

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO
ABAD DEL CUSCO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA,
ELECTRÓNICA, INFORMATICA Y MECÁNICA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE
BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA
TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL
DISTRITO DE YUCAY”**

TESIS PRESENTADA POR:

BACH. FLOR DE LIZ CALVO SOLÍS

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL
DE INGENIERO MECÁNICO**

ASESOR:

DR. EDGAR CATAORA ACEVEDO

CUSCO-PERÚ

2018



PRESENTACIÓN

Señor Decano de la Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica.

Señores docentes miembros del Jurado:

En cumplimiento al Reglamento de Grados y Títulos de la Facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica de la Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco, para optar al título de Ingeniero Mecánico, pongo a vuestra consideración la presente tesis intitulada:

“DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY”.

El estudio de la planta hidráulica, se ha realizado en el Distrito de Yucay en la zona de Huachac para bombear agua en época de estiaje y generar energía eléctrica en tiempo de abundancia de agua, utilizando una misma turbomáquina hidráulica reversible diseñada para el funcionamiento como bomba y turbina, provisto de una máquina eléctrica que funcionará como motor cuando la turbomáquina opere como bomba y generador eléctrico cuando la máquina hidráulica trabaje como turbina, para que de esta manera se pueda solucionar la escasez de agua en tiempo de estiaje y el exceso de la misma que sufre la localidad de Yucay.

Flor de Liz Calvo Solís



DEDICATORIA

A Dios

Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado fortaleza para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor, iluminándome su sabiduría durante mi formación y darme valores para el ejercicio de la profesión de Ingeniería.

A mi adorado papá Gustavo

Mi primer maestro, por ser mi guía en este camino desde mis primeros pasos por sus sabias enseñanzas, por sus ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracterizan y que me ha infundado siempre por el valor mostrado para salir adelante, por su protección y sobre todo por su infinito amor.

A mi querida mamá Mílida

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos sus valores por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien pero más que nada por su amor.

Flor de Liz Calvo Solís



AGRADECIMIENTO

Mi profundo agradecimiento a mi asesor Dr. Edgar Catacora Acevedo, por sus valiosas orientaciones durante el desarrollo del presente trabajo, así mismo por su experiencia en el campo de las máquinas hidráulicas.

De igual manera a todos mis docentes de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, en especial a mis jurados que han calificado mi trabajo por sus observaciones oportunas, Ing. Rene Rosado Pacheco, Ing. Percy Rueda Puelles, Ing. Arturo Macedo Silva e Ing. Paola Ly Triveño Ramos.

Finalmente quiero expresar mi sincero agradecimiento a la Señora Alcaldesa de la Municipalidad del Distrito de Yucay
Mgt. Carmen Cusihuallpa Díaz
por su valiosa colaboración durante los estudios realizados en la actual Planta de Bombeo de Huáchac.



INTRODUCCIÓN

La presente tesis, ha sido motivada por el problema en el distrito de Yucay, como en todo el valle sagrado, en vista de que durante los meses de lluvia la abundancia de agua genera daños como erosión y huaycos, los cuales destruyen la agricultura y generan turbidez en el agua potable, por otra parte, durante los meses de estiaje, la escasez del agua no abastece para los servicios de consumo y riego.

Se propone hacer un diseño de una planta hidráulica con fines de bombeo y generación de energía eléctrica utilizando un grupo hidráulico conformada por una turbo máquina reversible (bomba-turbina) acoplado con una máquina eléctrica (motorgenerador).

En este sentido se ha estructurado la tesis en los siguientes capítulos:

El primer capítulo hace referencia al planteamiento y formulación del problema, tanto técnicos y económicos, la justificación del estudio de la tesis, a los alcances y limitaciones, y se describe la situación actual, así como la propuesta de estudio presentada.

En el segundo capítulo se muestra al marco teórico, donde se describen las turbomáquinas hidráulicas (turbinas como bombas), las centrales hidroeléctricas, las plantas hidráulicas de bombeo, así como las centrales hidroeléctricas con máquinas reversibles.

En el tercer capítulo se realizan los cálculos preliminares donde se determinó los parámetros de altura y caudal tanto para la generación de energía, como para el bombeo de agua, de la misma manera se hizo el cálculo de pérdidas en el sistema hidráulico, especialmente en la tubería forzada como en la tubería de bombeo.

En el cuarto capítulo se desarrolla el diseño de la planta hidráulica, la estructura hidráulica, la casa de máquinas y la turbomáquina reversible, para que funcione como turbina y bomba.

En el quinto capítulo se muestra el diseño del sistema eléctrico y de control, como la selección de la máquina eléctrica para el acoplamiento de la turbomáquina



reversible y el cálculo de capacitores para el funcionamiento del motor como generador.

En el sexto capítulo se presentan las especificaciones técnicas de los materiales y equipos, así como el proceso de montaje según los planos del proyecto.

El séptimo capítulo hace referencia al análisis económico de la planta, el metrado y presupuesto, igualmente se hace una comparación de la rentabilidad del proyecto propuesto con otros que cumplan el mismo fin.

Finalmente se detallan las conclusiones y recomendaciones de la tesis.



RESUMEN

La presente tesis intitulada “Diseño de una Planta Hidráulica con fines de Bombeo y Generación Eléctrica, utilizando una Turbomáquina reversible de 20 kw de potencia en el distrito de Yucay”, trata del diseño de la planta hidráulica, ubicada en la zona de Huachac, distrito de Yucay, provincia de Urubamba, departamento del Cusco, siendo sus coordenadas: latitud $13^{\circ}18'28.29''S$ y longitud $72^{\circ}5'25.27''O$, se encuentra a 78 Km al noreste de la ciudad del Cusco entre Calca y Urubamba a una altitud de 2870 msnm.

Esta investigación comprende el diseño de una planta hidráulica, así como el diseño de una turbomáquina reversible que solucionará el exceso de agua en época de avenida y la escasez de la misma en época de estiaje. La primera diseñando un sistema de generación de energía, utilizando la abundancia de agua durante la época de lluvia, provenientes del nevado de San Juan, cuyo caudal máximo alcanza hasta 250 l/s que duran aproximadamente medio año y otra proyectado un sistema de bombeo desde el humedal de Huachac, durante los meses de estiaje cuyas aguas son subterráneas con un caudal promedio de 100 l/s, que en la actualidad no se utiliza descargándose en el río Vilcanota sin mayor uso.

El estudio abarcará, el diseño de la planta hidráulica que cumpla con los fines de generación de energía y bombeo de agua, y el diseño de una turbomáquina reversible que cumpla las funciones de turbina para generación de energía eléctrica y de bomba para la impulsión del agua, acoplada a una misma máquina eléctrica, dicha máquina debe ser instalada en la zona de Huachac, que se encuentran dentro del distrito de Yucay.

El sistema electromecánico e hidráulico a utilizarse constará de las estructuras hidráulicas propuestas en los planos, así como las instalaciones dentro de las casas de máquinas, provisto del grupo turbomáquina reversible acoplado con una máquina eléctrica también para funcionamiento reversible.

Para cumplir los objetivos anteriores se propone la construcción y equipamiento de la planta según el diseño propuesto.



ABSTRAC

The present thesis entitled "Design of a Hydraulic Plant for Pumping and Electric Generation purposes, using a reversible Turbomachinery of 20 kw of power in the district of Yucay", deals with the design of the hydroelectric plant, located in the Huachac area, district of Yucay, province of Urubamba, department of Cusco, being its coordinates: latitude $13^{\circ} 18'28.29''$ S and longitude $72^{\circ} 5'25.27''$ W, is 78 km northeast of the city of Cusco between Calca and Urubamba an altitude of 2870 meters above sea level.

This investigation includes the design of a hydraulic plant, as well as the design of a reversible turbomachine that will solve the excess of water during the flood season and the shortage of it during the dry season. The first one designing a power generation system, using the abundance of water during the rainy season, from the San Juan mountain, whose maximum flow reaches 250 l / s that last approximately half a year and another designed a pumping system from the wetland of Huachac, during the months of low water whose waters are underground with an average flow of 100 l / s, which at present is not used to discharge into the Vilcanota River without further use.

The study will cover, the design of the hydraulic plant that meets the purposes of power generation and water pumping, and the design of a reversible turbomachinery that fulfills the functions of turbine for electric power generation and pump for the water drive, coupled to the same electrical machine, said machine must be installed in the Huachac area, which are located within the Yucay district.

The electromechanical and hydraulic system to be used will consist of the hydraulic structures proposed in the plans, as well as the installations within the machine houses, provided with the reversible turbomachine group coupled with an electric machine also for reversible operation.

To fulfill the above objectives, the construction and equipment of the plant according to the proposed design is proposed.



ÍNDICE GENERAL

PRESENTACIÓN.....	i
DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
INTRODUCCIÓN	iv
RESUMEN	vi
ABSTRAC	vii
ÍNDICE GENERAL.....	1
ÍNDICE DE FIGURAS	5
ÍNDICE DE TABLAS	8
ÍNDICE DE PLANOS.....	9
CAPÍTULO I: GENERALIDADES.....	10
1.1. Localización del proyecto.....	10
1.2. Planteamiento del problema.....	11
1.3. Formulación del problema.....	12
1.3.1. Problema General.....	12
1.3.2. Problemas Técnicos	12
1.3.3. Problemas económicos	13
1.4. Justificación del estudio	13
1.5. Alcances y Limitaciones	13
1.6. Objetivos	14
1.6.1. Objetivo General.....	14
1.6.2. Objetivos técnicos.....	14
1.6.3. Objetivos económicos.....	15
1.7. Hipótesis	15



1.7.1. Hipótesis general	15
1.7.2. Hipótesis técnicas	15
1.7.3. Hipótesis económicas	16
1.8. Determinación de Variables	16
1.9. Descripción de la situación actual.....	16
1.10. Descripción de la propuesta de estudio	17
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	18
2.1. Introducción.....	18
2.2. Turbomáquinas	18
2.3. Principio de funcionamiento de turbomáquinas (Ecuación de Euler) ..	21
2.3.1. Ecuación de euler de la transferencia de la energía.....	21
2.4. Turbinas Hidráulicas	25
2.5. Bombas Hidráulicas	39
2.5.1. Bombas Centrífugas	39
2.6. Centrales Hidroeléctricas	51
2.7. Plantas Hidráulicas de Bombeo	55
2.8. Centrales hidroeléctricas con máquinas reversibles	57
CAPÍTULO III: CÁLCULO PRELIMINARES.....	59
3.1. Introducción.....	59
3.2. Parámetros de altura.....	60
3.3. Cálculo del caudal.....	60
3.4. Cálculos de las pérdidas para generación	62
3.5. Parámetros de altura.....	69
3.6. Cálculo del caudal	70
3.7. Cálculo de pérdidas.....	72
3.8. Cálculo del NPSH.....	85
CAPÍTULO IV: DISEÑO DE LA PLANTA HIDRÁULICA	87



4.1. Introducción.....	87
4.2. Estructura de la planta hidráulica de Huachac	87
4.3. Diseño del desarenador y la cámara de carga	88
4.4. Tubería de presión metálica existente.....	92
4.5. Casa de máquinas	92
4.6. Tubería de succión.....	92
4.7. Tubería de descarga	93
4.8. Rompe Presiones	93
4.9. Cálculo y diseño de la turbomáquina reversible	94
4.9.1. Generalidades	94
4.9.2. Cálculo de la turbomáquina para el proyecto Huachac	94
4.9.3. Características de construcción del rodete	113
4.9.4. Cálculo de la voluta	115
4.9.5. Transmisión mecánica	117
4.9.5.1. Características generales.....	117
CAPÍTULO V: DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL	118
5.1. Generalidades.....	118
5.2. Selección de la máquina eléctrica para el acoplamiento de la turbomáquina hidráulica	119
5.3. Cálculo de capacitores para convertir el motor a generador	120
5.4. Tablero de control y protección	125
5.5. Control del sistema de bombeo.....	126
5.6. Circuito de alumbrado y servicios auxiliares	127
CAPÍTULO VI: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	128
6.1. Introducción.....	128
6.2. Especificaciones técnicas de materiales y equipos.....	128
6.3. Especificaciones técnicas de montaje.....	133



CAPÍTULO VII: ANÁLISIS ECONÓMICO	136
7.1. Introducción.....	136
7.2. Metrado y Presupuesto	136
7.3. Análisis de alternativas de instalación de la microcentral de Huachac, con fines de generación de energía.....	140
7.4. Cálculo de los indicadores económicos VAN y TIR	144
CONCLUSIONES.....	149
RECOMENDACIONES	152
BIBLIOGRAFÍA	153
ANEXOS	156
ANEXO 01: PLAN DE MANTENIMIENTO.....	157
ANEXO 02: MATRIZ DE CONSISTENCIA.....	159
ANEXO 03: FOTOS	162
ANEXO 04: PLANOS	168



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1- 1: Ubicación de la zona de la planta	10
Figura 2- 1: Partes de una turbomáquina	19
Figura 2- 2: Clasificación de las turbomáquinas.....	19
Figura 2- 3: Diagrama de velocidades.....	22
Figura 2- 4: Rotor con álabes.....	22
Figura 2- 5: Triángulo de velocidades	24
Figura 2- 6: Comportamiento de $H_y Q$ con N_s y N_q	29
Figura 2- 7: Curvas de H_n vs N_q y N_s en turbinas hidráulicas	30
Figura 2- 8: Aplicación de turbinas en función de Q y H	31
Figura 2- 9: Evolución del rodete según N_s	31
Figura 2- 10: Notación internacional para determinar punto de entrada y salida	35
Figura 2- 11: Partes de una bomba.....	40
Figura 2- 12: a) Rodete radial lento $40 > N_s > 80$, b) $80 > N_s > 140$, c) $140 > N_s > 300$, d) Rodete semiaxial o mixto con $300 > N_s > 600$, e) Rodete axial rápido con $600 > N_s > 1800$	41
Figura 2- 13: Pérdidas interiores q_i , se producen por la recirculación intersticial entre el alabe y la carcasa. Pérdidas exteriores q_e son las fugas de caudal al exterior por las prensa estopas.	45
Figura 2- 14: Lugares donde tiene lugar las pérdidas mecánicas, en el disco P_m3 , en las estopas P_m2 y en el rodamiento P_m1	46
Figura 2- 15: Diagrama de Sankey, representa las pérdidas mecánicas, hidráulicas y volumétricas y la entrega de potencia final P entregada al fluido.	47
Figura 2- 16: Curva de la tubería o instalación.....	49
Figura 2- 17: Punto de funcionamiento de la instalación y curvas características.	50
Figura 2- 18:.....	51
Figura 2- 19: Disposición horizontal de 3 máquinas (Planta Vianden Luxemburgo)	56
Figura 2- 20: Disposición de turbobombas, turbobomba reversible	58



Figura 3- 1: Coeficientes de rozamiento para la salida brusca de un depósito	64
Figura 3- 2: Codos y ángulos de una tubería	66
Figura 3- 3: Cambio de sección en la tubería metálica	67
Figura 3- 4: Coeficientes ζ de una válvula compuerta	68
Figura 3- 5: Coeficientes ζ de válvula de pie con alcachofa	73
Figura 3- 6: Codos y ángulos de una tubería	75
Figura 3- 7: Coeficientes ζ de una válvula compuerta	76
Figura 3- 8: Derivaciones de un colector	76
Figura 3- 9: Accesorio yee del diseño de la planta	77
Figura 3- 10: Coeficientes ζ de una válvula compuerta	79
Figura 3- 11: Codos y ángulos de una tubería	81
Figura 3- 12: Derivaciones de un colector	83
Figura 3- 13: Coeficientes ζ de una válvula compuerta	84
Figura 4- 1: Cámara de carga	90
Figura 4- 2: Bomba como turbina	95
Figura 4- 3: Triángulo de velocidades de bomba como turbina	96
Figura 4- 4: Coeficientes del impulsor	99
Figura 4- 5: Triángulo de velocidades a la entrada del agua para bomba	101
Figura 4- 6: Triángulo de velocidades a la salida del agua para bomba	102
Figura 4- 7: Triángulo de velocidades a la entrada del agua para turbina	110
Figura 4- 8: Triángulo de velocidades a la salida del agua como turbina	111
Figura 4- 9: Dimensiones del rodete	114
Figura 4- 10: Dimensiones de la voluta	116
Figura 5- 1: Esquema unifilar del sistema de control y protección	118
Figura 5- 2: Curva del torque en función del deslizamiento	121
Figura 5- 3: Curva s en función de T	122
Figura 5- 4: Cuadro de resumen	122
Figura 5- 5: Esquema de conexión del banco de condensadores al grupo turbomáquina - máquina eléctrica con estator en triángulo	125
Figura 6- 1: Compuerta provisto de un tornillo, guías y manubrio	129



Figura 7- 1: Costo por KW instalado	142
Figura 7- 2: Costo por KWH generado	143
Figura 7- 3: Flujo de caja con turbina Michell Banki	145
Figura 7- 4: Flujo de caja con la bomba como turbina.....	146
Figura 7- 5: Flujo de caja con la turbomáquina reversible	147



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2- 1:Tabla de selección de turbinas hidráulicas en función del N_s	32
Tabla 2- 2: Velocidad síncrona de acuerdo al número de polos.....	33
Tabla 3- 1: Datos de cálculo para generación	62
Tabla 3- 2: Resumen de resultados de generación.....	69
Tabla 3- 3: Datos de cálculo de la tubería de aspiración de bombeo.....	72
Tabla 3- 4: Coeficiente ζ y ángulo de inclinación.....	77
Tabla 3- 5: Datos de cálculo de la tubería de descarga de bombeo	78
Tabla 3- 6: Coeficiente ζ y ángulo de inclinación.....	83
Tabla 3- 7: Resumen de resultados de bombeo.....	85
Tabla 4- 1: Datos técnicos de cálculo del rodete de la bomba centrífuga	97
Tabla 4- 2: Datos técnicos de cálculo como turbina	106
Tabla 7- 1: Metrado y Presupuesto con turbina Michell Banki.....	137
Tabla 7- 2: Metrado y Presupuesto con bomba como turbina.....	138
Tabla 7- 3: Metrado y Presupuesto con turbobomba	139
Tabla 7- 4: Costos fijos y costos variables	141
Tabla 7- 5: Costos fijos y costos variables	141
Tabla 7- 6: Costos fijos y costos variables	142



ÍNDICE DE PLANOS

PH-01	:	Plano de Ubicación
PH-02	:	Planta Actual de Bombeo de Huachac
PH-03	:	Plano de Distribución de la Planta Hidráulica en Proyecto
PH-04a	:	Plano de Perfil de la Planta
PH-04b	:	Plano de Perfil de la Planta con Líneas de Nivel
PH-05	:	Vista en Planta de la Cámara de Carga, Desarenador y Rompepresiones
PH-06	:	Corte A-A de la Cámara de Carga, Desarenador y Rompepresiones
PH-07	:	Corte B-B de la Cámara de Carga
PH-08	:	Corte C-C de la Cámara de Carga y Desarenador
PH-09	:	Corte D-D de la Cámara de Carga, Desarenador y Rompepresiones
PH-10	:	Corte E-E de la Cámara de Carga y Rompepresiones
PH-11	:	Vista en Planta de la Casa de Máquinas
PH-12	:	Corte A-A de la Casa de Máquinas
PH-13	:	Corte B-B de la Casa de Máquinas
PH-14	:	Vista Exterior de la Turbomáquina Reversible
PH-15	:	Corte Vertical de la Turbomáquina Reversible
PH-16	:	Rodete de la Turbomáquina Reversible
PH-17	:	Corte y Acoplamiento de Transmisión Mecánica de la Turbomáquina Reversible
PH-18	:	Esquema Unifilar del Sistema Eléctrico

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Localización del proyecto

La planta de Huachac, se encuentra ubicada en el distrito de Yucay, provincia Urubamba, departamento del Cusco (Anexo PH-01), cuyas coordenadas son: latitud $13^{\circ}18'28.29''S$ y longitud $72^{\circ}5'25.27''O$. Se encuentra a 78 Km al noreste de la ciudad del Cusco entre Calca y Urubamba a una altura de 2870 msnm.

Los límites políticos son:

Norte: Con el distrito de Urubamba y la provincia de Calca.

Sur: Con el distrito de Huayllabamba.

Este: Con el distrito de Huayllabamba y la provincia de Calca.

Oeste: Con el distrito de Maras y Urubamba.



Figura 1- 1: Ubicación de la zona de la planta

Fuente. Google maps. <https://www.google.com/maps/place/Yucay/@-13.3180932,-72.0885516,17z/data=!4m5!3m4!1s0x916ddc5ac77d47a7:0x8d3fe57e245dbaf2!8m2!3d-13.3209756!4d-72.0838501>



1.2. Planteamiento del problema

Los pueblos del valle sagrado de los Incas, que comprende las provincias de Calca y Urubamba, durante el año afronta dos problemas que son el exceso de agua durante los meses de lluvia y la escasez de agua durante la época de sequía.

En el distrito de Yucay, durante los meses de avenida, las lluvias torrenciales generan agua en cantidades que producen daños, especialmente los procedentes del nevado de San Juan, cuyo caudal máximo llega hasta $3\text{m}^3/\text{s}$, cuyo volumen desborda los canales incaicos, causando problemas de erosión, avenidas (huaycos), y sus efectos generan la destrucción de la agricultura y viviendas, así como contaminan la turbidez al agua potable.

Por otra parte, durante los meses de estiaje, existe escasez de agua, cuyo caudal promedio mínimo, baja hasta $0.2\text{ m}^3/\text{s}$, el volumen no se abastece para los servicios de agua potable y riego, de tal forma que el agua disponible en las viviendas es irrisoria, de igual forma para el riego, los agricultores se disputan el agua, generando conflictos.

De seguir con esta situación, el distrito de Yucay, podría llegar a tener consecuencias negativas en el ambiente, agricultura, economía, salud y sociedad. Ante la descarga de abundantes caudales de agua debido al exceso de las lluvias las consecuencias pueden ser desastrosas.

Por otra parte, ante la falta de agua, la agricultura va empeorando cada vez más con la extinción de muchas especies frutales tales como la frutilla, manzana y otros, afectando también a los cultivos de maíz.

Entre las posibles soluciones que se plantean a los dos problemas mencionados anteriormente, es:

- Proyectar estructuras hidráulicas, para controlar el exceso de agua, tales como construcción de reservorios de almacenamiento, canales, sistemas de aprovechamiento de generación de energía con el exceso de agua.
- Por otra parte, para solucionar la escasez de agua, se debe proyectar sistemas de bombeo de agua para fines de agricultura y agua potable. Así



mismo utilizar los reservorios con las aguas almacenadas durante las épocas de lluvia.

En el presente estudio, se plantea el diseño de una planta hidráulica que pueda solucionar en parte los dos problemas anteriores. Una de ellas es diseñando un sistema de generación de energía, utilizando las aguas de la época de avenida, que duran aproximadamente medio año, y otra proyectado un sistema de bombeo desde el humedal de Huachac, durante los meses de estiaje, cuyas aguas son subterráneas con un caudal promedio de 100 l/s, que en la actualidad no se utiliza, descargándose en el río Vilcanota sin mayor uso.

1.3. Formulación del problema

1.3.1. Problema General

¿Es posible solucionar la escasez de agua durante la época de estiaje y la abundancia de la misma durante la época de avenida, con el diseño de una planta hidráulica con fines de bombeo y generación de energía eléctrica, utilizando una turbomáquina reversible de potencia de 20 KW ubicada en el distrito de Yucay?

1.3.2. Problemas Técnicos

- ¿Es posible diseñar una planta hidráulica que opere en condición de bombeo durante la escasez de agua y generación de energía eléctrica durante la abundancia de agua?
- ¿Es viable diseñar una turbomáquina reversible que pueda funcionar como bomba de agua y como turbina hidráulica para generar energía?
- ¿Es factible utilizar una misma máquina eléctrica que funcione como generador, cuando la turbomáquina opere como turbina, y funcione como motor primo cuando la turbomáquina opere como bomba?



1.3.3. Problemas económicos

- ¿Es viable disminuir los costos fijos de instalación y los costos de generación de la planta hidráulica?

1.4. Justificación del estudio

El presente estudio se justifica por el hecho de que las aguas en exceso se van a aprovechar en la generación de energía. En cambio, la escasez de agua se solucionará bombeando las aguas de la laguna de Huachac para fines de agua potable y agricultura.

Para lo cual se diseñará una turbomáquina hidráulica reversible que debe ser instalada en la zona de Huachac, dentro de la misma casa de máquinas, para que esta máquina funcione como turbina generando energía durante la época de lluvia; y como bomba durante los meses de escasez de agua que impulsará las aguas de la laguna de Huachac.

Para la instalación de esta turbomáquina reversible se diseñará la planta con características especiales de tal forma que cumpla las dos funciones.

1.5. Alcances y Limitaciones

Alcances:

- El presente estudio comprende el diseño de la estructura hidráulica para fines de generación de energía y sistema de bombeo, de la misma manera, lo correspondiente a la parte hidráulica y mecánica, las obras civiles solo se prediseñan sin efectuar cálculos estructurales.
- Así mismo, la modificación de la casa de máquinas para adaptar el diseño proyectado de la planta hidráulica, que comprende la instalación de una turbomáquina reversible acoplada con una máquina eléctrica y las estructuras hidráulicas para la captación del agua y descarga de la misma.
- El diseño de un grupo turbomáquina – máquina eléctrica reversibles, en su primera etapa como experimentación.



Limitaciones

- La experimentación del proyecto en la actual planta de bombeo de Huachac, no se ha realizado debido a que la estructura de la tubería y de la casa de máquinas presenta dificultades para fines de generación.
- La experimentación de la actual electrobomba instalada, no se ha realizado debido a la falta de energía de la red de Electrosur.
- En el diseño de la turbomáquina reversible no se ha realizado cálculos detallados de los esfuerzos mecánicos, vibraciones mecánicas y otros aspectos del diseño de una máquina, ya que estos rubros serán realizados en un diseño definitivo.
- En el presente estudio tiene como objetivo ambiental no ocasionar problemas ecológicos por el uso del recurso hidráulico mediante la planta hidráulica con fines de bombeo y generación eléctrica, sin embargo, este objetivo ambiental no se desarrolla en la presente tesis.

1.6. Objetivos

1.6.1. Objetivo General

“Diseñar una planta hidráulica con fines de bombeo y generación de electricidad, utilizando una turbomáquina reversible de potencia de 20 KW ubicado en la zona Huachac del distrito de Yucay”.

1.6.2. Objetivos técnicos

- Diseñar la planta hidráulica que opere en condición de bombeo durante el exceso de agua y generación de energía eléctrica durante la abundancia de agua.
- Diseñar una turbomáquina reversible para bombear agua en la época de estiaje y generar energía en época de avenida.



- Utilizar una misma máquina eléctrica que funcione como generador, cuando la turbomáquina opere como turbina, y motor primo cuando la turbomáquina opere como bomba.

1.6.3. Objetivos económicos

- Efectuar un análisis técnico económico de los costos de instalación y los costos de generación entre las alternativas de generación y bombeo seleccionadas a fin de elegir la mejor opción.

1.7. Hipótesis

1.7.1. Hipótesis general

“El diseño de una planta hidráulica con fines de bombeo y generación de energía eléctrica, utilizando una turbomáquina reversible de potencia de 20 KW, permitirá efectuar bombeo en la época de estiaje y generación de energía eléctrica en época de avenida”.

1.7.2. Hipótesis técnicas

- El diseño de la planta hidráulica, permitirá que opere en condición de bombeo durante el exceso de agua y generación de energía eléctrica durante la abundancia de agua.
- El diseño de la turbomáquina reversible, permitirá bombear agua en época de estiaje y generar energía en época de avenida.
- La utilización de una misma máquina eléctrica, permitirá funcione como generador, cuando la turbomáquina opere como turbina, y motor primo cuando la turbomáquina opere como bomba.



1.7.3. Hipótesis económicas

- Los costos fijos de instalación y los costos de generación de la planta hidráulica, disminuirán en comparación con otras instalaciones convencionales.

1.8. Determinación de Variables

Variables Independientes

- Caudal de agua disponible en cámara de carga para funcionamiento como turbina. Q (m^3/s)
- Volumen de agua disponible en el pozo de succión para funcionamiento como bomba. V (m^3)
- Altura geodésica disponible. H (m)
- Eficiencia de la turbomáquina reversible. η (%)

Variable Dependiente

- Planta hidráulica de generación y bombeo de 20 KW de potencia. P_e (KW)

Variable Interviniente

- Turbomáquina hidráulica reversible

1.9. Descripción de la situación actual

En la zona de Huachac, distrito de Yucay, se encuentra instalada una planta de bombeo en desuso (Anexo PH-02), en la parte superior se encuentra un pozo de descarga, luego una tubería metálica de descarga de la bomba de 8" de diámetro y de 116 m de longitud, a lo largo de la tubería se encuentran apoyos y anclajes, al finalizar la tubería de descarga de la bomba se encuentra la casa de máquinas, dentro de ella hay una válvula tipo compuerta de 8", una electrobomba de 48 HP,



de 3540 rpm, de 60 Hz de frecuencia, después una tubería de succión de 10" de diámetro, una válvula check y un pozo de succión, se observa en el plano .

Esta planta no se encuentra en funcionamiento, debido a distintas fallas que se dieron, de esta forma las instalaciones se están oxidando y deteriorando, por eso es necesario dar uso a esta estructura que se hizo hace 30 años.

Al ponerse a prueba, debido a las malas instalaciones eléctricas, el sistema eléctrico fallo y la planta quedó en desuso, de esta manera las tuberías e instalaciones se encuentran deteriorándose, así mismo la inversión que se realizó no se recuperó.

1.10. Descripción de la propuesta de estudio

Para poder dar uso a estas instalaciones, se propone hacer un nuevo diseño de la planta para generar energía eléctrica con el agua proveniente del nevado de San Juan en la época de avenida, de la misma manera se bombeará agua de la laguna de Huachac en la época de estiaje (Anexos PH-03 y PH-04).

Para este nuevo diseño, se aprovechará la tubería metálica para generar energía y se instalará una nueva tubería de PVC de 4" de diámetro para bombear agua, de igual manera se modificará tanto la cámara de carga como la descarga de la turbina como se observa en los planos PH-03, PH-04, PH-05, PH-06, PH-07, PH-08, PH-09, PH-10, PH-11, PH-12 y PH-13. De esta manera podemos proveer de agua en la época de estiaje y generar luz en la época de avenida, ya que contamos con un caudal de 250 litros/s proveniente del nevado de San Juan, del cual tomaremos 100 litros/s para generación, y un caudal de 100 litros/s, del cual tomaremos 25 litros/s para bombear agua.

Utilizaremos una turbomáquina reversible que pueda cumplir con estas dos funciones, tanto como turbina y bomba, de acuerdo al requerimiento.

De la misma manera usaremos un motor de inducción que funcionará como generador adecuándolo con condensadores, para su funcionamiento como generador.



CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Introducción

El presente capítulo comprende el estudio de las centrales eléctricas, plantas hidráulicas de bombeo, centrales hidroeléctricas con máquinas reversibles, lo cual nos servirá para desarrollar en los siguientes capítulos el diseño de la planta hidráulica en la zona de Huachac.

2.2. Turbomáquinas

Según (Viloria, 2011): Las turbomáquinas son máquinas hechas para conseguir un intercambio energético entre un fluido, que pasa de forma continua y el eje de rotación, por medio del efecto dinámico de una o varias coronas de álabes fijos y/o móviles. Las coronas móviles, son parte del rotor de la máquina y el estator es la parte fija de la máquina. Se diferencian de las máquinas de desplazamiento positivo en que existe continuidad entre el fluido que entra y, por tanto, el intercambio energético se produce de forma continua.

Las partes de una turbomáquina está conformada por:

- Rotor (Rodete): Elemento móvil que gira en movimiento angular, es el transformador de energía.
- Estator: Son elementos fijos, guidores, directrices, llamados también toberas o distribuidor (turbinas a gas, turbina pelton). Los alabes del estator incrementan la velocidad del flujo y le dan la dirección deseada.
- Carcasa o voluta: Elemento que envuelve al rotor y al estator. La carcasa encierra la etapa y dirige el flujo del fluido pudiendo acelerar o desacelerar la velocidad.

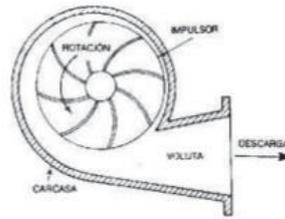


Figura 2- 1: Partes de una turbomáquina

Fuente. Arturo. (1998). Bombas. 2018, de Rincón del Vago Sitio web:
<https://html.rincondelvago.com/bombas.html>

Según (Polo Encinas, 1976), El uso que se le da a las turbomáquinas en la industria es diverso, existen muchos tipos de turbomáquinas trabajando con distintos fines, como, por ejemplo:

- *Turbomáquinas hidráulicas fluido aire:* ventiladores, turbinas eólicas, compresores, turbocompresores, turbinas de aire.
- *Turbomáquinas hidráulicas fluido agua:* Turbinas hidráulicas como la pelton, Francis, kaplan, Michell Banki y otras.
- *Turbomáquinas térmicas de fluido gas:* Turbinas a gas
- *Turbomáquinas de fluido vapor:* Turbinas a vapor.

2.2.1. Clasificación general de las turbomáquinas

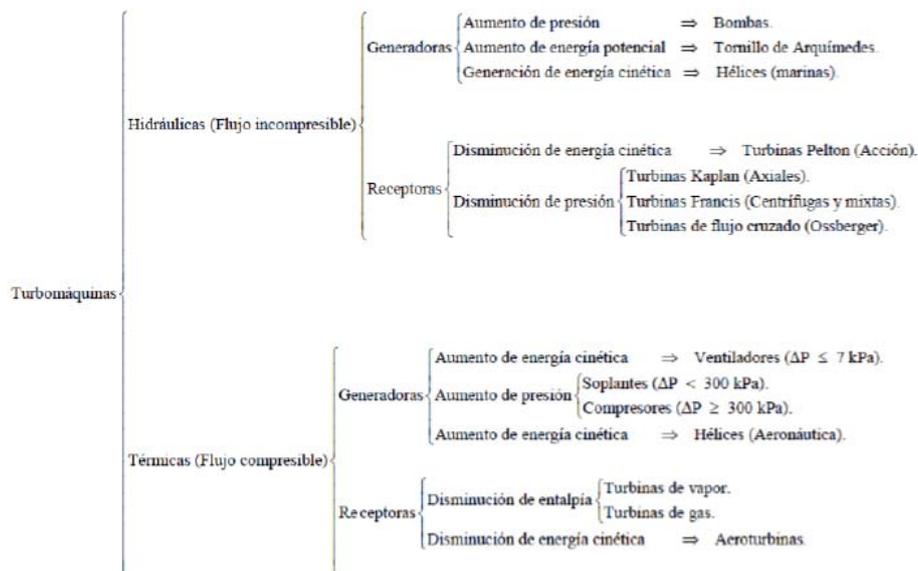


Figura 2- 2: Clasificación de las turbomáquinas

Fuente. Mercedes D. Viloria. (2010). TURBOMÁQUINAS, Concepto, clasificación. 2018, de SCRIBD Sitio web: <https://es.scribd.com/doc/59744295/TURBOMAQUINAS-Conepto-clasificacion>



a. Según la geometría (sentido de flujo)

Según (González Pérez & Martínez de la Calle, 2006):

Hay distintos tipos de geometrías de turbomáquinas en función de la dirección del fluido de salida, esta clasificación de turbomáquinas es una de las más importantes puesto que define las características hidráulicas y constructivas más importantes.

- *Radiales o Centrífugas*: Donde el flujo de salida está en dirección radial.
- *Axiales*: Donde el flujo entra y sale axialmente en la dirección del eje.
- *Mixtas*: o de flujo mixto. Donde el flujo de salida, tiene dos componentes una axial y otra radial.
- *De flujo cruzado*: Donde el flujo de salida atraviesa dos veces al rodete de la máquina.

b. Según el sentido de la transferencia de energía.

Según (González Pérez & Martínez de la Calle, 2006):

- **Maquinas generadoras (pasivas)**:
El eje transmite potencia al rotor la cual se utiliza en incrementar la energía específica de un cierto caudal de fluido, estas máquinas consumen potencia y generan un aumento de la energía específica del fluido. La fuente de energía primaria proviene de un motor eléctrico o un motor térmico que acciona el eje de la máquina. Ejemplo bombas, ventiladores, hélices marinas, donde el flujo de trabajo es negativo.
- **Máquinas motoras (receptoras- activas)**: En estas máquinas el caudal de fluido cede parte de su energía específica al rotor, esto hace que la salida de potencia sea a través del eje, en estas máquinas que genera potencia y reciben energía del fluido, son de este tipo: las turbinas, tanto hidráulicas como eólicas.



2.3. Principio de funcionamiento de turbomáquinas (Ecuación de Euler)

2.3.1. Ecuación de Euler de la transferencia de la energía

Según (Mataix, 1982), para el diseño de las turbomáquinas de fluido incompresible, utilizaremos las ecuaciones fundamentales del movimiento de los fluidos, que son las siguientes:

- Ecuación de Continuidad
- Ecuación de Bernoulli
- Ecuación de Cantidad de Movimiento
- Ecuación de Euler de la Transferencia de la Energía

Especialmente esta última en el diseño de la turbomáquina de fluido incompresible o turbomáquinas hidráulicas. Las turbomáquinas hidráulicas rotativas básicamente están conformadas por el estator y el rotor, esta parte de la máquina está provista de álabes, y el fluido a su paso por entre estos álabes ejerce sobre ellos fuerzas debido a los cambios de las cantidades de movimiento con el tiempo. En el rotor (de tipo bomba) el fluido se mueve de dentro hacia afuera, en cambio en las de tipo turbina el movimiento de fluido es de afuera hacia adentro.

Según (Polo Encinas, 1976), la fuerza ejercida entre fluido y álabe tiene tres componentes espaciales ortogonales: la axial, la radial y la tangencial. El valor de cada una de estas tres componentes se determina en función del cambio en la cantidad de movimiento con el tiempo.

Si V es la velocidad absoluta de la masa m del fluido dentro del ducto, esta a su vez tiene por componentes: axial (V_a), radial (V_R) y tangencial (V_u), como se indica en la Figura 2-3.

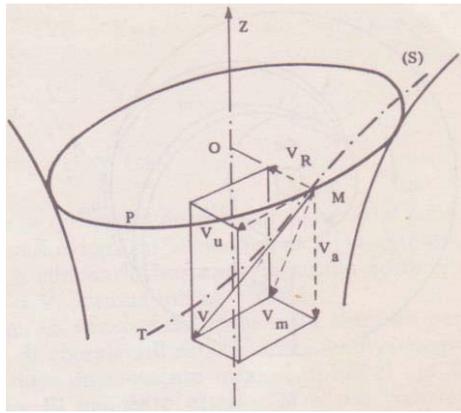


Figura 2- 3: Diagrama de velocidades

Fuente. Ing. Manuel Polo Encinas. (1976). *Turbomáquinas Hidráulicas Principios Fundamentales* (p. 17).
Mexico: LIMUSA.

Entre dos álabes consecutivos, los vectores cantidad de movimiento tienen la misma dirección y sentido que las componentes de la velocidad absoluta. Si en la Figura 2-4, se representa un rotor de una turbomáquina provisto de dichos álabes, las condiciones a la entrada se simbolizan con el subíndice 1 y a la salida con el subíndice 2.

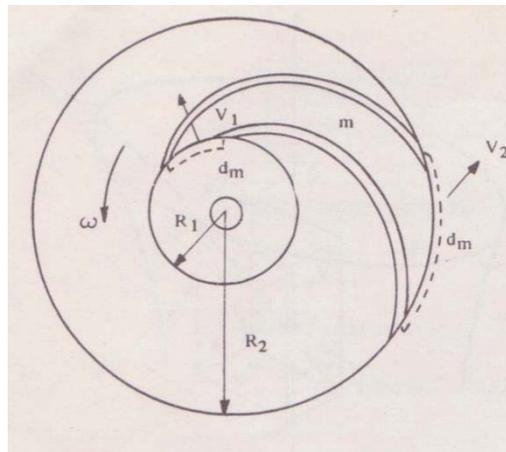


Figura 2- 4: Rotor con álabes

Fuente. Ing. Manuel Polo Encinas. (1976). *Turbomáquinas Hidráulicas Principios Fundamentales* (p. 18).
Mexico: LIMUSA.

Los vectores cantidad de movimiento tienen la misma dirección y sentido que las velocidades correspondientes. Si n es el número de ductos formados por los álabes del rotor, las componentes de la fuerza desarrollada por el rotor sobre el fluido o viceversa, serán:



$$\text{Empuje axial: } F_a = \frac{n \, dm}{g_c dt} (V_{a2} - V_{a1}) = \frac{G}{g_c} (V_{a2} - V_{a1})$$

$$\text{Acción radial: } F_R = \frac{n \, dm}{g_c dt} (V_{R2} - V_{R1}) = \frac{G}{g_c} (V_{R2} - V_{R1})$$

$$\text{Acción tangencial: } F_u = \frac{n \, dm}{g_c dt} (V_{u2} - V_{u1}) = \frac{G}{g_c} (V_{u2} - V_{u1})$$

$$\text{Se ha llamado } G = \frac{n \, dm}{g_c dt}, \text{ o sea, el gasto de masa (lbm/s)}$$

El empuje axial produce un arrastre axial sobre la misma máquina. La acción radial queda neutralizada en el eje. La simetría del rotor evita empujes perjudiciales sobre los cojinetes.

a. Primera forma de la Ecuación de Euler

Según (Polo Encinas, 1976), la acción tangencial logra la transferencia de energía útil entre fluido y rotor. El trabajo hecho por los álabes sobre el fluido (o viceversa), que es la energía transferida entre álabes y fluido por unidad de masa de fluido, está dado por:

$$E = \frac{1}{g_c} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \quad \text{Para máquinas receptoras (bombas)}$$

$$E = \frac{1}{g_c} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad \text{Para máquinas motrices (turbinas)}$$

Expresiones que se conocen como la primera forma de la ecuación de Euler de la transferencia de la energía. Si la energía se expresa por unidad de peso, la E representa unidades de altura equivalente a energía/unidad de peso, cuyas dimensiones pueden ser pies en el sistema inglés y metros en el sistema métrico. Esta cantidad E se sustituye por la H que representa la carga total que actúa sobre la máquina. En la ecuación anterior U representa la velocidad tangencial



del rotor de tal forma que $V-U=V_r$, denominado velocidad relativa del fluido respecto al rotor de la máquina, figura 2-5.

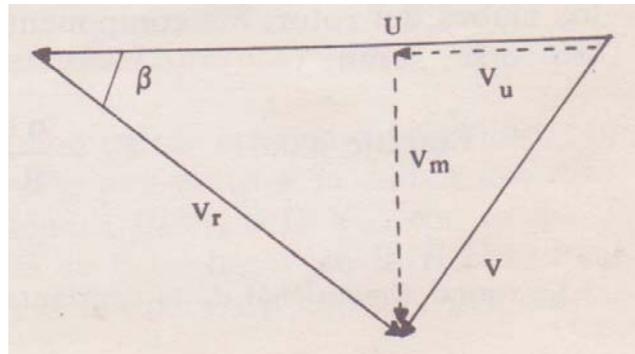


Figura 2- 5: Triángulo de velocidades

Fuente. Ing. Manuel Polo Encinas. (1976). Turbomáquinas Hidráulicas Principios Fundamentales (p. 17). Mexico: LIMUSA.

b. Segunda forma de la ecuación de Euler bajo la forma de componentes energéticas.

