



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE ENERGÍA, INDUSTRIAS Y RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

TESIS DE GRADO

**“METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA UNA MINICENTRAL
HIDROELÉCTRICA EN EL SECTOR DE “SAN LUCAS”**

Previo a la realización de la tesis de grado y válido para la obtención del título de ingeniero electromecánico

AUTOR: Eduardo Xavier Ríos Toro.

DIRECTOR: Ing Milton León Tapia

2004

DECLARACIÓN DEL AUTOR:

Yo, Eduardo Xavier Ríos Toro, autor de este trabajo de tesis, certifico la propiedad intelectual a favor de la Universidad Nacional de Loja, la cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad académica que estimen conveniente.

Eduardo Xavier Ríos

Diplomante

Ing. Milton León Tapia

Director

DEDICATORIA

Dedico este trabajo de tesis con todo cariño y afecto a mis padres Eduardo y Daysi que son las personas que han llenado mi vida, a la Majo, a la Pao y a mis amigos por la confianza y apoyo.

AGRADECIMIENTOS

A todas aquellas personas que de una forma u otra hicieron posible la culminación de este trabajo.

A los señores catedráticos de la carrera Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja, que ayudaron a mi formación profesional.

A l Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa con su personal de profesores por las enseñanzas adquiridas en este tiempo.

A l director de mi tesis de grado Ing. Milton León Tapia, por su ayuda incondicional.

Y al Ing. Ever Góngora Leyva que en calidad de tutor, me ayudo a desarrollar este trabajo.

A l personal de trabajadores del área de Agua Potable del I. Municipio de Loja, por la ayuda e información brindada.

PENSAMIENTO

“la amplia difusión de las ideas y de los conocimientos, basada en el intercambio y la confrontación más libres, es esencial para la actividad creadora, la búsqueda de la verdad y el cabal desenvolvimiento de la persona humana”

UNESCO

Ser culto es la única forma de ser libre

José Martí.

RESUMEN

El presente trabajo de diploma está estructurado en tres capítulos. En el primero se aborda los aspectos teóricos fundamentales de los principales componentes de las minicentrales hidroeléctricas, en el capítulo dos se muestra la metodología de cálculo de lo que constituye la central hidroeléctrica con la altura y caudal existente, una propuesta para la selección de una Turbina Pelton utilizando los parámetros unitarios, así como la dimensión previa de la misma, y en el capítulo tres se expone un análisis sobre los aspectos de montaje, operación y valorización técnico-económica además del impacto ambiental que tendrá la aplicación de este proyecto en nuestro entorno.

SUMMARY

The present diploma work is structured in three chapters. In the first one it is approached the fundamental theoretical aspects of the hydroelectric main components of the mini-central ones, in the chapter two the calculation methodology is shown of what constitutes the hydroelectric power station with the height and existent flow, a proposal for the selection of a Pelton Turbine using the unitary parameters, as well as the previous dimension of the same one, and in the chapter three an analysis is exposed on the assembly aspects, operation and technician-economic appraisal besides the environmental impact that will have the application of this project in our environment.

ÍNDICE

	Pág.
DECLARACIÓN DEL AUTOR	II
DEDICATORIA	III
AGRADECIMIENTOS	IV
PENSAMIENTO	V
RESUMEN – SUMMARY	VI
Introducción.....	1
Problematización.....	2
Objetivos de la investigación.....	4
Hipótesis.....	5
CAPITULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS	6
1.1 Introducción.....	6
1.1.1 Estado del arte.....	6
1.2 Centrales Hidroeléctricas.....	8
1.2.1 Clasificación de las Centrales Hidráulicas según la potencia.....	8
1.2.2 Según la altura del salto de agua o desnivel existente.....	9
1.2.3 Características generales de una minicentral hidráulica.....	9
1.2.3.1 Altura de salto aprovechable.....	9
1.2.3.2 Potencia de un Salto de Agua.....	10
1.2.4 Principales elementos de una mini-central hidroeléctrica.....	11
1.3 Turbinas hidráulicas.....	15
1.3.1 Clasificación.....	15
1.3.1.1 Por la manera de actuar el agua en los álabes.....	15
1.3.1.2 Según la dirección del flujo a través del rodete.....	16
1.3.1.3 Según el grado de admisión del rodete.....	16
1.3.2 Tipos principales de turbinas hidráulicas.....	17
1.4 Potencia de las turbinas.....	17

1.4.1	Teoría de semejanza aplicada a turbinas hidráulicas.....	18
1.4.1.1	Relaciones de semejanza para turbinas de diferentes dimensiones.....	19
1.4.1.2	Relaciones de semejanzas para una misma turbina.....	19
1.4.2	Velocidad específica.....	20
1.4.3	Velocidad de rotación.....	22
1.4.4	Velocidad de embalamiento.....	23
1.4.5	Rendimiento de las turbinas.....	23
1.4.6	Cavitación.....	24
1.5	Turbina Pelton.....	24
1.5.1	Partes principales de una turbina Pelton.....	24
1.5.1.1	Distribuidor.....	24
1.5.1.2	Rodete.....	25
1.5.1.3	Carcasa.....	26
1.5.2	Curva de eficiencia de una turbina Pelton.....	27
1.6	Regulación de velocidad.....	28
1.6.1	Regulación por Medio del Caudal del Agua en la Turbina.....	28
1.6.2	Regulación de la Velocidad por Regulación de Carga.....	29
1.7	Sistemas de transmisión de potencia mecánica.....	29
1.8	Generadores eléctricos en minicentrales hidráulicas.....	31
1.8.1	Principios de generación eléctrica.....	31
1.8.1.1	Inducción electromagnética.....	31
1.8.1.2	Excitación del campo.....	33
1.8.2	Generador Síncrono.....	33
1.8.2.1	Velocidad síncrona.....	33
1.8.2.2	Generador síncrono-principio de operación.....	34
1.8.3	Generador monofásico.....	34
1.8.4	Alternador trifásico.....	35
1.8.5	Criterios de selección.....	37
1.9	Estructura de soporte de las máquinas electromecánicas.....	40

CAPITULO II: METODOLOGÍA DE CÁLCULO 42

2.1	Introducción.....	42
-----	-------------------	----

2.2	Parámetros principales de una central hidroeléctrica.....	43
2.3	Metodología de cálculo y selección de la tubería de presión.....	45
2.3.1	Cálculo del diámetro económico.....	45
2.3.2	Cálculo de las pérdidas por fricción en la pared de la tubería.....	45
2.3.3	Pérdidas por turbulencia.....	47
2.3.4	Pérdidas de carga total.....	48
2.3.5	Distancia entre soportes.....	49
2.3.6	Cálculo de los bloques de apoyo para la tubería de presión.....	50
2.3.7	Estabilidad del anclaje para la tubería de presión.....	51
2.4	Selección de las turbinas hidráulicas utilizando sus parámetros unitarios.....	52
2.4.1	Selección rápida de la turbina.....	55
2.5	Selección preliminar de turbinas Pelton.....	56
2.5	Cálculo de la velocidad síncrona para un generador.....	57
2.6	Cálculo del diámetro del eje de la turbina.....	65
2.7	Metodología para la selección del generador.....	77
2.8	Sistema de transmisión mecánica, acoplamientos.....	79
2.9	Regulación de velocidad.....	80
2.9.1	Regulador de velocidad por medio del caudal.....	80
2.9.2	Regulación de la velocidad por regulación de cargas.....	81
2.10	Estructura de soporte.....	82
2.10.1	Perno de anclaje.....	85
	CAPITULO III: ASPECTOS DE MONTAJE, OPERACIÓN, Y VALORACIÓN TÉCNICA Y AMBIENTAL	88
3.1	Introducción.....	88
3.2	Operación de una minicentral hidroeléctrica.....	88
3.3	Montaje de las Turbinas Pelton.....	89
3.3.1	Acciones de mantenimiento en turbinas hidráulicas.....	89
3.3.2	Acciones de mantenimiento en acoplamientos y rodamientos.....	90
3.3.3	Acciones de mantenimiento en reguladores.....	90
3.4	Instalación de generadores eléctricos.....	91
3.4.1	Acciones de mantenimiento en el alternador.....	92

3.5	Valoración técnico-económica.....	92
3.6	Impacto Ambiental.....	96
3.6.1	Impactos en la fase de construcción.....	96
3.6.2	Impactos en la fase de funcionamiento.....	97
3.6.2.1	Efecto de barrera.....	97
3.6.3	Modificación de las características físico-químicas del agua.....	99
	CONCLUSIONES	100
	RECOMENDACIONES	101
	BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS	102
	ANEXOS	105

Introducción

El desarrollo socio-económico de un país va a la par con el crecimiento tecnológico y este al mismo tiempo viene dado en función de la energía. Es por eso la necesidad de propuestas de ampliación energética, en donde se aproveche los recursos hídricos, eólicos, solares, etcétera para la producción de energía eléctrica.

La Ilustre Municipalidad de Loja que se encuentra ejecutando el Plan Maestro de Agua Potable de Loja, el mismo que con visión de futuro a largo plazo capta las aguas del Río Tambo Blanco cuyo caudal es de 850 l/s, actualmente la demanda de agua es de 300 l/s, quedándonos disponibles 550 l/s, (hasta el 2015), caudal que irá disminuyendo conforme se requiera más agua en la planta de tratamiento de la ciudad de Loja hasta cuando el caudal sea de 350 l/s, es por eso la propuesta de la construcción de una Central Hidroeléctrica, ubicada en la provincia de Loja, específicamente en la parroquia Jimbilla.

La finalidad de la construcción de esta central es específicamente para servir de aporte al Sistema Nacional Interconectado, mas no por la escasez de electricidad del sector.

La E.E.R.S.S.A., tiene como zona de concesión las provincias de Loja y Zamora Chinchipe, cubriendo una extensión aproximada de 31.500 km², siendo una de las de mayor área en el país.

Reciben el servicio de energía eléctrica las provincias de:

- a) LOJA
- b) ZAMORA CHINCHIPE

c) MORONA SANTIAGO

GENERACIÓN:

El Suministro de energía al Sistema Eléctrico Regional del Sur, se obtiene de las centrales: hidroeléctrica Ing. Carlos Mora con una potencia instalada de 2.400 kW y termoeléctrica Catamayo con 19.735 kW de potencia instalada, que son operadas por la empresa y por el aporte del Sistema Nacional Interconectado (S.N.I.) operado por el INECEL

Problematización

En la región Sur del Ecuador existe abundantes recursos hídricos de grandes y pequeños caudales; como por ejemplo existe el denominado “SIFÓN DE SAN LUCAS”, considerado como un recurso energético con un caudal entre los 300 a 500 litros por segundo, aproximadamente su elevación es de 2290 m s.n.m. y termina en los 1875 m s.n.m. lo que implica que tiene una caída bruta de mas de 415 m.

Estudios tecnológicos hechos por parte de la Ilustre Municipalidad de Loja han permitido demostrar que es posible implementar una pequeña planta hidroeléctrica aprovechando el caudal y la altura, es por eso que se ha realizado la propuesta de una minicentral, la financiación y desarrollo del proyecto no están dentro del Plan Maestro de Agua Potable de Loja.

- **Enunciado de la problemática:**

“El desaprovechamiento de un importante recurso hidráulico en el sector de San Lucas que justificaría la generación de energía eléctrica a través de la instalación y construcción de una minicentral hidroeléctrica”

Problema de investigación

“La falta de aprovechamiento del caudal remanente que existirá en el Sifón de San Lucas como parte del Plan Maestro de Agua Potable de Loja”

Problemas

- La no existencia de una metodología de cálculo, para realizar un estudio para diseñar una minicentral hidroeléctrica.
- Debido a que el Ilustre Municipio de Loja, trabaja en Proyectos de Agua Potable, no toma como prioridad la construcción de centrales hidroeléctricas.
- Debido al clima (frío, húmedo y lluvioso) y al terreno, la ubicación de las partes que conformarían la central, deben ser analizadas profundamente
- Escasa información sobre los factores de contaminación e impacto ambiental que provocaría el proyecto.

Objetivos de la investigación

Objetivo General

Realizar una metodología de cálculo para el diseño de una Central Hidroeléctrica haciendo uso energético del caudal, la altura y las obras existentes en el Sifón de San Lucas, como parte de un proyecto y propuesta del I. Municipio de Loja.

Objetivos Específicos

- Realizar una búsqueda bibliográfica para la determinación de los aspectos generales y parámetros principales que permitan iniciar el estudio y la selección de una central hidroeléctrica.
- Realizar un estudio utilizando las características del caudal y altura, para el cálculo de los principales componentes de una minicentral hidroeléctrica.
- Realizar el cálculo para la selección del tipo de turbina y generador que componen la minicentral hidroeléctrica para el sector de San Lucas, hasta estimar la potencia generada por el conjunto turbina-generador.
- Evaluar el impacto ambiental que ejercerá la minicentral en el sector de San Lucas.

Hipótesis

Hipótesis general

Con el desarrollo de este trabajo de investigación es posible establecer una metodología de cálculo para la selección de una minicentral hidroeléctrica en el sector de San Lucas, concluyendo con la propuesta que está realizando el I. Municipio de Loja; con el fin de mejorar y ampliar la generación eléctrica y el desarrollo industrial.

Hipótesis específicas

- Con una adecuada búsqueda bibliográfica se dispondrá de la información necesaria que permita iniciar el proyecto de la central de energía eléctrica.
- La realización de un estudio de las características principales (altura y caudal) facilita los datos iniciales para el cálculo de los principales componentes de la minicentral hidroeléctrica.
- El cálculo y evaluación permitirá seleccionar y construir una minicentral hidroeléctrica, acorde con las exigencias y posibilidades del sector de San Lucas. También se podrá avizorar la potencia generada-entregada.
- Se podría anticipar el impacto ambiental que causaría la implementación de la MCH, tomando en cuenta que ya se han construido las obras civiles para el Plan Maestro de Agua Potable, de donde aprovecharíamos el caudal remanente.

CAPITULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1 Introducción

El contenido de este capítulo tiene como finalidad abarcar con un estudio teórico de lo que es una minicentral hidroeléctrica, como es su clasificación, así también sus características para poder encajarnos al estudio específico de una turbina Pelton, su funcionamiento, selección y acoplamiento de un generador.

1.1.1 Estado del arte

Los primeros en difundir la utilización de la fuerza y energía que posee una corriente de agua a través de ruedas hidráulicas fueron los romanos que las conocían y usaban como una fuente de fuerza mecánica en los años 80 A.C.; y se usaba para moler trigo.

Las primeras ruedas hidráulicas se construyeron posiblemente en Asia, China y la India, hace unos 2200 años; de Asia pasaron a Egipto y desde allí a Europa (unos 600 años después que en Asia) y América. *Leonardo Da Vinci*, *Galileo* y *Descartes*, entre otros, realizaron estudios teóricos y matemáticos sobre las ruedas hidráulicas. Mención especial merece el francés *Parent* (1666-1716), estudia por vez primera el funcionamiento de las ruedas hidráulicas, y genialmente prevé que existe una relación óptima entre la velocidad de la rueda y la velocidad de la corriente de agua. Las mejoras hechas a las ruedas comunes dieron como resultado la construcción de las ruedas de impulso y de reacción las cuales presentan la ventaja de aprovechar la energía cinética y, por lo tanto, ser de menor tamaño.

El estudio de las turbomáquinas hidráulicas como ciencia no se crea hasta que *Euler* en 1754 publica su famosa memoria de Berlín sobre maquinaria hidráulica, en la que expone su teoría de las máquinas de reacción: "*Théorie plus complète des machines qui sont mises en mouvement par la reaction de l' eau*". En esta memoria desarrolla Euler por vez primera la ecuación fundamental de las turbomáquinas, deducidas igualando el par a la variación de la cantidad de movimiento del fluido en su paso por el rotor.

Posteriormente el ingeniero francés *Claude Burdin* (1790- 1873), desarrolla la teoría "*des turbines hydrauliques ou machines rotatoire á grande vitesse*" acuña por vez primera la palabra "*turbina*" para el vocabulario técnico. La palabra turbina viene del latín *turbo- inem*, que significa rotación o giro, consideradas máquinas que vencerían las desventajas de las ruedas hidráulicas, con estos fundamentos se dio paso a estudios de tipos de turbinas cada vez más eficientes y para varios aprovechamientos, construyéndose turbinas Pelton, Francis, Kaplan. En esos años también se desarrollaba el estudio de parámetros eléctricos, que derivaron en la construcción de los primeros generadores de corriente continua.

A comienzos del siglo XX aparecen las turbinas hidráulicas de gran velocidad y gran rendimiento. A partir de los años 50 del siglo XX, el desarrollo de centrales hidroeléctricas estuvo vinculado con el aprovechamiento y optimización del uso de recursos hidroenergéticos en gran y pequeña escala.

1.2 Centrales Hidroeléctricas

La función de una central hidroeléctrica es utilizar la energía potencial del agua almacenada y convertirla, primero en energía mecánica y luego en eléctrica.

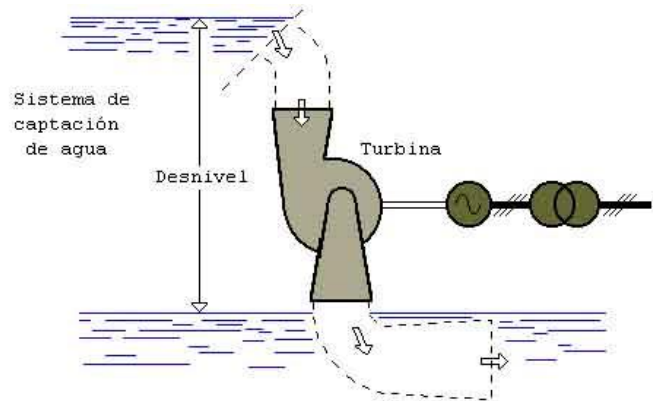


Fig. 1.1 Esquema general de una central hidroeléctrica

Un sistema de captación de agua provoca un desnivel que origina una cierta energía potencial acumulada. El paso del agua por la turbina desarrolla en la misma un movimiento giratorio que acciona el alternador y produce la corriente eléctrica.

1.2.1 Clasificación de las Centrales Hidráulicas según la potencia

Tabla 1.1 Clasificación de P.C.H. según la potencia

REGIÓN	INSTITUCIÓN	MICRO CENTRAL	MINI CENTRAL	PEQUEÑA CENTRAL
Mundial	ONU ¹	<100 kW	101-2000 kW	2000-10000 kW
Latinoamérica	OLADE ²	<50 kW	51-500 kW	500-5000 kW

1. Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial.

2. Organización Latinoamericana de la Energía.

Fuente: Manual de mini y micro-centrales hidráulicas

1.2.2 Según la altura del salto de agua o desnivel existente

- Centrales de Alta Presión
- Centrales de Media Presión
- Centrales de Baja Presión

En la tabla siguiente se especifica, para cada tipo de turbina, el rango de valores de salto neto dentro del que puede trabajar.

Tabla 1.2 Tipo de turbina según el salto de agua.

Tipo de turbina	Horquilla en salto en metros
Kaplan y hélice	$2 < H < 20$
Francis	$10 < H < 350$
Pelton	$50 < H < 1300$
Michell-Banki	$3 < H < 200$
Turgo	$50 < H < 250$

Fuente: Microcentral con red aislada (3) Equipos hidráulicos_ Turbinas.mht

1.2.3 Características generales de una minicentral hidráulica

1.2.3.1 Altura de salto aprovechable

En las centrales hidráulicas no se aprovecha toda la altura del salto; existen pérdidas de altura por diversas causas, la altura disponible no corresponde a la altura total.

De acuerdo con esto y, con ayuda de la figura 1.2:

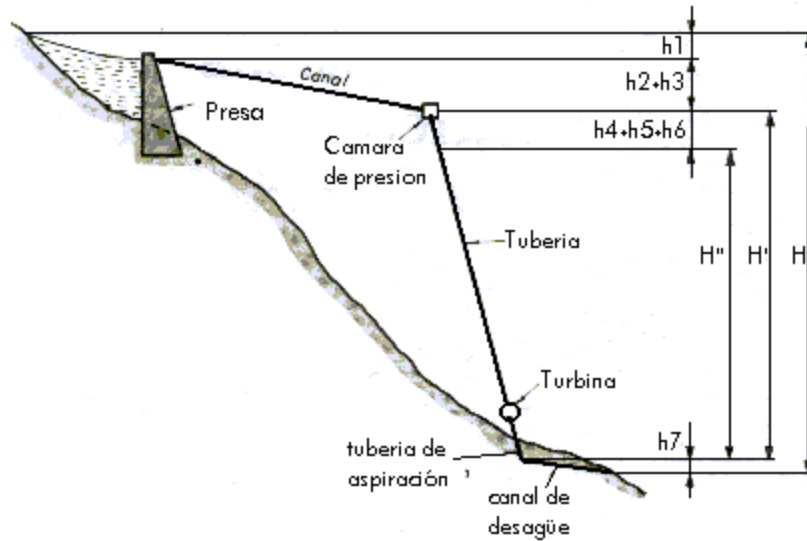


Fig. 1.2 Representación esquemática de la altura de salto aprovechable: h_1 — pérdida debida al remanso, h_2 —pérdida en el canal, h_3 —pérdida en la cámara de presión, h_4 —pérdida en la tubería, h_5 —pérdida en la turbina, h_6 . —pérdida en tubo de aspiración, h_7 pérdida en el canal de desagüe. H -altura de salto total, H' -altura de salto bruto, H'' - altura de salto neto.

De acuerdo con la figura 1.2, tendremos:

- **Altura de salto bruto.**

$$H' = H - (h_1 + h_2 + h_3 + h_7) \quad (1.1)$$

- **Altura de salto neto.**

$$H'' = H - (h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + h_7) \quad (1.2)$$

o bien, en función del salto bruto

$$H'' = H' - (h_4 + h_5 + h_6) \quad (1.3)$$

1.2.3.2 Potencia de un salto de agua

- Es el trabajo realizado durante un segundo por una masa de agua o caudal que pasa de una posición superior a otra posición inferior.

- Por otra parte, es la energía correspondiente a la misma unidad de tiempo, de la velocidad que el agua puede adquirir en las turbinas como consecuencia de la presión a que está sometida en ellas.

1.2.4 Principales elementos de una mini-central hidroeléctrica

- **La Presa**

El primer elemento es la presa o azud, que se encarga de atajar el río y remansar las aguas.

- **Canal de derivación**

Se utiliza para conducir el agua desde la presa de derivación hasta las turbinas de la central.

- **Golpe de ariete**

Es la variación de presión en una tubería, por encima o por debajo de la presión normal, ocasionada por bruscas fluctuaciones del caudal. Cuando la carga de trabajo que sirve la turbina, disminuye bruscamente, el regulador automático de la turbina cierra la admisión de agua, y los efectos de inercia de ésta provocan un golpe de ariete positivo, es decir, una sobrepresión brusca, especialmente en la parte de la tubería situada junto a la cámara de presión de la turbina.

- **Tuberías de presión (tubería forzada)**

Tienen por objeto conducir el agua desde la cámara de presión a las turbinas cuando, por causa de la altura del salto, se precisa tal disposición para transformar la energía potencial de posición que tiene el agua en la cámara de presión, en energía potencial de

presión, que tiene junto a la turbina y al final de la conducción forzada. Cuando la altura de salto es superior a 15 m, deben emplearse conducciones forzadas.

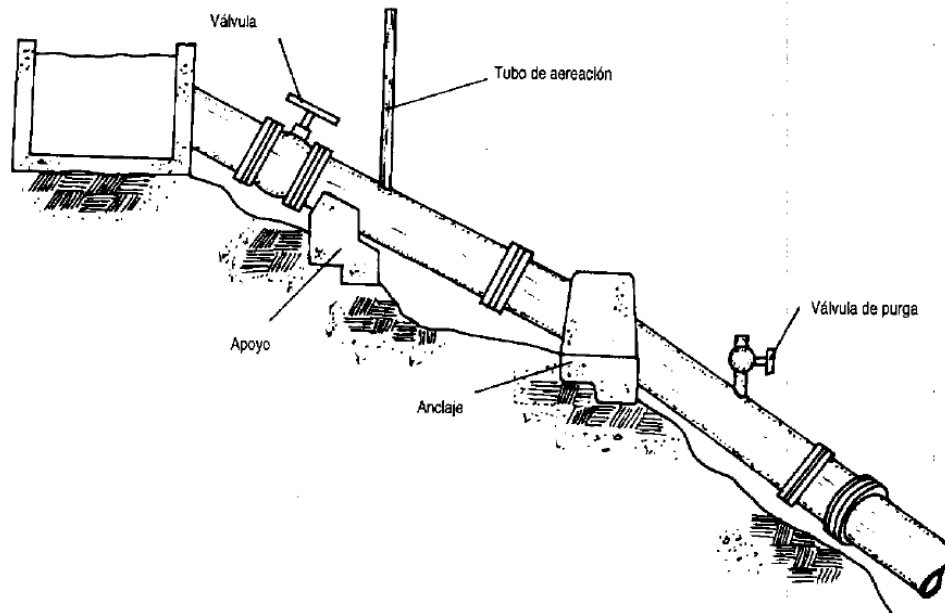


Fig. 1.3 componentes de una tubería de presión

Pautas para seleccionar una tubería de presión:

- Considerar las diferentes clases de materiales disponibles, tipos de uniones; comparar formas y costos de mantenimiento.
- Calcular y anotar los diámetros de tubería y los espesores de pared disponibles.
- Calcular la pérdida por altura de fricción del 4 – 10 % para una serie de materiales y diámetros.
- Diseñar los soportes, anclajes y uniones para la tubería de presión

▪ **Compuertas**

Las compuertas se utilizan para cerrar las conducciones de agua (canales y tuberías), así como para regular el caudal de agua en dichas conducciones. En los

aprovechamientos hidroeléctricos, las compuertas se sitúan, como hemos visto, en las tomas de agua, en los desagües de fondo, en los canales de derivación, etc.

- **Órganos de obturación**

Los órganos de obturación denominados, en general, válvulas, se utilizan para abrir y cerrar el paso del agua por los conductos forzados.

- **Casa de máquinas ó cámara de turbinas**

Se denomina casa de máquinas, al espacio destinado en una central hidroeléctrica para el alojamiento de las turbinas hidráulicas y los generadores eléctricos.

Se puede establecer una estandarización de dimensiones de acuerdo a los rangos de potencia.

- De 5 a 30 kW: de 3.0 a 4.5 m
- De 30 a 60 kW: de 4.5 a 6 m
- De 60 a 100 kW: de 4.5 a 7.5 m
- De 100 a 1000 kW: de 6 a 8 m
- De 1000 a 5000 kW: de 7.5 a 10 m

Turbinas de eje vertical.

Ventajas:

- a) Posibilidad de montar los generadores por encima del nivel de agua, hasta la altura más conveniente, por pequeño que sea el salto.
- b) Economía de instalación.

Inconvenientes:

- a) Si la turbina ha de accionar un generador de eje horizontal, son necesarios engranajes de transmisión.
- b) Las cargas verticales correspondientes a las máquinas han de ser sostenidas por un soporte cojinete de empuje.

