



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS
NATURALES NO RENOVABLES

***“Diseño y construcción de un prototipo didáctico de
TURBO BOMBA para el aprovechamiento hidráulico”***

Tesis de Grado previa la
Obtención del Título de
Ingeniero en Electromecánica

AUTORES:

*Patricio Geovanny Pesántez León
Diógenes Manuel de Jesús Bustán Jaramillo*

DIRECTOR:

Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin

*Loja-Ecuador
2010*



CERTIFICACIÓN

Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación, bajo el tema ***“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DIDÁCTICO DE TURBO BOMBA PARA EL APROVECHAMIENTO HIDRÁULICO”***, previa a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico, realizado por los señores egresados: ***Patricio Geovanny Pesántez León y Diógenes Manuel Bustán Jaramillo***, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, Febrero de 2010

Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin

DIRECTOR DE TESIS



DECLARACIÓN DE AUTORÍA

La investigación, análisis y conclusiones del presente trabajo de tesis les corresponden exclusivamente a sus autores y el patrimonio intelectual a la Universidad Nacional de Loja, autorizamos al Área de la Energía, las Industrias y Recursos Naturales no Renovables y por ende a la carrera de Ingeniería Electromecánica; hacer uso del presente documento en lo conveniente.

Patricio Geovanny Pesántez León

Diógenes Manuel Bustán Jaramillo



PENSAMIENTO

No es suficiente enseñar a un hombre una especialidad. Aun cuando esto logre convertirlo en una especie de máquina útil no tendrá una personalidad desarrollada de manera armoniosa. Es indispensable que el estudiante adquiera una comprensión de los valores y una profunda afinidad con ellos. Tiene que alcanzar un vigoroso sentimiento de lo bello y de lo moralmente bueno, De lo contrario, la especialización de sus conocimientos lo asemejarán más a un perro adiestrado que a una persona de desarrollo culto y equilibrado.

Albert Einstein



DEDICATORIA

Con profundo cariño quiero dedicar el presente trabajo a mis padres y a mis hermanos, que con su apoyo moral y económico me han formado encaminándome en el respeto y la responsabilidad. A mi querida esposa e hijos que con su comprensión me motivaron y depositaron en mí su confianza para poder culminar con éxito mis estudios y ver cristalizado mi objetivo.

Patricio Geovanny Pesántez León

Dedico este trabajo con mucho amor a mi madre, a mí querida esposa y mis hijos que supieron apoyarme moralmente y que estuvieron presentes en los momentos más difíciles para poder concluir satisfactoriamente este objetivo tan importante en mi vida personal.

Diógenes Manuel Bustán Jaramillo



AGRADECIMIENTO

No es grato expresar nuestros sinceros agradecimientos a la Universidad Nacional de Loja, a la carrera de Ingeniería Electromecánica, a los docentes que de manera desinteresada aportaron para que durante este periodo de estudio se cristalice nuestra formación académica.

Al Ing. Manuel Ignacio Ayala Chauvin, por su acertada dirección e invaluable colaboración para la realización de este trabajo.

Los Autores



RESUMEN

La presente investigación tiene como objetivo el aprovechamiento de la energía hidráulica para solucionar el problema de bombeo que se da especialmente en las zonas rurales y marginales de nuestra provincia de Loja y en general de todo el país. La investigación está estructurada en introducción, seis capítulos, conclusiones y recomendaciones.

Se realizó una compilación detallada de cada uno de los contenidos necesarios para el desarrollo de ésta investigación, posteriormente se estableció el diseño adecuado en base a cálculos matemáticos y sobre todo a sugerencias de profesionales de este campo. Diseñado el sistema, se realizó la construcción de la turbina de flujo cruzado de la Turbo bomba, montaje y funcionamiento de la misma, así como esquemas y dibujos en el software AUTOCAD 2008 para finalmente las guías de mantenimiento.



SUMMARY

The present investigation has as objective the use of the hydraulic energy to solve the problem of pumping that one gives especially in the rural and marginal areas of our county of Loja and in general of the whole country. The investigation is structured in introduction, six chapters, conclusions and recommendations.

He/she was carried out a detailed compilation of each one of the necessary contents for the development of this investigation, later on the appropriate design settled down based on mathematical calculations and mainly to professionals' of this field suggestions.

Designed the system, was carried out the construction of the turbine of crossed flow of I Upset it bomb, assembly and operation of the same one, as well as outlines and drawings in the software AUTOCAD 2008 for finally the maintenance guides.



ÍNDICE GENERAL

Contenido

CERTIFICACIÓN	II
DECLARACIÓN DE AUTORÍA.....	III
PENSAMIENTO	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTO	VI
RESUMEN.....	VII
SUMMARY	VIII
ÍNDICE GENERAL.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVIII
ÍNDICE DE TABLAS	XX
SIMBOLOGÍA.....	XXII
INTRODUCCIÓN	27
PLANTEAMIENTO DE LA PROBLEMÁTICA	28
ENUNCIADO PROBLEMÁTICO	31
PROBLEMA GENERAL DE LA INVESTIGACIÓN	32
PROBLEMAS ESPECÍFICOS	32
OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	33
OBJETIVO GENERAL	33
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	33
PLANTEAMIENTO DE LA HIPÓTESIS	34
HIPÓTESIS GENERAL	34
HIPÓTESIS ESPECÍFICAS	34
CAPITULO I.....	35



REVISIÓN DE LITERATURA.....	35
1.1 ENERGÍA HIDRÁULICA	35
1.2 PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS	36
1.2.1 Densidad.....	36
1.2.2 Peso específico	36
1.2.3 Volumen específico.....	36
1.2.4 Densidad relativa.....	36
1.2.5 Viscosidad	37
1.2.6 Viscosidad absoluta o dinámica	37
1.2.7 Viscosidad cinemática.....	37
1.2.8 Presión de un fluido	38
1.3 ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA.....	38
1.3.1 Ecuación de la continuidad	38
1.3.2 Ecuación de la energía	38
1.3.3 Alturas piezométricas, totales y geométricas	39
1.3.4 Ecuaciones de pérdidas	40
1.4 RESISTENCIA DE LOS FLUIDOS	41
1.4.1 Régimen Laminar.....	41
1.4.2 Régimen Turbulento.....	42
2 MAQUINAS HIDRÁULICAS	43
2.1 DEFINICIÓN	43
2.2 CLASIFICACIÓN DE MAQUINAS HIDRÁULICAS	43
2.3 TURBO MAQUINAS.....	43
2.3.1 Bombas centrífugas	43
2.3.1.1 Bombas rotodinámicas	43
2.3.1.1.1 Clasificación de bombas rotodinámicas.....	44
2.3.1.1.2 Elementos constitutivos	45
2.3.1.2 Pérdidas, potencias, rendimientos	46
2.3.1.2.1 Pérdidas	46



2.3.2	Turbinas	47
2.3.2.1	Definición.....	47
2.3.2.2	Elementos constitutivos	47
2.3.2.3	Clasificación de las turbinas.....	48
2.3.2.3.1	Clasificación según su grado de reacción	48
2.3.2.3.2	Clasificación según su número específico de revoluciones	50
2.3.2.4	Tipos de turbinas hidráulicas	52
2.3.2.5	Potencias, pérdidas y rendimientos	56
3.	DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE TURBO BOMBEO.....	59
3.1	Introducción	59
3.2	COMPONENTES DEL SISTEMA DE TURBO BOMBEO	60
3.2.1	Bomba volumétrica	60
3.2.2	Recipiente de succión.....	61
3.2.3	Tubería de succión	61
3.2.4	Tubería de descarga.....	62
3.2.5	Altura de Bombeo	62
3.3	TURBINA DE FLUJO CRUZADO O TANGENCIAL.....	62
3.3.1	Características principales.....	62
3.3.2	Principio de funcionamiento	63
3.3.3	Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina.....	63
3.3.4	Número de álabes del rotor	64
3.3.5	Elección del Ancho del Rotor	65
3.3.6	Diseño del inyector	65
3.4	TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA	67
3.4.1	Componentes del sistema.....	67
3.4.2	Diseño del sistema de transmisión de potencia mecánica.....	68
3.4.2.1	Velocidad y potencia transmitida.....	68
4.	FUNDAMENTACIÓN MATEMÁTICA PARA EL DISEÑO DE LA TURBO BOMBA	71



4.1 DISEÑO HIDRÁULICO	71
4.1.1 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina.....	71
4.1.2 Cálculo de la velocidad de giro.....	72
4.1.3 Coeficiente de velocidad Kc del inyector	72
4.1.4 Resolución del triangulo de velocidades a la entrada del rotor.....	73
4.1.4.1 Velocidad absoluta.....	74
4.1.4.2 Velocidad tangencial.....	74
4.1.4.3 Velocidad relativa del fluido.....	75
4.1.4.4 Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana	75
4.1.5 Número y espesor de los álabes del rotor.....	76
4.1.5.1 Número de álabes que reciben el flujo de agua.....	77
4.1.6 Cálculo del Ancho del rotor	77
4.1.7 DETERMINACIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL ÁLABE.....	78
4.1.7.1 Ángulo entre álabes.....	78
4.1.7.2 Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes	78
4.1.8 Diseño del inyector	80
4.1.8.1 Arco de admisión	81
4.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA TURBINA	81
4.2.1 Potencia de la turbina.....	81
4.2.2 Torque	81
4.2.3 Caudal que ingresa en un álabe.....	82
4.2.4 Peso de un álabe	82
4.2.5 Peso total del rotor	82
4.2.6 Fuerza hidráulica sobre el álabe.....	82
4.2.7 Fuerza centrífuga sobre el álabe.....	83
4.2.8 Fuerza total sobre el álabe.....	83
4.2.9 Momento flector máximo sobre el álabe.....	84
4.2.10 Esfuerzo máximo en el álabe	84
4.2.11 Diseño del eje del rotor	85



4.2.12	Momento torsor máximo sobre el eje.....	85
4.2.13	Momento flector máximo sobre el eje	85
4.2.14	Momento equivalente.....	86
4.2.15	Tensión a la flexión.....	87
4.2.16	Tensión a la torsión	87
4.2.17	Fuerza total sobre la plancha del inyector	87
4.2.18	Momento máximo sobre la plancha del inyector	88
4.2.19	Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector	88
4.2.20	Comprobación de la plancha del inyector	88
4.2.21	Transmisión de potencia mediante polea –correa	88
4.2.22	Cálculo de la distancia entre ejes	89
4.2.23	Distancia mínima	90
4.2.24	Distancia máxima.....	90
4.2.25	Distancia media.....	90
4.2.26	Largo de la banda.....	90
4.2.27	Ángulo de abrazamiento de la polea menor.....	90
4.4.28	Velocidad periférica.....	90
4.2.29	Esfuerzo periférico.....	90
4.2.30	Número de correas (z) de la transmisión.....	90
4.2.31	Esfuerzo en los ramales de la banda S_0	91
4.2.32	Fuerza en los ejes.....	91
4.2.33	Fuerzas que actúan en el ramal conductor (s_1) y en ramal conducido (s_2) de la polea.....	91
4.2.34	Cálculo de la chaveta en el eje del rotor	92
4.2.35	Cálculo de las tensiones al aplastamiento en el eje de la turbina.....	93
4.2.36	Cálculo de la chaveta en el eje de la bomba volumétrica	93
4.2.37	Cálculo de la tensión al aplastamiento en el eje de la bomba	94
4.2.38	Elección de los rodamientos en el eje 1 y 2	94
4.2.39	Uniones soldadas.....	95



4.2.39.1 Cálculo de la soldadura.	95
4.2.39.2 Cálculo del límite de trabajo	95
4.2.39.3 Determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón	96
4.2.39.4 Límite elástico originado por el cordón en el álabe del rotor Ar	96
4.3 Bomba de engranajes	96
4.3.1 La potencia a comunicar al eje de la bomba	98
4.3.2 La potencia hidráulica que la bomba comunica al líquido.....	98
4.3.3 La potencia útil de la bomba	98
4.3.4 El rendimiento de la bomba	98
4.3.5 Rendimiento total del sistema de turbo bombeo	98
CAPITULO II	99
MATERIALES Y MÉTODOS	99
5.1 EVALUACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN	99
5.1.1 Características generales del sistema de turbo-bomba.....	99
5.1.2 PROPUESTA ALTERNATIVA.....	99
5.2 CÁLCULOS MATEMÁTICOS DEL DISEÑO DE LA TURBO BOMBA.....	100
5.2.1 DISEÑO HIDRÁULICO	100
5.2.1.1 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina	100
5.2.1.2 Calculo de la velocidad de giro.....	100
5.2.1.3 Coeficiente de velocidad Kc del inyector	101
5.2.1.4 Resolución del triangulo de velocidades a la entrada del rotor.....	101
5.2.1.5 Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana	101
5.2.1.6 Número de álabes del rotor	101
5.2.1.7 Número de álabes que reciben el flujo de agua.....	102
5.2.1.8 Cálculo del Ancho del rotor Br	102
5.2.1.9 Determinación de la geometría del álabe	102
5.2.1.10 Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes	102
5.2.1.11 Diseño del inyector	104
5.2.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA TURBINA	104



5.2.2.1 Potencia de la turbina	104
5.2.2.2 Numero de álabes que reciben el flujo de agua.....	104
5.2.2.3 Caudal que ingresa en un álabe	104
5.2.2.4 Peso de un álabe	104
5.2.2.5 Peso total del rotor	105
5.2.2.6 Fuerza hidráulica sobre el álabe.....	105
5.2.2.7 Fuerza centrífuga sobre el álabe.....	105
5.2.2.8 Fuerza total sobre el álabe.....	106
5.2.2.9 Momento flector máximo sobre el álabe.....	106
5.2.2.10 Esfuerzo máximo en el álabe	106
5.2.2.11 Diseño del eje del rotor	107
5.2.2.12 Momento torsor máximo sobre el eje.....	107
5.2.2.13 Momento flector máximo sobre el eje	107
5.2.2.14 Momento equivalente.....	108
5.2.2.15 Determinación de las máximas tensiones normales a la flexión.....	109
5.2.2.16 Determinación de las máximas tensiones tangenciales por la torsión	109
5.2.2.17 Fuerza total sobre la plancha del inyector.....	110
5.2.2.18 Momento máximo sobre la plancha del inyector	110
5.2.2.19 Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector	110
5.2.2.20 Comprobación de la plancha del inyector.....	110
5.2.2.21 Transmisión de potencia mediante polea –correa	111
5.2.2.22 Cálculo de la chaveta en el eje del rotor.	115
5.2.2.23 Cálculo de la tensión al aplastamiento, eje de la turbina	115
5.2.2.24 Cálculo de la chaveta en el eje de la bomba volumétrica	116
5.2.2.25 Cálculo de la tensión al aplastamiento en el eje de la bomba	116
5.2.2.26 Elección de los Rodamientos en el Eje 1	117
5.2.2.27 Elección de los Rodamientos en el Eje 2.	117
5.2.2.28 Calculo de uniones soldadas.....	118



5.3 ANÁLISIS DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LOS ELEMENTOS DE LA TURBO BOMBA EN COSMOSDesignSTAR 2006.....	120
Stress analysis of turbina.....	120
1. Introduction.....	120
2. File Information	120
3. Materials	120
4. Load & Restraint Information	120
5. Study Property	120
6. Contact.....	120
7. Stress Results.....	120
8. Strain Results	120
9. Displacement Results.....	120
10. Deformation Results	120
11. Design Check Results.....	120
12. Appendix.....	120
1. Introduction.....	120
Note:	120
2. File Information	121
3. Materials	121
4. Load & Restraint Information.....	121
5. Study Property	121
6. Contact	122
Contact state: Touching faces - Bonded.....	122
7. Stress Results	122
8. Strain Results.....	123
9. Displacement Results	124
10. Deformation Results	125
11. Design Check Results.....	126
12. Appendix	126



CAPITULO III	127
RESULTADOS	127
Caudal promediado aspirado suministrado por la bomba	127
La potencia a comunicar al eje de la bomba	127
La potencia hidráulica que la bomba comunica al líquido	128
La potencia útil de la bomba	128
El rendimiento de la bombas	128
El rendimiento de la turbo bomba en general es:	128
DISCUSIÓN	130
VALORACIÓN ECONÓMICA Y AMBIENTAL	131
5.4 VALORACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA Y AMBIENTAL	131
5.4.1 VALORACIÓN TÉCNICO -ECONÓMICA	131
5.4.2 VALORACIÓN AMBIENTAL	134
CONCLUSIONES	135
RECOMENDACIONES	136
BIBLIOGRAFÍA	137
ANEXOS	140



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Explicación de la ecuación de la continuidad.....	38
Figura 1.2 Explicación de la ecuación de la energía.....	39
Figura 1.3 Explicación del teorema de Bernoulli.....	40
Figura 1.4 Fluido en régimen laminar.....	42
Figura 1.5 Fluido en régimen turbulento.....	42
Figura 2.1 Bomba rotodinámicas.....	44
Figura 2.2 Dirección del flujo.....	44
Figura 2.3 Elementos constitutivos de un sistema de bombeo.....	46
Figura 2.4a Acción.....	49
Figura 2.4b Reacción.....	49
Figura 2.5 a) Turbina axial; b) Turbina radial; c) Turbina tangencial.....	49
Figura 2.6 Número específica de revoluciones según el rodete.....	50
Figura 2.7 Turbina Fourneyron.....	52
Figura 2.8 Heuschel-Jonval.....	53
Figura 2.9 Turbina Francis.....	53
Figura 2.10 Turbinas Kaplan.....	53
Figura 2.11 Turbina Peltón.....	54
Figura 2.12 Turbina Schwamkrug.....	55
Figura 2.13 Turbina Girard.....	55
Figura 2.14 Turbina Michel Banki.....	55
Figura 2.15 Algunas disposiciones y montajes de turbinas hidráulicas.....	56
Figura 2.16 Esquema de un sistema hidráulico.....	57
Figura 3.1 Esquema de una turbo bomba.....	59
Figura 3.2 Vistas del inyector.....	66



Figura 3.3 Vistas del inyector.....	66
Figura 3.4 Trazado del inyector.....	67
Figura 4.1 Rotor con los triángulos de velocidades.....	73
Figura 4.2 Triángulos de velocidades unificados 1ra y 2da etapa.....	74
Figura 4.3 Rotor.....	77
Figura 4.4 Geometría del alabe.....	78
Figura 4.5 Geometría del inyector.....	80
Figura 4.6 Fuerzas que actúan sobre el alabe.....	82
Figura 4.7 Fuerza total sobre el alabe	83
Figura 4.8 Diagrama de fuerzas que actúan sobre el eje del rotor.....	85
Figura 4.9 Sistema de transmisión.....	89
Figura 4.10 Fuerza que actúan en el sistema de transmisión	92
Figura 4.11 Dimensiones de chaveta (embutida).....	93
Figura 4.12 Dimensiones de la chaveta. a) en el cubo, b) en el eje.....	93
Figura 4.13 Curvas características teórica y real.....	98
Figura 5.1 Turbina-Análisis de deformaciones-Stress-Plot1.....	123
Figura 5.2 Turbina-Análisis de deformaciones-Strain-Plot1.....	124
Figura 5.3 Turbina-Análisis de deformaciones-Displacement-Plot1.....	125
Figura 5.4 Turbina-Análisis de deformaciones-Deformation-Plot1.....	125
Figura 5.5 Turbina-Análisis de deformaciones-Design Check-Plot1.....	126
Figura 6.1 Curvas del sistema caudal altura manométrica.....	129
Figura 6.2 Curva de la bomba caudal vs rpm.....	130



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Criterio de la selección de turbinas	51
Tabla 3.1 Parámetros característicos en turbinas ensayadas por diferentes investigaciones.....	65
Tabla 4.1 Valores nominales para la selección de diámetros de turbinas.....	71
Tabla 4.2 Valores de los ángulos β_1 y α_1	75
Tabla 4.3 Diámetros de tuberías.....	76
Tabla 4.4 Ángulos característicos de álabes.....	83
Tabla 4.5 Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje (X).....	84
Tabla 4.6 Tipos de correas (ver anexo).....	84
Tabla 4.7 Coeficientes para número de correas (ver anexos).....	85
Tabla 4.8 Coeficientes de condición de trabajo (ver anexos).....	86
Tabla 4.9 Coeficiente de alargamiento de banda (ver anexos).....	86
Tabla 4.10 Coeficiente sobre ángulo de abrasamiento (ver anexos).....	86
Tabla 4.11 Sección de la banda (ver anexos).....	86
Tabla 4.12 Normas GOST de acuerdo con el diámetro del árbol.....	92
Tabla 4.13 Carácter de carga para la selección de chavetas.....	94
Tabla 4.14 Características de rodamientos rígidos de bolas series: 61800; 16000; 6000; 6200; 6300; 6400.....	95
Tabla 4.15 Constantes para ejes según código ASME (ver anexos)	139
Tabla 4.16 Ejes normalizados (ver anexos).....	139
Tabla 4.17 Tipos de cargas para perfiles de acero laminado (ver anexos).....	139
Tabla 4.18 Características de electrodos 7018(ver anexos)	139
Tabla 4.19 Propiedades mecánicas de los aceros(ver anexos)	139
Tabla 4.20 Hoja de proceso de mecanizado(ver anexos)	139



Guía de montaje y mantenimiento (ver anexos).....	140
Planos	141
Fotos.....	142



SIMBOLOGÍA

H: Altura de caída de agua (m).