Según (Polo Encinas, 1976), utilizando el triángulo de velocidades y efectuando operaciones vectoriales la primera forma de la ecuación de Euler, se puede expresar de la siguiente forma:

$$E = \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g_c} + \frac{(U_2^2 - U_1^2)}{2g_c} + \frac{(V_{r1}^2 - V_{r2}^2)}{2g_c}$$

$$E = \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g_c} + \frac{(U_1^2 - U_2^2)}{2g_c} + \frac{(V_{r2}^2 - V_{r1}^2)}{2g_c}$$

En esta segunda forma de la ecuación de Euler, el término $\frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g_c}$ (para bombas) o $\frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2g_c}$ (para turbinas), se denomina carga dinámica.

Y los 2 términos $\frac{(U_2^2 - U_1^2)}{2g_c} + \frac{(V_{r1}^2 - V_{r2}^2)}{2g_c}$ (para bombas) o $\frac{(U_1^2 - U_2^2)}{2g_c} + \frac{(V_{r2}^2 - V_{r1}^2)}{2g_c}$ (para turbinas), se denomina carga estática ganada o perdida por el fluido (según el signo). Donde a su vez el término $\frac{(U_2^2 - U_1^2)}{2g_c}$ (para bombas) o $\frac{(U_1^2 - U_2^2)}{2g_c}$ (para



turbinas) constituye la carga estática debido a la acción centrífuga. Y el término $\frac{(V_{r1}^2 - V_{r2}^2)}{2g_c}$ (para bombas) o $\frac{(V_{r2}^2 - V_{r1}^2)}{2g_c}$ (para turbinas) representa la carga estática originada por el cambio de magnitud de la velocidad relativa del fluido respecto al álabe.

2.4. Turbinas Hidráulicas

Según (Quispe Moreno & Luna Kancha, 2018), una turbina hidráulica es una turbomáquina, que utiliza la energía de un fluido incompresible para generar energía mecánica en el eje, en las turbinas hidráulicas el flujo del fluido es de afuera hacia adentro. Las turbinas hidráulicas pueden ser de acción cuando aprovechan la energía cinética del fluido y de reacción cuando aprovechan la energía de presión.

Las turbinas hidráulicas de acción funcionan con grandes caídas y bajos caudales, en cambio las turbinas de reacción, especialmente las de flujo radial funcionan con caídas y caudales intermedios, en cambio las turbinas de reacción de flujo axial funcionan con pequeñas caídas y grandes caudales, así estas máquinas son el órgano fundamental de una central hidroeléctrica, la cual fue inventada por Benoît Fourneyron en 1832, que instaló su primera máquina en Pont-sur-l'Ognon.

2.4.1. Clasificación

Las turbinas hidráulicas se clasifican en turbinas de acción y turbinas de reacción, a su vez las turbinas de acción pueden ser de simple efecto, como las turbinas pelton y de doble efecto, tales como la michell banki. Las turbinas de reacción a su vez se clasifican en turbinas de reacción de flujo radial, tales como las turbinas francis y en turbinas de reacción de flujo axial, tales como las turbinas Kaplan y de hélice.

Otro tipo de clasificación son las turbinas bulbo, que trabajan en medio del río, cuyo flujo es generalmente axial, utilizando desniveles pequeños y grandes caudales. En el lenguaje común de las turbinas hidráulicas se suele hablar en función de las siguientes clasificaciones:



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

Según (Wikipedia, Turbina hidráulica, 2018):

- Turbinas de acción: Son aquellas en las que el fluido de trabajo no sufre un cambio de presión importante en su paso a través de rodete.
- Turbinas de reacción: Son aquellas en las que el fluido de trabajo sí sufre un cambio de presión importante en su paso a través de rodete.

La clasificación de las turbinas dentro de esta clase, es necesario calcular el grado de reacción de la misma, así mismo las turbinas de acción aprovechan la velocidad del flujo de agua y las de reacción utilizan la pérdida de presión que se produce en el interior.

$$\text{Grado de Reacción} = R = \frac{H \text{ estática}}{H \text{ total}}$$

$$H \text{ total} = H \text{ dinámica} + H \text{ estática}$$

b. De acuerdo al diseño del rodete

Según (Wikipedia, Turbina hidráulica, 2018), en la clasificación de acuerdo al diseño del rodete, las diferencias son de tamaño, ángulo de los álabes o cangilones, o de otras partes de la turbomáquina diferentes al rodete. Los prototipos más importantes son:

- Turbina Kaplan: Estas son turbinas axiales, ya que pueden variar el ángulo de sus álabes durante el funcionamiento, están diseñadas para trabajar con saltos de agua pequeños y con grandes caudales, son turbinas de reacción.
- Turbina Hélice: Estas turbinas son iguales a las Kaplan, la diferencia radica en que no son capaces de variar el ángulo de sus álabes.
- Turbina Pelton: Estas turbinas hidráulicas son de flujo transversal, y su admisión es parcial, en vez tener álabes tiene cucharas, estas turbinas



son usadas para trabajar con saltos de agua muy grandes, pero con caudales pequeños, son turbinas de acción.

- Turbina Francis: Estas turbomáquinas son de flujo mixto y de reacción, cuentan con diseños complejos, esto son capaces de variar el ángulo de los álabes durante su funcionamiento, se caracterizan por trabajar con saltos de agua medios y caudal medios.
- Turbina Michell Banki: Es una turbina de libre desviación, de admisión radial y parcial, se clasifican en las turbinas de régimen lento de acuerdo a su número específico de revoluciones, el funcionamiento de estas turbinas se basa en que el distribuidor proporciona flujo de agua mediante una sección rectangular, luego este flujo circula por la corona de paletas del rodete que tiene forma cilíndrica, de fuera hacia dentro y luego de pasar por el interior del rodete de dentro hacia afuera.
- Turbina Turgo: Esta turbina es usada para saltos de desnivel medio, cuyo rodete es similar al de una Pelton partido por la mitad, para una misma potencia y dobla la velocidad específica.

2.4.2. Número específico de revoluciones

Según (Polo Encinas, 1976), es un parámetro de semejanza dinámica, sirve también para definir el comportamiento de las turbomáquinas motoras en función a la variación de caudal Q y altura H . Se halla haciendo una combinación arbitraria empírica, comprobando experimentalmente un determinado comportamiento.

$$\pi_s = \frac{\pi_1^{1/2}}{\pi_6^{3/4}} = \frac{\left(\frac{Q}{ND^3}\right)^{1/2}}{\left(\frac{gD}{N^2D^2}\right)^{3/4}} = \frac{Q^{1/2}N^{3/2}D^{3/2}}{N^{1/2}D^{3/2}g^{3/4}H^{3/4}}$$

$$\pi_s = N_q = \frac{NQ^{1/2}}{g^{3/4}H^{3/4}}$$

a. Número específico de revoluciones en función del caudal

$$N_q = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$



Si sabemos que $P=cQH$

b. Número específico de revoluciones en función de la potencia

$$N_s = \frac{N\left(\frac{P}{H}\right)^{1/2}}{H^{3/4}} = N \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

$$N_s = N \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

2.4.3. Aplicación del número específico de revoluciones a turbinas hidráulicas motoras

Según (Polo Encinas, 1976), el número específico de revoluciones de caudal N_q , indica la velocidad de rotación del modelo para elevar un caudal de $1\text{m}^3/\text{s}$ hasta un salto de $H=1\text{m}$, para las condiciones de máxima eficiencia. Aplicado en el diseño de bombas.

$$N_q = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}} = N \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Es la velocidad específica referida a la potencia e indica la velocidad de rotación del modelo que genera una potencia de 1HP bajo un salto de 1m. Se aplica en el diseño de turbinas hidráulicas que generan potencia.

$$N_s = N \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

Unidades: $N=$ RPM, P es potencia efectiva en HP o CV, H es altura neta en metros. Otras unidades del N_s :

$$Pot = \frac{\rho H_n Q \eta}{75} CV$$

con: $n=$ velocidad angular en rpm



H=altura neta en m

Pa=potencia en el eje en CV

ns=número específico de revoluciones en m CV

Pa= $\gamma Q H \eta$ Watt

Pa= $\rho Q H \eta$ Kg m/s

Pa= $\rho Q H \eta / 75$ CV

Equivalencia: 1 KW=1.3592 CV

También: $n_s = 3.65 n \sqrt{\eta Q} H^{-3/4}$ donde η =eficiencia total

Según (González Pérez & Martínez de la Calle, 2006), la forma de las turbomáquinas tanto axiales, radiales y mixtas está dada por la velocidad específica que es adimensional, la cual está determinado por los parámetros particulares de las turbomáquinas. Dentro de estas turbinas hidráulicas están la Pelton, Francis y Kaplan, las cuales se dan por la relación entre el caudal y la altura, las turbinas de acción como la Pelton son movidas con poco caudal y con mucha altura, al contrario, las turbinas de reacción de flujo axial como la Kaplan, se mueven con mucho caudal y poca altura, de manera similar funcionan las bombas como las centrífugas donde el caudal es bajo y la altura de elevación alta, de igual manera las bombas axiales funcionan con un caudal alto y una altura de elevación baja”.

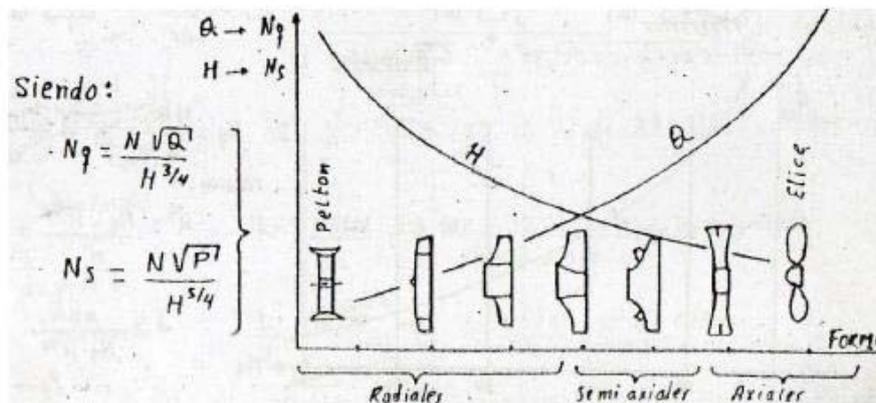


Figura 2- 6: Comportamiento de Hy Q con Ns y Nq

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Mecánica de Fluidos. México: Alfaomega.

a. Clasificación de turbinas hidráulicas según el N_s

La velocidad específica es la velocidad de giro del rodete de la turbina modelo de una serie de turbinas semejantes que con un salto de 1 m es capaz de producir una potencia en el eje de 1 C.V. Al igual que sucede con las bombas, existe una relación directa entre el valor de N_s y la forma del rodete.

- Las turbinas Pelton tienen bajos N_s (< 75)
- Las turbinas Francis y Kaplan tienen N_s mayores ($60 < N_s < 1.000$)

Una turbina de un determinado N_s cualquiera funcionará con rendimiento óptimo cuando la potencia desarrollada, la altura neta y el número de revoluciones sean tales que sustituyendo sus valores en la ecuación anterior se obtenga N_s .

En la práctica:

- Las turbinas lentas se instalan en saltos elevados, pueden girar más rápido que las rápidas.
- Si giran a la velocidad de sincronismo, las turbinas lentas absorben menos caudal que las rápidas.

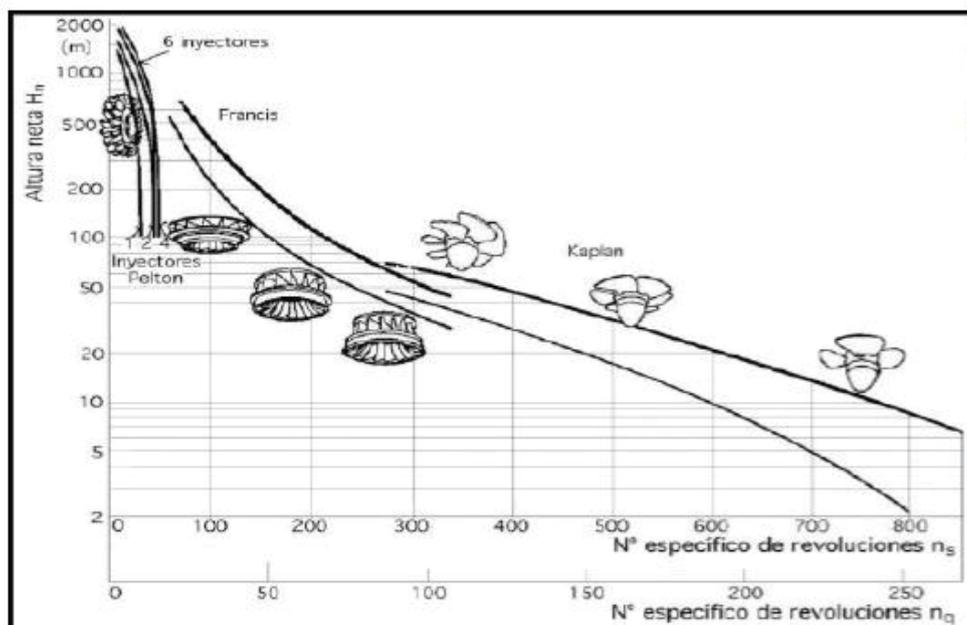


Figura 2- 7: Curvas de H_n vs N_q y N_s en turbinas hidráulicas

Fuente. Jose. (2010). 02Turb.hidr-Salto Neto, Semejanza y Colina de Rendimientos. 2018, de SCRIBD
Sitio web: <https://es.scribd.com/document/189931496/02Turb-hidr-Salto-Neto-Semejanza-y-Colina-de-Rendimientos>

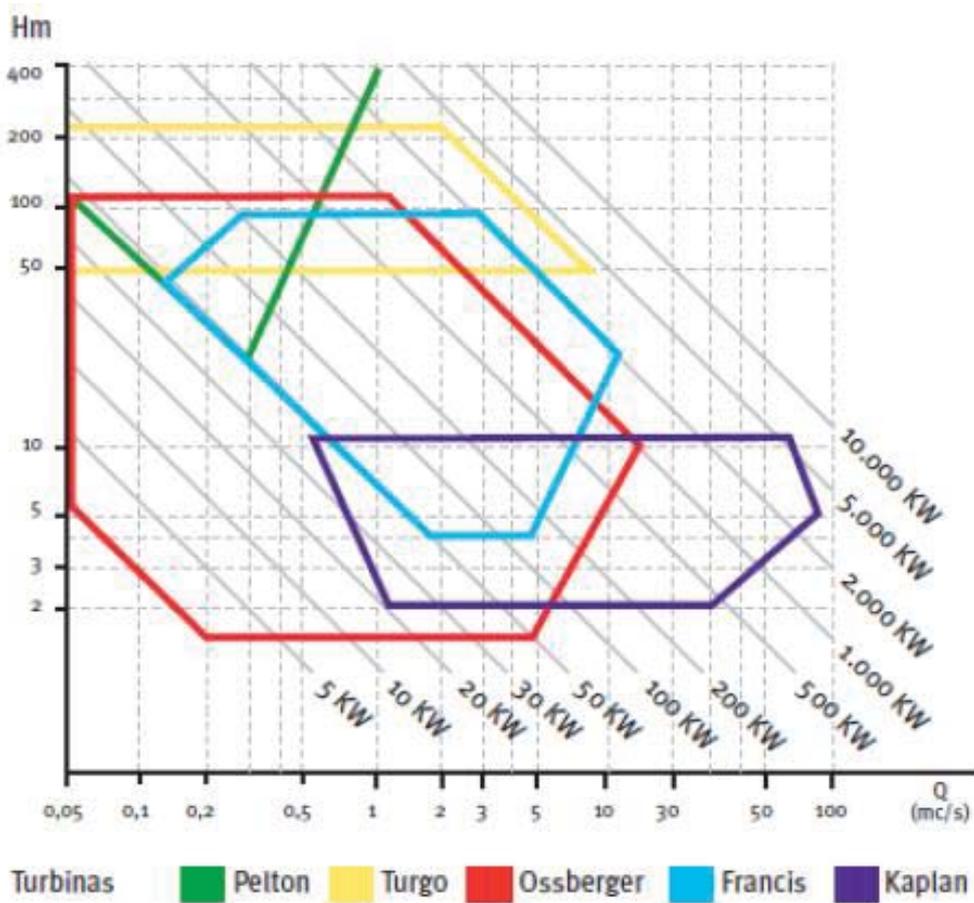


Figura 2- 8: Aplicación de turbinas en función de Q y H.

Fuente. Sergio Morales, Laura Corredor, Julio Paba & Leonardo Pacheco. (2013). Etapas de desarrollo de un proyecto de pequeñas centrales hidroeléctricas: Contexto y criterios básicos de implementación. 2014, de Revistas Unal Sitio web: <https://revistas.unal.edu.co/index.php/dyna/rt/printerFriendly/39757/53963>

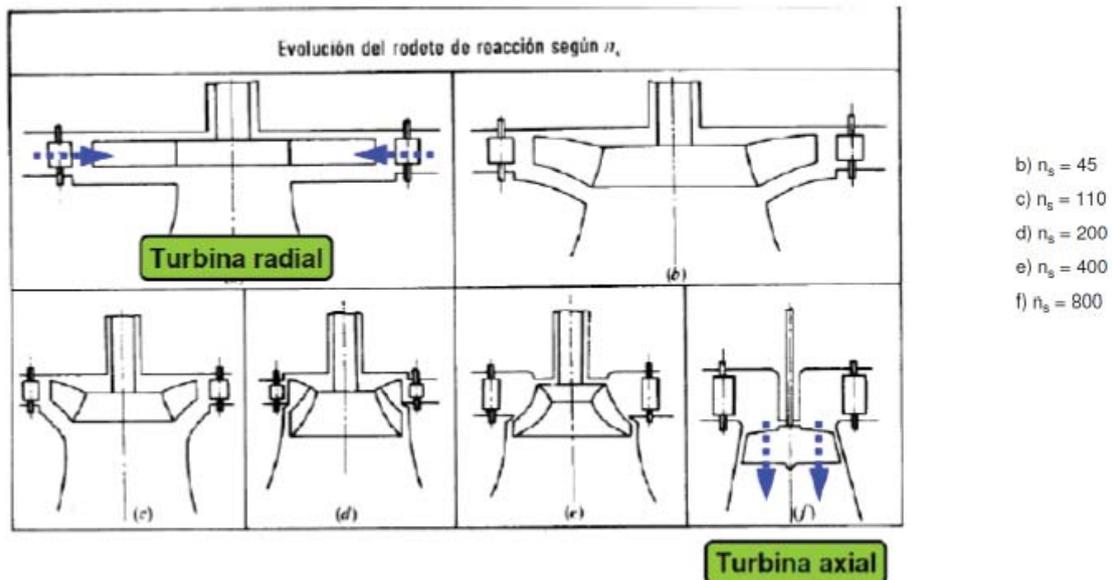


Figura 2- 9: Evolución del rodete según N_s .

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Máquinas Hidráulicas. Mexico: Alfaomega.



Cuadro de selección de turbinas hidráulicas en función del N_s .

Tabla 2- 1: Tabla de selección de turbinas hidráulicas en función del N_s

Velocidad específica en r.p.m.	Tipo de turbina	Altura del salto en m .
Hasta 18	Pelton de un inyector	800
De 18 a 25	Pelton de un inyector	800 a 400
De 26 a 35	Pelton de un inyector	400 a 100
De 26 a 35	Pelton de dos inyectores	800 a 400
De 36 a 50	Pelton de dos inyectores	400 a 100
De 51 a 72	Pelton de cuatro inyectores	400 a 100
De 55 a 70	Francis muy lenta	400 a 200
De 70 a 120	Francis lenta	200 a 100
De 120 a 200	Francis normal	100 a 50
De 200 a 300	Francis rápida	50 a 25
De 300 a 450	Francis extrarrápida	25 a 15
De 400 a 500	Hélice extrarrápida	15
De 270 a 500	Kaplan lenta	50 a 15
De 500 a 800	Kaplan rápida	15 a 5
De 800 a 1100	Kaplan extrarrápida	Menos de 5

Fuente. Claudio Mataix. (1982). *Mecánica de Fluidos*. México: Alfaomega.

Aplicación práctica: seleccionar el tipo de turbina y la velocidad de giro

- Los datos de partida son las características del salto: altura (H) y caudal (Q)
- Se estima la potencia (Pot) suponiendo un rendimiento “normal”
- A partir de la gráfica se determina el tipo de turbina y el valor de N_s
- Conocidos H , Q , Pot y N_s se determina el régimen de giro de la turbina
- El valor final de N habrá de ser una velocidad de sincronismo
- Con dicho valor de N se recalcula el valor de N_s
- Con estos datos se puede dimensionar la turbina modelo



2.4.4. Velocidad Síncrona

Según (Polo Encinas, 1976), es la velocidad nominal de la máquina eléctrica en rpm, que permanece invariable, con la cual se obtiene una frecuencia síncrona normalizada, en cambio la velocidad de giro es dada por la máquina prima, en este caso la turbina hidráulica.

- Frecuencia síncrona normalizada: 60Hz o 50Hz.
- Velocidades síncronas deducibles de la frecuencia f y el número de polos p de la máquina eléctrica.

$$N(RPM) = \frac{120 \times f(Hz)}{p}$$

Tabla 2- 2: Velocidad síncrona de acuerdo al número de polos

N° de polos	Rotación síncrona por minuto	
	60 Hz	50 Hz
2	3600	3000
4	1800	1500
6	1200	1000
8	900	750
10	720	600

Fuente. Maquinas Eléctricas

Donde p es el número de polos de la máquina eléctrica.

2.4.5. Determinación de la altura neta en turbinas

Según (Wikipedia, NPSH, 9), la altura neta H_N es aquella altura que está relacionada a la altura disponible de una instalación hidráulica y que está relacionada con la altura útil del rodete H_R de cada tipo de turbina o bomba, para lo cual se debe definir y diferenciar estos términos:

**a. Altura del rodete.**

Según (Polo Encinas, 1976), Sabemos que la altura del rodete está determinada del análisis del triángulo de velocidades:

$$H_R = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{2g}$$

b. Altura neta. (H)

Es la energía o altura puesta a disposición de la turbina (H_{neto}) esto visto desde el punto de vista de la instalación.

En otras bibliografías esta altura la denominan como altura útil (H_u) que se encuentra a disposición de la turbina visto desde el punto de vista del rodete, lista para su transformación de energía mecánica. Se relaciona con la altura de Euler según la relación:

$$H = H_R + \Delta H_{e-s}$$

Donde ΔH_{e-s} son las pérdidas de energía entre la entrada y salida de la turbina hidráulica.

c. Norma para la determinación de altura neta

Se determina previamente la sección de entrada y de salida en la turbina hidráulica:

- En turbinas de acción el punto de entrada (e) se encuentra antes del inyector.
- En turbinas de acción el punto de entrada (e) está ubicado después de la válvula de control o a la entrada de la turbina hidráulica de acción.

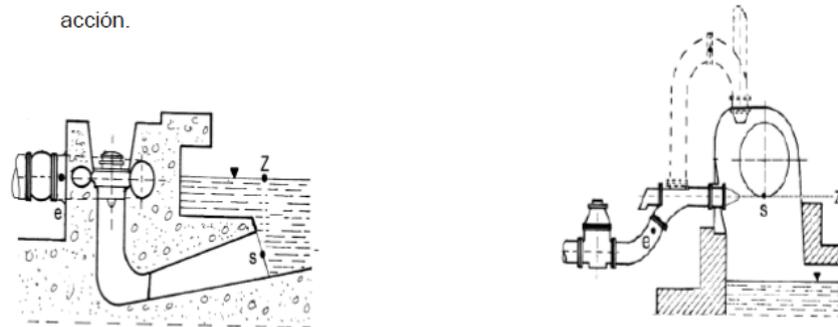


Figura 2- 10: Notación internacional para determinar punto de entrada y salida

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Máquinas Hidráulicas. Mexico: Alfaomega.

- En las turbinas de acción, el punto de salida (s) está ubicado en el punto de tangencia del chorro y el rodete.
- En turbinas de reacción, el punto de salida (s) está ubicada en la sección de salida del tubo de aspiración tal como se muestra en la figura.

Según (Mataix, 1982), las pérdidas que suceden entre la entrada y salida de la turbina están compuestas de varias pérdidas relacionadas a la fricción entre el fluido y los componentes de la carcasa y accesorios de la turbina y a su paso por el rodete en sí.

$$H_{e-s} = H_{e-1} + H_{1-2} + H_{2-s}$$

Donde:

H_{e-1} =pérdidas de energía entre la entrada de la turbina y la entrada al rodete

H_{1-2} =pérdidas entre la entrada y salida del rodete

H_{2-s} =pérdidas de energía entre la salida del rodete y la salida de la turbina

$$H = H_R + \Delta H_{e-s}$$

a) Primera expresión de altura neta (H).

Según (Mataix, 1982), si aplicamos la ecuación de Bernoulli entre la entrada (e) y salida (s) de cualquier turbina, se deduce que la altura neta H es la suma de



las alturas totales entre la entrada y salida de la turbina, esta es la altura absorbida por la turbina (visto desde el punto de vista de la turbina):

$$\frac{V_e^2}{2g} + \frac{P_e}{\gamma} + Z_e - H_u = \frac{V_s^2}{2g} + \frac{P_s}{\gamma} + Z_s + \Delta H_{e-s}$$

$$H_u + \Delta H_{e-s} = \frac{V_e^2 - V_s^2}{2g} + \frac{P_e - P_s}{\gamma} + (Z_e - Z_s)$$

$$H = \frac{V_e^2 - V_s^2}{2g} + \frac{P_e - P_s}{\gamma} + (Z_e - Z_s)$$

b) Segunda expresión de altura neta (H).

Si aplicamos la ecuación de Bernoulli vista desde el punto de vista de la instalación, la altura neta que se pondría a disposición de la turbina tendría que ser la altura bruta (H_b) descontado de las pérdidas por fricción de la instalación (ΔH_f) o pérdidas externas llamado en Mataix H_{r-ext} . Aplicando Bernoulli entre el punto (A) libre en la cámara de carga y la superficie libre de la salida del agua (Z) tendremos:

$$\frac{V_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} + Z_A - H_R = \frac{V_Z^2}{2g} + \frac{P_Z}{\gamma} + Z_Z + H_{A-Z}$$

Pero: $H_{A-Z} = H_{A-e} + H_{e-s} + H_{s-Z} = \Delta H_f + H_{e-s} \dots$ reemplazando si $H = H_R + \Delta H_{e-s}$:

$$\frac{V_A^2}{2g} + \frac{P_A}{\gamma} + Z_A - H_R = \frac{V_Z^2}{2g} + \frac{P_Z}{\gamma} + Z_Z + H_R + H_{e-s} + \Delta H_f$$

$$H = \frac{V_A^2 - V_Z^2}{2g} + \frac{P_A - P_Z}{\gamma} + (Z_A - Z_Z) - \Delta H_f$$

Si tenemos en cuenta que las presiones P en la cámara de carga (Z) y presión en la cota de salida (A) son muy aproximadamente iguales, entonces $P_A - P_Z = 0$. De igual manera las velocidades en A y Z se puede considerar $= 0$, la ecuación queda:

$$H = (Z_A - Z_Z) - \Delta H_f \dots \dots \dots \text{si sabemos que la altura bruta } H_b = Z_A - Z_Z$$

Luego la segunda expresión de altura neta en turbinas hidráulicas será:



$$H = H_b - \Delta H_f$$

Donde las pérdidas..... $\Delta H_f = \Delta H_{f_{A-e}} + \Delta H_{f_{s-z}}$

Se puede concluir que la altura de pérdidas por fricción es la suma de las pérdidas en la tubería y accesorios entre la cota superior y la entrada a la turbina más las pérdidas entre la salida de la turbina y la descarga.

2.4.6. Pérdidas de potencia y rendimientos en turbinas.

Según (Mataix, 1982), en turbinas hidráulicas existen dos clases de pérdidas:

- Pérdidas internas: pérdidas volumétricas y pérdidas hidráulicas
- Pérdidas externas: pérdidas por fricción externas.

a. Pérdidas volumétricas o de caudal (η_v): Son pérdidas que ocurren por fugas del fluido debido a los intersticios entre el rotor y las partes estáticas de la turbina, debido también a la diferencia de presiones entre la entrada y salida.

En turbinas la eficiencia volumétrica viene dada por:

$$\eta_v = \frac{Q - \Delta Q}{Q}$$

Dónde: Q= caudal que ingresa a la turbina

ΔQ = caudal que no ingresa al rotor, se va por los intersticios.

Valores referenciales para diseño:

$\eta_v = < 0.95 - 0.99 >$valores bajos para maquinas pequeñas o medianas y valores altos para maquinas grandes.

b. Pérdidas hidráulicas por fricción (η_h): las pérdidas hidráulicas se producen por la fricción y choque entre el fluido y los elementos estáticos y alabes del rotor. Estas pérdidas son variadas dependiendo del tipo de turbina y sus valores deben ser dadas por el fabricante.

$$H_R = H \pm \Delta H_h \dots (+bombas \dots y \dots -turbinas)$$



En el **caso de turbinas hidráulicas** la eficiencia hidráulica viene dada por $\eta_h = \frac{H_R}{H}$ en algunas bibliografías H también se da como altura útil..... $\eta_h = \frac{H_u}{H_R}$

En turbinas la altura del rodete $H_R < H$...siempre.

En el **caso de bombas hidráulicas** la eficiencia hidráulica viene dada por $\eta_h = \frac{H}{H_R}$ en algunas bibliografías H también se da como altura útil..... por $\eta_h = \frac{H_u}{H_R}$

En bombas la altura del rodete $H_R > H$ siempre debe ser para garantizar la capacidad de bombeo.

c. Pérdidas mecánicas (η_m): Las pérdidas mecánicas son perdidas externas que suceden fuera de la carcasa de la turbina, están relacionadas con las pérdidas por fricción los cojinetes o rodamientos de apoyo del eje de la turbina, pérdidas en las prensas estopas, empaquetaduras, o perdidas en el brazo de regulación. Las pérdidas mecánicas son evaluadas por los fabricantes en bancos de prueba donde se mide la potencia al eje (P_e) y sus valores son dados por los fabricantes.

En turbinas hidráulicas:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{\text{Potencia al eje (útil)}}{\text{Potencia interna}}$$

Potencia en turbinas hidráulicas:

$$P_e = P_i \times \eta_m \dots \dots \dots \text{donde la potencia interna es } P_i = 9.8QH\eta_w\eta_h$$

$$\text{Finalmente la potencia efectiva en turbinas será: } P_e = 9.8QH\eta_w\eta_h\eta_m$$

Eficiencia en bombas hidráulicas:

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_e} = \frac{\text{Potencia interna de accionamiento}}{\text{Potencia efectiva entregada al eje de la bomba}}$$

Potencia en bombas:

$$P_i = \frac{9.8QH}{\eta_m} \dots P_e = \frac{P_i}{\eta_m}$$



Finalmente, la potencia efectiva entregada al eje de la bomba será:

$$P_i = \frac{9.8QH}{\eta_w \eta_h \eta_m} = \frac{9.8QH}{\eta_b}$$

2.5. Bombas Hidráulicas

2.5.1. Bombas Centrífugas

Según (Wikipedia, Bomba centrífuga, 2018), una bomba centrífuga es una máquina rotodinámica que se usa para bombear distintos líquidos tanto compresibles como incompresibles, según la forma del rodete y los álabes, las bombas centrífugas son siempre rotativas, el principio de funcionamiento de una bomba hidráulica es transformar la energía mecánica del impulsor en energía cinética o de presión de un fluido incompresible, el flujo ingresa por el centro del rodete que tiene unos álabes para conducir el fluido que luego gracias a la fuerza centrífuga es impulsado hacia el exterior gracias a la forma de la voluta de la bomba luego el fluido es conducido hacia la salida de la bomba con una energía cinética para impulsar el fluido a grandes alturas, estas máquinas están basadas en la ecuación de Euler.

Los principales componentes de la bomba son similares en todas ellas, los que muestran en la figura 2-11:

- Rodete (Rotor)
- Voluta o carcasa.
- Difusor.
- Brida de ingreso de fluido.
- Brida de salida del fluido.
- Anillos de desgaste.
- Empaquetaduras.
- Eje motriz

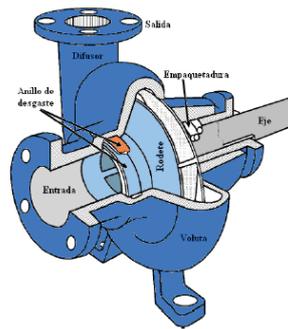


Figura 2- 11: Partes de una bomba

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Máquinas Hidráulicas. Mexico: Alfaomega.

Según (Wikipedia, Bomba centrífuga, 2018), las bombas centrífugas se clasifican:

- **Por la dirección del flujo** en: radial, axial y mixto.
- **Por la posición del eje de rotación o flecha** en: horizontales, verticales e inclinados.
- **Por el diseño de la coraza** en: voluta y las de turbina.
- **Por el diseño de la mecánico coraza** en: axialmente bipartidas y las radialmente bipartidas.
- **Por la forma de succión** en: sencilla y doble.

La energía por unidad de masa que se emplea al líquido no depende de la densidad del líquido, sin embargo, la fuerza centrífuga depende de la velocidad en la periferia del impulsor como de la densidad del líquido, así la energía que se transfiere al líquido es igual para todos los fluidos sin importar si son compresibles e incompresibles para una bomba dada que funciona a cierta velocidad y use un caudal determinado, la presión generada por las bombas nos da en metros de columna de agua y se denomina como altura de presión.

2.5.2. Clasificación por su número específico de revoluciones

Según (Polo Encinas, 1976), luego se deduce el número específico de revoluciones en función de la potencia.

Valor o parámetro importante para seleccionar bombas, todas las bombas geoméricamente semejantes tienen el mismo N_s . Cálculo del N_s :

$$N_s = \frac{N \left(\frac{P}{H}\right)^{1/2}}{H^{3/4}} = N \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}}$$
$$N_s = N \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}}$$

Donde:

N = velocidad de rotación en RPM

P = potencia en CV

H = Altura efectiva en metros m

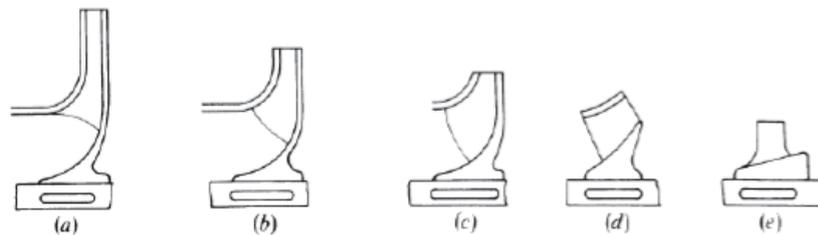


Figura 2- 12: a) Rodete radial lento $40 > N_s > 80$, b) $80 > N_s > 140$, c) $140 > N_s > 300$, d) Rodete semiaxial o mixto con $300 > N_s > 600$, e) Rodete axial rápido con $600 > N_s > 1800$

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Máquinas Hidráulicas. Mexico: Alfaomega.

2.5.3. Ecuación de Euler para Bombas

Si analizamos a la bomba a partir de las velocidades en la entrada y salida del rodete, la altura de euler viene dado por H_R , que ahora le llamaremos altura útil, que se da entre la entrada E y la salida S de la bomba, donde se deberá tener en cuenta las pérdidas hidráulicas internas.

$$H_R = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$



ALTURA UTIL O EFECTIVA DE LA BOMBA

Según (Mataix, 1982), la altura útil o efectiva de la bomba, es igual a la altura útil del rodete H_R menos las pérdidas internas ocasionadas dentro de la bomba, quiere decir que H nos estaría proporcionando información de las condiciones hidráulicas del fluido entre la entrada E y la salida S de la bomba.

$$H = H_R - H_{r-int}$$

a) Primera expresión de altura útil y energía útil:

Aplicando Bernoulli entre la sección de entrada y salida tenemos

$$\frac{P_E}{\rho g} + Z_E + \frac{V_E^2}{2g} + H = \frac{P_S}{\rho g} + Z_S + \frac{V_S^2}{2g}$$
$$H = \left(\frac{P_S}{\rho g} + Z_S + \frac{V_S^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_E}{\rho g} + Z_E + \frac{V_E^2}{2g} \right)$$

La altura útil H , es la diferencia entre alturas totales entre la salida y la entrada de la bomba, esta diferencia en la altura útil comunicada por la bomba al fluido. A la altura útil también se le conoce como Altura manométrica por los manómetros instalados entre la entrada y salida que miden en unidades de presión o en metros de columna de agua, pero esta expresión no es exacta que digamos porque el manómetro no mide la presión dinámica del fluido (tercer término), esto tampoco sería real si el fluido bombeado no es agua.

Altura útil: primera expresión

$$H = \frac{P_S - P_E}{\rho g} + Z_S - Z_E + \frac{V_S^2 - V_E^2}{2g} \quad \text{en metros m.}$$



Energía Útil

Según (Mataix, 1982), la energía útil es igual al incremento de energía de presión que experimenta el fluido en la bomba más el incremento de energía geodésica más el incremento de energía dinámica.

$$H = \frac{P_s - P_E}{\rho} + (Z_s - Z_E)g + \frac{V_s^2 - V_E^2}{2g} \quad \text{en m}_2/\text{seg}^2$$

b) Segunda expresión de altura útil y energía útil.

Aplicando Bernouilli entre la sección de entrada y salida tenemos entre la cota A del reservorio bajo y Z la cota del reservorio alto, o sea la diferencia de cotas. Tener en cuenta que H_{r-ext} son las perdidas externas a la bomba. (como instalación)

$$\frac{P_A}{\rho g} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} - H_{r-ext} + H = \frac{P_Z}{\rho g} + Z_Z + \frac{V_Z^2}{2g}$$

$$\frac{P_A}{\rho g} + Z_A + 0 - H_{r-ext} + H = \frac{P_Z}{\rho g} + Z_Z + 0$$

$$H = \frac{P_Z - P_A}{\rho g} + Z_Z - Z_A + H_{r-ext}$$

Las perdidas externas serán:

$$H_{r-ext} = H_{ra} + H_{ri} + \frac{V_t^2}{2g}$$

H_{r-ext} = pérdida total externa

H_{ra} = perdida en la aspiración entre A y E

H_{ri} = perdida en la tubería de impulsión (perdidas por fricción).

$V_t^2/2g$ = perdidas secundarias en el desagüe del reservorio (producida por v_t , velocidad final en la tubería de impulsión).



Siendo las pérdidas entre S y Z $H_{ri} + V_{t2}^2/2g$

Altura útil: segunda expresión

$$H = \frac{P_Z - P_A}{\rho g} + (Z_Z - Z_A) + H_{ra} + H_{ri} + \frac{V_t^2}{2g} \quad \text{en metros m.}$$

Energía Útil

Según (Mataix, 1982), la energía útil es igual al incremento de energía de presión que experimenta el fluido en la bomba más el incremento de energía geodésica más el incremento de energía dinámica.

$$Y = \frac{P_Z - P_A}{\rho} + (Z_Z - Z_A)g + g(H_{ra} + H_{ri}) + \frac{V_t^2}{2g} \quad \text{en m}^2/\text{seg}^2$$

Consideraciones a tener en cuenta:

- Se debe tener en cuenta que se debe conocer el caudal Q, o la velocidad dentro del tubo v las características del material del tubo y accesorios para determinar las pérdidas por fricción.
- No es necesario conocer las lecturas del manómetro y del vacuómetro, debemos ver el sistema desde el punto de vista de la instalación (no de la bomba).
- Si el tanque bajo y tanque alto están abiertos la expresión $(P_Z - P_A)/\rho$ se hace cero=0.
- En ingeniería se solicita el suministro de la bomba solo con el Q y H previo análisis de la instalación.

2.5.4. Pérdidas

Las pérdidas en las turbomáquinas y en este caso en las bombas, entre los puntos E y S son:

- Pérdidas hidráulicas.
- Pérdidas volumétricas.
- Pérdidas mecánicas.



2.5.4.1. Pérdidas Hidráulicas

Según (Mataix, 1982), las pérdidas hidráulicas disminuyen la energía específica útil que la bomba comunica al fluido y consiguientemente a la altura del rodete. Estas pérdidas son de dos clases; perdidas de superficie y perdidas de forma.

- Pérdidas de superficie: por el rozamiento del fluido con las paredes de la bomba (rodete, corona directriz (si existe) y caja espiral) y de las partículas del fluido.
- Pérdidas de forma: se produce por el desprendimiento de la capa límite en los cambios de dirección y en toda forma difícil al flujo, especialmente a la entrada del rodete.
- Se originan entre el punto E y la entrada al rodete, desde la salida de la caja espiral hasta el punto S.

2.5.4.2. Pérdidas Volumétricas

Estas pérdidas son perdidas intersticiales de caudal dentro de la bomba, existen perdidas exteriores q_e y perdidas interiores q_i

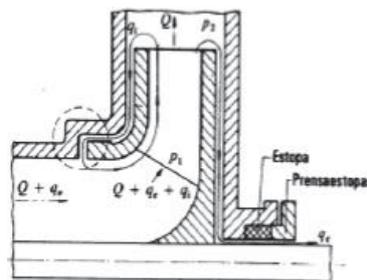


Figura 2- 13: Pérdidas interiores q_i , se producen por la recirculación intersticial entre el alabe y la carcasa. Pérdidas exteriores q_e son las fugas de caudal al exterior por las prensa estopas.

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Máquinas Hidráulicas. Mexico: Alfaomega.

Las pérdidas interiores q_i (presente en bombas y ventiladores) producen disminución de caudal neto y problemas de contrapresión, que se traduce en una pérdida de potencia específica, se suele tratar de evitarla utilizando una diversidad de sello de laberinto en la zona de la bomba marcada por un círculo.

Las pérdidas exteriores q_e disminuyen el caudal bombeado, se trata de reducir las utilizando estopas y prensaestopas de diversos materiales (Carbón, sintéticos, asbesto etc.).

2.5.4.3. Pérdidas mecánicas

Según (Mataix, 1982), las pérdidas mecánicas se producen debido a la fricción presente entre los siguientes elementos:

- Rozamiento entre las estopas y el eje de la turbomáquina.
- Rozamiento entre las bolas del rodamiento y el eje de la turbomáquina.
- Rozamiento entre el fluido bombeado en sí y las paredes del rodete. Estas fricciones absorbidas por el fluido mismo.
- Por accionamiento de algunos equipos auxiliares en el eje de la bomba (tacómetro, bomba de lubricación u otros).

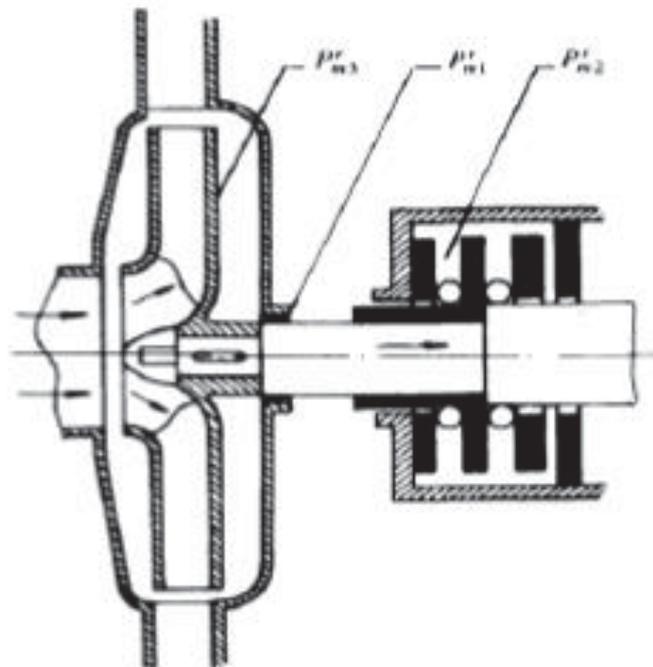


Figura 2- 14: Lugares donde tiene lugar las pérdidas mecánicas, en el disco Pm3, en las estopas Pm2 y en el rodamiento Pm1.

