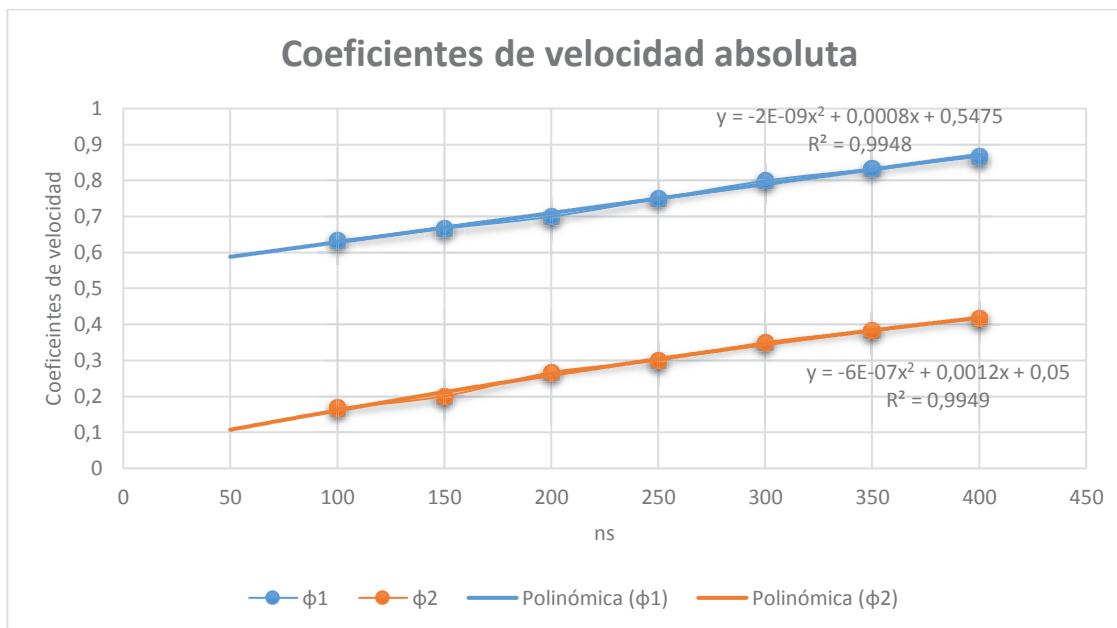


Imagen 3.6: Coeficientes de velocidad absoluta a la entrada y salida del rodete función de n_s .

FUENTE: Propia.

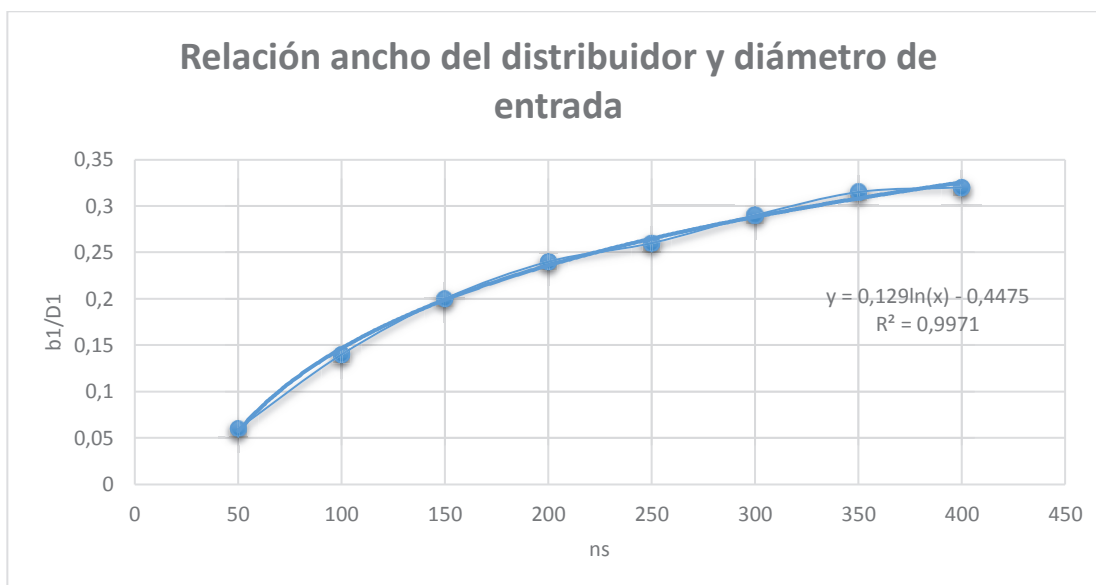


Imagen 3.7: Relación del ancho del distribuidor y el diámetro primitivo del rodete en función de n_s .

FUENTE: Propia.

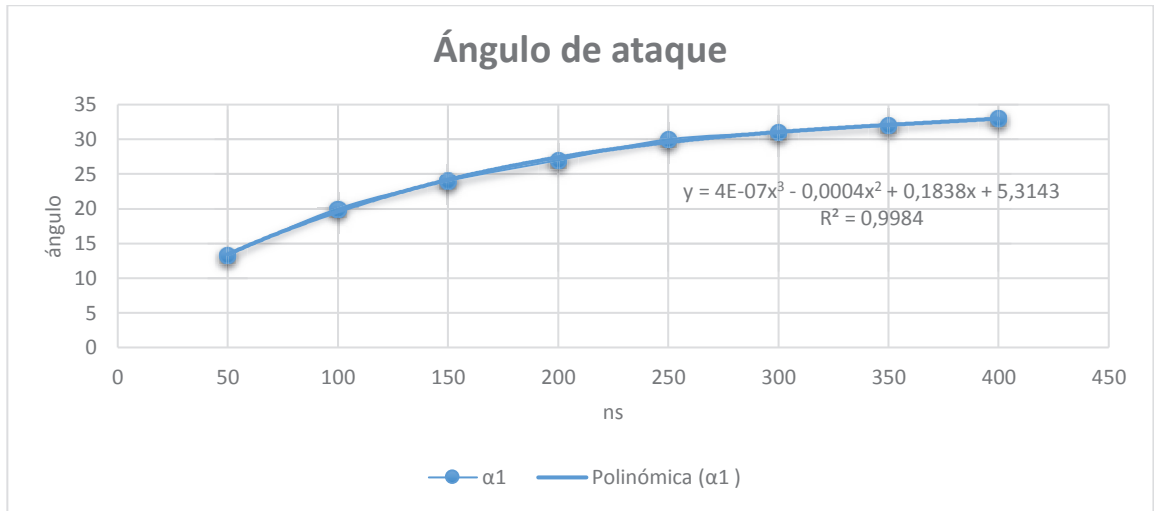


Imagen 3.8: Ángulo de ataque a la entrada del rodete en función de n_s .

FUENTE: Propia.