Q: Caudal de desvió (m^3/s).

Z: Número de alabes.

De: Diámetro exterior del rotor (m).

U_1 : Velocidad de giro (m/s).

n: Número de revoluciones de la turbina (rpm).

Kc: Coeficiente de velocidad Kc del inyector (0.967).

C_1 : Velocidad absoluta (m/s).

U_1 : Velocidad tangencial (m/s).

W_1 : Velocidad relativa del fluido (m/s).

C_{m1} : Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana (m/s).

C_u1 : Componente de la velocidad absoluta (m/s).

Z_a : Número de álabes que reciben el flujo de agua.

δ : Ángulo de admisión entre el rotor y el inyector (0°).

Aa: Área de admisión de un álabe (m^2).

Aat: Área de admisión total del rotor (m^2).

P_z : Paso de los alabes del rotor (mm).

X_z : Relación de número de alabes.

Br: Ancho del rotor (m).

Z_1 : Ángulo entre alabes (0°)

θ : Ángulo de ubicación de los alabes (0°)

γ : Ángulo de ubicación de los alabes (0°)

λ : Ángulo de ubicación de los alabes (0°)



δ : Ángulo de ubicación de los alabes (0)⁰

A: Ancho radial del alabe (mm).

R: Radio exterior del rotor (mm).

r: Radio interior del rotor (mm).

A_p : Cuerda del alabe (mm).

R_a : Radio del alabe (mm).

L_a : Arco de admisión (mm).

e_a : Espesor del alabe en (mm).

θ_a : Ángulo de admisión (0)⁰

τ_θ : Envolverte del inyector (m).

C: Constante de torbellino potencial,

h_t : Altura del inyector en cada punto (mm).

N: Rendimiento de la turbina.

PT: potencia de la turbina (Hp).

T: Torque de la turbina (Kg-m).

Q_a : Caudal que ingresa a un alabe (m^3/s).

P_a : Peso de un alabe (Kg).

P_u : Peso de un alabe por unidad de longitud (kg-m).

L: Longitud de un alabe (m).

P_{tr} : Peso total del rotor (Kg).

N_d : Número de discos del rotor.

F_{hx} : Fuerza hidráulica en el eje x (Kgf).

F_{hy} : Fuerza hidráulica en el eje y (Kgf).

F_{hr} : Fuerza hidráulica resultante (Kgf).



F_c : Fuerza centrífuga sobre el álabe (Kgf).

R_x : Fuerza resultante sobre el álabe en dirección del eje x (Kgf).

R_y : Fuerza resultante sobre el álabe en dirección del eje y (Kgf).

R_T : Fuerza total resultante sobre el álabe (kgf).

M: Momento flector máximo sobre el álabe (Kgf – cm).

B_{rc} : Ancho del eje del rotor hasta los rodamientos (m).

σ : Esfuerzo máximo en el álabe (Kgf/cm^2).

W_a : Momento resistente en el álabe (m^3).

T_{max} : Momento torsor máximo sobre el eje (Kgf – m).

M_{max} : Momento flector máximo sobre el eje. (Kgf – m).

M_x : Momento flector en el eje x (Kgf – m).

M_y : Momento flector en el eje y (Kgf – m).

a: Distancia del disco del rotor a la chumacera (m).

$\sigma_{adm.flex}$: Es la tensión admisible a la flexión en (Kgf/cm²).

W_x : Es el momento axial de resistencia de la sección, en cm³.

F_t : Fuerza tangencial sobre el eje en (Kgf).

M_{equi} : Momento equivalente en la sección que se calcula de árbol (Kgf – m).

K_a : Factor de flexión 1.5

K_t : Factor de torsión 1.0

T_{flex} : Tensión a la flexión en el eje del rotor (Kgf/cm²).

τ_{tor} : Tensión a la torsión en el eje del rotor.



- F_{ti} : Fuerza total en el inyector en Kgf (Kgf/cm^2).
- M_i : Momento máximo sobre la plancha del inyector ($Kgf - m$).
- σ_i : Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector (Kg/m^2).
- e_i : Espesor de la plancha del inyector (m).
- B_i : Ancho del inyector.
- W_i : Momento resistente sobre la plancha del inyector (m^3).
- d : Diámetro del eje del rotor.
- D_1 : Diámetro de la polea mayor (mm).
- d_2 : Diámetro de la polea menor (mm).
- n_1 : Número de revoluciones de la polea mayor rpm.
- n_2 : Número de revoluciones de la polea menor rpm.
- I : Relación de transmisión.
- a_{min} : Distancia mínima entre ejes (mm).
- a_{maxi} : Distancia máxima entre ejes (mm).
- a_{media} : Distancia media entre ejes (mm).
- L_p : Largo de la banda (mm).
- α : Ángulo de abrasamiento de la polea menor (0^0).
- v : Velocidad periférica (m/s).
- P : Esfuerzo periférico (Kgf).
- z_c : Número de correas en la transmisión.
- s_0 : Esfuerzo en los ramales de las bandas (Kgf).
- F_e : Fuerza en los ejes (Kgf).
- S_1 : Fuerza en el ramal conductor (Kgf).
- S_2 : Fuerza en el ramal conducido (Kgf).



$\sigma_{adm-apla}$: Tensión admisible al aplastamiento en chavetas (Kgf/cm²).

σ_{apla} : Tensiones máximas al aplastamiento en los ejes de la turbina y bomba (Kgf/cm²)

f : Fuerza en los ejes de turbina y bomba (Kgf).

Gt: Límite de trabajo de la soldadura (Kgf/cm²).

Ge: Límite elástico de la soldadura (Kgf/cm²).

n: Coeficiente de seguridad.

Pmax: Peso del álabe mas la fuerza total del fluido (Kgf).

γ : Coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón.

$[A_r]$: Limite elástico (Kgf/cm²).

Ψ : Coeficiente de resistencia mecánica, (0,6 para electrodos 7018), (Kgf/cm²).

Vd.: Volumen del diente de los engranajes de la bomba volumétrica (m³).

Hm: altura manométrica (m).

Nh: Potencia hidráulica de la bomba al líquido (Hp).

N: Potencia comunicada al eje de la bomba (Hp).

Nu: Potencia útil de la bomba (Hp).

η_b : Rendimiento de la bomba.

η_T : Rendimiento del sistema de Turbo bomba.



INTRODUCCIÓN

El presente trabajo tiene por finalidad presentar una metodología de selección y cálculo para el diseño hidráulico y mecánico de las principales partes de una TURBO BOMBA. Para lo cual se parte de los principios fundamentales de las turbinas hidráulicas, estudios anteriores realizados específicamente sobre turbinas de flujo cruzado, información proporcionada por fabricantes de estas máquinas, así como también, de conocimientos de resistencia de materiales, diseño de elementos de máquinas, materiales de construcción mecánica, entre otros.

El sistema consiste en el acoplamiento de una turbina tipo flujo cruzado o tangencial a una bomba volumétrica, esto nos permitirá delinear las características principales de funcionamiento, como por ejemplo, potencia de la bomba, caudal, velocidades, altura de bombeo, rendimientos, curva del sistema, entre otras.



PLANTEAMIENTO DE LA PROBLEMÁTICA

El escenario mundial actual se está caracterizando por el fortalecimiento de un proceso de revalorización de los recursos naturales, que busca replantear las nociones existentes sobre desarrollo y cuestionar los actuales modelos sobre bienestar económico, calidad de vida y manejo de los recursos naturales, a partir de un concepto de sustentabilidad. Este proceso, en conjunción con la preocupación mundial que existe por las consecuencias del cambio climático, trata de encontrar un nuevo camino de desarrollo basado en el uso de energías renovables, así como el fortalecimiento de otras actividades e iniciativas económicas no dependientes del petróleo, en un modelo de desarrollo post-petróleo.

Entre los problemas que afrontan los países en vías de desarrollo: es la falta de equipamiento, implementación, estudio e información, para el suministro de agua al sector rural marginado, donde el campesinado se lo ha relegado en la necesidad de contar con este servicio útil para la supervivencia, ya sea para uso personal como en lo referente a la agricultura.

El estado actual de la agricultura es un reflejo del grado de desarrollo alcanzado por cada región. Existen zonas muy deprimidas donde el cultivo del terreno es de estricta supervivencia, con tecnologías y rendimientos prehistóricos y donde los recursos energéticos, cubren escasamente las necesidades más elementales de la población rural.

La dispersión y el alejamiento de los centros de producción y distribución de energía de las instalaciones agrarias, ha hecho que la energía eléctrica haya tardado en ayudar al agricultor en sus tareas. Ha sido el petróleo y sus derivados junto con los progresos en la mecánica en los útiles agrarios, lo que ha permitido en algo mermar el trabajo muscular y tedioso del labrador.



Las zonas rurales aisladas donde no se dispone de energía eléctrica, o donde el costo de las redes de distribución es muy caro, o económicamente no viable debe utilizarse las energías renovables como ejemplo la energía convencional Hidráulica.

El desarrollo debe cimentarse en el uso de las energías renovables, lo cual es un desafío que debe absorber la región. Mientras más pronto se pueda introducir a gran escala, y familiarizar al estado y a los usuarios en el uso de las mismas, será mejor. Por los beneficios que trae la sustitución de los combustibles fósiles en la restitución del equilibrio del planeta, no solamente el aspecto energético o natural, sino en la democratización, despolitización y socialización de la energía, los países, sus organizaciones y sus habitantes, el empleo de este tipo de energía está llamada a convertirse en la opción del futuro para la humanidad.

La búsqueda de nuevas fuentes de energía que basen su potencial en recursos renovables o permanentes, además de tecnologías que sean desarrolladas tomando en cuenta dichas propuestas o formas de uso, contribuyen con aplicaciones que promueven una revolución tecnológica dentro de los países.

La energía hidráulica se puede utilizar en aplicaciones tales como: bombas de fluido impelente (arietes hidráulicos), ruedas hidráulicas, turbo bombas, etc. También directamente para las zonas rurales donde no se posea la red eléctrica y además porque son las regiones donde mayormente se utiliza el regadío para las plantaciones, así estas maquinas hidráulica sin duda tendrán gran ventaja en las zonas cultivables

La denominada “turbo – bomba” transforma la energía potencial del recurso hídrico (estero o río) o energía hidráulica, en energía mecánica o eléctrica. En el caso que se propone mediante un mecanismo de rotor con álabes, la energía potencial que trae el agua se transforma en energía mecánica de rotación. El movimiento circular de giro que



se produce en el rotor permite accionar la bomba que eleva el agua desde el río hasta el nivel de descarga deseado; es decir, la energía mecánica de rotación se transformada en energía cinética del fluido en el rodete de una bomba acoplada a una transmisión a la salida del eje de la turbina. Esto se logra utilizando como elemento motor una turbina con diversas innovaciones constructivas y una bomba, dimensionada de acuerdo al salto hidráulico y caudal del río o estero a utilizar.

Una bomba es una turbo máquina generadora para líquidos. La bomba se usa para transformar la energía mecánica en energía hidráulica. Las bombas se emplean para bombear toda clase de líquidos.

Es una alternativa de solución al problema de elevación de agua que circula por el río, arroyo o canal. Dicho esta por demás, su diseño es en un solo cuerpo lo que facilita su transportación a lugares alejados donde se hace necesaria su instalación, en lo que respecta a su mantenimiento es viable en lo económico.

Al evaluar la oportunidad que nos brinda las energías alternativas en la RSE del Ecuador, es necesario que trabajemos más aun los que estamos inmersos en el ámbito electromecánico al iniciar proyectos de aplicación en los procesos de producción de energía, ya sea esta mecánica, eléctrica o de microhidrogeneración entre otros, presentando grandes posibilidades con beneficios a todos los niveles sociales, y su viabilidad social, técnica y económica, es por eso que se hacen necesarios estudios avanzados aplicados a las condiciones específicas del país y que no se debe desaprovechar la oportunidad de incorporarse a este sector tanto a nivel industrial como comercial valiéndose de la experiencia de otros países a nivel técnico y de financiamiento.



El recurso hidráulico es uno de los mayores generadores de energía ya sea esta: mecánica o eléctrica, pero aún no tiene acceso a todas las zonas rurales del país. Si tomamos en cuenta que todo el Ecuador es rico en este recurso, se evidencia su desaprovechamiento.

La actividad agrícola productiva del sector rural de la RSE del Ecuador, presenta un bajo desarrollo debido a que los sistemas de bombeo de agua convencionales aplicados al riego (combustibles fósiles o eléctricos) poseen un alto costo de funcionamiento (costo de los combustibles o electricidad y costo del mantenimiento) en comparación con los bajos recursos económicos con los que cuentan los habitantes del sector rural.

Esta incompatibilidad genera una baja o nula utilización de los sistemas de bombeo tradicionales y por lo tanto un reducido interés agro-productivo, lo que encierra en un ciclo de pobreza a los habitantes del sector rural.

ENUNCIADO PROBLEMÁTICO

Nuestra Área se caracteriza por la falta de laboratorios experimentales didácticos, lo cual hace necesario el requerimiento de los mismos, en lo referente al estudio del aprovechamiento de las energías renovables, en este caso los recursos hídricos de nuestra región sur.

De tal manera se hace indispensable que el AEIRNNR cuente con un prototipo didáctico de turbo-bomba, en el cual el estudiante pueda realizar pruebas y practicas hidráulicas de comportamiento de los fluidos.



PROBLEMA GENERAL DE LA INVESTIGACIÓN

“El limitado conocimiento y desarrollo tecnológico en nuestra Área sobre prototipos didácticos de Turbo-Bombas no hace posible la implementación del mismo, impidiendo al estudiantado de la carrera el estudio teórico- práctico sobre el comportamiento y aprovechamiento del recurso hidráulico”.

PROBLEMAS ESPECÍFICOS

- Limitada información técnica- teórica en lo referente al estudio del funcionamiento de turbo bombas.
- Desconocimiento de los parámetros de diseño de turbo maquinas y bombas para el aprovechamiento hidráulico.
- La falta de prototipos didácticos en turbo bombas en el Área, donde el estudiante de la carrera pueda realizar prácticas hidráulicas.
- Falta de desarrollo de guías para prácticas hidráulicas con turbo bombas.



OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un prototipo de turbo bomba con fines didácticos.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Empezar una búsqueda de fuentes de información bibliográfica, ya sea esta en revistas, libros, internet, en lo referente al estudio de turbo bombas. Lo cual servirá como lineamientos de medición general.
- Establecer parámetros de diseño para el dimensionado de los elementos constructivos y la selección de las partes y componentes de la turbina y bomba, adecuada para el funcionamiento de turbo bombas.
- Construir un prototipo didáctico de turbo bomba para el aprovechamiento hidráulico.
- Desarrollo de guías para prácticas hidráulicas y socializar con el estudiantado de la carrera sobre el funcionamiento de turbo bombas.



PLANTEAMIENTO DE LA HIPÓTESIS

HIPÓTESIS GENERAL

Aplicando los conocimientos adquiridos en las aulas de nuestra carrera tanto teóricos como prácticos y con el empleo de la tecnología local es posible el diseño y construcción de una turbo bomba didáctica para demostraciones prácticas a los estudiantes, del aprovechamiento hidráulico.

HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

- Con la búsqueda de información detallada sobre las maquinas hidráulicas y en especial sobre el funcionamiento de turbo bombas, el estudiantado pueda emprender nuevos proyectos hidráulicos.
- Estableciendo parámetros de diseño podremos de forma adecuada escoger las turbinas y bombas adecuadas para un funcionamiento óptimo de una turbo bomba.
- La construcción del prototipo didáctico en turbo bomba, posibilitará que el estudiante de la carrera pueda realizar prácticas hidráulicas.
- El desarrollo de guías para prácticas hidráulicas, se socializara con el estudiante el funcionamiento de la turbo bomba.



CAPITULO I REVISIÓN DE LITERATURA

1.1 ENERGÍA HIDRÁULICA

La energía hidráulica se obtiene de la caída del agua desde un nivel superior a uno inferior que provoca el movimiento de bombas y turbinas.

La mecánica de fluidos es parte de la Física que se ocupa de la acción de los fluidos en reposo o en movimiento, así como de las aplicaciones y mecanismos de ingeniería que utilizan fluidos. La mecánica de fluidos es fundamental en campos tan diversos como la aeronáutica, la ingeniería química, civil e industrial, la meteorología, las construcciones navales y la oceanografía.

La mecánica de fluidos puede subdividirse en dos campos principales: la estática de fluidos o hidrostática, que se ocupa de fluidos en reposo, y la dinámica de fluidos, que trata de fluidos en movimiento. El término de hidrodinámica se aplica al flujo de líquidos o al flujo de los gases a baja velocidad, en el que puede considerarse que el gas es esencialmente incompresible. La aerodinámica o dinámica de gases, se ocupa del comportamiento de los gases cuando los cambios de velocidad y presión son suficientemente grandes para que sea necesario incluir los efectos de compresibilidad.