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Máquinas Hidráulicas. Mexico: Alfaomega.

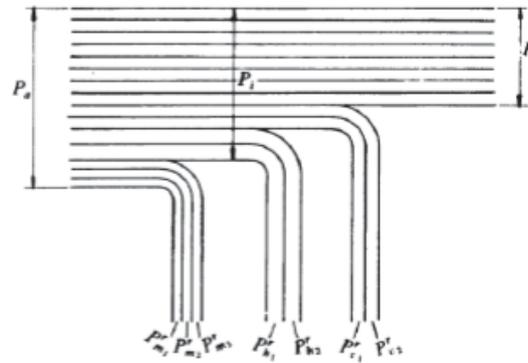


Figura 2- 15: Diagrama de Sankey, representa las pérdidas mecánicas, hidráulicas y volumétricas y la entrega de potencia final P entregada al fluido.

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Máquinas Hidráulicas. Mexico: Alfaomega.

2.5.5. Potencias y rendimientos

Según (Mataix, 1982), en la figura 4.16, se muestra que las pérdidas ocasionan una disminución de potencia neta entregada por el rodete al fluido, por lo que aparece las siguientes potencias:

- P_a = Potencia de accionamiento, llamada también potencia al eje, potencia al freno o potencia absorbida, que es la potencia neta que recibe el eje de la bomba para accionar la turbomáquina. (Se debe entender que es la potencia entregada por el motor eléctrico afectada de la eficiencia de la transmisión si la hubiera).
- P_i = Potencia interna, potencia suministrada al rodete, igual a la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas.
- P = Potencia útil, incremento de potencia que experimenta el fluido en la bomba.

Potencia de accionamiento P_a , esta expresada por:

$$P_a = M \times w = \frac{2\pi}{60} N \times M$$
$$P_a = 0.1047NM$$



Donde:

M= momento torsional en el eje de la máquina en N*m (medido en un banco de pruebas). S.I.

N= velocidad de giro del eje de la bomba en RPM

Según (Mataix, 1982), **Potencia interna P_i** , es la potencia de accionamiento descontando las pérdidas mecánicas:

$$P_i = P_e - P_{mecánicas}$$

Potencia útil P, es la potencia de accionamiento descontado las pérdidas mecánicas, volumétricas e hidráulicas. La potencia útil será la invertida en impulsar un caudal útil (llamada también caudal de diseño) a una altura útil H (llamada también altura neta)

$$P = \rho g H Q$$

Luego, la potencia interna P_i será la potencia de accionamiento afectada de la eficiencia volumétrica e hidráulicas.

$$P_i = \frac{\rho g H Q}{\eta_v \eta_h}$$

Las eficiencias internas y totales de la turbomáquina serán:

$$\eta_i = \eta_v \eta_h \quad \eta_{total} = \eta_t = \eta_m \eta_v \eta_h$$

En el caso de bombas hidráulicas la eficiencia hidráulica viene dada por $\eta_h = \frac{H}{H_R}$ en algunas bibliografías H también se da como altura útil..... $\eta_h = \frac{H_u}{H_R}$

En bombas la altura del rodete $H_R > H$ siempre debe ser para garantizar la capacidad de bombeo. Luego la potencia de accionamiento o potencia al eje de la bomba finalmente será:

$$P_a = P_e = \frac{\rho g H Q}{\eta_v \eta_h \eta_m} = \frac{\rho g H Q}{\eta_t} = \frac{\gamma H Q}{\eta_t}$$



Donde:

Pe= potencia de accionando o al eje en Kw

H= altura útil o efectiva en metros m

Q= Caudal útil o de diseño en m³/seg.

Y= Peso específico del agua 9.8x10³ en N/m³

En otras unidades la potencia efectiva será:

$$P_a = P_e = \frac{\rho H Q}{76(\eta_w \eta_h \eta_m)} = \frac{\rho H Q}{76 \eta_t} = \frac{\rho Q H}{76 \eta_t}$$

Donde:

Pe= potencia de accionando o al eje en HP

H= altura útil o efectiva en metros m

Q= Caudal útil o de diseño en m³/seg.

ρ= Densidad del agua 1000 Kg/m³

2.5.6. Curva característica de una instalación de bombeo

2.5.6.1. Curva de la tubería

Según (descom, 2018), esta curva nominal está formada por las componentes estática y dinámica de la instalación.

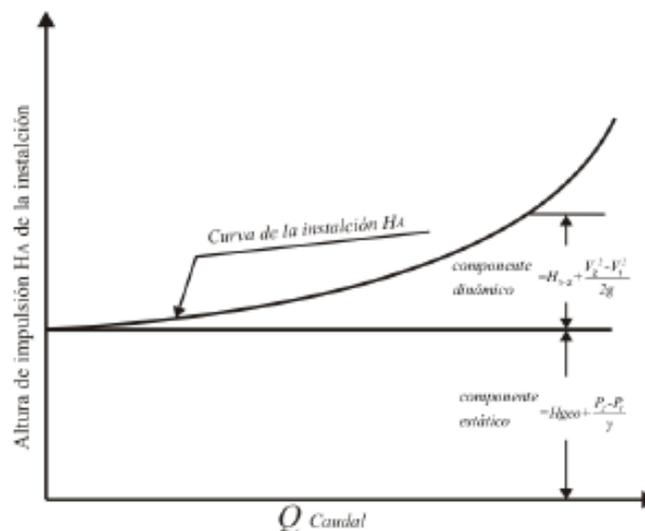


Figura 2- 16: Curva de la tubería o instalación.

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Máquinas Hidráulicas. Mexico: Alfaomega.

Según (Mataix, 1982), la componente estática, independiente del caudal, consiste en la altura geodésica H_{geo} más la diferencia de presiones $\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$ entre las secciones transversales de salida y entrada (entre los puntos 2 y 1) de la instalación. En caso de depósitos abiertos según, no existe este último sumando. La componente dinámica es suma de la pérdida de carga, función cuadrada del caudal (H_{r-ext}) H_{1-2} y la diferencia de alturas dinámicas $\frac{V_2 - V_1}{\gamma}$, entre las secciones transversales de salida y entrada (puntos 2 y 1) de la instalación.

2.5.6.2. Punto de funcionamiento de los sistemas de bombeo

Según (SALUD, 1966), el punto de funcionamiento de una instalación se da con la intersección de la curva característica de la bomba (H-Q) y la curva de la tubería o instalación. El mismo debe verificar que los valores H_0 y Q_0 de la figura 4.30 sean similares a los requeridos en el proyecto, y además implique buen rendimiento de la bomba, es decir que se encuentre sobre la colina de la curva H-Q.

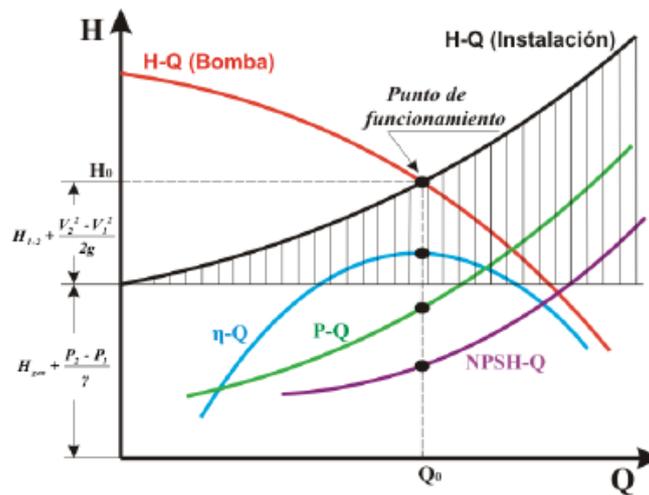


Figura 2- 17: Punto de funcionamiento de la instalación y curvas características.

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Máquinas Hidráulicas. Mexico: Alfaomega.

De las curvas características se obtiene el valor del NPSH correspondiente a Q_0 , que posibilita la verificación de la altura de aspiración H_s . Finalmente la curva P-Q, en su intersección con Q_0 , determinará la potencia absorbida por el caudal de diseño y posibilitará los análisis precisos de costos de energía.

2.6. Centrales Hidroeléctricas

Es una instalación que aprovecha una masa de agua situada a cierta altura H para la generación de energía eléctrica.

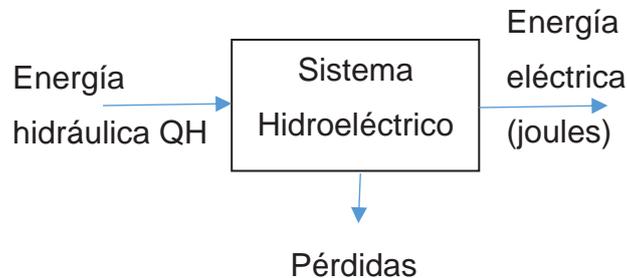


Figura 2- 18:

Fuente. Propia

Son el resultado actual de la evolución de los antiguos molinos que aprovechaban la corriente de los ríos para generar energía.

Según (Enriquez Harper), En general, estas centrales aprovechan la energía potencial gravitatoria que posee la masa de agua de un cauce natural en virtud de un desnivel, también conocido como «salto geodésico». En su caída entre dos niveles del cauce, se hace pasar el agua por una turbina hidráulica que transmite energía a un generador eléctrico donde se transforma en energía eléctrica.

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

- La potencia, que está en función del desnivel existente entre el nivel medio del embalse y el nivel medio de las aguas debajo de la central, y del caudal máximo turbinable, además de las características de las turbinas y de los generadores usados en la transformación.
- La energía garantizada en un lapso de tiempo determinado, generalmente un año, que está en función del volumen útil del embalse, y de la potencia instalada.



Según (Viejo Zubicaray & Alonso Palacios, 1977), la potencia de una central puede variar desde unos pocos megavatios, como en el caso de las centrales minihidráulicas, hasta decenas de miles, como en los casos de la represa de Itaipú, entre Brasil y Paraguay, que tiene una potencia de 14 000 MW, o la presa de las Tres Gargantas, en China, con una potencia de 22 500 MW.

Las centrales hidroeléctricas y las centrales térmicas —que usan combustibles fósiles— producen la energía eléctrica de una manera muy similar. En ambos casos la fuente de energía es usada para impulsar una turbina que hace girar un generador eléctrico, que es el que produce la electricidad. Una central térmica usa calor para, a partir de agua, producir el vapor que acciona las paletas de la turbina, en contraste con la planta hidroeléctrica, que usa directamente la fuerza del agua para accionar la turbina.

Las centrales hidroeléctricas permiten, además, disminuir los gastos de los países en combustibles fósiles. Por ejemplo, el Proyecto Hidroeléctrico Palomino 1 ubicado en la República Dominicana, le ahorrará al país alrededor de 400 000 barriles de petróleo al año.

Los tipos de turbinas que hay para la transformación de energía mecánica en energía eléctrica son Francis, Turgo, Kaplan y Pelton.

2.6.1. Tipos de centrales hidroeléctricas

Según (Viejo Zubicaray & Alonso Palacios, 1977):

Según su concepción arquitectónica

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

Según su régimen de flujo

- Centrales de agua fluyente: Estas centrales usan parte del caudal del río para la generación de energía eléctrica. Operan de forma continua porque



no tienen capacidad para almacenar agua al no disponer de embalse. Turbinan el agua disponible en el momento limitadas por la capacidad instalada. Las turbinas utilizadas podrían ser de eje vertical si el río tiene una pendiente fuerte o de eje horizontal si la pendiente del río es baja.

- Centrales de embalse: Es el tipo más frecuente de central hidroeléctrica. Utilizan un embalse para almacenar agua e ir graduando el caudal que pasa por la turbina, estas centrales son de ciclo cerrado y sería posible tener energía durante todo el año si se tiene reservas suficientes, aunque este tipo de centrales necesitan de una fuerte inversión.
- Centrales de regulación: Almacenan el agua que fluye por el río capaz de cubrir horas de consumo.
- Centrales de bombeo o reversibles: Una central hidroeléctrica reversible es una central hidroeléctrica que, además de poder transformar la energía potencial del agua en electricidad, tiene la capacidad de hacerlo a la inversa, es decir, aumentar la energía potencial del agua (por ejemplo, subiéndola a un embalse) consumiendo para ello energía eléctrica. De esta manera puede utilizarse como un método de almacenamiento de energía (una especie de batería gigante). Están concebidas para satisfacer la demanda energética en horas pico y almacenar energía en horas valle.

Aunque lo habitual es que estas centrales turbinen/bombeen el agua entre dos embalses a distinta altura, existe un caso particular llamado centrales de bombeo puro, en las que el embalse superior se sustituye por un gran depósito cuya única aportación de agua es la que se bombea del embalse inferior.

Según su altura de caída del agua

- Centrales de alta presión: Que corresponden con el high head, y que son las centrales de más de 200 m de desnivel, por lo que solían equiparse con turbinas Pelton.
- Centrales de media presión: Son las centrales con un desnivel de 20 a 200 m, siendo dominante el uso de turbinas Francis, aunque también se pueden usar turbinas Kaplan.



- Centrales de baja presión: Que corresponden con el low head, son centrales con desniveles de agua de menos de 20 m; habitualmente utilizan turbinas Kaplan.
- Centrales de muy baja presión: Son centrales correspondientes equipadas con nuevas tecnologías, pues a partir de un cierto desnivel, las turbinas Kaplan no son aptas para generar energía. Serían en inglés las very low head, y suelen situarse por debajo de los 4 m.

2.6.2. Potencia de una central hidroeléctrica

Según (Enriquez Harper), la potencia de una central hidroeléctrica se mide generalmente en megavatios (MW) y se calcula mediante la fórmula siguiente:

$$P_{EE} = \rho \times 9.81 \times \eta_t \times \eta_g \times \eta_m \times Q \times H$$

Donde:

Pe = potencia en vatios (W)

ρ = densidad del fluido en kg/m³

η_t = rendimiento de la turbina hidráulica (entre 0.75 y 0.94)

η_g = rendimiento del generador eléctrico (entre 0.92 y 0.97)

η_m = rendimiento mecánico del acoplamiento turbina alternador (0.95/0.99)

Q = caudal turbinable en m³/s

H = desnivel disponible en la presa entre aguas arriba y aguas abajo, en metros

En una central hidroeléctrica se define:

- Potencia media: potencia calculada mediante la fórmula de arriba considerando el caudal medio disponible y el desnivel medio disponible.
- Potencia instalada: potencia nominal de los grupos generadores instalados en la central.



2.7. Plantas Hidráulicas de Bombeo

Según (Viejo Zubicaray & Alonso Palacios, 1977), el principio básico de una central de acumulación por bombeo es el siguiente: en los períodos de poca demanda de energía, por ejemplo, en las horas nocturnas, se utiliza energía sobrante de la red, proveniente de otras centrales conectadas eléctricamente con la central de bombeo, para bombear agua del nivel de aguas abajo al nivel de aguas arriba.

La estructura de estas plantas hidráulicas consiste básicamente en poner dos embalses, uno aguas arriba y otros aguas abajo. En los momentos en que el sistema demanda mucha carga, el agua fluye desde arriba hacia abajo, accionando las turbinas. Cuando la demanda es muy baja, normalmente de la 1 a las 6 de la mañana, entonces se bombea el agua de abajo hacia arriba, tomando energía de un sistema interconectado.

Aunque el bombear el agua el embalse de acumulación a fin de tenerla disponible en los momentos de mayor consumo para cubrir los picos de carga, se pierde un 25%, la diferencia del valor efectivo entre la energía fundamental y la energía de punta se justifica enteramente este procedimiento.

Por otra parte, en redes de distribución que trabajan con un sistema de telerregulación de frecuencia y potencia, de acuerdo con la curva de carga dictada por el consumo, queda principalmente a cargo de las centrales térmicas, tanto nucleares como de combustible fósil.

Pero las plantas termoeléctricas no se pueden poner en operación y parar debido a los problemas térmicos en las calderas y en los turbogeneradores.

Su explotación debe ser continua y uniforme, y el tiempo de utilización el más largo posible. La potencia para cubrir los picos de carga tendrá que ser suministrada por otras centrales, y aquí es donde encuentran su principal aplicación las plantas hidroeléctricas de acumulación por bombeo.

Hoy día se han construido en casi todos los países industrializados, en donde los otros recursos ya se van agotando (Escocia, Japón, Suecia, Suiza, España, etc).



Según (Viejo Zubicaray & Alonso Palacios, 1977), la evolución, históricamente, ha ocurrido como sigue:

1. Centrales separadas para bombeo y generación: Turbina con generador y bomba con motor separado.
2. Centrales con grupos cuaternarios: en la misma central, grupos motor – bomba exclusivamente para bombeo y grupos turbina – generador exclusivamente para generación.
3. Centrales con grupos ternarios: Cada grupo se compone de tres máquinas, bomba, motor – alternador síncrono y turbina. La máquina eléctrica es, pues, una máquina reversible, pero las máquinas hidráulicas son dos distintas. En la fig. puede verse un esquema de este tipo de central con grupos ternarios.
4. Centrales con grupos binarios: Cada grupo se compone de dos máquinas solamente, una máquina eléctrica, motor alternador síncrono y una máquina hidráulica, bomba turbina reversible.
5. Centrales mixtas de grupos ternarios y convencionales.
6. Centrales mixtas de grupos binarios y convencionales.

De estos seis las más difundidas es el grupo ternarios, cuya ilustración se indica en la figura 2-19:

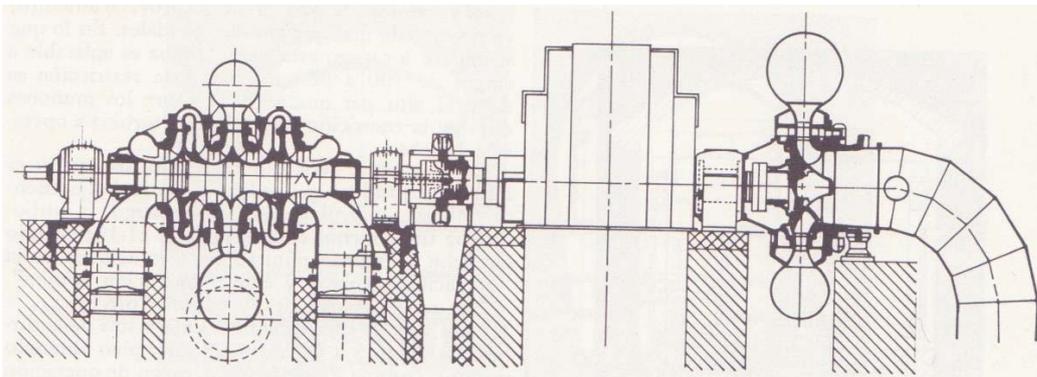


Figura 2- 19: Disposición horizontal de 3 máquinas (Planta Vianden Luxemburgo)

Fuente. Viejo Zubicaray y Alonso. (1977). *Energía Hidroeléctrica Turbinas y Plantas Generadoras*.
Mexico: LIMUSA.

Este tipo de arreglo está constituido por una turbina Francis y una bomba de doble flujo con un cople entre motogenerador y la bomba el cual permite desconectarla cuando la turbina está operando, con objeto de lograr la máxima eficiencia.



Durante la operación de la bomba, la turbina está girando “en aire” lo cual causa pérdidas por ventilación de aproximadamente 2-3%. La mencionada pérdida es considerable porque rigurosamente no sólo está impulsando aire, sino una mezcla de aire y agua, producto del agua de los laberintos de la turbina.

Si se desea eliminar esta pérdida se deben colocar coples fácil desconexión en ambos extremos de la flecha.

2.8. Centrales hidroeléctricas con máquinas reversibles

Según (Viejo Zubicaray & Alonso Palacios, 1977), las turbomáquinas reversibles se utilizan también en centrales de acumulación por bombeo, tales como la de VIANDEN, en Luxemburgo. Esta máquina reversible, con álabes ajustables, desarrollada en la década de los cincuenta, ha llegado a ser la más aconsejable para grandes aprovechamientos, ya que puede manejar grandes caudales. En lo que se refiere a cargas, esta turbo bomba es aplicable a cargas de 100 a 500 metros. Esta restricción se debe al alto par que se tiene sobre los muñones durante la transición de operación turbina a operación bomba.

En lo que se refiere a costos, la dispersión es muy ventajosa, ya que reduce a la mitad el número de tuberías, válvulas, etc. Sin embargo, la turbo bomba tiene menor eficiencia cuando gira con el mismo número de revoluciones en la “operación turbina” y en la “operación bomba”.

Este inconveniente de la turbo bomba podría ser eliminado adoptando dos velocidades diferentes, una para la “operación bomba” y otra para la “operación turbina”: pero ello complica mucho la máquina. Se hacen análisis comparativos entre el costo de esto y la reducción resultante en la eficiencia.

Finalmente, las turbobombas necesitan mayor tiempo para cambiar de una operación a otra.

La figura 2-20, muestra un arreglo: Un extremo de la flecha del motogenerador se conecta a la turbobomba el otro a una bomba de un solo paso. Para la “operación turbina” solo se usa la entrada que en la “operación bomba” (operan ambas máquinas hidráulicas conectadas en serie o bien en “Tandem”).

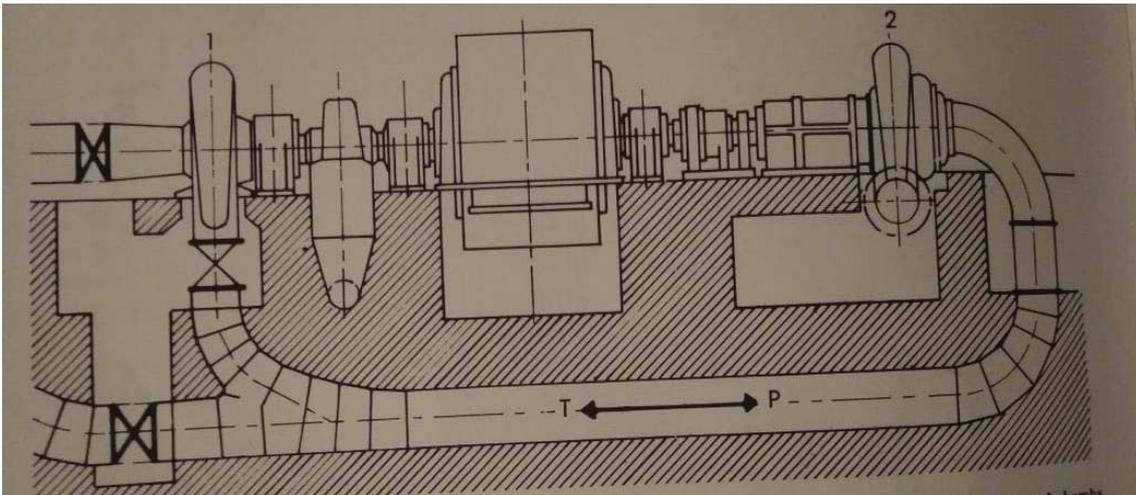


Figura 2- 20: Disposición de turbobombas, turbobomba reversible

Fuente. Viejo Zubicaray y Alonso. (1977). Energía Hidroeléctrica Turbinas y Plantas Generadoras. Mexico: LIMUSA.

- 1.- Turbina con generador y bomba con motor separado
- 2.- Turbina y bomba con motogenerador común
- 3.- Turbobomba reversible



CAPÍTULO III

CÁLCULOS PRELIMINARES

3.1. Introducción

Para la elaboración del presente proyecto se ha considerado los resultados de los trabajos preliminares realizados durante los años 80's en los que se hizo el levantamiento topográfico, con el objeto de instalar la actual tubería metálica con fines de bombeo, cuyo plano topográfico se muestra en el anexo PH-04b, así mismo se han efectuado trabajos de aforo, tanto en el río de San Juan como en la salida de las aguas subterráneas de Huachac. Para la realización de los cálculos hidráulicos de la planta, se ha iniciado con la determinación de las pérdidas tanto para el sistema de bombeo como para la generación de energía eléctrica.

Para el caso del sistema de bombeo, se ha procedido a seleccionar la tubería de 4 pulg. de diámetro para la descarga y succión de la bomba, de material de PVC, en cambio para la generación de energía eléctrica se ha visto por conveniente utilizar la tubería metálica actual instalada que tiene un diámetro de 8 pulg., respetando el montaje existente con la siguiente modificación:

- a) En la parte superior próxima a la cámara de carga se ha modificado el último tramo de la tubería, cuyo extremo se ha descendido a la base de la cámara de carga.
- b) En la casa de máquinas la tubería de llegada se ha de instalar próximo al nivel de piso terminado.

Con estas modificaciones se ha calculado las pérdidas correspondientes para un caudal de 100 l/s en la generación de energía y de 25 l/s para bombeo de agua.



A) DISEÑO HIDRÁULICO DEL SISTEMA DE GENERACIÓN

Para el diseño de la planta hidráulica es necesario hacer los cálculos preliminares y las medidas necesarias. La capacidad de generación de energía mediante el empleo de agua está determinada por el salto o caída (energía potencial) que se pueda obtener y del caudal disponible. El salto depende de la topografía del terreno, y el caudal depende del caudal del río o arroyo que se va a usar.

3.2. Parámetros de altura

De los trabajos topográficos efectuados en el lugar del proyecto se ha encontrado que el salto bruto es de $H = 39.83$ m, medido desde el nivel superior del agua hasta el nivel de aguas debajo de la instalación, ya que la turbina a utilizar es de reacción.

3.3. Cálculo del caudal

Si no existen series temporales para el tramo de río en estudio, y se dispone de tiempo para ello, se pueden medir los caudales a lo largo de un año como mínimo ya que una serie de medidas instantáneas no tienen ningún valor. Para ello puede hacerse uso de diversas opciones: Medición del área y la velocidad, aforo por dilución, mediante estructuras hidráulicas, medida del caudal por la pendiente de la lámina de agua (anexo PH-04a y PH-04b).

Medimos el caudal por el método de medición del área y la velocidad:

Según (Quispe Moreno & Luna Kancha, 2018):

Para medir el caudal en ríos, primeramente se mide la sección transversal del río, luego se mide la velocidad media del caudal que pasa por el río, para medir la velocidad se coloca una bola en el río, se mide la longitud del tramo y el tiempo que tarda en recorrer ese tramo, con eso se calcula la velocidad en la superficie,



pero para los cálculos es necesario utilizar la velocidad media, la cual se halla por semejanza de triángulos, con la velocidad media y el área transversal, se calcula el caudal del río.

3.3.1. Calculo del área de la sección transversal

Para calcular el área de la sección transversal, se recomienda descomponerla en una serie de trapecios midiendo la altura del río y el ancho del mismo, se mide los lados del trapecio con unas reglas graduadas.

3.3.2. Calculo de la velocidad media en la sección transversal

Para poder obtener la velocidad media en el río, es necesario medir la velocidad en la superficie, con un flotador en un tramo del río, se mide el tiempo con un cronómetro y se calcula la velocidad en la superficie, este procedimiento debe repetirse varias veces y hallar un valor promedio de la velocidad en la superficie, luego se halla la velocidad media por congruencia de triángulos, la cual se usará para hallar el caudal del río.

- Método del flotador: Se coloca un objeto flotante no muy ligero en el centro de la corriente del río, se mide el tiempo (t en segundos) necesario para recorrer un tramo (L en metros) del río, la velocidad en la superficie está en m/s que se calcula como el cociente de la longitud L y el tiempo t , para hallar la velocidad media hay que multiplicar la velocidad superficial por un coeficiente que varía entre 0,60 y 0,85, que depende de la profundidad del agua y de la rugosidad del fondo y paredes del cauce (0,75 es un valor aceptable).

a) Caudal disponible:

El río San Juan en la época de lluvias llega a tener un caudal más 250 l/s, (según anteriores estudios, por ejemplo: Tesis, quien en sus curvas indica un caudal máximo).

b) Caudal de diseño:

Para fines de generación de energía, se utilizará el agua de San Juan durante la época de lluvias, de su caudal máximo disponible, solo utilizaremos 100 l/s. Esta extracción de agua, evitará las erosiones que causa actualmente y por lo tanto no existirá mucho peligro de inundaciones. Este ha de ser el caudal de diseño para generar energía.

3.4. Cálculos de las pérdidas para generación

Para realizar los cálculos de las pérdidas a lo largo de la tubería metálica de 8" de diámetro exterior, debemos conocer los siguientes datos:

3.4.1. Datos de Cálculo para Generación

A. Altura Geodésica	39.83 m	130.68 pies
B. Caudal Disponible	250 l/s	3962.59 gpm
C. Caudal de Diseño	100 l/s	1585.04 gpm
D. Diámetro de la tubería metálica existente	7 ¾ pulg	0.19685 m
E. Presión Atmosférica del lugar (Yucay)	0.703 atm	

Tabla 3- 1: Datos de cálculo para generación

F. Velocidad a lo largo de la tubería

Sea:

$$Q = 0.1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 0.19685 \text{ m} = 19.685 \text{ cm} = 7.75 \text{ pulg}$$

$$v = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2} = \frac{4 \times 0.1}{\pi \times 0.1969^2} = 3.2858 \text{ m/s}$$

Según (Zoppetti Júdez, 1979) Centrales Hidroeléctricas, pág. 57, la velocidad del agua en tuberías para el caudal máximo es de 4 m/s.

Por lo tanto, la velocidad $v=3.28 \text{ m/s}$ es menor de 4 m/s y no habrá turbulencia en la tubería.



G. Altura de velocidad

La altura de velocidad se utilizará para los cálculos de pérdidas tanto primarias como secundarias en la tubería forzada, la cual es:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{3.2858^2}{2 \times 9.81} = 0.5503 \text{ m}$$

Utilizando el perfil de la tubería de presión existente, se ha procedido a calcular las pérdidas primarias y secundarias en la siguiente forma:

3.4.2. Pérdidas de carga en la tubería forzada

a. Pérdidas de carga a la entrada de la tubería

Según la fórmula de Darcy-Weisbach para pérdidas secundarias de (Mataix, 1982) Mecánica de Fluidos, pág. 237:

$$H_1 = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (1)$$

Se reemplaza los datos de cálculo para generación en la fórmula (1)

$$H_1 = \zeta \frac{v^2}{2g} = 1.65 \frac{3.2858^2}{2 \times 9.81} = 0.908 \text{ m}$$

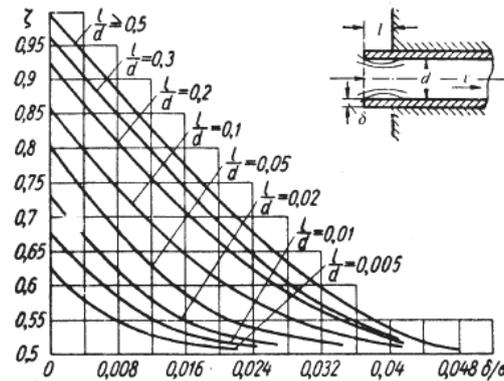
Dónde:

- Velocidad media en la tubería $v= 3.2858 \text{ m/s}$
- Coeficiente de pérdida según la figura 3-1, $\zeta= 1.65$

Para una relación de $r/D= 0.508$, con:

$$r= 0.1 \text{ m}$$

$$D= 0.19685 \text{ m}$$



r/D	0	0,02	0,04	0,08	0,12	0,16	> 0,2
ζ	0,5	0,37	0,26	0,15	0,09	0,06	< 0,03

Figura 3- 1: Coeficientes de rozamiento para la salida brusca de un depósito

Fuente: Claudio Mataix. (1982). Mecánica de Fluidos. México: Alfaomega.

b. Pérdidas de rozamiento en las paredes de la tubería según la fórmula de DARCY-WEISBACH

Según la fórmula de Darcy-Weisbach para pérdidas primarias de (Mataix, 1982) Mecánica de Fluidos pág. 206, se calcula las pérdidas de carga en la tubería forzada con la siguiente fórmula:

$$H_2 = f \frac{L v^2}{D 2g} \quad \dots \quad (2)$$

Dónde:

Ld= 106.48 m: Longitud de la tubería

D= 0.19685 m=196.85 mm: Diámetro de la tubería

v= 3.2858 m/s: Velocidad media del fluido

f=0.0123: Coeficiente de pérdida de carga primaria (de la ecuación 3)

Re= 644872.3652: Reynolds (de la ecuación 4)

$\nu = 0.1003 \times 10^{-5}$ m²/s: Viscosidad cinemática del agua

k= 0.046mm: Rugosidad absoluta del acero inoxidable según

$\epsilon = k/D = 0.00023368$: Rugosidad Relativa



Por otra parte, el coeficiente de pérdida de carga primaria f se determina por la fórmula:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10}(Re \times \sqrt{f}) - 0.8 \quad \dots \quad (3)$$

Dónde:

$$Re = \frac{v}{D} = 644872.3652 \quad \dots \quad (4) \quad \text{Número de Reynolds para régimen turbulento}$$

Resolviendo la fórmula (3) mediante Excel, se encuentra los siguientes resultados:

F	$x=1/(f)^{0.5}$	$g(x)=x$	$x-g(x)$
0.03	5.773502692	9.296068788	-3.5225661
0.02	7.071067812	9.119977529	-2.04890972
0.0115	9.325048082	8.879645373	0.445402709
0.01	10	8.818947533	1.181052467
0.009	10.54092553	8.773190042	1.767735492

Dónde se encuentra que el valor más acertado para el coeficiente f es:

$$f = 0.01257138 \quad \text{para una tubería en régimen turbulento}$$

Reemplazando los valores en la fórmula (2), las pérdidas a lo largo de la tubería resultan:

$$H_2 = f \frac{L v^2}{D 2g} = 0.0126 \times \frac{106.48}{0.1778} \times 0.83 = 3.742 \text{ m}$$

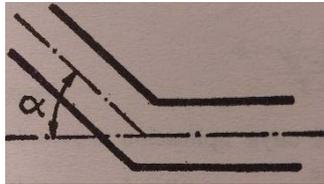
c. Pérdidas de carga en codos y ángulos

Para el cálculo en codos y ángulos, utilizaremos la fórmula siguiente:

$$H_3 = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (5)$$



Dónde ζ es el coeficiente de pérdidas según (Zoppetti Júdez, 1979), cuyos valores dependen del ángulo α , según la Figura 3-2:



$\alpha=$	20	40	60	80	90	100	120	140
$\zeta=$	0.046	0.139	0.364	0.74	0.984	1.26	1.861	2.481

Figura 3- 2: Codos y ángulos de una tubería

Fuente. Gaudencio Zoppetti Júdez. (1979). Centrales Hidroeléctricas. Barcelona. Gustavo Gili, S.A.

Reemplazando en la ecuación 5, tenemos:

c.1. Codo N°1 para $\alpha=22^\circ$, $\zeta= 0.0553$

$$H_{3.1.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.0553 \times 0.55 = 0.0304m$$

c.2. Codo N°2 para $\alpha=15^\circ$, $\zeta= 0.046$

$$H_{3.2.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.046 \times 0.55 = 0.0253 m$$

c.3. Codo N°3 para $\alpha=22^\circ$, $\zeta= 0.0553$

$$H_{3.3.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.0553 \times 0.55 = 0.0304m$$

c.4. Codo N°4 para $\alpha=26^\circ$, $\zeta= 0.0739$

$$H_{3.4.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.0739 \times 0.55 = 0.0407m$$

c.5. Codo N°5 para $\alpha=5^\circ$, $\zeta= 0.046$

$$H_{3.5.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.046 \times 0.55 = 0.0253m$$



c.6. Codo N°6 para $\alpha=90^\circ$, $\zeta= 0.046$

$$H_{3.6} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.984 \times 0.55 = 0.5414$$

Sumando todas las pérdidas calculadas, se tiene:

Pérdida total en codos y ángulos:

$$H_c = H_{c.1.} + H_{c.2.} + H_{c.3.} + H_{c.4.} + H_{c.5.} + H_{c.6.} = 0.6936 \text{ m}$$

d. Pérdida de carga en los cambios de sección de la tubería

La pérdida de carga en los cambios de sección de la tubería dentro de la casa de máquinas; se determina mediante la expresión:

$$H_4 = \frac{(v - v_o)^2}{2g} \sin \frac{\theta}{2} \quad \dots \quad (6)$$

Dónde:

$v= 3.286$ m/s: Velocidad media en la tubería de 7 3/4"

$v_o= 21.93$ m/s: Velocidad media en la tubería de 3"

$D=3"$ = 0.0762 m: Diámetro de la tubería de reducción

$\theta=3^\circ=0.0524$ rad: Ángulo de que forman las generatrices del cono como se muestra en la Figura 3-2:

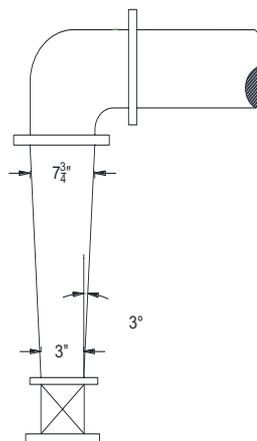


Figura 3- 3: Cambio de sección en la tubería metálica

Fuente. Propia



Reemplazando valores en (6):

$$H_4 = \frac{(v - v_o)^2}{2g} \sin \frac{\theta}{2} = \frac{(3.286 - 21.93)^2}{2 \times 9.81} \sin \frac{0.0524}{2} = 0.927 \text{ m}$$

e. Pérdida en válvula compuerta circular

La pérdida de carga en la válvula de compuerta circular en la tubería dentro de la casa de máquinas; se determina mediante la expresión:

$$H_5 = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (7)$$

El coeficiente de pérdida de carga de la válvula compuerta depende del grado de apertura dentro de la misma como se muestra en la Figura 3-3:

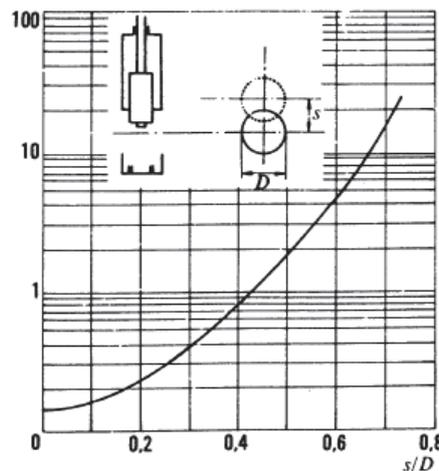


Figura 3- 4: Coeficientes ζ de una válvula compuerta

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Mecánica de Fluidos. México: Alfaomega.

Utilizando para plena carga $d/D=1$ el coeficiente ζ obtenido corresponde $\zeta=0.4$:
Luego se reemplaza valores en la ecuación 7, de donde se obtiene:

$$H_5 = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.4 \times 0.55 = 0.22 \text{ m}$$

3.4.3. Pérdida de carga total

$$H_p = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 = 6.49 \text{ m}$$



3.4.4. Altura neta

Altura neta = Altura geodésica – Alturas perdidas

$$H_n = H_g - H_p$$

$$H_n = 39.83 - 6.49 = 33.34 \text{ m}$$

3.4.5. Cuadro de resumen de generación

Altura Geodésica	Hg=	39.83	m
Caudal	Q=	0.1	m ³ /s
Diámetro de la tubería	D=	0.1969	m
Velocidad del agua	v=	3.2858	m/s
Pérdidas de Carga	H _p =	6.4906	m
Altura Útil	H _u =	33.3394	m
Potencia	P=	32.6856	KW

Tabla 3- 2: Resumen de resultados de generación

Fuente. Propia

B) DISEÑO HIDRÁULICO DEL SISTEMA DE BOMBEO

Para el diseño de la planta hidráulica es necesario hacer los cálculos preliminares y las medidas necesarias. Para el cálculo determinaremos la altura dinámica total y el caudal requerido, conociendo el salto, que depende de la topografía del terreno, y el caudal de Huachac de las características del río que se va a utilizar.

3.5. Parámetros de altura

De los trabajos topográficos efectuados en el lugar del proyecto se ha encontrado que el salto bruto es de $H = 39.83 \text{ m}$, medido desde el nivel superior del agua hasta el nivel de aguas debajo de la instalación, para el sistema de bombeo se utilizará una tubería PVC de 4", de acuerdo al diseño del perfil indicado en el plano N° PH-04.



3.6. Cálculo del caudal

Si no existen series temporales para el tramo de río en estudio, y se dispone de tiempo para ello, se pueden medir los caudales a lo largo de un año como mínimo ya que una serie de medidas instantáneas no tienen ningún valor. Para ello puede hacerse uso de diversas opciones: Medición del área y la velocidad, aforo por dilución, mediante estructuras hidráulicas, medida del caudal por la pendiente de la lámina de agua.

Medimos el caudal por el método de medición del área y la velocidad:

Según (Quispe Moreno & Luna Kancha, 2018):

Para medir el caudal en ríos, primeramente se mide la sección transversal del río, luego se mide la velocidad media del caudal que pasa por el río, para medir la velocidad se coloca una bola en el río, se mide la longitud del tramo y el tiempo que tarda en recorrer ese tramo, con eso se calcula la velocidad en la superficie, pero para los cálculos es necesario utilizar la velocidad media, la cual se halla por semejanza de triángulos, con la velocidad media y el área transversal, se calcula el caudal del río.

3.6.1. Cálculo del área de la sección transversal.

Para calcular el área de la sección transversal, se recomienda descomponerla en una serie de trapecios midiendo la altura del río y el ancho del mismo, se mide los lados del trapecio con unas reglas graduadas.

3.6.2. Cálculo de la velocidad media en la sección transversal

Para calcular el área de la sección transversal, se recomienda descomponerla en una serie de trapecios midiendo la altura del río y el ancho del mismo, se mide los lados del trapecio con unas reglas graduadas.



3.3.2. Cálculo de la velocidad media en la sección transversal

Para poder obtener la velocidad media en el río, es necesario medir la velocidad en la superficie, con un flotador en un tramo del río, se mide el tiempo con un cronómetro y se calcula la velocidad en la superficie, este procedimiento debe repetirse varias veces y hallar un valor promedio de la velocidad en la superficie, luego se halla la velocidad media por congruencia de triángulos, la cual se usará para hallar el caudal del río.

- Método del flotador: Se coloca un objeto flotante no muy ligero en el centro de la corriente del río, se mide el tiempo (t en segundos) necesario para recorrer un tramo (L en metros) del río, la velocidad en la superficie está en m/s que se calcula como el cociente de la longitud L y el tiempo t , para hallar la velocidad media hay que multiplicar la velocidad superficial por un coeficiente que varía entre 0,60 y 0,85, que depende de la profundidad del agua y de la rugosidad del fondo y paredes del cauce (0,75 es un valor aceptable).

c) Caudal disponible:

En la laguna de Huacha se encuentra un caudal de más de 100 l/s, (según las mediciones que se hicieron en el lugar), es el resultado de varias salidas emanantes del lugar.

d) Caudal de diseño:

Para fines de bombeo de agua, se utilizará el agua de Huachac durante la época de estiaje, de su caudal máximo disponible, solo utilizaremos 25 l/s para evitar que se seque el humedal. Esta extracción de agua, facilitará el regadío de las chacras que se encuentren por la zona. Este ha de ser el caudal de diseño para bombear agua.