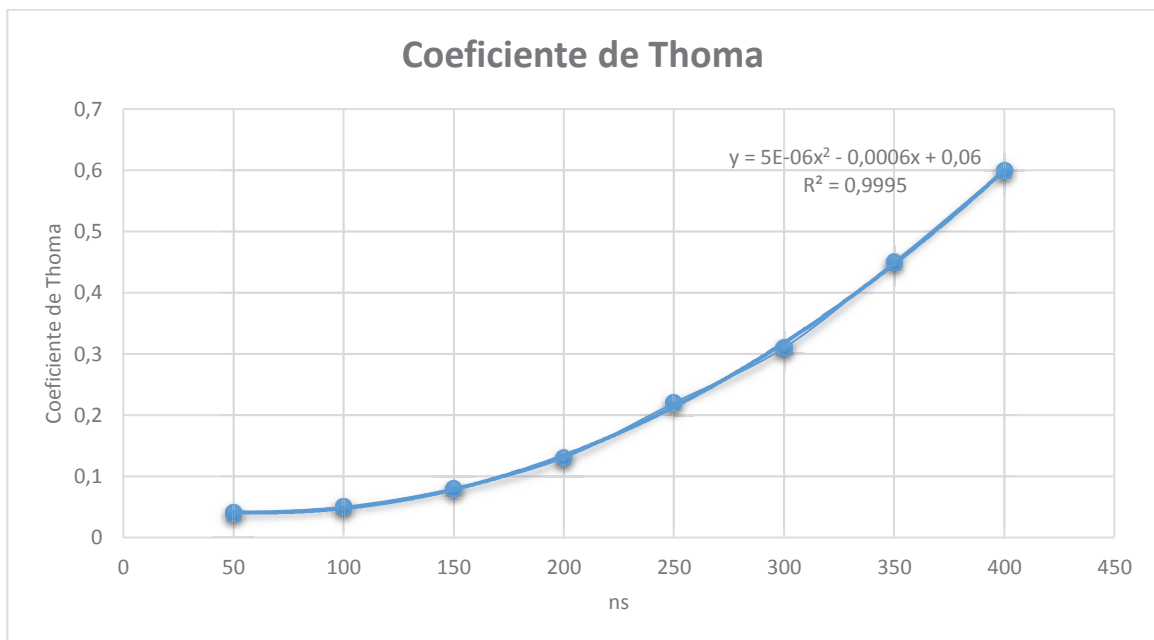


Imagen 3.9: Límite de Coeficiente de Thoma en función de n_s .

FUENTE: Propia.

Para definir el valor de los coeficientes necesarios para el diseño, se han incluido los gráficos mostrados anteriormente en la hoja de cálculo Microsoft Excel mediante la ecuación correspondiente a la respectiva línea de tendencia.

Una vez definidos los coeficientes, éstos son presentados en la siguiente tabla:

Tabla 3.5: Resultados obtenidos de los gráficos presentados.

Resultados							
n_s	ϕ_1	ϕ_2	ξ_1	ξ_2	α_1	$b1/D1$	σ

FUENTE: Propia.

Con los resultados anteriormente definidos se continúa con la siguiente parte del cálculo.

3.3.4.1. Coeficiente de velocidad absoluta a la entrada del rodete.

Al utilizar los valores recomendados por diferentes autores para el coeficiente de velocidad absoluta a la entrada del rodete de una turbina Francis y el uso del gráfico indicado en el texto de Diez, se observa que para valores de n_s mayores a 250 rpm es recomendable utilizar un valor fijo de coeficiente de velocidad absoluta igual a 0.75. Aplicando los valores de coeficiente de velocidad absoluta obtenidos de **Imagen 3.6** Para $n_s > 250$ rpm, se alcanzan valores de la altura de Euler muy alto, lo que determinan rendimientos hidráulicos calculados mayores al 95%, que no son reales ni justificables.

Para valores de n_s que estén entre 150 rpm y 250 rpm, se recomienda la utilización de la curva presentada en el texto de Fernández Diez que corresponde a la **Imagen 3.6** de este documento y que corresponde a la siguiente ecuación $\phi_1 = -2 \times 10^{-9} \cdot n_s^2 + 0,0008 \cdot n_s + 0,5475$ que alcanza valores del coeficiente de correlación R^2 muy cercanos a la unidad. Con estos valores, se obtiene, para el rango de n_s indicado, valores de rendimiento hidráulico apropiados y justificables para la operación de una turbina Francis.

Para valores de n_s entre 50 rpm y 150 rpm, se recomienda usar un valor constante de 0.66 como coeficiente de velocidad absoluta, debido a que si se utilizan valores menores, el rendimiento hidráulico decrece demasiado y el rendimiento obtenido es injustificable e inaceptable.

Cabe recalcar que considerar constante el valor del coeficiente de velocidad para cualquier valor de n_s es poco apropiado, ya que al aumentar la velocidad específica n_s , se supone un aumento de potencia, lo que conlleva a un aumento de caudal.

Por lo tanto, la velocidad absoluta a la entrada, no puede ser la misma para cualquier valor de n_s . En conclusión se recomienda utilizar el siguiente gráfico para definir los valores adecuados de coeficiente de velocidad de entrada en función de n_s :

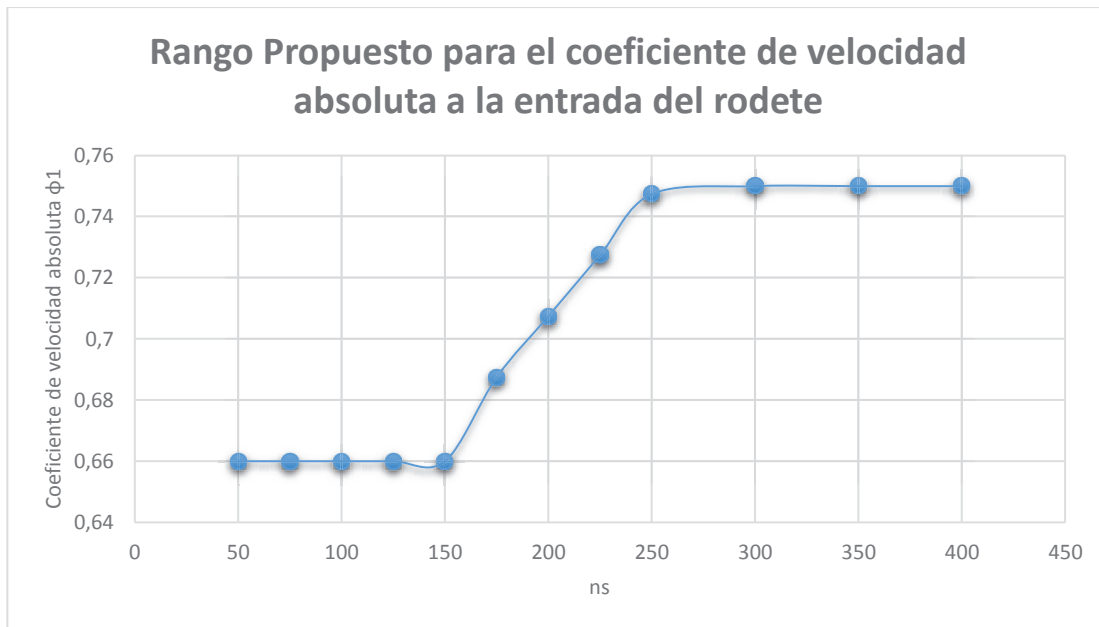


Imagen 3.10: Gráfico recomendado para definir el coeficiente de velocidad a la entrada del rodete.

FUENTE: Propia.

3.3.5. Cálculo de velocidades.

Con los resultados de la parte anterior, se procede a calcular las velocidades con las ecuaciones presentadas en la sección 2.5. Posteriormente con las velocidades obtenidas se realiza el cálculo del rendimiento hidráulico real aplicando la ecuación de Euler.

Tabla 3.6: Alturas de Euler y rendimiento hidráulico calculado.

Parámetros de la Turbina	
Altura de Euler (H_u)	
Altura de Presión (H_p)	
Altura dinámica (H_d)	
Grado de Reacción (GR)	
Rendimiento hidráulico $\eta_{hid \text{ real}}$	
Potencia $P_{efectiva}$	

FUENTE: Propia

Con el rendimiento calculado se recalcula la potencia y se ajustan los valores de n_s y por lo tanto se ajustan los valores de los coeficientes de velocidad.

3.3.6. Cálculo de Dimensiones.

Al ajustar los valores de los coeficientes de velocidad y por lo tanto de las velocidades, se procede a calcular las dimensiones de las diferentes partes de la turbina.

3.3.7. Resultados.

La hoja de resultados presenta todos los valores principales para el diseño de la turbina y la información necesaria para una proyección del tamaño de la instalación en casa de máquinas.

Tabla 3.7: Resultados de los parámetros principales de la turbina.

Datos Principales		
Parametros	Unidad	Valor
# de unidades		
Gravedad	[m/s ²]	
H Altura neta	[m]	
Caudal unitario (Qt)	[m ³ /s]	
Potencia teórica (Pott)	[Kwatt]	
Potencia Teórica (Pot)	[CV]	
Número específico de revoluciones (ns)	rpm	
Velocidad sincrónica (N)	rpm	
Rendimiento de la turbina (nt)		
Rendimiento del generador (ng)		
Altura de Euler (Hu)	[m]	
Altura de Presión (Hp)	[m]	
Altura dinámica (Hd)	[m]	
Grado de Reacción (GR)		

FUENTE: Propia.