Entre las aplicaciones de la mecánica de fluidos están la propulsión a chorro, las turbinas, los compresores y las bombas. La hidráulica estudia la utilización en ingeniería de la presión del agua o del aceite.

La hidráulica se aplica en la mecánica de fluidos en ingeniería, para construir dispositivos que funcionan con líquidos, por lo general agua o aceite. Esta resuelve



problemas como el flujo de fluidos por conductos o canales abiertos y el diseño de presas de embalse, bombas y turbinas.

1.2 PROPIEDADES FÍSICAS DE LOS FLUIDOS

1.2.1 Densidad

La densidad de un fluido es su masa por unidad de volumen, mientras que el volumen específico es su peso por unidad de volumen.

$$\rho = \frac{m}{v} = \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] \quad \text{Ecuación 1.1}$$

1.2.2 Peso específico

El peso específico, representa la fuerza ejercida por la gravedad sobre la unidad de volumen del fluido y se mide por lo tanto, en unidad de fuerza por unidad de volumen.

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{N}{\text{m}^3} \quad \text{o} \quad \frac{\text{Kgf}}{\text{m}^3} \quad \text{Ecuación 1.2}$$

1.2.3 Volumen específico

Volumen específico, v , es el volumen ocupado por la unidad de peso del fluido. Se aplica especialmente este concepto en el caso de los gases y su unidad es el m^3/Kg .

1.2.4 Densidad relativa

Densidad relativa, S , de un líquido es la razón de su densidad a la del agua pura a la temperatura normal. Los físicos usan la de 4°C como temperatura normal, pero los ingenieros prefieren por lo general, 15.5°C .

$$\delta = \frac{\gamma_{\text{liquido}}}{\gamma_{\text{agua}}} = \frac{\rho_{\text{liquido}}}{\rho_{\text{agua}}} \quad \text{Ecuación 1.3}$$



1.2.5 Viscosidad

La viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, o simplemente la viscosidad absoluta de un fluido, es una medida de resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas.

1.2.6 Viscosidad absoluta o dinámica

La unidad de viscosidad dinámica en el sistema internacional (SI) es el pascal segundo (Pa.s) o también newton segundo por metro cuadrado (N.s/m²), o sea kilogramo por metro segundo (kg/ms). Esta unidad se conoce también con el nombre de poiseuille (Pl) en Francia, pero debe tenerse en cuenta que no es la misma que el poise (P) descrita a continuación:

El poise es la unidad correspondiente en el sistema CGS de unidades y tiene dimensiones de dina segundo por centímetro cuadrado o de gramos por centímetro cuadrado. El submúltiplo el cent poise (cP), 10⁻² poises, es la unidad más utilizada para expresar la viscosidad dinámica dado que la mayoría de los fluidos poseen baja viscosidad.

1.2.7 Viscosidad cinemática

Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo (m²/s). La unidad CGS correspondiente es el stoke (St), con dimensiones de centímetro cuadrado por segundo y el centistoke (cSt), 10⁻² Stokes, que es el submúltiplo más utilizado.

1.2.8 Presión de un fluido

Por presión se entiende la fuerza ejercida por unidad de área. Se le puede expresar en Newton por metro cuadrado o en kilogramos fuerza por centímetro cuadrado.

1.3 ECUACIONES FUNDAMENTALES DE LA HIDRÁULICA

1.3.1 Ecuación de la continuidad

Si en una conducción determinada de una red de abastecimiento, fig. 1.1, se consideran dos secciones rectas de las mismas A_1 y A_2 situadas en puntos perfectamente diferenciados de la conducción que está siendo recorrida por agua con velocidades diferentes V_1 y V_2 , se puede establecer la siguiente igualdad:

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 = Cte = Q \quad \text{Ecuación 1.4}$$

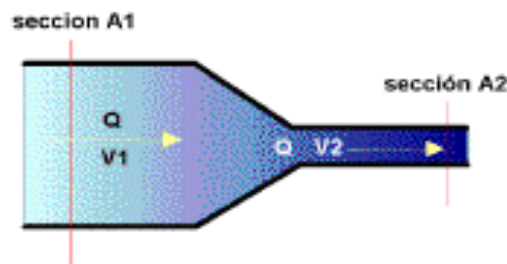


Fig. 1.1 Explicación de la ecuación de la continuidad

A_1 y A_2 = Secciones rectas de las conducciones.

V_1 y V_2 = Velocidades del fluido en cada una de las secciones.

γ_1 y γ_2 = Pesos específicos del fluido en cada una de las secciones

1.3.2 Ecuación de la energía

La ecuación de la energía es válida para una línea de corriente de flujo permanente y uniforme y sin rozamiento.

En estas circunstancias, fig. 1.2, la suma de las energías de presión, cinética y potencial, se mantiene constante a lo largo de la mencionada línea.

La ecuación de la energía recibe también el nombre de ecuación de Bernouilli.

La expresión analítica de dicha ecuación es la siguiente:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

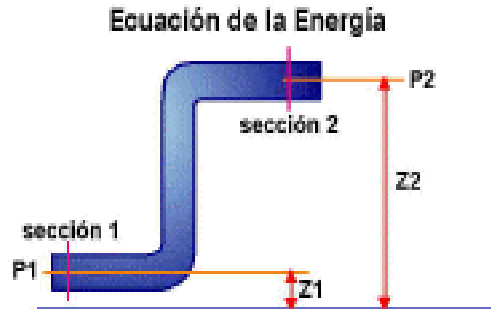


Figura 1.2. Explicación de la ecuación de la energía

Donde:

P1 = Presión en el punto 1

Z1 = Cota del punto 1

V₁ = Velocidad del fluido en el punto 1

γ = Peso específico del fluido

g = Aceleración de la gravedad

P2 = Presión del fluido en el punto 2

Z2 = Cota del punto 2

1.3.3 Alturas piezométricas, totales y geométricas

Altura geométrica, es la altura que tiene el eje de la tubería con respecto a un nivel de referencia determinado como puede ser el nivel del mar. La altura geométrica se representa mediante la cota z. Esta altura cuantifica la energía potencial.

El lugar geométrico de las alturas geométricas es la línea de alturas geométricas.

Altura piezométricas, fig.1.3, es la suma de la altura geométrica y de la altura de presión. El lugar geométrico de las alturas piezométricas se determina uniendo en una

línea la altura que en un fluido circulante alcanzan los distintos tubos piezométricas emplazados a lo largo de la tubería que se considera.

La expresión analítica de la altura piezométricas es la siguiente:

$$H = \frac{P}{\gamma} + Z \quad \text{Ecuación 1.6}$$



Figura 1.3. Explicación del teorema de Bernoulli

Alturas totales, estas alturas se obtienen sumando a las alturas piezométricas, las alturas de la velocidad de circulación ($v^2/2g$).

1.3.4 Ecuaciones de pérdidas

Las pérdidas de carga que se producen en las conducciones de agua, están relacionadas con el caudal, el tamaño de la sección, la rugosidad de las paredes internas de las tuberías, etc.

Recibe el nombre de las Ecuaciones de pérdidas, a la relación que asocia a las pérdidas de carga, con los elementos que se acaban de reseñar.

Existe un parámetro relacionado con las Ecuaciones de pérdidas, determinado por las características del flujo del agua que se hace preciso mencionar, este parámetro es el número de Reynolds.



El número de Reynolds es un parámetro adimensional a través del cual se determina la relación que existe entre las fuerzas de inercia y la viscosidad del fluido (fuerzas viscosas).

La expresión matemática del número de Reynolds es la siguiente:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad \text{Ecuación 1.7}$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

ρ = Densidad del fluido

μ = Viscosidad absoluta del fluido

v = Velocidad del fluido

D = Diámetro de la tubería

1.4 RESISTENCIA DE LOS FLUIDOS

1.4.1 Régimen Laminar

El tránsito del régimen laminar al turbulento o del régimen turbulento al laminar, se hace a través del régimen crítico, que es un estado intermedio del movimiento de las partículas dentro de una tubería, asociado a un valor también intermedio del número de Reynolds (valores de Re comprendidos entre el 2.000 y el 4.000). El fluido se desplaza ordenadamente, fig. 1.4, en capas anulares concéntricas que deslizan unas sobre otras con velocidad decreciente desde el eje hasta la pared de la tubería.

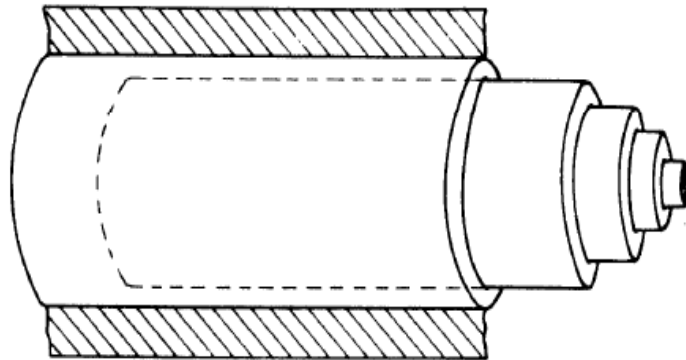


Figura 1.4. Fluido en régimen laminar

1.4.2 Régimen Turbulento

El fluido tiene un régimen turbulento, fig. 1.5, cuando el número de Reynolds es alto, ya que la tendencia al movimiento caótico se incrementa ostensiblemente, las fuerzas de la viscosidad pierden la capacidad para orientar el movimiento de las partículas y estas describen trayectoria erráticas que en términos generales mantienen rumbos predecibles ya que las partículas no dejan de encontrarse encerradas dentro de una tubería, donde el fluido se desplaza en un determinado sentido.



Figura 1.5. Fluido en régimen turbulento.



2 MAQUINAS HIDRÁULICAS

2.1 DEFINICIÓN

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

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

2.2 CLASIFICACIÓN DE MAQUINAS HIDRÁULICAS

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

2.3 TURBO MAQUINAS

2.3.1 Bombas centrifugas

Turbomáquinas generatrices, que aumentan la energía del fluido que las atraviesa bajo forma potencial, (aumento de presión), o cinética; la energía mecánica que consumen es suministrada por un motor, pudiendo ser:

2.3.1.1 Bombas rotodinámicas. Son el tipo más corriente de bombas rotodinámicas, fig. 2.1, y se denomina así porque la cota de presión que crean es

ampliamente atribuible a la acción centrífuga. Pueden estar proyectadas para impulsar caudales tan pequeños como 1 gal/min. o tan grandes como 4.000.000 gal/min, mientras que la cota generada puede variar desde algunos pies hasta 400. El rendimiento de las de mayor tamaño puede llegar al 90%. El rodete consiste en cierto número de alabes curvados en dirección contraria al movimiento y colocados entre dos discos metálicos. El agua entra por el centro u ojo del rodete y es arrastrada por los alabes y lanzada en dirección radial. Esta aceleración produce un apreciable aumento de energía de presión y cinética. A la salida, el movimiento del fluido tiene componentes radial y transversal.

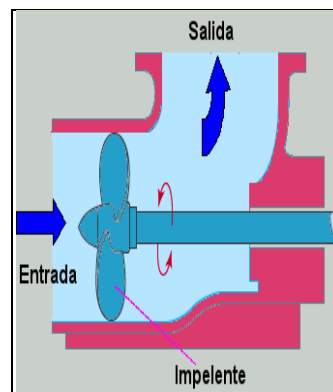


Fig. 2.1 Bomba rotodinámicas

2.3.1.1.1 Clasificación de bombas rotodinámicas

-Según la dirección del flujo tenemos bombas de flujo radial, fig. 2.2 a, de flujo axial, fig. 2.2 b y de flujo radioaxial fig. 2.2 c.

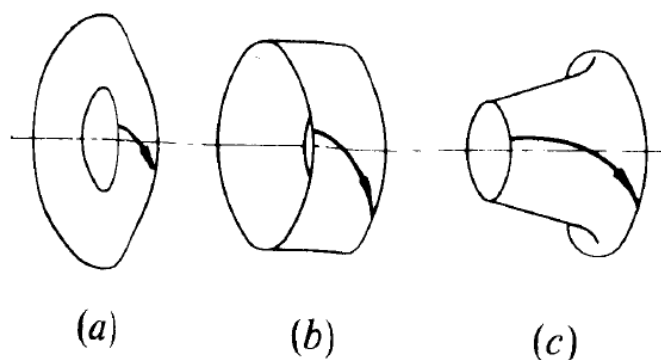


Fig. 2.2 Dirección del flujo



- Según la posición del eje: bombas de eje horizontal, vertical y de eje inclinado.
- Según la presión engendrada: bombas de baja presión, de media presión y de alta presión.
- Según el número de flujos en la bomba: de simple aspiración de un flujo y de doble flujo.
- Según el número de rodets: de un escalonamiento o de varios escalonamientos.

2.3.1.1.2 Elementos constitutivos

Rodete (1), que gira solidario con el eje de la maquina y que consta de un cierto número de alavés los cuales imparten energía al fluido en forma de energía cinética y energía de presión.

-Corona directriz (2), corona de alavés fijos que recogen el fluido del rodete y transforma la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión.

-Caja espiral (3), de la misma forma transforma la energía dinámica en energía de presión, además conduce al fluido a su salida por el tubo de impulsión.

-Tubo difusor (4), que realiza la tercera etapa de difusión o sea la transformación de la energía dinámica en energía de presión.

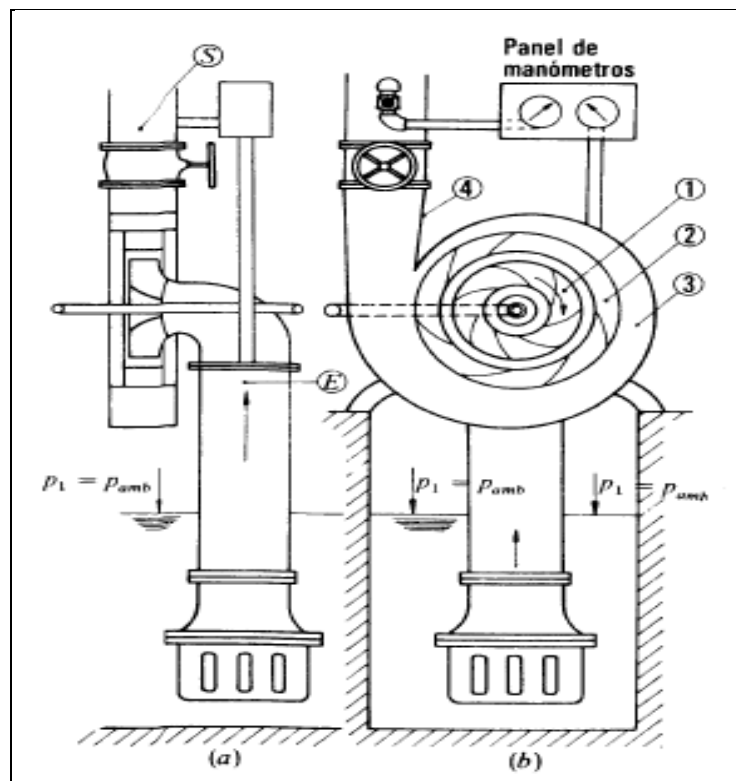


Fig. 2.3 Elementos constitutivos de un sistema de bombeo

2.3.1.2 Pérdidas, potencias, rendimientos

2.3.1.2.1 Pérdidas

-Pérdidas hidráulicas.- Las pérdidas hidráulicas disminuyen la energía específica útil que la bomba comunica al fluido y consiguientemente la altura útil.

-Pérdidas volumétricas.- Las pérdidas volumétricas exteriores constituyen una salpicadura de fluido al exterior, que se escapa por el juego entre la carcasa y el eje de la bomba que la atraviesa.

-Pérdidas mecánicas.- Las pérdidas mecánicas incluyen las pérdidas por:

- Rozamiento del prensaestopas con el eje de la máquina.
- Rozamiento del eje con los cojinetes.
- Accionamientos auxiliares.



2.3.2 Turbinas

2.3.2.1 Definición

Turbomáquinas motrices, que recogen la energía cedida por el fluido que las atraviesa, y la transforman en mecánica.

La turbina es una turbo maquina motora y por lo tanto es una bomba rotodinámicas que trabaja al revés, así como una bomba absorbe energía mecánica y restituye energía al fluido, una turbina absorbe energía potencial del fluido y restituye energía mecánica teóricamente suministrando energía hidráulica a la maquina e invirtiendo el flujo, de tal manera que las bombas podrían trabajar como turbinas siendo su rendimiento muy bajo o nulo.

2.3.2.2 Elementos constitutivos

Los elementos constitutivos de una turbina son análogos a los de una bomba, estos están dispuestos en forma inversa que a los de las mismas.

Tubería forzada de flujo a presión.

Caja espiral que transforma la presión en velocidad.

Distribuidor, que de igual manera es el transforma la presión en velocidad y actúa como tobera.

Rodete, a las cuales corresponde las turbinas centrípetas con flujo en el rodete hacia el interior El rodete es el elemento esencial de la turbina, estando provisto de álabes en los que tiene lugar el intercambio de energía entre el agua y la máquina.

El difusor o tubo de aspiración, es un conducto por el que desagua el agua, generalmente con ensanchamiento progresivo, recto o acodado, que sale del rodete y la conduce hasta el canal de fuga, permitiendo recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para lo cual debe ensancharse; si por razones de explotación el



rodete está instalado a una cierta altura por encima del canal de fuga, un simple difusor cilíndrico permite su recuperación, que de otra forma se perdería. Si la turbina no posee tubo de aspiración, se la llama de escape libre.

2.3.2.3 Clasificación de las turbinas

2.3.2.3.1 Clasificación según su grado de reacción.

-Las turbinas según su grado de reacción se clasifican en:

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

En las **turbinas de acción** el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, fig. 2.4 a, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética.

En las **turbinas de reacción** el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, fig. 2.4 b, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión.

En las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua, coinciden, mientras que en las turbinas de reacción, el empuje y la acción del agua son opuestos. Este empuje es consecuencia de la diferencia de velocidades entre la entrada y la salida del agua en el rodete, según la proyección de la misma sobre la perpendicular al eje de giro.

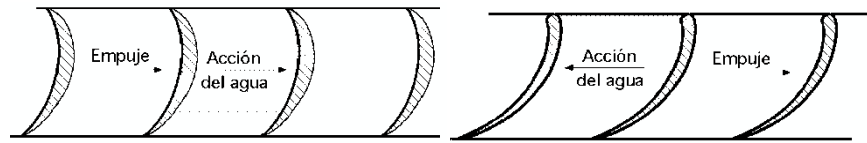


Fig. 2.4 a.- Acción.

Fig. 2.4 b.- Reacción.

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

a) Axiales; b) Radiales {centrípetas y centrífugas}; c) Mixtas; d) Tangenciales.