3.7. Cálculo de pérdidas

3.7.1. Cálculo de Pérdidas en la tubería de aspiración:

Para realizar los cálculos de las pérdidas a lo largo de la tubería de 4" de PVC de aspiración para la bomba, debemos conocer los siguientes datos:

3.7.1.1. Datos de cálculo de la tubería de aspiración de bombeo

A. Altura Geodésica	39.83 m	130.67 pies
B. Caudal Disponible	100 l/s	1902.05 gpm
C. Caudal de Diseño	25 l/s	396.26 gpm
D. Diámetro de la tubería de PVC	4 pulg	0.1016 m
E. Presión Atmosférica del lugar (Yucay)	0.703 atm	

Tabla 3- 3: Datos de cálculo de la tubería de aspiración de bombeo

Fuente. Propia

F. Velocidad a lo largo de la tubería

Sea:

$$Q = 0.025 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 0.1016 \text{ m} = 10.16 \text{ cm} = 4 \text{ pulg}$$

$$v = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2} = \frac{4 \times 0.025}{\pi \times 0.1016^2} = 3.084 \text{ m/s}$$

G. Altura de velocidad

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{2.467^2}{2 \times 9.81} = 0.49 \text{ m}$$

Utilizando el perfil de la tubería de aspiración, se ha procedido a calcular las pérdidas primarias y secundarias en la siguiente forma:

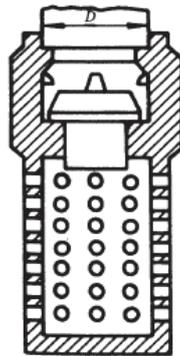
3.7.1.2. Pérdidas de carga en la tubería de aspiración

a. Pérdida en la válvula de pie con alcachofa

Este accesorio es standard en las aspiraciones de las bombas, para calcular la pérdida de carga se usa la siguiente expresión:

$$H_a = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (8)$$

El coeficiente de pérdida de carga secundaria se halla de la Figura 3-4:



D mm	ζ	D mm	ζ
40	12,0	200	5,2
50	10,0	250	4,4
65	8,8	300	3,7
80	8,0	350	3,4
100	7,0	400	3,1
125	6,5	450	2,8
150	6,0	500	2,5

Figura 3- 5: Coeficientes ζ de válvula de pie con alcachofa

Para un diámetro de 4" = 101.6mm, se toma un coeficiente de $\zeta=7$, reemplazamos valores en la ecuación 8:

$$H_a = \zeta \frac{v^2}{2g} = 7 \times \frac{0.49^2}{2 \times 9.81} = 3.39 \text{ m}$$



b. Pérdidas de rozamiento en las paredes de la tubería según la fórmula de DARCY-WEISBACH

Según la fórmula de Darcy-Weisbach para pérdidas primarias de (Mataix, 1982) Mecánica de Fluidos pág. 206, se calcula las pérdidas de carga en la tubería de aspiración para bombeo con la siguiente fórmula:

$$H_b = f \frac{L v^2}{D 2g} \quad \dots \quad (9)$$

Dónde:

Ld= 6.15 m: Longitud de la tubería

D= 0.1016 m: Diámetro de la tubería

v= 3.084 m/s: Velocidad media del fluido

f=0.0086: Coeficiente de pérdida de carga primaria

Re= 312360.05: Reynolds

$\nu = 0.1003 \times 10^{-5}$ m²/s: Viscosidad Cinemática

k= 0.0015mm: Rugosidad Absoluta

$\epsilon = 1.4764 \times 10^{-5}$: Rugosidad Relativa

Por otra parte, el coeficiente de pérdida de carga primaria f se determina por la fórmula:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10} \left(\frac{1}{2\epsilon} \right) + 1.74 \quad \dots \quad (10)$$

Dónde:

k= 0.0015mm

D= 101.6mm

$\epsilon = k/D = 1.4764 \times 10^{-5}$

Reemplazando en (10):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 10.8$$

$$f = 0.0086$$



Reemplazando los valores en la fórmula (9), las pérdidas a lo largo de la tubería de aspiración resultan:

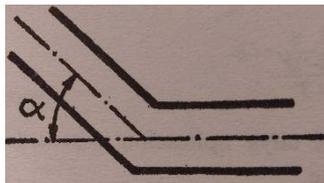
$$H_b = f \frac{L v^2}{D 2g} = 0.0086 \times \frac{6.15}{0.1016} \times 0.49 = 0.2515 \text{ m}$$

c. Pérdidas de carga en codos y ángulos

Para el cálculo en codos y ángulos, utilizaremos la fórmula siguiente:

$$H_c = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (11)$$

Dónde ζ es el coeficiente de pérdidas según (Zoppetti Júdez, 1979), cuyos valores dependen del ángulo α , según la Figura 3-6:



$\alpha=$	20	40	60	80	90	100	120	140
$\zeta=$	0.046	0.139	0.364	0.74	0.984	1.26	1.861	2.481

Figura 3- 6: Codos y ángulos de una tubería

Fuente. Gaudencio Zoppetti Júdez. (1979). Centrales Hidroeléctricas. Barcelona. Gustavo Gili, S.A.

Reemplazando en la ecuación 5, tenemos:

c.1. Codo N°1 para $\alpha=87^\circ$, $\zeta= 0.9108$

$$H_{c.1.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.9108 \times 0.49 = 0.4414 \text{ m}$$

d. Pérdida en válvula tipo compuerta circular:

La pérdida de carga en la válvula de compuerta circular en la tubería dentro de la casa de máquinas; se determina mediante la expresión:

$$H_d = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (12)$$

El coeficiente de pérdida de carga de la válvula compuerta depende del grado de apertura dentro de la misma como se muestra en la Figura 3-7:

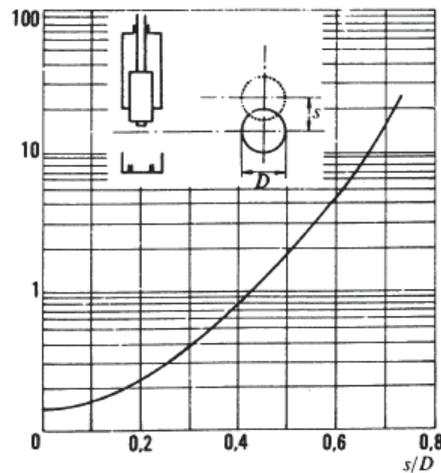


Figura 3- 7: Coeficientes ζ de una válvula compuerta

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Mecánica de Fluidos. México: Alfaomega.

Utilizando para plena carga $d/D=1$ el coeficiente ζ obtenido corresponde $\zeta=0.4$:
Luego se reemplaza valores en la ecuación 12, de donde se obtiene:

$$H_d = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.4 \times 0.49 = 0.194 \text{ m}$$

e. Pérdidas de carga en yee:

En el accesorio yee de divergencia, se calculan por separado las pérdidas de energía correspondientes al caudal lateral y al caudal recto (que no cambia de dirección) mediante la siguiente ecuación:

$$H_5 = \frac{v_a^2 - v^2}{2g} + \zeta \frac{v_a^2}{2g} \quad \dots \quad (13)$$

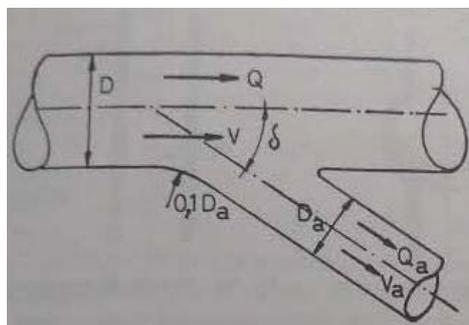


Figura 3- 8: Derivaciones de un colector

Fuente. Gaudencio Zoppetti Júdez. (1979). Centrales Hidroeléctricas. Barcelona. GG S.A.

	$Q_a/Q = 0.3$			$Q_a/Q = 0.5$			$Q_a/Q = 0.7$		
$\delta =$	90°	60°	45°	90°	60°	45°	90°	60°	45°
$D_a/D =$	1	0.61	0.58	1	0.79	0.75	1	1	1
$\zeta =$	0.72	0.59	0.35	0.75	0.54	0.32	0.88	0.52	0.30

Tabla 3- 4: Coeficiente ζ y ángulo de inclinación

Fuente. Gaudencio Zoppetti Júdez. (1979). Centrales Hidroeléctricas. Barcelona. GG S.A.

En el diseño se muestra el accesorio yee con un ángulo de 45°, un $Q_a/Q = 0.3$ y un $D_a/D = 1$, por ende utilizamos un coeficiente de $\zeta = 0.35$.

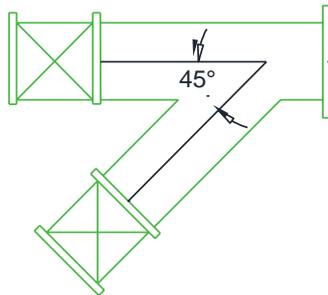


Figura 3- 9: Accesorio yee del diseño de la planta

Fuente. Propia

Reemplazamos los datos en la ecuación 13, si $v_a=0$, ya que la válvula se cerrará:

$$H_5 = \frac{v_a^2 - v^2}{2g} + \zeta \frac{v_a^2}{2g} = \frac{0 - 3.084^2}{2 \times 9.81} + 0.3 \times \frac{0}{2 \times 9.81} = 0.49 \text{ m}$$

3.7.1.3. Pérdida de carga total en la tubería de aspiración

$$H_p = H_a + H_b + H_c + H_d + H_e = 4.425 \text{ m}$$

**3.7.2. Cálculo de Pérdidas en la tubería de descarga:**

Para realizar los cálculos de las pérdidas a lo largo de la tubería metálica, debemos conocer los siguientes datos:

3.7.2.1. Datos de cálculo de la tubería de descarga de bombeo

A. Altura Geodésica	39.83 m	130.25 pies
B. Caudal Disponible	120 l/s	1902.05 gpm
C. Caudal de Diseño	25 l/s	396.26 gpm
D. Diámetro de la tubería de PVC clase 10	4 pulg	0.1016 m
E. Presión Atmosférica en la zona (Yucay)	0.703 atm	

Tabla 3- 5: Datos de cálculo de la tubería de descarga de bombeo

F. Velocidad a lo largo de la tubería

Sea:

$$Q = 0.025 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D = 0.1016 \text{ m} = 10.16 \text{ cm} = 4 \text{ pulg}$$

$$v = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2} = \frac{4 \times 0.025}{\pi \times 0.1016^2} = 3.084 \text{ m/s}$$

G. Altura de velocidad

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{3.084^2}{2 \times 9.81} = 0.485 \text{ m}$$

Utilizando el perfil de la tubería de aspiración, se ha procedido a calcular las pérdidas primarias y secundarias en la siguiente forma:



3.7.2.2. Pérdida de carga en la tubería de descarga

a. Pérdida en válvula tipo compuerta circular

La pérdida de carga en la válvula de compuerta circular en la tubería de descarga de la bomba se determina mediante la expresión:

$$H_d = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (14)$$

El coeficiente de pérdida de carga de la válvula compuerta depende del grado de apertura dentro de la misma como se muestra en la Figura 3-10:

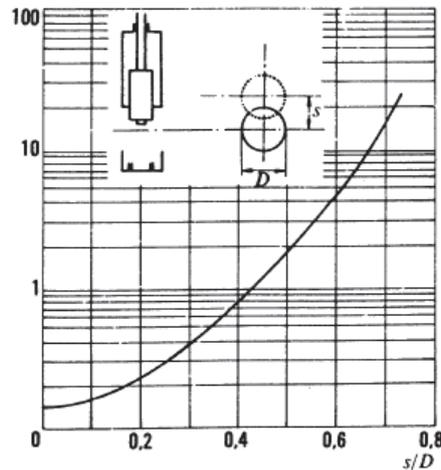


Figura 3- 10: Coeficientes ζ de una válvula compuerta

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Mecánica de Fluidos. México: Alfaomega.

Utilizando para plena carga $d/D=1$ el coeficiente ζ obtenido corresponde $\zeta=0.4$:

Luego se reemplaza valores en la ecuación 14, de donde se obtiene:

$$H_d = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.4 \times 0.485 = 0.194 \text{ m}$$



b. Pérdidas de rozamiento en las paredes de la tubería según la fórmula de DARCY-WEISBACH

Según la fórmula de Darcy-Weisbach para pérdidas primarias de (Mataix, 1982) Mecánica de Fluidos pág. 206, se calcula las pérdidas de carga en la tubería de aspiración para bombeo con la siguiente fórmula:

$$H_2 = f \frac{L v^2}{D 2g} \quad \dots \quad (15)$$

Dónde:

Longitud de la tubería L=	107.6m
Diámetro de la tubería D=	0.0762m
Velocidad media del fluido v=	5.482 m/s
Coeficiente de pérdida de carga primaria f=0.008985	
Reynolds Re=	416480.0692
Viscosidad Cinemática v=	0.000001003m ² /s
Rugosidad Absoluta k=	0.0015mm
Rugosidad Relativa $\epsilon=k/D=$	1.9685×10^{-5}

Por otra parte, el coeficiente de pérdida de carga primaria f se determina por la fórmula:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log_{10} \left(\frac{1}{2\epsilon} \right) + 1.74 \quad \dots \quad (16)$$

Dónde:

k=	0.0015mm
D=	76.2mm
$\epsilon=k/D=$	1.9685×10^{-5}

Reemplazando en (16):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 10.55$$

$$f = 0.00899$$



Reemplazando los valores en la fórmula (15), las pérdidas a lo largo de la tubería resultan:

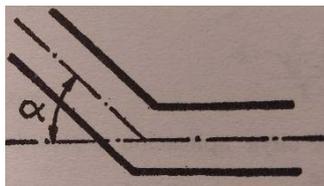
$$H_2 = f \frac{L v^2}{D 2g} = 0.00899 \times \frac{107.6}{0.0762} \times 0.485 = 4.401 \text{ m}$$

c. Pérdidas de carga en codos y ángulos

Para el cálculo en codos y ángulos, utilizaremos la fórmula siguiente:

$$H_c = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (17)$$

Dónde ζ es el coeficiente de pérdidas según (Zoppetti Júdez, 1979), cuyos valores dependen del ángulo α , según la Figura 3-11:



$\alpha=$	20	40	60	80	90	100	120	140
$\zeta=$	0.046	0.139	0.364	0.74	0.984	1.26	1.861	2.481

Figura 3- 11: Codos y ángulos de una tubería

Fuente. Gaudencio Zoppetti Júdez. (1979). Centrales Hidroeléctricas. Barcelona. Gustavo Gili, S.A.

Reemplazando en la ecuación 17, tenemos:

c.1. Codo N°1 para $\alpha=9^\circ$, $\zeta=0.046$

$$H_{3.1.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.046 \times 0.485 = 0.022 \text{ m}$$

c.2. Codo N°2 para $\alpha=45^\circ$, $\zeta=0.1953$

$$H_{3.2.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.1953 \times 0.485 = 0.095 \text{ m}$$

c.3. Codo N°3 para $\alpha=47^\circ$, $\zeta=0.2178$

$$H_{3.3.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.2178 \times 0.485 = 0.095 \text{ m}$$



c.4. Codo N°4 para $\alpha=22^\circ$, $\zeta=0.0553$

$$H_{3.4.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.0553 \times 0.485 = 0.0268 \text{ m}$$

c.5. Codo N°5 para $\alpha=22^\circ$, $\zeta=0.0553$

$$H_{3.5.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.0553 \times 0.485 = 0.0268 \text{ m}$$

c.6. Codo N°6 para $\alpha=15^\circ$, $\zeta=0.046$

$$H_{3.6.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.046 \times 0.485 = 0.0222 \text{ m}$$

c.7. Codo N°7 para $\alpha=21^\circ$, $\zeta=0.05065$

$$H_{3.7.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.05065 \times 0.485 = 0.0245 \text{ m}$$

c.8. Codo N°8 para $\alpha=2^\circ$, $\zeta=0.046$

$$H_{3.8.} = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.05995 \times 0.485 = 0.0222 \text{ m}$$

d. Pérdida en codos

$$H_a = H_1 + H_2 + \dots + H_8$$

$$H_a = 0.334 \text{ m}$$

e. Pérdida en tee:

En el accesorio tee de divergencia, se calculan por separado las pérdidas de energía correspondientes al caudal lateral y al caudal recto (que no cambia de dirección) mediante la siguiente ecuación:

$$H_5 = \frac{v_a^2 - v^2}{2g} + \zeta \frac{v_a^2}{2g} \quad \dots \quad (18)$$

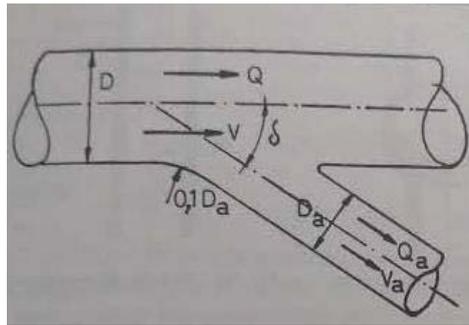


Figura 3- 12: Derivaciones de un colector

Fuente. Gaudencio Zoppetti Júdez. (1979). Centrales Hidroeléctricas. Barcelona. GG S.A.

	$Q_a/Q = 0.3$			$Q_a/Q = 0.5$			$Q_a/Q = 0.7$		
$\delta =$	90°	60°	45°	90°	60°	45°	90°	60°	45°
$D_a/D =$	1	0.61	0.58	1	0.79	0.75	1	1	1
$\zeta =$	0.72	0.59	0.35	0.75	0.54	0.32	0.88	0.52	0.30

 Tabla 3- 6: Coeficiente ζ y ángulo de inclinación

Fuente. Gaudencio Zoppetti Júdez. (1979). Centrales Hidroeléctricas. Barcelona. GG S.A.

En el diseño se muestra el accesorio yee con un ángulo de 90°, un $Q_a/Q = 0.3$ y un $D_a/D = 1$, por ende utilizamos un coeficiente de $\zeta = 0.72$.

Reemplazamos los datos en la ecuación 18, si $v_a=0$, ya que la válvula se cerrará:

$$H_5 = \frac{v_a^2 - v^2}{2g} + \zeta \frac{v_a^2}{2g} = \frac{0 - 3.084^2}{2 \times 9.81} + 1 \times \frac{0}{2 \times 9.81} = 0.49 \text{ m}$$

f. Pérdida en válvula compuerta circular

La pérdida de carga en la válvula de compuerta circular en la tubería de descarga de la bomba se determina mediante la expresión:

$$H_d = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (12)$$

El coeficiente de pérdida de carga de la válvula compuerta depende del grado de apertura dentro de la misma como se muestra en la Figura 3-5:

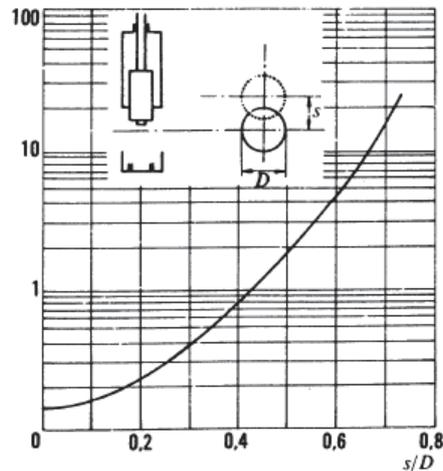


Figura 3- 13: Coeficientes ζ de una válvula compuerta

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Mecánica de Fluidos. México: Alfaomega.

Utilizando para plena carga $d/D=1$ el coeficiente ζ obtenido corresponde $\zeta=0.4$:
Luego se reemplaza valores en la ecuación 12, de donde se obtiene:

$$H_3 = \zeta \frac{v^2}{2g} = 0.04 \times 1.532 = 0.6127 \text{ m}$$

3.7.2.3. Pérdida de carga total en la tubería de descarga

$$H_p = H_1 + H_2 + H_3 = 5.333 \text{ m}$$

3.7.2.4. Altura dinámica total

Altura dinámica total = Altura geodésica + Altura de velocidades + Alturas perdidas

$$H = H_g + H_v + H_p$$

$$H = 39.83 + 4.425 + 5.333 = 49.59 \text{ m}$$



3.7.2.5. Cuadro de resumen

Tabla 3- 7: Resumen de resultados de bombeo

Altura Geodésica Hb=	39.83 m
Caudal Q=	0.025 m ³ /s
Diámetro de la tubería de aspiración Da=	0.1016 m = 4 pulg.
Diámetro de la tubería de descarga Dd=	0.1016 m = 4 pulg.
Velocidad del agua de aspiración va=	3.084 m/s
Altura de velocidad en la aspiración va ² /2g=	0.49 m
Velocidad del agua de descarga vd=	3.084 m/s
Altura de velocidad en la descarga vd ² /2g=	0.48 m
Pérdidas de Carga de Aspiración Hpa=	4.425 m
Pérdidas de Carga de Descarga Hpd=	5.333 m
Altura dinámica total H=	49.588 m
Potencia P=	12.16 Kw

Fuente. Propia

3.8. Cálculo del NPSH

3.8.1. Cálculo del NPSH requerido

La **NPSH requerida** es la NPSH mínima que se necesita para evitar la cavitación.

$$NPSH_{req} = H_z + \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

- Altura mínima necesaria a la entrada del rodete Hz=0.5 m
- Altura de velocidad en la aspiración va²/2g= 0.49 m

Reemplazando:

$$NPSH_{req} = 0.5 + 0.49 = 0.99 \text{ m}$$



3.8.2. Cálculo del NPSH disponible

Gracias al **NPSH disponible**, podemos determinar si habrá cavitación o no, esta medida va a depender del líquido que se bombea y de las características de la instalación, la NPSH disponible es igual a la altura hidráulica total que tiene el fluido a la entrada de la bomba, menos la presión de vapor, menos la altura geométrica de aspiración, como se detalla en la siguiente fórmula:

$$NPSH_{disp} = \frac{P_A}{\gamma} - Z_A - h_f - \frac{P_v}{\gamma}$$

Donde:

- γ es el peso específico del líquido (N/m^3): $9786 N/m^3$ (a una $T=20^\circ C$)
- P_A es la presión en el nivel de aspiración (Pa): $P_A=0.703 atm=71231.475 Pa$
- Z_A es la altura geométrica de aspiración (m): $Z_A=1.6 m$ (Anexo PH-13)
- h_f es la pérdida de carga en la línea de aspiración (m.c.l.): $h_f= 4.425 m$
- P_v es la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (Pa):
 $P_v= 0.02337 bar= 2337 Pa$ (a una $T=20^\circ C$)

Reemplazando:

$$NPSH_{disp} = \frac{71231.475}{9786} - 1.6 - 4.425 - \frac{2337}{9786} = 1.0151m$$

3.8.3. Cavitación

La NPSH disponible debe ser mayor que la NPSH requerida para evitar la cavitación.

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req}$$

$$1.0151m > 0.99 m$$

La cavitación tanto en bombas como turbinas, tiene dos consecuencias que son dañinas como la erosión de las tuberías y la máquina, así como la disminución del rendimiento.



CAPÍTULO IV

DISEÑO DE LA PLANTA HIDRÁULICA

4.1. Introducción

En el presente capítulo, se presenta el diseño de la planta de Huachac, cuya primera parte se dedica al diseño de la estructura hidráulica desde la cámara de carga hasta la casa de máquinas y en la segunda parte el diseño de la turbomáquina que puede funcionar como turbina para generar energía eléctrica y como bomba para impulsar el agua desde la laguna hasta la cámara de carga.

4.2. Estructura de la planta hidráulica de Huachac

En el diseño de la planta se ha considerado las siguientes partes: (anexos PH 03, PH-04a y PH-04b).

Para la generación de energía:

- Estructuras de desarenador y cámara de carga
- Tubería de presión
- Casa de Máquinas
- Canal de desfogue

Para el sistema de bombeo:

- Estructura de rompedores
- Tubería de descarga
- Tubería de succión
- Casa de máquinas
- Canal o pozo de succión

**A) ESTRUCTURA PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA****4.3. Diseño del desarenador y la cámara de carga**

4.3.1. Desarenador: Los desarenadores son obras hidráulicas que sirven para sedimentar el material sólido que lleva el agua del canal de derivación. En este caso el desarenador diseñado servirá para sedimentar las arenillas procedentes del río San Juan.

4.3.2. Cámara de carga: La cámara de carga recibe el agua del desarenador, desde donde se lleva a la tubería forzada que conducen hacia la casa de máquinas. El diseño del desarenador y la cámara de carga se muestran en los anexos PH -07, PH – 08, PH – 09, PH – 10, PH – 11 y PH – 12.

El dimensionamiento se ha realizado en la siguiente forma:

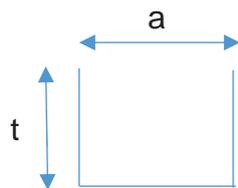
4.3.2.1. Canal de derivación

$$Q = A_c \times v_c$$

Dónde:

- $Q = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ caudal del agua.
- $V_c = 0.8$ a 1.25 m/s velocidad de circulación del agua en el canal de hormigón.
- A_c área del canal de circulación.

Despejando:



$$A_c = \frac{Q}{v_c} = \frac{0.05}{0.8} = 0.0625 \text{ m}^2$$

$$A_c = a \times t = 2 \times t^2 = 0.0625 \text{ m}^2$$

$$\text{Si: } a = 2t$$

Donde:

$$t^2 = 0.03125 \text{ m}^2$$

$$t = 0.17678 \text{ m} = 20 \text{ cm}$$

$$a = 0.4 \text{ m} = 40 \text{ cm}$$



4.3.2.2. Desarenador

Sirve para sedimentar partículas de material sólido que lleva el agua a través del canal de conducción, para que se decanten estas partículas, se disminuye la velocidad y se cuenta con un área mayor de la sección, se requiere un caudal mayor al de diseño.

$$Q = Q_s + Q_d$$

Dónde:

$Q_s=0.025\text{m}^3/\text{s}$ Caudal de sedimentación

$Q_d= 0.025 \text{ m}^3/\text{s}$, Caudal de diseño

Se produce un empuje ascensional dinámico W , debido a la componente de la velocidad hacia la galería, cuyo valor está dado por:

$$W = \frac{Q_s}{L \times B_{med.}} = 0.152 \times V_s$$

$$W = 0.152 \times V_s = 0.152 \times 0.692 = 0.1052 \text{ m/s}$$

Dónde:

- $Q_s=0.025\text{m}^3/\text{s}$: Caudal de sedimentación
- L : Longitud del desarenador
- $B_{med.}$: Ancho medio del desarenador
- $V_s= 0.692 \text{ m/s}$: velocidad de sedimentación

Ya que la sedimentación de las partículas es más rápida, la longitud del desarenador es:

$$L = \frac{V_d \times h}{V_s - W}$$

Dónde:

- $Q_d= 0.025 \text{ m}^3/\text{s}$, Caudal de diseño
- $H= 29.11 \text{ m}$, Altura neta
- $V_s= 0.692 \text{ m/s}$, velocidad de sedimentación
- $V_d=0.1 \text{ a } 0.4 \text{ m/s}$, velocidad horizontal
- $h=1.5 \text{ a } 4 \text{ m}$, profundidad media del desarenador

Reemplazando los valores en la ecuación, se tiene:

Longitud del desarenador:

$$L = \frac{V_d \times h}{V_s - W} = \frac{0.4 \times 4}{0.692 - 0.1052} = 2.72 \text{ m} = 3 \text{ m}$$

El ancho del desarenador:

$$B = \frac{Q}{h \times V_d} = \frac{0.03}{4 \times 0.4} = 0.89 \text{ m} = 1 \text{ m}$$

4.3.2.3. Cámara de carga

Está diseñada para actuar como una reserva de agua y mantener la presión de caída en la tubería forzada y requiere una entrada continua de agua del canal para mantener su nivel máximo. Se instala una rejilla que cubre la zona de entrada de agua a la tubería forzada para impedir la entrada de detritus en la misma. Cuenta con un vertedero para desviar el exceso de agua.

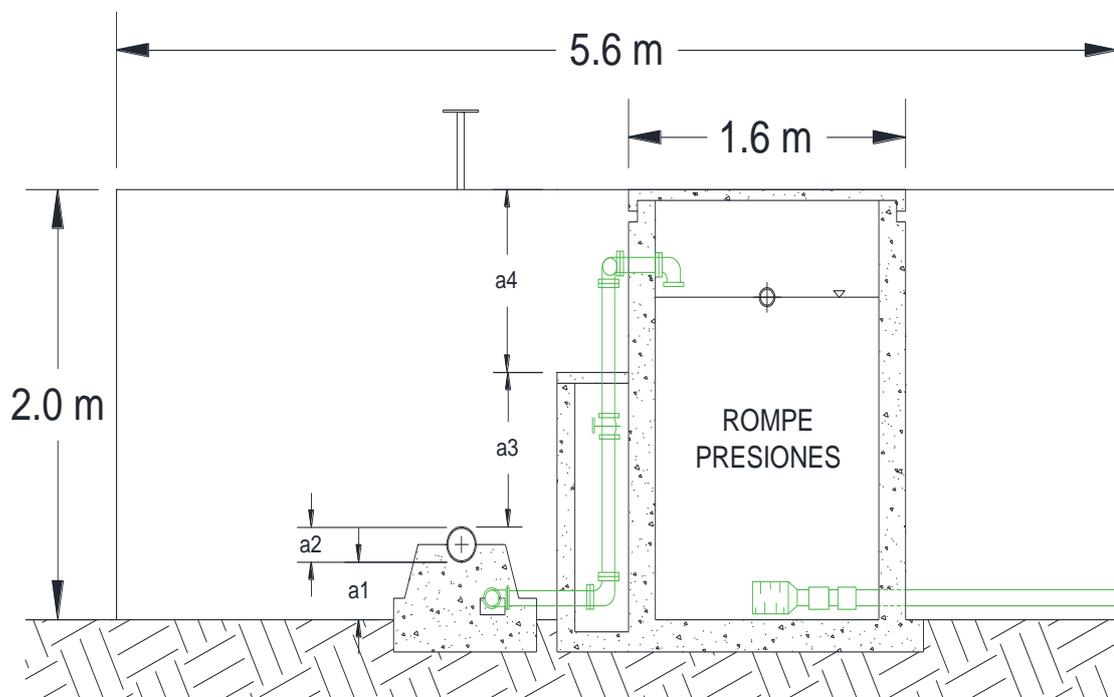


Figura 4- 1: Cámara de carga

Fuente. Propia



Dimensionamiento:

- a) La entrada de la tubería de presión, la parte inferior de esta, se fija a una altura $a_1=0.2m$ desde el piso terminado, para evitar el ingreso de posibles sedimentos a la tubería.
- b) Siendo el diámetro de la tubería de 8 pulg., la dimensión $a_2=D+e=0.1905m$
- c) Para que no se genere cavitación el agua dentro de la cámara de carga debe tener siempre un nivel mínimo de a_3 cuyo valor está entre: $0.5D < a_3 < 1.5D$. Para el presente caso $a_3=0.5xD=0.5 \times 0.1905m=0.09525m$
- d) Por efecto del golpe de ariete se recomienda que la elevación del nivel del agua con un mínimo debe ser de $a_4=0.3m$, para el presente diseño se toma $a_4=1.5m$.

Dónde la altura mínima del nivel del agua en la cámara de carga desde piso terminado debe ser:

$$h_2 = a_1 + a_2 + a_3 = 0.48575m \cong 0.5m$$

La velocidad media en la cámara de carga oscila entre: $0.6 < V_2 < 1m/s$, para nuestro caso asumamos $v_2=0.6m/s$

Siendo las dimensiones principales de la cámara de carga:

- o Ancho:

$$b_2 = \frac{Q}{V_2 \times h_2} = \frac{0.05}{0.6 \times 0.486} = 1.7156m = 2.5m$$

- o Longitud

$$L_2 = 0.304 \frac{Q \times L \times \sqrt{h_2}}{H_c \times D^2} = 0.304 \frac{0.05 \times 110 \times \sqrt{0.48575}}{39.7 \times 0.1778^2} = 3.9285m = 5m$$



- o Profundidad:

$$h_{2c} = h_2 + a_4 = 0.48575 + 1.5 = 1.98575 \text{ m} = 2\text{m}$$

4.4. Tubería de presión metálica existente

La tubería actualmente instalada tiene las siguientes características; cuyo diseño del perfil está dados en los planos PH - 03:

- Material: metálico
- Diámetro interno
- Apoyado en macizos de concreto
- Anclajes de concreto en los puntos de cambio
- Provisto de reducción en el extremo inferior a 3 pulg. de diámetro

4.5. Casa de máquinas

En la actualidad existe una casa de máquinas construida de material de adobe y techo de estructuras de madera y tejado. Para la adecuación de la maquinaria electromecánica conformado por la turbomáquina reversible, una máquina eléctrica y accesorios de regulación, se ha diseñado con una estructura hidráulica para la aspiración y desfogue del agua, cuya forma se muestran en los planos PH – 04, PH – 05 y PH – 06.

B) Estructura de la planta para el sistema de bombeo

4.6. Tubería de succión

Para el ingreso del agua a la turbomáquina como bomba, así como el desfogue de agua cuando esta funcione como turbina, se montará una tubería de succión – desfogue, de material PVC, cuyo diseño se muestra en los planos PH – 04, PH – 05 y PH – 06, donde dicha tubería tiene su bifurcación provista con una válvula para la salida libre del agua.



Diámetro de la tubería:

$Q = 0.025 \text{ m}^3/\text{s}$, caudal de diseño

$V = 2.5 \text{ m/s}$, (velocidad en las tuberías de succión 0.6 m/s a 3 m/s)

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 0.100925 \text{ m} = 3.97'' \approx 4''$$

4.7. Tubería de descarga

En la salida de la turbomáquina, cuando esta funcione como bomba, se instalará una tubería PVC de 4" de diámetro, hasta llegar a la parte superior, donde está instalado el rompepresiones. La tubería de descarga se instalará bajo tierra por razones de seguridad, paralelo a la tubería de presión metálica de 7 3/4 pulg.

Diámetro de la tubería:

$Q = 0.025 \text{ m}^3/\text{s}$, caudal de diseño

$V = 2.5 \text{ m/s}$, (velocidad en las tuberías de descarga 1 m/s a 8 m/s)

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = 0.100925 \text{ m} = 3.97'' = 4''$$

4.8. Rompe Presiones

En el extremo superior de la tubería de descarga, se instalará una estructura hidráulica denominada rompe presiones, con la función de reducir la presión hidrostática a cero o a la presión atmosférica. Desde esta estructura se suministrará el agua bombeada para fines de agua potable y de regadío. Cuyo diseño se encuentra en los anexos PH – 07, PH – 08 y PH – 11.



4.9. Cálculo y diseño de la turbomáquina reversible

4.9.1. Generalidades

Para fines de generación de energía y a su vez de bombeo de agua, calcularemos una turbomáquina reversible que cumpla los dos objetivos, una de estas máquinas hidráulicas, que se presta para este fin es la de tipo centrífugo, cuyo arreglo se puede realizar de diferentes formas; siendo las principales las siguientes:

- a) Una bomba centrífuga que funcione como bomba y como turbina sin alterar la estructura.
- b) Adecuando en la voluta un difusor para funcionamiento como bomba y una tobera para funcionamiento como turbina.

4.9.2. Cálculo de la turbomáquina para el proyecto Huachac

Alternativa 1: Utilización de bomba centrífuga y motor existentes en la planta.

En la actualidad en lugar de Huachac existe una tubería metálica instalada de 8" de diámetro, así como una electrobomba (bomba y motor eléctrico); cuya infraestructura electromecánica se desea hacer funcionar como bomba y turbina, para lo cual se desea hacer funcionar la tubería metálica como tubería de presión para hacer funcionar dicha bomba como turbina, en cambio para su funcionamiento como bomba se deberá instalar una tubería de descarga de menor diámetro, cuyo cálculo resulta una tubería de PVC de 4".

En lo que corresponde al motor para su funcionamiento como generador se deberá desacoplar para poder adecuar una transmisión mecánica de tal forma que, para su funcionamiento del motor como generador, se debe elevar su velocidad síncrona que es de 3600rpm a una velocidad mayor que aproximadamente debe ser 3650rpm, así mismo adicionar condensadores a

dicha máquina para inyectar potencia reactiva, de esa forma se dará uso a este grupo como bomba y como generador eléctrico.

Si bien es cierto que la bomba y el motor se encuentran acoplados a eje directo como para funcionar como una electrobomba.

Como se dijo anteriormente para funcionamiento como turbina generadora será necesario adecuar una transmisión mecánica, esto implica trabajo adicional e inversión adicional. Hidráulicamente, se ha demostrado que las bombas centrífugas pueden operar como turbinas hidráulicas, cuyo esquema se muestra en la figura siguiente:

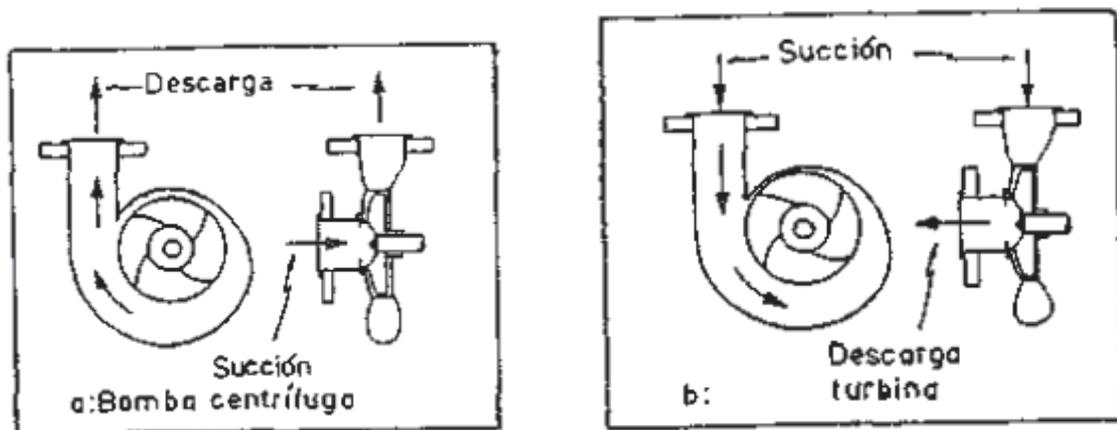


Figura 4- 2: Bomba como turbina

Fuente. Programa de las naciones unidas para el desarrollo. Tecnologías en la erradicación de la pobreza. Proyecto regional para la superación de la pobreza R.L.A./86/004. CHILE. CETAL Centro de Estudios en Tecnología Apropriada para Latino América. Casilla 197 – V Valparaíso – Chile

Entre las desventajas de este arreglo es que la eficiencia disminuye en un 40% y además el sentido de giro es contrario al de la bomba originando un desbalance mecánico, así como la soltura de piezas sujetas con tuercas.

En el caso de la electrobomba de Huachac, se ha efectuado el cálculo de la altura de Euler a partir de sus diagramas de velocidades, cuya forma general se muestra en el siguiente diagrama:

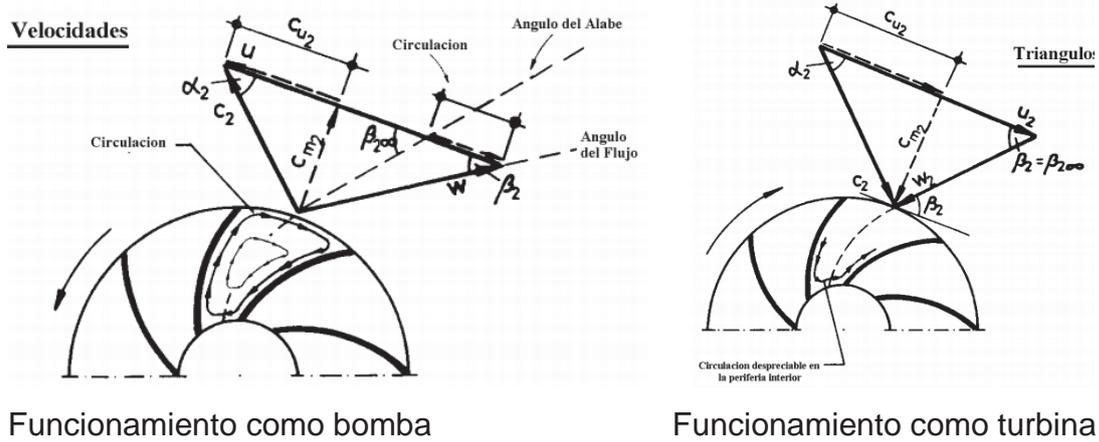


Figura 4- 3: Triángulo de velocidades de bomba como turbina

Fuente. Bombas utilizadas como turbinas. Por Orlando A. AUDISIO. Laboratorio de Máquinas Hidráulicas (L.A.M.HI.). Departamento de Mecánica Aplicada. Facultad de Ingeniería. UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE. Calle Buenos Aires 1400. (8300) NEUQUEN ARGENTINA. E-Mail: oaudisio@uncoma.edu.ar

Alternativa 2: Adecuando en la voluta un difusor para funcionamiento como bomba y una tobera para funcionamiento como turbina.

Para la planta hidráulica de Huachac, instalaremos una turbomáquina reversible, para lo cual se realiza el cálculo del diseño del rodete, ya que tiene que cumplir la función de bomba y turbina:

A) TURBOMÁQUINA REVERSIBLE COMO BOMBA

Diseño del rodete como bomba centrífuga, ver anexos PH – 14, PH – 15 y PH - 16:

**4.9.2.1. Datos técnicos de cálculo**

Altura geodésica	39.83 m = 130.68 pies
Altura dinámica total	49.588 m = 162.69 pies
Diámetro de tubería de aspiración PVC	4" = 10.16 cm
Diámetro de tubería de descarga PVC	4" = 10.16 cm
Caudal Disponible	100 l/s = 1585.04 gpm
Caudal de Diseño	25 l/s = 396.257 gpm
Peso Específico del agua	$\gamma=1000 \text{ Kg/m}^3$
Aceleración de la gravedad	$g=9.81 \text{ m/s}^2 = 32.2 \text{ ft/s}^2$
Presión Atmosférica de Yucay	$P_a=0.703 \text{ atm}$
Máquina Prima: Motor Eléctrico Trifásico de Inducción	
Frecuencia	60 Hz
Voltaje Nominal	220 V
Número de Polos	4
Velocidad Síncrona	3600 rpm
Velocidad de Giro	3540 rpm

Tabla 4- 1: Datos técnicos de cálculo del rodete de la bomba centrífuga

Fuente. Propia

4.9.2.2. Cálculo del número específico

$$a) \quad n_s = \frac{N \times P^{1/2}}{H^{5/4}} = \frac{3540 \times 16.53^{1/2}}{49.59^{5/4}} = 109.37 \frac{\text{rpm}(\text{cv}^{\frac{1}{2}})}{\text{m}^{5/4}}$$

$$N = 3540 \text{ rpm}$$

$$H = 49.59 \text{ m}$$

$$P = \frac{\gamma \times Q \times H}{75} = \frac{1000 \times 0.025 \times 49.59}{75} = 16.53 \text{ CV} = 12.32 \text{ KW}$$



$$b) \quad n_s = 3.65 \frac{N \times Q^{1/2}}{H^{3/4}} = 3.65 \frac{3540 \times 0.025^{1/2}}{49.6^{3/4}} = 109.31 \frac{rpm(m^3/s)^{1/2}}{m^{3/4}}$$

$$N = 3540 \text{ rpm}$$

$$H = 49.59 \text{ m}$$

$$Q = 25 \text{ l/s}$$

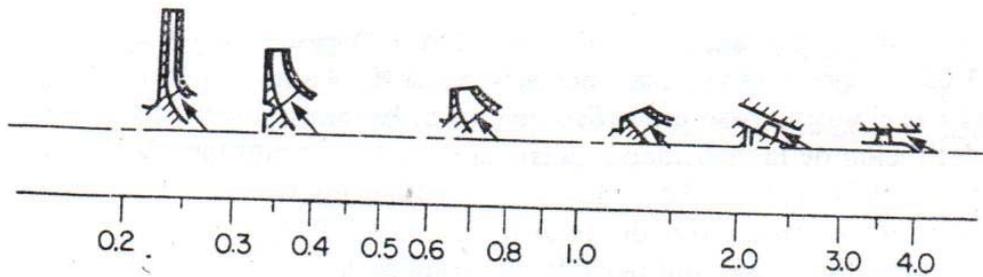
$$c) \quad n_s = \frac{N \times Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{3540 \times 396.25^{1/2}}{162.69^{3/4}} = 1546.92 \frac{rpm(gpm)^{1/2}}{pies^{3/4}}$$

$$N = 3540 \text{ rpm}$$

$$H = 162.69 \text{ pies}$$

$$Q = 396.25 \text{ gpm}$$

$$d) \quad n_s = 0.0003657 \times \frac{rpm(gpm)^{1/2}}{pies^{3/4}} = 0.0003657 \times 1546.93 = 0.5657$$



Según la figura 3-4, Velocidad específica adimensional del libro Termofluidos, Turbomáquinas y Máquinas Térmicas por Dr. Frederick Golden, Ing. Luis Batres de la Vega y Mc. Guillermo Terrones.