Turbinas de eje horizontal:

Ventajas:

- a) Soportes cojinetes normales
- b) Transmisión directa a ejes horizontales
- c) Más fácil vigilancia porque todos los elementos están a la misma altura.

Inconvenientes:

- a) Instalación de mayor extensión superficial, por lo tanto más caras
- b) El agua ha de reingresar al canal de desagüe a través de uno o más codos a 90°; por lo tanto, mayores pérdidas de carga.

▪ **Tubo de aspiración ó succión.**

El tubo de aspiración sirve de enlace entre la turbina y el desagüe y para aprovechar, además, el salto entre ambos elementos.

En las turbinas Pelton no tiene importancia la recuperación de la energía existente a la descarga de la rueda y, además, entre el centro de la rueda y el nivel de agua del desagüe hay una distancia que representa una proporción muy pequeña de la altura total del salto.

- **Canal de descarga ó desagüe.**

Constituye el último componente de la obra civil y cuya característica es la de servir de desfogue o conducción de las aguas turbinadas hacia el punto de descarga, que por lo general es el mismo cause del recurso utilizado.

1.3 Turbinas hidráulicas

Las turbinas hidráulicas tienen como misión transformar la energía potencial y cinética del agua en energía mecánica de rotación.

Conviene subrayar que no hay información tan fiable como la ofrecida por los propios fabricantes de turbinas a los que conviene recurrir, ya en fase de anteproyecto, en caso de utilizar turbinas comerciales.

Hay varios tipos de turbina que puede categorizarse en una de varias maneras. La opción de turbina dependerá principalmente en la altura de presión disponible y el caudal que fluye para la fuerza propuesta la instalación.

1.3.1 Clasificación

Las turbinas hidráulicas se pueden clasificar según diferentes criterios:

1.3.1.1 Por la manera de actuar el agua en los álabes.

La energía potencial del agua, se convierte en energía motriz en la turbina, con arreglo a dos mecanismos básicamente diferentes:

- **Turbinas de acción**

En el primero, la energía potencial se transforma en energía cinética, mediante un chorro de gran velocidad, que es proyectado contra unas cazoletas, fijas en la periferia de un disco.

Como el agua, después de chocar contra las cazoletas, cae al canal de descarga con muy poca energía remanente, la carcasa puede ser ligera y solo tiene por misión evitar accidentes e impedir las salpicaduras del agua.

- **Turbinas de reacción**

En el segundo, la presión del agua actúa directamente sobre los alabes del rodete, disminuyendo de valor a medida que avanza en su recorrido.

Al estar el rodete completamente sumergido y sometido a la presión del agua, la carcasa que lo envuelve tiene que ser suficientemente robusta para poder resistirla.

1.3.1.2 Según la dirección del flujo a través del rodete

Esta clasificación determina la forma o geometría del rodete.

- Turbinas de flujo tangencial
- Turbinas de flujo radial
- Turbinas de flujo semi-axial
- Turbinas de flujo axial

1.3.1.3 Según el grado de admisión del rodete

Considerando la alternativa de que los álabes del rodete estén sometidos parcial o simultáneamente a la acción del flujo de agua:

- Turbinas de admisión parcial
- Turbinas de admisión total

1.3.2 Tipos principales de turbinas hidráulicas:

Tabla 1.3 Clasificación del tipo de turbinas

Discurrimento de la turbina	Altura de presión		
	Alto	Medio	Bajo
Impulso	Pelton Turgo Multi-jet Pelton	Crossflow Turgo Multi-jet Pelton	Crossflow
Reacción		Francis Bombas como turbinas	Hélice Kaplan

Fuente: Micro-Hydro Power. pdf

El tipo más conveniente dependerá en cada caso del salto de agua y de la potencia de la turbina.

1.4 Potencia de las turbinas

Un hidro-sistema requiere de un caudal de agua y una diferencia de altura (conocida como “salto”) para producir potencia útil. Se trata de un sistema de conversión de energía en la forma de caudal y salto y se entrega energía en forma de electricidad o energía mecánica en el eje.

La ecuación de conversión es:

Potencia de entrada = Potencia de salida + pérdidas

O también:

$$P_{neta} = P_{disp} \cdot \eta_0 \quad [kW] \quad (1.4)$$

La potencia disponible es igual al salto disponible (h_{disp}) multiplicado por el caudal (Q) y también multiplicado por un factor de 10, obteniéndose la ecuación fundamental de potencia hidráulica:

$$P_{neta} = \eta_0 \cdot \rho \cdot g \cdot h_{disp} \cdot Q \quad [W] \quad (1.5)$$

Donde: Q : caudal, m^3/s

H_{disp} : altura, m

g : aceleración de la gravedad. $9.81 m/s^2$

ρ : densidad del agua, $1000 kg/m^3$

η_0 : eficiencia total del sistema

■ **Energía producible**

Es la producción posible de una instalación hidroeléctrica, durante un período de tiempo determinado.

$$E_p = (9,8/3600) \cdot Q \cdot h_{disp} \cdot \eta_0 \cdot t \quad [kWh] \quad (1.6)$$

Donde: E_p : energía producible, kWh.

t : tiempo, seg. (Un año de trabajo es de alrededor de 8760 horas).

1.4.1 Teoría de semejanza aplicada a turbinas hidráulicas.

La teoría de la semejanza se aplica ampliamente en casi todas las ciencias. En hidráulica, que es el caso de análisis del presente trabajo, se utiliza para el diseño y estudio de comportamiento de máquinas tales como turbinas, bombas y otras.

1.4.1.1 Relaciones de semejanza para turbinas de diferentes dimensiones.

Designando con los subíndices 1 y 2 el modelo y el prototipo (podría ser lo contrario), se deducen relaciones entre los diferentes parámetros de operación.

- Relación entre los caudales Q , el diámetro del rodete (D) y las revoluciones (n)

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right) \quad (1.7)$$

- Relación entre los saltos hidráulicos.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (1.8)$$

- Relación entre las potencias.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (1.9)$$

En las turbinas hidráulicas con regímenes de trabajo semejantes existe la proporcionalidad entre el salto útil y la pérdida de carga dentro de la turbina, así como entre los caudales y las fugas. Por eso se puede considerar que al existir semejanza hidrodinámica en las turbinas, existe igualdad en sus rendimientos hidráulicos y volumétricos. El rendimiento mecánico varía algo al pasar de una turbina a otra a pesar de la semejanza, pero éste es alto en comparación con el hidráulico y el volumétrico, por lo que se puede considerar sin cometer gran error que el rendimiento total se mantiene constante.

1.4.1.2 Relaciones de semejanzas para una misma turbina.

Es importante conocer, por ejemplo, como se comportará una turbina que fue diseñada para un determinado salto hidráulico, cuando ésta se ponga a funcionar en

otro. Puede también darse el caso, que la turbina deba acoplarse a un nuevo generador cuyas revoluciones difieren de las del anterior. En estos casos y muchos otros, puede hacerse una predicción bastante exacta mediante las relaciones de semejanzas. Denotando por los subíndices 1 y 2 el paso de una condición de trabajo a la otra y haciendo $D_1 = D_2$ en las relaciones (1.7), (1.8) y (1.9), obtenemos:

- Relación entre caudales y revoluciones.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right) \quad (1.10)$$

- Relación entre saltos y revoluciones.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (1.11)$$

- Relación entre potencias y revoluciones.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (1.12)$$

1.4.2 Velocidad específica.

A n_s se la conoce como velocidad específica. Todas las turbinas con idénticas proporciones geométricas, aunque los tamaños sean diferentes, tendrán una misma velocidad específica. Si el modelo se ha afinado para que el rendimiento hidráulico sea óptimo, todas las turbinas con la misma velocidad específica, tendrán también un rendimiento óptimo. El rodete girará a la velocidad específica n_s cuando esté funcionando con un caudal Q tal que produzca una potencia de 1 kW con una altura de 1 metro:

Las leyes de la Semejanza permiten deducir un criterio de gran importancia para el cálculo, diseño y clasificación racional de los diferentes tipos de turbinas hidráulicas por sus semejanzas. Ese criterio recibe el nombre de velocidad específica n_s , el cual se deduce de la siguiente manera:

Despejando $\frac{D_1}{D_2}$ de (1.7) y sustituyendo en (1.8):

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{H_1}{H_2} \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^{-2} \left(\frac{H_1}{H_2} \right)^{3/2} \quad (1.13)$$

De ahí:

$$n_1 = \frac{n_2 \sqrt{\frac{P_2}{P_1}}}{\frac{H_2}{H_1}}$$

Haciendo: n_1 , H_1 , P_1 , la velocidad, la carga y la potencia de una turbina patrón o modelo, en la cual, $H_1=1\text{m}$ de columna de agua; $P_1=1\text{C.V.}$, y le llamamos a: $n_1 = n_s$, velocidad específica, los parámetros H , P y n , corresponden al de cualquier máquina semejante:

$$\eta_s = \frac{n \sqrt{P_n}}{H^{5/4}} \quad (1.14)$$

De lo anterior se deduce, que todas las máquinas dentro de una misma serie de semejanza, tienen igual velocidad específica. En la práctica, las máquinas se agrupan según determinados rangos de velocidades específicas.

La velocidad específica constituye un excelente criterio de selección, más preciso sin duda que el más convencional y conocido de las envolventes operacionales que acabamos de mencionar. Por regla general los fabricantes de equipos anuncian el valor N_s de sus turbinas.

Gran número de estudios estadísticos sobre aprovechamientos muy diversos, han permitido correlacionar, para cada tipo de turbina, la velocidad específica con la altura de salto neto.

En la tabla 1.4 se observa la clasificación de las turbinas en función de la velocidad específica y las alturas de los saltos hidráulicos con los cuales se obtienen los mejores resultados.

Tabla 1.4 Clasificación de las turbinas en función de la velocidad específica

Tipo de turbina	Veloc. Esp.	Salto (metros)
Pelton 1 inyector	<35	Hasta 1400
Pelton 2 inyectores	17 – 50	400-800
Pelton 4 inyectores	24 – 70	100-400
Michell-Banki	29 – 220	10-260
Francis muy lenta	55 – 70	200-400
Francis lenta	70 – 120	100-200
Francis media	120 – 200	50-100
Francis veloz	200 – 300	25-50
Francis muy veloz	300 – 450	15-25
Hélice veloz	400 – 500	2-15
Kaplán lenta	270 – 500	15-50
Kaplán veloz	500 – 800	2-15

Fuente: Manual de mini y micro-centrales hidráulicas.

1.4.3 Velocidad de rotación.

Según la ecuación de la velocidad específica, la velocidad de rotación de una turbina es función de su velocidad específica, de su potencia y de la altura del aprovechamiento. En los pequeños aprovechamientos suelen emplearse generadores Standard, por lo que hay que seleccionar la turbina de forma que, bien sea acoplada directamente o a través de un multiplicador, se alcance una velocidad de sincronismo.

1.4.4 Velocidad de embalamiento.

Cuando, trabajando a plena potencia hidráulica, desaparece súbitamente la carga exterior, bien sea por corte del interruptor o por fallo en la excitación del alternador, la turbina aumenta su velocidad hasta alcanzar lo que se conoce como velocidad de embalamiento. Esa velocidad varía con el tipo de turbina, el ángulo de apertura del distribuidor y la altura de salto. En las Francis, Pelton, Banki y Turgo, esa relación varía entre 1,8 y 2. Hay que tener en cuenta que al aumentar la velocidad de embalamiento, se encarecen el multiplicador y el generador, que habrán de diseñarse para poder resistir las fuerzas de aceleración centrífuga correspondientes.

1.4.5 Rendimiento de las turbinas.

Para cada tipo de turbina se toman como referencia para conocer la altura de salto unos puntos concretos, sin embargo por el momento no existe un código de cálculo que establezca de forma unívoca la altura de salto de cara a hallar del rendimiento de una turbina de flujo cruzado, por lo que hay que extremar las precauciones cuando se comparan soluciones en las que intervienen turbinas. En todo caso midiendo la altura de salto con el mismo criterio que en las turbinas Pelton, su rendimiento rara vez supera el 84%. Para estimar el rendimiento global del grupo turbo-generador hay que multiplicar el de la turbina por el del multiplicador (si es que existe) y por el del generador.

Tabla 1.5 Eficiencia del grupo de generación (η_{GR})

Potencia (kW)	TIPO DE TURBINA			
	PELTON	MICHELL-BANKI	FRANCIS	AXIAL
<50	58-65 %	54-62 %	59-65 %	58-66 %
51-500	65-69	62-65	66-70	66-70
501-5000	69-73	65	70-74	70-74

Limitación por máxima potencia de 1000 kW

Fuente: Manual de mini y micro-centrales hidráulicas.

1.4.6 Cavitación

La cavitación es el fenómeno de formación de vapor que se produce cuando un líquido fluye por regiones donde, a causa de las altas velocidades de flujo, la presión estática absoluta es menor que la presión de vapor correspondiente a la temperatura de líquido. Si las burbujas alcanzan posteriormente zonas de mayor presión que la presión de vapor, entonces condensan violentamente, originando serios problemas hidráulicos y mecánicos en los aparatos y máquinas donde ocurre este fenómeno.

En las turbinas Pelton, Turgo y Michell-Banki, puede ocurrir cavitación en el inyector causada por una geometría desfavorable o por una pequeña discontinuidad de las superficies. En estas turbinas no es necesario calcular una altura de aspiración como en el caso de las turbinas de reacción, dado que el proceso de flujo en el rodete se desarrolla por lo general a la presión atmosférica.

1.5 Turbina PELTON

Puede definirse como una turbina de acción, de flujo tangencial y de admisión parcial. Opera eficientemente en condiciones de grandes saltos y bajos caudales, y también en el caso de cargas parciales.

El proceso de flujo se realiza a presión atmosférica.

1.5.1 Partes principales de una turbina Pelton.

1.5.1.1 Distribuidor

Está constituido por un inyector o por varios inyectores, que pueden llegar a seis. Un inyector consta por lo general por una tobera de sección circular provista de una aguja de regulación que se mueve axialmente, variando así la sección de flujo. En el

caso de que se requiera una operación rápida para dejar al rodete sin acción de chorro, se adiciona una placa deflectora; de este modo la aguja se cierra en un tiempo más largo, reduciendo así los efectos de golpe de ariete.

La operación de la aguja, así como la de la placa deflectora, puede hacerse en forma automática o manual.

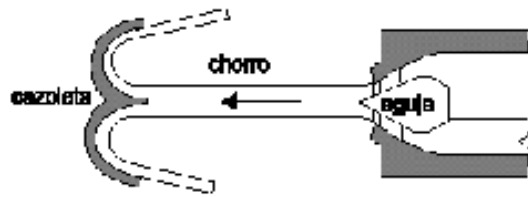


Fig. 1.4 Inyector

1.5.1.2 Rodete

Es de admisión parcial, lo cual depende del número de chorros o de inyectores. Consta de un disco provisto de una serie de cucharas montadas en su periferia. Las cucharas pueden estar empernadas al disco, unidas por soldadura o fundidas en una sola pieza con el disco. La turbina Pelton puede instalarse con el eje horizontal con 1 ó 2 inyectores, y con el eje vertical con 3 a 6 inyectores. Se emplea en pequeñas y en grandes centrales.

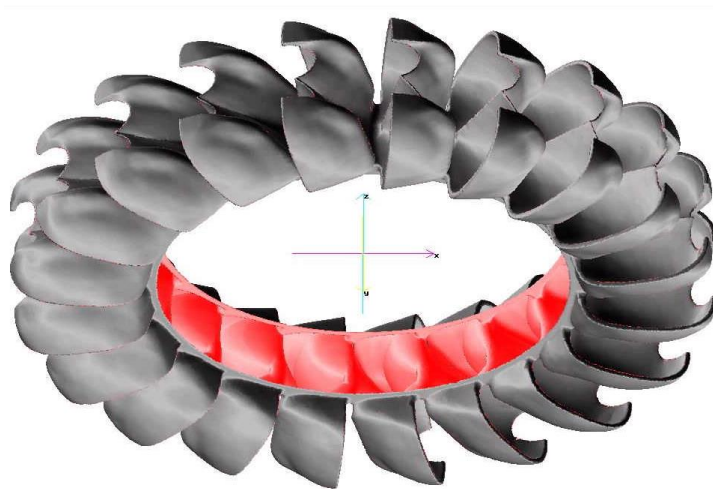


Fig. 1.5 Rodete

1.5.1.3 Carcasa

Este elemento tiene la función general de cubrir y soportar a las partes de la turbina.

En la figura 1.6 se muestra un croquis de la turbina en conjunto para poder apreciar la distribución de los componentes fundamentales.

Un chorro de agua convenientemente dirigido y regulado, incide sobre las cucharas del rodete que se encuentran uniformemente distribuidas en la periferia de la rueda. Debido a la forma de la cuchara, el agua se desvía sin choque, cediendo toda su energía cinética, para caer finalmente en la parte inferior y salir de la máquina. La regulación se logra por medio de una aguja colocada dentro de la tobera.

Este tipo de turbina se emplea para saltos grandes y presiones elevadas.

1. Rodete
2. Cuchara
3. Aguja
4. Tobera
5. Conducto de entrada
6. Mecanismo de regulación
7. Cámara de salida

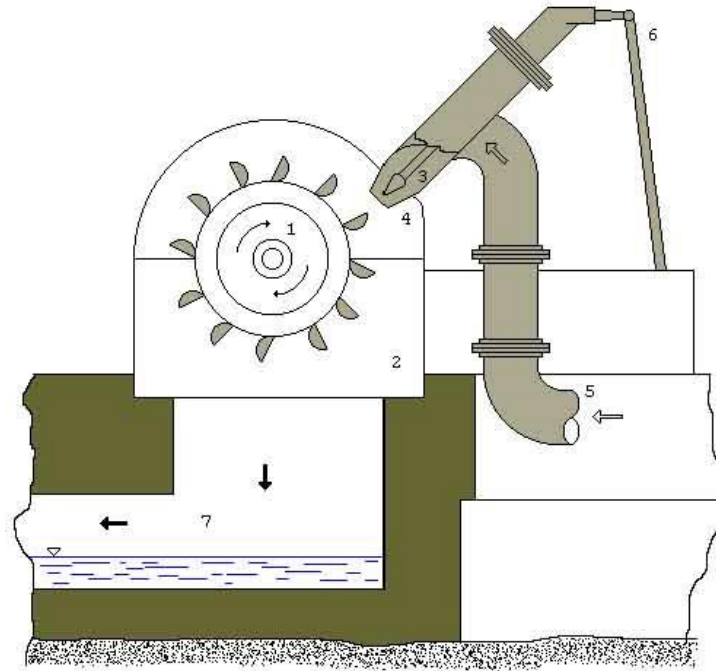


Fig. 1.6 Componentes fundamentales de las turbinas Pelton

1.5.2 Curva de eficiencia de una turbina Pelton

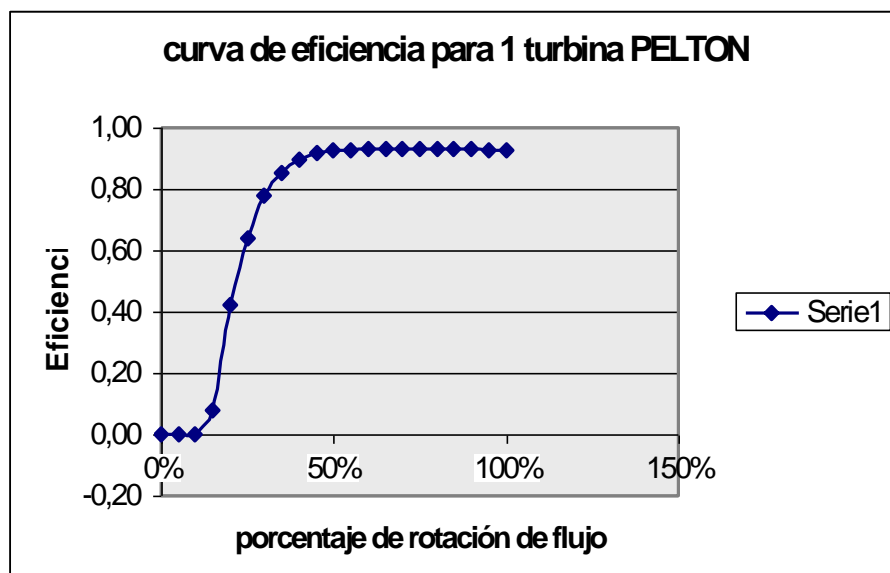


Fig. 1.7 Curva de eficiencia

Fuente: RETScreen International

1.6 Regulación de velocidad

Existen muchas maneras de aprovechar la energía generada por el agua al golpear las paletas o alabes de una rueda o turbina hidráulica, algunos de estos sistemas operan con turbinas girando a velocidad constante en todo momento, otros lo hacen con turbinas trabajando a velocidad variable.

De acuerdo a las aplicaciones que se le da a la energía cinética, se requiere o no de regulación de velocidad. Los sistemas que operan a velocidad constante están representados típicamente por centrales hidroeléctricas que suministran electricidad en corriente alterna. Estos sistemas requieren de una operación a velocidad constante, para no dañar el generador eléctrico ni los equipos y maquinas que utilizan esta energía. Dado que la frecuencia de la corriente eléctrica es directamente proporcional a la velocidad de giro del alternador, una variación en la velocidad de giro traduce en una variación en la frecuencia del sistema eléctrico, que debe tener un valor de 60 ó 50 Hz según el país.

1.6.1 Regulación por Medio del Caudal del Agua en la Turbina.

Para obtener una velocidad constante del grupo generador, existiendo una demanda variable, es necesario que en todo momento la potencia disponible al ingreso del grupo generador, deba ser igual a la potencia eléctrica a la salida de este, más las pérdidas internas del grupo (Ec. 1.4)

Este equilibrio se logra equilibrando la cantidad de agua que ingresa a la turbina, de tal manera que si se produjera un aumento en la demanda, se abrirá una válvula que permite el mayor ingreso de agua a la turbina ocasionando que la potencia generada se iguale a la demanda. Existen dos maneras de realizar esta regulación: manualmente o automáticamente.

1.6.2 Regulación de la Velocidad por Regulación de Carga.

A diferencia de la regulación por caudal de agua, en la que todo momento la turbina regula el paso del agua con el fin de igualar la potencia generada con la demanda para mantener la velocidad de giro constante, en los sistemas de regulación de carga, el grupo generador entrega una potencia constante, esto es, no hay regulación de caudal de agua. No obstante, debe cuidarse que el grupo genere una potencia mayor o igual a la máxima potencia esperada en la demanda. El exceso de potencia generada se disipa en forma de calor, a través de la resistencia sumergida en agua o aire. Esta regulación también se la puede ser manualmente y automáticamente, siendo la última la más utilizada.

1.7 Sistemas de transmisión de potencia mecánica

En las PCH, se produce una continua conversión de energía hidráulica en energía mecánica en la turbina, y de energía mecánica en energía eléctrica en el generador.

En el caso de sistemas eléctricos con corriente alterna, a una frecuencia de 60 Hz, se dispone de generadores con velocidades de $n = 3600 / p$ (rpm), siendo p el número de pares de polos del generador. De esta manera se puede contar con velocidades de 3600, 1800, 1200, 900 rpm y menos, siendo más costoso el generador en el caso de bajas velocidades.

La velocidad de giro de la turbina está relacionada con la caída neta y las dimensiones del rodete. En el caso de grandes a medianas centrales hidroeléctricas se justifica construir los rodetes de las turbinas con dimensiones que permitan garantizar una velocidad de giro igual a la del generador y permitir así su acoplamiento directo. En cambio en el caso de centrales hidroeléctricas de muy poca potencia solo se puede emplear los rodetes con dimensiones estándares de los fabricantes; en consecuencia, la velocidad de operación, para las condiciones de caída neta y caudal disponible, rara vez

coincide con la de los generadores; por esta razón en estas centrales debe emplearse sistemas de transmisión de movimiento y potencia mecánica entre la turbina y el generador.

▪ **Acoplamientos**

Los acoplamientos son sistemas mecánicos que se emplean para unir dos ejes consecutivos en movimiento. En el caso de minicentrales hidroeléctricas, se emplean para unir directamente la turbina con el generador, en caso les corresponda la misma velocidad nominal, o para unir el eje del generador con el eje de la polea conducida.

Existen dos tipos de acoplamientos: rígidos y flexibles. Los acoplamientos rígidos se emplean cuando se puede garantizar un buen alineamiento de los ejes y cuando no se presentan grandes cargas transversales en ellos. Los acoplamientos flexibles se emplea cuando no se puede obtener el centrado exacto y permanente debido a los defectos de fabricación, deformaciones por cargas de servicio, influencia de la temperatura, defectos en el cimiento y / o en el montaje.

▪ **Cojinetes**

Los cojinetes son elementos que permite soportar a los ejes en movimiento, constituyendo elementos intermedios entre un cuerpo en movimiento (eje) y otro fijo (soporte) ligado a la estructura de la máquina. En el contacto entre ejes y cojinetes, forzosamente se producirá rozamiento y pérdidas de potencia en forma de calor; lo importante de las formas constructivas de los cojinetes es que permitirán que las pérdidas por rozamiento sean pequeñas.

Existen dos tipos de cojinetes que corresponden a los dos tipos de rozamiento conocidos: los cojinetes de deslizamiento, a los que comúnmente se conocen como cojinetes, a secas, y los cojinetes de rodamiento, a los que se les conoce como rodamientos.

De acuerdo al tipo de carga soportado, los cojinetes pueden ser radiales y axiales; en el caso de las turbinas y generadores de eje vertical, el cojinete superior tomará la carga axial del peso, llamándosele de empuje. Los otros cojinetes serán de guía.

1.8 Generadores eléctricos en minicentrales hidráulicas

Los generadores eléctricos para estas aplicaciones son máquinas eléctricas rotativas que se acoplan directa o indirectamente a los rodets de las turbinas y así, conjuntamente producen energía eléctrica o electricidad.

1.8.1 Principios de generación eléctrica

1.8.1.1 Inducción electromagnética

Sea un campo magnético Φ , cuya unidad es el Weber, formado por líneas continuas de flujo emergiendo desde el polo norte y entrando al polo sur, (un polo p , es la unidad de carga magnética). Una o mas bobinas cada cual de una o mas espiras o vueltas N , ubicadas entre ambos polos. Al variar el número de líneas de flujo que abrazan a estas bobinas, se *induce* o *crea* en ellas una tensión en voltios denominada fuerza electromotriz-FEM-, que tomará el símbolo E .

Los elementos así formados que dan lugar a una máquina eléctrica rotativa son:

- Campo, formado por líneas de flujo Φ ; y
- Armadura, que es la bobina o bobinas de N vueltas en cuyos extremos se presenta la tensión E .

En este caso, la variación de líneas de flujo es causada por el movimiento rotativo a la velocidad n en RPM (revoluciones por minuto), aplicado por el giro del rodete de la turbina a uno de los elementos anteriores.

Según el elemento al cual se le aplica el movimiento giratorio, los sistemas son:

- **De armadura rotativa y campo estático.** Si las bobinas a las que se les induce tensión son las que giran. Ejemplo, generador de corriente continua convencional.
- **De campo rotativo y armadura estática.** Si el campo es el que gira y las bobinas a quienes se les induce tensión permanecen estáticas, por ejemplo el generador síncrono y asíncrono.