Para definir con claridad los resultados de las velocidades calculadas se detalla la nomenclatura.

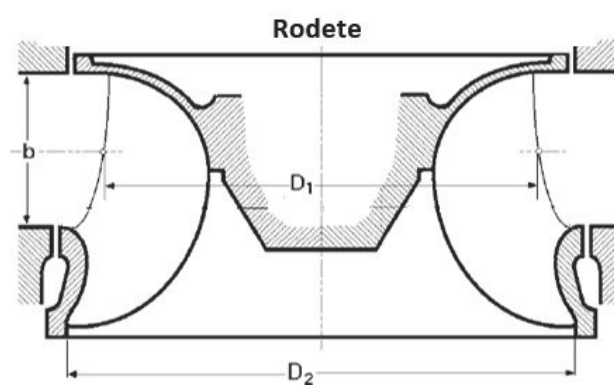
- ✓ El subíndice 1 se refiere al ingreso del fluido a la turbomáquina.
- ✓ El subíndice 2 se refiere a la salida del fluido a la turbomáquina.
- ✓ \vec{u} es la velocidad tangencial del rodete.
- ✓ \vec{c} es la velocidad absoluta del agua.
- ✓ \vec{w} es la velocidad relativa del agua.
- ✓ \vec{c}_m es la componente meridional de la velocidad absoluta.
- ✓ \vec{c}_u es la componente periférica velocidad absoluta del agua.
- ✓ α es el ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad tangencial.
- ✓ β es el ángulo entre la velocidad absoluta y la velocidad relativa.

Tabla 3.8: Resultados de velocidades en el rodete de la turbina.

Velocidades		
Entrada		
Parámetros	Unidad	Valor
C1	[m/s]	
u1	[m/s]	
w1	[m/s]	
β_1	°	
α_1	°	
c_{m1}	[m/s]	
c_{u1}	[m/s]	
Salida		
C2	[m/s]	
u2	[m/s]	
w2	[m/s]	
β_2	°	
α_2	°	
c_{u2}	[m/s]	
c_{m2}	[m/s]	

FUENTE: Propia

Las dimensiones calculadas se esquematizan a continuación

**Imagen 3.11:** Esquema de dimensiones del rodete.

FUENTE: (Diez, 2009).

Tabla 3.9: Resultados para las dimensiones del rodete.

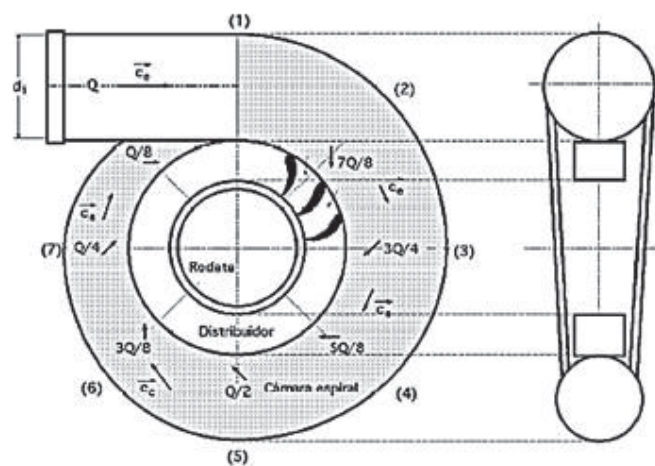
Diámetros Principales del Rodete		
Parámetros	Unidad	Valor
D1	[m]	
D2	[m]	
B/D1		

FUENTE: Propia.

Tabla 3.10: Resultados para las dimensiones de la cámara espiral.

Cámara espiral		
Parámetros	Unidad	Valor
Ce	[m/s]	
d1	[m]	
d2	[m]	
d3	[m]	
d4	[m]	
d5	[m]	
d6	[m]	
d7	[m]	
d8	[m]	

FUENTE: Propia.

**Imagen 3.12:** Esquema de las dimensiones calculadas para la cámara espiral.

FUENTE: (Diez, 2009)

Tabla 3.11: Resultados para el Distribuidor.

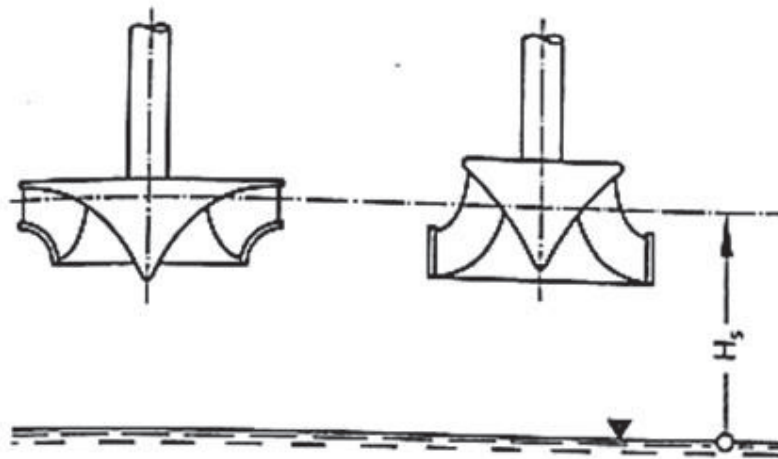
Distribuidor		
Parámetros	Unidad	Valor
B	[m]	
α_1	°	

FUENTE: Propia.

Tabla 3.12: Resultados para el tubo de aspiración.

Tubo de aspiración		
Parámetros	Unidad	Valor
Hs máx	[m]	
σ		

FUENTE: Propia.

**Imagen 3.13:** Esquema de altura de aspiración calculada.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

CAPITULO IV

4. APLICACIÓN DE LA HOJA DE CÁLCULO

4.1. INTRODUCCIÓN.

La hoja de cálculo desarrollada se aplica al diseño de las turbinas para la central hidroeléctrica Sardinas. A continuación se presenta un resumen de las principales características del proyecto, que servirán como base para definir la selección y el dimensionamiento de las turbinas.

La información que se resume a continuación fue obtenida de los respectivos informes de diseño definitivo del proyecto que fue realizado por la asociación ASTEC Cía. LTDA & UNITEC.

4.2. PROYECTO HIDROELÉCTRICO SARDINAS.

El Proyecto Hidroeléctrico “Sardinas”, se ubica en la provincia de Napo, cantón El Chaco, cerca de la población Sardinas



Imagen 4.1: Ubicación General del proyecto.

FUENTE: (ASTEC-UNITEC, 2013)