El n_s adimensional = 0.5657.

4.9.2.3. Cálculo del diámetro impulsor

a) Diámetro Exterior

Calculamos la **velocidad de arrastre exterior** con la fórmula:

$$U_2 = K_U \sqrt{2gH} = 0.92 \sqrt{2 \times 32.2 \times 162.69} = 94.17 \text{ ft/s} = 28.7 \text{ m/s}$$

Dónde: K_u , se obtiene de la figura 67 constantes del impulsor del libro Bombas de Viejo Zubicaray.

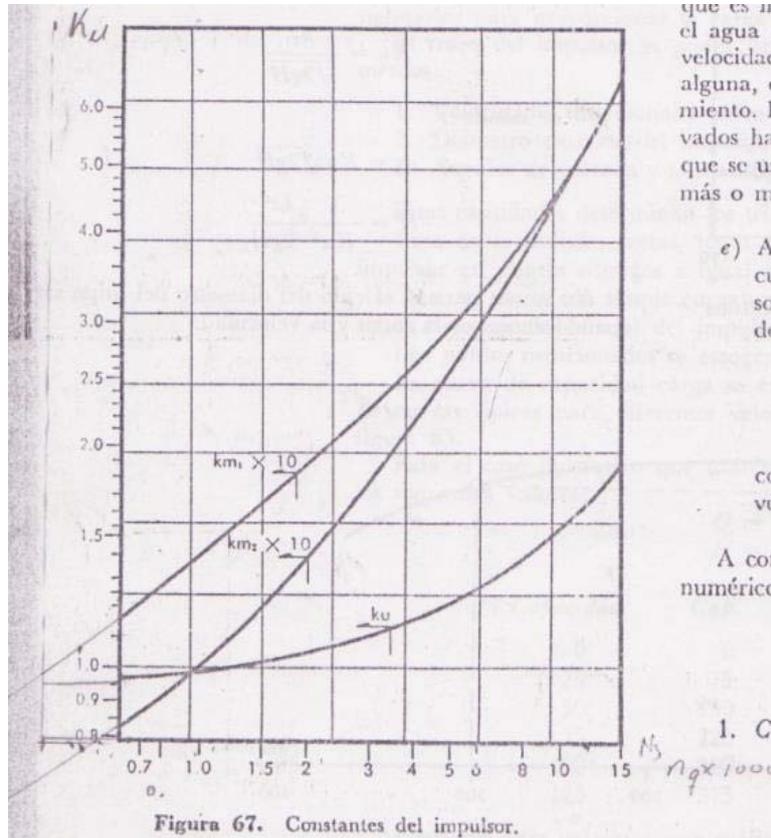


Figura 4- 4: Coeficientes del impulsor

Fuente. Viejo Zubicaray. (1982). Bombas. México: Alfaomega.

$K_u = 0.92$, según curva Bombas Viejo Zubicaray pag. 69, constantes del impulsor.

Hallamos el diámetro exterior de la bomba D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \times U_2}{\pi \times N} = \frac{60 \times 28.7}{\pi \times 3540} = 0.155 \text{ cm} = 20 \text{ cm}$$

Asumimos un diámetro de 20 cm

Recalculamos la velocidad de arrastre U_2 :

$$U_2 = \frac{\pi \times N \times D_2}{60} = \frac{\pi \times 3540 \times 0.2}{60} = 37.071 \text{ m/s}$$



b) Diámetro Interior

$$D_1 = 10 \text{ cm}$$

4.9.2.4. Velocidad meridiana a la salida

Dónde $K_{m2} = 0.08$, de la figura 4-4, Según curva Bombas Viejo Zubicaray pag. 69 fig. 67 constantes del impulsor.

$$c_{m2} = k_{m2} \sqrt{2gH} = 8.18 \text{ pies/s} = 2.5 \text{ m/s}$$

4.9.2.5. Espesor de álabes

- Para hierro fundido s: de 5/32" a 7/16"
- Para acero inoxidable s: de 1/8" a 1/4"

Para el presente trabajo asumiremos un espesor de 1/8" de material acero inoxidable

4.9.2.6. Cálculo de velocidad meridiana a la entrada

En una bomba la velocidad meridiana es la misma de entrada y de salida:

$$C_{m1} = C_{m2} = 2.5 \text{ m/s}$$

4.9.2.7. Cálculo de ancho del rodete

$$Q' = \pi \times D_1 \times b_1 \times c_{m1} \quad (10)$$

Para compensar las pérdidas dentro de la bomba, se incrementa el caudal en 3% a 5%, para este caso tomaremos un caudal de:

$$Q' = 1.03 \times Q = 1.03 \times 25 \text{ l/s} = 25.75 \text{ l/s} = 408.145 \text{ gpm}$$



Reemplazando en (10)

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi \times D_1 \times c_{m1}} = 0.0274m = 2.737cm = 3cm$$

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \times D_2 \times c_{m2}} = 0.0164m = 1.64cm = 2cm$$

4.9.2.8. Triángulo de velocidades a la entrada del agua

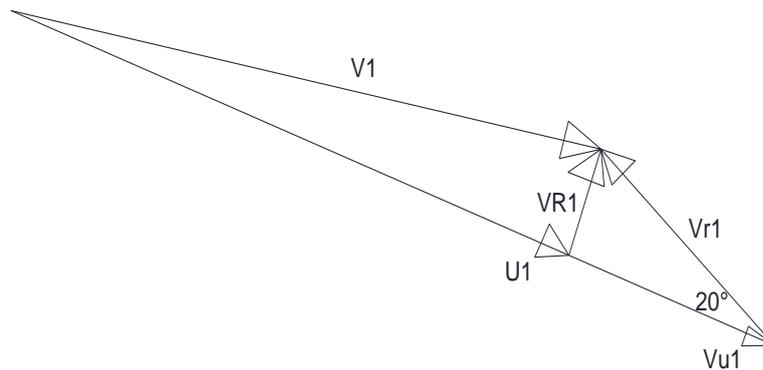


Figura 4- 5: Triángulo de velocidades a la entrada del agua para bomba

Fuente. Propia

Donde:

$$D1=10cm$$

$$D2=20cm$$

$$\beta_1 = 20^\circ$$

- Velocidad de arrastre:

$$U_2 = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \times 0.1 \times 3540}{60} = 18.54 \text{ m/s}$$

- Velocidad meridiana: Es igual a la velocidad radial porque no hay componente axial.

De (6): $V_{m2} = V_{R2} = 2.68 \text{ m/s}$



- Velocidad relativa:

$$\sin 20^\circ = \frac{V_{R2}}{V_{r2}}$$

$$V_{r2} = \frac{V_{R2}}{\sin 20^\circ} = \frac{2.68}{\sin 20^\circ} = 7.84 \text{ m/s}$$

- Velocidad absoluta:

$$V_2 = \sqrt{U_2^2 + V_{r2}^2 - 2 \times U_2 \times V_{r2} \cos(180^\circ - 20^\circ)} = \sqrt{18.54^2 + 7.84^2 - 2 \times 18.54 \times 7.84 \times \cos(180^\circ - 20^\circ)}$$

$$= 26.075 \text{ m/s}$$

- Velocidad tangencial:

$$V_{u2} = \sqrt{V_2^2 - V_{m2}^2} = \sqrt{26.075^2 - 2.68^2} = 25.94 \text{ m/s}$$

- Ángulo beta 2:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{R1}}{V_{u1} - U_1} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{2.68}{25.94 - 18.54} \right) = 19.91^\circ$$

4.9.2.9. Triángulo de velocidades a la salida del agua

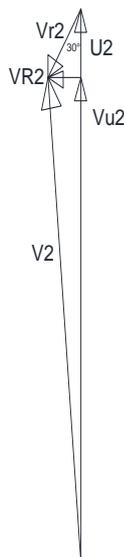


Figura 4- 6: Triángulo de velocidades a la salida del agua para bomba

Fuente. Propia



Donde:

$$D1=10\text{cm}$$

$$D2=20\text{cm}$$

$$\beta_2 = 30^\circ$$

- Velocidad de arrastre:

$$U_2 = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi \times 0.2 \times 3540}{60} = 37.07 \text{ m/s}$$

- Velocidad meridiana: Es igual a la velocidad radial porque no hay componente axial.

De (6): $V_{m2} = V_{R1} = V_{R2} = 2.68 \text{ m/s}$

- Velocidad relativa:

$$\sin 30^\circ = \frac{V_{R2}}{V_{r2}}$$

$$V_{r2} = \frac{V_{R2}}{\sin 30^\circ} = \frac{2.68}{\sin 30^\circ} = 5.36 \text{ m/s}$$

- Velocidad absoluta:

$$V_2 = \sqrt{U_2^2 + V_{r2}^2 - 2 \times U_2 \times V_{r2} \cos(180^\circ - 20^\circ)} = \sqrt{37.07^2 + 5.36^2 - 2 \times 37.07 \times 5.36 \times \cos(180^\circ - 30^\circ)}$$

$$= 41.798 \text{ m/s}$$

- Velocidad tangencial:

$$V_{u2} = \sqrt{V_2^2 - V_{m2}^2} = \sqrt{41.798^2 - 2.68^2} = 41.71 \text{ m/s}$$

- Ángulo beta 2:

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{R2}}{V_{u2} - U_2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{2.68}{41.71 - 37.07} \right) = 30.01^\circ$$



4.9.2.10. Altura de Euler

$$H = \frac{U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}}{g} = \frac{37.07 \times 41.71 - 18.54 \times 25.94}{9.81} = 108.589 \text{ m}$$

4.9.2.11. Número de álabes

Según Carl Pfleiderer:

$$Z = k(D_2 + D_1)/(D_2 - D_1) \times \text{sen}((b_1 + b_2)/2)$$

Dónde:

De la fórmula anterior, k es tanto menor cuanto mayor es el espesor de la pared del álabe con relación al diámetro del rodete:

- k= 6.5 o menor, para rodetes fundidos con paredes relativamente gruesos
- k= 8.5 o mayor para rodetes de plancha delgada remachada

Tomando k=6, D₂=20cm, D₁=10cm, β₁=20° y β₂=30°

$$Z = k \times \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \times \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) = 6 \times \left(\frac{20 + 10}{20 - 10} \right) \times \sin\left(\frac{20 + 30}{2}\right) = 7.6 = 8 \text{ álabes}$$

El rodete de la turbomáquina para su funcionamiento como bomba tendrá 8 álabes; cuyo número será válido para el funcionamiento como turbina, ya que las turbinas hidráulicas tienen un número de álabes de 8 a 18.

4.9.2.12. Potencia de la bomba

$$P_B = \frac{\gamma \times Q \times H}{75 \times \eta} = \frac{1000 \times 0.025 \times 39.83}{75 \times 0.7} = 18.97 \text{ CV} = 14.14 \text{ KW}$$



Dónde la relación entre la altura geodésica a la altura dinámica total es:

$$\eta_r = H_g/H_d = 39.83/57 = 0.69 = 70\%$$

4.9.2.13. Potencia requerida para el motor

$P_B = 14.14$ KW potencia en la bomba

$\eta_T = 0.8$ rendimiento en la transmisión que varía de 60% a 96 %

$\eta_G = 0.9$ rendimiento en el generador

$$P_M = \frac{P_B}{\eta_T \times \eta_G} = \frac{14.14 \text{ KW}}{0.8 \times 0.9} = 19.64 \text{ KW} = 26.34 \text{ HP}$$

4.9.2.14. Cálculo del eje:

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi S_s (1 - K^4)} \sqrt{\left[(k_b M_b)^2 + \frac{\alpha F_\alpha d_o (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (k_t M_t)^2}$$

τ_{xy} = esfuerzo cortante de torsión, psi

M_t = momento de torsión, lb – pul

M_b = momento de flexión, lb – pul

d_o = diámetro exterior del eje, pul

d_i = diámetro interior del eje, pul

F_α = carga axial, lb

$K = d_i/d_o$

K_b = factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector

K_o = factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión

$$M_t = \frac{63000 \times \text{HP}}{n} = \frac{63000 \times 26.34}{3540} = 468.76 \text{ lb – pul}$$

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(k_t M_t)^2} = \frac{16}{\pi \times 1706.8} \sqrt{(468.76)^2} = 1.398 \text{ pul}^3$$

$$d_o = 1.1184 \text{ pul} = 1 \frac{3}{16} \text{ " (para fines de construcción se asumirá 2 pulg)}$$

**B) TURBOMÁQUINA REVERSIBLE COMO TURBINA**

Diseño del rodete como turbina radial:

4.9.2.15. Datos técnicos de cálculo

Altura geodésica	39.83 m = 130.676 pies
Altura neta	32.21 m = 105.68 pies
Diámetro de tubería de descarga PVC clase 10	7 3/4" = 19.685 cm
Caudal Disponible	250 l/s = 1902.036 gpm
Caudal de Diseño	100 l/s = 158.503 gpm
Peso Específico del agua	$\gamma=1000 \text{ Kg/m}^3$
Aceleración de la gravedad	$g=9.81 \text{ m/s}^2 = 32.2 \text{ ft/s}^2$
Presión Atmosférica de Yucay	$P_a=0.703 \text{ atm}$
Máquina Prima: Motor Eléctrico Trifásico de Inducción	
Frecuencia	60 Hz
Voltaje Nominal	220 V
Número de Polos	4
Velocidad Síncrona	1800 rpm
Velocidad de Giro	1850 rpm

Tabla 4- 2: Datos técnicos de cálculo como turbina

4.9.2.16. Cálculo del número específico

$$a) \quad n_s = 3.65 \frac{N \times Q^{1/2}}{H^{3/4}} = 3.65 \frac{1850 \times 0.01^{1/2}}{32.21^{3/4}} = 121.8 \frac{\text{rpm}(\text{m}^3/\text{s})^{1/2}}{\text{m}^{3/4}}$$

$$N= 1850 \text{ rpm}$$

$$H= 32.21 \text{ m}$$

$$Q= 100 \text{ l/s}$$



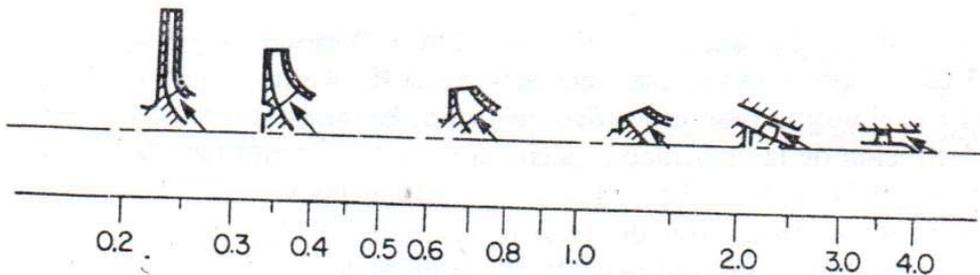
$$b) \quad n_s = \frac{N \times Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{1850 \times 158.503^{1/2}}{105.676^{3/4}} = 2234.6455 \frac{\text{rpm}(\text{gpm})^{1/2}}{\text{pies}^{3/4}}$$

$$N = 1850 \text{ rpm}$$

$$H = 105.676 \text{ pies}$$

$$Q = 158.503 \text{ gpm}$$

$$c) \quad n_s = 0.0003657 \times \frac{\text{rpm}(\text{gpm})^{1/2}}{\text{pies}^{3/4}} = 0.0003657 \times 2234.6455 = 0.8172$$



Según la figura 3-8 Velocidad específica adimensional del libro Termofluidos, Turbomáquinas y Máquinas Térmicas por Dr. Frederick Golden, Ing. Luis Batres de la Vega y Mc. Guillermo Terrones.

4.9.2.17. Cálculo del diámetro impulsor

a) Calculamos el diámetro D_1 de la curva, con la siguiente fórmula:

$$\phi_1 = \frac{\pi N D_1}{\sqrt{2gH_n}}$$

Dónde: ϕ_1 , se obtiene de la figura, proporciones y coeficientes de velocidad en función de la velocidad específica, en la turbina francis del libro Turbomáquinas Hidráulicas de Manuel Polo Encinas.

$\phi_1 = 0.74$, según la curva y el número específico $n_s = 157.93$.

$$D_1 = \frac{\phi_1 \sqrt{2gH}}{\pi \times N} = \frac{0.74 \sqrt{2 \times 9.81 \times 32.21}}{\pi \times 1850} = 0.192 \text{ m} = 19.2 \text{ cm}$$



Según la fórmula práctica:

$$D_1 = \frac{1340H^{1/2}}{N} = \frac{1340 \times 105.68^{1/2}}{1850} = 7.45" = 18.91 \text{ cm}$$

Asumiremos un $D_1=20\text{cm}$ (valor mínimo)

b) Calculamos el diámetro D_2 de la curva, con la siguiente fórmula:

$$\phi_2 = \frac{\pi N D_2}{\sqrt{2gH_n}}$$

Dónde: ϕ_2 , se obtiene de la figura, proporciones y coeficientes de velocidad en función de la velocidad específica, en la turbina francis del libro Turbomáquinas Hidráulicas de Manuel Polo Encinas.

$\phi_2 = 0.6$, según la curva y el número específico $ns= 157.93$.

$$D_2 = \frac{\phi_2 \sqrt{2gH}}{\pi \times N} = \frac{0.6 \sqrt{2 \times 9.81 \times 32.21}}{\pi \times 1850} = 0.155 \text{ m} = 15.5 \text{ cm}$$

Asumiremos un $D_2=10\text{cm}$

4.9.2.18. Cálculo del ancho de ventana $b=b_2$

B , se obtiene de la figura, proporciones y coeficientes de velocidad en función de la velocidad específica, en la turbina francis del libro Turbomáquinas Hidráulicas de Manuel Polo Encinas.

Dónde: $\frac{B}{D_1} = 0.17$, para un número específico $ns=157.93$.

Despejando: $B=0.17 \times 20 \text{ cm} = 3.26 \text{ cm} = 3 \text{ cm}$ (valor mínimo)



4.9.2.19. Espesor de álabes

- Para hierro fundido s: de 5/32" a 7/16"
- Para bronce s: de 1/8" a 1/4"

Para el presente trabajo asumiremos un espesor de 1/8" de material bronce.

4.9.2.20. Cálculo de velocidad radial

Velocidad meridiana a la entrada (1) del rodete:

$$V_{R1} = V_{m1} = \frac{Q}{\pi D_1 B} = \frac{0.1}{\pi \times 0.2 \times 0.03} = 5.31 \text{ m/s}$$

Velocidad meridiana a la salida (2) del rodete:

$$V_{R2} = V_{m2} = \frac{Q}{\pi D_2 B} = \frac{0.1}{\pi \times 0.1 \times 0.03} = 10.61 \text{ m/s}$$

4.9.2.21. Cálculo de velocidad de arrastre

Velocidad de arrastre a la entrada (1) del rodete:

$$U_1 = \frac{\pi N D_1}{60} = \frac{\pi \times 1850 \times 0.2}{60} = 19.37 \text{ m/s}$$

Velocidad de arrastre a la salida (2) del rodete:

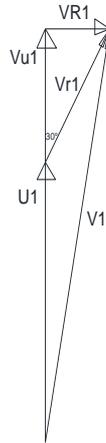
**4.9.2.22. Triángulo de velocidades a la entrada del agua**

Figura 4- 7: Triángulo de velocidades a la entrada del agua para turbina

Fuente. Propia

Donde:

$$D1=20\text{cm}$$

$$D2=10\text{cm}$$

$$\beta_1 = 30^\circ$$

- Velocidad relativa:

$$\sin 30^\circ = \frac{V_{R1}}{V_{r1}}$$

$$V_{r1} = \frac{V_{R1}}{\sin 30^\circ} = \frac{5.31}{\sin 30^\circ} = 10.62 \text{ m/s}$$

- Velocidad absoluta:

$$V_1 = \sqrt{U_1^2 + V_{r1}^2 - 2 \times U_1 \times V_{r1} \cos(180^\circ - 30^\circ)} = \sqrt{19.37^2 + 10.62^2 - 2 \times 19.37 \times 10.62 \times \cos(180^\circ - 30^\circ)}$$

$$= 29.06 \text{ m/s}$$

- Velocidad tangencial:

$$V_{u1} = \sqrt{V_1^2 - V_{m1}^2} = \sqrt{29.06^2 - 5.31^2} = 28.57 \text{ m/s}$$



- Ángulo beta 1:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{R1}}{V_{u1} - U_1} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{5.31}{28.57 - 19.37} \right) = 30^\circ$$

4.9.2.23. Triángulo de velocidades a la salida del agua

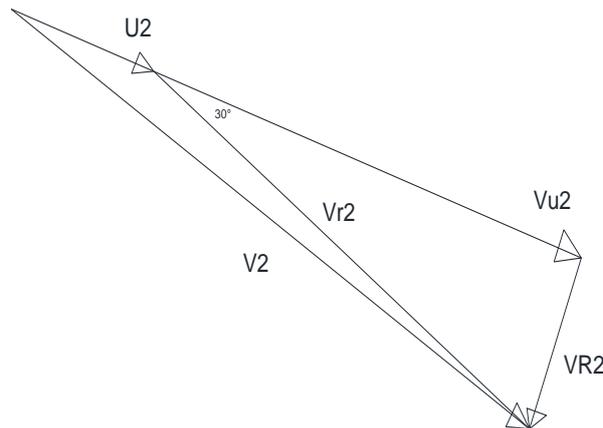


Figura 4- 8: Triángulo de velocidades a la salida del agua como turbina

Fuente. Propia

Donde:

$$D1=20\text{cm}$$

$$D2=10\text{cm}$$

$$\beta_2 = 20^\circ$$

- Velocidad relativa:

$$\sin 20^\circ = \frac{V_{R2}}{V_{r2}}$$

$$V_{r2} = \frac{V_{R2}}{\sin 20^\circ} = \frac{10.61}{\sin 20^\circ} = 31.02 \text{ m/s}$$

- Velocidad absoluta:

$$V_2 = \sqrt{U_2^2 + V_{r2}^2 - 2 \times U_2 \times V_{r2} \cos(180^\circ - 20^\circ)} = \sqrt{9.69^2 + 31.02^2 - 2 \times 9.69 \times 31.02 \times \cos(180^\circ - 20^\circ)} = 40.26 \text{ m/s}$$

- Velocidad tangencial:

$$V_{u2} = \sqrt{V_2^2 - V_{m2}^2} = \sqrt{40.26^2 - 10.61^2} = 38.84 \text{ m/s}$$



- Ángulo beta 2:

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{R2}}{V_{u2} - U_2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{10.61}{38.84 - 9.69} \right) = 20^\circ$$

4.9.2.24. Altura de Euler

$$H = \frac{U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}}{g} = \frac{19.37 \times 28.57 - 9.69 \times 38.84}{9.81} = 18.047 \text{ m}$$

4.9.2.25. Número de álabes

El número de álabes de la turbomáquina para el funcionamiento como turbina estará en función del número de álabes para el funcionamiento como bomba, de tal manera que en los intermedios se puede agregar uno o más álabes de la mitad de la longitud de los álabes de la bomba, con el objeto de que se reciba más impactos del agua para aumentar el torque y la velocidad.

Es así que en el rodete propuesto se ha calculado 8 álabes para la bomba y para la turbina se ha agregado 1 álabes más en los intermedios, haciendo un total de 16 álabes.

4.9.2.26. Potencia de la turbina

$$P_B = \frac{\gamma \times Q \times H \times \eta}{75} = \frac{1000 \times 0.1 \times 32.21 \times 0.75}{75} = 32.21 \text{ CV} = 24.02 \text{ KW}$$

4.9.2.27. Potencia requerida para el generador

$P_B = 8.04 \text{ KW}$ potencia en la bomba

$\eta_T = 0.8$ rendimiento en la transmisión que varía de 60% a 96 %

$\eta_G = 0.9$ rendimiento en el generador

$$P_M = \eta_T \times \eta_G \times P_B = 0.8 \times 0.9 \times 24.02 \text{ KW} = 17.29 \text{ KW} = 23.19 \text{ HP}$$

**4.9.2.28. Cálculo del eje**

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi S_s (1 - K^4)} \sqrt{\left[(k_b M_b)^2 + \frac{\alpha F_\alpha d_o (1 + K^2)}{8} \right]^2 + (k_t M_t)^2}$$

τ_{xy} = esfuerzo cortante de torsión, psi

M_t = momento de torsión, lb – pul

M_b = momento de flexión, lb – pul

d_o = diámetro exterior del eje, pul

d_i = diámetro interior del eje, pul

F_α = carga axial, lb

$K = d_i/d_o$

K_b = factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector

K_o = factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión

$$M_t = \frac{63000 \times HP}{n} = \frac{63000 \times 32.21}{1750} = 1159.56 \text{ lb – pul}$$

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi S_s} \sqrt{(k_t M_t)^2} = \frac{16}{\pi \times 1706.8} \sqrt{(1159.56)^2} = 3.46 \text{ pul}^3$$

$$d_o = 1.51 \text{ pul} \text{ (para fines de construcción se tomará 2 pulg.)}$$

4.9.3. Características de construcción del rodete**4.9.3.1. Características generales**

El rodete tendrá doble función, en forma reversible; que servirá como impulsor cuando la turbomáquina funcione como bomba y como rotor cuando funcione como turbina; en ambos casos girarán en el mismo sentido. Constructivamente, puede ser cerrado o semiabierto.

4.9.3.2. Dimensionado del rodete

Según los cálculos realizados en este capítulo se dimensionó el rodete de la turbomáquina reversible con 20 cm de diámetro exterior y 10 cm de diámetro interior.

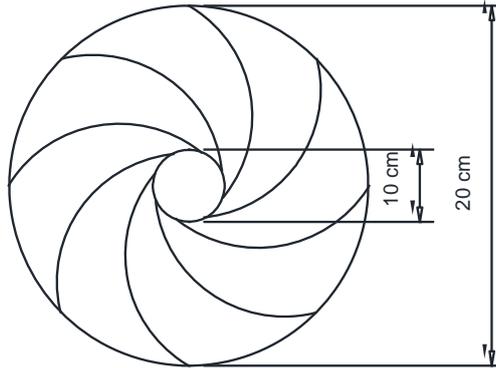


Figura 4- 9: Dimensiones del rodete

Fuente. Propia

Para nuestro diseño consideraremos un número de álabes de 8 para la turbomáquina reversible.

El dimensionamiento de los álabes será de la siguiente manera:

- En el punto 1 es ancho será de: $b_1 = 3 \text{ cm}$
- En el punto 2 es ancho será de: $b_2 = 2 \text{ cm}$

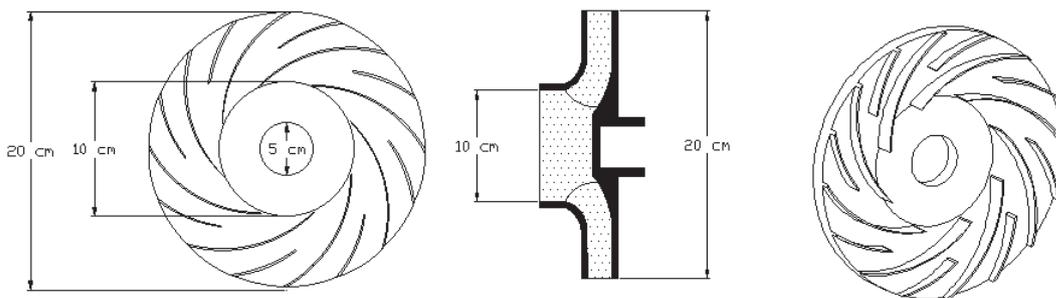
Y el espesor de los álabes

- Para hierro fundido, s: de 5/32" a 7/16"
- Para acero inoxidable, s: de 1/8" a 1/4"

Para el presente trabajo asumiremos un espesor de 1/8" de material acero inoxidable.

4.9.3.3. Construcción del rodete

El rodete será de material preferiblemente de acero inoxidable, con dimensiones indicadas anteriormente (anexos PH-16).



4.9.4. Cálculo de la voluta

4.9.4.1. Características generales

La voluta que viene a ser la carcasa de la turbomáquina reversible, será el soporte del rodete, tendrá doble función, en forma reversible; que servirá para guiar el agua al rodete tanto cuando la turbomáquina funcione como bomba y cuando funcione como turbina.

4.9.4.2. Dimensionamiento de la voluta

Para el diseño de la voluta, se utilizó como base el diámetro del rodete de 20 cm y se adecuó dos entradas del agua, una para la generación de energía, y otra para el bombeo de agua.

- a) Ojo de la voluta; que servirá para el ingreso del agua cuando la turbomáquina funcione como bomba; y de salida del agua cuando esta máquina funcione como turbina.
- b) Ducto de salida del agua, que constituye como difusor en funcionamiento como bomba.
- c) Ducto de entrada del agua, que constituye como tobera en funcionamiento como turbina.
- d) Cuerpo de la voluta cuya forma interior tiene una geometría de voluta propiamente dicho.
- e) Pedestal, donde se colocará el sello mecánico.

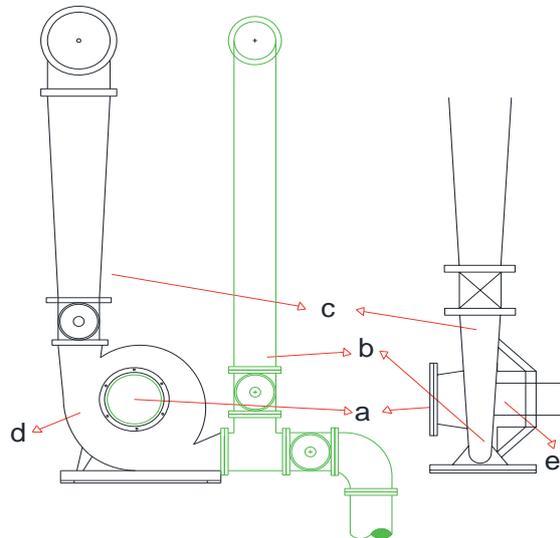
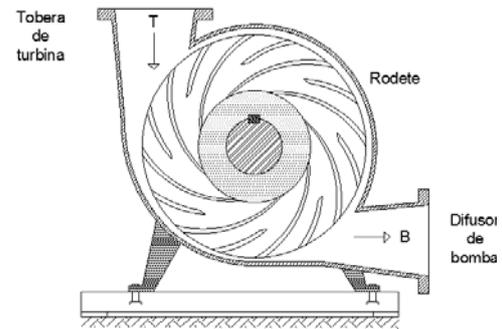
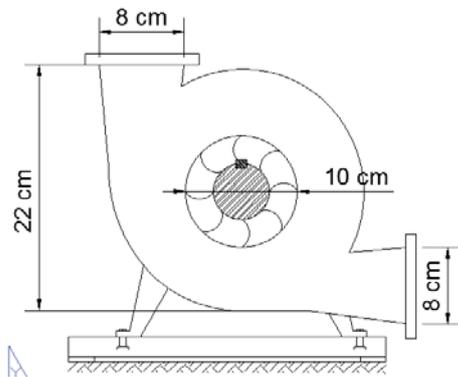


Figura 4- 10: Dimensiones de la voluta

Fuente. Propia

4.9.4.3. Construcción de la voluta

El rodete será de material preferiblemente de acero inoxidable, con dimensiones indicadas anteriormente (Anexos PH-14 y PH-15).



4.9.5. Transmisión mecánica

4.9.5.1. Características generales

Para transmisión de potencia; esta estructura estará constituido por un eje, dos rodamientos y dos poleas acanaladas (Anexo PH-17).

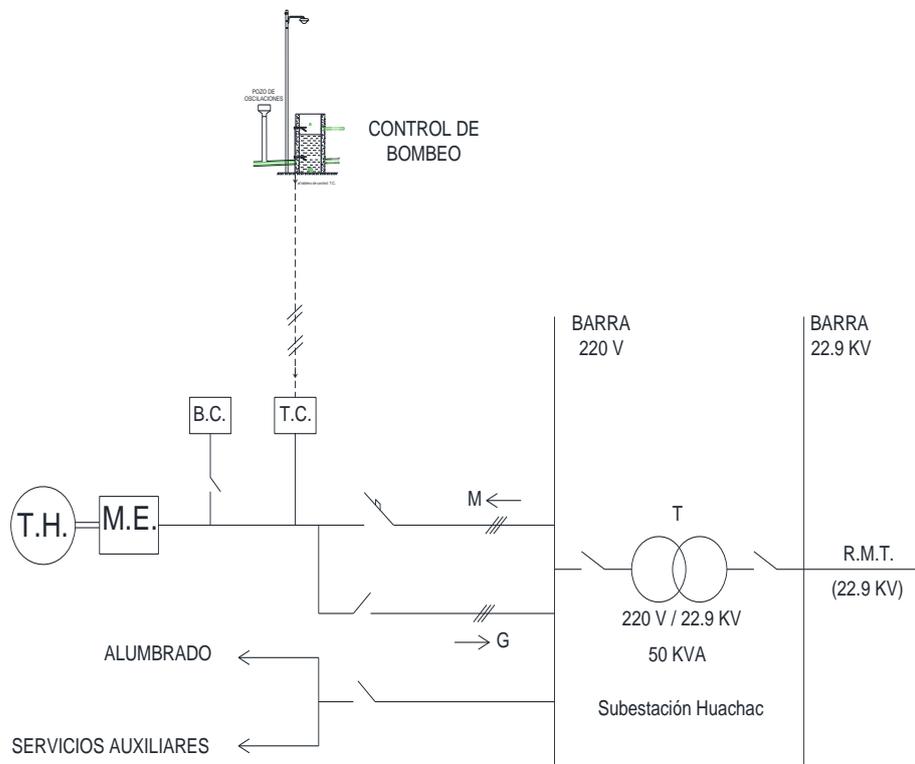
- Para funcionamiento como bomba se empleará una polea de 10 cm para acoplar mediante una correa a la polea que también será de 10 cm para la máquina eléctrica, de tal forma que esta funcionará como motor primo de la bomba.
- Para funcionamiento como turbina, se empleará una polea de 30 cm en el eje de la turbomáquina, para acoplar mediante una correa a la polea de 10 cm de la máquina eléctrica que funcionará como generador eléctrico.

CAPÍTULO V

DISEÑO DEL SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL

5.1. Generalidades

En el presente capítulo se diseñará el sistema eléctrico de la planta, tanto para, el funcionamiento como planta de bombeo y como para la generación de energía eléctrica, cuyo esquema unifilar se muestra en la siguiente figura:



Esquema Unifilar del Sistema Eléctrico

Figura 5- 1: Esquema unifilar del sistema de control y protección

Fuente. Propia



Donde:

T.H.	:	Turbomáquina Hidráulica Reversible (Bomba - Turbina)
M.E.	:	Máquina Eléctrica (Motor - Generador)
B.C.	:	Banco de condensadores
T.C.	:	Tablero de control
T	:	Transformador de potencia
R.M.T.:		Red de mediana tensión (22.9 KV)

Este esquema del sistema eléctrico permitirá hacer funcionar como planta de bombeo y central de generación de energía; utilizando una turbomáquina reversible que operará como bomba y como turbina, así como una máquina eléctrica que funcionará como motor y como generador.

5.2. Selección de la máquina eléctrica para el acoplamiento de la turbomáquina hidráulica

La máquina eléctrica que puede funcionar como motor y generador pueden ser de los siguientes tipos:

- a) Máquina eléctrica de corriente continua, que por su naturaleza esta máquina funciona como generador eléctrico o también como motor, siempre y cuando que se disponga una red eléctrica de corriente continua.
- b) Una máquina síncrona de corriente alterna que puede funcionar como generador de corriente alterna, así como motor síncrono de corriente alterna.
- c) Una máquina de eléctrica de inducción que puede funcionar como motor primo de corriente alterna, así como generador de inducción de corriente alterna.

Los dos primeros tipos de máquinas eléctricas se pueden acoplar a la turbomáquina hidráulica sin realizar ninguna modificación, ya que son reversibles eléctricamente.



Sin embargo, la máquina de corriente continua requiere una red eléctrica de la misma naturaleza.

La máquina síncrona de corriente alterna, presenta una dificultad en su adquisición en el mercado

En cambio, la máquina de inducción de corriente alterna es fácil de encontrar en cualquier mercado de máquinas eléctricas, por la disponibilidad, precio y además las electrobombas comerciales generalmente utilizan como motor primo un motor de corriente alterna de inducción, tanto de jaula de ardilla como de rotor bobinado.

Por lo expuesto anteriormente para el presente proyecto se seleccionará una máquina eléctrica de inducción de las características siguientes:

- Potencia : 20 KW
- Voltaje : 220 V
- Frecuencia : 60 Hz
- Velocidad nominal : 3600 rpm
- Velocidad de giro :
 - Como motor : 3540 rpm
 - Como generador: 3650 rpm
- Numero de fases : 3
- Número de polos : 2

Para hacer funcionar como generador a esta máquina será necesario hacer girar a una velocidad mayor que la síncrona e inyectar en su sistema eléctrico energía reactiva mediante un banco de condensadores conectado en su circuito estático.

5.3. Cálculo de capacitores para convertir el motor a generador

5.3.1. Requisitos para convertir un motor de inducción a generador de inducción

Todo motor de inducción se puede convertir a generador de inducción haciendo cumplir los siguientes requisitos:



- I) Haciendo que la velocidad de giro del rotor sea mayor que la velocidad síncrona de la máquina, siendo el valor del deslizamiento s , de la máquina una magnitud eléctrica expresado por:

$$s = \frac{n_s - n}{n_s}$$

Donde:

n_s : Velocidad síncrona de la máquina

n : Velocidad de giro del rotor

De acuerdo a la teoría de las máquinas eléctricas de inducción, la curva del torque en función del deslizamiento tiene la siguiente forma:

a)

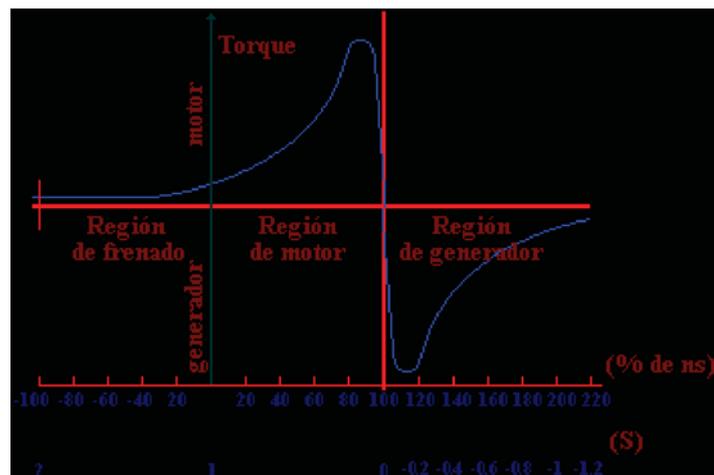


Figura 5- 2: Curva del torque en función del deslizamiento

Fuente. <http://patricioconcha.ubb.cl/maquinas/paginas/mom.vel.materia.html>

b) o bien la curva del deslizamiento s en función del torque T , según la teoría de máquinas eléctricas, tiene la siguiente forma:

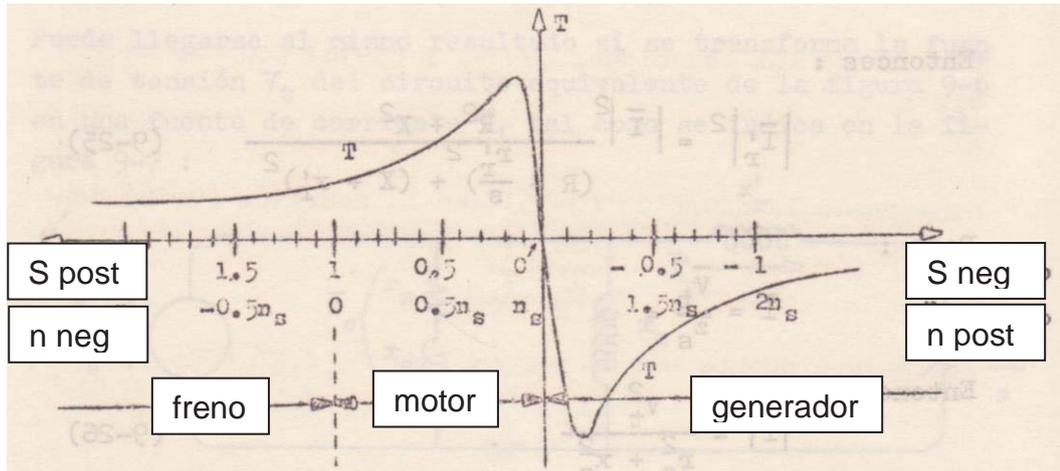


Figura 5- 3: Curva s en función de T

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Mecánica de Fluidos. México: Alfaomega.

Donde se observa en ambas curvas que la máquina de inducción puede funcionar como generador cuando el deslizamiento sea negativo y velocidades de giro mayores que la síncrona, como motor cuando el deslizamiento tenga valores de 0 a 1 y la velocidad de giro sea menor que la síncrona y como freno cuando el deslizamiento sea mayor que 1 y la velocidad de giro tenga valores negativos.

Cuyo resumen se muestra en el cuadro siguiente:

Deslizamiento s	Velocidad n	Funcionamiento como :	Conversión de energía
$0 < s < 1$	$n < n_s > 0$	Motor	Eléctrica en mecánica
$s > 1$	$n < 0$ Conecto al Gen o generador.	Freno	Cinética en eléctrica
$s < 0$	$n > n_s$	Generador	Mecánica en eléctrica

Figura 5- 4: Cuadro de resumen

Fuente. Claudio Mataix. (1982). Mecánica de Fluidos. México: Alfaomega.