En las **axiales**, (Kaplan, hélice, Bulbo), el agua entra paralelamente al eje, tal como se muestra en la fig. 2.5 a.

En las **radiales**, el agua entra perpendicularmente al eje, fig. 2.5 b, siendo centrífugas cuando el agua vaya de adentro hacia afuera, y centrípetas, cuando el agua vaya de afuera hacia adentro, (Francis).

En las **mixtas** se tiene una combinación de las anteriores.

En las **tangenciales**, el agua entra lateral o tangencialmente (Peltón) contra las alas, cangilones o cucharas de la rueda, fig. 2.5 c.

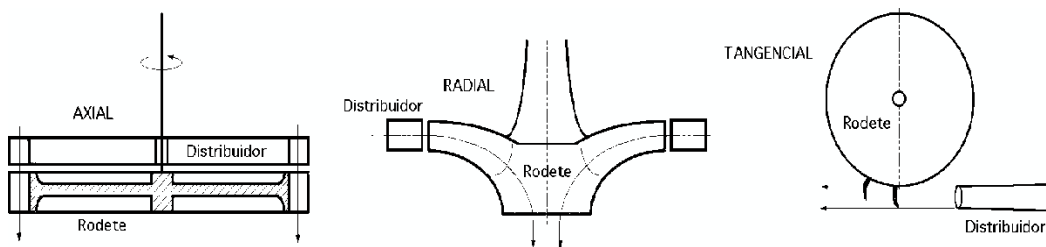


Fig. 2.5 a) Turbina axial; **b)** Turbina radial; **c)** Turbina tangencial

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

a) Turbinas de eje horizontal.

b) Turbinas de eje vertical.

2.3.2.3.2 Clasificación según su número específico de revoluciones

Número específico de revoluciones:

El número específico de revoluciones o número característico es la velocidad de giro con la cual una turbina produce una potencia unitaria (1 CV) a partir de un salto neto de 1 m.

Asimismo, existen equipos adaptados para cursos pequeños de agua, con bajos requerimientos en cuanto a instalación, y que por su baja potencia solamente sirven a un solo usuario, es decir que no se utilizan para alimentar redes, que son las mini y las micro turbinas hidráulicas.

En base a lo anterior se puede efectuar la siguiente clasificación de tipos de turbinas fig.2.6, según el número específico de revoluciones.

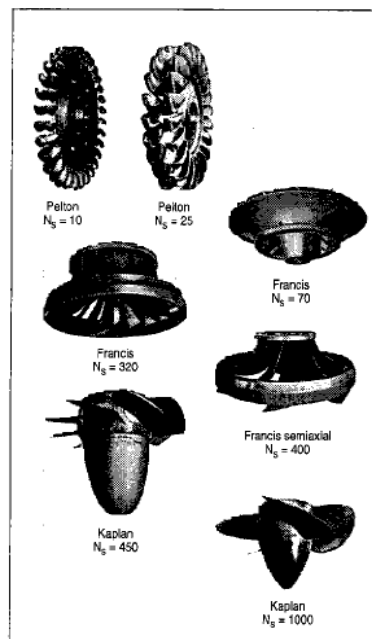


Fig. 2.6 Número específica de revoluciones según el rodete



Tabla 2.1 Criterio de la selección de turbinas

Características principales de turbinas de acción						
TURBINA	INVENTOR PATENTE	Ns (rpm, Hp,)	Q m^3/s	H m	P Kw	η_{maxi} %
Peltón	L. Peltón EEUU 1880	1 Ch 30 2Ch 30-50 4Ch 30-50 6Ch 50-70	0,05-50	30-1800	2-300000	91
Turgo	E. Crowson G.Bretaña 1920	60-260	0,025- 10	15-300	5-8000	85
Michellel- Banki	Michell 1903 Banki 1919	40-160	0,025-5	1-50 (200)	1-750	82
Características principales de turbinas de reacción						
TURBINA	INVENTOR PATENTE	Ns (rpm, Hp,)	Q m^3/s	H m	P Kw	η_{maxi} %
Bomba Rotodina- mica	D.Papin Francia 1689	30-170	0,05-0,25	10-250	5-500	80
Francis	J. Francis G.Bretaña 1848	L :60-150 N:150-250 R:250-400	1-500	2-750	2-750000	92
Deriaz	P.Deriaz Suiza 1956	60-400	500	30-130	100000	92
Kaplan y de hélice	V.Kaplan Austria 1912	300-800	1000	5-80	2-200000	93

Axiales:						
Tubular	1930	300-800	600	5-30	100000	93
Bulbo	1933					
G.Periferico	1919					

Se puede efectuar una clasificación primaria de acuerdo al siguiente criterio.

N_s = Velocidad específica.

Ch = Chorro.

L = Lento.

N = Normal.

R = Rápida.

2.3.2.4 Tipos de turbinas hidráulicas

Descripción sumaria de algunos tipos de de turbinas hidráulicas de reacción.

- Turbina *Fourneyron* (1833), fig. 2.7, en la que el rodete se mueve dentro del agua. Es una turbina radial centrífuga, lo que supone un gran diámetro de rodete; en la actualidad no se construye.

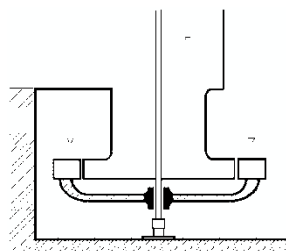


Fig. 2.7 Turbina Fourneyron

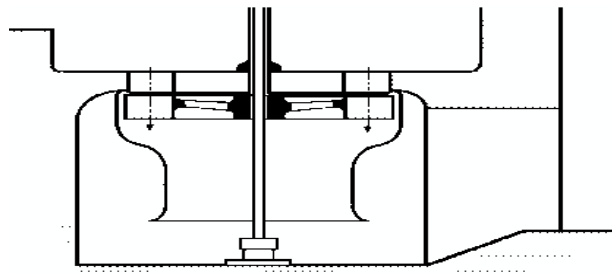


Fig. 2.8 Heuschel-Jonval

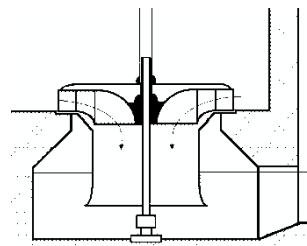


Fig. 2.9 Turbina Francis

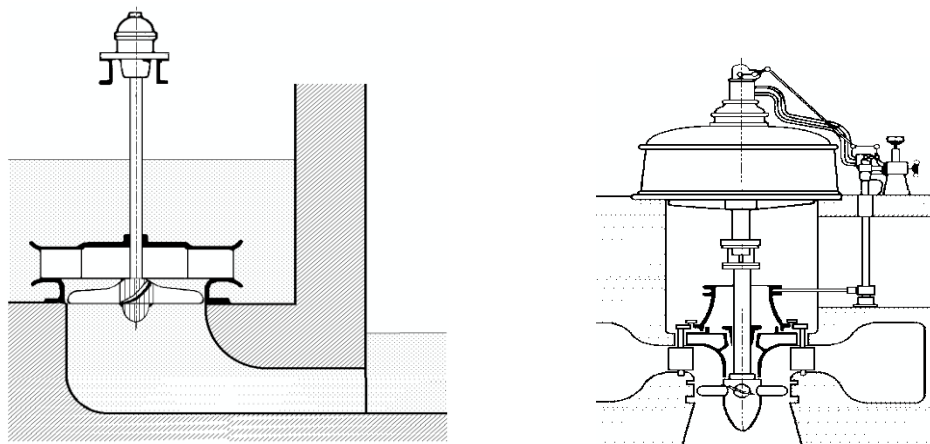


Fig. 2.10 Turbinas Kaplan

- Turbina *Heuschel-Jonval*, fig. 2.8, axial, y con tubo de aspiración; el rodete es prácticamente inaccesible; en la actualidad no se construye.
- Turbina *Francis* (1849), fig. 2.9; es radial centrípeta, con tubo de aspiración; el rodete es de fácil acceso, por lo que es muy práctica. Es fácilmente regulable y funciona a un elevado número de revoluciones; es el tipo más empleado, y se utiliza

en saltos variables, desde 0,5 m hasta 180 m; pueden ser, lentas, normales, rápidas y extrarápidas.

- Turbina *Kaplan* (1912), fig. 2.10; las palas del rodete tienen forma de hélice; se emplea en saltos de pequeña altura, obteniéndose con ella elevados rendimientos, siendo las palas orientables lo que implica paso variable. Si las palas son fijas, se denominan turbinas hélice.

TURBINAS DE ACCIÓN.- Estas turbinas se empezaron a utilizar antes que las de reacción; entre ellas se tienen:

- Turbina *Peltón*, fig. 2.11, es tangencial, y la más utilizada para grandes saltos.

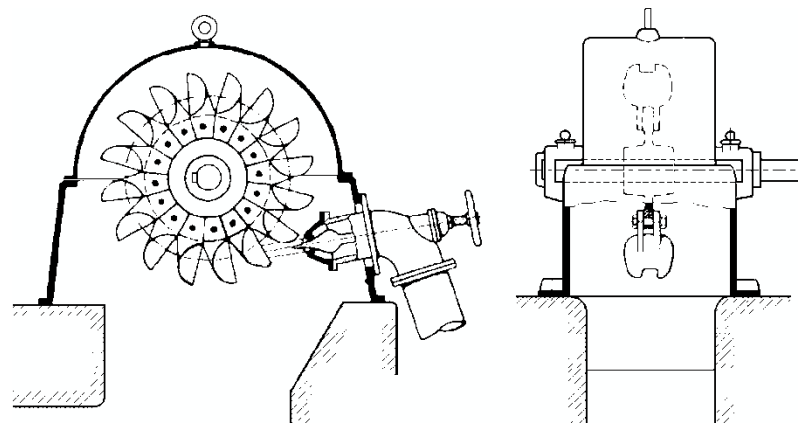


Fig. 2.11 Turbina Peltón

- Turbina *Schwamkrug*, (1850), radial y centrífuga, fig. 2.12

- Turbina *Girard*, (1863), fig. 2.13, axial, con el rodete fuera del agua; mientras el cauce no subía de nivel, trabajaba como una de acción normal, mientras que si el nivel subía y el rodete quedaba sumergido, trabajaba como una de reacción, aunque no en las mejores condiciones; en la actualidad no se utiliza.

- Turbina *Michel*, o *Banki*, fig. 2.14; el agua pasa dos veces por los álabes del rodete, construido en forma de tambor; se utiliza para pequeños y grandes saltos.

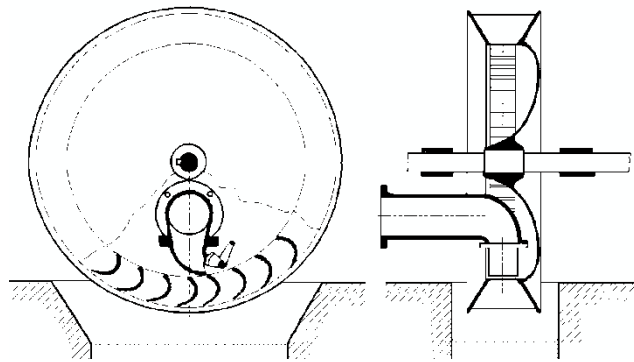


Fig. 2.12 Turbina Schwamkrug

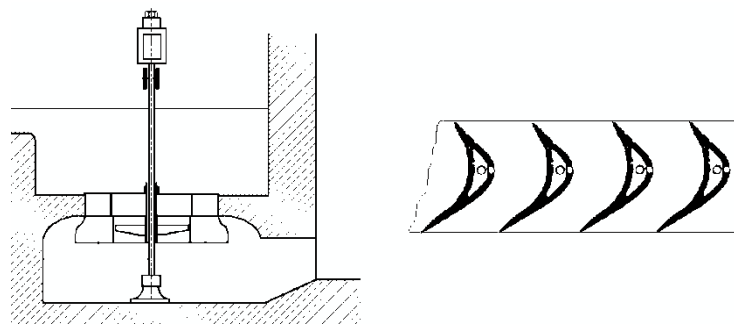


Fig. 2.13 Turbina Girard

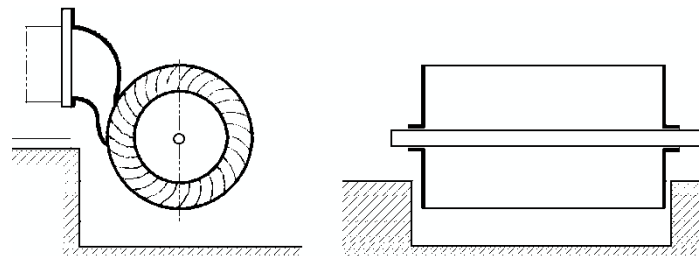
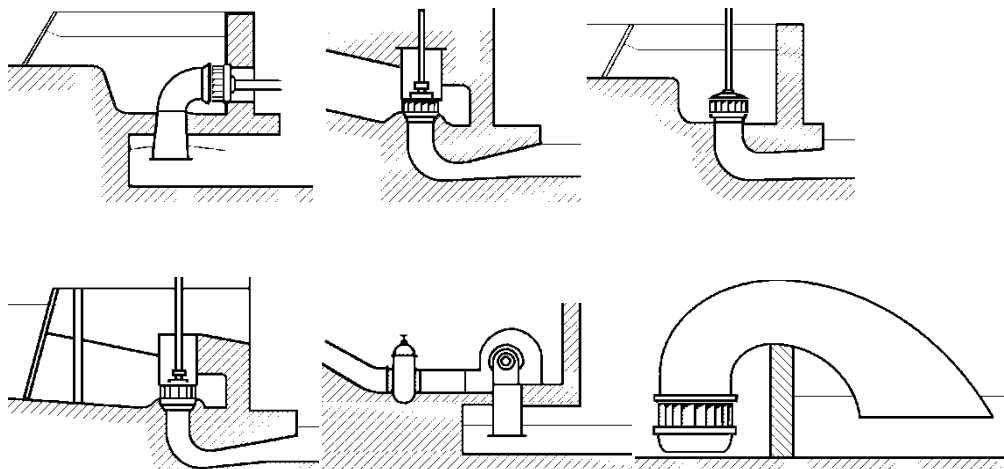


Fig. 2.14 Turbina Michel Banki



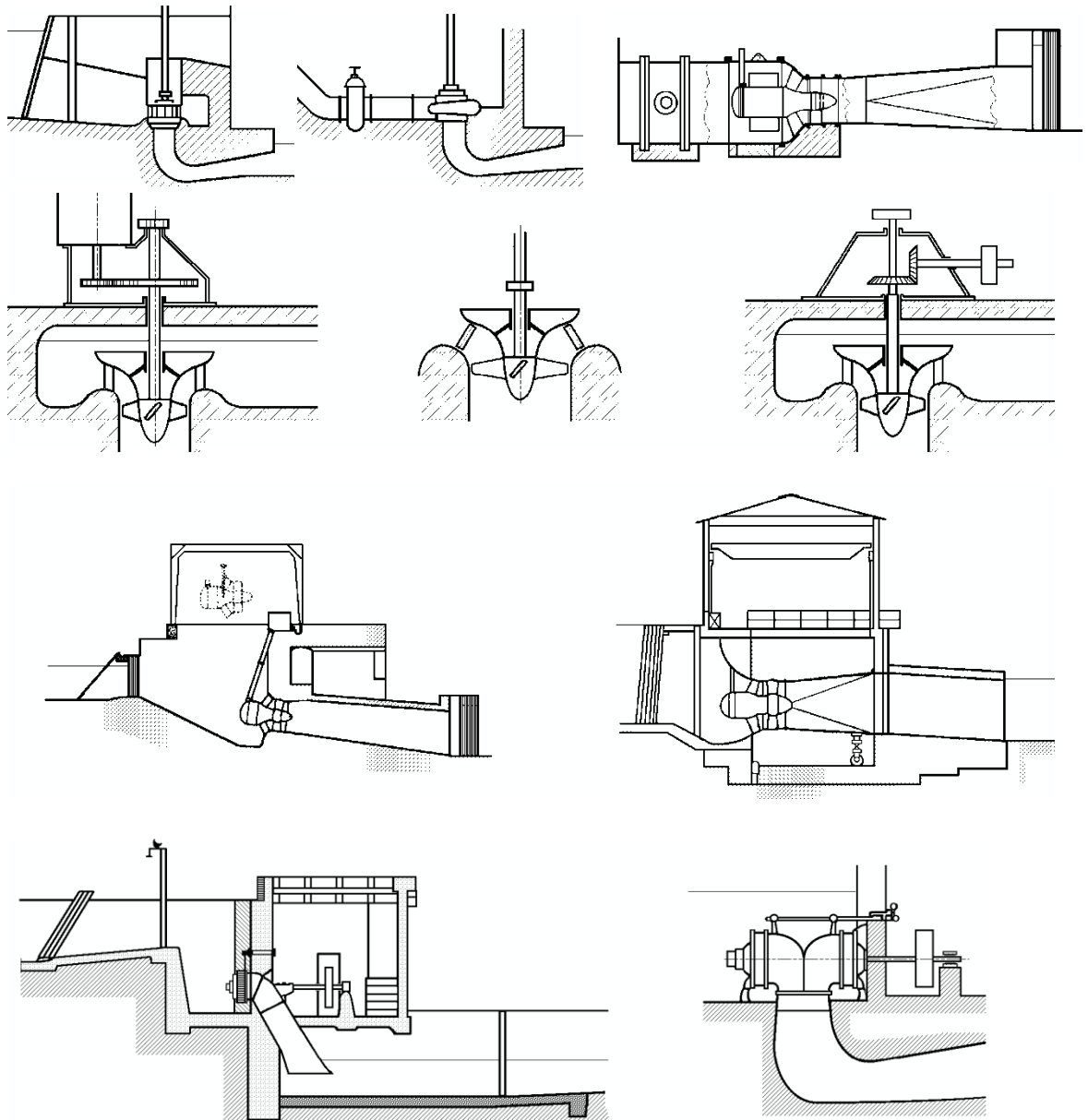


Fig. 2.15 Algunas disposiciones y montajes de turbinas hidráulicas

2.3.2.5 Potencias, pérdidas y rendimientos.

Potencia de un sistema hidráulico:

Dado un sistema como el siguiente

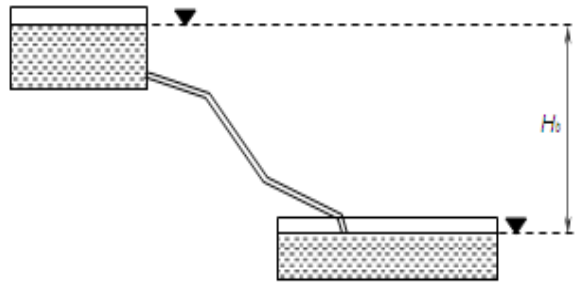


Fig. 2.16 Esquema de un sistema hidráulico.