Comúnmente al elemento estático se le llama estator, y al elemento rotativo, rotor.

La frecuencia del pulso eléctrico alterno depende directamente de la velocidad de giro de la máquina y cumple con la relación:

$$F(\text{Hz}) = n(\text{RPM}) \cdot p(\text{polos}) / 120 \quad (1.15)$$

El principio de inducción electromagnética se puede expresar por la relación:

$$E(\text{V}) = k_1 \cdot N \cdot f(\text{Hz}) \cdot \Phi(\text{Wb}) \quad (1.16)$$

Donde:

K_1 es un factor de proporciones y unidades

1.8.1.2 Excitación del campo

Ya sabemos que los conductores que llevan corriente producen un flujo magnético Φ . En los polos principales el flujo se obtiene a partir de bobinas conductoras

con N_e vueltas ubicadas alrededor de los cuerpos de los polos (llamados bobinas de campo) y hacerles circular una corriente I_e llamada corriente de excitación de campo.

El suministro de corriente de campo puede ser:

- Excitación independiente, desde una fuente externa de corriente.
- Autoexcitación, desde la misma armadura del generador (tensión).
- Excitación serie, usando la corriente de carga del generador.
- Excitación compuesta, usando excitación mixta desde la armadura (tensión) y la corriente de carga del generador.

1.8.2 Generador Síncrono

El generador síncrono es la máquina de uso prioritario en las unidades de generación.

1.8.2.1 Velocidad síncrona

Es la velocidad de giro de la máquina en rpm, que permanece invariable y origina en la corriente alterna la *frecuencia síncrona* normalizada. La velocidad rotativa es dada por la máquina, en este caso la turbina hidráulica.

- a) Frecuencias síncronas normalizadas: 50 Hz y 60 Hz.
- b) Velocidades síncronas deducibles de la frecuencia f y el número de polos p de la máquina

De la Ec. 1.15

$$N_s(RPM) = 120 \times f(Hz) / p \quad (1.17)$$

Tabla 1.6 Valores de la velocidad síncrona

Frecuencia (Hz)	Polos	Velocidad síncrona (RPM)
50	2	3000
	4	1500
	6	1000
	8	750
	10	600
	12	500
60	2	3600
	4	1800
	6	1200
	8	900
	10	720
	12	600

Fuente: Manual de mini y micro-centrales hidráulicas.

1.8.2.2 Generador síncrono-principio de operación

El generador síncrono tiene el bobinado de campo excitado por corriente continua y la tensión desarrollada en la armadura es alterna, de ahí que también se denomina alternador.

La frecuencia de la tensión de salida es la síncrona, la forma de onda puede tomarse como senoidal y por el acomodo de las bobinas de armadura da lugar a una o más fases.

1.8.3 Generador monofásico

Tiene una sola fase. Se usa por tres razones principales:

- Cuando el alternador debe operar en paralelo con otro existente de un sistema monofásico.

- En aplicaciones de potencia relativamente baja potencia (usualmente no mayor a 30 kVA).
- Provisionalmente cuando se espera el crecimiento futuro de la demanda.

1.8.4 Alternador trifásico

Tiene tres fases distanciadas 120° entre sí. La disposición de bobinas y las tensiones de salida de la armadura en el generador elemental de ocho polos se puede observar en la figura 1.8. La forma de interconectar las fases da lugar a dos principales tipos de conexión:

- Conexión estrella, y
- Conexión triángulo.

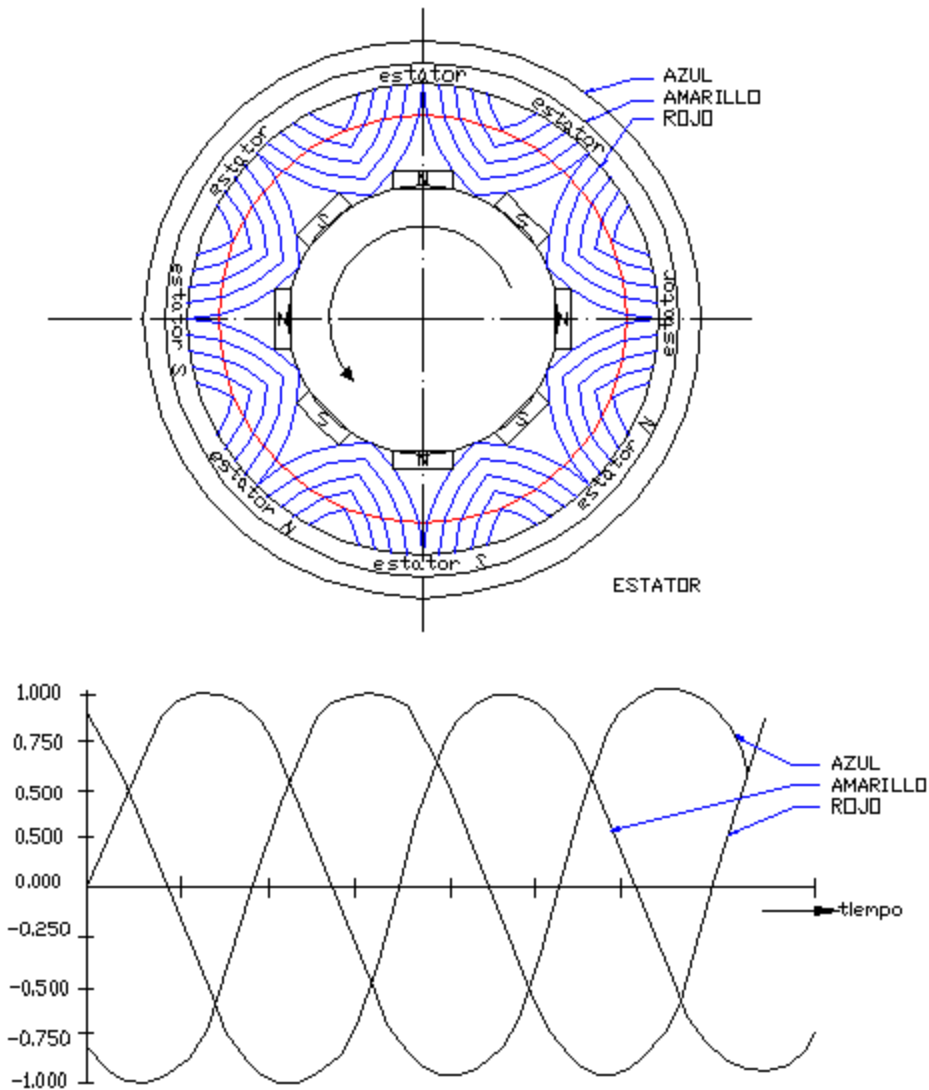


Fig. 1.8 Generador trifásico de 8 polos y tensión de salida

El sistema trifásico es el más difundido por lo siguiente:

- Es el método más simple y económico de producir energía eléctrica; su transporte es el más liviano (alternador 75% de peso y conductor 87% de peso del equivalente monofásico).
- Es el método más simple y económico de consumo de energía (5% de pérdidas en la conducción, dispositivos por lo menos 2% más eficientes que el monofásico equivalente).

- Motores eléctricos mas simples (no usan condensadores para el arranque), menos pesados, mas eficientes que el monofásico equivalente, y con amplia difusión comercial.

Excitatriz. Es el generador auxiliar que provee de corriente eléctrica al campo. Usualmente se monta sobre el eje del alternador para aprovechar la misma fuente de energía mecánica de rotación.

1.8.5 Criterios de selección

El alternador síncrono, desde hace mucho tiempo, es el más importante dispositivo de conversión de potencia electromecánica y es pieza clave en la producción de electricidad.

Las consideraciones para el uso en minicentrales son:

Cargas con factor de potencia menor de 0.8 en atraso. El $\cos \phi = 0.8$ es un valor convencional de fabricación y corresponde al promedio de la carga mixta industrial y doméstica. Si el $\cos \phi$ es 0.6 dimensionar el alternador a 110% los kVA de la carga. Si es 0.7 el dimensionamiento será a 105% los kVA.

Con cargas parciales menores a 80% de la potencia nominal del generador, éste puede llevar cargas de bajo factor de potencia.

Arranque de motores eléctricos

El alternador puede soportar altas corrientes instantáneas de carga a bajos factores de potencia, lo que es típico de un arranque de motor de inducción. A continuación, se indican valores para los kVA de alternador y los kW de turbina por HP de motor eléctrico requeridos para su arranque.

Motor monofásico: 3.5 kVA/HP, 1.9 kW/HP

Motor trifásico:

Arranque directo: 2.7kVA/HP, 2.2 kW/HP

Arranque estrella-triángulo: 1.35 kVA/HP, 1.1 kW/HP

Esta condición la cumple todo generador con AVR. Si la regulación es manual, el procedimiento es dificultoso por la lenta recuperación de tensión y la capacidad es limitada a pequeñas fracciones del generador.

Carga regulada por tiristores

Un factor práctico de aplicación es dimensionar el generador en 150% la magnitud de la carga con tiristores.

Operación en paralelo

Los generadores con AVR electrónico están preparados para trabajar en paralelo con otra máquina con excitación similar de igual o diferente potencia. Es necesario solicitar, para cada una, el llamado equipo de cuadratura, con el fin de hacer el reparto automático de la carga reactiva.

Si el AVR es compuesto, la operación en paralelo sin dispositivos adicionales especiales, se limita a máquinas iguales o de la misma familia, de manera que tengan excitación de igual valor.

Desequilibrio de corriente de carga

Los alternadores normales permiten desbalances de la corriente de carga de 25% sin superar la corriente nominal, es decir:

caso a: 75%, 100%, 75%

caso b: 100%, 75%, 100%

a cargas parciales, los desbalances pueden ser mayores, pero sin superar el 40% para evitar desequilibrio de tensiones y hasta sobretensiones.

Los alternadores se preparan para arreglos de dos o más tensiones de generación según la conexión elegida. Por ejemplo: Estrella paralelo 220V, Estrella serie 440V, etcétera.

Entre los inconvenientes principales para el uso de este generador se presentan:

- Los alternadores estándar de fabricación actual son de un solo cojinete, por lo que para uso con turbinas, se debe solicitar el alternador especial con dos cojinetes y demás características.
- La velocidad debe ser mantenida en rangos estrechos de regulación; comúnmente aceptan una caída de 5% de la velocidad, de lo contrario se presenta exceso de calentamiento por sobreexcitación (ver Ec. 1.16) y disminución de aire de enfriamiento. En los casos límite se admite hasta una caída de 15% de velocidad para cargas parciales menores al 60%
- La relación aproximada de pesos en los generadores especiales, y, por lo tanto de costo, es:

Tabla 1.7 Costos de generadores en relación con el peso

1800 rpm peso 100%
1200 rpm peso 230%
900 rpm peso 350%
720 rpm peso 500%
600 rpm peso 580%

Fuente: Manual de mini y micro-centrales hidráulicas.

1.9 ESTRUCTURA DE SOPORTE DE LAS MAQUINAS ELECTROMECAÑICAS.

Una parte primordial en el desempeño de un sistema de generación es la estructura de soporte donde irán montadas las maquinas electromecánicas, para el caso de pequeños aprovechamientos. Se aconseja realizar en un cimiento. Mismo que soportara todas las fuerzas desarrolladas por las maquinas.

Proyección de cimientos.

Al proyectarse los cimientos individuales, se debe tratar de que estos sean compactos y tengan las dimensiones mínimas admisibles y una forma sencilla. Las dimensiones del cimiento se determinan en el plano de acuerdo con las dimensiones exteriores de la superficie de apoyo de la bancada. La distancia entre los bordes de los agujeros para los pernos de anclaje hasta el borde del cimiento no debe ser menor de 100mm.

Perno de anclaje.

Los pernos de anclaje se utilizan generalmente para la fijación de las maquinas, generalmente, son lisos o corrugados de acero. El extremo inferior de los pernos de

anclaje de diámetros pequeños se hace en forma de gancho doblado, canalado, o se fija por el vástago horizontal. La construcción del extremo del perno no juega ningún papel importante, puesto que la rigidez y resistencia, son determinadas por el acoplamiento del vástago del perno con el hormigón.

CAPITULO II: METODOLOGÍA DE CÁLCULO

2.1 INTRODUCCIÓN

El propósito de este trabajo es presentar una serie de criterios fundamentales desarrollados a partir de recientes investigaciones, para la formulación de una metodología de calculo de los componentes que conforman una central hidroeléctrica y principalmente permitan hacer la selección del tipo de turbina hidráulica que se necesita y definir sus características principales, teniendo en cuenta la carga y capacidad (potencia o caudal) definidas para una situación específica de una estación hidroeléctrica determinada.

Se analizarán:

1. Parámetros principales de una central hidroeléctrica.
2. Cálculos para la tubería de presión.
3. Selección del tipo de turbina.
4. Selección preliminar de las turbinas Pelton, la determinación del diámetro del rodete y la definición de los parámetros unitarios.

De ese modo, disponiendo de los parámetros unitarios del tipo de turbina que debe utilizarse, será posible solicitar de los fabricantes las ofertas correspondientes y analizarlas convenientemente.

2.2 PARÁMETROS PRINCIPALES DE UNA CENTRAL HIDROELÉCTRICA.

- Eficiencia total del sistema:

$$\eta_0 = \eta_{turbina} \cdot \eta_{generador} \cdot \eta_{tubería}$$

$$\eta_0 = 0.85 \times 0.9 \times 0.92$$

$$\eta_0 = 0.7$$

- Potencia:

De acuerdo a la Ec. 1.5, donde:

$$P_{neta} = \eta_0 \cdot \rho \cdot g \cdot h_{disp} \cdot Q \quad [W]$$

$$P_{neta} = 0.7 \times 1000 \frac{kg}{m^3} \times 9.81 \frac{m}{s^2} \times 400m \times 0.37 \frac{m^3}{s}$$

$$P_{neta} = 1016000 \quad [W]$$

$$P_{neta} = 1016 \quad [kW]$$

- Energía producible:

De acuerdo a la Ec. 1.6, donde:

$$E_p = (9.8 / 3600) \cdot Q \cdot h_{disp} \cdot \eta_0 \cdot t \quad [kWh]$$

$$E_p = \left(\frac{9.8}{3600} \right) \times 0.37 \times 400 \times 0.7 \times 31536000$$

$$E_p = 8900160 \quad [kWh]$$

- Velocidad Específica

Según la Ec. 1.14 de las relaciones de semejas para una misma turbina:

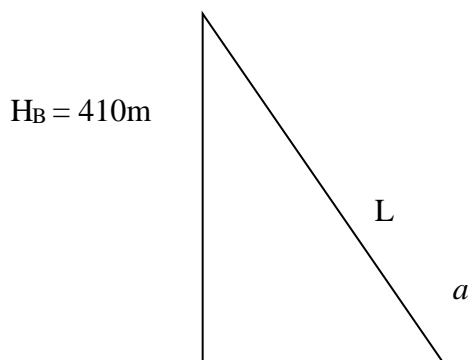
$$\eta_s = \frac{n\sqrt{P_n}}{H^{5/4}}$$

$$n_s = \frac{1200\sqrt{1016}}{400^{5/4}} = 21.38$$

Con el valor de la Velocidad Especifica tenemos un primer criterio de selección del tipo de turbina de acuerdo a la tabla 1.4

- Longitud de la tubería (aproximado):

Utilizando el método de eclímetro se tomaron los siguientes valores:



$$\% \text{ Pendiente} = 70$$

$$a = \frac{90^\circ \times 70\%}{100\%} = 63^\circ$$

$$L = \frac{410}{\text{sen}63} = 460 \quad [\text{m}]$$

Este método debe ser recalculado para alinearse correctamente, pero debido a las condiciones de la pendiente se asume una longitud de 470 m

2.3 METODOLOGÍA DE CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE PRESIÓN

2.3.1 Cálculo del diámetro económico (diámetro óptimo)

En general, todos los parámetros dependen del caudal y de la altura del salto. De ahí, que exista una gran cantidad de ecuaciones empíricas simplificadas que nos permiten tener una primera idea del diámetro de la tubería.

$$d_{opt} = 1,4 \frac{Q_n^{0,4286}}{H_B^{0,1429}} \quad (2.1)$$

Donde: d_{opt} .- Diámetro óptimo. (m)

Q_n .- Caudal de diseño (m³/s)

H_B .- Salto o altura bruta (m)

$$d_{opt} = 1,4 \frac{0,37^{0,4286}}{410^{0,1429}}$$

$$d_{opt} = 0,387 \approx 0,4 \quad [\text{m}]$$

Luego de haber calculado el diámetro, se ha elegido la tubería de alta presión de acero soldada helicoidalmente marca PEHSA, además los datos técnicos se adjuntan en el anexo 7.

2.3.2 Cálculo de las pérdidas por fricción en la pared de la tubería.

Para realizar el cálculo se parte de la fórmula que relaciona el factor de fricción, planteadas por Darcy- Weisbach

$$h_f = \frac{f_t \cdot L \cdot v^2}{d \cdot 2g} \quad (2.2)$$

$$h_f = 0,0827 \frac{f_t \cdot L \cdot Q_n^2}{d_i^5} \quad (2.3)$$

Donde: h_f .- Pérdida de energía en la tubería (m)

f_t .- Factor de fricción que depende de la rugosidad del tubo;

L.- Longitud de la tubería (m);

Q_n .- Caudal (m^3/s)

d_i .- Diámetro interior de la tubería (m)

v .- Velocidad de agua en la tubería.

El factor de fricción, resulta de la relación del número de Reynolds y la curva de rugosidad en el monograma para flujo en tuberías. Ver Anexo 8., o también en la tabla simplificada de factores de fricción. (Tabla 2.1)

Tabla 2.1 Factor o coeficiente de fricción

Diámetro pulgadas	TUBERÍA METÁLICA						TUB. CONCRETO		
	NUEVA			VIEJA					
	Velocidad en metros por segundos								
	1.50	3.00	6.00	1.50	3.00	6.00	1.50	3.00	6.00
10	0.020	0.019	0.017	0.040	0.040	0.040	0.026	0.024	0.022
15	0.018	0.017	0.015	0.036	0.036	0.036	0.024	0.022	0.020
24	0.016	0.015	0.013	0.032	0.032	0.032	0.021	0.019	0.018

Fuente: Folleto de la Cámara de la Construcción de Loja

$$h_f = 0,0827 \frac{0.017 \times 470 \times 0.37^2}{0.3937^5}$$

$$h_f = 9.56 \quad [m]$$

- Numero de Reynolds: Se define de la fórmula siguiente:

$$R = \frac{d \cdot v}{\nu} \quad (2.4)$$

Donde: R.- Número de Reynolds.

v.- Velocidad del fluido en el tubo (m/s).

d.- Diámetro interior del tubo.

u.- Coeficiente de viscosidad cinemática (para el agua es 1×10^{-6})

$$R = \frac{0.3937 \times 3.0}{1 \times 10^{-6}} = 1181100$$

La velocidad del agua en la tubería depende del caudal que circulara por la tubería y del área de la sección transversal de esta:

$$v = \frac{Q_n}{a} \quad (2.5)$$

Donde: Q_n - caudal circulante. (m^3/s)

a.- área de la sección de la tubería, en m^2 . Se determina por la ecuación siguiente:

$$a = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (2.6)$$

$$a = \frac{\pi}{4} (0.39370m)^2 = 0.122 \quad [m^2]$$

De la Ec. 2.5 , resulta:

$$v = \frac{0.37}{0.122} = 3.0 \quad [m/s]$$

2.3.3 Pérdidas por turbulencia.

Las pérdidas por turbulencia se calculan tomando en consideración los coeficientes de resistencia en los accesorios (válvula de compuerta $K = 0.1$), para el inicio de la tubería ($K = 0,5$), y por cambios de dirección según la tabla 2.2 Luego se pueden calcular las pérdidas por turbulencia h_t .

$$h_t = \frac{V^2}{2g} \{K_1 + K_2 + K_3 \dots + K_n\} \quad (2.7)$$

Donde: V.- velocidad del fluido en la tubería (m/s)

g.- aceleración de la gravedad, 9.81 m/s²

K₁; K₂... K_n.-Coeficiente de resistencia según el ángulo del cambio de dirección.

Tabla 2.2 Coeficientes de resistencia en curvas en escuadra o falsa escuadra.

Ángulo	K
0°	2 f _t
15°	4 f _t
30°	8 f _t
45°	15 f _t
60°	25 f _t
75°	40 f _t
90°	60 f _t

Fuente: Manual de mini y micro-centrales hidráulicas.

$$h_t = \frac{3^2}{2 \times 9.81} \{0.1 + 0.5 + (8 \times 0.017)\}$$

$$h_t = 0.337 \quad [\text{m}]$$

2.3.4 Pérdidas de carga total.

Las pérdidas de carga total h_p serán las pérdidas por fricción h_f más las perdidas por turbulencia h_t .

$$h_p = h_f + h_t \quad (2.8)$$

$$h_p = 9.56 + 0.337$$

$$h_p = 9.89 = 10 \quad [\text{m}]$$

Para colocar en forma estadística las pérdidas de carga se realiza el cálculo de la pérdida porcentual de caída debido a la fricción:

$$p\acute{e}rdidas\% = \frac{h_p \times 100}{h_b} \quad (2.9)$$

$$p\acute{e}rdidas\% = \frac{10 \times 100}{410} = 2.44$$

2.3.5 Distancia entre soportes.

De acuerdo a las dimensiones de la tubería, Anexo 7, se ha elegido la siguiente:

Diámetro exterior = 406.4 mm

Diámetro interior = 393.7 mm

Espesor = 6.35 mm

Según las consideraciones de Zucel de Sonza, conocido el momento de inercia para una flecha máxima de 1/65000 (deformación), la longitud entre apoyos L_s está dada por la siguiente expresión:

$$L_s = 182,61 \sqrt[3]{\frac{(d_i + 2e)^4 - d_i^4}{W}} \quad (2.10)$$

Donde: d_i .-Diámetro interior (m).

e .-Espesor de las paredes de la tubería (m)

W .-Peso del agua y la tubería. (kg.m)

$$W = \gamma \frac{\pi}{4} d_i^2 \quad (2.11)$$

Donde: γ , es el peso específico del agua y el material. Como se observa en la figura 2.1

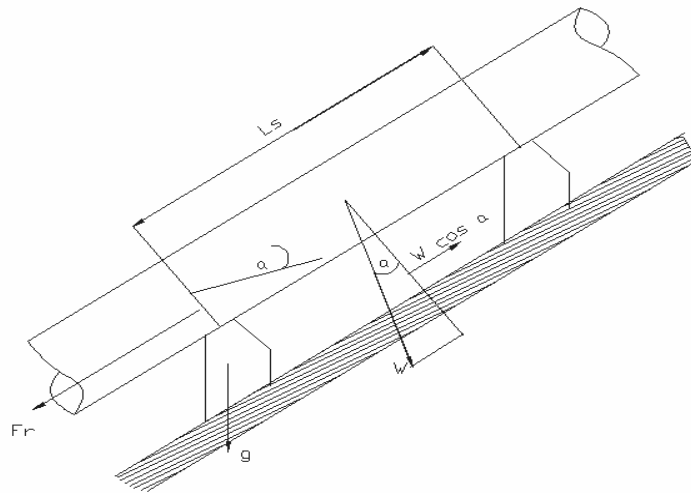


Fig. 2.1 Esquema para considerar la carga en los soportes

De la Ec. 2.11 se deduce que:

$$W_{agua} = 1000 \frac{\pi}{4} 0.3937^2 = 121.736 \quad [\text{kg.m}]$$

$$W_{acero} = 7850 \frac{\pi}{4} (0.4064^2 - 0.3937^2) = 62.65 \quad [\text{kg.m}]$$

$$W = W_{agua} + W_{acero} = 121.736 + 62.65 = 184.38 \quad [\text{kg.m}]$$

De la Ec. 2.10 resulta:

$$Ls = 182,61 \sqrt[3]{\frac{(0.3937 + 2 \times 0.00635)^4 - (0.3937)^4}{184.38}}$$

$$Ls = 4.75 \quad [\text{m}]$$

2.3.6 Cálculo de los bloques de apoyo para la tubería de presión.

Una forma práctica de dimensionar los apoyos es en función del diámetro de la tubería, como se muestra en la figura 2.2

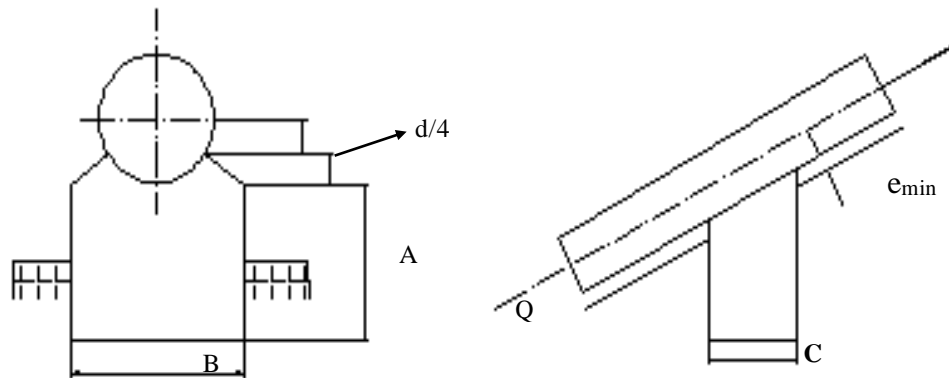


Fig. 2.2 Dimensiones de los apoyos

Donde e_{\min} es la distancia mínima de colocación sobre la superficie de la tierra, que es de 0,25 del diámetro de la tubería.

Tabla 2.3 Valores de las dimensiones de los apoyos

	$d = \text{diámetro tubería}$	$d = 0.4 \text{ m}$
A	$A = 1.2 d$	0.48
B	$B = 1.5 d$	0.6
C	$C = B$	0.6
e_{\min}	$e_{\min} = 0.25 d$	0.1

Fuente: Centrális Hidrielectricas Dimensionamento de Comportes

2.3.7 Estabilidad del anclaje para la tubería de presión.

Los anclajes son bloques de concreto que envuelven a la tubería de presión con el propósito de fijarla al terreno, por lo tanto deben resistir cualquier fuerza que la tubería ejerza sobre ellos.

Generalmente, estos se ubican en aquellos lugares donde hay cambios de dirección o pendiente, o donde existen cambios de sección.

Se ha considerado la forma y dimensiones siguientes comparando ejemplos de literatura con valores existentes en el propio Sifón de San Lucas; así mismo el numero de estos anclajes será de 4, igual número de los que existe en el lugar.