- II) Inyectando energía reactiva al estator de la máquina para su excitación, mediante un banco de condensadores o capacitores; cuyo cálculo se realiza en la forma siguiente:



5.3.2. Cálculo de los capacitores para convertir un motor de inducción a generador de inducción

Los ingenieros de máquinas eléctricas han preparado un programa para la determinación de la capacidad de los condensadores necesarios para hacer funcionar un motor de inducción como generador de inducción de tal forma que solo es necesario introducir los datos de placa del motor, como se muestra en el siguiente proceso, tomando para el presente proyecto el motor de inducción de las características anteriores, el cálculo de la capacidad de los condensadores se efectúa de la siguiente forma:

CÁLCULO DE LA POTENCIA DE UN CAPACITOR PARA CONVERTIR UN MOTOR DE INDUCCION TRIFASICO A UN GENERADOR DE INDUCCION

INTRODUCIR DATOS DE PLACA DEL MOTOR DE INDUCCION

POTENCIA	26.8 HP
VELOCIDAD NOMIAL DEL MOTOR	3540 rpm
TENSION	220 V
FACTOR DE POTENCIA (a plena carga)	80 %



S O L U C I O N

CUANDO LA MAQUINA OPERA COMO MOTOR

a. Estimación de la corriente en un motor de inducción (corriente nominal cuando el motor opera a plena carga)

$I = 600 P_h / E$

P _h =	27	HP
E=	220	Volts
I=	73.147	Amp

b. La potencia aparente absorbida por la máquina cuando opera como motor eléctrico es:

$S = \sqrt{3} EI$

E=	220	Volts
I=	73.147	Amp
S=	27.873	KVA

c. La potencia activa correspondiente absorbida es:

$P = S \cos \theta$

S=	27.873	KVA
COSφ=	0.80	
P=	22.298	KW

d. La potencia reactiva correspondiente absorbida es:

$Q = \sqrt{S^2 - P^2}$

S=	27.873	KVA
P=	22.298	
Q=	16.724	KVAR

CUANDO LA MAQUINA OPERA COMO GENERADOR

e. Cuando la máquina opera como generador asincrono, el banco de capacitores debe suministrar por lo menos:

Q=	16.724	KVAR
Q/3=	5.575	KVAR/FASE

f. Por lo tanto, la corriente capacitiva por fase es:

$I_c = Q / E$

Q=	5.575	KVAR
E=	220	Volts
I _c =	25.339	Amp



g. La reactancia capacitiva por fase es:

$$X_c = E / I_c$$

E= 220.000 Volts
I_c= 25.339 Amp
X_c= 8.682 Ω

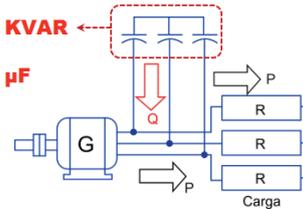
h. La capacitancia por fase debe ser por lo menos:

$$C = 1 / 2\pi f X_c$$

f= 60 Hz
X_c= 8.682 Ω
C= 305.514 μF

RESUMEN DEL CALCULO

POTENCIA DEL BANCO DE CAPACITORES = 16.724 KVAR
CAPACITANCIA POR FASE DEL BANCO DE CAPACITORES = 305.514 μF



De acuerdo al resultado anterior para que el motor acoplado a la turbomáquina funcione como generador se acoplará un banco de condensadores cuya potencia reactiva es de 16.724 KVAR, con una capacidad de 305.514 μF, por fase. Para fines de montaje se seleccionará tres condensadores electrolíticos de 17 KVAR y de 300 μf por fase.

Si las bobinas del estator del rotor están conectadas en triángulo, el banco de condensadores también se conectará en triángulo, si están en estrella, entonces el banco también debe conectarse en estrella.

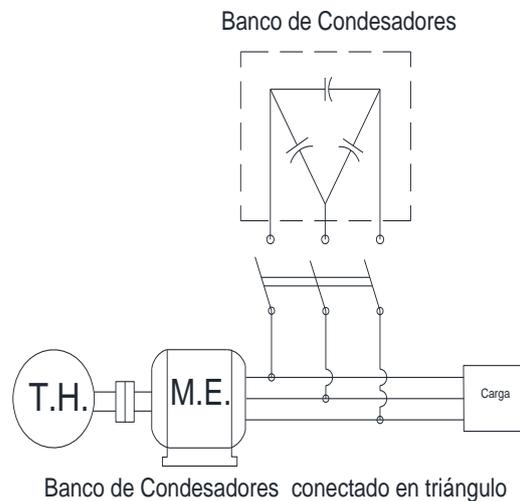


Figura 5- 5: Esquema de conexión del banco de condensadores al grupo turbomáquina - máquina eléctrica con estator en triángulo

Fuente. Propia

5.4. Tablero de control y protección

El tablero de control y protección estará formado por una cabina eléctrica, metálica, provista del esquema eléctrico de la planta, la cual estará implementado por los siguientes equipos:

- a) Equipo de medición
 - Voltímetro 220Vca. 60Hz
 - Conmutador voltimétrico trifásico
 - Frecuencímetro, Hz
 - Cosfímetro, $\cos\phi$
 - Tacómetro, rpm



- Amperímetros, A
- Conmutador amperimétrico
- Transformador de corriente
- Vatímetro, KW
- Varímetro, KVAR
- Medidor de energía activa, KW-h
- Medidor de energía reactiva, KVAR-h

b) Equipo de protección

- Relé de sobrevoltaje
- Relé de sobrecorriente
- Otros equipos de protección

c) Equipo de maniobra

- Banco de condensadores
- Interruptores (termomagnéticos)
- Equipo de parada y arranque del grupo

5.5. Control del sistema de bombeo

Para la automatización del sistema de bombeo, que permita arrancar la bomba cuando en el rompedresiones el agua llega a su nivel más bajo, así como para la parada de la bomba, cuando el agua llega a su máximo nivel en el rompedresiones. Existen equipos de control, tales como la instalación de un PLC Siemens S7-200 y un Scada realizado mediante WinCC Flexible, cuyo costo es muy elevado, por ser sofisticado.

En el presente proyecto adaptaremos un sistema de control simple compuesto de:



- Un medidor de nivel analógico provisto de un sensor controlado por flotador instalado en la parte superior de descarga.
- Un presostato de mínima y máxima.
- Arrancador electrónico.

Estos dos últimos serán instalados en el tablero de control dentro de la casa de máquinas.

5.6. Circuito de alumbrado y servicios auxiliares

Para el sistema de alumbrado de la planta se instalará un circuito eléctrico que debe alimentarse de la barra de 220 V, con conductores monofásicos como mínimo de 12 AWG.

Para el sistema de toma corrientes se instalará otro circuito eléctrico que también será alimentado a partir de la barra 220 V, utilizando cables trifásicos y monofásicos de calibre mínimo 10 AWG.

Lo que corresponde a la subestación eléctrica, esta será diseñada e instalada con un proyecto especial con el objeto de recibir energía eléctrica de la red exterior para la alimentación de la bomba, así como vender energía a la red exterior cuando el sistema funcione como generador, se recomienda que la capacidad del transformador debe ser de 50 KVA, trifásico y de nivel de tensión 220 V / 22.9 KV.



CAPÍTULO VI

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

6.1. Introducción

El presente capítulo se refiere a la descripción de las características de materiales y equipos utilizadas en el presente proyecto, así mismo las características de montaje de todo el sistema tanto mecánico, hidráulico y eléctrico.

El suministro de los materiales se efectuará aceptando las normas técnicas y disposiciones vigentes. Así mismo el montaje de los equipos y dispositivos se efectuarán respetando las normas actuales.

6.2. Especificaciones técnicas de materiales y equipos

A) PARA LA ESTRUCTURA HIDRÁULICA Y TUBERÍAS

Los materiales y equipos serán adquiridos con las siguientes características generales:

6.2.1. Para la estructura hidráulica, tanto para cámara de carga, canales y rompepresiones

Se requerirá básicamente los siguientes materiales:

- Cemento Protland Tipo I
- Hormigón de preferencia de la localidad de Cunyac
- Aditivos y otro
- Acero de construcción ASTM C94

6.2.2. Compuertas

Se utilizarán compuertas de tipo deslizante, provisto de:

- Marco metálico, que servirá de guía.
- Pantalla de compuerta metálica, de plancha de 3 mm.
- Tornillo
- Manubrio
- Accesorios



Figura 6- 1: Compuerta provisto de un tornillo, guías y manubrio

- a) En la entrada de la tubería de presión las dimensiones de este tipo de compuerta serán:
- b) En la salida del canal de limpieza, las dimensiones serán:
- c) En la salida del desarenador, las dimensiones serán:



6.2.3. Tubería de presión

La tubería que va a conducir el agua desde la cámara de carga hasta la casa de máquinas, ya existe instalada con una tubería de las siguientes características:

- Material: Metálico, provisto de bridas, cubierto con pintura anticorrosiva.
- Diámetro interior 7"
- Espesor de plancha 1/2"

6.2.4. Válvulas hidráulicas

Para el control del flujo de agua, para la apertura y/o cerradura se utilizarán las válvulas tipo compuerta de 2".

6.2.5. Reducciones

Para reducir la tubería de 7" a 3" se utilizará una transición provista de bridas.

6.2.6. Codos

En los cambios de dirección de la tubería de presión se emplearán codos de 22°, 15°, 22°, 26°, 5°, 90°, todos provistos de bridas.

6.2.7. Tubería de descarga del sistema de bombeo

La tubería que sale desde la bomba hasta la estructura del rompepresiones será de material PVC clase 10 de diámetro de 3", provisto de:

- Válvulas tipo compuerta de 3" de diámetro.
- Codos 22°, 15°, 22°, 26°, 5°, 90° de 3" de diámetro.



6.2.8. Tubería de succión del sistema de bombeo

La tubería de succión será de material PVC clase 10 de diámetro de 4", conformado de:

- Válvula tipo alcachofa de succión, provista de coladera y válvula de pie.
- Codo de 90° de 4" de diámetro.
- Válvula tipo compuerta de 4" de diámetro.
- Bifurcación tipo yee de 4", para la desembocadura del agua cuando la turbomáquina funcione como turbina cuya cerradura llevará una válvula tipo compuerta.

6.2.9. Accesorios del rompepresiones.

Esta estructura estará conformada por los siguientes accesorios:

- Derivación en tee de 3"
- 2 válvulas tipo compuerta de 3"
- 3 codos de 90° de 3"
- Canastilla o coladera de salida de 3"
- 2 controladores de nivel tipo boya

B) MAQUINARÍA HIDRÁULICA Y ELÉCTRICA

6.2.10. Maquinaria Hidráulica

La Maquinaria hidráulica será una turbomáquina reversible, con características de bomba y turbina, siendo las partes principales:

- 1) Una carcasa que tiene la forma de voluta
- 2) El rodete provisto de 9 álabes
- 3) Sistema de transmisión mecánica



Como turbina:

- Potencia Generada: 20Kw o 27Hp
- Velocidad: 1670rpm
- Altura neta 29.4m
- Caudal 100l/s

Como bomba:

- Potencia requerida: 16Kw o 22 Hp
- Velocidad: 3540rpm
- Altura dinámica total 57m
- Caudal 20l/s

El sistema de transmisión de la turbomáquina estará constituido:

- Eje o árbol de 1”
- Dos rodamientos de 20 mm de diámetro interior
- Sello mecánico
- Dos poleas
- Otros accesorios complementarios

6.2.11. Maquinaria Eléctrica

La máquina eléctrica acoplada a eje indirecto a la turbomáquina será una máquina de inducción, para funcionar como motor y como generador.

Como motor:

- Motor tipo jaula de ardilla, para impulsar al rodete de la turbomáquina.
- Potencia nominal: 20Kw
- Velocidad síncrona: 3600rpm
- Velocidad de giro: 3540rpm



- Tensión nominal: 220V
- Frecuencia: 60Hz
- Sistema trifásico, conexión triángulo estrella

Como generador:

- Generador de inducción provisto de un banco de condensadores
- Potencia nominal: 20Kw
- Velocidad síncrona: 3600rpm
- Velocidad de giro: 3650rpm
- Tensión nominal: 220V
- Frecuencia: 60Hz

6.2.12. Sistema de Control y Protección

Para el control y protección se instalará un tablero eléctrico de control provisto de:

- Parada y arranque de la bomba
- Dispositivos o controladores de nivel de agua
- Dispositivos de protección de sobrecorriente
- Equipos de maniobra
- Otros accesorios

6.3. Especificaciones técnicas de montaje

Las presentes especificaciones técnicas de montaje están basadas en las prescripciones de la construcción nacional, normas extranjeras y normas de experiencia y del buen arte.

Deben respetarse de preferencia la seguridad y el buen funcionamiento de la instalación.



6.3.1. Construcción de la estructura hidráulica

Estas comprenden la construcción civil de la cámara de carga, desarenador, canales y rompedores que serán edificadas de acuerdo a los planos y utilizando la tecnología de construcción civil.

6.3.2. Montaje de la tubería de presión

A pesar de que ya está construida la tubería metálica existen dos partes que debe de modificarse:

- 1) A la salida de la cámara de carga.
- 2) Dentro de la sala de máquinas.

En lo que corresponde a la salida de la cámara de carga la tubería metálica deberá montarse respetando el diseño de los planos, en esta salida debe instalarse una chimenea de equilibrio o pozo de oscilación.

En lo que corresponde a la sala de máquinas, la instalación de la tubería deberá realizarse de acuerdo al diseño en donde la reducción de la tubería principal de 7" a 3" en la que deben instalarse las válvulas tipo compuerta hasta la entrada de la turbomáquina.

6.3.3. Montaje de la tubería de descarga de la bomba

La tubería de descarga que sale de la turbomáquina cuando esta funcione como bomba, se instalará en forma subterránea paralela a la tubería de presión dentro de una zanja cuya profundidad sea como mínimo de 30 cm y de ancho de 30 cm, cuyo relleno se hará con tierra del mismo terreno.



6.3.4. Montaje de las válvulas

- a) De 3 pulgadas: Estas válvulas se instalarán dos en la estructura del rompedores y otros dos a la salida de la turbomáquina según el diseño.
- b) De 4 pulgadas: Se ubicarán en el lado que corresponde a la tubería de succión.
- c) Válvula de pie: Se instalará al inicio de la tubería de succión.

6.3.5. Montaje de la turbomáquina

La turbomáquina se instalará sobre una base de concreto de 60x55x10cm, cuya cimentación deberá garantizar la estabilidad de la máquina. Su transmisión mecánica también tendrá un apoyo sobre concreto armado, respetando el diseño correspondiente.

6.3.6. Montaje de la máquina eléctrica

La máquina eléctrica que funcionará como motor generador se instalará paralelo a la turbomáquina, también en una base de concreto armado de 50x50x10cm, cuyo cableado será subterráneo mediante ductos desde la máquina hasta el tablero general, que a su vez será conectado a la red eléctrica instalada adecuadamente en la casa de máquinas.



CAPÍTULO VII

ANÁLISIS ECONÓMICO

7.1. Introducción

La Planta Hidráulica de Yucay permitirá satisfacer los requerimientos de luz y agua potable y de riego, durante los meses de avenida, y de agua potable durante los meses de estiaje en el año. En este capítulo se efectuará la comparación de los costos de instalación y de rentabilidad, de la planta con una turbina michell banki, la planta con una bomba que funcione como turbina y la planta con una turbomáquina reversible.

7.2. Metrado y Presupuesto

Se efectuó el metrado y el costo de la planta tanto de las instalaciones existentes como los nuevos equipos a instalar, los precios se expresarán en moneda nacional:

7.2.1. Metrado y Presupuesto de la Planta Hidráulica con una turbina Michell Banki



Tabla 7- 1: Medrado y Presupuesto con turbina Michell Banki

Medrado y Presupuesto para la Palnta Hidráulica de Yucay con Turbomáquina Reversible

Ejecucion:					
1.- ESTRUCTURA HIDRÁULICA DE SARENADOR, CÁMARA DE CARGA:					
Item	Unid.	Descripción	Cant.	Costo Unit. S/.	Sub Total S/.
1.1.	m3	Movimiento de Tierras	40.00	50.00	2000.00
1.2.	m3	Construcción del Concreto Armado	17.00	1264.71	21500.07
1.3.	jgo	Compuertas	2.00	3000.00	6000.00
1.4.	jgo	Rejilla	1.00	500.00	500.00
Total Parcial					30,000.07
2.- TUBERÍA DE PRESIÓN (solo lo correspondiente en la zona de la cámara de carga)					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit. S/.	Sub Total S/.
2.1.	m3	Movimiento de Tierras	17.00	50.00	850.00
2.2.	m3	Apoyos y Anclajes	0.50	326.21	163.11
2.3.		Tubería existente			0.00
Total Parcial					1,013.11
5.- MAQUINARIA					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit. S/.	Sub Total S/.
5.1.	Unid.	Grupo turbomáquina - máquina eléctrica	1.00	15000.00	20000.00
Total Parcial					20,000.00

6.- CASA DE MÁQUINAS

Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit. S/.	Sub Total S/.
6.1.	Unid.	Grupo turbomáquina - máquina eléctrica	1.00	15000.00	20000.00
Total Parcial					20,000.00

CONSOLIDADO DE COSTOS

Item	Descripcion	S/.
1	Costo total de la Instalación	71,013.18
2	Gastos Generales 10%	7,101.32
3	Imprevistos 7%	4,970.92
3	Utilidad 30%	21,303.95
4	TOTAL (No incluye Impuestos de Ley)	104,389.37
6	TOTAL	123179.45

Fuente. Propia



7.2.2. Metrado y Presupuesto de la Planta Hidráulica con una bomba como turbina

Tabla 7- 2: Metrado y Presupuesto con bomba como turbina

Metrado y Presupuesto para la Palnta Hidráulica de Yucaj con Turbomáquina Reversible					
Ejecucion:					
1.- ESTRUCTURA HIDRÁULICA DESARENADOR, CÁMARA DE CARGA Y ROMPEPRESIONES:					
Item	Unid.	Descripción	Cant.	Costo Unit.S/.	Sub TotalS/.
1.1.	m3	Movimiento de Tierras	80.00	50.00	4000.00
1.2.	m3	Construcción del Concreto Armado	34.00	1200.00	40800.00
1.3.	jgo	Compuertas	3.00	3000.00	9000.00
1.4.	jgo	Rejilla	1.00	500.00	500.00
Total Parcial					54,300.00
2.- TUBERÍA DE PRESIÓN (solo lo correspondiente en la zona de la cámara de carga)					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit.S/.	Sub TotalS/.
2.1.	m3	Movimiento de Tierras	17.00	50.00	850.00
2.2.	m3	Apoyos y Anclajes	0.50	326.21	163.11
2.3.		Tubería existente			0.00
Total Parcial					1,013.11
3.- TUBERÍA DE DESCARGA DE LA BOMBA					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit.S/.	Sub TotalS/.
3.1.	m3	Movimiento de Tierras	9.70	50.00	485.00
3.2.	m	Tubería PVC clase 10 de 3" de diámetro	110.00	21.54	2369.40
3.4.	Unid.	Valvula tipo compuerta de 3" de diámetro	4.00	105.00	420.00
3.5.	Unid.	Ángulos	5.00	15.60	78.00
3.6.	Unid.	Codos	1.00	22.10	22.10
Total Parcial					3,374.50
4.- TUBERÍA DE SUCCIÓN DE LA BOMBA					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit.S/.	Sub TotalS/.
4.1.	m3	Apoyo	0.13	326.21	40.78
4.2.	m	Tubería PVC clase 10 de 4" de diámetro	7.00	36.00	252.00
4.3.	Unid.	Válvula de pie y alcachofa	1.00	220.00	220.00
4.4.	Unid.	Válvula tipo compuerta	2.00	180.00	360.00
4.5.	Unid.	Codos	1.00	32.40	32.40
4.6.	Unid.	Yee	1.00	32.40	32.40
Total Parcial					905.18
5.- MAQUINARIA					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit.S/.	Sub TotalS/.
5.1.	Unid.	Grupo turbomáquina - máquina eléctrica	1.00	10000.00	10000.00
Total Parcial					10,000.00
6.- CASA DE MÁQUINAS					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit.S/.	Sub Total S/.
6.1.	Unid.	Casa de máquinas	1.00	15000.00	20000.00
Total Parcial					20,000.00
CONSOLIDADO DE COSTOS					
Item	Descripcion				S/.
1	Costo total de la Instalación				89,592.78
2	Gastos Generales 10%				8,959.28
3	Imprevistos 7%				6,271.49
3	Utilidad 30%				26,877.83
4	TOTAL (No incluye Impuestos de Ley)				131,701.39
6	TOTAL				155407.64

Fuente. Propia



7.2.3. Metrado y Presupuesto de la Planta Hidráulica con una turbomáquina reversible

Tabla 7- 3: Metrado y Presupuesto con turbobomba

Metrado y Presupuesto para la Palnta Hidráulica de Yucay con Turbomáquina Reversible					
Ejecucion:					
1.- ESTRUCTURA HIDRÁULICA DE SARENADOR, CÁMARA DE CARGA Y ROMPEPRESIONES:					
Item	Unid.	Descripción	Cant.	Costo Unit. S/.	Sub Total S/.
1.1.	m3	Movimiento de Tierras	80.00	50.00	4000.00
1.2.	m3	Construcción del Concreto Armado	34.00	1200.00	40800.00
1.3.	jgo	Compuertas	3.00	3000.00	9000.00
1.4.	jgo	Rejilla	1.00	500.00	500.00
Total Parcial					54,300.00
2.- TUBERÍA DE PRESIÓN (solo lo correspondiente en la zona de la cámara de carga)					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit. S/.	Sub Total S/.
2.1.	m3	Movimiento de Tierras	17.00	50.00	850.00
2.2.	m3	Apoyos y Anclajes	0.50	326.21	163.11
2.3.		Tubería existente			0.00
Total Parcial					1,013.11
3.- TUBERÍA DE DESCARGA DE LA BOMBA					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit. S/.	Sub Total S/.
3.1.	m3	Movimiento de Tierras	9.70	50.00	485.00
3.2.	m	Tubería PVC clase 10 de 3" de diámetro	110.00	21.54	2369.40
3.4.	Unid.	Valvula tipo compuerta de 3" de diámetro	4.00	105.00	420.00
3.5.	Unid.	Ángulos	5.00	15.60	78.00
3.6.	Unid.	Codos	1.00	22.10	22.10
Total Parcial					3,374.50
4.- TUBERÍA DE SUCCIÓN DE LA BOMBA					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit. S/.	Sub Total S/.
4.1.	m3	Apoyo	0.13	326.21	40.78
4.2.	m	Tubería PVC clase 10 de 4" de diámetro	7.00	36.00	252.00
4.3.	Unid.	Válvula de pie y alcachofa	1.00	220.00	220.00
4.4.	Unid.	Válvula tipo compuerta	2.00	180.00	360.00
4.5.	Unid.	Codos	1.00	32.40	32.40
4.6.	Unid.	Yee	1.00	32.40	32.40
Total Parcial					905.18
5.- MAQUINARIA					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit. S/.	Sub Total S/.
5.1.	Unid.	Grupo turbomáquina - máquina eléctrica	1.00	15000.00	15000.00
Total Parcial					15,000.00
6.- CASA DE MÁQUINAS					
Item	Unid.	Descripcion	Cant.	Costo Unit. S/.	Sub Total S/.
6.1.	Unid.	Casa de máquinas	1.00	15000.00	20000.00
Total Parcial					20,000.00



CONSOLIDADO DE COSTOS		
Item	Descripcion	S/.
1	Costo total de la Instalación	74,592.78
2	Gastos Generales 10%	7,459.28
3	Imprevistos 7%	5,221.49
3	Utilidad 30%	22,377.83
4	TOTAL (No incluye Impuestos de Ley)	109,651.39
6	TOTAL	129388.64

Fuente. Propia

7.3. Análisis de alternativas de instalación de la microcentral de Huachac, con fines de generación de energía

Solamente para fines de generación de energía, en el proyecto Huachac, efectuaremos un análisis de tres alternativas:

- 1° Utilizando una turbina michell banki de 25 KW de potencia nominal.
- 2° Una bomba hidráulica que funcione como turbina; de 25 KW de potencia nominal.
- 3° Una turbomáquina reversible de 25 KW de potencia nominal.

Todas ellas utilizando la tubería metálica instalada de 8 pulg. De diámetro con un caudal de 100 l/s y una altura neta de 39.83 m.

7.3.1. Determinación de costos de KWH instalado y KWH producido con la turbina michell banki

Datos de Cálculo:

- Potencia Nominal de la Turbomáquina: 32.21 KW
- Altura Neta: 32.85 m
- Caudal: 100 litros/s
- Rendimiento: 80%
- Coef. de Interés 16%
- Horas de trabajo anuales 2880
- Potencia Generada por la Turbina: Pg: 25.77 KW
- Costo de inst./KW de Pot. Inst.: $p=C.F/Pg$. 2755.65



Tabla 7- 4: Costos fijos y costos variables

h	i	p	C=ixp	g = ((i x p)/h) + C
300	16%	2755.65289	440.904463	1.469681542
500	16%	2755.65289	440.904463	0.881808925
1000	16%	2755.65289	440.904463	0.440904463
1500	16%	2755.65289	440.904463	0.293936308
2000	16%	2755.65289	440.904463	0.220452231
2500	16%	2755.65289	440.904463	0.176361785
2880	16%	2755.65289	440.904463	0.153091827
3000	16%	2755.65289	440.904463	0.146968154
3360	16%	2755.65289	440.904463	0.131221566

Fuente. Propia

7.3.2. Determinación de costos de KWH instalado y KWH producido con la bomba como turbina

Datos de Cálculo:

- Potencia Nominal de la Turbomáquina: 32.21 KW
- Altura Neta: 32.85 m
- Caudal: 100 litros/s
- Rendimiento: 40%
- Coef. de Interés: 16%
- Horas de trabajo anuales: 2880
- Potencia Generada por la Bomba: 12.88 KW
- Costo de inst./KW de Pot. Inst.: $p=C.F/Pg$. 6955.96

Tabla 7- 5: Costos fijos y costos variables

h	i	p	C=ixp	g = ((i x p)/h) + C
300	16%	6955.96128	1112.9538	3.709846014
500	16%	6955.96128	1112.9538	2.225907609
1000	16%	6955.96128	1112.9538	1.112953804
1500	16%	6955.96128	1112.9538	0.741969203
2000	16%	6955.96128	1112.9538	0.556476902
2500	16%	6955.96128	1112.9538	0.445181522
2880	16%	6955.96128	1112.9538	0.386442293
3000	16%	6955.96128	1112.9538	0.370984601
3360	16%	6955.96128	1112.9538	0.331236251

Fuente. Propia



7.3.3. Determinación de costos de KWH instalado y KWH producido con la turbomáquina reversible

Datos de Cálculo:

- Potencia Nominal de la Turbomáquina: 32.21 KW
- Altura Neta: 32.85 m
- Caudal: 100 litros/s
- Rendimiento: 80%
- Coef. de Interés: 16%
- Horas de trabajo anuales: 2880
- Potencia Generada por la Bomba: 22.55 KW
- Costo de inst./KW de Pot. Inst.: $p=C.F/Pg.$ 3307.88

Tabla 7- 6: Costos fijos y costos variables

h	i	p	C=i x p	$g = ((i \times p)/h) + C$
300	16%	3307.88387	529.261419	1.76420473
500	16%	3307.88387	529.261419	1.058522838
1000	16%	3307.88387	529.261419	0.529261419
1500	16%	3307.88387	529.261419	0.352840946
2000	16%	3307.88387	529.261419	0.26463071
2500	16%	3307.88387	529.261419	0.211704568
2880	16%	3307.88387	529.261419	0.183771326
3000	16%	3307.88387	529.261419	0.176420473
3360	16%	3307.88387	529.261419	0.157518279

Fuente. Propia

Efectuando los cálculos para encontrar el costo de potencia instalada y así mismo el costo de KW-h generado, cuyos resultados se muestran en los gráficos N°1 y N°2, donde se observa lo siguiente:



Figura 7- 1: Costo por KW instalado

Fuente. Propia



Comparado se observa que la bomba es menor que la reversible y está a la vez es menor que la michell banki, lo que implica en cuanto a costos de instalación, resultaría conveniente utilizar una bomba hidráulica como turbina.

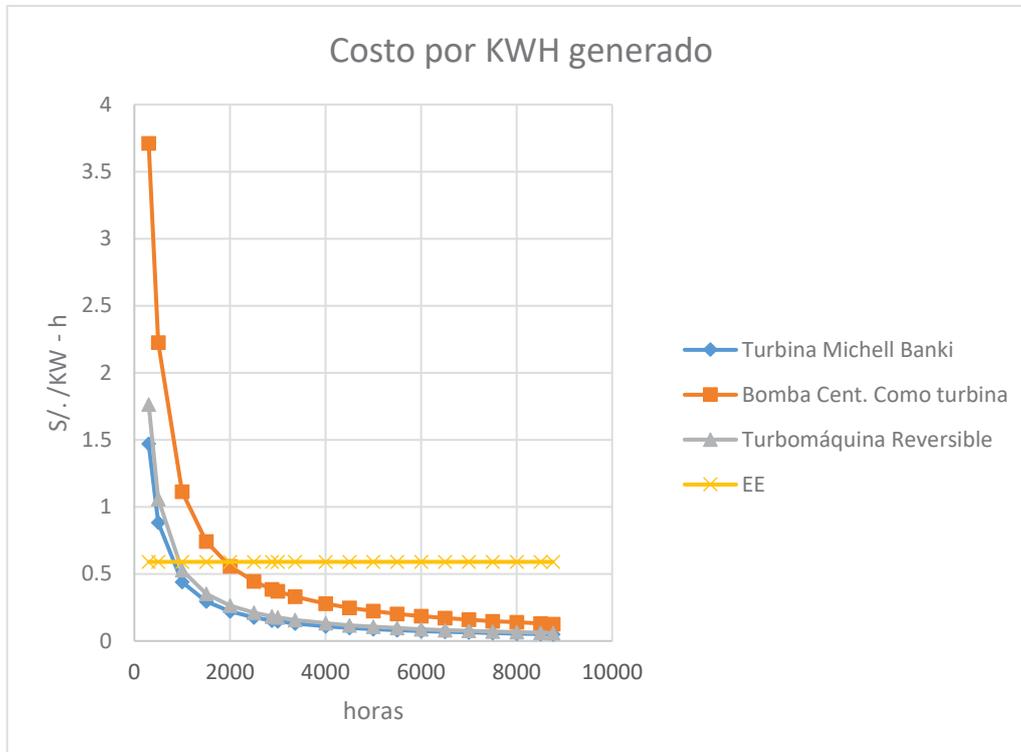


Figura 7- 2: Costo por KWH generado

Fuente. Propia

En cambio, en el análisis de costos de KW-h generado, se observa que la turbina michell banki y la turbomáquina reversible tiene menor costo que la bomba como turbina, y a su vez entre la michell banki y la turbmáquina reversible, esta última es un poco inferior su costo de generación.

Con lo que se demuestra que la turbomáquina reversible funcionando como turbina tiene un costo de instalación y costo de generación menor que de la michell banki, además la turbomáquina reversible está preparada para funcionar como bomba en época de sequía, por lo tanto, la mejor alternativa sería seleccionar una turbomáquina reversible que funcione como turbina para generación de energía y como bomba para elevar el agua.



Finalmente utilizar una bomba como turbina, solo generaría un 40% de su potencia nominal.

7.4. Cálculo de los indicadores económicos VAN y TIR

Datos de Cálculo:

- Tasa de Interés	:	16%
- Vida Útil de la planta	:	15 años
- Gastos de Inversión	:	
- Valor Residual de la Planta	:	
- Costos de Mantenimiento y Operación	:	3%xC.I.=4050
- Egresos Corrientes Totales	:	
- Ingresos del Proyecto de Inversión	:	
- Precio unitario de venta por KWH	:	S/. 0.5918/KWH



7.4.1. Análisis de sensibilidad de la turbina Michell Banki

FLUJO DE CAJA																
RUBROS	AÑOS															
	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
INGRESOS	S/. 0.00	S/. 32,364.00	S/. 49,864.00													
INGRESOS POR VENTA DE ENERGÍA	S/. 0.00	S/. 32,364.00														
VALOR RESIDUAL DE ACTIVOS EN LIBROS																S/. 17,500.00
EGRESOS	S/. 75,700.00	S/. 25,907.92														
INVERSION	S/. 75,700.00	S/. 0.00														
COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	S/. 0.00	S/. 12,332.92														
GASTOS ADMINISTRATIVOS	S/. 0.00	S/. 12,500.00														
GASTOS DE VENTAS	S/. 0.00	S/. 75.00														
DEPRECIACION	S/. 0.00	S/. 1,000.00														
FLUJO EFECTIVO ANTES DE IMPUESTOS	-S/. 75,700.00	S/. 6,456.08	S/. 23,956.08													
IMPUESTOS		S/. 1,807.70	S/. 6,707.70													
FLUJO CAJA ECONOMICO	-S/. 75,700.00	S/. 4,648.38	S/. 17,248.38													
PRESTAMO	S/. 75,700.00	S/. 0.00														
AMORTIZACION	S/. 0.00	S/. 2,200.24	S/. 2,442.26	S/. 2,710.91	S/. 3,009.11	S/. 3,340.12	S/. 3,707.53	S/. 4,115.36	S/. 4,568.05	S/. 5,070.53	S/. 5,628.29	S/. 6,247.40	S/. 6,934.62	S/. 7,697.43	S/. 8,544.14	S/. 9,484.00
INTERESES	S/. 0.00	S/. 8,327.00	S/. 8,084.97	S/. 7,816.32	S/. 7,518.12	S/. 7,187.12	S/. 6,819.71	S/. 6,411.88	S/. 5,959.19	S/. 5,456.71	S/. 4,898.95	S/. 4,279.83	S/. 3,592.62	S/. 2,829.81	S/. 1,983.10	S/. 1,043.24
FLUJO DE CAJA FINANCIERO	S/. 0.00	-S/. 5,878.86	-S/. 6,721.14													

TASA SOCIAL DE DESCUENTO	8%
VANE	S/. -31,940.24
VANF	-S/. 46,347.92
TIR	1%

Figura 7- 3: Flujo de caja con turbina Michell Banki



7.4.2. Análisis de sensibilidad de la bomba como turbina

FLUJO DE CAJA																	
RUBROS	AÑOS																
	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033	
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
INGRESOS	S/. 0.00	S/. 99,591.12	S/. 96,675.12	S/. 117,750.12													
INGRESOS POR VENTA DE ENERGÍA	S/. 0.00	S/. 12,636.00	S/. 9,720.00														
VALOR RESIDUAL DE ACTIVOS EN LIBROS																	S/. 21,075.00
INGRESO POR VENTA DE AGUA	S/. 0.00	S/. 86,955.12															
EGRESOS	S/. 89,592.78	S/. 78,837.85															
INVERSION	S/. 89,592.78	S/. 0.00															
COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	S/. 0.00	S/. 48,157.85															
GASTOS ADMINISTRATIVOS	S/. 0.00	S/. 30,000.00															
GASTOS DE VENTAS	S/. 0.00	S/. 180.00															
DEPRECIACION	S/. 0.00	S/. 500.00															
FLUJO EFECTIVO ANTES DE IMPUESTOS	-S/. 89,592.78	S/. 20,753.27	S/. 17,837.27	S/. 38,912.27													
IMPUESTOS		S/. 5,810.92	S/. 4,994.44	S/. 10,895.44													
FLUJO CAJA ECONOMICO	-S/. 89,592.78	S/. 14,942.36	S/. 12,842.84	S/. 28,016.84													
PRESTAMO	S/. 89,592.78	S/. 0.00															
AMORTIZACION	S/. 0.00	S/. 2,604.04	S/. 2,890.48	S/. 3,208.43	S/. 3,561.36	S/. 3,953.11	S/. 4,387.95	S/. 4,870.63	S/. 5,406.40	S/. 6,001.10	S/. 6,661.22	S/. 7,393.95	S/. 8,207.29	S/. 9,110.09	S/. 10,112.20	S/. 11,224.54	S/. 11,224.54
INTERESES	S/. 0.00	S/. 9,855.21	S/. 9,568.76	S/. 9,250.81	S/. 8,897.88	S/. 8,506.13	S/. 8,071.29	S/. 7,588.62	S/. 7,052.85	S/. 6,458.14	S/. 5,798.02	S/. 5,065.29	S/. 4,251.95	S/. 3,349.15	S/. 2,347.04	S/. 1,234.70	S/. 1,234.70
FLUJO DE CAJA FINANCIERO	S/. 0.00	S/. 2,483.11	S/. 383.59	S/. 15,557.59													

TASA SOCIAL DE DESCUENTO	8%
VANE	S/. 27,062.68
VANF	S/. 10,010.84
TIR	13%

Figura 7- 4: Flujo de caja con la bomba como turbina



7.4.3. Análisis de sensibilidad de la turbomáquina reversible

FLUJO DE CAJA																
RUBROS	AÑOS															
	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
INGRESOS	S/. 0.00	S/. 128,115.99	S/. 145,615.99													
INGRESOS POR VENTA DE ENERGÍA	S/. 0.00	S/. 41,160.87														
VALOR RESIDUAL DE ACTIVOS EN LIBROS																S/. 17,500.00
INGRESO POR VENTA DE AGUA	S/. 0.00	S/. 86,955.12														
EGRESOS	S/. 74,592.78	S/. 79,337.85														
INVERSION	S/. 74,592.78	S/. 0.00														
COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	S/. 0.00	S/. 48,157.85														
GASTOS ADMINISTRATIVOS	S/. 0.00	S/. 30,000.00														
GASTOS DE VENTAS	S/. 0.00	S/. 180.00														
DEPRECIACION	S/. 0.00	S/. 1,000.00														
FLUJO EFECTIVO ANTES DE IMPUESTOS	-S/. 74,592.78	S/. 48,778.15	S/. 66,278.15													
IMPUESTOS		S/. 13,657.88	S/. 18,557.88													
FLUJO CAJA ECONOMICO	-S/. 74,592.78	S/. 35,120.26	S/. 47,720.26													
PRESTAMO	S/. 74,592.78	S/. 0.00														
AMORTIZACION	S/. 0.00	S/. 2,168.06	S/. 2,406.54	S/. 2,671.26	S/. 2,965.10	S/. 3,291.26	S/. 3,653.30	S/. 4,055.17	S/. 4,501.23	S/. 4,996.37	S/. 5,545.97	S/. 6,156.03	S/. 6,833.19	S/. 7,584.84	S/. 8,419.17	S/. 9,345.28
INTERESES	S/. 0.00	S/. 8,205.21	S/. 7,966.72	S/. 7,702.00	S/. 7,408.16	S/. 7,082.00	S/. 6,719.96	S/. 6,318.10	S/. 5,872.03	S/. 5,376.89	S/. 4,827.29	S/. 4,217.24	S/. 3,540.07	S/. 2,788.42	S/. 1,954.09	S/. 1,027.98
FLUJO DE CAJA FINANCIERO	S/. 0.00	S/. 24,747.00	S/. 37,347.00													

TASA SOCIAL DE DESCUENTO	8%
VANE	S/. 229,990.42
VANF	S/. 215,793.48
TIR	47%

Figura 7- 5: Flujo de caja con la turbomáquina reversible



ANÁLISIS

Comparando los cuadros anteriores, que expresan los estados financieros de las tres alternativas, se observa que:

1. Utilizando una turbina Michell Banki, para generar energía eléctrica en la planta de Huachac, resulta que el VAN es –S/. 46,347.92 y la TIR es de 1%. Este resultado se debe al alto costo de la máquina y bajos ingresos que ocurren en solo 5 meses.
2. Empleando una bomba hidráulica centrífuga, como turbina, su VAN correspondiente es S/. 10,010.84 y la TIR es de 13%. Este aumento de valores se debe a que esta máquina se pondrá en servicio todo el año, solo que como generador producirá solo la cuarta parte de la turbina michell banki.
3. Utilizando una turbomáquina reversible, el VAN resulta S/. 215,793.48 y la TIR de 47%, estos resultados son mayores que los anteriores, debido a que esta máquina se utilizará todo el año, los primeros meses como generador y los últimos como bomba, a pesar de que su rendimiento como turbina, referente a la Michell Banki es algo menor.

Del análisis anterior, se concluye, que la tercera alternativa cuyo VAN es mayor que cero y cuya TIR es mayor que la tasa de interés, así como también es mayor que las tres alternativas. Se seleccionará como alternativa el empleo de una Turbomáquina Reversible.



CONCLUSIONES

De acuerdo a los estudios realizados en el presente trabajo, se llegó a las siguientes conclusiones:

Primero: Es posible diseñar y construir una planta hidráulica con fines de bombeo y generación de energía, con una potencia nominal de 20KW, en vista de que existe en la zona de Huachac agua subterránea que se desperdicia, para bombear y resolver la escasez de agua en la agricultura y agua potable, así mismo utilizar el exceso de agua durante la época de lluvia que baja del río San Juan para fines de generación de energía.

Segundo: En la actualidad en el distrito de Yucay en la zona de Huachac existe una tubería de presión instalada de 8" de diámetro y una electrobomba centrífuga de 48HP, 220V y 3540rpm. Dicha estructura no funciona desde hace unos 30 años, por falta de energía eléctrica, como también por la sobredimensión de la tubería. Con este estudio se desea poner en funcionamiento la tubería con fines de generación de energía, así mismo se desea ampliar la estructura hidráulica para fines de bombeo y generación de energía. Lo concerniente a la electrobomba, darle la utilización correspondiente.

Tercero: Según la investigación bibliográfica y la información técnica a nivel mundial, es posible diseñar y construir una turbomáquina reversible, o sea que pueda funcionar como bomba y como turbina de acuerdo al flujo de fluido que pasa por la máquina, y una de estas máquinas hidráulicas que se prestan para este objetivo son las bombas centrífugas que funcionan cuando el fluido atraviesa por la máquina de adentro hacia afuera, y puedan funcionar como turbina cuando el fluido atraviesa de afuera hacia adentro.

En el presente estudio, se ha efectuado los cálculos y diseños correspondientes para que una bomba centrífuga pueda funcionar tanto como bomba y turbina adecuando un difusor para bomba y una tobera para turbina en el mismo estator.



Cuarto: Así mismo la máquina eléctrica que debe acoplarse a la turbomáquina reversible puede ser también reversible, funcionando como motor y generador, en el mismo sentido de giro para ambos casos.

Las máquinas eléctricas comerciales que pueden acoplarse a la turbomáquina, pueden ser:

Máquinas de Corriente Continua, Máquinas Síncronas y Máquinas de Inducción.

La máquina eléctrica seleccionada para el acoplamiento, se ha visto por conveniente que deben ser las máquinas de inducción debido a que en la mayoría de los casos las bombas centrífugas son accionados por motores de inducción y de alta velocidad (2 polos), por ser estas fáciles de encontrar en el mercado y de menor costo.

Las máquinas de inducción se pueden convertir a generadores simplemente impulsando con una velocidad de giro mayor que la síncrona y adicionando un banco de condensadores para proporcionar potencia reactiva de excitación.

Quinto: Utilizando la turbomáquina reversible acoplada con la máquina eléctrica reversible, o sea un grupo formado por una sola máquina hidráulica y una sola máquina eléctrica, los costos fijos y de operación serán más económicos, así mismo la contaminación ambiental será nula durante el funcionamiento de la planta.

Sexto: Efectuando una evaluación económica, de tres alternativas tales como el uso de una turbina Michell Banki, el empleo de una bomba hidráulica y una turbomáquina reversible, se ha llegado al siguiente resultado, que los indicadores económicos para la turbina Michell Banki no son rentables, con un VAN de -S/. 46,347.92 y un TIR de 1%, la bomba hidráulica nos da un VAN de S/. 10,010.84 y un TIR de 13%, si bien es cierto es un rentable. Pero con la turbomáquina reversible, se obtuvo un VAN de S/. 215,793.48, mayor que el de los anteriores y un TIR de 47%, lo que quiere decir que una buena opción sería utilizar una turbomáquina reversible, cuya máquina debe ser debidamente diseñada y construida para obtener resultados satisfactorios.

Sétimo: Utilizando como caudal de diseño para el sistema de bombeo 20 litros/s, quedará el resto de agua subterránea en el humedal, de esta manera este no se



secará, así mismo la fauna y la flora de dicha zona seguirá manteniendo su característica actual.

Del mismo modo cuando la planta funcione como generación de energía, las aguas turbinadas incrementarán la naturaleza de humedad, como consecuencia aumentará la flora y la fauna del lugar; para lo cual la turbomáquina debe ser construida de material inoxidable.