En la fig. 2.16, donde H_b es el salto bruto entre los dos niveles, si se consideran las pérdidas que implican la cañería, válvulas si las hubiera, etc. englobado en un valor Δh se tiene que el salto neto resulta:

$$H = H_b - \Delta h \quad \text{Ecuación 2.1}$$

En base a lo anterior, la energía potencial de un salto de agua se puede aprovechar mediante:

- El peso de una masa de agua que cae.
- La presión del agua.
- La velocidad del agua.
- La combinación de todo lo anterior.

La potencia hidráulica disponible N , para un volumen de agua V que pesa G y cae desde una altura H , y que produce el trabajo $W = G \cdot H$ será:

$$N = \frac{G \cdot H}{t} = \frac{\gamma \cdot V \cdot H}{t} = \gamma \cdot Q \cdot H \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Si lo que se utiliza es la presión, introducida en un cilindro de sección S y carrera L , producirá un trabajo $W = p \cdot S \cdot L = p \cdot V$, entonces la potencia será.

$$N = \frac{p \cdot V}{L} = p \cdot Q \quad \text{Si } p = \gamma \cdot H \text{ entonces } N = \gamma \cdot H \cdot Q \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Si se usa la velocidad media, la energía cinética será:



$$E = G \cdot \frac{U^2}{t}, \quad \text{Ecuación 2.4}$$

$$\text{Entonces} \quad N = \frac{G \cdot U^2}{t \cdot 2g} = \frac{\gamma \cdot V}{t} = \frac{\gamma \cdot U}{t} \cdot \frac{U^2}{2g} = \gamma \cdot Q \cdot H \quad \text{Ecuación 2.5}$$

$$\text{Por definición} \quad H = \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

O sea que cualquiera sea el medio utilizado (caída, presión, energía cinética), la potencia hidráulica disponible de un salto neto H es siempre la misma.

$$\text{Si } [N] = \left[\frac{Kgm}{seg.} \right] \text{ en } Kw$$

$$\text{Resulta } N = \frac{100}{102} \cdot Q \cdot H \cong 9,81 \cdot Q \cdot H \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Rendimiento de las máquinas hidráulicas:

Se puede definir el rendimiento total como el cociente entre la potencia efectiva y la potencia disponible:

$$\aleph = \frac{N_e}{N} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

La potencia efectiva se calcula mediante la evaluación de las pérdidas.

a) Pérdidas volumétricas:

Son debidas a las fugas de agua a través de la máquina, es decir, es la parte de caudal que se pierde por juegos o huelgos entre las partes fijas y las partes móviles. La reducción de potencia es proporcional a dicha pérdida de caudal.

En este caso se puede definir el rendimiento volumétrico como:

$$\aleph_v = \frac{Q-q}{Q} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Q = Caudal disponible.

Q- q = Caudal efectivo.

q = Caudal de pérdidas.

b) Pérdidas mecánicas:

En este caso resultan de considerar los rozamientos entre las distintas partes de la máquina, especialmente entre partes móviles y partes fijas, y se obtiene del cociente entre la potencia efectiva utilizable y la potencia hidráulica calculada:

$$\kappa_m = \frac{N_e}{N}, \text{ donde } N_e = N - N_m, \text{ y } \kappa_m = \frac{N - N_m}{N} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

N_m = Pérdidas por rozamientos.

c) Rendimiento total:

$$\kappa_T = \kappa_v \cdot \kappa_H \cdot \kappa_m = \frac{Q-q}{Q} \cdot \frac{N_H}{N_{disp.}} \cdot \frac{N_e}{N} = \frac{Q-q}{Q} \cdot \frac{N_e}{\gamma(Q-q)H} \cong \frac{N_e}{\gamma \cdot Q \cdot H} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

Entonces $\kappa_T = \frac{N_e}{N} \quad \text{Ecuación 2.12}$

3. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE TURBO BOMBEO

3.1 Introducción.

El sistema consiste en el acoplamiento de una turbina tipo flujo cruzado o tangencial a una bomba volumétrica, como se muestra en la fig. 3.1. La variada aplicación de estos sistemas puede incluir la generación de energía eléctrica, mecánica directamente (molinos, aserraderos, etc.).

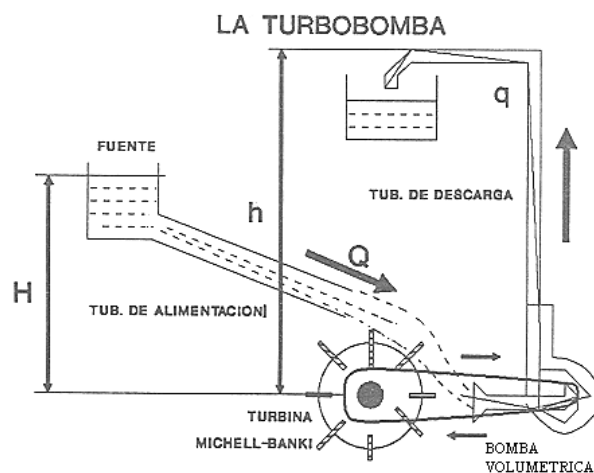


Fig. 3.1 Esquema de una turbo bomba



a. **Características:**

- Se pueden construir con material y tecnología de bajo costo en talleres mecánicos.
- Aprovechan manantiales, ríos o corrientes de agua con caudales de 10 a 1500 litros por segundo.
- Funcionan con saltos "H" de 2 a 25 m.
- Bombeán hasta un máximo de 60 m y 70 l/s o producen electricidad en potencias de hasta 60 Kw con un rendimiento del 55%.

b. **Aplicaciones:**

Se adaptan especialmente para bombear el agua desde las partes bajas de los valles hacia las zonas altas y pueden generar electricidad en forma simultánea al bombeo.

3.2 COMPONENTES DEL SISTEMA DE TURBO BOMBEO

3.2.1 Bomba volumétrica

En la bomba volumétrica el desplazamiento del líquido se realiza mediante un proceso, en el que se verifica el desalojo periódico del líquido contenido en unas cámaras de trabajo, mediante un dispositivo que las desplaza, que es un órgano de trabajo, (pistón, engranaje, etc). Con unos espacios que comunican, periódicamente, la cavidad de recepción del líquido o cámara de aspiración, con la cavidad de descarga o cámara de impulsión, pudiendo tener una o varias cámaras de trabajo.

El funcionamiento consiste en el paso periódico de determinadas porciones de líquido, desde la cavidad de aspiración, a la de descarga de la bomba, con un aumento de presión; el paso del líquido por la bomba volumétrica, a diferencia del paso por los álabes de una bomba centrífuga, es siempre más o menos irregular, por lo que en general, el caudal se considerará como el valor medio del caudal trasegado.



La cavidad de aspiración tiene que estar, siempre, herméticamente aislada de la de descarga o impulsión; a veces se puede admitir la existencia de pequeñas filtraciones de líquido a través de las holguras, *deslizamiento*, aunque en proporciones muy pequeñas frente al suministro de la bomba.

En general, todas las bombas volumétricas son autoaspirantes, o autocebantes, por lo que si comienzan a funcionar con aire, sin líquido, pueden llegar a crear una rarificación tan grande capaz de succionar al líquido por la tubería de aspiración, con la condición de que la altura geométrica de aspiración no sobrepase un cierto valor, propiedad que se puede perder cuando la hermeticidad o el número de revoluciones son insuficientes.

3.2.2 Recipiente de succión

- Ser lo bastante grande para proveer suficiente cantidad de agua la misma que será aspirada por la bomba.
- Que los tubos de succión penetren más abajo del nivel del líquido.

3.2.3 Tubería de succión

- Que sea lo más corto y directo posible.
- Sea uno o dos diámetros de tubo más grande que la conexión de descarga.
- Velocidad máxima en la tubería de succión de 1 m/s.
- Que tenga el mínimo de recodos; hay que utilizar codos largos o laterales.
- Tener una válvula de globo de apertura total para no restringir el flujo a la bomba.
- Utilizar filtro.

D_1 = diámetro tubo de succión

V_1 = velocidad tubo de succión

D_2 = diámetro tubo de descarga

V_2 = velocidad tubo de descarga



$$Q = A.V \quad \text{Ecuación 3.1}$$

$$Q = \frac{\pi.D_1^2}{4} \cdot V_1$$

$$D = \sqrt{\frac{4.Q}{\pi.V_1}} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

3.2.4 Tubería de descarga

- Que sea uno o dos diámetros de tubo más pequeño que la conexión de succión.
- Que tenga una velocidad promedio menor de tres veces a la velocidad máxima en el tubo de succión.
- Que tenga el mínimo de recodos; hay que utilizar codos largos o laterales.

$$Q = A.V$$

$$Q = \frac{\pi.D_2^2}{4} \cdot V_2$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{4.Q}{\pi.V_2}} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

3.2.5 Altura de Bombeo

Aplicando la expresión matemática del teorema de Bernouilli que dice: “Si no hay pérdida de carga entre dos secciones de la circulación de un líquido en régimen permanente, la suma de las cargas de altura o posición, de velocidad y de presión es constante en cualquier sección del líquido”.

$$H_{totales} = H_{físicas} + H_{perdidas} + H_{perdidas\ menores} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

3.3 TURBINA DE FLUJO CRUZADO O TANGENCIAL

3.3.1 Características principales

Las principales características de esta máquina son las siguientes:

- La velocidad de giro puede ser seleccionada en un amplio rango.



- El diámetro de la turbina no depende necesariamente del caudal.
- Se alcanza un aceptable nivel de rendimiento con pequeñas turbinas.
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un álabe ajustable.

3.3.2 Principio de funcionamiento

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular. El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular- circular. Este inyector es el que dirige el agua hacia el rotor a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes del mismo, y que guía el agua para que entre al rotor con un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía.

3.3.3 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina

De acuerdo a lo dicho con anterioridad el diámetro de esta máquina no depende del caudal. Esta premisa facilita el diseño pues otorga al diámetro el carácter de parámetro independiente.

Esto se afirma por el hecho de que esta turbina puede trabajar en un amplio rango de velocidades de rotación. De acuerdo con esto el diámetro podrá ser seleccionado en primer término.

Muchos autores señalan que para pequeños aprovechamientos hidroenergéticos los diámetros comúnmente utilizados van desde los 200 mm hasta los 500 mm. Lo que se hace frecuentemente es seleccionar el diámetro de los diagramas de estandarización que ofrece la bibliografía disponible y tomar a éste como base del diseño.



Algunos factores a tener en cuenta son los siguientes:

- Si se reduce el diámetro del rodete se reduce el rendimiento hidráulico.
- Los rodetes más grandes tienen una velocidad de embalamiento menor.
- Se debe mantener una cierta proporcionalidad entre el diámetro y el ancho de la turbina afín de evitar cambios de sección demasiado bruscos entre la tubería y el inyector que provocan fuertes perturbaciones en la vena fluida.
- Se debe tener en cuenta al seleccionar dicho parámetro el grado de simplicidad en la fabricación de la turbina.

3.3.4 Número de álabes del rotor

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal.

Se deberá tener en cuenta que un reducido número de álabes provocará pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja.

Según las investigaciones de A. Ulku y H. Olgun existe un número óptimo de álabes.

En la tabla N° 3.1 se transcriben los resultados de diferentes investigaciones realizadas y que están reflejadas en la literatura.

Tabla 3.1: Parámetros característicos en turbinas ensayadas por diferentes investigaciones.

REFERENCIA	D/d	D/B	Z	η
YOKOHAMA, 1985, JAPON	0,66	4,25	26	80,60
VIGM, 1986, CCCP	0,63	3,00	24	78,00
GANZ, 1984, HUNGRIA	0,66	1,00	30	75,00
ALABAMA, 1983, USA	0,66	0,25	20	75,00
RESITA, 1983, RUMANIA	0,66	1,28	24	73,00
KTU, 1987, TRAZBON, TURKIA	0,54	0,81	24	71,30
OREGON, 1949, USA	0,66	1,09	20	68,00
VDI, 1981, ETIOPIA	0,67	3,26	36	66,00



LOS ANDES, 1973, COLOMBIA	0,62	1,87	27	60,60
ODTU, 1985, ANKARA, TURKIA	0,83	1,44	30	55,50
8°CIBIM 2007	2,2	0,93	16	60

De esta tabla se desprende que el número óptimo de álabes está entre 16 y 30.

3.3.5 Elección del Ancho del Rotor

Un factor importante a tener en cuenta es el cálculo del ancho del rotor. Este se calcula teniendo en cuenta el diámetro seleccionado y los parámetros de funcionamiento H y Q.

3.3.6 Diseño del inyector

El inyector de una turbina de flujo transversal es el segundo componente de esta máquina que en conjunto con el rotor determinan la eficiencia de la turbina. Este es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor. Esta conducción deberá poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida así como un bajo nivel de pérdidas de carga, de manera que se logrará la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética.

El inyector posee una sección transversal de forma rectangular compuesto por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor fig. 3.2, y fig. 3.3; una cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo α_1 óptimo constante en cada punto de la curva. La velocidad absoluta será tangente a esta curva en todo punto. La cara inferior es recta y puede tener un ángulo de 5° como máximo.

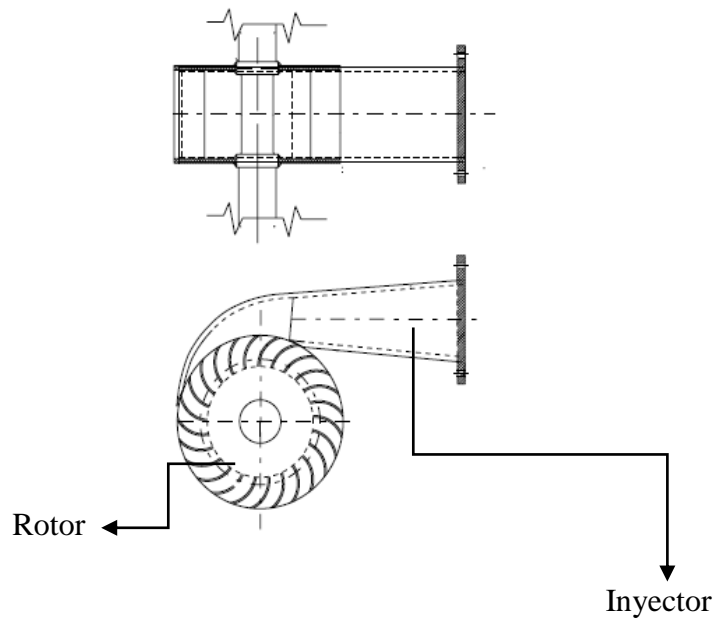


Fig. 3.2 y 3.3 Vistas del inyector.

El chorro entra al rotor con un ángulo α_1 que es constante en toda la admisión y tangente a la periferia de la rueda fig.3.4. El flujo que abandona las paredes sólidas del inyector es definido como un chorro libre. La velocidad a la salida del inyector tiene un valor un poco más pequeño que el valor de diseño lo que provoca un incremento en el arco de entrada.

A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina los ángulos de admisión del inyector van desde los 30° hasta los 120° .

La bibliografía existente coincide que el ángulo de admisión θ_a para este tipo de turbinas es de 90° .

Tanto el ángulo como el arco de admisión estarán definidos de acuerdo con el valor de X_z adoptado con anterioridad, es decir, por el número de álabes en la admisión. Además se deberá tener en cuenta el "efecto de reja" que causa el espesor de los álabes en la entrada. Así, el arco de admisión estará dado por: Trazado del inyector.

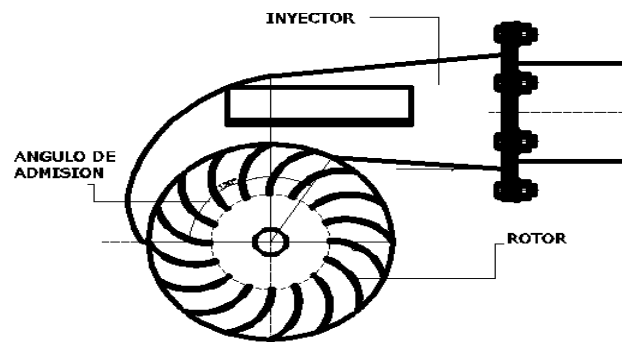


Fig. 3.4 Trazado del inyector

3.4 TRANSMISIÓN DE POTENCIA MECÁNICA

En el sistema de turbo bombeo se produce una continua conversión de energía hidráulica en energía mecánica, y a su vez esta energía mecánica se convierte en energía en forma de presión o cinética al fluido, en consecuencia la velocidad de operación, para las condiciones de caída neta y de caudal disponible rara vez van a coincidir con las del generador, en este caso con la velocidad requerida por el rotor, por tal razón en este sistema de turbo bombeo debe utilizarse sistemas de transmisión de movimiento y potencia mecánica entre la turbina y la bomba volumétrica.

3.4.1 Componentes del sistema

Los elementos que componen un sistema de transmisión de potencia son los siguientes:

- Polea conductora (adaptada al eje de la turbina).
- Polea conducida (adaptada al eje del rodete de la bomba volumétrica).
- Ejes.
- Rodamientos.
- Correas.



3.4.2 Diseño del sistema de transmisión de potencia mecánica

3.4.2.1 Velocidad y potencia transmitida

El movimiento en este sistema, lo que se busca es disminuir o aumentar su velocidad angular y de igual manera transmitir potencia de un eje a otro.

-Velocidad periférica.

Técnicamente denominada velocidad tangencial la cual es igual a:

$$V = \frac{\pi \cdot De \cdot n}{60} \left[\frac{m}{s} \right] \quad \text{Ecuación 3.5}$$

$$V = \frac{w \cdot De}{2} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Donde:

De= diámetro del rotor (m).

n = número de revoluciones (rpm).

w= velocidad angular (rad/s)

Relación de transmisión

Es la relación de velocidad entre la rueda conductora y la rueda conducida y se la identifica de la siguiente manera:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \text{ o } \frac{D_2}{D_1} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Donde:

n_1 = rpm de la rueda conductora.

n_2 = rpm de la rueda conducida.

D_1 = Diámetro de la rueda conductora.

D_2 = Diámetro de la rueda conducida.



Torque

Capacidad que tiene el eje para desarrollar una fuerza tangencial a una distancia radial del centro del eje la misma que es igual a:

$$T = F \cdot r \quad (Kg.m) \quad \text{Ecuación 3.8}$$

Potencia.

Es la energía por unidad de tiempo que transmite un eje y es igual a:

$$P = \frac{T \cdot \omega}{102} = \frac{T \cdot n}{974} = \frac{F \cdot V}{102} \quad (KW) \quad \text{Ecuación 3.9}$$

Podemos deducir que la potencia es directamente proporcional al producto del torque por la velocidad angular, lo que equivale indicar que para un mismo valor de la potencia el torque y la velocidad son inversamente proporcionales entre sí.

Eficiencia

En los sistemas de transmisión de potencia mecánica, a esta no se la puede conservar en su totalidad, pues hay pérdidas ya sean estas por el rozamiento o fricción entre la polea y la banda y demás accesorios que componen la transmisión. En consecuencia la potencia a la salida del eje conducido siempre será menor que la potencia a la entrada del eje conductor. La eficiencia mecánica está dada por:

$$\eta = \frac{\text{Potencia de salida}}{\text{Potencia de entrada}} = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

Diseño de ejes.