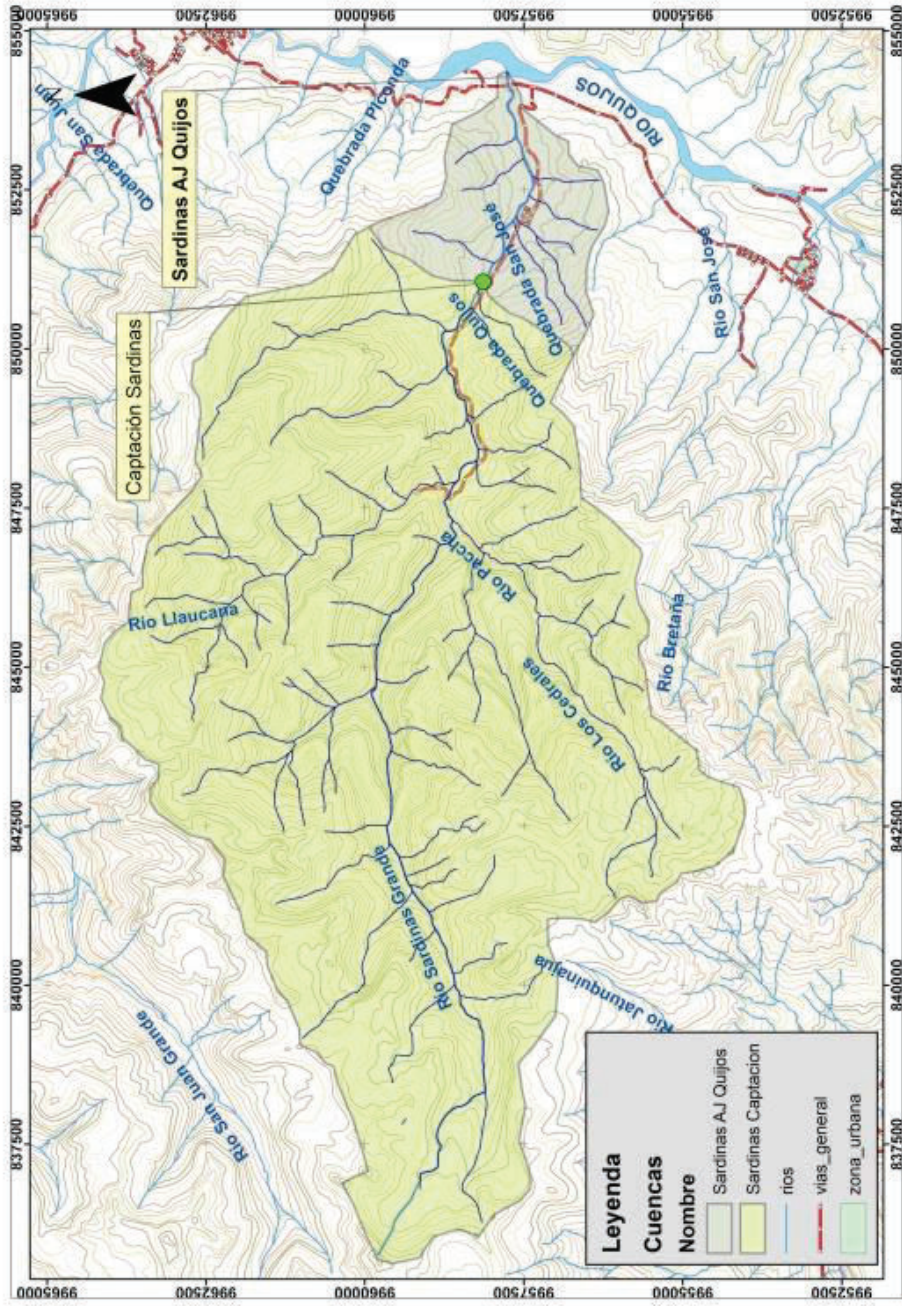


Imagen 4.2: Ubicación específica del proyecto hidroeléctrico sardinas.

FUENTE: (ASTEC-UNITEC, 2013)

La implantación del sitio de toma se ubica en las coordenadas 182954.54 9958235.34, y los datos generales del proyecto se resumen a continuación:

Tabla 4.1: Datos Generales del proyecto hidroeléctrico Sardinas.

Curso natural de captación	Caudal aprovechable m³/s	Caudal de Crecida (100 años de período de retorno) m³/s	Altura Neta de Caída m	Potencia instalada (MW)
Sardinas Grande	8.00	243.76	94.74	6.34

FUENTE: Propia.

El esquema para el aprovechamiento hidroeléctrico a nivel de Diseño Definitivo está conformado a partir de una obra de toma de rejilla de fondo, un desarenador de doble cámara ubicado sobre la margen izquierda del río Sardinas, a una distancia aproximada de 16 m de la obra de captación. La conducción se desarrolla sobre la margen izquierda del río y está conformada por un tramo inicial en canal rectangular abierto seguido de un sifón con tubería de acero de diámetro interno 1400 mm. A continuación de este tramo se desarrolla la conducción a superficie libre hasta el tanque de carga, conformada por una tubería de PVC de 2.20 m de diámetro, que conducirá el caudal del aprovechamiento parcialmente llena. Bajo la consideración de que el talud por donde se desarrolla la conducción presenta pendientes transversales relativamente fuertes se ha dispuesto la tubería de conducción en zanja cubierta en toda su longitud, de tal manera que la vía de acceso y mantenimiento se desarrolla sobre la conducción.

En el tanque de carga se inicia la tubería de presión, de diámetro interno constante e igual a 2000 mm que desciende hasta la casa de máquinas con un desarrollo longitudinal de 510 m. Se prevé la instalación de dos grupos turbogeneradores tipo Francis, cuya descarga se realiza al cauce del río Sardinas a una distancia aproximada de 2.5 km aguas abajo del sitio de captación.

El esquema sobre la fotografía Google es la implantación general del proyecto Sardinas a nivel de Diseño Definitivo:



Imagen 4.3: Implantación general del proyecto sardinas.

FUENTE: Propia.

4.2.1. Descripción General del proyecto

A nivel de Diseño Definitivo el aprovechamiento Sardinas ha sido diseñado para un caudal óptimo definido igual a $8.0 \text{ m}^3/\text{s}$.

Las principales componentes del Aprovechamiento Hidroeléctrico Sardinas y sus características técnicas se resumen a continuación:

- ✓ **La Obra de captación de rejilla de fondo en el río Sardinas**, se ubica a 240 m aguas arriba del puente colgante peatonal existente, y a 320 m aguas arriba del puente vehicular. Está conformada por un perfil tipo Creager cuya cresta se encuentra en la cota 1589.00 msnm. El paramento es vertical y tiene una altura de 3.80 m de altura; El ancho del cierre es de 40 m. El perfil ha sido diseñado para el caudal de crecida centenaria que corresponde $243.76 \text{ m}^3/\text{s}$.

La estructura de disipación de energía al pie está conformada por un cuenco disipador de 2.50 m de profundidad y 20.00 m de longitud seguida de un enrocado de protección de 21.0 m de longitud en el sentido del flujo.

La estructura de cierre se complementa con los muros de encauzamiento y protección de crecidas en el tramo de aproximación y de confinamiento del zampeado y enrocado. La rejilla de captación se dispone sobre el azud junto a la margen izquierda del río Sardinias. El área de la rejilla es de 9.00 x 2.50 m, bajo la cual se ubica la galería de captación que conduce el flujo hacia la cámara desripadora cuya implantación permite direccionar el flujo hacia el desarenador. Al final del desripador se ha dispuesto un vertedero de excesos así como el canal de lavado de sólidos, controlado por una compuerta plana de 1.40 x 1.40 m, a través de la cual se evacúa el caudal de lavado hacia el cauce del río.

- ✓ El **desarenador** tiene como objetivo separar el material sólido con tamaño mayor o igual a 0.2 mm que ha sido captado junto con el caudal líquido derivado en la bocatoma. En el proyecto se ha previsto un desarenador de doble cámara, con lo que se garantiza que las operaciones de limpieza no interferirán en la operación de la central. El tamaño de material sólido que se retiene en el desarenador garantiza que las turbinas no soportarán efectos de abrasión excesivos durante su vida útil.

- ✓ **Conducción**, se desarrolla a lo largo de la margen izquierda del río Sardinias con 2.146 m de longitud con lo que el flujo transita con superficie libre. La sección transversal inicial a la salida del desarenador es una sección rectangular de 2.0 x 1.60 m con pendiente de 0.5% hasta llegar al tanque de entrada del sifón cuya tubería es de acero de 1400 mm. A partir del tanque de salida del sifón la conducción se realiza con una tubería parcialmente llena de 2200 mm de diámetro en PVC enterrada en toda su longitud y con una pendiente constante de 0.1%. La longitud de este tramo es de 1.73 Km, hasta llegar al tanque de carga.