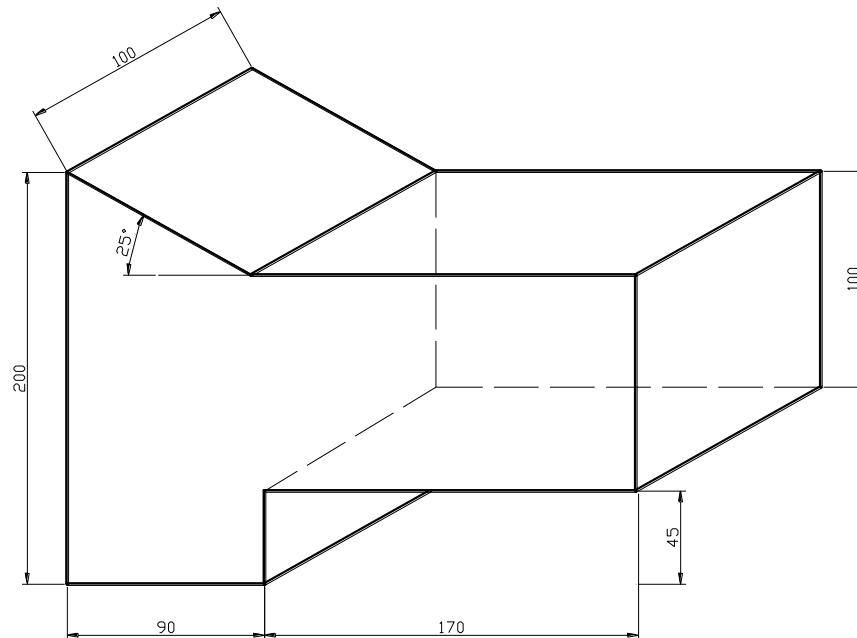


Fig. 2.3 Dimensiones del anclaje

2.4 SELECCIÓN DEL TIPO DE TURBINA UTILIZANDO SUS PARÁMETROS UNITARIOS

La definición de la carga de diseño y la capacidad (potencia o caudal) de cada turbina en una estación hidroeléctrica, es resultado de un análisis técnico-económico amplio. Sobre la base de la carga de diseño, H_d y el caudal o potencia de diseño (Q_d ó N_d) de cada turbina es necesario determinar el tipo de máquina adecuada para ser instalada en la hidroeléctrica.

En general, la tendencia preferible en la selección de turbinas es la de escoger aquellas que sean capaces de suministrar la potencia requerida con la mayor eficiencia y velocidad de rotación posibles. Esto significa una reducción en el tamaño, y en el costo del equipamiento hidráulico y eléctrico, y en un alto grado de la casa de máquinas.

O sea, que para las características específicas de carga, H , y caudal, Q (o potencia, N) para seleccionar la turbina, debe buscarse la mayor velocidad específica posible. No obstante, hay otras condiciones que deben tenerse en cuenta en la selección del tipo apropiado de máquina, como por ejemplo: la posición posible de la máquina en relación con el nivel del agua aguas abajo; las velocidades específicas máximas que pueden obtenerse en la práctica con cada tipo de turbina, los efectos de la velocidad de rotación en vacío de la turbina en el diseño del generador, la eficiencia a capacidades parciales del tipo de turbina seleccionada, las cargas máxima y mínima disponibles para la generación de energía, etcétera.

En general, la primera guía utilizada para la selección del tipo de turbina ha sido la carga de diseño, utilizando diagramas de selección preparados por los fabricantes, tal como el que aparece en la figura 2.4, o simplemente especificando el rango de cargas dentro de las cuales se ha probado que cada tipo de turbina es capaz de trabajar satisfactoriamente.

Sin embargo, la carga adecuada para un tipo determinado de turbina depende principalmente de la relación existente entre la carga, el caudal, la velocidad óptima de rotación y la velocidad específica, lo que ha posibilitado establecer para la definición de los límites de aplicación de un tipo de turbina, ecuaciones empíricas de la forma:

$$H_d = K_t Q_d^{2/3} \quad (2.12)$$

donde:

K_t : Constante que define los límites de aplicación de un tipo determinado de turbina, cuyo valor depende principalmente del estado de desarrollo tecnológico del diseño y construcción de turbinas.

De la ecuación 2.12 se deduce que:

$$K_t = \frac{H_d}{Q_d^{2/3}} \quad (2.13)$$

$$K_t = \frac{400}{(0,37)^{2/3}}$$
$$K_t = 776.1$$

El valor razonable de K_t es resultado de la combinación de la práctica ingenieril, el progreso tecnológico y la comparación económica entre la utilización de uno u otro tipo de turbina, cuando las características específicas de carga y potencia permiten la utilización al menos de dos tipos diferentes de turbinas.

A partir del análisis realizado, puede decirse, que en vez de considerar solamente la carga de operación como elemento de selección preliminar del tipo de turbina, es mejor en general utilizar el parámetro K_t que representa la relación entre la carga y el caudal de cada unidad de la planta hidroeléctrica. Una guía para la selección preliminar del tipo de turbina sobre la base de dicho parámetro. Pudiera ser:

Turbina. Pelton: Para valores de, K_t más altos que 157.

Turbinas Francis: Para valores de K_t menores (110 – 157) y mayores que $K_t = 12$.

Turbinas Axiales: Para valores de K_t y menores que 12. El tipo de máquina axial (Propela fija, Kaplan o bulbo) dependerá de las fluctuaciones de la carga y el caudal disponibles.

Utilizando estos criterios de selección puede verse, por ejemplo, que la utilización de una turbina Francis o Pelton para una carga de 400 m dependerá del caudal de diseño, para un caudal menor deberá utilizarse una turbina Pelton. Es importante destacar, que los límites propuestos no son absolutos, y que pueden también variar al producirse cambios tecnológicos.

Después de decidir el tipo de turbina adecuado para una instalación específica, puede procederse a determinar varias características adicionales que permitirán la selección preliminar de las máquinas adecuadas en tamaño y comportamiento para la planta. Se pueden establecer dos procedimientos generales para hacerlo: uno para turbinas de reacción y otro para turbinas Pelton.

2.4.1 Selección rápida de la turbina

Se puede hacer una selección rápida de la turbina, utilizando el siguiente diagrama de la figura 2.4 en la que aparecen las diversas turbinas que se usan en la actualidad ubicadas por zonas de aplicación referidas al salto neto, caudal, potencia y una eficiencia promedio.

El siguiente diagrama se basa en la Ec. 1.5, de la cual se despeja el salto neto, de modo que:

$$H = \frac{P}{\rho g \eta} \times \frac{1}{Q} \tag{2.14}$$

Tomando logaritmos:

$$\log H = \log \left(\frac{P}{\rho g \eta} \right) - \log Q \tag{2.15}$$

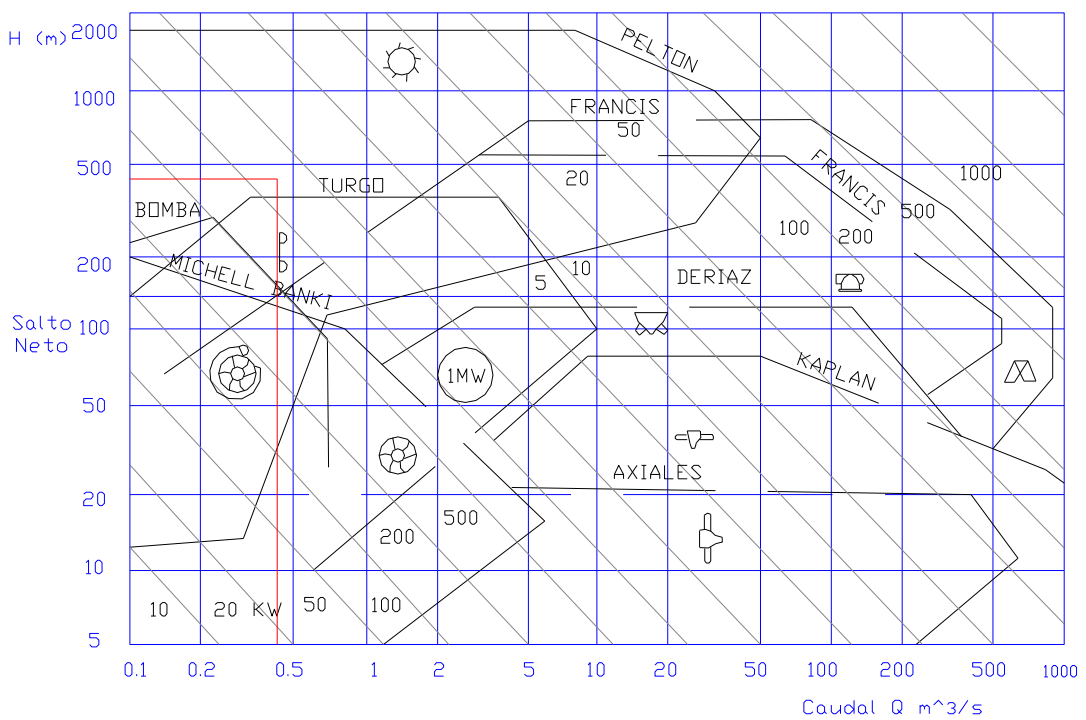


Fig.2.4 Diagrama de selección de turbinas hidráulicas

Asumiendo una eficiencia promedio se obtiene una relación lineal entre H y Q para una potencia constante P en coordenadas logarítmicas.

2.5 SELECCIÓN PRELIMINAR DE TURBINAS PELTON

De conformidad con el principio general de selección de utilizar la máquina más rápida y eficiente para cualquier aplicación que se analice, la selección preliminar de las turbinas Pelton se basará también en partir de la velocidad específica más alta posible.

En el caso de las turbinas Pelton, la relación entre el diámetro de paso del rodete, D_p , y el diámetro del chorro contraído, d_0 , ($D_p / d_0 = m$) es un elemento de diseño importante.

Existe una correlación aproximada entre la relación de diámetros y n_q , que puede expresarse como:

$$n_q = 70 \frac{d_0}{D_p} = \frac{70}{m} \quad (2.16)$$

$$n_q = \frac{70}{10} = 7$$

lo que significa que a mayores velocidades específicas le corresponden menores relaciones de diámetros. Como el ancho de los alabes de las turbinas Pelton está aproximadamente en proporción directa con el diámetro del chorro, esto significa también, alabes más anchos al aumentar n_q

Se conoce además que las mayores eficiencias se obtienen con razones menores entre el ancho de los alabes y el diámetro del rotor. Todos estos hechos dan base a la selección de la más alta velocidad específica posible, o en otras palabras, la menor relación de diámetros para una aplicación determinada. No obstante, la relación de diámetros no puede reducirse más allá de ciertos límites y en la práctica, para obtener

alta eficiencia se ha adoptado el criterio de diseño de que m no debe ser menor que 10, aunque hay turbinas instaladas con una relación de diámetros tan baja como 7, Algunos experimentos fijan 15 como la máxima relación de diámetros para obtener una buena eficiencia, otros extienden el valor de m hasta 18.

Por otra parte, el aumento en velocidad específica está limitado por la circunstancia de que el rotor, o las conexiones de los alabes, no pueden dimensionarse de modo que cumplan los requisitos de resistencia, a velocidades específicas altas.

De acuerdo con todo lo anterior, el valor mínimo de 10 para la relación de diámetros corresponde a una carga máxima de 400 a 600 m; para mayores cargas, la relación pertinente de diámetros, puede caracterizarse por los valores límites informativos que aparecen en la tabla 2.4

Tabla 2.4 Valores límites de la relación de diámetros

H_d (metros)	Relación de diámetro mínima
400	10
600	10
750	11
1 000	14
1 500	19
2 000	24

Fuente: Ingeniería Hidráulica. Vol.14. Cuba

Cuando la carga es alta y la potencia es relativamente baja, la relación de diámetros puede ser tan alta como 20 ó 40.

Como se sabe, las turbinas Pelton pueden tener uno o varios chorros. El número recomendable de chorros, Z_0 , puede obtenerse de la figura 2.5, en función de la carga de diseño y la potencia de la turbina.

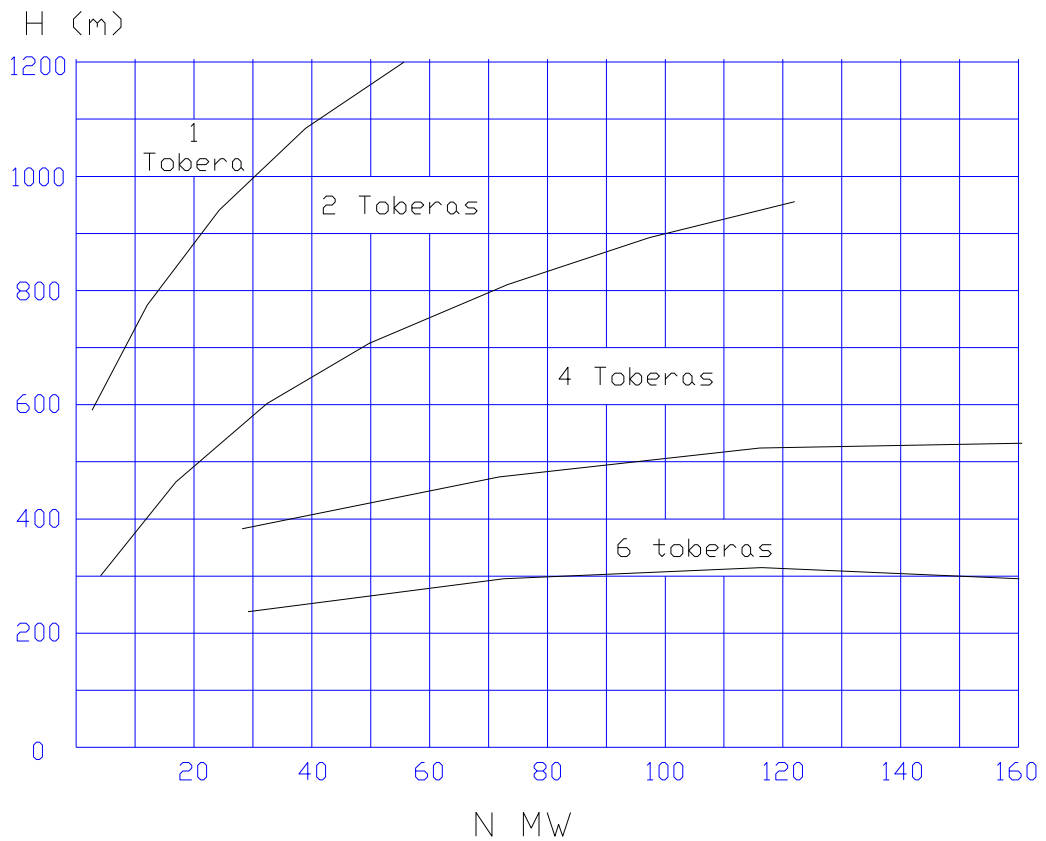


Fig. 2.5 Número de toberas en una turbina Pelton en función de la caída y de la potencia.

Si se conocen H_d y Q_d (o N_d), el procedimiento para seleccionar una turbina Pelton puede ser el siguiente:

Determinar el número de chorros, Z_0 , utilizando la figura 2.5.

Se ha determinado 2 toberas

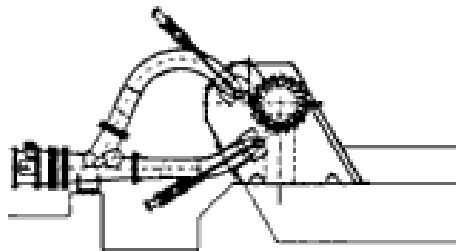


Fig. 2.6 Distribuidor de 2 toberas

Velocidad de chorro a la salida del inyector:

Tratándose de una turbina de acción en donde todo el salto neto se convierte en energía cinética, la velocidad será:

$$c = \varphi \sqrt{2gH} \quad [\text{m/s}] \quad (2.17)$$

$$c = 0.95 \sqrt{2 \times 9.81 \times 400}$$

$$c = 84.16$$

donde φ es el coeficiente de velocidad (Pelton = 0.95)

Calcular el caudal por chorro Q_j , como:

$$Q_j = \frac{Q_d}{Z_0} = \frac{N_d}{9.81 H_d \eta_e Z_0} \quad (2.18)$$

$$Q_j = \frac{0.37}{2} = 0.185 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

Determinar el diámetro del chorro a través de la expresión:

$$d_0 = \left[\frac{4Q_j}{\pi C_1 (2gH_d)^{1/2}} \right]^{1/2} \quad (2.19)$$

$$d_0 = \left[\frac{4 \times 0.185}{3.14 \times 0.985 (2 \times 9.81 \times 400)^{1/2}} \right]^{1/2} = 0.05195 \approx 0.052 \quad [\text{m}]$$

donde:

C_1 : Coeficiente de velocidad del chorro (0.98 a 0.99)

Seleccionar una relación de diámetros mínima de la tabla 2.4 (suponer $m = 10$ para $H_d < 600$ m)

Con la relación de diámetros seleccionada calcular la máxima velocidad específica por chorro, n_{qm} , utilizando la ecuación (2.16).

Determinar la máxima velocidad de rotación (Ec. 2.16) posible para esa velocidad específica utilizando la ecuación:

$$n = \frac{n_{qm} \times H_d^{3/4}}{60Q_d^{1/2}} \quad (2.20)$$

$$n = \frac{7 \times (400)^{3/4}}{60 \times (0,37)^{1/2}} = 17,15 \quad [\text{rps}]$$

Ajustar la velocidad de rotación así obtenida a la menor velocidad sincrónica más cercana, n_0 , en revoluciones por segundo.

$$n_0 = 900 \quad [\text{rpm}], \text{ de acuerdo a } N_s, \text{ Epígrafe (2.7)}$$

$$n_0 = 15 \quad [\text{rps}]$$

Recalcular el valor real de n_{qm} para la velocidad de rotación ajustada.

$$n_{qm} = 6.12$$

A través de este proceso han quedado definidos: el número de chorros, Z_0 , el diámetro de los chorros, d_0 , la velocidad sincrónica de la máquina, n_0 , y la velocidad específica real, n_{qm} . Con esta información a mano, es posible determinar el diámetro de paso del rotor, D_p , utilizando la siguiente ecuación:

$$D_p = \frac{u}{\pi n_0} (2gH_d)^{1/2} \quad (2.21)$$

$$D_p = \frac{0.44}{\pi \times 15} (2 \times 9.81 \times 400)^{1/2}$$

$$D_p = 0.82 \quad [\text{m}]$$

El valor del factor de velocidad periférica para turbinas Pelton puede obtenerse de:

$$u = 0,49 - 0,0072n_q \quad (2.22)$$

$$u = 0,49 - 0,0072 \times 6.12$$

$$u = 0,446$$

Debe recordarse que n es el valor calculado para un chorro. Considerando las relaciones de diámetros de la tabla y las ecuaciones (2.16) y (2.21) puede demostrarse que u varía entre los límites de 0,4396 a 0,469 (aproximadamente 0,44 a 0,47). Utilizando las ecuaciones (2.21) y (2.22) el valor de D_p se determina fácilmente y después de eso es posible calcular los valores de los parámetros unitarios necesarios, tal como se muestra más adelante.

Un detalle interesante de las turbinas Pelton, es el valor prácticamente constante de n_{11} , independientemente del valor de n_q o de m . De la definición de la velocidad unitaria, su valor óptimo, de acuerdo con los cálculos realizados anteriormente resulta:

$$n_{11} = \frac{n_0 D_p}{H_d^{1/2}} \quad (2.23)$$

$$n_{11} = \frac{15 \times 0.82}{400^{1/2}} = 0.615$$

Combinando las ecuaciones (2.20) y (2.22), resulta:

$$n_{11} = \frac{u}{\pi} \sqrt{2g} \quad (2.24)$$

$$n_{11} = \frac{0.446}{\pi} \sqrt{2 \times 9.81} = 0,628$$

Este resultado confirma que todas las turbinas Pelton tendrán aproximadamente la misma velocidad unitaria óptima.

El valor del caudal unitario para un chorro Q_{11j} , estará expresado por:

$$Q_{11j} = \frac{Q_j}{D_p^2 H_d^{1/2}} \quad (2.25)$$

Combinando las ecuaciones (2.19) y (2.25), resulta:

$$Q_{11j} = 3,479C_1 \left(\frac{d_0}{D_p} \right)^2 \quad (2.26)$$

$$Q_{11j} = 3.479 \times 0.985 \times \left(\frac{0.052}{0.82} \right)^2 = 0.01378$$

Si se tiene en cuenta que $C_1 = 0,98 - 0,99$ la ecuación (2.26) puede expresarse aproximadamente como:

$$Q_{11j} \approx \frac{3,427}{m^2} \quad (2.27)$$

Y para la turbina completa:

$$Q_{11} = Z_0 Q_{11j} \approx \frac{3,427 Z_0}{m^2} \quad (2.28)$$

$$Q_{11} = 2 \times 0.01378 = 0.0276$$

Las ecuaciones (2.26), (2.27) y (2.28) muestran que para las turbinas Pelton, el caudal unitario es proporcional al número de chorros, e inversamente proporcional al cuadrado de la relación de diámetros.

De todo lo anterior resulta que los parámetros unitarios de una turbina Pelton pueden definirse fácilmente, ya que Q_{11} es rápidamente determinado a través de la ecuación (2.28) una vez que el valor de m ha sido seleccionado de la tabla 2.3 como función de la carga de diseño.

El valor de la potencia unitaria está expresado como:

$$P_{11} = \frac{P}{D_p^2 \times H_d^{3/2}} \quad (2.29)$$

$$P_{11} = \frac{1016}{0.82^2 \times 400^{3/2}} = 0.189$$

Número de cucharas

$$Z = \frac{1}{2} \left(\frac{D}{d} \right) + 14a16 \quad (2.30)$$

$$Z = \frac{1}{2} \left(\frac{0.82}{0.052} \right) + 14a16 = 22$$

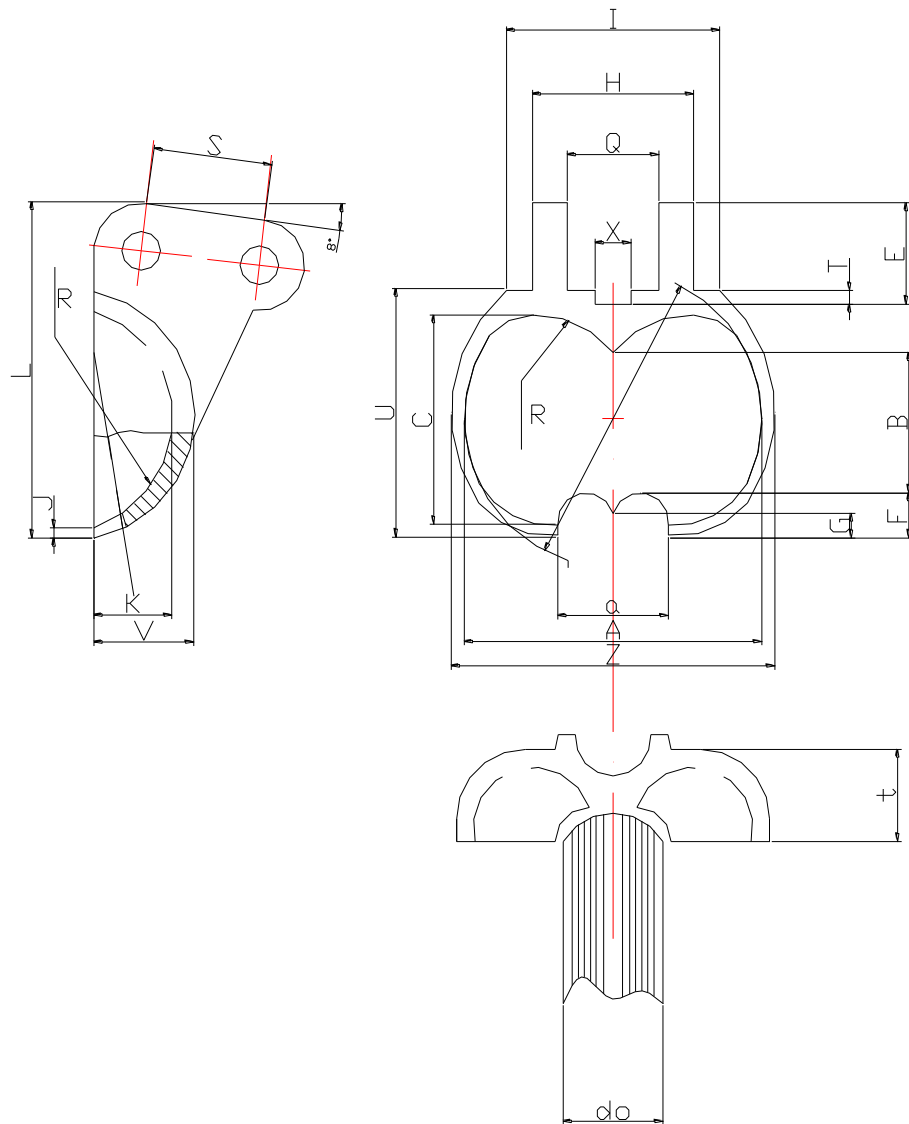


Fig. 2.7 dimensiones de la cuchara

Los valores bajos se emplean cuando la máxima eficiencia se da a cargas parciales y los valores altos si se desea que la máxima eficiencia ocurra a plena carga.