En todo sistema de transmisión de potencia, los ejes son los elementos indispensables, se construyen en aceros al carbono o aceros aleados.

Las fallas más frecuentes que se presentan en los ejes son:

- Fracturas por los esfuerzos combinados repetitivos que originan las cargas y el torque que actúan sobre ellos.



- Deformaciones laterales o torsionales.

Sobre su dimensionamiento podemos decir que el diámetro debe estar diseñado para evitar las fallas antes mencionadas, su longitud debe ser lo más corta posible y la ubicación de los cojinetes debe hacerse de manera que sus momentos flectores resultantes en el eje deben ser lo más bajos posibles.

Las fuerza que se intercambian entre el agua y el alabe del rodete, se transmiten al eje en forma de empuje y torque, con lo cual se procede al diseño del mismo.

Rodamientos.

El tamaño del rodamiento se determina de acuerdo a las cargas que deberá soportar y por las exigencias sobre la duración y seguridad de funcionamiento.

Estos aspectos se comparan con la capacidad de carga dinámica del rodamiento, que está definida como la carga constante admisible para una duración nominal de un millón de revoluciones.

La relación entre las condiciones de servicio del rodamiento y la capacidad de carga dinámica está dada por:

$$C = P \cdot L^{1/P} \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Donde:

P = Carga dinámica equivalente (KN).

C = Capacidad de carga dinámica (KN).

L = Duración en millones de revoluciones.

P = Valor numérico empírico que depende del tipo de elemento de la rodadura (3 para bolas y 3.3 para rodillos).

A su vez:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{Ecuación 3.12}$$



Donde:

Fr = Carga radial en el rodamiento.

Fa = Carga axial en el rodamiento.

X = Factor de carga radial.

Y = Factor de carga axial.

Estos factores de carga radial y axial se obtienen de tablas y dependen del tipo de rodamiento y de relación entre cargas.

Así mismo:

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n}{10^6} \quad \text{Ecuación 3.13}$$

Donde:

Lh = Duración del rodamiento en horas.

n = número de revoluciones por minuto.

4. FUNDAMENTACIÓN MATEMÁTICA PARA EL DISEÑO DE LA TURBO BOMBA

4.1 DISEÑO HIDRÁULICO

4.1.1 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina

Para realizar una selección apropiada del diámetro de la turbina nos remitimos a los valores de la tabla N° 1, por lo que nos resulta lo siguiente:

Tabla N° 4.1. Valores nominales para la selección de diámetros de turbinas

Q/√H	Diámetro del rotor (mm)
0,02236-0,04743	200
0,04743-0,07906	300
0,07906-0,11068	400
0,07906-0,158112	500



“Los siguientes datos son los parámetros que se ha seleccionado para desde ahí partir con el diseño de la turbo bomba”.

$$H = 4\text{m.}$$

$$Q = 0,020 \left(\text{m}^3 / \text{s} \right).$$

$$De = 0,2 \text{ (m).}$$

$$Z = 16 \text{ álabes}$$

4.1.2 Cálculo de la velocidad de giro

Una vez seleccionado el diámetro se procede a obtener la velocidad de giro de la máquina. Por definición:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot n}{60} * De \text{ (m/s)} \quad \text{Ecuación 4.1}$$

Reemplazando en la ecuación anterior y despejando el número de vueltas.

$$n = 40,62 * K_c * \frac{\sqrt{H}}{D_e} \text{ (rpm)} \quad \text{Ecuación 4.2}$$

4.1.3 Coeficiente de velocidad Kc del inyector

Antes de continuar con el diseño hidráulico de esta turbina dedicaremos algunas palabras al coeficiente de velocidad Kc.

Este coeficiente de velocidad afecta a la velocidad absoluta de entrada y tiene en cuenta las pérdidas que se generan en el escurrimiento dentro del inyector. De acuerdo a esto se puede decir que el coeficiente Kc afectara de manera directa al rendimiento hidráulico de la turbina.

Este valor generalmente es tomado en forma experimental, al igual que en las turbinas Peltón este valor de Kc es de 0,96—0,98.

4.1.4 Resolución del triángulo de velocidades a la entrada del rotor

Como puede apreciarse los triángulos de velocidades para las dos etapas ya mencionadas. Pude verse en la fig.4.1, que existe una total semejanza entre el triángulo de velocidades a la salida de la primera etapa y el de la entrada a la segunda etapa. Esto se debe a que el flujo en esa transición es una corriente libre que no interfiere con elemento alguno del rotor.

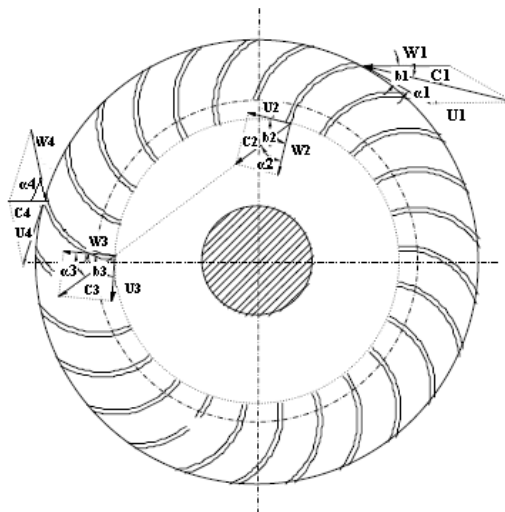


Fig. 4.1 Rotor con los triángulos de velocidades

De esta manera en la fig. 4.2 por lo dicho con anterioridad, realizaremos el diseño hidráulico basándonos en la suposición que es una turbina de acción. Pero debido a las características de esta debemos modificar el principio de máxima utilización de la energía en lo referente a la relación de velocidades.

$$U_1 = \frac{c_{u1}}{2}$$

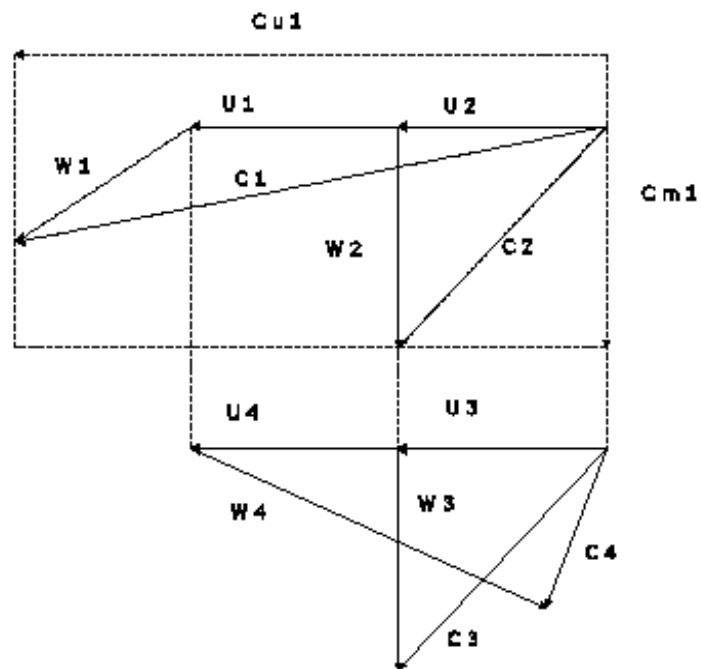


Fig. 4.2 Triángulos de velocidades unificados 1ra y 2da etapa

4.1.4.1 Velocidad absoluta

Como se mencionó anteriormente la velocidad en el inyector está dada por:

$$C_1 = K_c * \sqrt{2 * g * H} \text{ (m/s)} \quad \text{Ecuación 4.3}$$

4.1.4.2 Velocidad tangencial

Considerando la hipótesis del impulso y de acuerdo al triángulo de velocidades a la entrada se tiene:

$$U_1 = \frac{C_{u1}}{2} = \frac{C_1 * \cos \alpha_1}{2} = \frac{4,429 * K_c * \sqrt{H} * \cos \alpha_1}{2} \text{ (m/s)} \quad \text{Ecuación 4.4}$$

Luego tenemos:

$$U_1 = 2,214 * K_c * \sqrt{H} * \cos \alpha_1 \text{ (m/s)} \quad \text{Ecuación 4.5}$$

Si $\alpha_1 = 16,102^\circ$, la velocidad tangencial será:

$$U_1 = 2,127 * K_c * \sqrt{H} \text{ (m/s)} \quad \text{Ecuación 4.6}$$



4.1.4.3 Velocidad relativa del fluido

Aplicando el teorema del seno sobre el triángulo de velocidades a la entrada:

$$\frac{C_1}{\text{sen}(180-\beta_1)} = \frac{W_1}{\text{sen}\alpha_1} \quad \text{Ecuación 4.7}$$

Luego:

$$W_1 = \frac{C_1 * \text{sen}\alpha_1}{\text{sen}(180-\beta_1)} \text{ (m/s)} \quad \text{Ecuación 4.8}$$

Si reemplazamos esta ecuación en la última expresión obtendremos el valor de W_1 .

$$W_1 = 4,429 * K_c * \sqrt{H} * \frac{\text{sen}\alpha_1}{\text{sen}(180-\beta_1)} \text{ (m/s)} \quad \text{Ecuación 4.9}$$

Si $\alpha_1 = 16,102^\circ$ entonces $\beta_1 = 30^\circ$ entonces la velocidad relativa a la entrada del rotor será:

$$W_1 = 2,458 * K_c * \sqrt{H} \text{ (m/s)} \quad \text{Ecuación 4.10}$$

4.1.4.4 Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana

Para completar la resolución del triángulo de velocidades a la entrada se obtiene el valor de:

$$C_{m1} = C_1 * \text{sen}\alpha_1 = C_1 * 4,429 * K_c * \sqrt{H} * \text{sen}\alpha_1 \text{ (m/s)} \quad \text{Ecuación 4.11}$$

O sea:

$$C_{m1} = 1,229 * K_c * \sqrt{H} \text{ (m/s)} \quad \text{Ecuación 4.12}$$

El ángulo varía generalmente entre los 14° y los 17°

De acuerdo a esto el ángulo β_1 variara de acuerdo a los valores en la tabla

Tabla N° 4.2. Valores de los ángulos β_1 y α_1

α_1	β_1
15,0	28,18
15,2	28,51
15,4	28,85
15,6	29,17
15,8	29,50



15,9	29,67
15,16	29,83
16,1	29,99
16,102	30,0
16,2	30,15
16,4	30,48
16,6	30,80
16,8	31,12
17,0	31,44

El ángulo influye en la construcción del rotor lo que lleva a tratar de utilizar valores que faciliten dicha construcción.

De acuerdo a esto conviene adoptar un ángulo $\alpha_1 = 16,102^\circ$ con lo que se obtendrá un ángulo β_1 de 30.

4.1.5 Número y espesor de los álabes del rotor

Selección del espesor de los álabes del rotor

Una de las alternativas que se tiene para facilitar la construcción de los álabes, algunos fabricantes utilizan tuberías comerciales de acero al carbono. Estas son cortadas formando un arco de circunferencia. La tabla 4.3 muestra los diámetros de tuberías recomendados.

Tabla 4.3. Diametros de tuberías

ROTOR Diámetro(mm)	TUBERÍA		
	Diámetro (pul.)	Espesor(mm)	Peso(Kgf/m)
200	2 ¹ / ₂	5,16	8,62
300	4	6,02	16,07
400	5	6,55	21,78

4.1.5.1 Número de álabes que reciben el flujo de agua.

El número de álabes que reciben el flujo de agua que ingresa al rotor fig. 4.3 puede calcularse con la siguiente fórmula:

$$Z_a = \frac{\delta}{360^\circ} * Z \quad \text{Ecuación 4.13}$$

δ = ángulo de admisión entre el rotor y el inyector

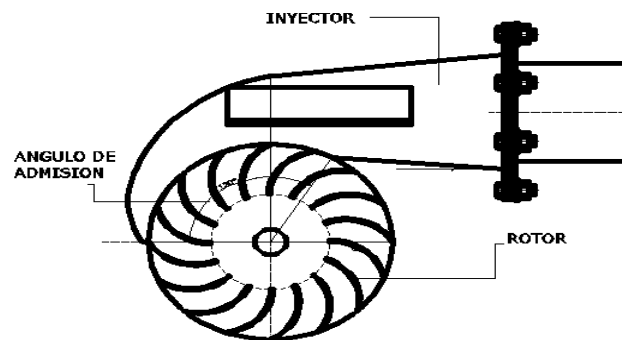


Fig. 4.3 Rotor

4.1.6 Cálculo del Ancho del rotor

Además el área total de admisión está dada por:

$$A_{at} = Br * P_z * Z_a \quad (m^2) \quad \text{Ecuación 4.14}$$

El pasó esta dado por:

$$P_z = \frac{\pi * D_e}{Z} \quad (m) \quad \text{Ecuación 4.15}$$

Definimos como la relación entre un álabe y el número de álabes totales del rotor, podremos determinar el valor numérico de X_z .

El coeficiente X_z varía entre 0,05 y 0,35. Como límite se adopta:

$$X_z = \frac{1}{Z} < 0,35 \quad \text{Ecuación 4.16}$$

Y finalmente la expresión para calcular el ancho del rotor queda:

$$Br = 0,259 * \frac{Q}{K_c * D_e * \sqrt{H} * X_z} \quad (m) \quad \text{Ecuación 4.17}$$

4.1.7 DETERMINACIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL ÁLABE

De acuerdo fig. 4.4 y a lo ya expresado, el álabe de una turbina de flujo cruzado tiene la forma de sector circular generalmente obtenidos de tubos de acero, bronce acero inoxidable etc. Según el número de álabes seleccionados previamente se tendrá en forma automática el ángulo entre álabes de la siguiente forma:

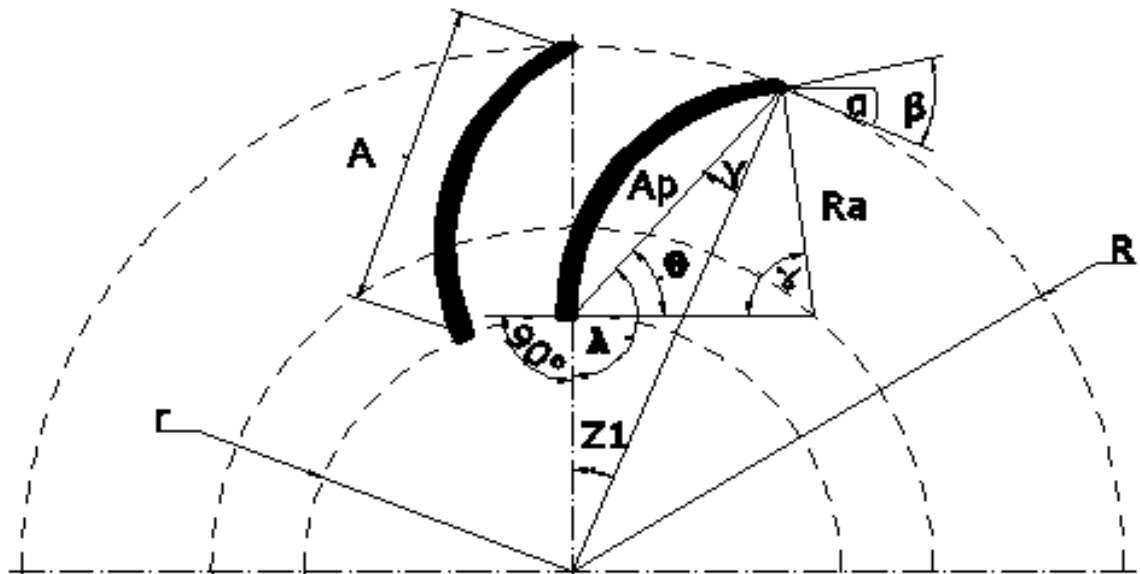


Fig. 4.4 Geometría del álabe

4.1.7.1 Ángulo entre álabes.

$$Z_1 = \frac{360^\circ}{Z} \text{ (}^\circ\text{)}$$

Ecuación 4.18

4.1.7.2 Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes.

El siguiente paso es determinar los diferentes parámetros de dimensión y ubicación de dichos álabes. Observando la figura se pueden determinar los siguientes ángulos característicos:

$$\theta = \gamma + 30^\circ$$

Ecuación 4.19



$$\lambda = 90^\circ + \theta = 180^\circ - Z_1 - \gamma \quad \text{Ecuación 4.20}$$

Si reemplazamos en la ecuación anterior tenemos:

$$\gamma = 30^\circ - \frac{Z_1}{2} \quad \text{Ecuación 4.21}$$

Análogamente en la ecuación se obtiene:

$$\theta = 60^\circ - \frac{Z_1}{2} \quad \text{Ecuación 4.22}$$

$$\lambda = 150^\circ - \frac{Z_1}{2} \quad \text{Ecuación 4.23}$$

Además por relación geométrica se obtiene:

$$\delta = 180^\circ - \gamma - 30^\circ - \theta \quad \text{Ecuación 4.24}$$

$$\delta = 150^\circ - 30^\circ + \frac{Z_1}{2} - 60^\circ + \frac{Z_1}{2} \quad \text{Ecuación 4.25}$$

Por lo tanto:

$$\delta = Z_1 + 60^\circ \quad \text{Ecuación 4.26}$$

Definiendo el ancho radial del álabe **A** como:

$$A = R - r \text{ (m)} \quad \text{Ecuación 4.27}$$

El ancho radial es una dimensión muy importante ya que si el álabe es corto radialmente no se aprovecha la vena fluida en forma adecuada, y si el álabe es largo en forma radial ocasionara mayores pérdidas por fricción y perturbaciones a la salida del álabe en la primera etapa que serán mayores si el eje es pasante.

De tal manera debe hallarse una expresión que la vincule con los parámetros óptimos de funcionamiento de la turbina.

Teorema del seno:

$$\frac{\text{sen } \lambda}{R} = \frac{\text{sen } \gamma}{r} \quad \text{Ecuación 4.28}$$

O sea:

$$r = R * \frac{\text{sen}\gamma}{\text{sen}\lambda} (m) \quad \text{Ecuación 4.29}$$

Por lo tanto:

$$A = R * \left(1 - \frac{\text{sen}\gamma}{\text{sen}\lambda}\right) (m) \quad \text{Ecuación 4.30}$$

La cuerda del álabe A_p puede obtenerse de la siguiente manera:

$$\frac{A_p}{\text{sen}Z_1} = \frac{R}{\text{sen}\lambda} \quad \text{Ecuación 4.31}$$

Por lo tanto:

$$A_p = R * \frac{Z_1}{\text{sen}\lambda} (m) \quad \text{Ecuación 4.32}$$

Por último el radio del álabe R_a se obtiene de la siguiente manera:

Luego:

$$R_a = R * \frac{\text{sen}Z_1}{\text{sen}\delta} * \frac{\text{sen}\theta}{\text{sen}\lambda} (m) \quad \text{Ecuación 4.33}$$

4.1.8 DISEÑO DEL INYECTOR

Cabe destacar que en el diseño del inyector en nuestro caso el ángulo de contacto entre el inyector y el rotor se adoptó 120° , fig. 4.5. El cálculo de su sección transversal fue realizado a cada 15° y aumentando la longitud radial de 0° a 90° con la siguiente secuencia: (105-120-130-140-150-160-170) mm. Pero además tenemos la siguiente formulación que podemos utilizar para diseñar el inyector.