- ✓ **El tanque de carga**, proporciona la conexión necesaria para presurizar el flujo, garantizando al mismo tiempo el volumen requerido para el adecuado funcionamiento de las turbinas. La profundidad del tanque en el tramo donde se inicia la tubería de presión es de 10.00 m, con lo que se garantiza la sumergencia necesaria para impedir el ingreso de aire, para todo el rango de caudales de operación. El tanque dispone de un vertedero de excesos y una compuerta de limpieza que descargan mediante un canal rectangular al cauce de una quebrada existente cerca del tanque de carga. La ubicación del tanque de carga define una separación de 95 m al eje del SOTE, con lo que cumple los retiros reglamentarios exigidos para la infraestructura petrolera.

- ✓ La **Tubería de Presión**, es de acero, de 2.00 m de diámetro interno y una longitud total de 510 m. Desciende desde el tanque de carga hasta el ingreso a la casa de máquinas, sin cambios de alineación en planta. La tubería se dispone enterrada en toda su longitud con recubrimientos de hasta 5 m para cruzar bajo dos pequeñas quebradas existentes y bajo la tubería del SOTE. Las pérdidas de carga calculadas en la tubería de presión incluyen las correspondientes a la fricción y también a las localizadas producidas en los dos codos verticales, el distribuidor o bifurcador así como las reducciones graduales dispuestas al ingreso de casa de máquinas. En la siguiente tabla se presenta un resumen de las pérdidas evaluadas y su cálculo se detallan en los anexos.

Tabla 4.2: Pérdidas de Carga en la tubería de presión.

TIPO	UNIDAD	CANTIDAD
Pérdidas por fricción	m	2.27
Pérdidas Localizadas	m	1.14

FUENTE: Propia.

- ✓ La **Casa de Máquinas**, que se ubica sobre la margen izquierda del río Sardinas. Esta estructura aloja en su interior, dos turbinas tipo Francis cuya

cota en el eje de turbina es la 1580.808. La cota del piso principal se ubica en 1578.58 msnm y se considera como nivel de restitución al correspondiente a la superficie libre del agua definida para el tránsito de la crecida centenaria en el tramo de descarga de la casa de máquinas.

A continuación se indica un esquema total del proyecto, con sus distintas estructuras y obras hidráulicas (ASTECH-UNITEC, 2013).

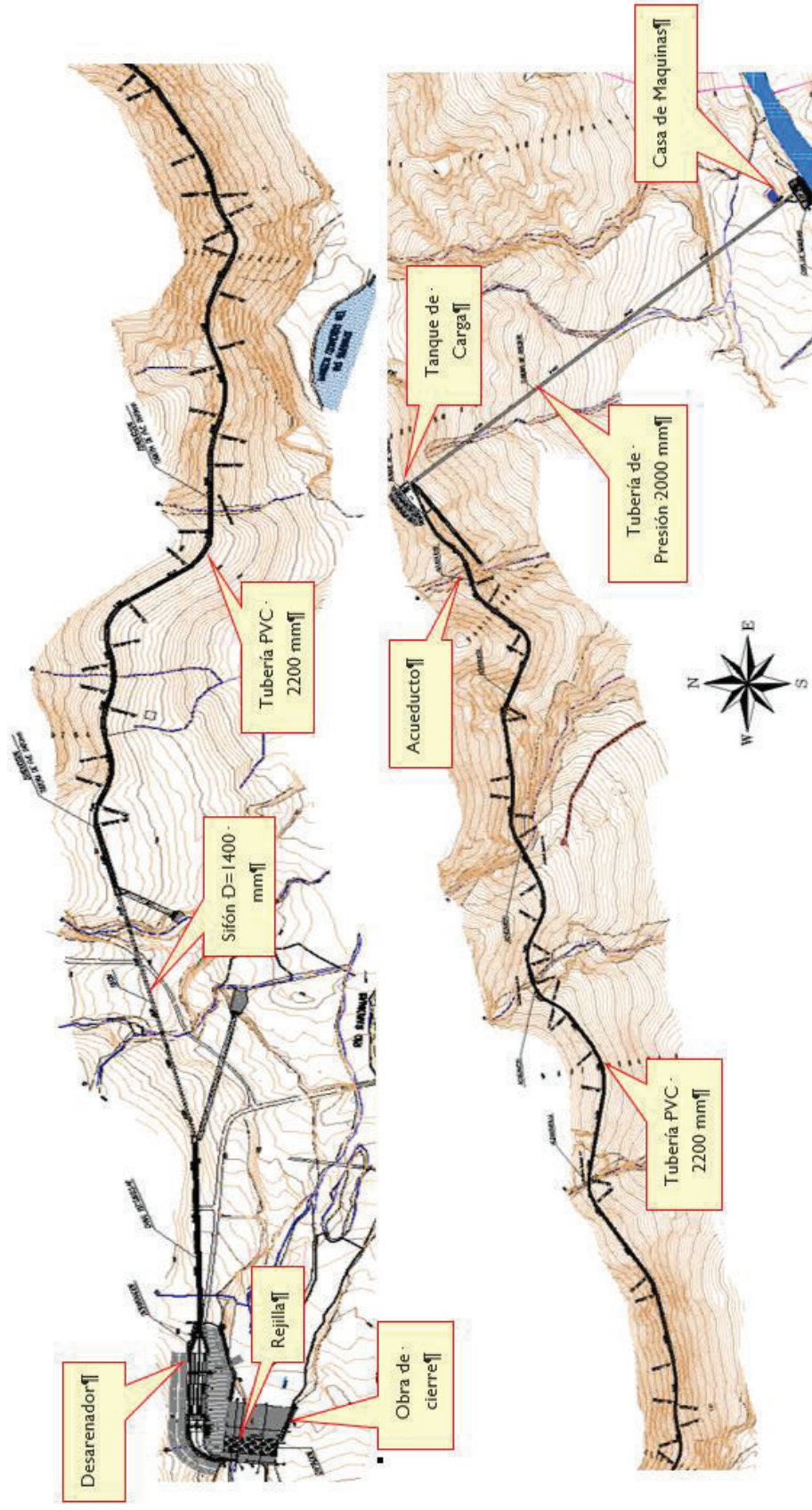


Imagen 4.4: Esquema del proyecto hidroeléctrico Sardinas a nivel de diseño definitivo.

FUENTE: (ASTECC-UNITEC, 2013)

4.3. RESULTADOS PRESENTADOS POR ASTEC-UNITEC

Tabla 4.3: Resultados obtenidos por la asociación ASTEC-UNITEC CIA. Ltda

Parámetro	Unidad	Valor
<i>Caudal ($Q_{DISEÑO}$)</i>	m ³ /s	8,00
<i>Caudal unitario ($Q_{UNITARIO}$)</i>	m ³ /s	4,00
<i>Salto neto (H_{NETO})</i>	m	98,74
<i>Rendimiento Turbina ($\eta_{TURBINA}$)</i>	%	0,894
<i>Rendimiento Generador ($\eta_{GENERADOR}$)</i>	%	0,96
<i>Potencia total (P_{TOTAL})</i>	kW	6643,82
<i>Potencia unitaria ($P_{UNITARIA}$)</i>	kW	3321.91
<i>Tipo de Turbina</i>	-	Francis Horizontal
<i>Número de grupos</i>	-	2
<i>Velocidad de giro Seleccionada ($N_{DISEÑO}$)</i>	rpm	720
<i>Velocidad específica recalculada (N_s)</i>	P(kW); H(m)	133.3245185
<i>Coef. de cavitación (σ)</i>		0,074727657
<i>Presión atmosférica – Presión de vapor ($H_a - H_v$)</i>	mca	8,398
<i>Altura de aspiración (H_s)</i>	m	1,02
<i>Coefficiente de velocidad periférica (k_u)</i>		0,643311296
<i>Diámetro rodete (D_3)</i>	m	0,7507
<i>Dimensión del rodete (D_1)</i>	m	0,8324

FUENTE: (ASTEC-UNITEC, 2013)

4.4. FICHA TÉCNICA PARA LA CENTRAL HIDROELÉCTRICA SARDINAS.

Los principales datos del proyecto hidroeléctrico Sardinas se detallan en la siguiente ficha técnica del mismo:

Tabla 4.4: Ficha técnica proyecto hidroeléctrico Sardinas.