Tabla 2.5 dimensiones de la cuchara

	<i>do</i>	<i>do = 52mm</i>
a	1.2-1.6 <i>do</i>	62.4-83.2
A	2.2-4 <i>do</i>	114.4-208
B	1.75-2.5 <i>do</i>	91-130
C	2.2-3.3 <i>do</i>	114.4-171.6
E	1.2-2 <i>do</i>	62.4-104
F	0.4-0.65 <i>do</i>	20.8-33.8
G	0.3-0.5 <i>do</i>	15.6-26
H	1.2-2.5 <i>do</i>	62.4-130
I	2-2.5 <i>do</i>	104-130
J	0.1-0.2 <i>do</i>	5.2-10.4
K	0.8-1 <i>do</i>	41.6-52
L	4-6 <i>do</i>	208-312
M	0.8-1 <i>do</i>	41.6-52
N	0.3-0.5 <i>do</i>	15.6-26
O	0.6-0.8 <i>do</i>	31.2-41.6
P	1-2 <i>do</i>	52-104
R	0.7-1.25 <i>do</i>	36.4-65
t	0.8 <i>do</i>	41.6

Fuente: Centrális Hidroelectricas Dimensionamento de Compontes

Los materiales de construcción de las principales partes de la turbina: Anexo 16

Altura de montaje mínima

$$H_m = 10d + \frac{H}{2000} \quad (2.31)$$

$$H_m = 10 \times 0.052 + \frac{400}{2000}$$

$$H_m = 0.72 \approx 0.75m$$

2.6 CALCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE DE LA TURBINA.

1. Análisis y calculo del eje principal

1.1. Fuerza a partir del torque:

Torsión (unidades S.I.):

$$P = T.\omega \quad (2.32)$$

donde: P.- Potencia (W)

T.- Momento de torsión (N.m)

ω .- Velocidad angular (rad/s), se determina por la ecuación siguiente:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.33)$$

donde: n.- Velocidad en r.p.m

$$\omega = \frac{2\pi 900}{60} = 94.25 \quad [\text{rad/s}]$$

De la ecuación 2.32, la torsión será

$$T = \frac{1016000}{94.25} = 10780 \quad [\text{N.m}]$$

Momento torsor:

$$T = F.r \quad (2.34)$$

donde: F.- Fuerza tangencial (N)

r.- distancia radial (m), como $D_p = 0.82$ m (Ec. 2.21)

De la Ec. 2.34:

$$F = \frac{10780}{0.41} = 26292.68 \quad [\text{N}]$$

$$F = 2681 \quad [\text{kgf}]$$

1.2 Peso aproximado del rodete:

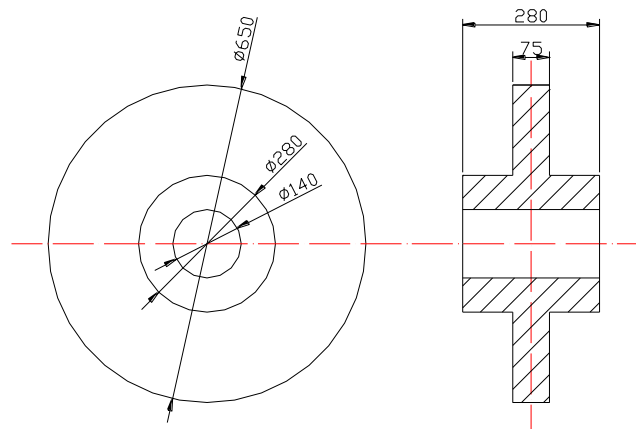


Fig. 2.8 Rueda

De la ecuación 2.11:

$$W = \gamma \times V$$

Donde: W.- peso del material (kgf)

γ .- Peso específico del acero (7850 kg/m³)

V.- Volumen (m³)

$$V_1 = \frac{\pi}{4} (0.28^2 - 0.14^2) \times 0.28 = 0.01293 \quad [\text{m}^3]$$

$$W_1 = 7850 \times 0.01293 = 101.5 \quad [\text{kg}]$$

$$V_2 = \frac{\pi}{4} (0.65^2 - 0.28^2) \times 0.075 = 0.02027 \quad [\text{m}^3]$$

$$W_2 = 7850 \times 0.02027 = 159.11 \quad [\text{kg}]$$

$$W_t = 101.5 + 159.11 = 260.6 \quad [\text{kg}]$$

Para el análisis del eje asumimos una longitud de 1 m de largo; se hará las siguientes consideraciones: la fuerza (F) y el peso (P) actúan en el centro del eje, por lo que aparecerán las reacciones 1 y 2 respectivamente como se aprecia en el diagrama de fuerza libre:

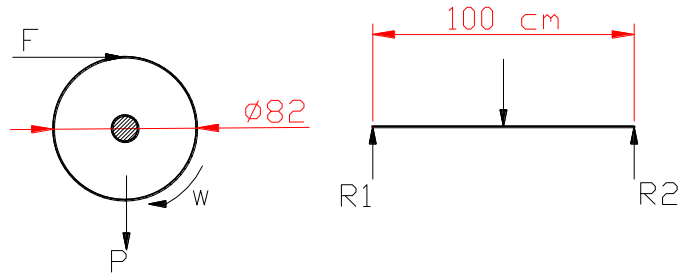
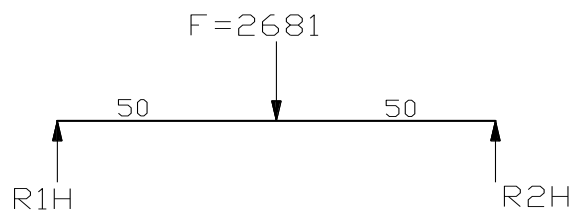


Fig. 2.9 Esquema del movimiento y fuerzas

2. Diagrama de fuerzas horizontales:



2.1. Calculo de las reacciones:

$$\curvearrowright \Sigma M_{1H} = 0$$

$$F(50) - R_{2H}(100) = 0$$

$$R_{2H} = \frac{2681(50)}{(100)} = 1340.5 \quad [\text{kgf}]$$

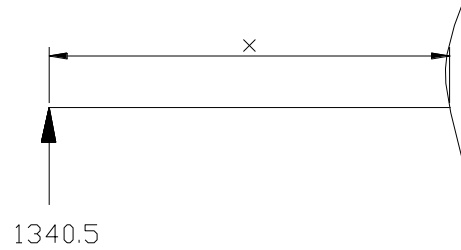
$$\curvearrowleft \Sigma M_{2H} = 0$$

$$F(50) - R_{1H}(100) = 0$$

$$R_{1H} = \frac{2681(50)}{(100)} = 1340.5 \quad [\text{kgf}]$$

2.2. Determinación de la fuerza cortante (V) y momento flexor (M):

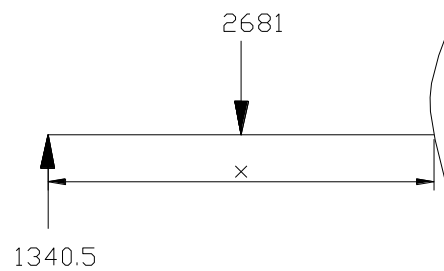
- Cuando: $0 \leq x \leq 50$



$$V = 1340.5$$

$$M = 1340.5x \quad \begin{cases} x = 0 \Rightarrow M = 0 \\ x = 50 \Rightarrow M = 67025 \end{cases}$$

- Cuando: $50 \leq x \leq 100$



$$V = R_{1H} - P = 1340.5 - 2681$$

$$V = -1340.5$$

$$M = R_{1H}x - F(x - 50) \quad \begin{cases} x = 50 \Rightarrow M = 67025 \\ x = 100 \Rightarrow M = 0 \end{cases}$$

$$M = 1340.5x - 2681(x - 50)$$

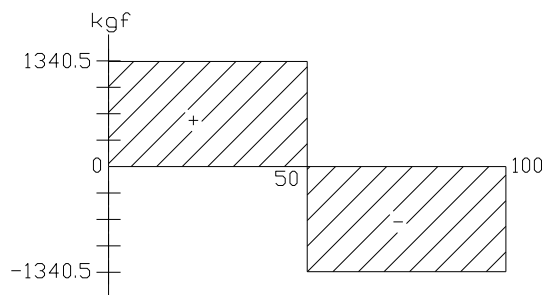


diagrama de fuerzas cortantes horizontales

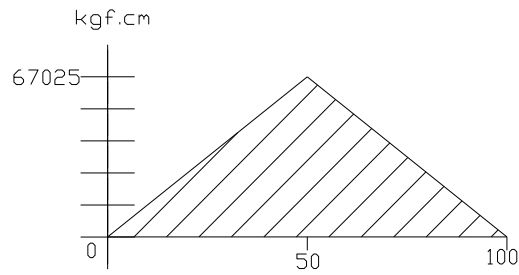
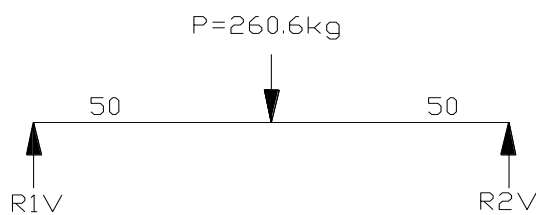


diagrama del momento flexor horizontal

3. Diagrama de fuerzas verticales:



3.1 Cálculo de las reacciones:

$$\curvearrowright \Sigma M_{1V} = 0$$

$$P(50) - R_{2V}(100) = 0$$

$$R_{2V} = \frac{260.6(50)}{(100)} = 130.3 \quad [\text{kgf}]$$

$$\Sigma F_y = 0$$

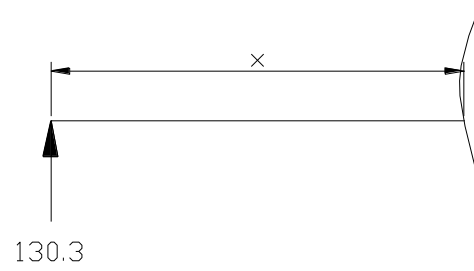
$$R_{1V} - P + R_{2V} = 0$$

$$R_{1V} = P - R_{2V}$$

$$R_{1V} = 260.6 - 130.3 = 130.3 \quad [\text{kgf}]$$

3.2. Determinación de la fuerza cortante (V) y momento flexor (M):

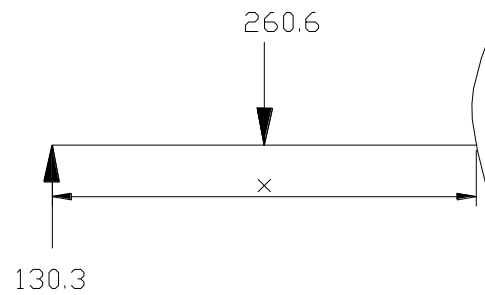
- Cuando: $0 \leq x \leq 50$



$$V = 130.3$$

$$M = 130.3x \quad \begin{cases} x = 0 \Rightarrow M = 0 \\ x = 50 \Rightarrow M = 6515 \end{cases}$$

- Cuando: $50 \leq x \leq 100$



$$V = R_{IV} - P = 130.3 - 260.6$$

$$V = -130.3$$

$$M = R_{IV}x - P(x - 50) \quad \begin{cases} x = 50 \Rightarrow M = 6515 \\ x = 100 \Rightarrow M = 0 \end{cases}$$

$$M = 130.3x - 260.6(x - 50)$$

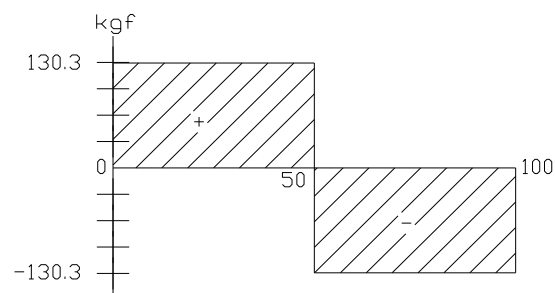


diagrama de fuerzas cortantes verticales

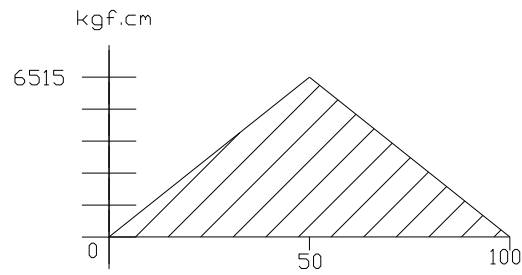


diagrama del momento flexor vertical

4. Momento flector compuesto:

$$M_C = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} \quad (2.35)$$

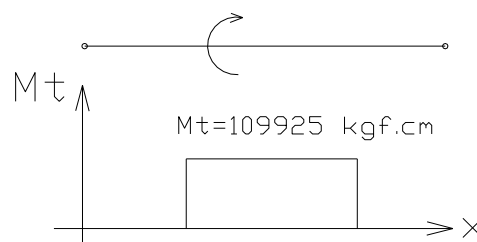
$$M_C = \sqrt{67025^2 + 6515^2}$$

$$M_C = 67340.9 \quad [\text{kgf.cm}]$$

5. Momento equivalente:

Como el momento de torsión es:

$$T = 10780 \text{ [N.m]} = 109925 \text{ [kgf.cm]}$$



$$M_{eq} = \sqrt{M_C^2 + M_t^2} \quad (2.36)$$

$$M_{eq} = \sqrt{67341^2 + 109925^2}$$

$$M_{eq} = 128912 \quad [\text{kgf.cm}]$$

Según el Anexo 13.a. Las propiedades mecánicas del Acero St 37-11 son:

Tabla 2.6. Propiedades mecánicas de metales

Material	Clase de carga	Esfuerzo por flexión	Esfuerzo cortante	Esfuerzo por torsión
ESFUERZOS PERMISIBLES $[\sigma_{ad}]$ (N/mm²)				
Acero St 37-11	I	110 – 165	72 – 100	65 – 95
	II	70 – 105	48 – 75	40 – 60
	III	<u>50 – 75</u>	35 – 50	30 – 45
Acero St 50-11	I	150 – 200	96 – 144	85 – 125
	II	100 – 150	64 – 96	55 – 85
	III	70 – 105	32 – 48	40 – 60

$$\sigma = \frac{M_{eq}}{w} \leq [\sigma_{ad}] \quad (2.37)$$

$$w \geq \frac{M_{eq}}{[\sigma_{ad}]} \Rightarrow \frac{\pi d^3}{32} \geq \frac{M_{eq}}{[\sigma_{ad}]} \quad (2.38)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{(\pi / 32) \times [\sigma_{ad}]}} \quad (2.39)$$

donde: w .- Módulo de resistencia

d .- Diámetro del eje (cm)

M_{eq} .- Momento equivalente (kgf.cm)

$[\sigma_{ad}] = 50 \text{ N/mm}^2$ del esfuerzo por flexión = 510 kgf/cm². Tabla 2.6

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{128912}{(\pi / 32) \times 510}}$$

$$d \geq 13.7 \quad [\text{cm}]$$

Se elige el diámetro normalizado próximo superior. Tabla 2.7

$$d = 140 \quad [\text{mm}]$$

- Comprobación del diámetro del eje por medio del criterio empírico.

El valor del diámetro mínimo para el eje de una turbina está dado por la siguiente ecuación empírica:

$$\phi_{eje} = A^3 \sqrt{\frac{P}{n}} \quad (2.40)$$

donde: A, valor en función al tipo de acero (12, para Acero cromo-níquel)

P, Potencia en HP

n, Velocidad en r.p.m., Ec. 2.20

$$\phi_{eje} = 12^3 \sqrt{\frac{1392}{900}} = 13.87 \quad [\text{cm}]$$

$$\phi_{eje} = 140 \quad [\text{mm}]$$

Tabla 2.7 Diámetro normalizado de ejes

ASSAB 705 = AISI / SAE 4337		
Redondo		
mm	Aprox. pulgadas	Peso Aprox. Kg/m
130	5 1/8	104.1
135	5 5/16	112.3
140	5 1/2	120.7
145	5 11/16	129.5

Fuente: Catalogo de aceros especiales IBCA.

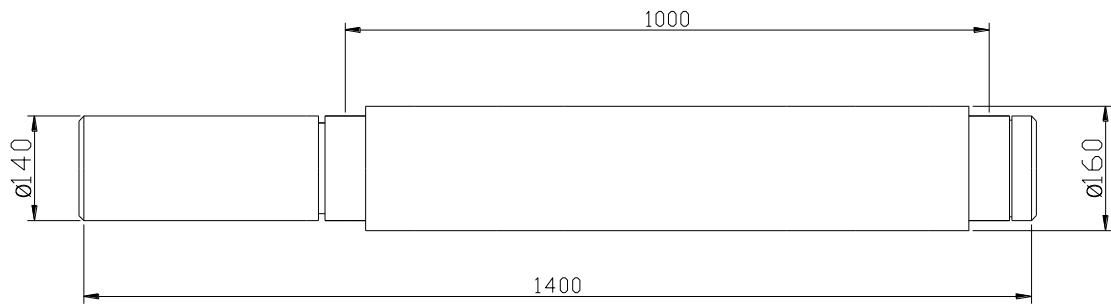


Fig.2.10 Eje de la turbina

Con el valor del diámetro del eje se selecciona el tipo de rodamiento y los cojinetes que se necesita:

Como el eje se encuentra en posición horizontal (cargas radiales), se ha elegido los rodamientos FAG radiales oscilantes con dos hileras de rodillos. Anexo 14.a.

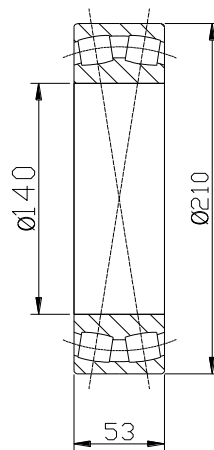


Fig. 2.11 rodamiento

Así mismo las presiones admisibles sobre cojinetes de soporte son (anexo 14.c.):

- Acero sobre caucho, 900 rpm, presión (kg/cm^2) < 6

A partir del valor del diámetro del eje, se dimensiona los cojinetes de bronce para soportes (anexo 14. b.):

- Soporte de cuatro tornillos, diámetro interno = 140 mm, diámetro dimensionado del eje = 160 mm, y longitud del cojinete 220 mm.

- Cálculo de la manzana hembra (valor cuadrático)

El diámetro exterior y la longitud paralela al eje, tendrá un valor de 1.6 a 2 veces el diámetro del eje calculado.

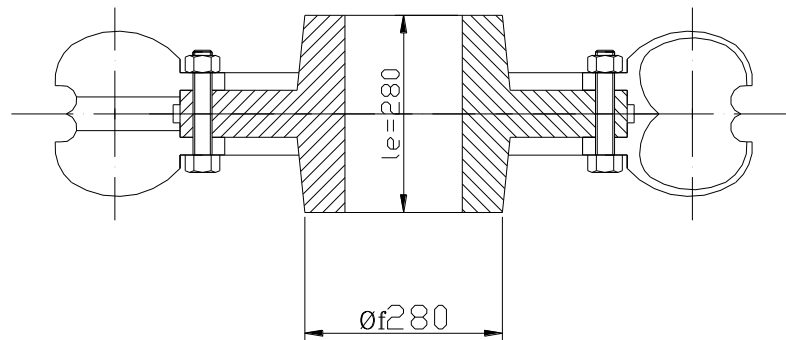


Fig. 2.12 rodete

$$l_e = 140 \times 2 = 280 \quad [\text{mm}]$$

$$\phi_f = 140 \times 2 = 280 \quad [\text{mm}]$$

- Ajuste forzado (indivisible)

Es la unión entre el eje principal y la manzana que forma parte del rodete; este método reemplaza a las chavetas debido al gran diámetro del eje, el procedimiento consiste en la dilatación del material de la rueda a elevada temperatura para que cuando se dilata encaje perfectamente en el eje y al momento de recuperar temperatura inicial se contraiga y encaje en el eje.

Generalmente este proceso se lo realiza a una temperatura de 600 a 800 °C.

Expansión o dilatación:

$$\Delta l = \alpha \times l_0 \times \Delta T \quad (2.41)$$

donde: α = coeficiente de dilatación (acero = $1.5 \times 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$)

l_0 = longitud o diámetro (mm)

ΔT = cambio de temperatura experimentado ($^\circ\text{C}$)

De la Ec. 2.41:

$$\Delta l = 1.5 \times 10^{-5} \times 160 \times 600$$

$$\Delta l = 1.44 \quad [\text{mm}]$$

Diámetro interior de la manzana

$$l_{\text{int.}} = l_0 - \Delta l$$

$$l_{\text{int.}} = 160 - 1.44$$

$$l_{\text{int.}} = 158.56 \quad [\text{mm}]$$

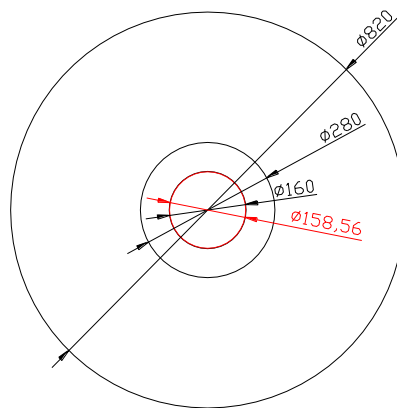


fig. 2.13 Ajuste forzado en el eje

2.7 METODOLOGÍA PARA LA SELECCIÓN DEL GENERADOR

- Selección del tipo de generador:

Para la selección de fase y tipo de generador, se puede usar la siguiente tabla.

Tabla 2.8 Selección del tipo de generador

Tamaño en potencia	< 10 kw	De 10 a 25 kw	> 25 kw
Tipo de generador y fase	Inducción o síncrono, una ó tres fases	Síncrono ó Inducción, tres fases	Síncrono, tres fases

Fuente: [Tech_desing_and_estimete_Guide.pdf]

Los generadores asíncronos generalmente son más baratos y más simples que los síncronos, pero no son bueno para los motores abastecedores porque no pueden proporcionar el poder reactivo. Así si la PCH se piensa para proporcionar el poder a los motores en el futuro, un generador síncrono debe seleccionarse.

Factores que afectan el tamaño de generador son temperatura, la altitud, la corrección del director electrónica, el factor y factor de poder de la carga.

Los coeficientes para permitir los factores antedichos se da en la tabla siguiente

Tabla 2.9 Factores del generador

	Max. Ambiente Temp. en °C	20	25	30	35	40	45	50	55
A	Factor temperatura	1.10	1.08	1.06	1.03	1.00	0.96	0.92	0.88
	Altitud	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
B	Factor altitud	1.00	0.96	0.93	0.90	0.86	0.83	0.80	0.77
C	Factor de corrección ELC								0.83

D	Factor de Potencia	Cuando la carga son bombillas de luz	1.0
		Cuando la carga incluye luces de tubo y otras cargas inductivas	0.8

Fuente: [Tech_desing_and_estimete_Guide.pdf]

- Potencia del generador:

De acuerdo a la tabla 2.9 y la ecuación siguiente;

$$Generador(KVA) = \frac{Potencia(kW)}{A \times B \times C \times D} \quad (2.42)$$

$$Generador = \frac{1016}{1.1 \times 0.93 \times 0.83 \times 0.8} = 1495 \text{ [kVA]}$$

- Cálculo de la velocidad síncrona para un generador:

De la ecuación 1.17 se deduce:

$$N_s = \frac{120 \times F(Hz)}{p(polos)}$$

$$N_s = \frac{120 \times 60}{8}$$

$$N_s (RPM) = 900$$

Se debe seleccionar un motor síncrono trifásico de ocho polos con una potencia de salida alrededor de los 1500 kVA

2.8 SISTEMA DE TRANSMISIÓN MECÁNICA, ACOPLAMIENTOS

En el caso de grandes a medianas centrales hidroeléctricas se justifica construir los rodets de las turbinas con dimensiones que permitan garantizar una velocidad de giro igual a la del generador y permitir así su acoplamiento directo

En este caso:

En la Ec. 2.20, el valor de n se ajustó la velocidad de rotación a una velocidad sincrónica del generador $N_s = 900$ r.p.m., que al mismo tiempo es la menor velocidad mas cercana, logrando un mayor valor en el dimensionamiento del diámetro del rodete, los que afecta directamente al momento torsor del eje de transmisión.

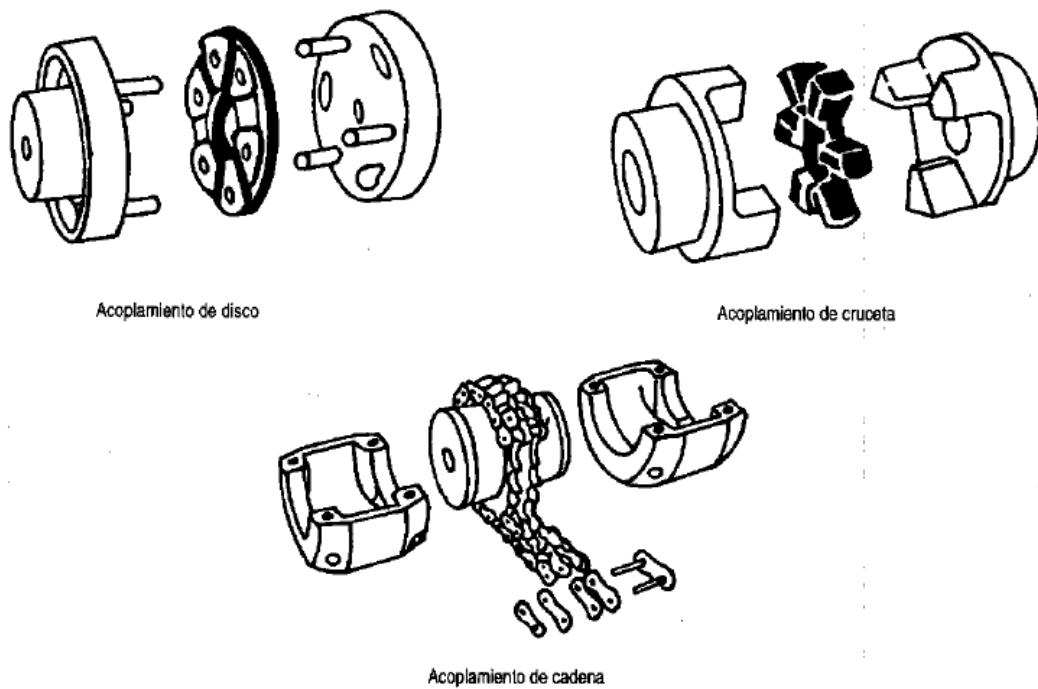


Fig. 2.14 Acoplamientos flexibles

2.9 REGULACIÓN DE LA VELOCIDAD

2.9.1 Regulador de velocidad por medio del caudal

Se ha determinado que el sistema de regulación que se necesita es la regulación automática de la velocidad por regulación del caudal, que proporciona un sistema de frecuencia y voltaje estables. Este sistema se emplea cuando se prevé que en el sistema eléctrico existirán grandes fluctuaciones instantáneas en la demanda.

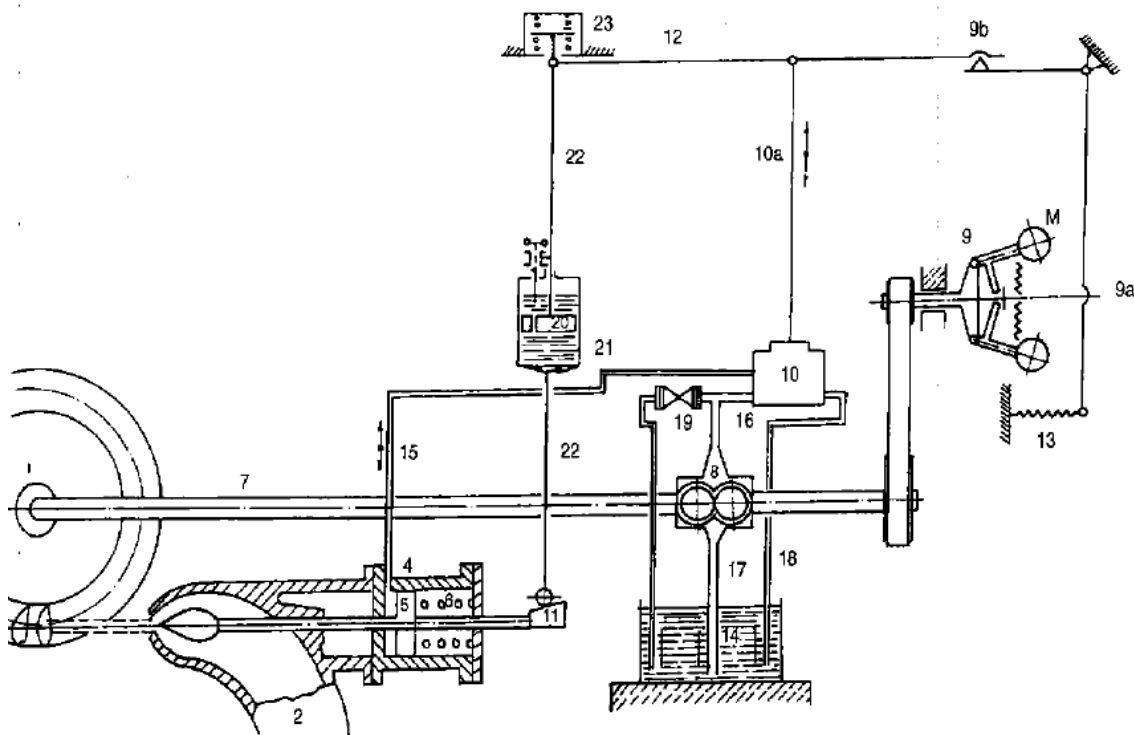


Fig. 2.15 Sistema de un regulador oleomecánico

Principio de funcionamiento:

Suponiendo que el péndulo (9) detecta un aumento de la velocidad de la turbina, las masas (M) se separan y la varilla (9a) se mueve hacia la derecha haciendo que el punto (9b) descienda mandando la válvula de distribución (10) al cierre. En ese momento, parte del aceite en el servomotor (4) va por el conducto (15) hacia el carter (14), reduciendo la presión sobre el lado izquierdo del pistón (5) y éste, por acción del resorte (6) se desplaza hacia el cierre. Al mismo tiempo el mecanismo de retroalimentación (8) se desplaza hacia el cierre.

actúa al desplazarse la cuña (11) hacia la izquierda y elevar el cilindro (21) mediante la varilla (22). Al ocurrir esto, el aceite a presión empuja el pistón (20) hacia arriba. Este movimiento es transmitido por la varilla (22) y comprime el resorte (23), luego este resorte fuerza al pistón (20) al descender, lo cual es facilitado por los pequeños orificios que este tiene para que el aceite pase de un lado a otro del pistón.