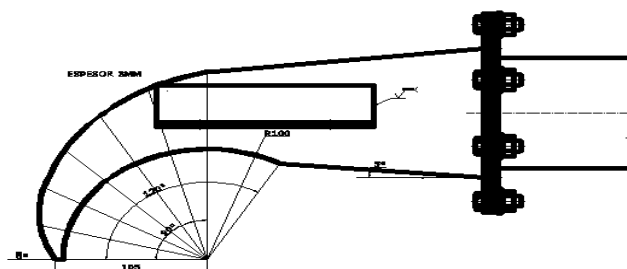


Fig. 4.5 Geometría del inyector



4.1.8.1 Arco de admisión

$$L_a = \frac{\pi * D_e}{Z} * Z_a + Z_a * e_i \quad (\text{m}) \quad \text{Ecuación 4.34}$$

Donde (e_i) es el espesor de los álabes.

Luego el ángulo de admisión será:

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi * D_e} * L_a \quad (^\circ) \quad \text{Ecuación 4.35}$$

4.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA TURBINA

Antes que nada debemos realizar el cálculo de la potencia de la turbina con los parámetros que tenemos.

$$H = 4\text{m.}$$

$$Q = 0,02 \text{ m}^3/\text{s.}$$

$$\text{Rendimiento } \eta = 70\%.$$

$$n = 392,7 \text{ rpm.}$$

$$D_e = \text{Diámetro exterior del rotor } 200 \text{ mm.}$$

4.2.1 Potencia de la turbina

La potencia de la turbina de flujo cruzado la podemos obtener de la siguiente ecuación:

$$PT = \frac{\gamma * Q * H * \eta}{76} \quad (\text{Hp}) \quad \text{Ecuación 4.36}$$

4.2.2 Torque

El momento torsor o torque lo obtenemos de la siguiente ecuación:

$$PT = \frac{2 * \pi * n * T_{max}}{60 * (550)} \quad (\text{Hp}) \quad \text{Ecuación 4.37}$$

Donde torque será:

$$T_{max} = \frac{33000 * PT}{2\pi * n} \quad (\text{lib} - \text{pie}) \quad \text{o} \quad T_{max} = 974 \frac{PT}{n} \quad \text{Kgf}..m \quad \text{Ecuación 4.38}$$

4.2.3 Caudal que ingresa en un álabe.

$$Q_a = \frac{Q_{max}}{Z_a} \left(m^3/s \right) \quad \text{Ecuación 4.39}$$

4.2.4 Peso de un álabe

$$P_a = P_u * L \text{ (Kgf)} \quad \text{Ecuación 4.40}$$

P_u = peso de un álabe por unidad de longitud (Kgf/m).

L = longitud del álabe (m)

4.2.5 Peso total del rotor

$$P_{tr} = Z * P_a + 75,963 * N_d * D_e^2 \text{ (Kg)} \quad \text{Ecuación 4.41}$$

N_d = Numero de discos del rotor.

D_e = Diámetro exterior del rotor (m)

4.2.6 Fuerza hidráulica sobre el álabe

Esta fuerza se debe al cambio de dirección que experimenta el agua al pasar por las paletas del rotor fig. 4.6. Esta fuerza puede calcularse aplicando la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento en un álabe, se puede ver en la figura.

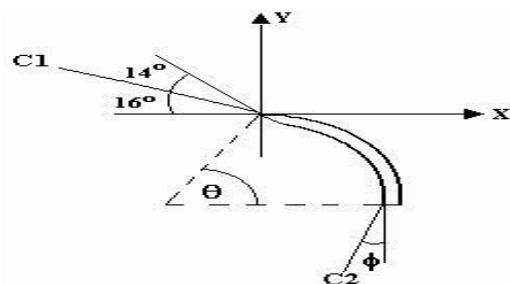


Fig. 4.6 Fuerzas que actúan sobre el álabe

$$F_{hx} = 429,38 * Q_a * \sqrt{H} * (\cos 16^\circ - \text{sen}\varphi^\circ) \quad \text{Ecuación 4.42}$$

$$F_{hy} = 429,38 * Q_a * \sqrt{H} * (\text{sen}16^\circ + \text{cos}\varphi^\circ) \quad \text{Ecuación 4.43}$$

$$F_{hr} = \sqrt{(F_{hx})^2 + (F_{hy})^2} \quad \text{Ecuación 4.44}$$

F_{hx} = Fuerza hidráulica sobre el alabe en dirección **x** (Kgf).

F_{hy} = Fuerza hidráulica sobre el alabe en dirección **y** (Kgf).

F_{hr} = Fuerza hidráulica resultante sobre el álabe (Kgf).

Tabla 4.4. Ángulos característicos de álabes.

Diámetro del rotor (mm)	φ (°)	θ (°)
200	15,5	74,5
300	20,0	70,0
400	17,0	73,0
500	14,6	75,4

4.2.7 Fuerza centrífuga sobre el álabe

La fuerza centrífuga sobre el alabe puede calcularse de la siguiente manera:

$$F_c = 0,895 * \frac{P_a * H}{D_e} \text{ (Kgf)} \quad \text{Ecuación 4.45}$$

4.2.8 Fuerza total sobre el álabe

La fuerza total sobre el álabe se calcula para el caso más desfavorable fig. 4.7, en el cual la resultante de las fuerzas hidráulica y centrífuga es mayor, este caso se muestra en la siguiente figura, donde el ángulo λ es diferente para cada diámetro de rotor, como se muestra en la tabla.

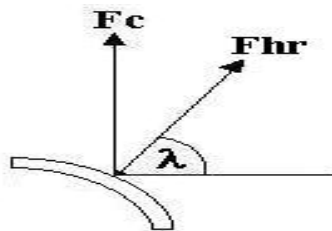


Fig. 4.7 Fuerza totales sobre el alabe

$$R_x = F_{hr} * \cos \lambda \quad \text{Ecuación 4.46}$$

$$R_y = F_{hr} * \sin \lambda + F_c \quad \text{Ecuación 4.47}$$



$$R_T = \sqrt{(R_x)^2 + (R_y)^2} \quad \text{Ecuación 4.48}$$

R_x = Fuerza resultante sobre el álabe en dirección X (kgf).

R_y = Fuerza resultante sobre el álabe en dirección Y (kgf).

R_T = Fuerza total resultante sobre el álabe (kgf).

Tabla 4.5. Ángulo entre la fuerza hidráulica sobre el álabe y el eje (X)

Diámetro del rotor (mm)	λ (°)
200	29,75
300	32,02
400	30,50
500	29,90

4.2.9 Momento flector máximo sobre el álabe

$$M = \frac{R_T * B_{rc}}{12} \text{ (Kgf - cm)} \quad \text{Ecuación 4.49}$$

B_{rc} = Ancho del eje del rotor hasta los rodamientos.

4.2.10 Esfuerzo máximo en el álabe

$$\sigma = \frac{M}{W_a} \text{ (Kgf/cm}^2\text{)} \quad \text{Ecuación 4.50}$$

$$W_a = \frac{0,39 * (e_a)^2 * b_a}{6} \text{ (m}^3\text{)}. \text{ Momento resistente axial a la flexión.}$$

e_a = espesor del álabe (m).

b_a = base del álabe (m).

Para el diseño se tomara un material con un límite de fluencia de 2400 (Kgf/cm^2), tabla 4.17 (ver anexos), y un factor de seguridad de 2, por lo tanto debe verificarse la siguiente relación, de no ser así debe usarse un disco de refuerzo en el centro del rotor, el cual será idéntico a los discos laterales.

$$\sigma \leq \frac{2400}{f_s} \quad \text{Ecuación 4.51}$$

4.2.11 Diseño del eje del rotor

Para el diseño del eje del rotor se hace uso del diagrama de fuerzas que actúan sobre esta, fig. 4.8: Realizamos el cálculo del eje a la flexión y a la torsión.

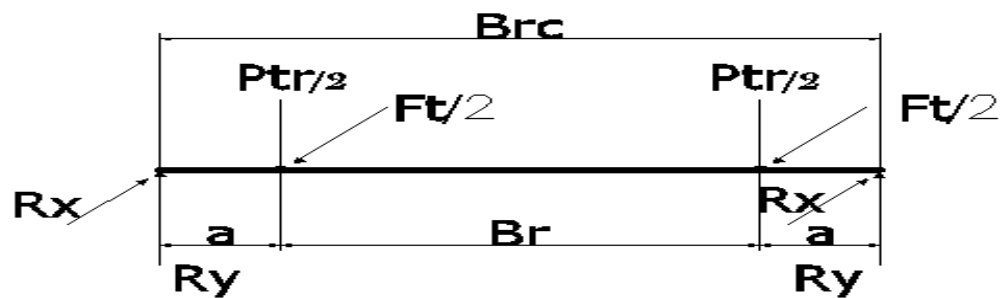


Fig. 4.8 Diagrama de fuerzas que actúan sobre el eje del rotor

Si el eje es de sección continua, el cálculo se hace de acuerdo con la sección peligrosa en términos de la fórmula.

$$W_x = 0,1 * d^3 = \frac{Mequi}{\sigma_{adm.flex}}, \quad \text{Ecuación 4.52}$$

4.2.12 Momento torsor máximo sobre el eje

T_{max} = Momento torsor máximo sobre el eje (Kgf-m).

$$T_{max} = 974 \frac{PT}{n} \quad \text{Ecuación 4.53}$$

4.2.13 Momento flector máximo sobre el eje

M_{max} = Momento máximo sobre el eje en Kgf-m.

$$M_{max} = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \quad \text{Ecuación 4.54}$$

$$M_x = F_t * \frac{a}{2} \quad \text{Ecuación 4.55}$$



$$M_y = Ptr * \frac{a}{2} \quad \text{Ecuación 4.56}$$

$$F_t = 1948 * \frac{PT}{n * De} \quad \text{Ecuación 4.57}$$

Donde:

M_{max} = Momento máximo en Kgf-cm.

$\sigma_{adm.flex}$ = es la tensión admisible a la flexión en Kgf/cm².

W_x = Es el momento axial de resistencia de la sección a la flexión, en cm³.

Los árboles se calculan a la resistencia compleja, puesto que, además de las cargas de flexión, transmiten momento de torsión.

F_t = Fuerza tangencial sobre el eje en Kgf.

$Ptr.$ = Peso total del rotor kg.

4.2.14 Momento equivalente

Siendo M_{equi} el momento equivalente en la sección que se calcula de árbol.

$$M_{equi} = \sqrt{(K_a * M_{max})^2 + (K_T * T_{max})^2}, \quad \text{Ecuación 4.58}$$

Donde M_{max} y T_{max} son los momentos de flexión y de torsión máximos

respectivamente que actúan en la sección que se calcula y que se determinan de acuerdo con los diagramas.

K_a = Factor de flexión 1.5

K_t = Factor de torsión 1.0

Las dimensiones de la sección a calcular del árbol se definen de acuerdo con la fórmula:

$$W_x = 0,1 * d^3 = \frac{M_{eq}}{\sigma_{adm.flex}}, \quad \text{Ecuación 4.59}$$



4.2.15 Tensión a la flexión

$$T_{flex} = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{M_{max}}{0,1*d^3} \quad \text{Ecuación 4.60}$$

4.2.16 Tensión a la torsión

$$\tau_{tor} = \frac{T_{max}}{W_{tor}} = \frac{T_{max}}{0,2*d^3} \quad \text{Ecuación 4.61}$$

El cálculo previo de un árbol se puede hacer sólo a la torsión, en tanto que la influencia de la flexión se puede tener en consideración reduciendo la tensión admisible a la torsión $\tau_{adm. tor}$. Habitualmente, en este cálculo para los aceros al carbono se toma $\tau_{adm. tor} = 200 \text{ kgf/cm}^2$, F. Sokolov, P. Usov 1977.

Valiéndose de la fórmula de resistencia a la torsión $W_{tor} = \frac{T_{max}}{\tau_{tor}}$, tabla 4.19 (ver anexos), y sustituyendo M_{tor} por la expresión $71620 \frac{N}{n}$ (N es la potencia transmitida por el árbol, en CV; n es el número de revoluciones del árbol por minuto) y W_{tor} en cm^3 por la magnitud $0,2d^3$, tendremos:

$$0,2d^3 = \frac{71620 * N}{200 * n}, \quad \text{Ecuación 4.62}$$

$$d = 12 * \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \text{ cm.} \quad \text{Ecuación 4.63}$$

4.2.17 Fuerza total sobre la plancha del inyector

El diseño del inyector se realiza analizando la sección de entrada de este, donde actúa la fuerza de presión del agua, esta fuerza puede calcularse como:

$$F_{ti} = 390 * D_e * H * B_i \text{ (Kgf)} \quad \text{Ecuación 4.64}$$

Donde:

B_i = ancho del inyector en (m).



F_{ti} = fuerza total en el inyector en Kgf

4.2.18 Momento máximo sobre la plancha del inyector

$$M_i = \frac{F_{ti} \cdot B_i}{12} \text{ (Kgf-m)} \quad \text{Ecuación 4.65}$$

4.2.19 Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector.

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} \text{ (Kgf/m}^2\text{)} \quad \text{Ecuación 4.66}$$

$$W_i = \frac{0,39 \cdot (e_i)^2 \cdot D_e}{6} \text{ (m}^3\text{)} \text{ Momento resistente axial a la flexión.} \quad \text{Ecuación 4.67}$$

e_i = espesor de la plancha del inyector (m).

4.2.20 Comprobación de la plancha del inyector

Debe comprobarse que el esfuerzo máximo en el inyector debe ser menor que el esfuerzo de fluencia dividido por 2, tabla 4.17 (ver anexos) de no ser menor debe asumirse un espesor de la plancha mayor.

$$\sigma_i \leq \frac{T_f}{2} \quad \text{Ecuación 4.68}$$

4.2.21 Transmisión de potencia mediante polea –correa

Partimos de la potencia de la turbina de 0,73 hp con una frecuencia de giro de 392,7 rpm, en base a estos datos establecimos la sección adecuada que es tipo Z de acuerdo a la tabla 4.6 (ver anexos) también obtenemos: Diámetro menor de la polea (d_1) que 50,8 mm, ancho de la banda (W) 10 mm, ancho medio de la banda (I_p) 8,5 mm, altura de la banda (T_o) 6 mm. fig. 4.9.

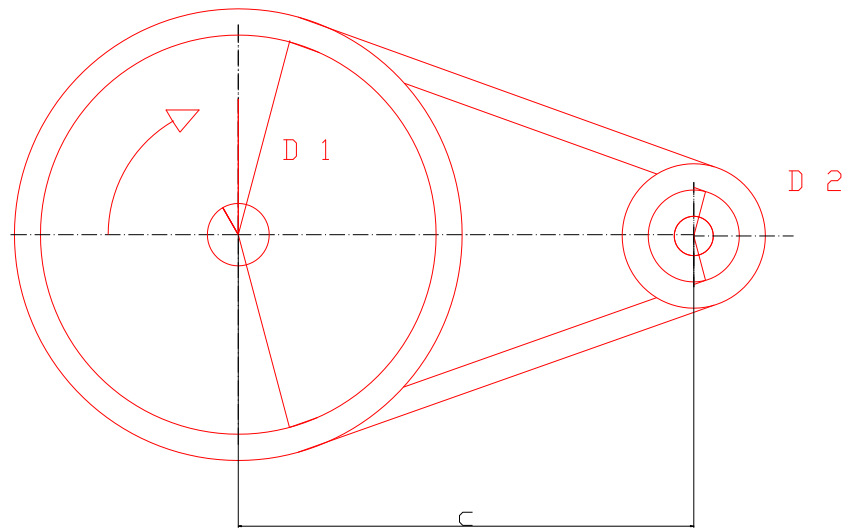


Fig. 4.9 Sistema de transmisión

Necesitamos elevar el número de revoluciones en el eje de la bomba, para lo cual conociendo el número de revoluciones del eje de la turbina podemos asumir el diámetro de las poleas tanto mayor como menor respectivamente:

$$i = \frac{D_1}{d_2} \quad \text{Ecuación 4.69}$$

D_1 = diámetro de la polea mayor 304,8 mm.

d_2 = diámetro de la polea menor 50,8 mm.

n_1 = numero de revoluciones de la polea mayor 392,7 rpm.

n_2 = numero de revoluciones de la polea menor 2356,2 rpm.

i = relación de transmisión 6.

PT = potencia en el eje de la turbina 0,73 (hp).

PT1= potencia en el eje de la bomba volumétrica = 0,63 (hp).

4.2.22 Cálculo de la distancia entre ejes.

Según la ecuación calculamos la distancia entre ejes.



4.2.23 Distancia mínima.

$$a_{\min} = 0,55(d1 + d2) + T_o \quad \text{Ecuación 4.70}$$

4.2.24 Distancia máxima.

$$a_{\max} = d1 + d2 \quad \text{Ecuación 4.71}$$

4.2.25 Distancia media.

$$a_{\text{med}} = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2} \quad \text{Ecuación 4.72}$$

4.2.26 Largo de la banda.

$$Lp = 2a_{\text{med}} + \frac{\pi}{2}(d1 + d2) + \frac{(d2 - d1)^2}{4 * a_{\text{med}}} \quad \text{Ecuación 4.73}$$

4.2.27 Ángulo de abrazamiento de la polea menor.

$$\alpha = 180 - 57 \left(\frac{d2 - d1}{a_{\text{med}}} \right) \quad \text{Ecuación 4.74}$$

4.4.28 Velocidad periférica.

$$v = \frac{\pi * n * d1}{60} \quad \text{Ecuación 4.75}$$

4.2.29 Esfuerzo periférico.

$$P = \frac{75 * N(cv)}{v} \quad \text{Ecuación 4.76}$$

Donde N es la potencia preestablecida de la transmisión expresada en CV.

4.2.30 Número de correas (z) de la transmisión.

$$z_c = \frac{P}{f * k_o * C_1 * C_2 * C_3} \quad \text{Ecuación 4.77}$$

Donde:

f = area de la sección transversal de la correa. Tabla 4.7 (ver anexos).

k_o = tensión útil admisible a la tracción de la correa.

$$k_o = 25 - 120 \cdot \frac{T_o}{d1} \text{ Kg/cm}^2. \quad \text{Ecuación 4.78}$$

$$C_1 = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha) \text{ Considera el ángulo de abrazamiento.} \quad \text{Ecuación 4.79}$$

$$C_2 = 1,05 - 0,0005v^2 \text{ Considera la velocidad de la correa.} \quad \text{Ecuación 5.80}$$



$$C_3 = \frac{\text{diámetro de uso elegido}}{\text{diámetro mínimo recomendado por la norma UNE 18164}} \text{ Coeficiente de corrección}$$

debido a la utilización de diámetros menores que los mínimos permisibles.