<i>FICHA TÉCNICA</i>				
PARÁMETRO	UNIDAD	VALOR		OBSERVACIONES
<i>Provincia</i>	-	Napo		
<i>Cantón</i>	-	Chaco		
<i>Parroquia</i>	-	San Francisco de Borja		
<i>Río</i>	-	Sardinas		
<i>Ubicación</i>	-	2 Km de la Comunidad Sardinas		
<i>Sistema de Coordenadas</i>	-	UTM WGS 84		
<i>Coordenadas de Captación</i>	m	N 9 958	E 182	
<i>Coordenadas Casa de Máquinas</i>	m	N 9 957	E 185	
<i>Cota de Captación</i>	msnm	1685.00		
<i>Cota eje turbina</i>	msnm	1580.81		
<i>Tipo de Proyecto Hidroeléctrico</i>		De pasada		
<i>Área de la Cuenca Aportante</i>	km ²	89.58		
<i>Tipo de Captación</i>		Toma con rejilla de fondo		
<i>Tipo de Conducción</i>	-	Canal rectangular 2.0x1.6m ² Sifón Ø=1400mm		

Tubería PVC Ø=2200mm Longitud total =2143m.		
<i>Caudal de Diseño</i>	m ³ /s	8.00
<i>Caída Neta</i>	m	94.74
<i>Tipo de Turbina</i>		Francis
<i>Energía Media Anual</i>	MWh	42.081
<i>Potencia Instalada</i>	MW	6.34
<i>Factor de planta</i>	%	69.85 %
<i>Costo Total del Proyecto</i>	US \$	16'291.471,54
<i>Costo del kW instalado</i>	US \$	2,784
<i>Tasa Interna de Retorno, TIR:</i>	%	24.77
<i>Valor Actual Neto (VAN USD):</i>	US \$	7'293.961
<i>Relación Beneficio Costo, RBC:</i>		1.27

Nota: Costo Total del Proyecto no incluye el valor del I.V.A

FUENTE: (ASTEC-UNITEC, 2013)

4.5. APLICACIÓN HOJA DE CÁLCULO.

Con los datos presentados en la sección anterior se procede al ingreso de la información en la hoja de cálculo:

Tabla 4.5: Tabla de Datos iniciales para el proyecto hidroeléctrico Sardinias.

Datos Iniciales		
Parámetro	Unidades	Valor
Q	[m ³ /s]	8
H	[m]	98,74
Altitud	m.s.n.m.	1580,81
Peso específico	[KN/m ³]	9,81
P _n	[Kwatt]	7749,12
# de turbinas		2
η _t		0,9
η _g		0,96

FUENTE: Propia.

Una vez ingresados los datos de diseño se procede a la selección de la turbina que corresponde a la solución óptima, en la siguiente tabla:

Tabla 4.6: Selección de la turbina para el proyecto hidroeléctrico Sardinias con la aplicación de la hoja de cálculo elaborada.

numero de unidades	H	Qt	nt	ng	N	Pott [Kwatt]	Pot t [CV]	Selección del tipo de Turbina				Turbina			Selección de N	Escoger	
								ns	nq	w	n0	Tipo de Turbina					Extra Rápida
												Lenta	Normal	Rápida			
		4	0,90	0,96	25	3348	4551	5	2	2,618	0,030	No	No	No	0		
		4	0,90	0,96	50	3348	4551	11	3	5,236	0,060	No	No	No	0		
		4	0,90	0,96	75	3348	4551	16	5	7,854	0,090	No	No	No	0		
		4	0,90	0,96	100	3348	4551	22	6	10,472	0,121	No	No	No	0		
		4	0,90	0,96	150	3348	4551	33	10	15,708	0,181	No	No	No	0		
		4	0,90	0,96	200	3348	4551	43	13	20,944	0,241	No	No	No	0		
		4	0,90	0,96	250	3348	4551	54	16	26,180	0,302	No	No	No	0		
		4	0,90	0,96	300	3348	4551	65	19	31,416	0,362	Sí	No	No	0		
		4	0,90	0,96	350	3348	4551	76	22	36,652	0,422	Sí	No	No	0		
		4	0,90	0,96	400	3348	4551	87	26	41,888	0,482	Sí	No	No	OK		
		4	0,90	0,96	450	3348	4551	98	29	47,124	0,543	Sí	No	No	OK		
		4	0,90	0,96	500	3348	4551	108	32	52,360	0,603	Sí	No	No	0		
		4	0,90	0,96	550	3348	4551	119	35	57,596	0,663	Sí	No	No	0		
		4	0,90	0,96	600	3348	4551	130	38	62,832	0,724	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	650	3348	4551	141	42	68,068	0,784	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	700	3348	4551	152	45	73,304	0,844	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	720	3348	4551	156	46	75,398	0,868	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	800	3348	4551	173	51	83,776	0,965	No	Sí	No	0	1,00	
		4	0,90	0,96	850	3348	4551	184	54	89,012	1,025	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	900	3348	4551	195	57	94,248	1,086	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	950	3348	4551	206	61	99,484	1,146	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1000	3348	4551	217	64	104,720	1,206	No	Sí	No	OK		
		4	0,90	0,96	1050	3348	4551	228	67	109,956	1,267	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1100	3348	4551	238	70	115,192	1,327	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1150	3348	4551	249	73	120,428	1,387	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1200	3348	4551	260	77	125,664	1,447	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1250	3348	4551	271	80	130,900	1,508	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1300	3348	4551	282	83	136,136	1,568	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1350	3348	4551	293	86	141,372	1,628	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1400	3348	4551	303	89	146,608	1,689	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1450	3348	4551	314	93	151,844	1,749	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1500	3348	4551	325	96	157,080	1,809	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1550	3348	4551	336	99	162,316	1,870	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1600	3348	4551	347	102	167,552	1,930	No	Sí	No	0		
		4	0,90	0,96	1650	3348	4551	358	105	172,788	1,990	No	Sí	No	OK		

FUENTE: Propia.

La selección se la realiza colocando el número 1 en la celda junto a la palabra OK. Con la solución escogida, la hoja de cálculo inmediatamente realiza los cálculos y ajustes pertinentes. El usuario puede observar los resultados en la siguiente hoja:

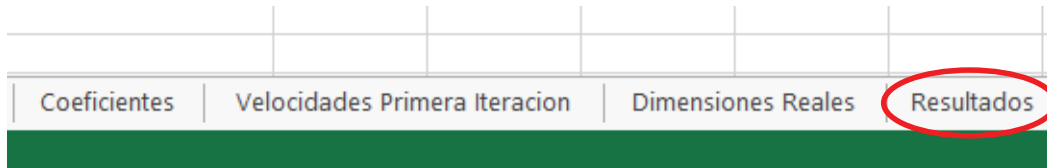


Imagen 4.5: Ubicación de resultados en la hoja de cálculo.

FUENTE: Propia.

Dentro de esta pestaña se encuentran los resultados del diseño:

Tabla 4.7: Datos principales de la turbina.

Datos Principales		
Parametros	Unidad	Valor
# de unidades		2,00
g	[m/s ²]	9,81
H	[m]	98,74
Qt	[m ³ /s]	4,00
Pott	[Kwatt]	3041,52
Pot	[CV]	4135,32
ns	rpm	150,87
N	rpm	720,00
nt		0,84
ng		0,96
Hu	[m]	82,46
Hp	[m]	43,04
Hd	[m]	39,41
GR		0,52

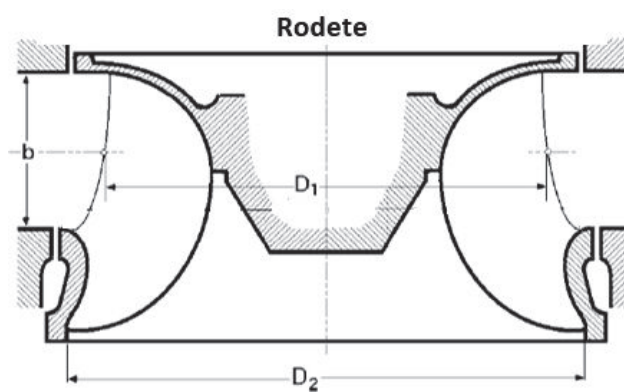
FUENTE: Propia

Tabla 4.8: Velocidades de entrada y salida de la turbina.