Durante este tiempo disminuirá la velocidad de la turbina debido al menor caudal de agua que utiliza y el punto (9b) vuelve a su posición original, con lo cual la válvula de distribución (10) vuelve a su punto de equilibrio.

2.9.2 Regulación de la velocidad por regulación de cargas

Aunque no es gran problema con maquinaria que usa el poder del árbol en acoplamiento directo, la variación de velocidad afectará seriamente la frecuencia y rendimiento de voltaje de un generador. Tradicionalmente, los complejos reguladores de velocidad hidráulicos o mecánicos, alteran el flujo como varían la carga, pero los más recientemente controlador de carga electrónico (ELC) se ha desarrollado para que aumente la simplicidad y fiabilidad de juegos micro-hidros modernos. El ELC previene las variaciones de velocidad, agregando continuamente o substrayendo una carga artificial, para que en el efecto, la turbina esté trabajando permanentemente bajo la carga llena. Un beneficio extenso es que el ELC no tiene ninguna parte cambiante, es fiable y virtualmente mantenimiento gratuitamente.

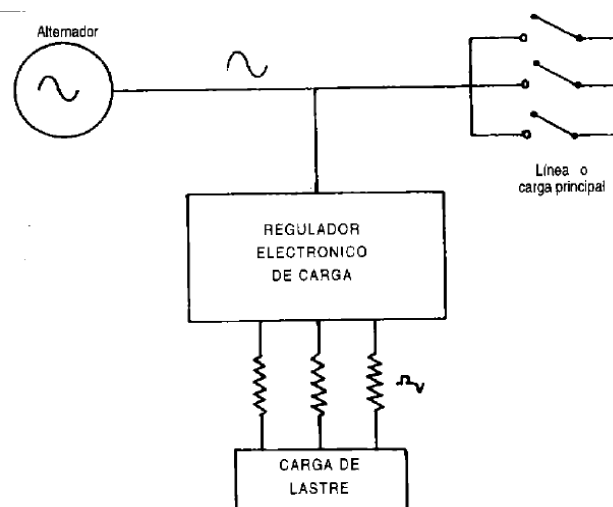


Fig. 2.16 Principio del regulador electrónico

2.10 ESTRUCTURA DE SOPORTE

Destinado al lugar donde irán montadas las máquinas electromecánicas, es necesario la construcción de una losa de hormigón, que va sobre un sub-base de piedra; tratando de que este sea compacto, tenga una dimensión mínima admisible y una forma sencilla.

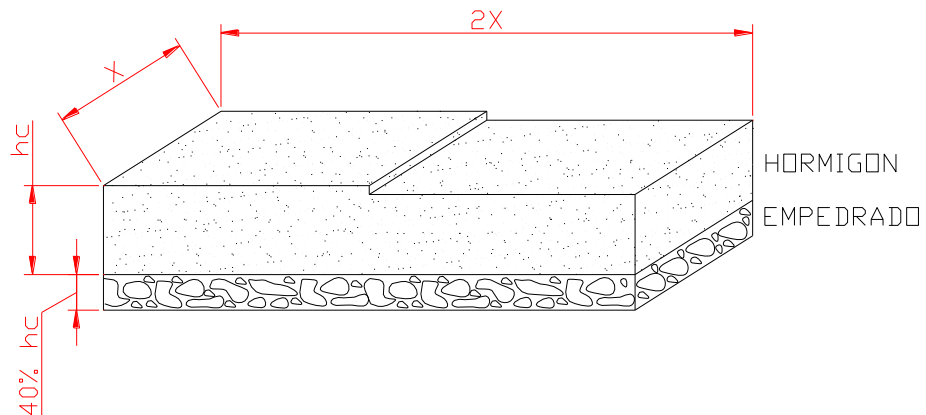


Fig. 2.17 Plataforma (losa)

El valor de X representa los valores máximos de construcción de la plataforma y esta relacionada directamente con el largo y ancho de la turbina y generador luego de ser acoplados.

El valor máximo que se asume de $X = 2$, por lo tanto:

Largo = 4 m

Ancho = 2 m

Altura del empedrado = 40% de la altura del cimiento

Las dimensiones del cimiento en el plano, se determinan en la mayoría de los casos por las dimensiones exteriores de la superficie de apoyo de la bancada.

Para determinar la altura del cimiento es necesario conocer el peso del cimiento G_c , que es determinado aproximadamente por la fórmula empírica.

$$G_c = K_c \cdot G_{maq} \quad (2.43)$$

donde: G_c .- Peso del cimiento (kg)

G_{maq} .- Peso de la maquina, (turbina + generador = 6750 kg) aprox.

K_c .- Coeficiente empírico adoptado para las maquinas con cargas.

$K_c = (0.6 - 1.5)$ para cargas estáticas y $K_c = (3 - 6)$ para cargas dinámicas

$$G_c = 3 \times 6750 = 20250 \quad [\text{kg}]$$

Determinando el peso del cimiento, y conociendo el área de su base A_c y el peso específico del material γ_c (Para hormigón armado ciclópeo = 2.2 Ton/m³; hormigón armado medio = 2,4 Ton/m³; hormigón de alta resistencia = 2,6 Ton/m³), la altura del cimiento se puede determinar por la formula:

$$h_c = \frac{G_c}{A_c \cdot \gamma_c} \quad (2.44)$$

donde: h_c .- Altura del cimiento (m)

A_c .- Área de la base (m²): largo = 4 m, ancho = 2 m

γ_c .- Peso específico del hormigón de alta resistencia = 2358.65 kg/m³

$$h_c = \frac{20250}{8 \times 2358.64} = 1 \quad [\text{m}]$$

Con los datos de área y altura calculamos el volumen del bloque de cimentación determinamos el volumen; dándonos un valor 8 m³ y el valor real del peso del cimiento esta dado por la multiplicación del peso específico del bloque y el volumen, lo que nos da $G_c = 18869.2$

Una vez determinadas y comprobadas las dimensiones geométricas del cimiento, se compara la magnitud de la presión real δ_z sobre el terreno con la presión admisible αR .

$$\delta_z = \frac{\sum P_z + G_c}{A_c} < R_{adm} \quad (2.45)$$

donde: δ_z .- Presión real (kgf/m²)

$\sum P_z$.- Es la suma de todas las fuerzas verticales que actúan sobre el cimiento por parte de la maquina, considerando las cargas dinámicas aplicadas.

G_c .- Peso del cimiento (kg).

A_c .- Área de la base del cimiento (m²)

R_{adm} .- Presión admisible sobre el terreno que se determina por:

$$R_{adm} = \alpha R \quad (2.46)$$

Siendo: R .- Norma de presión, es decir, la resistencia calculada del terreno al actuar solamente la carga estática, kgf/cm².

α .- Coeficiente de reducción, se considera el tipo de acción dinámica, su valor esta entre, 0,8 y 1.

La magnitud de la presión normada (R) de acuerdo con la porosidad, para los terrenos arcillosos oscila entre 1 y 6 kgf/cm², para los terrenos arenosos, entre 1 y 4.5 Kgf/cm²; y para suelos pedregosos, entre 3 y 6 kgf/cm².

$$R_{adm} = 4 \times 0.9 = 3.6 \quad [\text{kgf/cm}^2]$$

$$R_{adm} = 36000 \quad [\text{kgf/m}^2]$$

De la ecuación 2.45:

$$\delta_z = \frac{6750 + 18869.2}{8} = 3202.4 < 36000 \quad [\text{kgf/m}^2]$$

Según el criterio de especialistas en obras civiles existe la necesidad de dar firmeza y evitar rupturas en el hormigón, esto se puede lograr por medio de un enmallado dentro de la losa como se muestra en la figura 2.18.

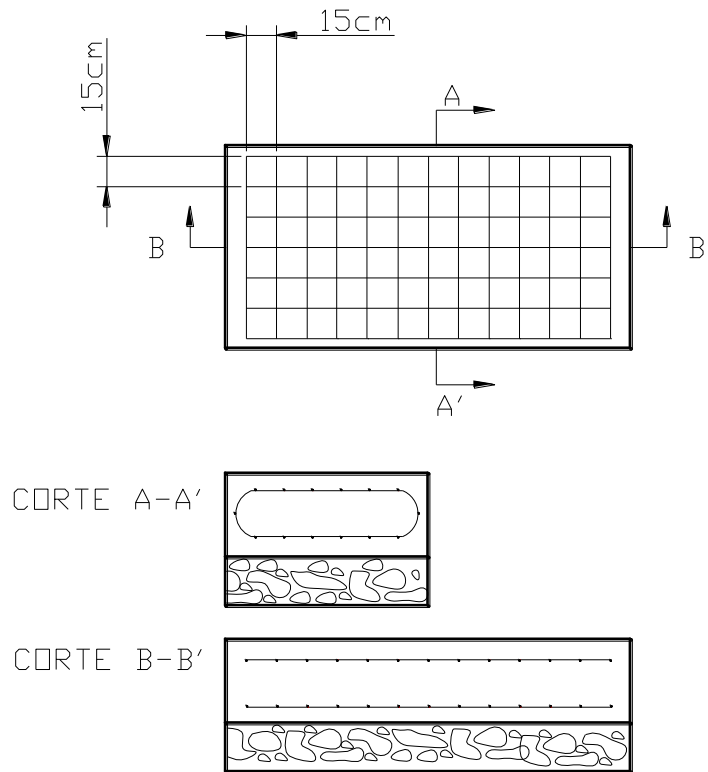


Fig. 2.18 Malla de varilla de hierro Ø12 mm

2.10.1 Perno de anclaje

Los pernos de anclaje se utilizan para la fijación de las maquinas, generalmente, son lisos o corrugados de acero. La profundidad del empotramiento de los pernos de anclaje se fija de acuerdo a las condiciones de igualdad de resistencia del perno y del empotramiento. La resistencia de los pernos no juega un papel esencial, ya que las cargas que actúan sobre estos son relativamente pequeñas y la fuerza de apriete constituye la parte fundamental de la carga.

Tabla 2.10 Normas para pernos de cimentación

d	12	16	20	24	30	36	42	48
Lo	45	50	55	65	80	90	120	140
Li	60	65	80	100	120	150	170	190
R	10	12	15	20	25	30	35	40
C	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	4,5	5,0	6,0
x	2	3	4	4,5	5,5	6	7	7,5
a	50	70	100	100	130	130	160	160
h	100	140	200	200	300	300	400	400
l	200	300	400	600	1000	1000	1400	1400
	300	400	1000	1400	1500	2000	2300	2600

Fuente: Instalación de Maquinas Herramientas

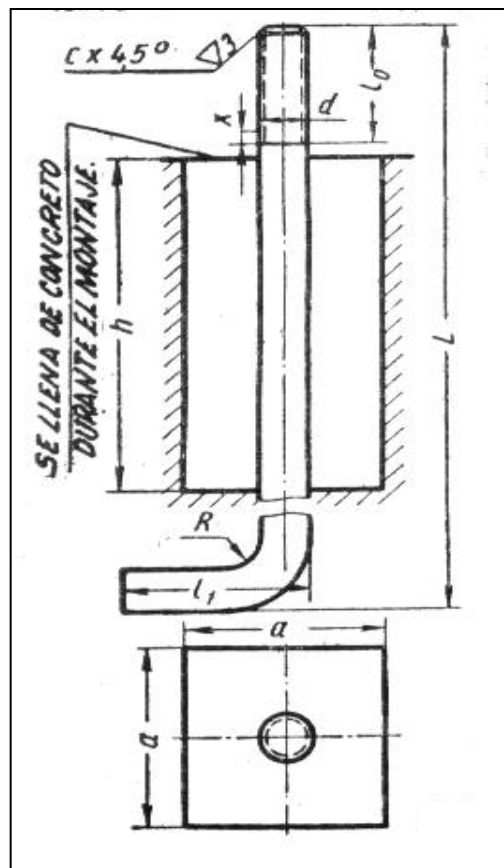


Fig. 2.19 Dimensiones de los pernos

Para el generador: 4 pernos. Para la turbina: 4 pernos.

- Calculo verficativo del perno de anclaje

Seleccionamos un diámetro normalizado para el perno de anclaje de 36 mm, de Acero AISI C1035, calculamos la tensión admisible de tracción mediante:

$$[\sigma_{ad}]_t = \frac{\sigma_f}{\eta} \quad (2.47)$$

donde: $[\sigma_{ad}]$.- Tensión admisible de tracción

σ_f .- Esfuerzo de tensión (kg/cm²)

η .- Factor de seguridad (1.5 – 3.5)

$$[\sigma_{ad}]_t = \frac{3780}{3} = 1260 \quad [\text{kg/cm}^2]$$

Teniendo el ajuste previo, generalmente la tensión admisible a la tracción (σ_p) de los pernos de cimentación se calcula por la formula:

$$\sigma_p = \frac{4(1.35).P}{\pi.d_1^2} \quad [\text{kg/cm}^2] \quad (2.48)$$

donde: 1,35.- Coeficiente del ajuste previo.

P.- Es la suma de todas las fuerzas de tracción sobre el perno (kg), para la turbina P = 3750 kg y para el generador P = 3000 kg

d₁.- Diámetro interior de la rosca (3.6 cm)

$$\sigma_p = \frac{4(1.35) \times 3750}{\pi \times 3.6^2} < [\sigma_{ad}]$$

$$\sigma_p = 497.36 < 1260 \quad [\text{kg/cm}^2]$$

CAPITULO III: ASPECTOS DE MONTAJE, OPERACIÓN, Y VALORACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA Y AMBIENTAL

3.1 Introducción

Normalmente, para la selección del equipamiento electromecánico se cuenta con todas las especificaciones y normas técnicas de fabricación, materiales e insumos, transporte, manejo y montaje, operación y mantenimiento preventivo y correctivo que el proveedor o suministrador se preocupa en implementar, por cuanto estos equipos son la razón de ser de la PCH. Además, el usuario consciente de la inversión realizada y el costo de tales equipos, brinda las mayores atenciones y dedicación a su buen funcionamiento y tratamiento en la etapa de operación del proyecto. Los operadores de PCH son conscientes de su responsabilidad en el manejo de estos equipos, e incluso llegan a familiarizarse adecuadamente con ellos y saben afrontar situaciones de fallas menores con los recursos propios de su localidad.

3.2 Operación de una minicentral hidroeléctrica

Es importante mencionar que una pequeña central para generación de energía eléctrica tendrá un régimen de funcionamiento distinto que una minicentral para uso motriz directo.

En el primer caso es deseable que funcione las 24 horas del día, mientras que en el segundo solo funcionará cuando exista demanda de uso de la máquina impulsada. Por lo tanto el tiempo de parada es distinto para ambos casos, lo que se debe tomar en cuenta al momento de programar una acción de mantenimiento que requiera hacerse con la minicentral fuera de servicio, por ejemplo, una reparación de canal o un cambio de rodamientos.

3.3 Montaje de las Turbinas Pelton

Se debe hacer una oferta con los fabricantes proponiendo los cálculos que se han realizado para una turbina Pelton dependiendo de sus parámetros. Este tipo de turbina viene con todas sus partes semi-ensambladas, pero para poder colocarla se debe realizar los análisis de una estructura de soporte partiendo con sus características como el tamaño, peso, tipo de transmisión, generador, etc., y así mismo el área de la casa de máquinas en el lugar mas adecuado; hay que tomar en cuenta principalmente el ajuste del flujo de chorro en las toberas (2) y el ajuste de la dirección con que golpea tangencialmente a las cucharas porque existe el riesgo de que el chorro interfiera en la velocidad de rotación optima de la rueda.

Otro aspecto que es importante es contar con personal o ingenieros bien capacitados y con experiencia para que puedan interpretar con claridad los manuales adjuntos que los fabricantes envían; la maquinaria también viene con los sistemas de protecciones y de regulación de velocidad, lo que sería importante saber su funcionamiento, y realizar un plan de mantenimiento.

3.3.1 Acciones de mantenimiento en turbinas hidráulicas

Las turbinas necesitan poco mantenimiento en la medida en que el agua se mantenga limpia. De ocurrir que algún objeto se incruste en el interior de la turbina, será necesario desmontar los inyectores de la turbina Pelton y extraer el objeto, con lo cual se recuperará la potencia de la turbina.

Otro punto de especial cuidado son los rodamientos o apoyos del eje: se debe estar alerta ante la ocurrencia de ruidos extraños o sobrecalentamientos, pues estos son indicadores que algo está mal.

De otro lado, el desgaste de los rodetes y elementos directrices del agua ocurren a lo largo de tiempo, por lo que será necesario realizar una inspección anual rigurosa que proporcione información acerca de cual es el avance del desgaste. Esta es la forma mas

adecuada de controlar el desgaste y tener suficientes criterios para programar una reparación general.

Si la turbina esta equipada con algún elemento de parada automática o protección por sobrettemperatura en los cojinetes, falta de agua de refrigeración en los mismos, sobrevelocidad, rotura de la faja de transmisión al péndulo del regulador, bajo nivel de aceite o por alguna otra causa, es importante realizar una prueba de funcionamiento anual, para lo que habrá que simular la ocurrencia de la falla y verificar el correcto funcionamiento del sistema.

3.3.2 Acciones de mantenimiento en acoplamientos y rodamientos

En el caso de que el alternador esté acoplado directamente a la turbina, o lo que se conoce con el nombre de acoplamiento directo. Este tipo de acoplamiento requiere muy poca atención, sin embargo es conveniente la realización de inspecciones periódicas con el fin de revisar el ajuste de los pernos de acople y el estado de los elementos flexibles que generalmente son de jebe o cuero.

3.3.3 Acciones de mantenimiento en reguladores

La función del gobernador o regulador de velocidad es mantener la velocidad constante de la turbina a pesar de las fluctuaciones de potencia.

Mediante los dispositivos mecánicos estos reguladores abren o cierran una válvula o distribuidor de la turbina, variando así el caudal de ingreso.

Los reguladores deben ser inspeccionados diariamente para verificar el estado y tensión de las fajas, y que los mecanismos de mando como articulaciones, levas, bielas, etcétera, se mantengan adecuadamente lubricados. Los reguladores de carga, al igual que los reguladores de velocidad, tienen por objeto mantener constante la frecuencia del alternador. Estos reguladores son conectados eléctricamente al alternador y mantienen una carga constante (por lo tanto la potencia en la turbina también se mantendrá

constante), derivando la parte de la carga del alternador que no es consumida por la carga principal hacia un tanque de resistencias.

3.4 Instalación de generadores eléctricos

Se debe tener en consideración lo siguiente:

- *Cuidados durante el transporte*, evitar golpear o dejar caer la máquina, cubrir impermeabilizando con plástico para evitar la humedad
- *Recepción del equipo*, que los elementos del generador tengan fácil acceso y verificar la presencia de humedad.
- *Cimentación*, verificar pesos del equipo y guiarse por las recomendaciones del constructor de la obra civil.
- *Espaciamiento del generador de las paredes*, distancia mínima desde el extremo por donde se realiza la toma de aire de ventilación de 30 cm y las salidas de 50 cm
- *Aire de ventilación*, requerimiento de aire de ventilación mínimo por el generador es de $15 \text{ m}^3 / \text{kWh}$
- *Montaje al accionamiento:*

Directo. El alineamiento debe ser lo mas preciso; el acoplamiento será rígido o flexible y debe guardar las tolerancias especificada por los fabricantes.

Indirecto. Si el acoplamiento es por fajas, tener cuidado con el alineamiento de la poleas y dar ajuste correcto a la transmisión de potencia.

La tolerancia de los extremos del eje para acoplamiento de los generadores se encuentra entre k_6 y m_6 de la norma ISO

- *Cable de tierra.* Para la protección personal, la estructura metálica del generador (masa) se conecta a la red de tierra para lo cual esta provisto de un terminal ubicado en uno de los soportes o patas

3.4.1 Acciones de mantenimiento en el generador

En los alternadores modernos autorregulados y sin escobillas la excitatriz trifásica se encuentra dispuesta directamente dentro de la armazón del rotor; unos diodos rectificadores se encargan de transformar la corriente alterna en corriente continua de excitación. Un regulador de voltaje de estado sólido se encarga de que, cuando varíe la carga, la tensión de salida no varíe en más del 2%.

La limpieza de los bobinados puede realizarse introduciendo a presión un solvente dieléctrico. Esta maniobra debe ser realizada por una persona capacitada en este tipo de acciones.

El bobinado puede resistir temperaturas hasta de 155 °C. Los diodos rectificadores no resisten temperaturas mayores de 60 °C, por lo que es conveniente el uso de disipadores de calor al soldar terminales o cables en el momento de cambiarlos. La grasa de los cojinetes se diluye por encima de los 60 °C. Un borne flojo se convierte en una alta resistencia, lo que puede ser causa de un quemado del bobinado de fase.

3.5 Valoración técnico-económica

Primeramente se ha elegido una turbina Pelton acoplada directamente a un generador. Si se requiere que el generador gire a la misma velocidad de rotación se debe aumentar el número de pares de polos, lo que constituye un generador con mayor peso y costo (tabla 1.7), pero hay que tomar en cuenta que si se elige una turbina y a esta se le

acopla un generador con menor número de pares de polos habrá la necesidad de realizar un sistema de transmisión mecánica lo que resulta mas económico, pero analizando técnicamente resulta mas económico un sistema de acoplamiento directo del turbo-generador.

Tabla 3.1 costo estimado turbo-generador

Turbinas y Generadores			
Descripción	cantid	precio unitario	precio total
Turbina-generador Pelton 1000 kW y válvula de regulación	1	430.000	430.000
Instalación, operación y verificación	1	103.500	104.000
Total			534.000

Fuente: Gustavus Electric Company.

- Costo de la planta a instalar

Tabla 3.2 costo total de la planta

OBRA DE CAPTACIÓN	\$ 100.000
TUBERÍA	\$ 623.920
CASA DE MÁQUINAS	\$ 376.000
EQUIPO DE GENERACIÓN HIDROELÉCTRICA	\$ 534.000
COSTO TOTAL	\$ 1'633.920

Fuente: Consulta directa

Elaborado: Autor

La planta hidroeléctrica a montar tiene un costo de US \$ 1'633.920

- Factibilidad del proyecto

• **Costos de la infraestructura**

Como se demuestra en la tabla 3.2 el costo de la infraestructura a montar es de 1'633.920 dólares, que corresponden al montaje de una turbina PELTON KEM, CJ22-W-70/2*7B, con una potencia de salida de 1 057 kW y una velocidad de rotación de 1000 r.p.m. acoplada con un generador SFW1000-6.

Así mismo se presentan costos aproximados del suministro y montaje de tubería de acero de 400 y 500 mm de diámetro en una longitud de 1.418 metros, para el costo de la obra de captación y la casa de máquinas se utilizan costos aproximados por metro cuadrado de construcción.

• **Costos de generación de energía eléctrica**

De conformidad con la información otorgada por la EERSA el costo promedio anual de compra de energía al sistema interconectado es de 4.6 centavos de dólar por cada Kw/h, valor con el que se han estimado las posibilidades de ingreso que el Municipio tendría por venta de esta energía a la empresa eléctrica.

Tabla 3.3 Costo de generación eléctrica

Potencia producida	=	1.016 Kw.		
1 016 Kw.	x	0.046	=	46.73 dólares / hora
46.73 dólares /hora	x	24 horas /día	=	1 121.66 dólares / día
1 121.66 dólares /día	x	30 días /mes	=	33 650.00 dólares / mes
33 650.00 dólares /mes	x	12 meses /año	=	403 800.00 dólares / año

Fuente: Consulta directa

Elaborado: Autor

- **Calculo del tiempo de recuperación de la inversión**

Teniendo en cuenta que la vida útil del proyecto es de 20 años;

Se determina mediante la siguiente ecuación:

$$T = \frac{I}{Vp} \quad (3.1)$$

donde: T.- tiempo de recuperación de la inversión

I.- Costo de inversión (tabla 3.2)

Vp.- Beneficio; se obtiene por la ecuación siguiente:

$$Vp = \sum_{n=1}^1 \frac{Bi}{(1+r)^n} \quad (3.2)$$

donde: Bi.- Ingreso en el año en curso (tabla 3.3)

r.- Tasa de interés 8 %

n.- Cantidad de años = 1

$$Vp = \sum_{n=1}^1 \frac{403800}{(1+0.08)^1}$$

$$Vp = 373888.8$$

De la ecuación 3.1:

$$T = \frac{1633920}{373888.8}$$

$$T = 4.37 \text{ años} \approx 53 \text{ meses}$$

Es factible aprovechar las condiciones topográficas e hidrológicas disponibles en el sector de Jimbilla para producir 1 MW de potencia, proyecto que es totalmente redituable aún manejando los costos de compra de la EERSA.

El Municipio de Loja puede mejorar esa rentabilidad sustancialmente sí, en vez de vender la energía a la EERSA, le vende a la empresa privada, constituyéndose este aspecto en un incentivo radical para mejorar la producción industrial de la ciudad.

3.6 Impacto Ambiental.

3.6.1 Impactos en la fase de construcción

La mayor parte de los impactos producidos durante la fase de construcción de una minicentral son comunes a los asociados a la construcción de infraestructuras dentro del medio rural.

Para facilitar el acceso de la maquinaria y materiales precisos para la obra suele ser necesario el acondicionamiento o nueva apertura de caminos o pistas de acceso. Además del impacto visual de estas vías de comunicación, que puede llegar a ser muy importante cuando la minicentral se ubica en zonas abruptas, de estas obras se derivan impactos como la posibilidad del aumento de la erosión - y el subsiguiente aumento del aporte de materiales finos al río - a consecuencia de la exposición de los taludes o de deslizamientos por inestabilidad de los mismos, la corta de vegetación en la traza del camino (especialmente cuando discurre por las riberas, que suelen sustentar una vegetación singular dentro de la cuenca) o la fragmentación del hábitat de algunas especies terrestres.