RECOMENDACIONES

Para el diseño y construcción definitiva de esta planta se recomienda:

Primero: Efectuar ampliamente los trabajos de aforo tanto del río de Huachac como del nevado de San Juan.

Segundo: Realizar estudios más detallados sobre el requerimiento de agua tanto para la agricultura como para agua potable.

Tercero: Se recomienda efectuar proyectos de desarrollo agroindustrial tanto en el mismo lugar de Huachac como, por ejemplo: piscigranjas, parques recreativos, museos de productos agrícolas, como también en la misma localidad de Yucay centros agropecuarios (granjas y plantas industriales para transformación de productos de la zona).

Cuarto: Referente a la turbomáquina reversible, con el objeto de perfeccionamiento, se recomienda efectuar un estudio analítico y experimental, efectuando los cálculos hidráulicos, mecánicos, especialmente de los esfuerzos intervinientes, vibraciones y otros aspectos de diseño, ya que este tipo de máquina aún no está generalizado.

Quinto: Se recomienda instalar una subestación eléctrica en el mismo lugar de la zona de Huachac, con el fin de comprar energía para el funcionamiento de la bomba, como para vender energía cuando funcione como turbina y una ampliación de una red de mediana tensión de 22.9 KV (Anexo PH-18).

Sexto: Desarrollar el estudio del problema ambiental que trata de no ocasionar problemas ecológicos por el uso del recurso hidráulico mediante la planta hidráulica con fines de bombeo y generación eléctrica.



BIBLIOGRAFÍA

descom, c. d. (20 de junio de 2018). *DIMENSIONADO DE BOMBAS CENTRIFUGAS*. Obtenido de descom: <http://descom.jmc.utfsm.cl/sgeywitz/sub-paginas/Piping/dimensionado%20de%20bombas.htm>

Enriquez Harper, G. (s.f.). *Centrales Hidroeléctricas I*. Mexico: LIMUSA.

Gonzales Perez, J., & Martinez de la Calle, J. (27 de Julio de 2013). *InSlideShare*. Obtenido de InSlideShare Web site: <https://es.slideshare.net/themaurocobo/10turbomaquinas>

González Pérez, J., & Martínez de la Calle, J. (enero de 2006). *Turbomáquinas*. Obtenido de SlideShare: <https://es.slideshare.net/themaurocobo/10turbomaquinas>

Mataix, C. (1982). *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. México D.F.: Alfaomega.

Muñoz, J., & Santos, R. (2014). *Guía de Turbomáquinas*. Mérida: Universidad de los Andes.

Polo Encinas, M. (1976). *Turbomáquinas Hidráulicas*. Mexico: LIMUSA.

Quispe Moreno, G., & Luna Kancha, O. (2018). *Estudio de factibilidad de la mini central hidroeléctrica de nuevo Paraíso - Echarati la Convención*. Cusco: UNSAAC.

SALUD, O. P. (1966). *Bombas para agua potable*. Washington D.C.: ORGANIZACION MUNDIAL DE LA SALUD.

Viejo Zubicaray, M., & Alonso Palacios, P. (1977). *Energía Hidroeléctrica*. Mexico: LIMUSA.

Viloria, M. (10 de julio de 2011). *Turbomáquinas, concepto, clasificación*. Obtenido de Scribd: <https://es.scribd.com/doc/59744295/TURBOMAQUINAS-Conepto-clasificacion>

Wikipedia, c. d. (10 de marzo de 2018). *Bomba centrífuga*. Obtenido de Wikipedia, La enciclopedia libre.:



https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Bomba_centrocentrifuga&oldid=106126757

Wikipedia, c. d. (14 de diciembre de 2018). *Turbina hidráulica*. Obtenido de Wikipedia, La enciclopedia libre.: https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Turbina_hidráulica&oldid=112667810

Wikipedia, c. d. (2018 de noviembre de 9). *NPSH*. Obtenido de Wikipedia, La enciclopedia libre.: <https://es.wikipedia.org/w/index.php?title=Especial:Citar&page=NPSH&id=111888705>

Zoppetti Júdez, G. (1979). *Centrales Hidroeléctricas*. Barcelona: Gustavo Gili S.A.

Giles, R. (1969). *Mecánica de los Fluidos e Hidráulica (Segunda Edición)*. México: Libros McGraw-Hill.

Nosaki, T. (1977). *Guía para la elaboración de estudios preliminares de factibilidad de centrales hidroeléctricas de mediana o de gran capacidad (1980 Edición)*. Lima, Perú: INIE.

Enriquez, G. *Elementos de Centrales Eléctricas I (Preedición)*. México: Editorial Limusa.

Rivero, E. y Cruz, R. (2014). *Proyecto de rehabilitación de la planta de bombeo de Yucay (Pregrado)*. UNSAAC. Cusco, Perú.

Calvo, G. (1982). *Proyecto de Electrificación de la cooperativa agraria de producción "José Zúñiga Letona" de Huaran Ltda. N° 001 B-VII Calca – Cusco (Pregrado)*. UNSAAC. Cusco, Perú.

Zamora, B. & Viedma, A. (2016). *Máquinas Hidráulicas (Primera Edición)*. Colombia, Cartagena: rai UPCT Ediciones.

Quantz, L. (1976). *Motores Hidráulicos (Sexta Edición)*. España, Barcelona: Editorial Gustavo Gili, S.A.

Hicks, T. (1977). *Bombas (Decimasegunda impresión)*. Colombia, Bogotá: Compañía Editorial Continental S.A. México.

Golden, F. & Batres de la Vega, L. & Terrones, G. (1991). *Termofluidos, Turbomáquinas y Máquinas Térmicas (Primera Edición)*. México: Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. México.



- Hori, J. (1990). Diseño de Elementos de Máquinas (Octava Edición). Perú, Lima: CEFIM.
- Hall, A. & Holowenko, A. & Laughlin, H. (1971). Teoría y Problemas de Diseño de Máquinas (Primera Edición). Colombia: McGraw Hill, INC, USA.
- Budynas, R & Nisbett, K. (2012). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley (Novena Edición). México: McGraw Hill, INC, USA.
- Mott, R. (2006). Diseño de Elementos de Maquinas (Cuarta Edición). México: PEARSON Prentice Hall.
- Kostenko, M. & Piotrovsky, L. (1968). Máquinas Eléctricas. España: Montaner y Simón S.A.
- Kosow, I.L. (1990). Máquinas Eléctricas y Transformadores. España: Editorial Reverté S.A.
- Rosenberg, R. (1980). Reparación de Motores Eléctricos Parte I (Séptima Edición). México D.F.: G. Gili, S.A.
- Enriquez Harper, G. (1988). El ABC de las Máquinas Eléctricas III. Instalación y Control de Motores de Corriente Alterna (Primera Edición). México: LIMUSA.
- Sapag Chain, N. (2011). Proyectos de Inversión Formulación y Evaluación (Segunda Edición). Chile: Pearson Educación.
- Coss Bu, R. (1955). Análisis y Evaluación de Proyectos de Inversión (Segunda Edición). México D.F.: LIMUSA.
- Sapag Chain, N. & Sapag Chain, R. (2008). Preparación y Evaluación de Proyectos (Quinta Edición). Colombia, Bogotá: McGraw Hill.
- Hernández Sampieri, R. & Fernández Collado, C. & Baptista Lucio, P. (2010). Metodología de la Investigación (Quinta Edición). México: McGraw Hill.
- Cegarra Sánchez, J. (2004). Metodología de la Investigación Científica y Tecnológica (Primera Edición): Ediciones Díaz de Santos.



ANEXOS



ANEXO 01

PLAN DE MANTENIMIENTO

1. Mantenimiento de las estructuras hidráulicas de la planta

1.1. Del desarenador

qqqqq

Para evitar la acumulación de arenilla o sedimento en la base de la estructura se efectuará mensualmente una limpieza desfogando el lodo, de tal forma que a la cámara de carga debe de ingresar relativamente aguas limpias.

1.2. De la cámara de carga

Para evitar la acumulación de basura y otros cuerpos extraños las rejillas de esta estructura se limpiarán en lo posible diariamente, de tal forma que las aguas ingresarán a la tubería de presión y por consiguiente a la turbina aguas limpias.

1.3. Rompepresiones

Se observará diariamente el funcionamiento del equipo de control de niveles de agua.

1.4. Tubería de presión y tubería de descarga

Se inspeccionará cada fin de mes todo o cualquier anomalía que se presente, como por ejemplo los filtros.

2. Mantenimiento del sistema electromecánico

En el grupo turbomáquina hidráulica y máquina eléctrica, se verificará diariamente el funcionamiento normal, dándole prioridad a los rodamientos y la transmisión mecánica, esta operación debe realizarse tarde y mañana.



3. Mantenimiento en el sistema eléctrico

El tablero de control se inspeccionará diariamente con el objeto de verificar su normal funcionamiento.

Para el plan de mantenimiento se requerirá un personal idóneo especializado, como mínimo un técnico por turno que inspeccione la parte hidráulica y la parte electromecánica.

Para efectuar un mantenimiento general, será necesario una parada de la planta con fines de verificación especializada total y esta actividad debe realizarse por lo menos dos veces al año.



ANEXO 02
MATRIZ DE CONSISTENCIA



	PROBLEMA	OBJETIVO	HIPÓTESIS	VARIABLES E INDICADORES	METODOLOGÍA
GENERAL	¿Es posible solucionar la escasez de agua durante la época de estiaje y la abundancia de la misma durante la época de avenida, con el diseño de una planta hidráulica con fines de bombeo y generación de energía eléctrica, utilizando una turbomáquina reversible de potencia de 20 KW ubicada en el distrito de Yucay?	Diseñar una planta hidráulica con fines de bombeo y generación de electricidad, utilizando una turbomáquina reversible de potencia de 20 KW ubicado en la zona Huachac del distrito de Yucay	El diseño de una planta hidráulica con fines de bombeo y generación de energía eléctrica, utilizando una turbomáquina reversible de potencia de 20 KW, permitirá efectuar bombeo en la época de estiaje y generación de energía eléctrica en época de avenida	VARIABLE INDEPENDIENTE: 1. Caudal de agua disponible en cámara de carga para funcionamiento como turbina. Q (m^3/s) 2. Volumen de agua disponible en el pozo de succión para funcionamiento como bomba. V (m^3) 3. Altura geodésica disponible. H (m) 4. Eficiencia de la turbomáquina reversible. η (%)	Tipo de la investigación El presente trabajo corresponde a una investigación de ingeniería aplicada. Procedimiento de la investigación <ul style="list-style-type: none"> Recopilación de la información técnica acerca del diseño y construcción de este tipo de máquina, utilizando conocimientos científicos de ingeniería hidráulica y diseño de máquinas. Determinar el dimensionamiento de la turbomáquina reversible para adaptar a las características topográficas e hidráulicas de la zona de Huachac. Diseñar y calcular las dimensiones de la turbomáquina a instalarse en la zona de Huachac. Complementar las estructuras necesarias para el funcionamiento de la turbomáquina en la zona de Huachac. Efectuar los costos y presupuestos, así como el funcionamiento de la nueva planta con la turbomáquina reversible.
TÉCNICO	¿Es posible diseñar una planta hidráulica que opere en condición de bombeo durante la escasez de agua y generación de energía eléctrica durante la abundancia de agua?	Diseñar la planta hidráulica que opere en condición de bombeo durante el exceso de agua y generación de energía eléctrica durante la abundancia de agua.	El diseño de la planta hidráulica, permitirá que opere en condición de bombeo durante el exceso de agua y generación de energía eléctrica durante la abundancia de agua.	VARIABLE INTERVINIENTE: Turbomáquina hidráulica reversible VARIABLE DEPENDIENTE: Planta hidráulica de generación y bombeo de 20 KW de potencia. P_e (KW)	
	¿Es viable diseñar una turbomáquina reversible que pueda funcionar como bomba de agua y como turbina hidráulica para generar energía?	Diseñar una turbomáquina reversible para bombear agua en la época de estiaje y generar energía en época de avenida.	El diseño de la turbomáquina reversible, permitirá bombear agua en época de estiaje y generar energía en época de avenida.		



	¿Es factible utilizar una misma máquina eléctrica que funcione como generador, cuando la turbomáquina opere como turbina, y funcione como motor primo cuando la turbomáquina opere como bomba?	Utilizar una misma máquina eléctrica que funcione como generador, cuando la turbomáquina opere como turbina, y motor primo cuando la turbomáquina opere como bomba.	La utilización de una misma máquina eléctrica, permitirá funcione como generador, cuando la turbomáquina opere como turbina, y motor primo cuando la turbomáquina opere como bomba.		
ECONÓMICO	¿Es viable disminuir los costos fijos de instalación y los costos de generación de la planta hidráulica?	Efectuar un análisis técnico económico de los costos de instalación y los costos de generación entre las alternativas de generación y bombeo seleccionadas a fin de elegir la mejor opción.	Los costos fijos de instalación y los costos de generación de la planta hidráulica, disminuirán en comparación con otras instalaciones convencionales.		



ANEXO 03
FOTOS

Funcionamiento de la turbomáquina reversible como turbina









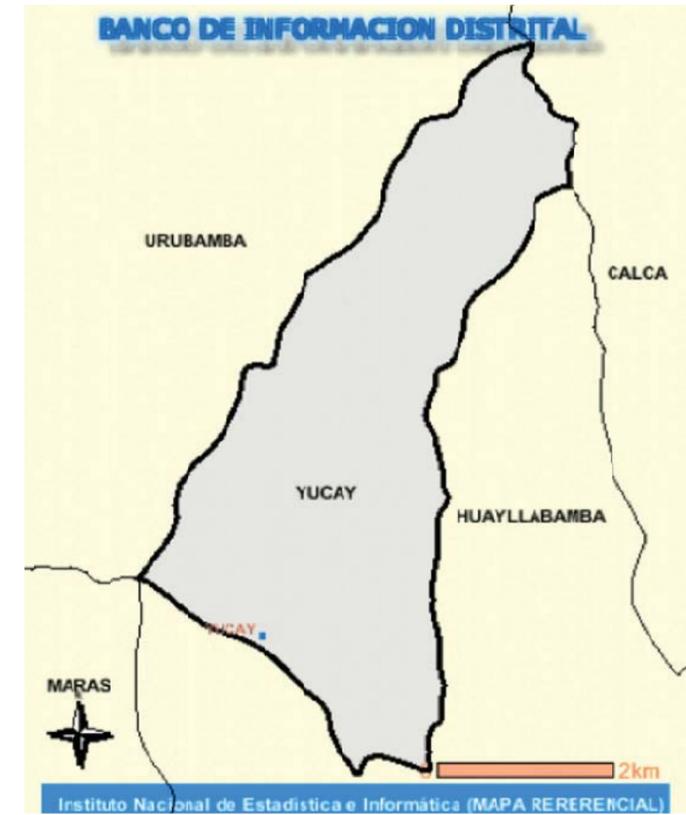
Funcionamiento de la turbomáquina reversible como bomba







ANEXO 04
PLANOS



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRAÚLICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY

TESIS DE GRADO	PLANO DE UBICACIÓN		
	PROYECTISTA: Br. Flor de Liz Calvo Solís	DEPARTAMENTO: CUSCO PROVINCIA : URUBAMBA DISTRITO : YUCAY	ESCALA: 1:100 FECHA: MAYO 2018

INSTALACIONES EXISTENTES DE LA PLANTA DE BOMBEO ACTUAL DE HUACHAC

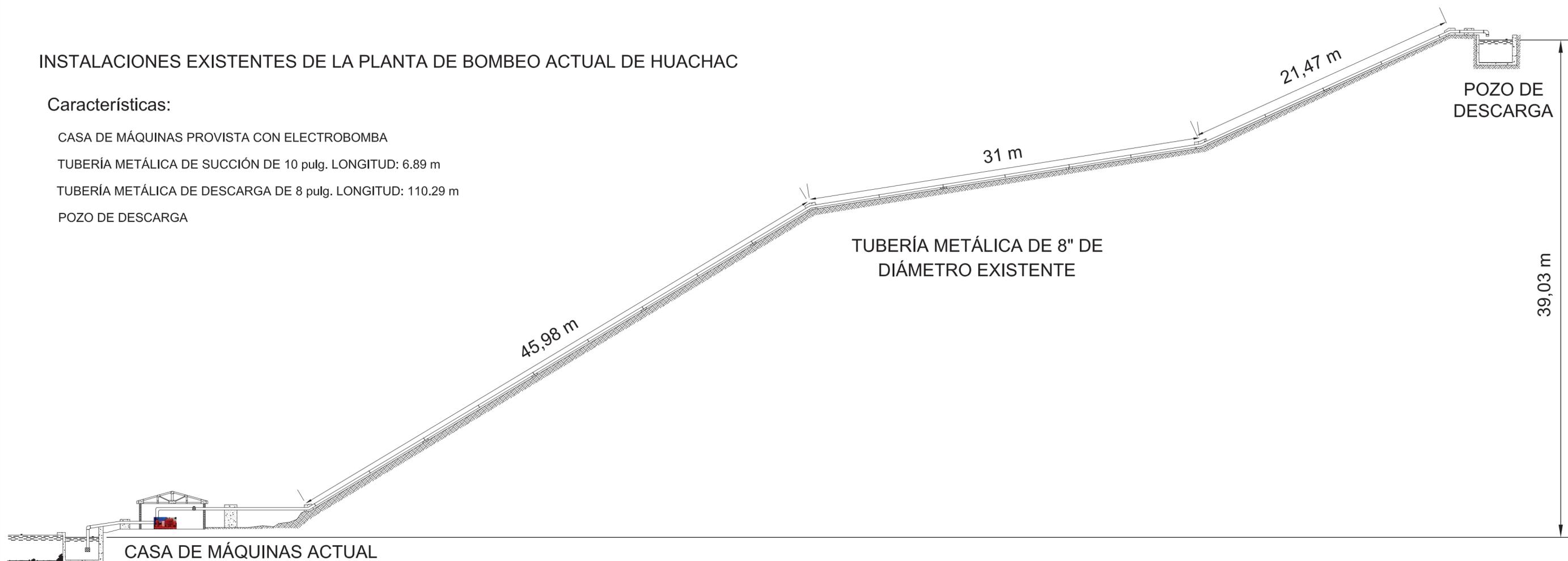
Características:

CASA DE MÁQUINAS PROVISTA CON ELECTROBOMBA

TUBERÍA METÁLICA DE SUCCIÓN DE 10 pulg. LONGITUD: 6.89 m

TUBERÍA METÁLICA DE DESCARGA DE 8 pulg. LONGITUD: 110.29 m

POZO DE DESCARGA



En la casa de máquinas existe una electrobomba:

POTENCIA: 48 HP (35.8 kW)

TENSIÓN: 220/440 V

VELOCIDAD DE GIRO: 3540 rpm

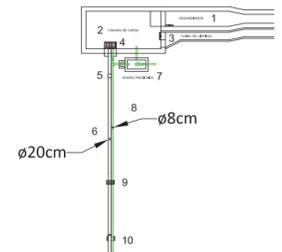
FRECUENCIA: 60 Hz

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA,
UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE
YUCAY**

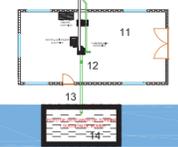
TESIS DE GRADO	PLANTA ACTUAL DE BOMBEO DE HUACHAC		
PROYECTISTA: Br. Flor de Liz Calvo Solís	DEPARTAMENTO: CUSCO PROVINCIA : URUBAMBA DISTRITO : YUCAY	ESCALA: 3:1 FECHA: MAYO 2018	PLANO N°: PH - 02



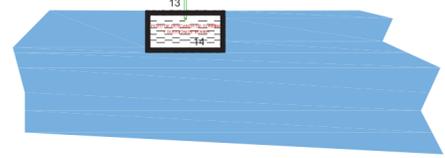
TUBERÍA METÁLICA DE PRESIÓN PARA TURBINA



TUBERÍA PVC DE DESCARGA DE LA BOMBA



CASA DE MÁQUINAS

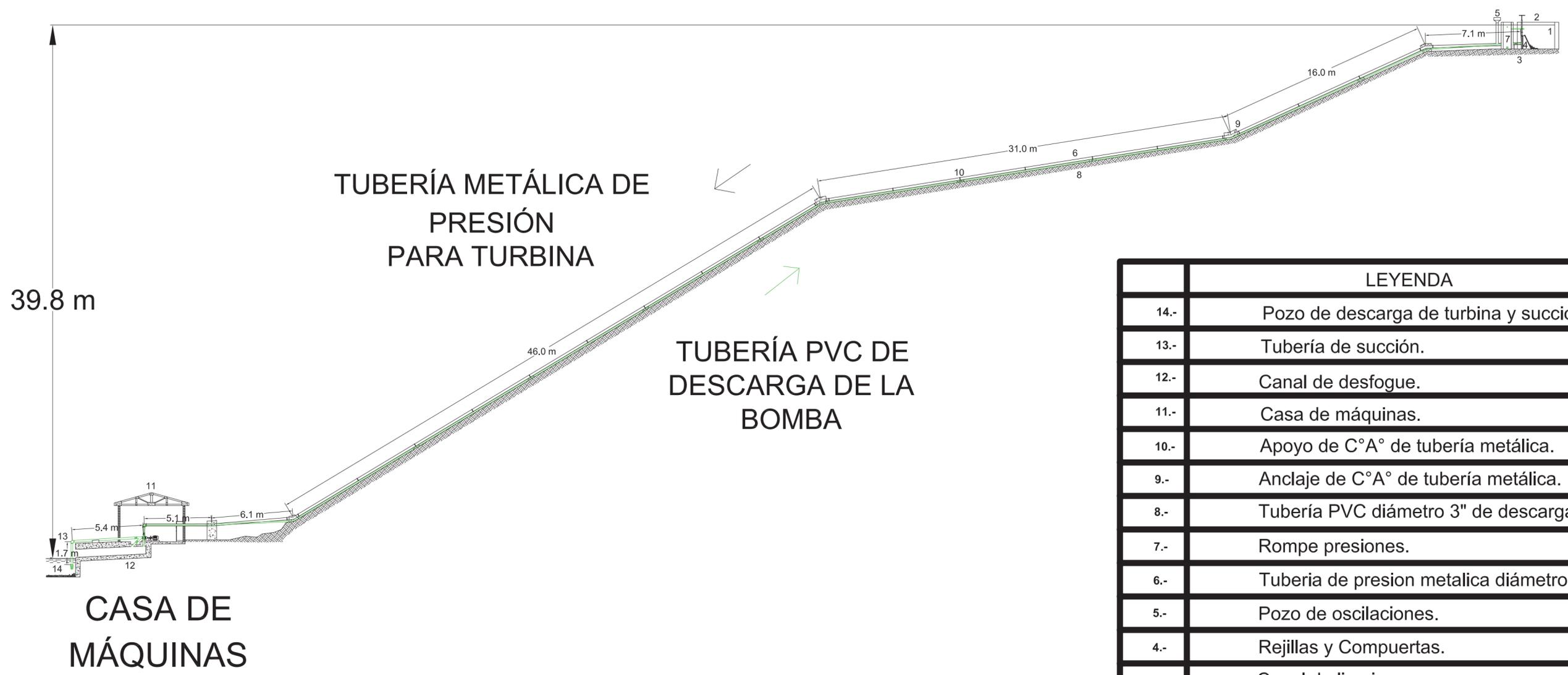


LEYENDA	
14.-	Pozo de descarga de turbina y succión de bomba.
13.-	Tubería de succión.
12.-	Canal de desfogue.
11.-	Casa de máquinas.
10.-	Apoyo de C°A° de tubería metálica.
9.-	Anclaje de C°A° de tubería metálica.
8.-	Tubería PVC diámetro 3" de descarga de bomba.
7.-	Rompe presiones.
6.-	Tubería de presión metálica diámetro 8".
5.-	Pozo de oscilaciones.
4.-	Rejillas y Compuertas.
3.-	Canal de limpieza
2.-	Cámara de carga.
1.-	Desarenador.

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA
 DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY

TESIS DE GRADO PLANO DE DISTRIBUCIÓN DE LA PLANTA HIDRÁULICA EN PROYECTO	DEPARTAMENTO: CUSCO	ESCALA: 3:1	PLANO N°:
	Br. Flor de Liz Calvo Solís	PROVINCIA : URUBAMBA	FECHA: MAYO 2018
		DISTRITO : YUCAY	

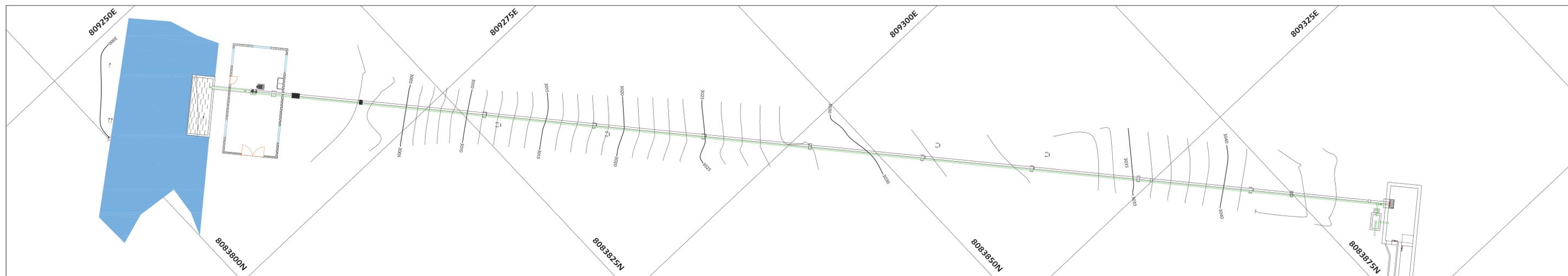
ESTRUCTURA HIDRÁULICA



LEYENDA	
14.-	Pozo de descarga de turbina y succión de bomba.
13.-	Tubería de succión.
12.-	Canal de desfogue.
11.-	Casa de máquinas.
10.-	Apoyo de C°A° de tubería metálica.
9.-	Anclaje de C°A° de tubería metálica.
8.-	Tubería PVC diámetro 3" de descarga de bomba.
7.-	Rompe presiones.
6.-	Tubería de presión metálica diámetro 8".
5.-	Pozo de oscilaciones.
4.-	Rejillas y Compuertas.
3.-	Canal de limpieza
2.-	Cámara de carga.
1.-	Desarenador.

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA
DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY

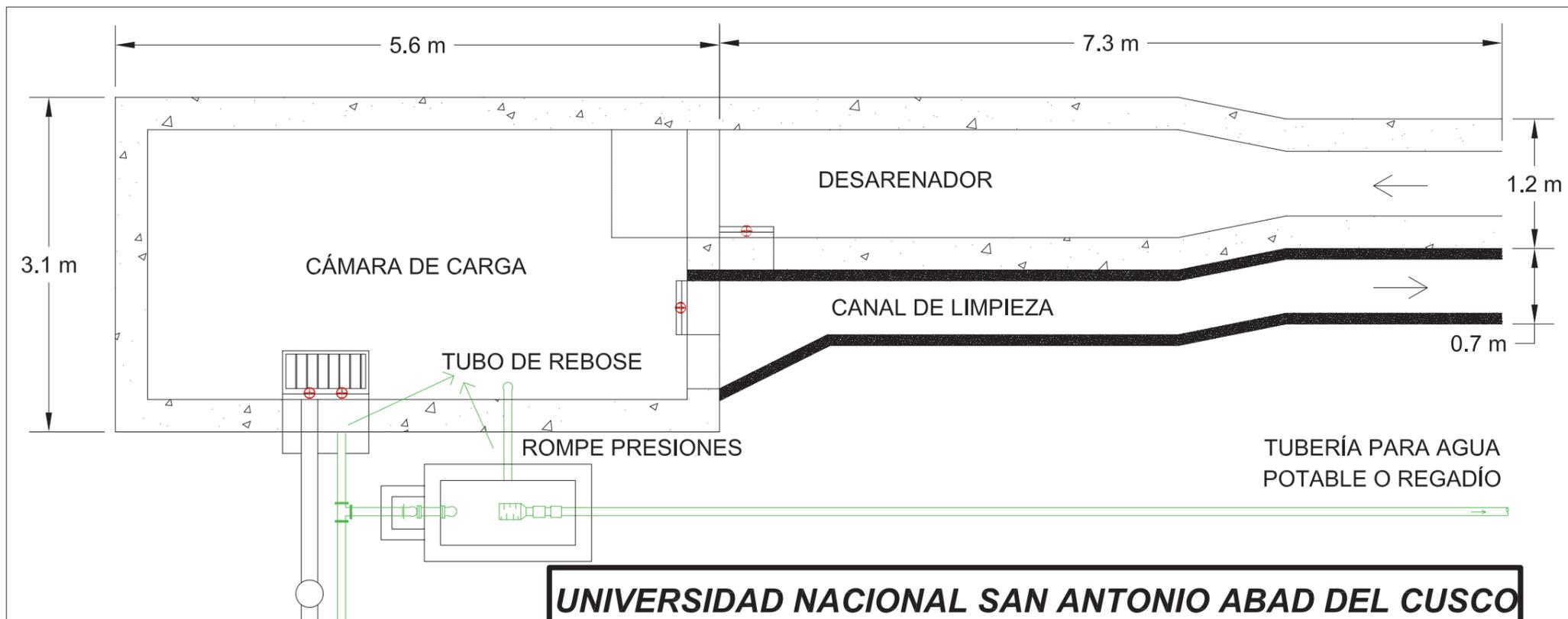
TESIS DE GRADO	PLANO DE PERFIL DE LA PLANTA		
PROYECTISTA:	DEPARTAMENTO: CUSCO	ESCALA: 5:1	PLANO N°:
Br. Flor de Liz Calvo Solís	PROVINCIA : URUBAMBA	FECHA: MAYO 2018	PH - 04a
	DISTRITO : YUCAY		



PLANO TOPOGRAFICO - RED DE BOMBEO
Esc: 1:25



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO FACULTAD DE INGENIERIA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMAQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY			
TESIS DE GRADO	PLANO DE PERFIL DE LA PLANTA		
PROYECTISTA: Br. Flor de Liz Calvo Solis	DEPARTAMENTO: CUSCO PROVINCIA : URUBAMBA DISTRITO : YUCAY	ESCALA: 8:1 FECHA: MAYO 2018	PLANO N°: PH - 04b



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRAÚLICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA,
UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE
YUCAY**

TESIS
DE
GRADO

**VISTA EN PLANTA DE LA CÁMARA DE CARGA,
DESARENADOR Y ROMPE PRESIONES**

PROYECTISTA:

Br. Flor de Liz Calvo Solís

DEPARTAMENTO: CUSCO

PROVINCIA : URUBAMBA

DISTRITO : YUCAY

ESCALA:

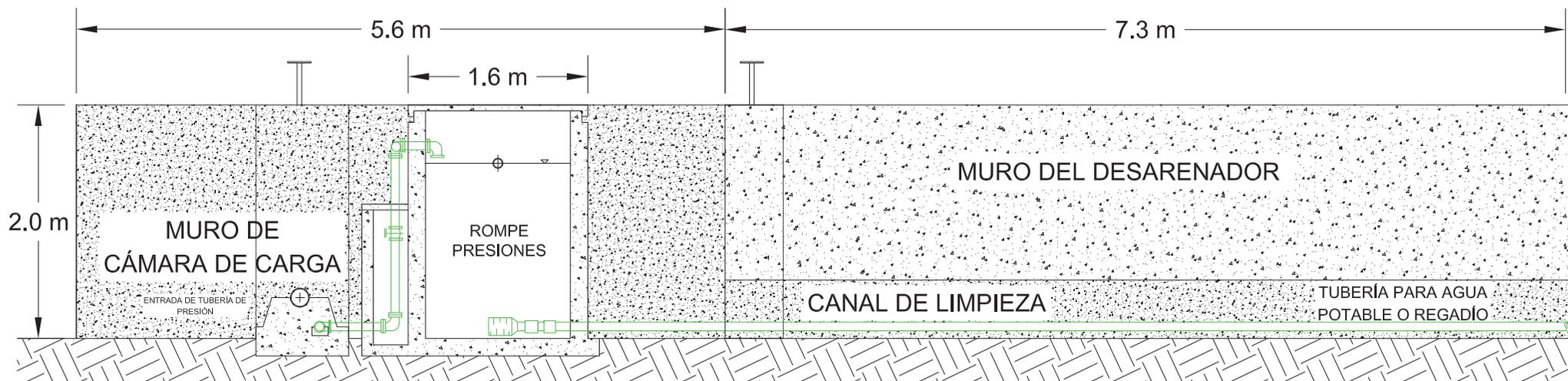
1:20

FECHA:

MAYO 2018

PLANO N°:

PH - 05



Corte A-A

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA,
UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE
YUCAY**

TESIS
DE
GRADO

**CORTE A-A DE LA CÁMARA DE CARGA, DESARENADOR Y
ROMPE PRESIONES**

PROYECTISTA:

Br. Flor de Liz Calvo Solís

DEPARTAMENTO: CUSCO

PROVINCIA : URUBAMBA

DISTRITO : YUCAY

ESCALA:

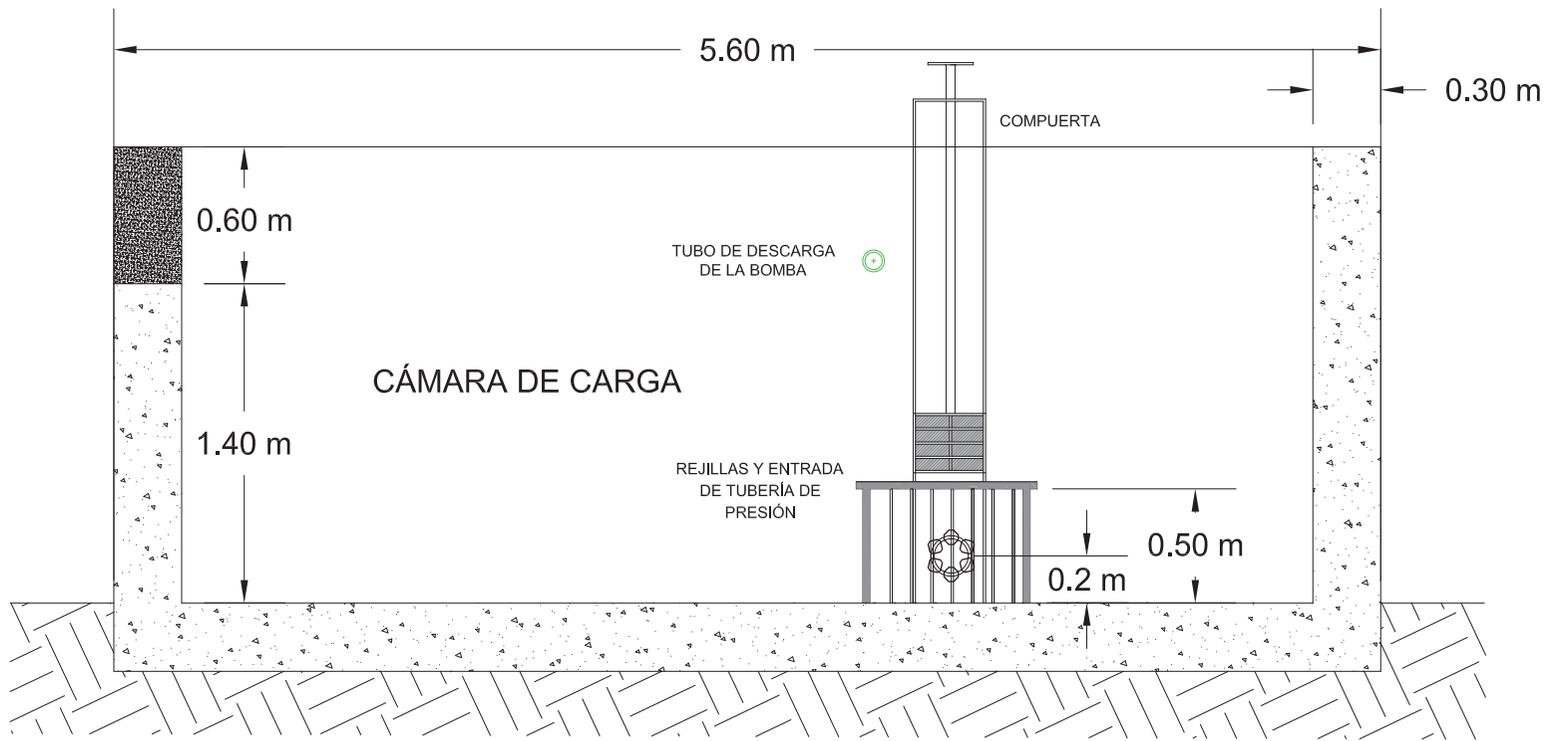
1:20

FECHA:

MAYO 2018

PLANO N°:

PH - 06



Corte B-B

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA,
UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE
YUCAY**

TESIS
DE
GRADO

CORTE B-B DE LA CÁMARA DE CARGA

PROYECTISTA:

Br. Flor de Liz Calvo Solís

DEPARTAMENTO: CUSCO

PROVINCIA : URUBAMBA

DISTRITO : YUCAY

ESCALA:

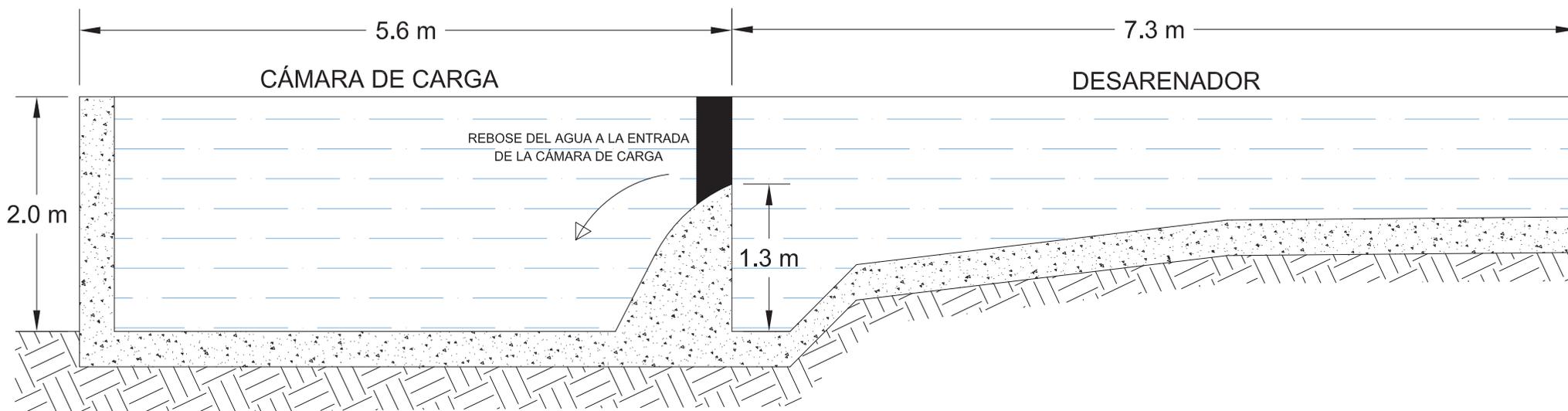
1:30

FECHA:

MAYO 2018

PLANO N°:

PH - 07



Corte C-C

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRAÚLICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA,
UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE
YUCAY**

TESIS
DE
GRADO

CORTE C-C DE LA CÁMARA DE CARGA Y DESARENADOR

PROYECTISTA:

Br. Flor de Liz Calvo Solís

DEPARTAMENTO: CUSCO

PROVINCIA : URUBAMBA

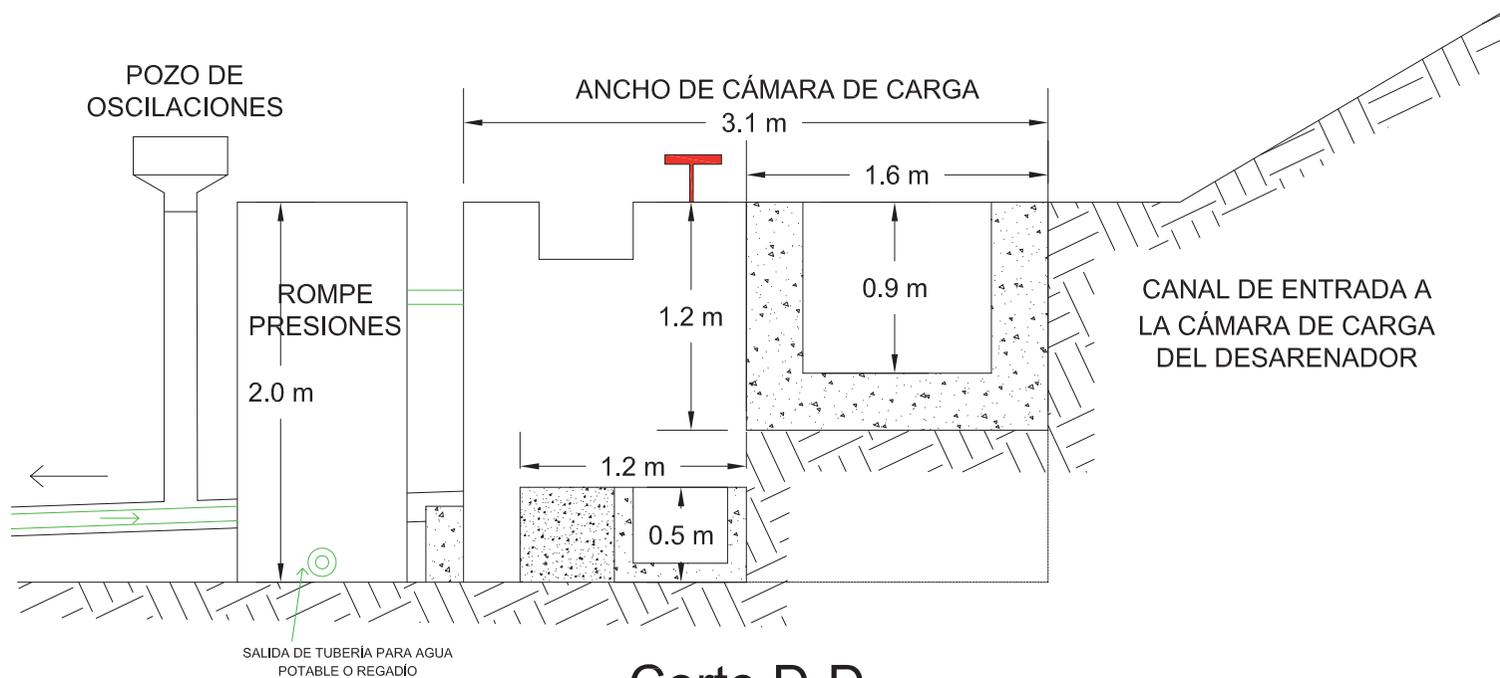
DISTRITO : YUCAY

ESCALA: 1:20

FECHA: MAYO 2018

PLANO N°:

PH - 08



Corte D-D

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA,
 UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE
 YUCAY**

TESIS
 DE
 GRADO

**CORTE D-D DE LA CÁMARA DE CARGA, DESARENADOR Y
 ROMPE PRESIONES**

PROYECTISTA:

Br. Flor de Liz Calvo Solís

DEPARTAMENTO: CUSCO

PROVINCIA : URUBAMBA

DISTRITO : YUCAY

ESCALA:

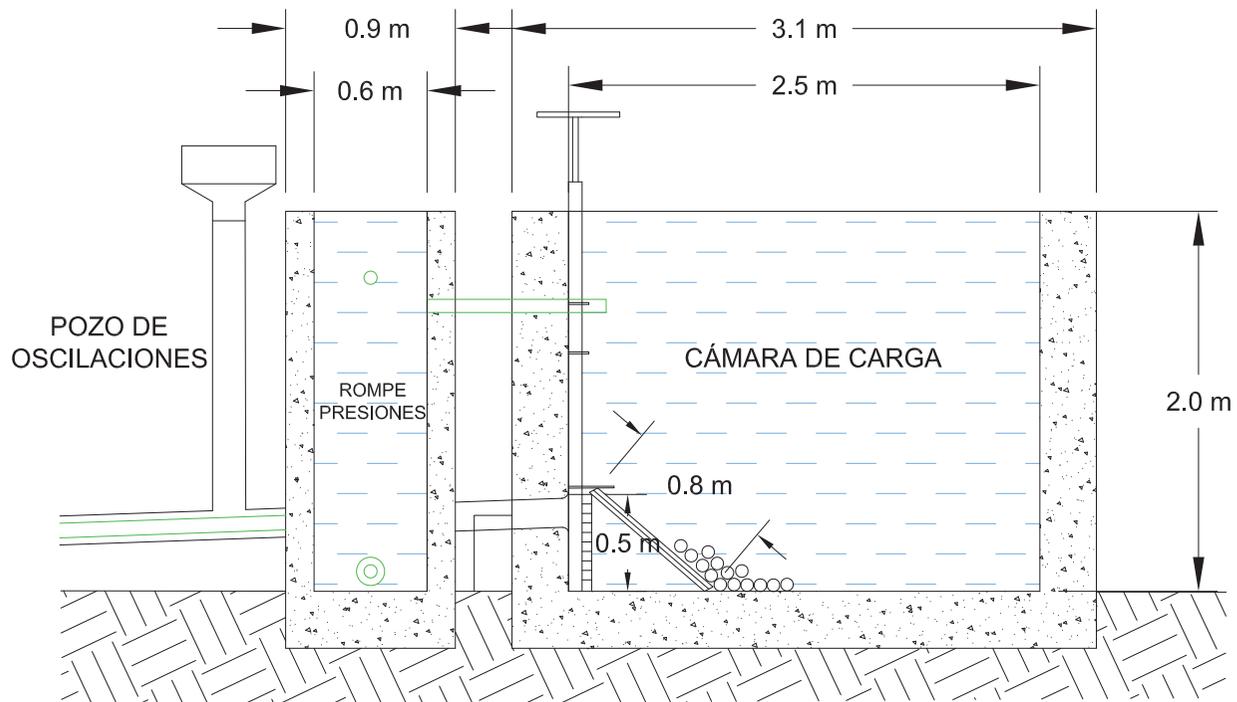
1:25

FECHA:

MAYO 2018

PLANO N°:

PH - 09



Corte E-E

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA,
UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE
YUCAY**

TESIS
DE
GRADO

**CORTE E-E DE LA CÁMARA DE CARGA Y
ROMPE PRESIONES**

PROYECTISTA:

Br. Flor de Liz Calvo Solís

DEPARTAMENTO: CUSCO

PROVINCIA : URUBAMBA

DISTRITO : YUCAY

ESCALA:

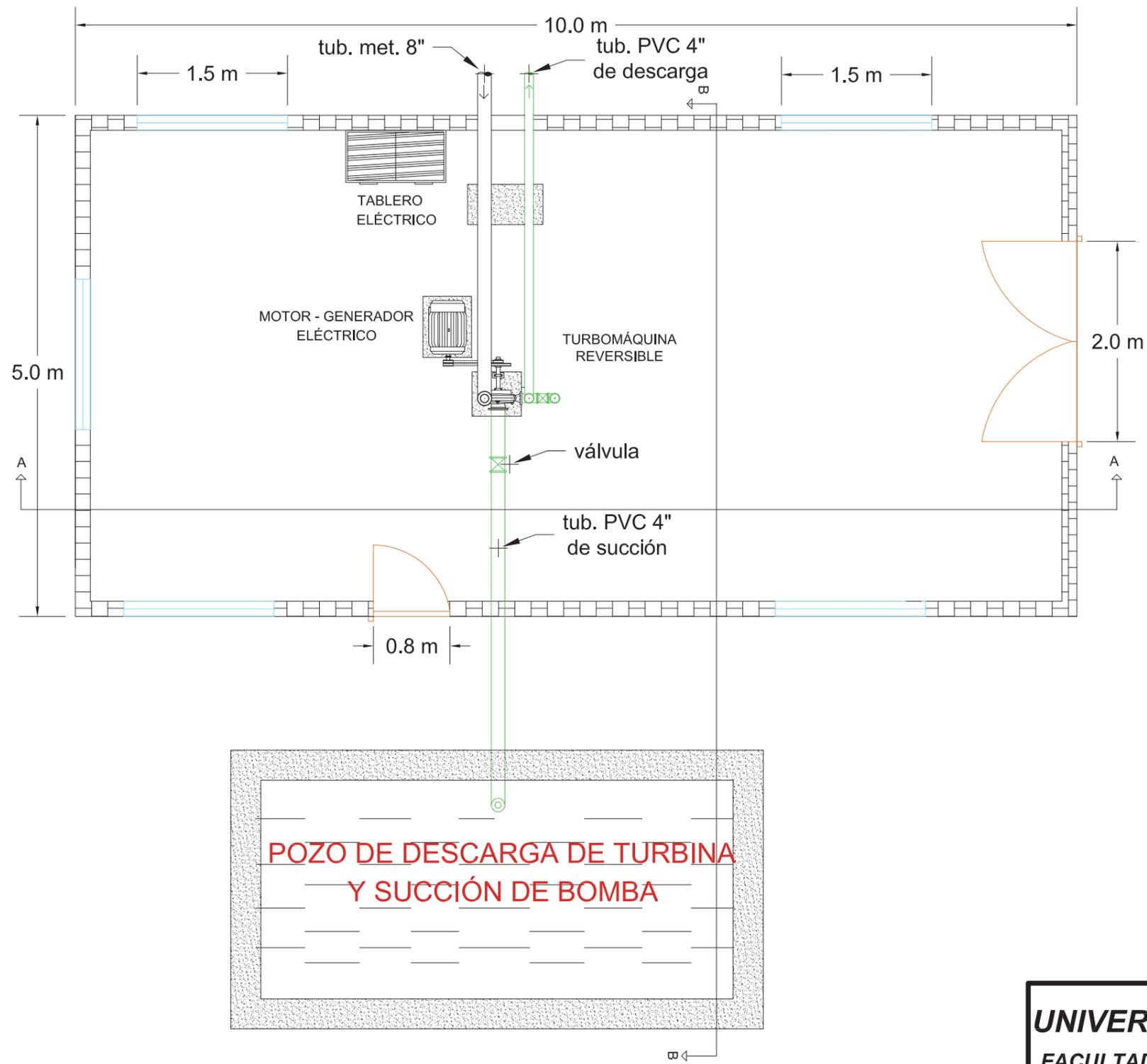
1:25

FECHA:

MAYO 2018

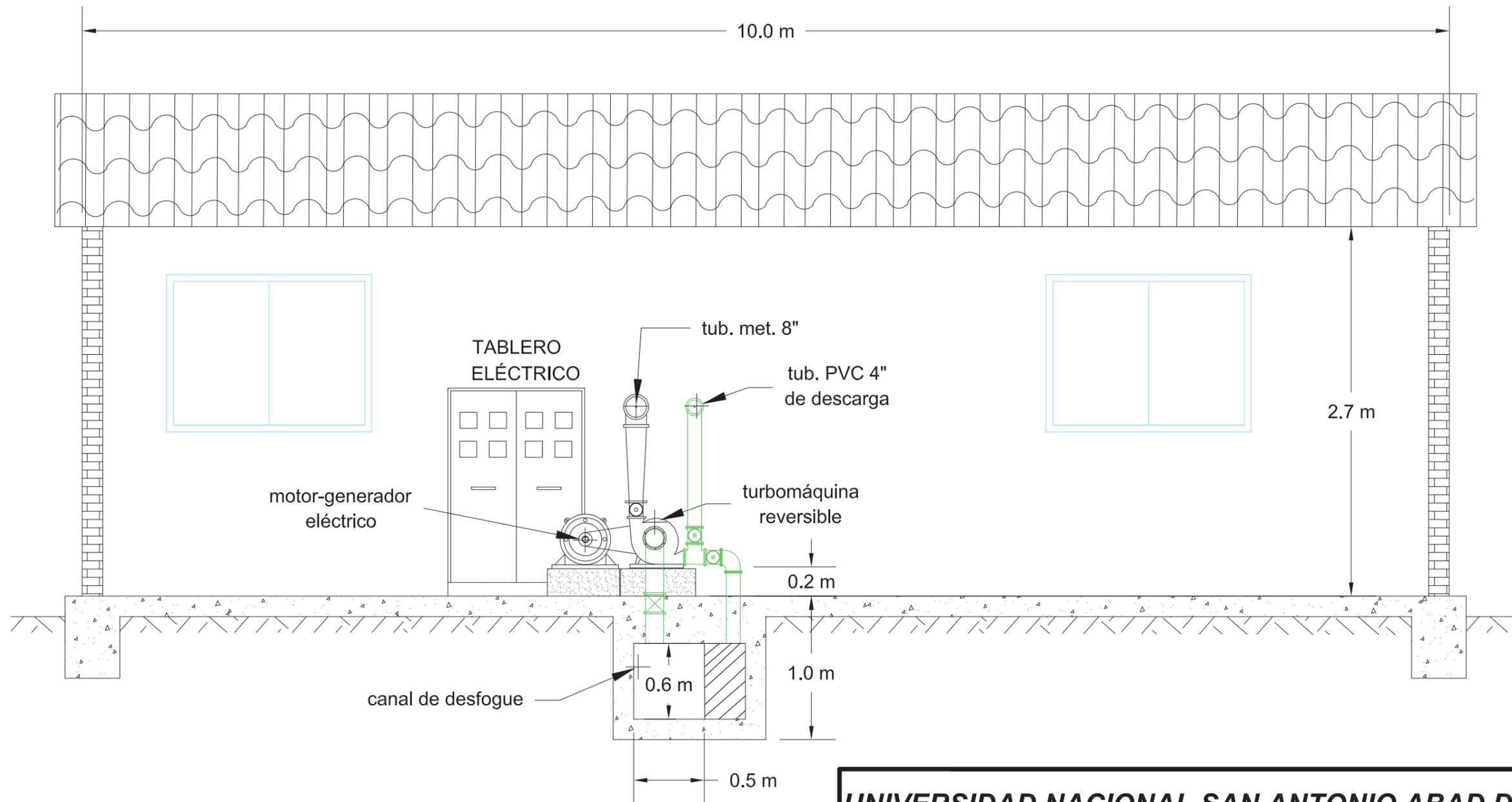
PLANO N°:

PH - 10



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA
DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY

TESIS DE GRADO	VISTA EN PLANTA DE LA CASA DE MÁQUINAS		
	PROYECTISTA: Br. Flor de Liz Calvo Solís	DEPARTAMENTO: CUSCO PROVINCIA : URUBAMBA DISTRITO : YUCAY	ESCALA: 1:20 FECHA: MAYO 2018
			PLANO N°: PH - 11



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA
DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRAÚLICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA,
UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE
YUCAY

TESIS
DE
GRADO

CORTE A-A DE LA CASA DE MÁQUINAS

PROYECTISTA:

Br. Flor de Liz Calvo Solís

DEPARTAMENTO: CUSCO

PROVINCIA : URUBAMBA

DISTRITO : YUCAY

ESCALA:

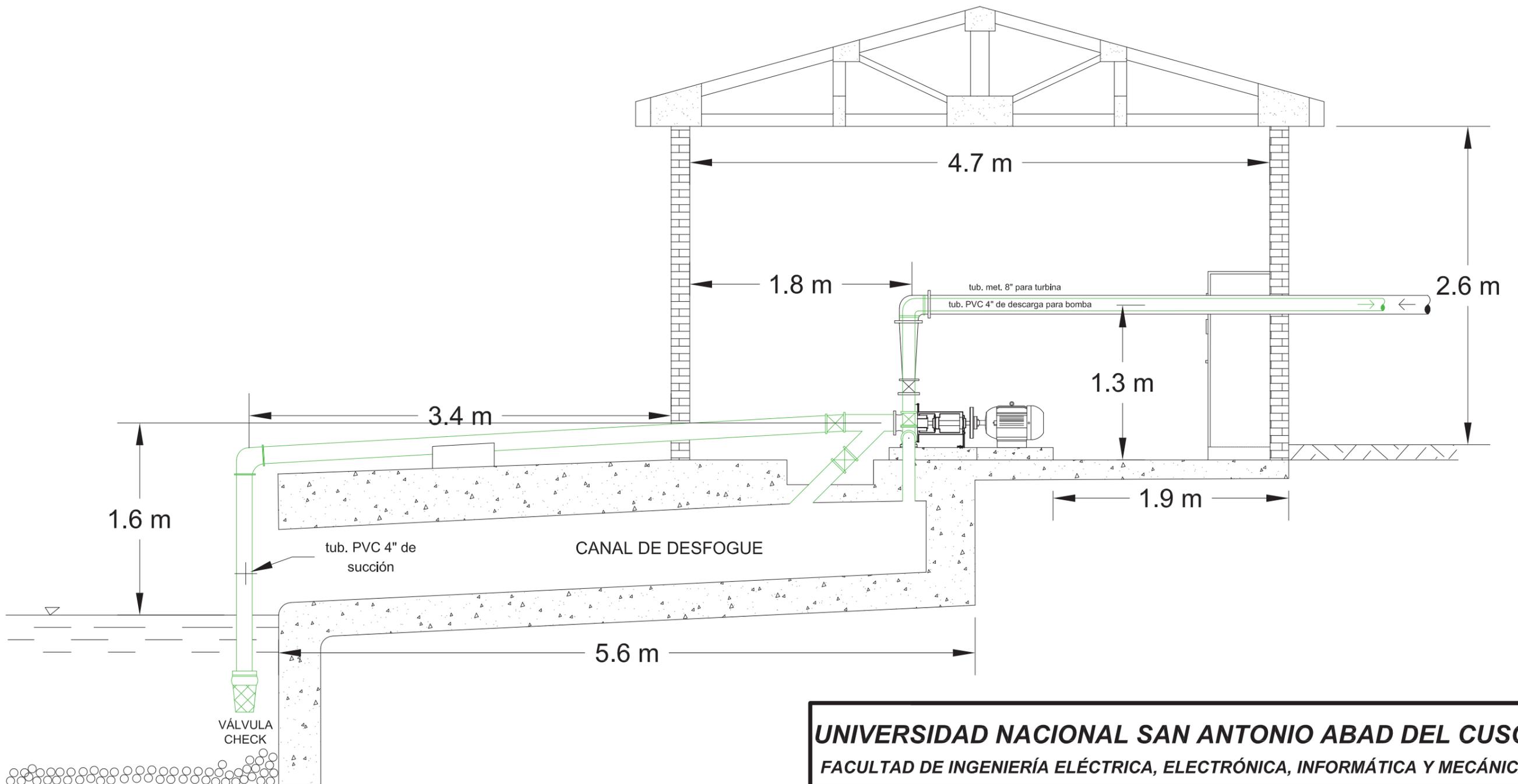
1:30

FECHA:

MAYO 2018

PLANO N°:

PH - 12



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRAÚLICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY

TESIS DE GRADO

CORTE B-B DE LA CASA DE MÁQUINAS

PROYECTISTA:

Br. Flor de Liz Calvo Solís

DEPARTAMENTO: CUSCO

PROVINCIA : URUBAMBA

DISTRITO : YUCAY

ESCALA:

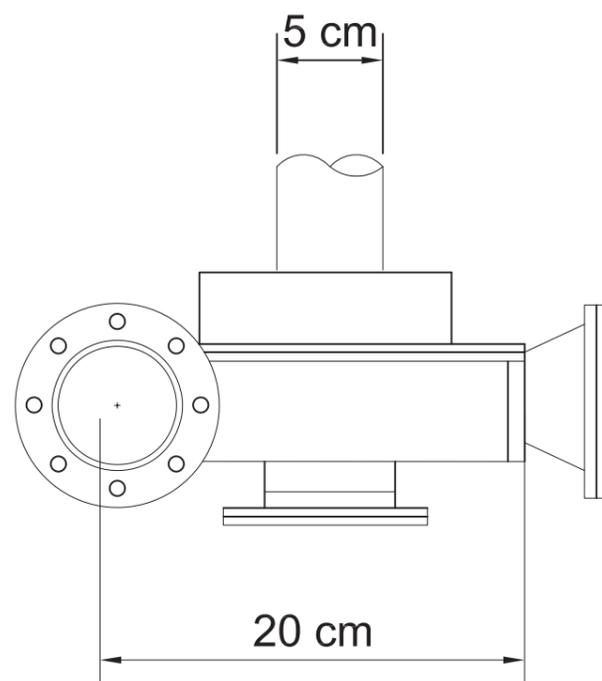
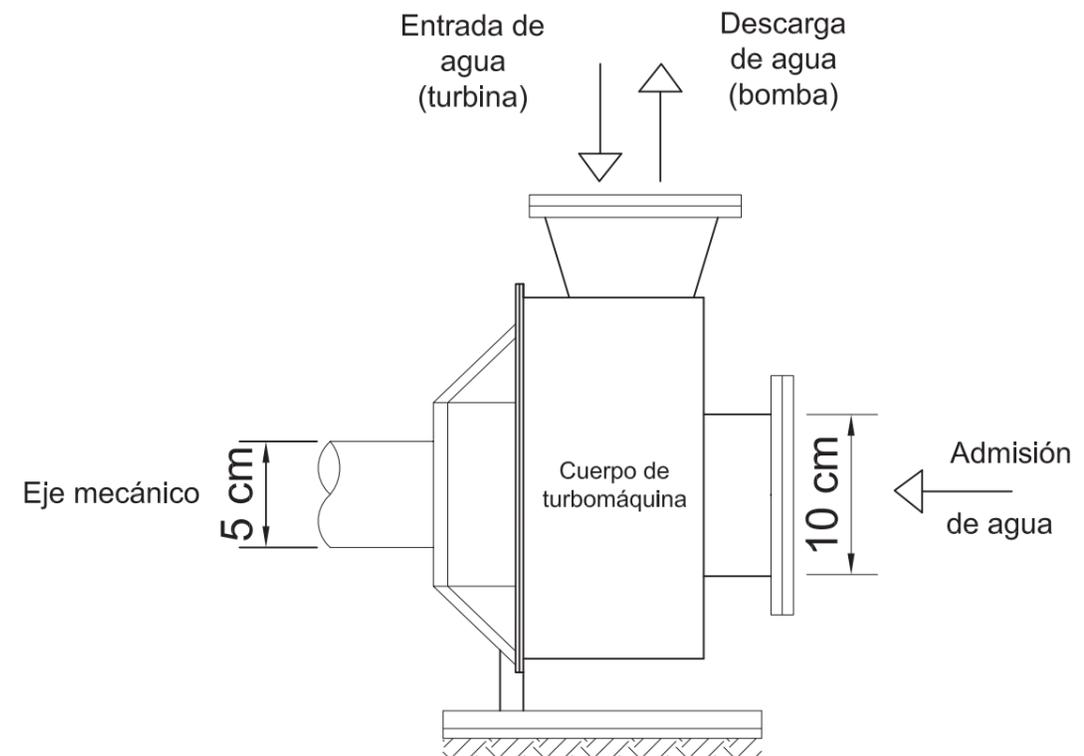
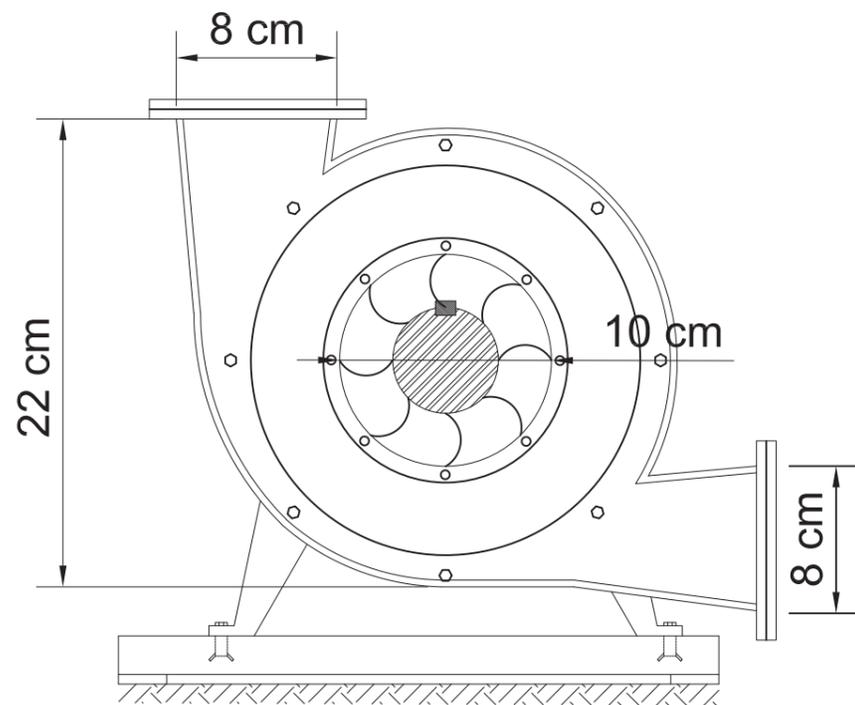
1:30

FECHA:

MAYO 2018

PLANO N°:

PH - 13



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY

TESIS DE GRADO

VISTA EXTERIOR DE LA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE

PROYECTISTA:

Br. Flor de Liz Calvo Solís

DEPARTAMENTO: CUSCO

PROVINCIA : URUBAMBA

DISTRITO : YUCAY

ESCALA:

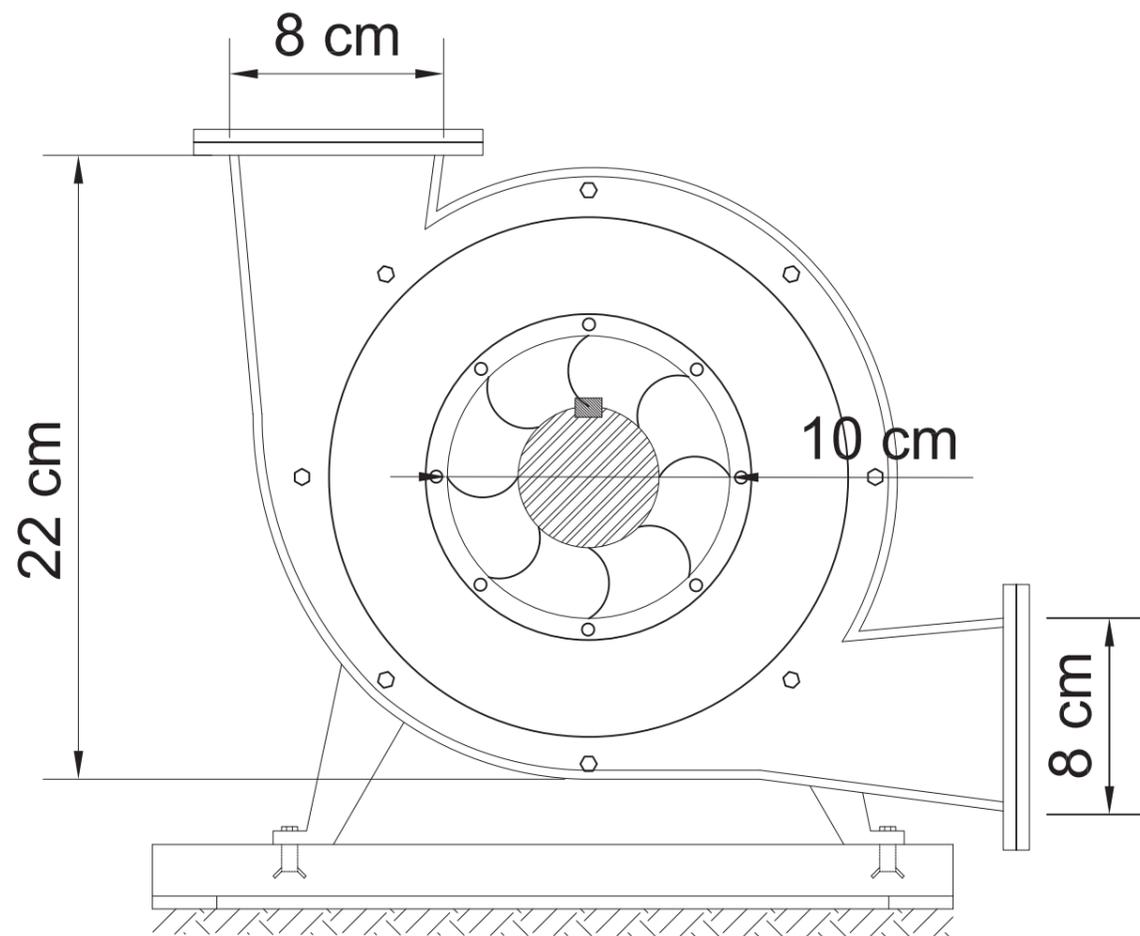
3:1

FECHA:

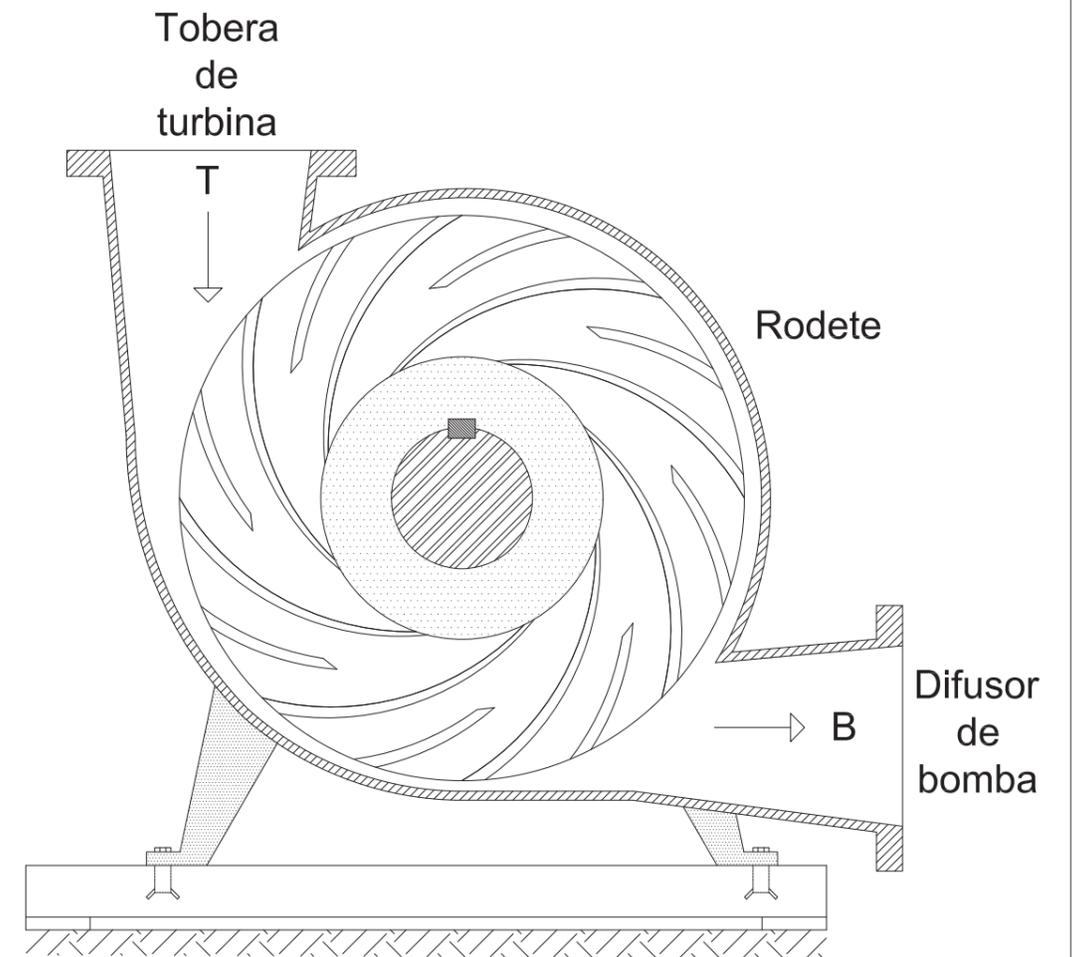
MAYO 2018

PLANO N°:

PH - 14



Vista exterior de Turbomáquina



Vista en corte de Turbomáquina

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRÁULICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY

TESIS DE GRADO

CORTE VERTICAL DE LA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE

PROYECTISTA:

Br. Flor de Liz Calvo Solís

DEPARTAMENTO: CUSCO

PROVINCIA : URUBAMBA

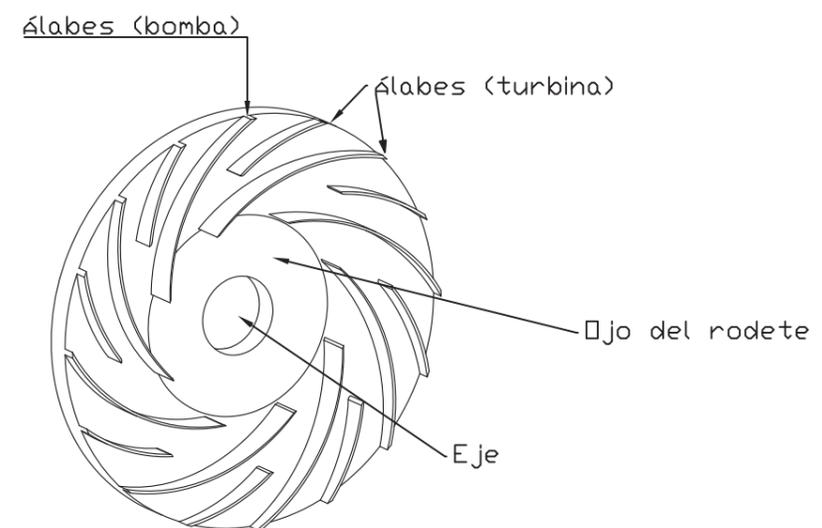
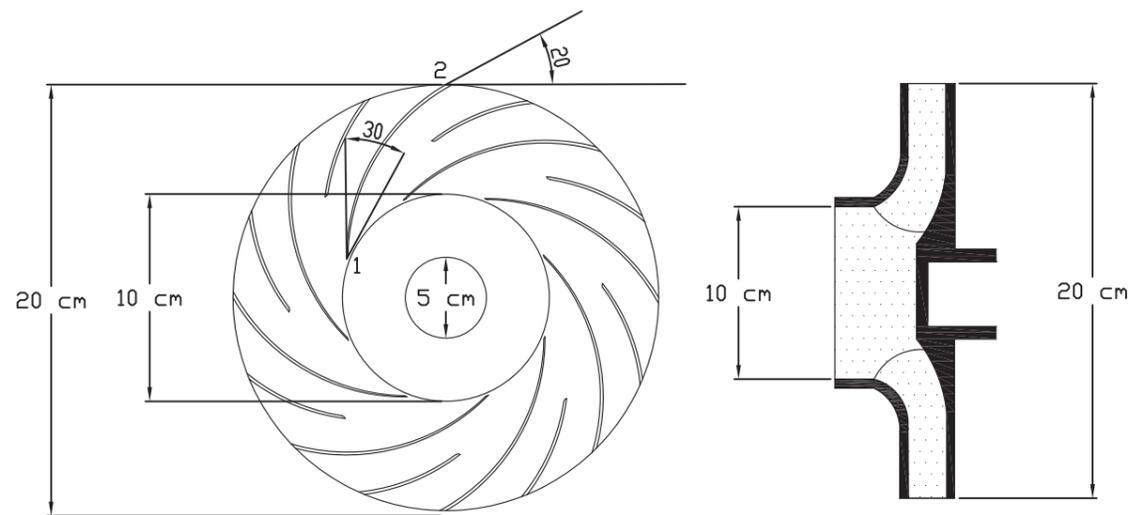
DISTRITO : YUCAY

ESCALA: 3:1

FECHA: MAYO 2018

PLANO N°:

PH - 15



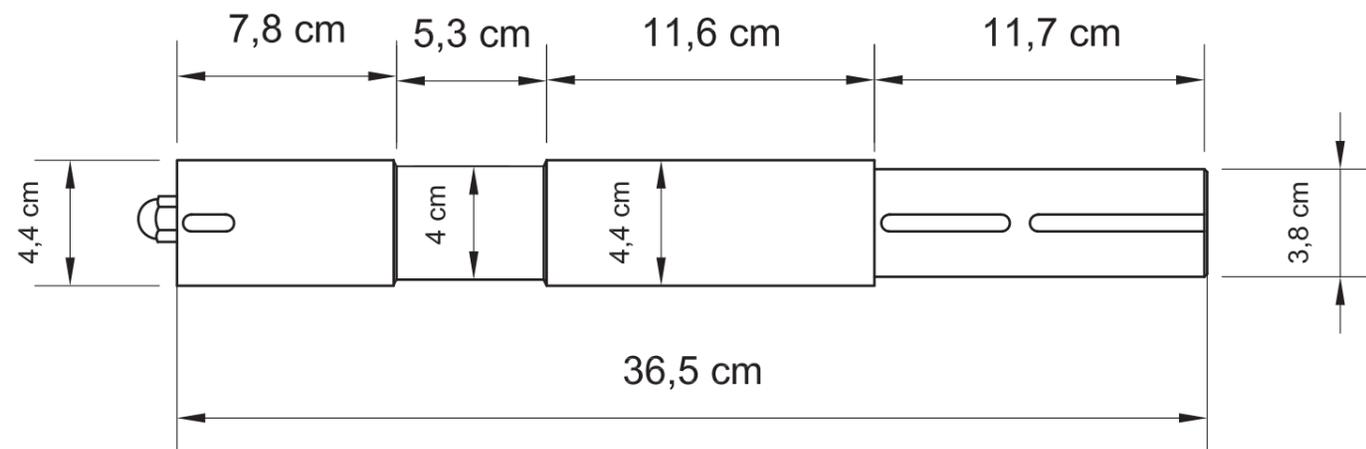
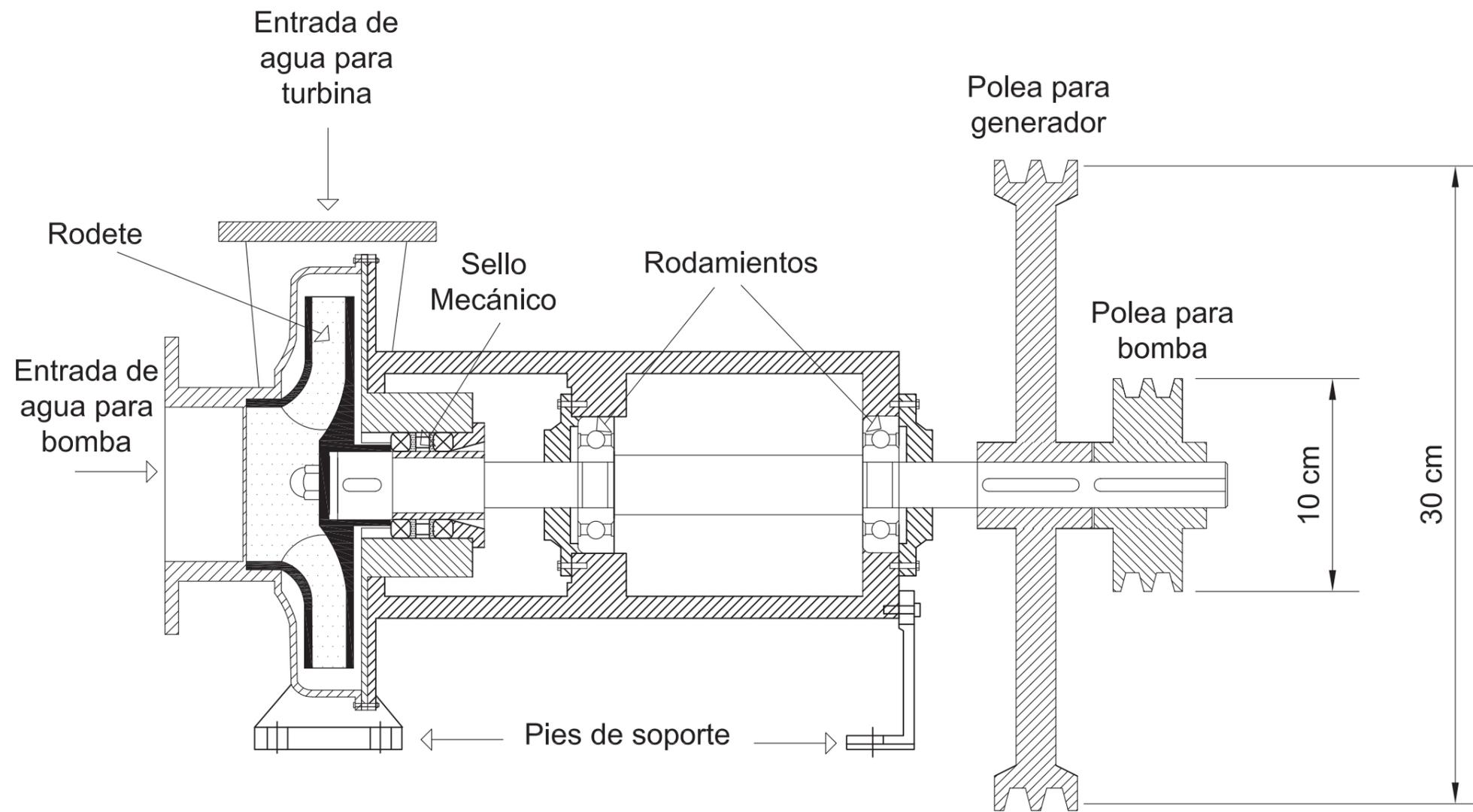
Clase de tolerancia		Desviaciones admisibles respecto al valor nominal (mm)				
		dimensiones lineales				chaflan
Designación	Descripción	0.5 < d ≤ 3	3 < d ≤ 6	6 < d ≤ 30	30 < d ≤ 120	0.5 < d ≤ 3
f	fina	±0.05	±0.05	±0.1	±0.15	±0.2

UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

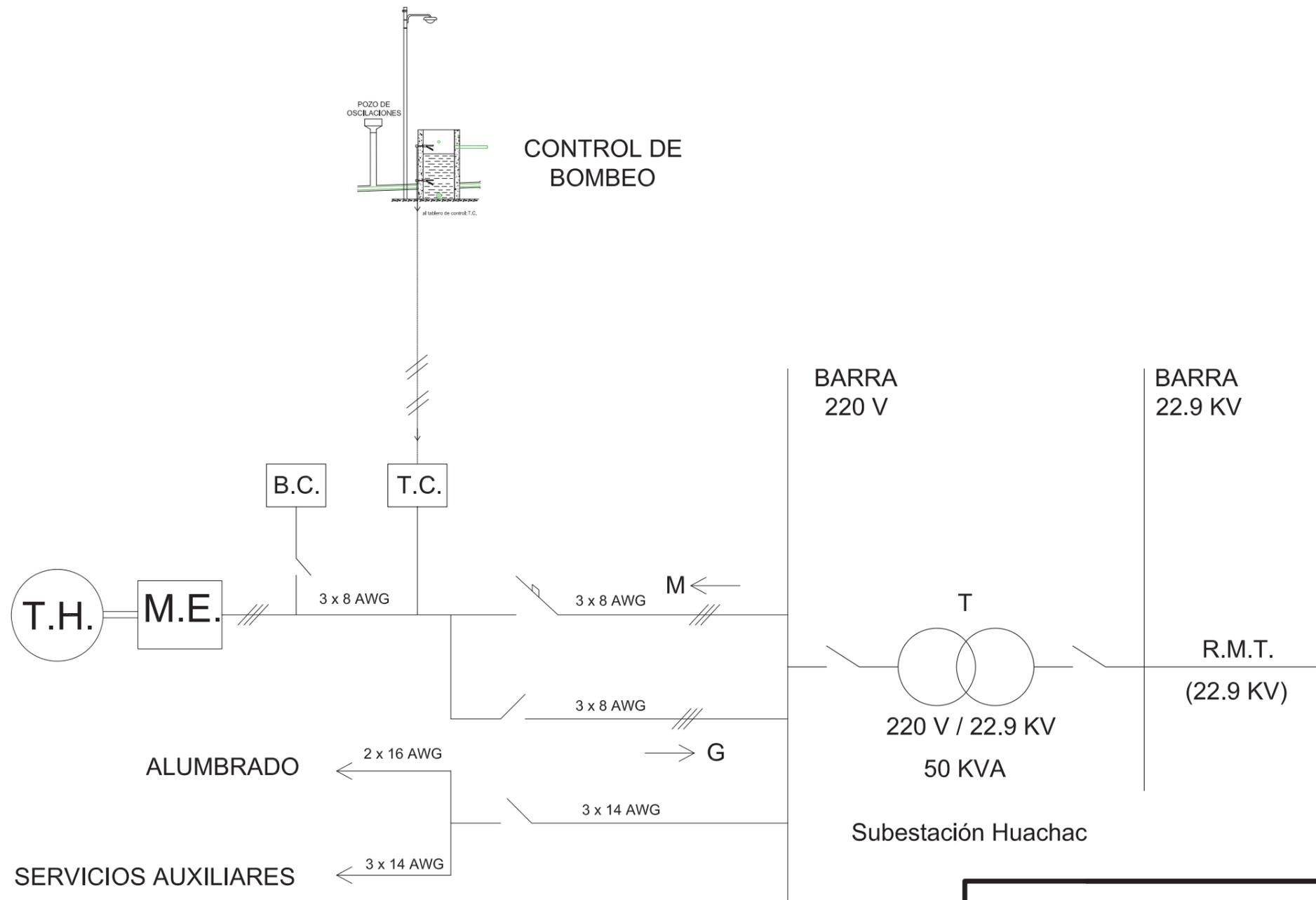
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA

DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRAÚLICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY

TESIS DE GRADO	TOL. : DIN ISO 2768-f	RODETE DE LA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE			
PROYECTISTA:	DEPARTAMENTO: CUSCO	ESCALA: S/N	PLANO N°:		
Br. Flor de Liz Calvo Solís	PROVINCIA : URUBAMBA	FECHA: MAYO 2018	PH - 16		
	DISTRITO : YUCAY				



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO			
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA			
DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRAÚLICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY			
TESIS DE GRADO	CORTE DEL ACOPLAMIENTO DE LA TRANSMISIÓN MECÁNICA DE LA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE		
PROYECTISTA:	DEPARTAMENTO: CUSCO	ESCALA: 4:1	PLANO N°:
Br. Flor de Liz Calvo Solís	PROVINCIA : URUBAMBA	FECHA: MAYO 2018	PH - 17
	DISTRITO : YUCAY		



UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA
DISEÑO DE UNA PLANTA HIDRAÚLICA CON FINES DE BOMBEO Y GENERACIÓN ELÉCTRICA, UTILIZANDO UNA TURBOMÁQUINA REVERSIBLE DE 20 KW DE POTENCIA EN EL DISTRITO DE YUCAY

TESIS DE GRADO	ESQUEMA UNIFILAR DEL SISTEMA ELÉCTRICO		
PROYECTISTA:	DEPARTAMENTO: CUSCO	ESCALA: 1:30	PLANO N°:
Br. Flor de Liz Calvo Solís	PROVINCIA : URUBAMBA	FECHA: MAYO 2018	PH - 18
	DISTRITO : YUCAY		