Velocidades		
Entrada		
Parametros	Unidad	Valor
C1	[m/s]	29,41
u1	[m/s]	30,43
w1	[m/s]	13,15
β_1	°	73,00
α_1	°	25,31
c_{m1}	[m/s]	12,57
c_{u1}	[m/s]	26,58
Salida		
C2	[m/s]	9,57
u2	[m/s]	27,49
w2	[m/s]	29,11
β_2	°	19,19
α_2	°	90
c_{u2}	[m/s]	0,00
c_{m2}	[m/s]	9,57

FUENTE: Propia.

A continuación se presenta un esquema indicando las dimensiones que se calculan en el dimensionamiento del rodete

**Imagen 4.6:** Esquema de dimensiones del rodete.

FUENTE: (Diez, 2009)

Tabla 4.9: Dimensiones principales del rodete.

Diámetros Principales del Rodete		
Parametros	Unidad	Valor
D1	[m]	0,8071
D2	[m]	0,8221
B/D1		0,20

FUENTE: Propia.

Las dimensiones que se calculan para la cámara espiral se detallan en la siguiente imagen:

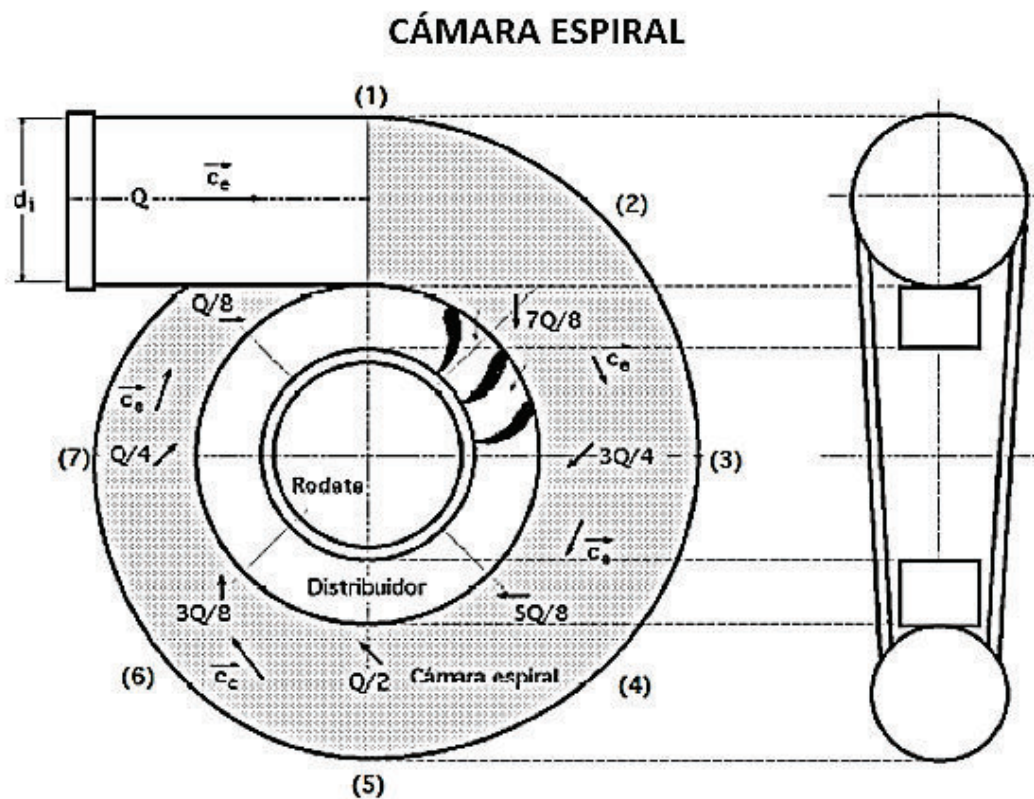


Imagen 4.7: Dimensiones de la cámara espiral.

FUENTE: (Diez, 2009)

Tabla 4.10: Dimensiones de la cámara espiral.

Cámara espiral		
Parametros	Unidad	Valor
Ce	[m/s]	8,89
d1	[m]	0,7567
d2	[m]	0,7078
d3	[m]	0,6553
d4	[m]	0,5982
d5	[m]	0,5351
d6	[m]	0,4634
d7	[m]	0,3784
d8	[m]	0,2675

FUENTE: Propia.

Tabla 4.11: Dimensiones del distribuidor.

Distribuidor		
Parametros	Unidad	Valor
B	[m]	0,161
α_1	°	25,31

FUENTE: Propia.

Finalmente se definen las variables principales para el análisis del tubo de aspiración:

Tabla 4.12: Parámetros del tubo de aspiración.

Tubo de aspiración		
Parametros	Unidad	Valor
Hs max	[m]	-0,803
σ		0,083

FUENTE: Propia.

La dimensión calculada para la altura de aspiración se detalla en a continuación:

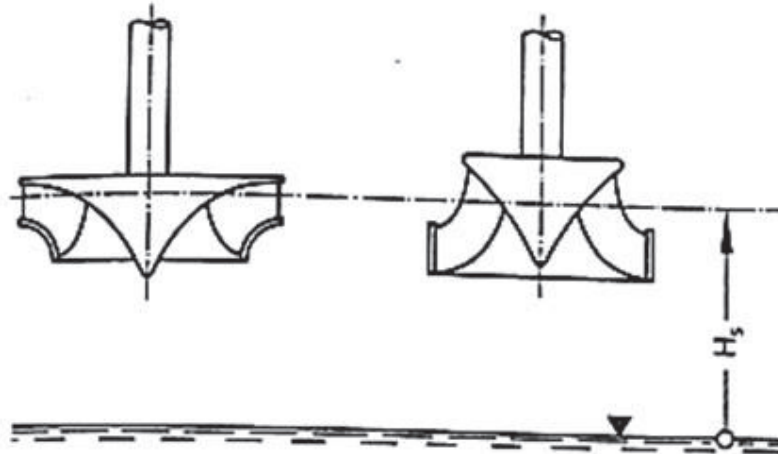


Imagen 4.8: Esquema de altura de aspiración calculada.

FUENTE: (Mataix, Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores, 2009)

4.6. ANALISIS COMPARATIVO DEL PROCESO DE CÁLCULO.

La comparación se realiza con el proceso de cálculo seguido en el diseño definitivo de las turbinas para el aprovechamiento hidroeléctrico Sardinias elaborado por la asociación ASTEC-UNITEC y el proceso de cálculo propuesto en el presente proyecto de titulación.

Los principales aspectos que se anotan en el análisis comparativo son los siguientes:

- ✓ En el informe de diseño definitivo no se realiza el ajuste en el cálculo del rendimiento hidráulico de la turbina. Simplemente se adopta un valor al mismo que se lo considera como real.
- ✓ En la hoja de cálculo se inicia con un valor supuesto de rendimiento hidráulico de la turbina que luego es recalculado para obtener un valor real.
- ✓ El diseño definitivo aplica expresiones empíricas antiguas sin justificar los rangos de aplicación de las mismas.

- ✓ El método propuesto utiliza preferentemente parámetros adimensionales que permiten un cálculo más confiable.
- ✓ El diseño definitivo carece de un criterio de selección del tipo de turbina Francis.
- ✓ La hoja de cálculo aplica el criterio de selección utilizando como referencia los rangos de velocidades específicas adimensionales presentados en la siguiente tabla:

Tabla 4.13: Clasificación de turbinas Francis.