La construcción de otras infraestructuras asociadas a la minicentral, como los canales de derivación y los tendidos eléctricos, genera impactos análogos a los descritos para las vías de comunicación, pudiendo quizás destacarse el impacto visual de los tendidos eléctricos.

Durante las obras de construcción propiamente dichas se produce emisión de ruidos, tanto debidos a la maquinaria como, en su caso, a la utilización de explosivos que

pueden afectar a la fauna circundante, en ocasiones de forma crítica. Los trabajos dentro del cauce originan un aumento del aporte de finos al tramo situado aguas abajo, con los efectos negativos que se describen en el siguiente apartado.

La derivación de las aguas del cauce durante la construcción de la presa puede dejar totalmente en seco tramos, en general no muy extensos en los casos que nos ocupan, del cauce, con la desaparición temporal del hábitat fluvial. Puede ser precisa la construcción de una ataguía o presa provisional para conseguir esta derivación, lo que aumenta el volumen de material empleado en la obra.

Hay que considerar tanto el impacto visual de la presa como el de las edificaciones, que pueden llegar a ser muy elevados en paisajes no alterados. Temporalmente puede ser precisa la construcción o instalación de edificios de obra para el uso del personal o para el almacenamiento de material, cuyo impacto visual debe ser evaluado.

3.6.2 Impactos en la fase de funcionamiento

Los impactos de primer orden incluirían el efecto de barrera de la presa, la modificación del régimen de caudales, las modificaciones en el transporte de sedimentos, las variaciones en las características físico-químicas del agua y la alteración de los fenómenos de transporte de plancton.

3.6.2.1 Efecto de barrera

Uno de los efectos más obvios de las presas, es el de crear una barrera a los desplazamientos, que afecta no sólo a peces, sino también a otros grupos ligados a los ecosistemas fluviales.

Efecto sobre los peces

Durante el tránsito a través de la turbina los peces se ven sometidos a situaciones que pueden originar una mortalidad muy elevada, incluso absoluta: choque con las partes fijas o móviles de la turbina, aceleraciones y deceleraciones brutales.

La mortalidad es total en turbinas de tipo Pelton. En turbinas Francis y Kaplan la mortalidad observada es muy variable en función de las características de la rueda de la turbina, su régimen de funcionamiento, la altura del salto, la especie afectada y el tamaño del pez.

Fórmulas predictivas de la mortalidad sobre juveniles de salmónidos en Francia a partir de las principales características de la turbina:

Turbinas Francis:

$$P = \text{sen}^2 (-4.21 + 1.25 \cdot v_1^{0.821} + 2.28 \cdot n^{0.19} \cdot (l/e)^{0.84} \cdot w_1^{0.71}) \quad R=0.87 \quad (3.3)$$

Turbinas Kaplan:

$$P = \text{sen}^2 (13.4 + 42.8(l/e)) \quad R=0.59 \quad (3.4)$$

Según el tipo de turbina, siendo P la mortalidad en tanto por uno; v_1 y w_1 las velocidades absoluta y relativa, respectivamente, a la entrada de la rueda de la turbina, expresadas en m.s-1; n la velocidad de rotación de la rueda, en rpm., l la longitud del pez, en m., e la separación entre álabes, medida en m. a mitad del álabe y R los coeficientes de correlación observados.

Efecto sobre otros grupos

En el caso de las aves, el efecto de barrera de las presas del tamaño que estamos considerando es negligible, dada la capacidad de vuelo que muestra este grupo.

Modificación del régimen natural de caudales aguas abajo del obstáculo

Debido a que la producción hidroeléctrica tiene como principal objetivo satisfacer las puntas de demanda de electricidad, esta actividad se caracteriza por presentar una marcada periodicidad horaria o diaria, coincidente con dichas puntas de demanda. A esta periodicidad puede ir superpuesta, de forma menos aparente, una periodicidad semanal (definida por una caída en la demanda durante los fines de semana), y otra interanual originada por algunos descensos atípicos en la demanda en ciertos días festivos

3.6.3 Modificación de las características físico-químicas del agua

Las descargas a través de las turbinas operando a baja potencia, o por los aliviaderos de superficie durante las avenidas, pueden producir sobresaturación de nitrógeno y oxígeno disuelto en el agua. Los efectos de la enfermedad de las burbujas, originada por la exposición a estas condiciones, pueden ser muy variables.

CONCLUSIONES

La bibliografía ha permitido ampliar el análisis de los trabajos precedentes, se citan aproximadamente veinte fuentes bibliográficas con el 85 % correspondiente a los últimos cinco años, lo que da una medida de su correspondencia, en este aspecto, con las normas exigidas para este tipo de trabajo y de la novedad de las fuentes consultadas.

Se ha demostrado que el procedimiento desarrollado, basado en la relación entre la carga de diseño y el caudal resulta el más adecuado a los efectos práctico, para el cálculo de la potencia y del valor de n_s , para que con estos resultados se de un criterio general para la selección del tipo de turbina a utilizar en una central hidroeléctrica.

Se han desarrollado también criterios prácticos, para la selección preliminar de las turbinas Pelton y para la determinación del diámetro del rodete, del chorro y los parámetros unitarios de la turbina, en cada caso, que permiten hacer la solicitud de ofertas de las máquinas para la central y analizarlas convenientemente.

De acuerdo al cálculo de la potencia Cáp. II 2.2, se ha podido estimar el valor de la energía producible, y también se ha seleccionado el set turbo-generator con acoplamiento directo marca KEM, que se adapta a las características de cálculo, Anexo 10.

RECOMENDACIONES

La decisión final debe sustentarse en estudios realizados por ingenieros experimentados y consultas con fabricantes y diseñadores de prestigio reconocido.

Es preferible en el momento de hacer la selección de los equipos elegir un turbo-generador (acoplamiento directo) así evitaremos montar un sistema de transmisión mecánica

En caso de que no se tratara de un turbo-generador, se puede seleccionar y acoplar a la turbina un generador que cumpla con los parámetros necesarios que se ha detallado en el capítulo II.

Con los parámetros calculados ofertar la construcción de una turbina Pelton para que se acople al trabajo realizado, debido a que no suelen encontrarse en el mercado con todas nuestras exigencias.

Los sistemas de protección y regulación suelen venir junto al grupo turbina-generador, en caso contrario se detalla su funcionamiento en el capítulo I-1.6, 1.8

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

1. Audicio Orlando A. “Bombas Utilizadas como Turbinas”. Lab. de Maquinas Hidráulicas (L.A.M.HI.), Departamento de Mecánica Aplicada. Universidad de Comahue. Neuquén-Argentina, 2004.
2. Buede T.M. “Utilizacao de metodologia multicriterio em estudos de impactos ambientais de hidrelétricas”. Divulgacoes do Museu de Ciencias e tecnologia, Brasil, Vol (Agosto) 3-24, 2001.
3. Buró del personal Naval. “Electricidad”. Editorial Hobby, Buenos Aires, 2004.
4. Córdova Roberto. “Breve Historia de las Turbinas Hidráulicas”. Depto. de Ciencias Energéticas y Fluídicas, 2004.
5. Coz, Federico. “Manual de Mini y Microcentrales Hidráulicas” Una guía para el desarrollo de proyectos. Lima, Perú ITDG, 1996.
6. De Souza Zucel, “Centrais Hidroelectricas Dimensionamento de Componentes.” Editorial Edgar Blücher Ltda. Sao Paulo-Brasil. 1997.
7. G. Zoppeti Júdez. “Centrales Hidroeléctricas”. Editorial Gustavo Gili, 2004.
8. Kovtun Eugenio, “Instalación de Maquinas Herramientas”. Editorial pueblo y Educación. Ciudad de la Habana-Cuba. 1980.

9. L. G. Gusenkov, "Manual para cálculos de elementos de máquinas". Moscú, 1984
10. M. Simonoff. "Producción, transporte y distribución de la energía eléctrica". Publicación de la Facultad de Ciencias Físico-Matemáticas de la Universidad de la Plata, 2004.
11. Malinin N. K.-Ramiro O. F. "Evaluación de los Recursos Hidroenergéticos en Pequeña Escala", 2004.
12. Pardo Gómez, R. "Estandarización de turbinas hidráulicas tipo michell banki para pequeñas centrales hidroeléctricas". Ingeniería Hidráulica, Cuba, Vol (8): 173-180, 1987.
13. Pérez Franco, D. "Selección de las máquinas para centrales hidroeléctricas en régimen subordinado". Ingeniería Hidráulica, Cuba, Vol (8): 93-108, 1987.
14. Pérez Franco, D. "Selección de las turbinas hidráulicas utilizando sus parámetros unitarios". Ingeniería Hidráulica, Cuba, Vol (14): 75-89, 1993.
15. Ramírez Vázquez José. "Centrales Eléctricas". Editorial CEAC S.A., 2004.
16. Ramírez Vázquez José. "Estaciones de Transformación y Distribución-Protección de Sistemas Eléctricos". Editorial CEAC S.A., 2004.
17. Ramírez Vázquez José. "Máquinas Motrices Generadoras de Energía Eléctrica". Editorial CEAC S.A., 2004.

Consulta Internet

Hydro Power Generations Standars Turbines.

<http://www.voesthydro.com/modernis.htm>. June 1999

Impactos en la fase de construcción

<http://www.geocities.com/RainForest/Watershed/7506/aems/impacto/construccion.html>.

Junio 2004

Impactos en la fase de funcionamiento

<http://www.geocities.com/RainForest/Watershed/7506/aems/impacto/funcionamiento.html>.

Junio 2004

Microcentral con red aislada (3): Equipos hidráulicos. Turbinas

<http://www.w3.org/1999/xhtml>. Marzo 2004

Pelton Turbine Generator Set

<http://www.kem.com.cn/generator/generator1.htm>. June 2004

Pelton Wheel Hydro Power System Diagram - ABS Alaskan

<http://www.absak.com/diagram/pelton/index.html>. Febrery 2004

Water - The Form Of Energy

http://www.ekowatt.cz/library/infolisty/water_en.php3. Febrery 2004

RETScreen*Internacional. Software de proyecto de análisis de energía renovable estandarizado e íntegro.

<http://retscreen.gc.ca>. 2000

ANEXOS

Anexo 1: Fotos



Foto 1. Sifón de San Lucas



Foto 2. Propuesta 1



Foto 3. Propuesta 2

Anexo 2: Software

RETScreen*Internacional es un software de proyecto de análisis de energía renovable estandarizado e integró. Esta herramienta mantiene una plataforma del cammon decisión, apoyo y capacidad construyendo los propósitos. RETScreen puede usarse para evaluar la producción de energía mundial, vida-ciclo costo e invernáculo reducción del gas emisor para las varias tecnologías de energía renovables (RETs). RETScreen es de libre cargo disponible, hecho por el Gobierno de Canadá a través de los Recursos Naturales el CANMET Energía Diversificación Investigación Laboratorio de Canadá (CEDRL).

Small Hydro Project Model

TO START (click here)


- [○ Brief Description & Model Flow Chart](#)
- [○ Cell Colour Coding](#)

RETScreen Features (click to access info)

- [○ Online Manual](#)
- [○ Product Data](#)
- [○ Weather Data](#)
- [○ Cost Data](#)
- [○ Currency Options](#)

Model Worksheets (click to access sheets)

- [○ Energy Model](#)
- [○ Hydrology & Load](#)
- [○ Equipment Data](#)
- [○ Cost Analysis](#)
- [○ Greenhouse Gas Analysis](#)
- [○ Financial Summary](#)
- [○ Blank Worksheets \(3\)](#)



RETScreen[®]
International
Renewable Energy
Project Analysis Software



**RETScreen is available
free-of-charge at**
<http://retscreen.gc.ca>

Internet Options

- [○ RETScreen Website](#)
- [○ Training Information](#)
- [○ Registration](#)
- [○ Contact CEDRL](#)

Contributors

- [○ 85 + Technology Experts](#)
- [○ Collaborating Organisations](#)

Version 2000 - Release 3
© Minister of Natural Resources Canada 1997-2000.
NRCCan/CEDRL

RETScreen[®] Energy Model - Small Hydro Project

Site Conditions	Estimate	Notes/Range
Project name	San Lucas	
Project location	Loja-Ecuador	
Gross head	m 400,0	
Maximum tailwater effect	m 1.0	
Residual flow	m ³ /s 1,00	Complete Hydrology & Load sheet
Firm flow	m ³ /s 0,53	
Grid peak load	kW 1.016	
Grid energy demand	MWh 5.065	

<http://retscreen.gc.ca>

Anexo 3: Caudales

-14-

Como es lógico la conservación de la cuenca se ve reflejada en el rendimiento o caudal de aporte, para lo cual hemos realizado aforos de tipo flotador como indicamos a continuación.

Río	Fecha	Cota	Caudal (m ³ /s)
Tambo Blanco	Nov. 18-89	2100	1.8
	Ene. 1-90	2100	3.2
	Mayo 2-90	2100	3.6
Do Ramales	Nov. 18-89	2090	0.4
	Ene. 1-90	2090	0.75
	Mayo 2-90	2090	1.86
Dunque	Nov. 26-89	2260	0.6
	Ene. 1-90	2260	0.98
	Abr. 29-90	2260	0.85

Fuente: I. Municipio de Loja (Departamento técnico de Agua Potable)

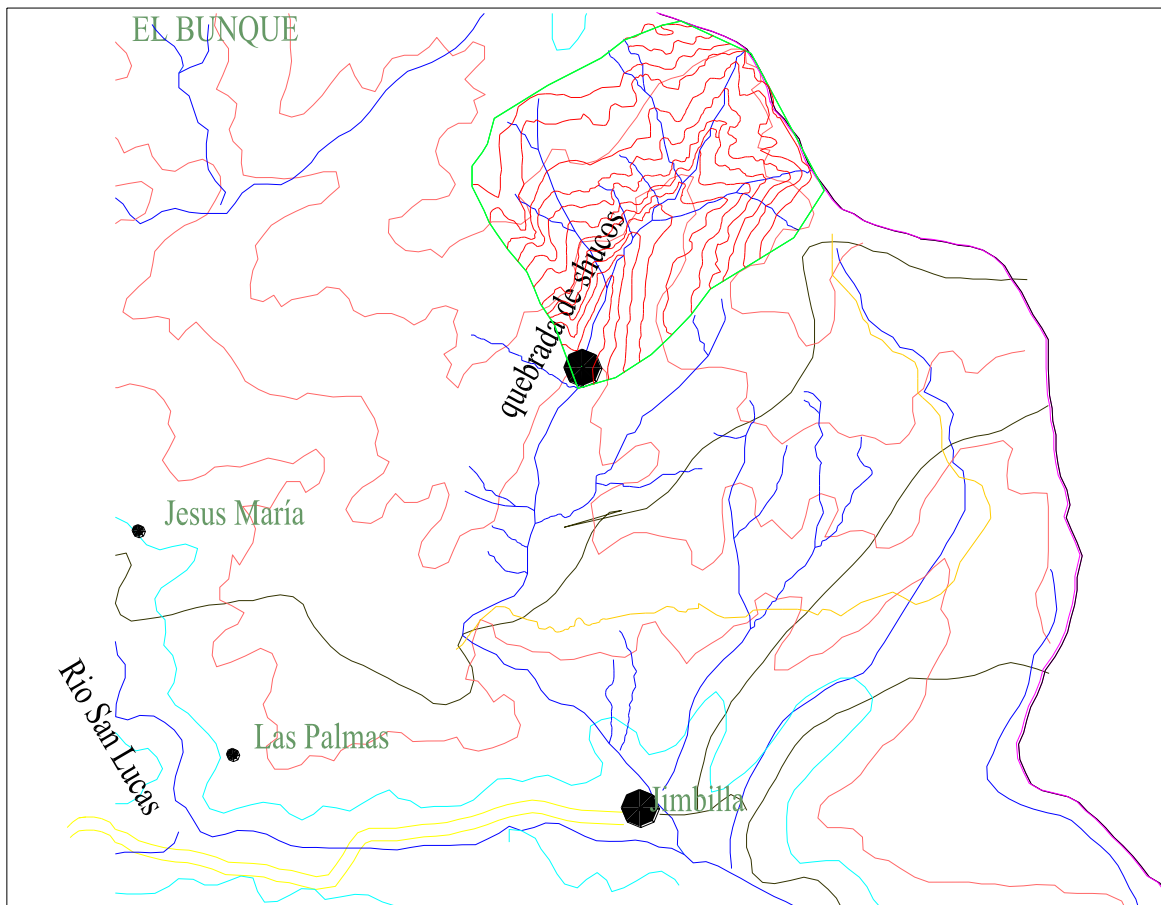
Monitoreo del caudal de la quebrada de Shucos (mes de Junio 2004)

$$Q = m \times b \times \sqrt{2g} \times H^{3/2}$$

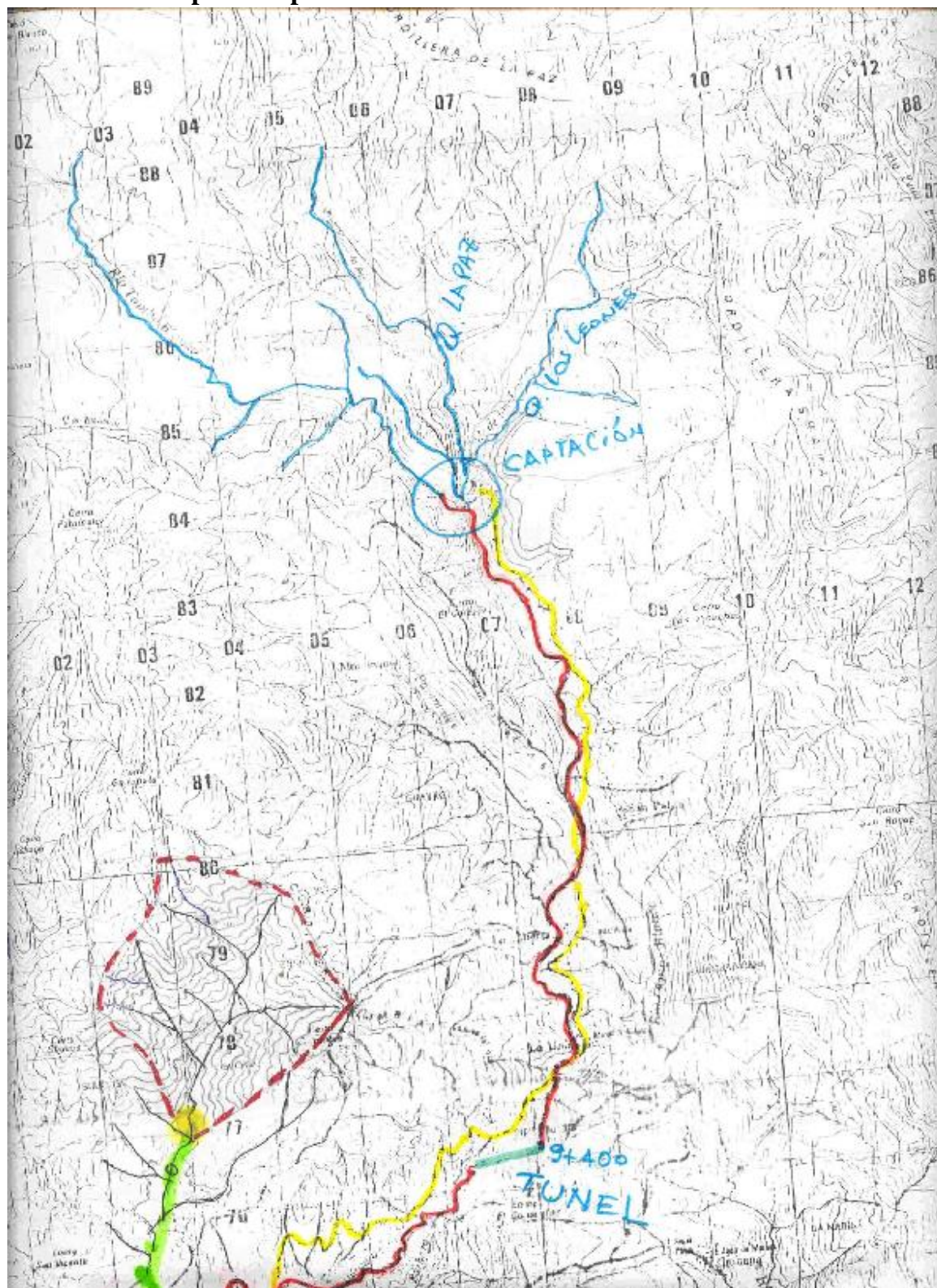
Longitud	Altura	m	2 x gravedad	raiz de altura	Caudal
1,7	0,255	0,6	4,42718872	0,128768688	0,58148495
1,7	0,255	0,6	4,42718872	0,128768688	0,58148495
1,7	0,255	0,6	4,42718872	0,128768688	0,58148495
1,7	0,22	0,6	4,42718872	0,103189147	0,46597458
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,4	0,6	4,42718872	0,252982213	1,1424
1,7	0,3	0,6	4,42718872	0,164316767	0,74201057
1,7	0,28	0,6	4,42718872	0,148162073	0,66906029
1,7	0,26	0,6	4,42718872	0,132574507	0,59867101
1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,21	0,6	4,42718872	0,09623409	0,43456741
1,7	0,21	0,6	4,42718872	0,09623409	0,43456741
1,7	0,21	0,6	4,42718872	0,09623409	0,43456741
1,7	0,21	0,6	4,42718872	0,09623409	0,43456741

1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,4	0,6	4,42718872	0,252982213	1,1424
1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,22	0,6	4,42718872	0,103189147	0,46597458
1,7	0,21	0,6	4,42718872	0,09623409	0,43456741
1,7	0,22	0,6	4,42718872	0,103189147	0,46597458
1,7	0,21	0,6	4,42718872	0,09623409	0,43456741
1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,22	0,6	4,42718872	0,103189147	0,46597458
1,7	0,45	0,6	4,42718872	0,301869177	1,36316045
1,7	0,3	0,6	4,42718872	0,164316767	0,74201057
1,7	0,22	0,6	4,42718872	0,103189147	0,46597458
1,7	0,22	0,6	4,42718872	0,103189147	0,46597458
1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,33	0,6	4,42718872	0,189570567	0,85604997
1,7	0,28	0,6	4,42718872	0,148162073	0,66906029
1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,27	0,6	4,42718872	0,140296115	0,63353973
1,7	0,3	0,6	4,42718872	0,164316767	0,74201057
1,7	0,28	0,6	4,42718872	0,148162073	0,66906029
1,7	0,29	0,6	4,42718872	0,156169779	0,70522095
1,7	0,29	0,6	4,42718872	0,156169779	0,70522095
1,7	0,26	0,6	4,42718872	0,132574507	0,59867101
1,7	0,26	0,6	4,42718872	0,132574507	0,59867101
1,7	0,27	0,6	4,42718872	0,140296115	0,63353973
1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,4	0,6	4,42718872	0,252982213	1,1424
1,7	0,3	0,6	4,42718872	0,164316767	0,74201057
1,7	0,4	0,6	4,42718872	0,252982213	1,1424
1,7	0,3	0,6	4,42718872	0,164316767	0,74201057
1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,25	0,6	4,42718872	0,125	0,56446656
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,23	0,6	4,42718872	0,110304125	0,49810392
1,7	0,22	0,6	4,42718872	0,103189147	0,46597458
1,7	0,22	0,6	4,42718872	0,103189147	0,46597458
1,7	0,22	0,6	4,42718872	0,103189147	0,46597458
1,7	0,21	0,6	4,42718872	0,09623409	0,43456741
1,7	0,21	0,6	4,42718872	0,09623409	0,43456741
1,7	0,21	0,6	4,42718872	0,09623409	0,43456741
1,7	0,21	0,6	4,42718872	0,09623409	0,43456741

Anexo 5: Quebrada de Shucos



Anexo 6: Mapa de captación



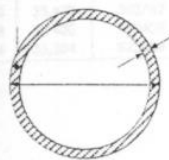
Anexo 7: Tuberías

Datos técnicos.