Tipos de Turbinas Francis			
n _o			Tipo
Valor referencial	Desde	Hasta	
0.52	0.34	0.7	Lenta
1.2	0.7	1.7	Normal
2.035	1.7	2.37	Rápida
2.455	2.37	2.54	Extra Rápida

FUENTE: Propia

La selección procura escoger como soluciones óptimas aquellos valores cercanos al valor medio de cada rango. La hoja está programada para aceptar como tolerancia un valor de $\pm 0,05$ del valor medio o referencial, esto implica que el rendimiento de la turbina tienda a ser el óptimo.

- ✓ La hoja permite seleccionar entre varias opciones aquella que a criterio del diseñador sea la mejor. Si el diseñador quiere privilegiar únicamente el funcionamiento hidráulico de la turbina escogerá la solución de mayor n_s.

- ✓ En ambas metodologías una vez escogida la solución se procede a definir los parámetros principales para el dimensionamiento.

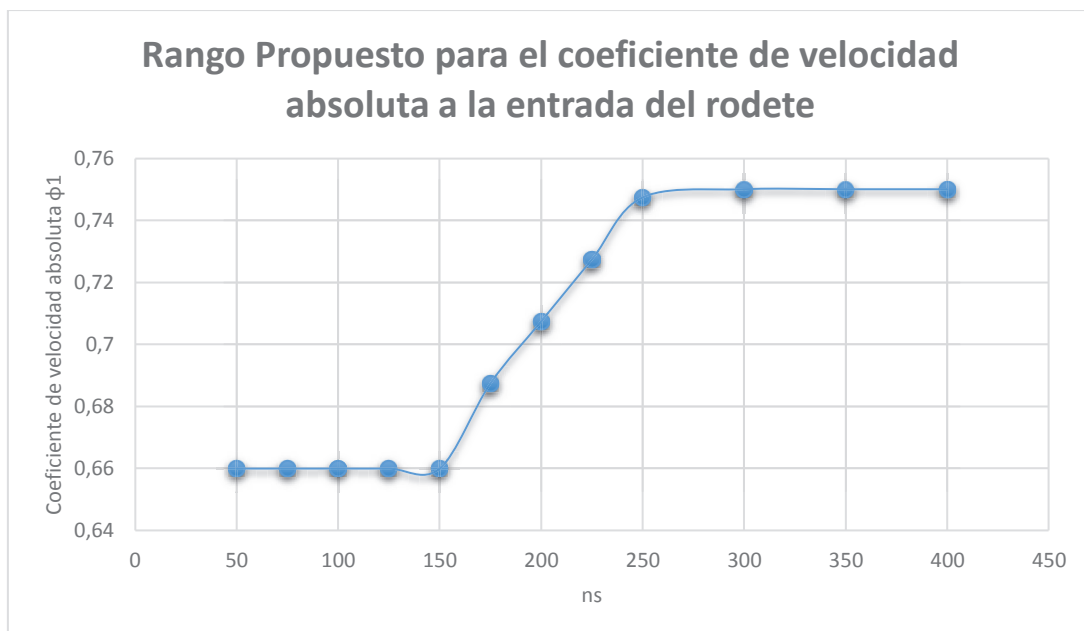
- ✓ En la metodología propuesta se llama la atención sobre el resultado obtenido para la altura de aspiración, en caso de que este valor genere dificultad constructiva en el proyecto el usuario puede escoger otra solución y automáticamente se recalculan todas las dimensiones

CAPITULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

5.1. CONCLUSIONES

- Para valores de n_s mayores a 250 se deberá utilizar un coeficiente de velocidad absoluta igual a 0.75, para valores que estén entre 150 y 250 utilizar la curva presentada en el texto de Fernández Diez, para valores entre 50 y 150 usar el valor de 0.66 que es el recomendado por varios autores. A continuación se presenta un gráfico de los rangos recomendados para el coeficiente de velocidad absoluta a la entrada del rodete.



- La hoja de cálculo desarrollada fue aplicada para el diseño de las turbinas del proyecto hidroeléctrico Sardinas. Los resultados obtenidos están comprobados con el informe mecánico realizado por la asociación ASTEC-UNITEC: cabe recalcar que las dimensiones obtenidas con ambas metodologías son comparables.

- A continuación se muestra una tabla resumen con las dimensiones obtenidas con ambas metodologías y su respectivo porcentaje de variación con respecto a los resultados obtenidos por el diseño de ASTEC.UNITEC.

Parámetro	ASTEC-UNITEC	Proyecto de titulación	% de variación
Diámetro de entrada del rodete (m)	0,8324	0,8071	3,04 %
Diámetro de salida del rodete (m)	0,7507	0,8221	9,51 %
Altura de aspiración (m)	1,02	-0,803	224,53 %

El porcentaje de variación existente en el cálculo de la altura de aspiración se debe a que en la metodología utilizada en este proyecto de titulación se considera un factor de seguridad en el coeficiente de Thoma de 1,1 con el fin de minimizar el riesgo de cavitación.

- La energía hidroeléctrica es una prioridad para el desarrollo del país, al estandarizar los procesos de diseño de las turbinas se optimiza el tiempo de desarrollo de los proyectos hidroeléctricos.
- Se cumplen totalmente los objetivos planteados con el desarrollo de una metodología utilizando Microsoft Excel, estandarizando los cálculos necesarios, así como los principios y suposiciones necesarias para el diseño de turbinas Francis para pequeñas centrales hidroeléctricas y de esta forma se aporta al desarrollo de la energía hidroeléctrica en el país

5.2. RECOMENDACIONES

- Analizar el efecto de la cavitación en turbinas Francis mediante pruebas en modelos físicos para poder desarrollar diseños contra cavitación.

- Realizar proyectos de investigación en los cuales se defina el efecto del coeficiente de velocidad en el diseño de las turbinas Francis.
- Contar con laboratorios cuya instrumentación sea la adecuada para la investigación de las turbomaquinaria y demás fenómenos relacionados con la hidromecánica.
- Impulsar el desarrollo de la construcción de turbinas en el país para optimizar el tiempo de desarrollo de proyectos hidroeléctricos en el país.

BIBLIOGRAFÍA

- ASTEC-UNITEC. (2013). *Diseños definitivos de la central hidroeléctrica Sardinas*. Quito.
- Carta, J., Calero, R., Colmenar, A., & Castro, M. (2009). *Centrales de Energías Renovables: Generación eléctrica con energías renovables*. Madrid: Pearson Education.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2006). *Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones* (Primera Edición ed.). Mexico D.F.: McGraw-Hill.
- Diez, P. F. (2009). *Turbinas Hidráulicas*.
- Encinas, M. P. (1975). *Turbomáquinas Hidráulicas*. México: Limusa.
- Mallitásig, O. (2008). *Modelación y diseño digital para micro-centrales hidroeléctricas*. Quito: EPN.
- Mataix, C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas* (Segunda Edición ed.). Madrid, España: Ediciones del Castillo S.A.
- Mataix, C. (2009). *Turbomáquinas Hidráulicas: Turbinas Hidráulicas, Bombas y Ventiladores*. Madrid; España: Universidad Pontificias Comillas.
- Mott, R. L. (1996). *Mecánica de Fluidos* (Cuarta Edición ed.). México, México: Prentice Hall Latinoamericana.
- OLADE. (1985). *Manual para el diseño de pequeñas centrales hidroeléctricas* (Vol. IV: Equipos). Quito: OLADE.
- Ortiz, R. (2011). *Pequeñas Centrales Hidroeléctricas*. Bogota; Colombia: Ediciones de la U.
- Secretaría del agua (EC)*. (s.f.). Obtenido de Programas y Servicios: Ley de Aguas: <https://www.agua.gob.ec/ley-de-aguas/>
- Shames, I. (1995). *Mecánica de Fluidos*. Bogota; Colombia: McGraw-Hill.
- Sotelo, G. (2009). *Hidráulica General: Fundamentos* (Vol. Vol. I). México D.F: Limusa, S.A.

Streeter, V., Wyle, B., & Bedford, K. (2000). *Mecánica de Fluidos*. Bogota; Colombia: McGraw-Hill.

Vaca, S. (Diciembre de 2014). Turbinas. *Presentación Power Point*. Quito, Pichincha, Ecuador.