Según: diámetro y espesor del tubo

DATOS TECNICOS						
D	e	A	S	ρ	I	W
219	4,78	344,84	32,18	7,579	1848	168
	5,16	342,35	34,68	7,566	1985	181
	5,56	339,73	37,30	7,552	2127	194
	6,35	334,59	42,44	7,525	2403	219
	7,04	330,13	46,90	7,502	2639	240
	7,92	324,48	52,54	7,472	2933	267
273,0	4,78	545,07	40,28	9,485	3623	265
	5,16	541,93	43,42	9,471	3894	285
	5,56	538,64	46,71	9,457	4178	306
	6,35	532,16	53,19	9,430	4730	346
	7,09	526,12	59,23	9,405	5238	383
	7,80	520,36	64,99	9,380	5718	418
324	4,78	775,56	47,91	11,280	6095	376
	5,16	771,81	51,65	11,267	6557	405
	5,56	767,87	55,59	11,253	7039	434
	6,35	760,13	63,33	11,226	7980	492
	7,14	752,43	71,00	11,198	8907	550
	7,92	744,87	78,60	11,172	9808	605
	8,74	736,95	86,51	11,143	10742	663
355,6	4,78	940,46	52,68	12,405	8106	455
	5,16	936,34	56,81	12,391	8722	490
	5,56	932,00	61,14	12,377	9366	526
	6,35	923,47	69,67	12,350	10626	597
	7,14	914,98	78,16	12,323	11868	667
	7,92	906,64	86,51	12,296	13078	735
	8,74	897,91	95,24	12,267	14332	806
	9,52	889,64	103,51	12,240	15507	872
406,4	4,78	1236,86	60,31	14,200	12161	598
	5,16	1232,13	65,04	14,187	13091	644
	5,56	1227,16	70,02	14,173	14064	692
	6,35	1217,36	79,81	14,146	15969	785
	7,14	1207,61	89,56	14,118	17851	878
	7,92	1198,02	99,15	14,019	19686	968
	8,74	1187,98	109,19	14,063	21593	1062
	9,52	1178,47	118,70	14,036	23384	1150
	10,31	1168,88	128,29	14,009	25176	1238
	11,13	1158,96	138,21	13,980	27013	1329
	11,91	1149,57	147,60	13,954	28739	1414
457,2	4,78	1573,79	67,94	15,996	17384	760
	5,56	1562,84	78,89	15,969	20117	880
	6,35	1551,79	89,94	15,942	22856	999
	7,14	1540,78	100,95	15,914	25566	1113
	7,92	1529,95	111,79	15,887	28214	1234
	8,74	1518,60	123,14	15,858	30967	1354
	9,52	1507,84	133,89	15,831	33558	1467
	10,31	1496,99	144,75	15,804	36153	1581
	11,13	1485,76	155,97	15,776	38818	1698
	11,91	1475,12	166,61	15,749	41324	1807

DATOS TECNICOS							
D	e	A	S	ρ	I	W	
508,0	5,56	1939,07	87,76	17,765	27697	1090	
	6,35	1926,76	100,07	17,737	31485	1239	
	7,14	1914,48	112,35	17,710	35236	1387	
	7,92	1902,40	124,43	17,683	38905	1531	
	8,74	1889,75	137,08	17,654	42725	1682	
	9,52	1877,74	149,09	17,627	46323	1823	
	10,31	1865,63	161,20	17,600	49932	1965	
	11,13	1853,09	173,74	17,571	53641	2111	
	11,91	1841,21	185,62	17,544	57135	2249	
	12,70	1829,21	197,62	17,517	60639	2387	
	14,27	1805,49	221,34	17,463	67501	2657	
558,8	5,56	2355,83	96,64	19,561	36975	1323	
	6,35	2342,26	110,21	19,533	42050	1505	
	7,14	2328,72	123,74	19,506	47080	1685	
	7,92	2315,40	137,07	19,479	52005	1861	
	8,74	2301,43	151,03	19,450	57136	2044	
	9,52	2288,19	164,28	19,423	61973	2218	
	10,31	2274,81	177,65	19,395	66831	2391	
	11,13	2260,97	191,50	19,367	71827	2570	
	11,91	2247,84	204,63	19,340	76538	2739	
	12,70	2234,58	217,98	19,313	81267	2908	
		14,27	2208,35	244,12	19,259	90541	3240
	609,6	6,35	2798,29	120,34	21,329	54748	1796
		7,14	2783,50	135,14	21,302	61320	2011
7,92		2768,93	149,71	21,274	67757	2223	
8,74		2753,65	164,98	21,246	74470	2443	
9,52		2739,16	179,47	21,219	80804	2651	
10,31		2724,53	194,11	21,191	87168	2859	
11,13		2709,37	209,26	21,163	93720	3047	
11,91		2695,00	223,63	21,136	99901	3277	
12,70		2680,48	238,15	21,108	106112	3481	
14,27		2651,75	266,89	21,054	118305	3881	
	15,88	2622,44	296,20	20,999	130606	4285	
660,4	6,35	3294,87	130,48	23,125	69776	2113	
	7,14	3278,81	146,53	23,098	78175	2367	
	7,92	3263,00	162,35	23,070	86407	2616	
	8,74	3246,41	178,93	23,042	94997	2876	
	9,52	3230,68	194,66	23,015	103108	3122	
	10,31	3214,78	210,56	22,987	111262	3369	
	11,13	3198,32	227,02	22,959	119662	3623	
	11,91	3182,70	242,64	22,931	127593	3864	
	12,70	3166,92	258,42	22,904	135566	4105	
	14,27	3135,68	289,66	22,850	151236	4580	
	15,88	3103,80	321,54	22,794	167064	5059	
711,2	6,35	3831,98	140,61	24,921	87329	2455	
	7,14	3814,66	157,93	24,894	97865	2752	
	7,92	3797,60	174,99	24,866	108199	3042	
	8,74	3779,71	192,88	24,838	118988	3346	
	9,52	3762,73	209,86	24,810	129179	3632	
	10,31	3745,57	227,02	24,783	139431	3921	
	11,13	3727,80	244,79	24,754	149999	4218	
	11,91	3710,94	261,65	24,727	159981	4498	
	12,70	3693,90	278,69	24,700	170022	4781	
	14,27	3660,15	312,44	24,645	189772	5336	
	15,88	3625,70	346,88	24,590	209744	5898	

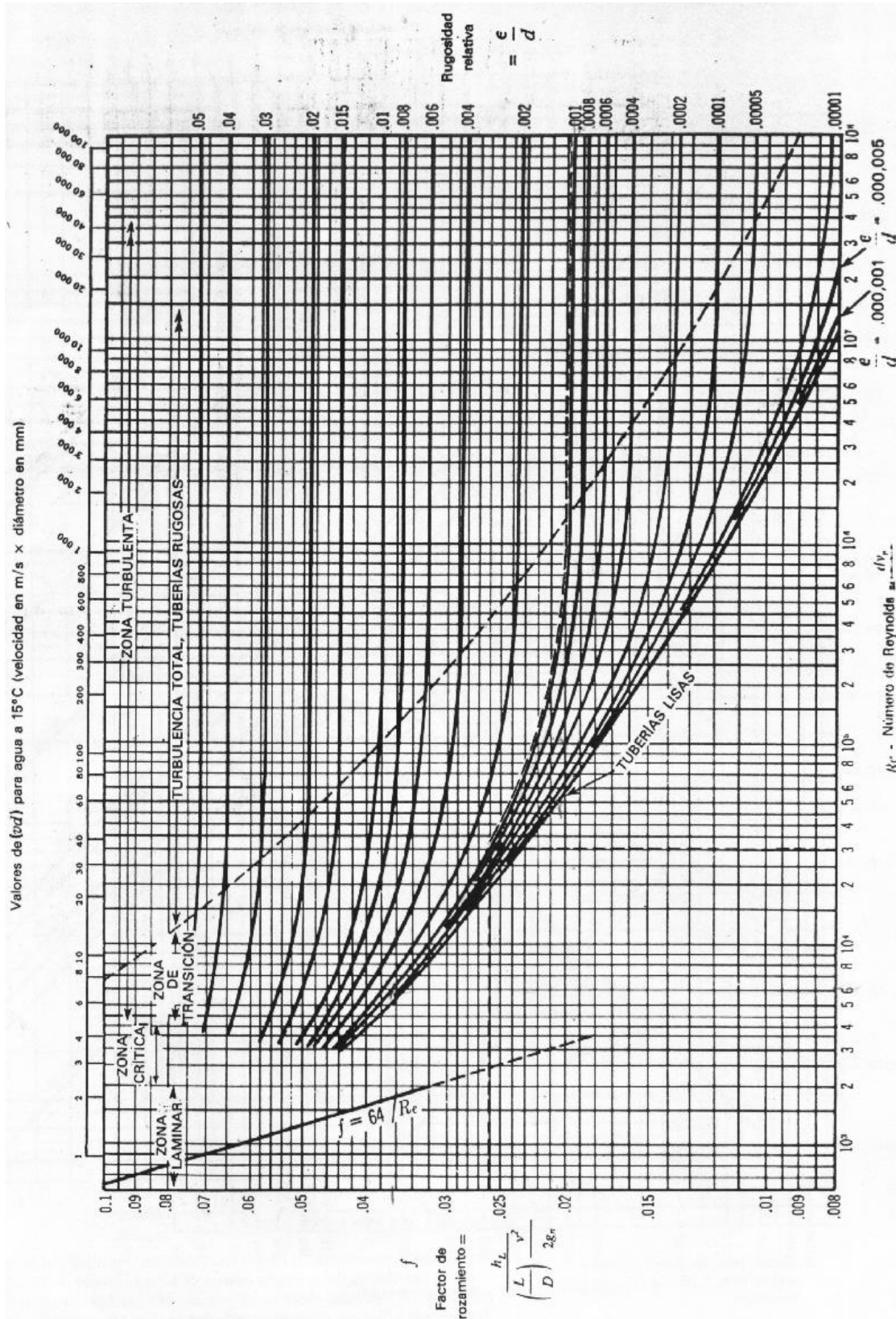


Elementos de cálculo

- D Diámetro exterior mm
- e Espesor mm
- A Sección de paso (Ø interior) cm²
- S Sección del tubo (Ø exterior) cm²
- ρ Radio de giro cm
- I Momento de inercia cm⁴
- W Momento resistente cm³

Tubería de acero soldada helicoidalmente. PEHSA

Anexo 8: Factor de fricción de tuberías comerciales



Anexo 11: Características del turbo-generador seleccionado

Turbine	Head (m)	Discharge (m ³ /s)	Output (kW)	Rated speed (r/min)	Generator
CJ22-W-70/1 × 5.5B	330	0.185	501	1000	SFW500-6
	350	0.191	543	1000	SFW500-6
	380	0.2	611	1000	SFW500-6
	430	0.212	721	1000	SFW630-6
CJ22-W-70/1×7A	220	0.245	432	750	SFW400-8
	230	0.250	458	750	SFW400-8
	240	0.256	486	750	SFW400-8
CJ22-W-70/1×7B	250	0.261	523	1000	SFW500-6
	270	0.272	596	1000	SFW500-6
	294	0.283	682	1000	SFW630-6
	320	0.296	773	1000	SFW630-6
	342	0.306	851	1000	SFW800-6
	380	0.323	987	1000	SFW1000-6
CJ22-W-70/1×9	400	0.331	1057	1000	SFW1000-6
	90	0.26	185	600	SFW160-10
	103	0.275	227	600	SFW200-10
	118	0.293	278	600	SFW250-10
	140	0.32	353	600	SFW320-10
	160	0.342	439	750	SFW400-8
	185	0.368	547	750	SFW500-8
220	0.401	698	750	SFW630-8	
CJ22-W-90/1×4.5	400	0.135	406	750	SFW400-8
	430	0.14	466	1000	SFW400-6
	460	0.145	536	1000	SFW500-6
	490	0.15	598	1000	SFW500-6
	510	0.153	640	1000	SFW630-6
	530	0.156	676	1000	SFW630-6
	550	0.159	712	1000	SFW630-6
	580	0.163	763	1000	SFW800-6
600	0.166	794	1000	SFW800-6	

Table 19 The demention of CJ22 turbine

Data Type	code	C ₁	C ₂	G	g	M	N	V	Z ₁	Z ₂	Z ₅	h
		CJ22-W-55/1× 4.5. 5.8	2440	840	1193	630	720	1450	500	780	640	980
CJ22-W-55/1×7	2500	900	1258	630	780	1450	500	900	700	1060	820	
CJ22-W-70/1× 4.5 7.0	2610	1010	1430	750	870	1450	500	1000	800	950	820	
CJ22-W-45/1× 4 4.5	2595	929	480	1546	2555	330	655	535	680	655		
CJ22-W-70/1×9	2940	1348	700	2305	3308	500	1010	850	970	822		

		Z 18		Tablas							
				Propiedades mecánicas de metales							
ESFUERZOS PERMISIBLES (N/mm ²)											
Material	Módulo elástico E	Clase de carga ^a	Esfuerzo de aplastamiento $\sigma_{(perm.)}$	Esfuerzo de tensión $\sigma_{(perm.)}$	Esfuerzo de presión $\sigma_{(perm.)}$	Esfuerzo por flexión $\sigma_{(perm.)}$	Esfuerzo cortante $\tau_{(perm.)}$	Esfuerzo por torsión $\tau_{(perm.)}$			
Acero dulce St 37-11	210 000	I	80-120	100-150	100-150	110-165	72-100	65-95			
		II	50-70	65-95	85-95	70-105	48-75	40-60			
		III	27-33	45-70	45-70	50-75	35-50	30-45			
Acero dulce St 50-11	210 000	I	100-150	140-210	140-210	150-220	96-144	85-125			
		II	70-100	90-135	90-135	100-150	64-96	55-85			
		III	36-50	65-95	65-95	70-105	32-48	40-60			
Acero fundido GS-38	220 000	I	80-100	60-120	90-150	90-120	72-95	36-48			
		II	53-67	40-80	60-100	60-80	48-64	24-32			
		III	27-33	20-40	30-40	30-40	24-32	12-16			
Hierro fundido GG-14	100 000	I	—	35-45	95-115	40-55	35-50	30-45			
		II	—	27-37	55-75	25-40	25-35	20-30			
		III	—	20-30	20-30	20-25	20-25	15-20			
Hierro maleable GTW-35	—	I	50-80	45-70	60-90	45-70	—	30-40			
		II	33-53	30-47	40-60	30-47	—	20-27			
		III	17-27	15-23	—	15-23	—	10-13			
Cobre laminado D-Cu F20	110 000	I	35-50	40-54	40-54	40-54	—	—			
		II	23-50	27-36	27-38	27-36	—	—			
		III	12-17	13-18	—	13-18	—	—			
Bronce fosforado CuSn6 F56	90 000	I	50-75	60-90	60-90	60-90	45-70	45-70			
		II	33-50	40-60	—	40-60	30-47	30-47			
		III	17-25	20-30	—	20-30	15-23	15-23			

^aver expresiones en p.1

Anexo 13. b Aceros para ejes de transmisión.

**Aceros
ESPECIALES**



ASSAB 705 = AISI / SAE 4337
Acero para construcción de maquinaria

ANALISIS TIPICO

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
Assab 705	0.36%	0.30%	0.70%	--	--	1.4%	1.4%	0.20
Aisi/Sae 4337	0.35-0.40%	0.20-0.35%	0.60-0.80%	≤ 0.04%	≤ 0.04%	1.65-2.00%	0.70-0.90%	0.20-0.30%

PROPIEDADES MECANICAS EN CONDICION DE SUMINISTRO

Resistencia a la tracción (Rm)	90 - 110 kgf/mm ²
Esfuerzo de cedencia (Rp 0.2)	min. 685 N/mm ² = 70 kgf/mm ²
Elongación A5	min. 12%
Estricción	min. 45%

TRATAMIENTO TERMICO

Recocido blando: Proteger el acero y calentarlo en toda su masa a 720°C. Enfriarlo en el horno 15°C por hora hasta 600°C y después libremente al aire.

Alivio de tensiones: Después del desbastado en máquina, debe calentarse la pieza en toda su masa a 650°C durante 2 horas. Enfriar lentamente hasta 450°C y luego libremente al aire.

TEMPLE

Temperatura de revenido	550°C - 675°C
Temperatura de forja	1100°C - 850°C
Temperatura de austenización	830°C - 860°C

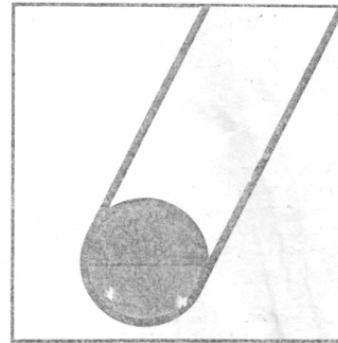
Proteger la pieza contra decarburización y oxidación durante el proceso de temple. Enfriamiento: aceite.

GENERALIDADES

Assab 705 es un acero bonificado al cromo-níquel, combina alta resistencia al desgaste con una mejor tenacidad. Es suministrado templado y revenido (temple tenaz) a una dureza 270 - 330 Brinell, por lo que no se requiere un tratamiento térmico posterior. Sin embargo, si es necesario, puede ser templado al aceite, para obtener propiedades mecánicas más elevadas.

APLICACIONES

Se recomienda para toda clase de partes para maquinaria, en las que la seguridad y resistencia a la fatiga son primordiales.



Código de color
AZUL/DORADO

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4337
WERKSTOFF	1.6582
DIN	34CrNiMo6
AFNOR	35NCD6
BS	EN 110
SIS	2541

REDONDO		
mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
18	23/32	2.0
20	25/32	2.5
22	7/8	3.0
25	1	3.9
28	1 3/32	4.8
32	1 1/4	6.3
35	1 3/8	7.5
38	1 1/2	8.9
40	1 9/16	9.9
45	1 3/4	12.5
50	1 31/32	15.4
55	2 5/32	18.6
60	2 3/8	22.2
65	2 9/16	26.0
70	2 3/4	30.2
75	2 15/16	34.7
80	3 5/32	39.4
85	3 11/32	44.5
90	3 17/32	49.9

REDONDO		
mm	APROX. PULGADAS	PESO APROX. kg/m
95	3 3/4	55.6
100	3 15/16	61.6
105	4 1/8	67.9
110	4 5/16	74.5
115	4 1/2	81.5
120	4 3/4	88.7
125	4 15/16	96.3
130	5 1/8	104.1
135	5 5/16	112.3
140	5 1/2	120.7
145	5 11/16	129.5
150	5 7/8	138.6
160	6 1/4	157.7
170	6 11/16	178.0
180	7 1/8	199.6
200	7 7/8	246.4
210	8 1/4	271.7
240	9 7/16	354.8
250	9 7/8	385.0

Anexo 14.a.: Rodamientos

Carga dinámica equivalente
 $P = XFr + YFa$

Carga estática equivalente
 $P_0 = Fr + Y_0Fa$

Rodamientos FAG oscilantes con dos hileras de rodillos Serie 230 y 230 K según DIN 625

Denominación serie FAG	Dimensiones						n	C	Capacidades de carga						Número límite de revoluciones con grasa con aceite	Paso
	d	D	B	r	n	e			$\frac{F_a}{F_r} \leq 1$	X	Y	$\frac{F_a}{F_r} > 1$	X	Y		
230 22	110	170	45	3	3	0,25	25 500	1	2,6	0,67	3,9	25 500	2,5	1 600	1 600	3,55
230 24	120	180	46	3	3	0,24	27 000	1	2,8	0,67	4,2	27 000	2,7	1 400	1 400	4,15
230 25	130	200	52	3	3	0,25	34 000	1	2,7	0,67	4,0	34 000	2,6	1 400	1 800	6,37
230 28	140	210	53	3	3,5	0,24	36 500	1	2,8	0,67	4,2	36 500	2,7	1 200	1 900	6,87
230 30	150	230	58	3,5	3,5	0,24	47 500	1	2,9	0,67	4,2	47 500	2,9	1 200	1 600	8,25
230 32	160	240	60	3,5	3,5	0,25	47 500	1	2,7	0,67	4,0	51 000	2,6	1 100	1 400	10,2
230 34	170	260	67	3,5	3,5	0,25	56 000	1	2,7	0,67	4,0	81 000	2,6	1 000	1 200	13,4
230 36	180	280	74	3,5	3,5	0,26	68 000	1	2,6	0,67	3,9	75 000	2,5	800	1 200	17,8
230 38	190	290	75	3,5	3,5	0,26	71 000	1	2,6	0,67	3,9	78 000	2,5	500	1 200	18,8
230 40	200	310	82	3,5	3,5	0,26	81 500	1	2,6	0,67	3,9	80 000	2,5	800	1 000	24,1
230 44	220	340	90	4	15	0,28	95 000	1	2,7	0,67	3,9	103 000	2,5	800	1 000	31,5
230 46	240	360	92	4	15	0,28	100 000	1	2,7	0,67	4,0	113 000	2,5	710	800	34,9
230 52	280	420	104	5	17,7	0,28	129 000	1	2,5	0,67	3,9	150 000	2,5	630	600	60,7
230 56	280	420	106	5	17,7	0,28	135 000	1	2,7	0,67	4,0	150 000	2,6	630	600	54,8
230 60	300	460	113	5	17,7	0,28	170 000	1	2,7	0,67	4,0	189 000	2,6	580	710	75,9
230 64	320	480	121	5	17,7	0,28	178 000	1	2,7	0,67	4,0	212 000	2,6	580	710	81,2
230 66	340	520	133	6	23,5	0,25	208 000	1	2,7	0,67	4,0	253 000	2,6	500	630	106
230 72	350	540	134	6	23,5	0,25	212 000	1	2,7	0,67	4,0	263 000	2,6	450	560	116
230 76	380	580	135	6	23,5	0,25	234 000	1	2,8	0,67	4,2	289 000	2,7	450	500	122
230 80	400	600	143	6	23,5	0,24	265 000	1	2,8	0,67	4,2	325 000	2,7	400	400	142
230 84	420	620	150	6	23,5	0,24	270 000	1	2,8	0,67	4,2	345 000	2,7	400	400	154
230 88	440	650	157	8	23,5	0,24	300 000	1	2,8	0,67	4,2	375 000	2,7	400	500	183
230 92	460	680	162	8	23,5	0,24	315 000	1	2,8	0,67	4,2	400 000	2,7	360	400	215
230 96	480	700	163	8	23,5	0,23	325 000	1	2,9	0,67	4,4	425 000	2,8	360	450	255
230/500	500	720	157	6	23,5	0,22	335 000	1	3,1	0,67	4,6	440 000	3,0	360	450	235

Estos rodamientos están estandarizados dimensionalmente hasta 200°C. No es necesario usar el signo prepuesto S0 y S1 (véase Pág. 249).

Anexo 14. b. : Cojinetes

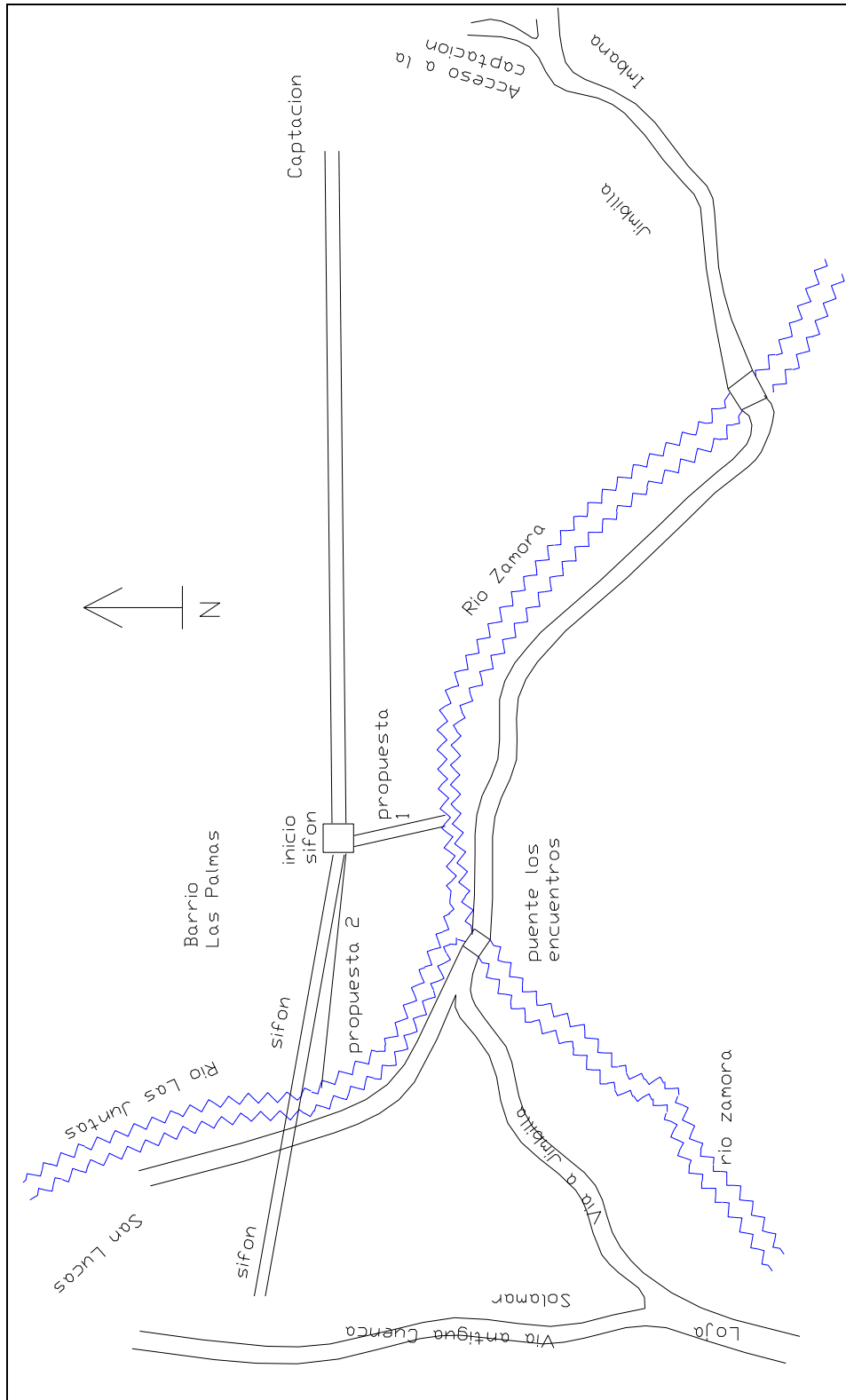
Ejes y árboles de transmisión		DIMENSIONES DE LOS COJINETES DE BRONCE PARA SOPORTES			TABLA 9. 4			
Medidas en mm.								
Soportes de dos tornillos			Soportes de cuatro tornillos					
d	l	d ₁	d	l	d'			
25	60	35	No se fabrican soportes de diámetros inferiores a 75 mm., del tipo de cuatro tornillos					
30		40						
35		45						
40	70	50						
45		57						
50		62						
55	90	68						
60		72						
(65)		80						
70	100	85					(75)	140
(75)		90						
80		95						
90	120	105	80	160	105			
100		115						
110		125						
(120)	140	140	(120)	180	115			
125		145						
(130)		150						
140	160	160	(130)	200	125			
(150)		170						
Los diámetros entre paréntesis deben evitarse en lo posible			140	220	160			
			(150)			170		
						150	260	180
						180		
	200	300	225					
	220			245				

Anexo 14. c.: Presiones sobre cojinetes

Ejes y árboles de transmisión		PRESIONES ADMISIBLES SOBRE COJINETES DE SOPORTES		TABLA 10 . 4
Materiales	Velocidad tangencial m. p. min.	Presión kg./cm ²	Aplicación	Observaciones
Acero sobre bronce	≅ 30	≅ 200	Diversidad de máquinas	Facil de fabricar y bajo costo
Acero sobre hierro fundido	≅ 40	≅ 35	Cojinetes y guías sencillas	Fabricación sencilla y bajo costo
Acero sobre acero	≅ 50	≅ 35	Guías	Fabricación sencilla; engrase (evitando oxidación)
Acero sobre antifricción dispuesta en cojinetes de fundición o acero	≅ 300	≅ 70	Motores y maquinaria	Requieren buena lubricación
Acero sobre plásticos	≅ 130	≅ 175	Cojinetes pesados, bombas	Bajo rozamiento; exigen buena lubricación
Acero sobre caucho	Alta velocidad	< 6	Bombas, turbinas, etc.	Resistentes a la abrasión; absorben vibraciones. Gran duración
Acero sobre grafito	Altas velocidades	< 40	Motores eléctricos	No exige engrase
Acero sobre madera	Altas velocidades	Presiones ligeras	Transportadores	Sin engrase baja temperatura

Nota. — En la página 222 se citan otras presiones admisibles.

Anexo 15: Propuesta



Anexo 16: Materiales de la turbina

El rodete:

El Acero limpio BS 3100 Calidad 425-C11. prueba única, parte mecanizada, con el brazo finalizando la cuchara. Estáticamente equilibrado a ISO 1940 (1973) Grado 6.3.

El Casco de la turbina:

Placa de acero al carbono fabricado a BS EN 10025:1993S275 JR.

El ensamblamiento de Foca de árbol:

El cañón del lanzamiento de bronce. El tipo del laberinto, incorporando la cámara de la captación y el desagüe. Riegue el Tirador - Aluminio del Lanzamiento a BS 1490 LM 25TF

El Jet deflector

13/4 Chr. Ni. Acero del lanzamiento a BS 3100 Calidad 425-C11.

La Válvula de la aguja el Tip & la Válvula cercana:

13/4 Chr la corrosión de Ni la barra de acero resistente a BS 3100 Calidad C11.

La Válvula de la aguja Rod:

Martensitic Chr. Ni. Óxido que se resiste acero a BS 970 431.S29.

La Válvula de la aguja el Rod Support:

El Bronce de cañón del lanzamiento a BS 1400 LG4-C.

La Cañería de Válvula de aguja:

El Acero del Carbono fabricado a BS EN 10025:1993 S275 JR.

La Boquilla del Jet:

13/4 Cr. Ni. Acero que Lanza a BS 3100 Calidad 425-C11.

El Poseedor de Boquilla del Jet:

El grafito del esferoidal dúctil Hierro colado a BS 2789 Calidad 420/12.

La entrada de la Tubería de trabajo:

Acero al Carbono fabricado a BS EN 10025:1993 S275 JR.