Ecuación 4.81

$$z_c = \frac{P}{f \cdot k_o \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3}$$

Ecuación 4.82

4.2.31 Esfuerzo en los ramales de la banda S_0 .

$$s_0 = \frac{850 \cdot P_m \cdot c_p \cdot c_l}{z \cdot v \cdot c_\alpha} + \theta \cdot v^2 \quad \text{Ecuación 4.83}$$

Donde: P_m = es la potencia en KW del rotor.

c_p = Coeficiente de la condición de trabajo. Tabla 4.8 (ver anexos).

c_l = Coeficiente que toma en cuenta el alargamiento de la banda. Tabla 4.9

(ver anexos).

c_α = Coeficiente que toma en cuenta el ángulo de abrazamiento. Tabla 4.10 (ver anexos).

θ = Sección de la banda. Tabla 4.11 (ver anexos).

4.2.32 Fuerza en los ejes.

$$F_e = 2s_0 \cdot z \cdot \text{sen} \frac{\alpha}{2} \quad \text{Ecuación 4.84}$$

4.2.33 Fuerzas que actúan en el ramal conductor (s_1) y en ramal conducido (s_2) de la polea.

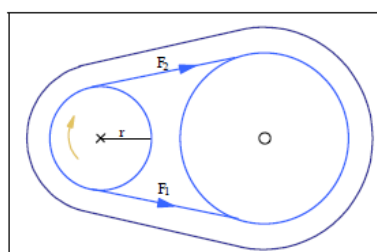




Fig. 4.10 Fuerza que actúan en el sistema de transmisión

$$s_1 = s_0 + \frac{F}{2} \text{ Kg} \tag{Ecuación 4.85}$$

$$s_2 = s_0 - \frac{F}{2} \text{ Kg} \tag{Ecuación 4.86}$$

4.2.34 Cálculo de la chaveta en el eje del rotor

Las chavetas se fabrican de acero al carbono con un límite de resistencia no inferior a 5000 kgf/cm², pocas veces se hacen de acero aleado.

Las dimensiones de las chavetas se eligen de la tabla de las Normas Oficiales Soviéticas GOST tabla 4.12 de acuerdo con el diámetro del árbol. Las dimensiones elegidas de las chavetas (b = ancho, a = altura, l = longitud) se ensayan al aplastamiento fig. 4.11 y fig. 4.12

$$\sigma_{adm.apl} = 0,14\sigma_{res} \rightarrow \sigma_{adm.apl} = 0,14 \cdot 5000 \rightarrow \sigma_{adm.apl} = 700 \text{ Kgf/cm}^2 \tag{Ecuación 4.87}$$

Tabla 4.12. Normas GOST de acuerdo con el diámetro del árbol

Diámetro del eje d (mm)		Chaveta (mm)		Chaveteros			
				Eje		Cubo	
Mínimo	Máximo	A	b	e	h ₁	F	H
10	12	4	4	2,5		1,5	
12	17	5	5	3		2	
17	22	6	6	3,5		2,5	
22	30	7	8	4		3	
44	50	9	14	5		4	
50	58	10	16	5		5	
58	65	11	18	6		5	
65	75	12	20	6		6	

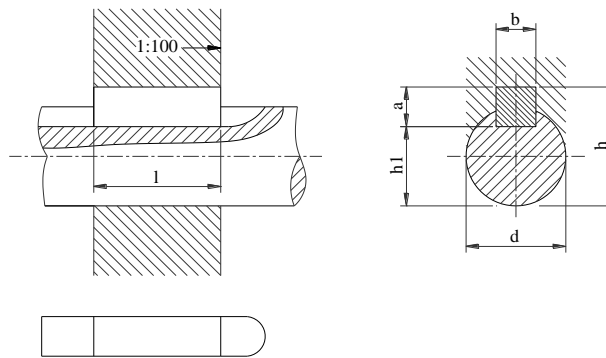


Fig. 4.11 Dimensiones de chaveta (embutada).

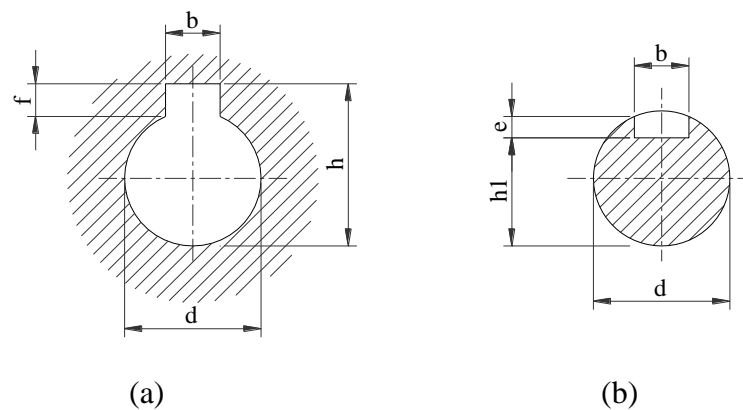


Fig. 4.12 Dimensiones de la chaveta. a) en el cubo, b) en el eje.

4.2.35 Cálculo de las tensiones al aplastamiento en el eje de la turbina

Para las prismáticas de acuerdo con la fórmula:

$$\sigma_{aplas} = \frac{f}{l \cdot a} \leq \sigma_{ad\ aplas} \quad \text{Ecuación 4.88}$$

$$f = \frac{T_{max}}{r}$$

f = Fuerza tangencial en el eje de la turbina.

r = Radio del eje de la turbina.

4.2.36 Cálculo de la chaveta en el eje de la bomba volumétrica

$$\sigma_{adm.apl} = 0,14\sigma_{res} \rightarrow \sigma_{adm.apl} = 0,14 \cdot 5000 \rightarrow \sigma_{adm.apl} = 700 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{Ecuación 4.89}$$

4.2.37 Cálculo de la tensión al aplastamiento en el eje de la bomba

$$\sigma_{aplas} = \frac{f}{l*a} \leq \sigma_{ad\ aplas} \quad \text{Ecuación 4.90}$$

$$f = \frac{T_{max}}{r}$$

f = Fuerza tangencial en el eje de la bomba.

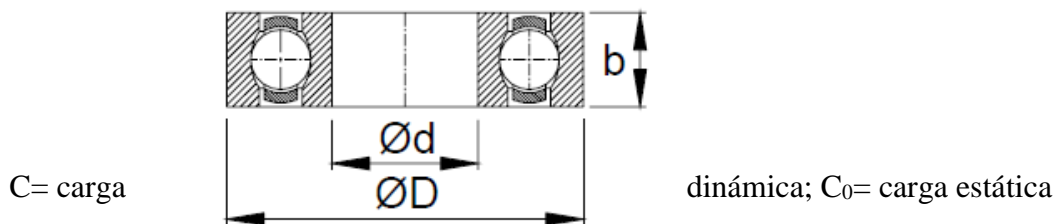
r = Radio del eje de la bomba.

Siendo M_{tor} el momento de torsión en el árbol, en kgf.cm y $\sigma_{adm.apl}$ la tensión admisible al aplastamiento. Los valores de estos últimos se dan en la siguiente tabla 4.13. Carácter de carga para la selección de chavetas.

Material del casquillo	Carácter de la carga (kgf/cm ²)		
	permanente	Pulsante	de impacto
Acero.....	1000-1500	700-1000	350-500
Fundición.....	700-900	450-550	200-250

4.2.38 Elección de los rodamientos en el eje 1 y 2

Tabla 4.14. Características de rodamientos rígidos de bolas series: 61800; 16000; 6000; 6200; 6300; 6400





d (mm)	C (Newton)	Designación	D (mm)	b (mm)	Vel. límite (vpm)		Co (Newton)
					grasa	aceite	
20	2650	61804	32	7	19000	24000	1400
	7020	16004	42	8	17000	20000	3400
	9360	6004	42	12	17000	20000	4500
	12700	6204	47	14	15000	18000	6200
	15900	6304	52	15	13000	16000	7800
	30700	6404	72	19	10000	13000	16600
25	3120	61805	37	7	17000	20000	1960
	7610	16005	47	8	14000	17000	4000
	11200	6005	47	12	15000	18000	5600
	14000	6205	52	15	12000	15000	6950
	22500	6305	62	17	11000	14000	11400
	35800	6405	80	21	9000	11000	19600
30	3120	61806	42	7	15000	18000	2080
	11200	16006	55	9	12000	15000	5850
	13300	6006	55	13	12000	15000	6800
	19500	6206	62	16	10000	13000	10000
	28100	6306	72	19	14600	9000	14600
	43600	6406	90	23	8500	10000	24000
35	4030	61807	47	7	13000	16000	3000
	12400	16007	62	9	10000	13000	6950
	15900	6007	62	14	10000	13000	8500
	25500	6207	72	17	9000	11000	13700
	33200	6307	80	21	8500	10000	18000
	55300	6407	100	25	7000	8500	31000
40	4160	61808	52	7	11000	14000	3350
	13300	16008	68	9	9500	12000	7800
	16800	6008	68	15	9500	12000	9300
	30700	6208	80	18	8500	10000	16600

4.2.39 Uniones soldadas

4.2.39.1 Cálculo de la soldadura.

El proceso de soldadura reside en el empleo de un calentamiento local y en utilizar las fuerzas del enlace molecular para obtener una unión inseparable de los elementos metálicos, tabla 4.18 (ver anexos).

La soldadura más difundida en la construcción de maquinaria es la eléctrica al arco,

Para calcular el cordón de soldadura se emplea las siguientes ecuaciones:

4.2.39.2 Cálculo del límite de trabajo

$$G_t = \frac{G_e}{n}$$

Ecuación 4.91



Donde:

Gt = límite de trabajo.

Ge = límite elástico de la soldadura.

n = coeficiente de seguridad.

4.2.39.3 Determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón.

$$\gamma = \frac{1}{1,3 - 0,3 \left(\frac{Pa}{P_{\max}} \right)} \quad \text{Ecuación 4.92}$$

Pa = Peso del álabe.

Pmax = Peso del álabe mas la fuerza total del fluido.

4.2.39.4 Límite elástico originado por el cordón en el álabe del rotor [Ar]

$$[Ar] = \gamma * \Psi * Gt \quad \text{Ecuación 4.93}$$

Donde:

Ψ = Coeficiente de resistencia mecánica, (0,6 para electrodos 7018).

γ = coeficiente de resistencia a la fatiga.

4.3 Bomba de engranajes

El volumen útil V de una cámara de trabajo, a considerar en el cálculo del caudal $q1$ es el correspondiente al del diente, y no al del hueco, es decir:

$$V = \text{Volumen del diente} = Vd$$

El número de estos volúmenes, que pasan durante una revolución del árbol de la bomba, será igual al número total de dientes de las dos ruedas dentadas (2 z), por lo que el caudal promediado aspirado suministrado por la bomba, por segundo es:



$$Q = \frac{w \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot V_d \cdot z \cdot n}{60} \left(m^3 / s \right) \quad \text{Ecuación 4.94}$$

En la que:

W es el volumen de trabajo de la bomba, igual al volumen de líquido incompresible suministrado por la misma en una revolución de su árbol propulsor, en condiciones perfectas de funcionamiento.

V_d es el volumen correspondiente a cada cámara de trabajo en cada vuelta del árbol de la bomba, también conocido como volumen útil de la cámara de trabajo.

z es el número de cámaras de trabajo de la bomba =14.

n es el número de rpm del árbol de la bomba =2356.2rpm.

y como el cálculo del volumen **V_d** está directamente ligado a la superficie lateral del diente, se puede utilizar, aproximadamente, la relación:

$$qt = u \cdot s = \frac{\pi \cdot R \cdot n}{30} 2,16 \cdot b \cdot h \cong \frac{\pi \cdot R \cdot n \cdot b \cdot h}{15} \left(m^3 / s \right) \quad \text{Ecuación 4.95}$$

S = 2,16 b h es la superficie de la sección transversal de la capa de líquido.

h es el módulo, o distancia entre la circunferencia primitiva y la exterior= 3,175mm.

R es el radio del diámetro primitivo = 22,225mm.

u es la velocidad tangencial correspondiente al diámetro primitivo = 2 R.

b es la longitud axial del diente = 44mm.

Como el suministro teórico de la bomba volumétrica no depende de la altura de carga creada por ella, su curva característica teórica en un diagrama (Hm, q) para, n = Cte., es una recta paralela al eje de ordenadas fig. 4.13.

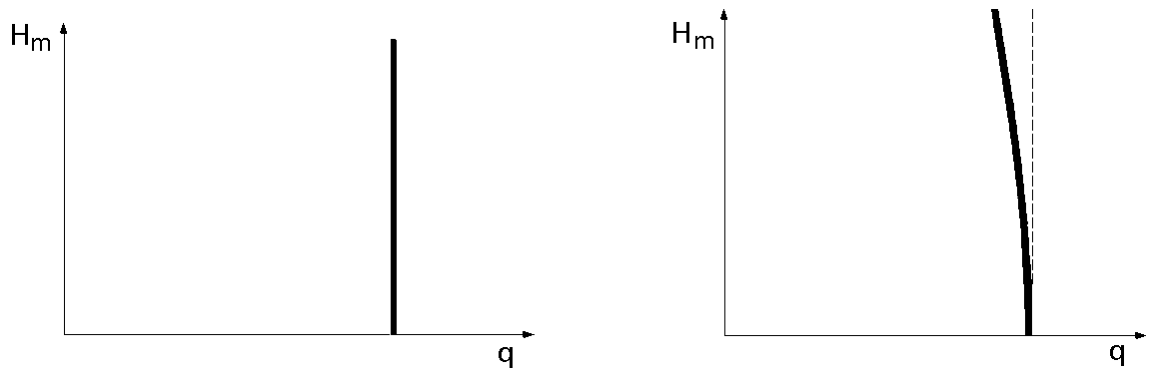


Fig. 4.13 Curvas características teórica y real

4.3.1 La potencia a comunicar al eje de la bomba

$$H_m = (P_1 - P_2) + Z_2 - Z_1 + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2 \cdot g} \quad \text{Ecuación 4.96}$$

$$N = \frac{\gamma \cdot q_t \cdot H_m}{60} = \frac{\gamma \cdot q_t \cdot H_m}{n_{man} \cdot n_{mec}} = \frac{\gamma \cdot V_d \cdot Z \cdot n \cdot H_m}{60 n_{man} \cdot n_{mec}} \quad \text{Ecuación 4.97}$$

4.3.2 La potencia hidráulica que la bomba comunica al líquido

$$N_h = \gamma \cdot q_t \cdot H_t = \gamma \cdot q_t \cdot \frac{H_m}{n_{man}} = \gamma \cdot \frac{V_d \cdot Z \cdot n}{60} \cdot \frac{H_m}{n_{man}} \quad \text{Ecuación 4.98}$$

4.3.3 La potencia útil de la bomba

$$N_u = \gamma \cdot q_t \cdot H_m \quad \text{Ecuación 4.99}$$

4.3.4 El rendimiento de la bomba

$$\eta_b = \frac{N_u}{N} \quad \text{Ecuación 4.100}$$

4.3.5 Rendimiento total del sistema de turbo bombeo

$$\eta_T = \frac{N_u}{P} \quad \text{Ecuación 4.101}$$



CAPITULO II MATERIALES Y MÉTODOS

5.1 EVALUACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN

5.1.1 Características generales del sistema de turbo-bomba

La Turbo bomba consta de las siguientes partes o accesorios:

- Turbina
- Bomba volumétrica
- Sistema de transmisión de movimiento
- Manómetro de presión
- Tubería de succión
- Tubería de descarga
- Estructura metálica

5.1.2 PROPUESTA ALTERNATIVA

La propuesta alternativa que planteamos es el de diseñar y construir un prototipo didáctico de TURBO BOMBA para el aprovechamiento hidráulico.

Las unidades instaladas son: turbina, bomba volumétrica, tubería de succión, tubería de descarga, sistema de transmisión de movimiento, manómetro de presión.

Cada uno de estos accesorios reúne las particulares idóneas para en conjunto armar un equipo eficiente; que permita establecer los modos de funcionamiento y sobre toda las características de trabajo en este tipo de sistemas.

Se entrega con un trabajo eminentemente técnico y de fines didácticos para beneficio de estudiantes y docentes de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja.



5.2 CÁLCULOS MATEMÁTICOS DEL DISEÑO DE LA TURBO BOMBA

La realización del diseño y cálculo de las partes principales de la máquina son de gran importancia porque allí se determinara los parámetros de resistencia y dimensiones. **“Para tal efecto nos hemos remitido a las investigaciones realizadas por grupos de ingenieros investigadores que se han reunido a lo largo de nuestro continente y han patentado la siguiente formulación de diseño de turbinas de flujo cruzado”.**

Este diseño está compuesto de: diseño hidráulico y mecánico de la turbina, en los cuales se pone singular importancia al diseño del rotor, diseño del inyector, eje del rotor, sistema de transmisión de potencia. (CIBIM8) 8vo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.

5.2.1 DISEÑO HIDRÁULICO

5.2.1.1 Selección del diámetro y velocidad de giro de la turbina

De acuerdo a los análisis realizados con anterioridad, los principales parámetros para el diseño de la turbo bomba son los siguientes:

$$H = 4\text{m.}$$

$$D_e = 0,2\text{m.}$$

$$Z = 16 \text{ álabes}$$

5.2.1.2 Calculo de la velocidad de giro

De acuerdo a la ecuación 4.2

$$n = 40,62 * K_c * \frac{\sqrt{H}}{D_e} (rpm) \gg n = 40,62 * 0,967 * \frac{\sqrt{4}}{0.2} (rpm) = 392,7rpm$$

$$n = 392.7 \text{ rpm}$$



5.2.1.3 Coeficiente de velocidad K_c del inyector

Investigaciones sobre esta máquina arrojan valores tales como $K_c = 0.967$

5.2.1.4 Resolución del triangulo de velocidades a la entrada del rotor

Velocidad absoluta

Como se menciona anteriormente la velocidad en el inyector está dada por la ecuación

4.3

$$C_1 = K_c \sqrt{2 * g * H} \text{ (m/s)} \gg C_1 = 0,967 * \sqrt{2 * 9,81 * 4} = 8,56 \text{ (m/s)}$$

Velocidad tangencial

De acuerdo a la ecuación 4.6

Si $\alpha_1 = 16,102^\circ$, la velocidad tangencial será:

$$U_1 = 2,127 * K_c * \sqrt{H} \text{ (m/s)} \gg U_1 = 2,127 * 0,967 * \sqrt{4} = 4,11 \text{ (m/s)}$$

Velocidad relativa del fluido

Si $\alpha_1 = 16,102^\circ$ entonces $\beta_1 = 30^\circ$ entonces la velocidad relativa a la entrada del rotor será de acuerdo a la ecuación 4.10

$$W_1 = 2,458 * K_c * \sqrt{H} \text{ (m/s)} \gg W_1 = 2,458 * 0,967 * \sqrt{4} = 4,75 \text{ (m/s)}$$

5.2.1.5 Componente de la velocidad absoluta en dirección meridiana

De acuerdo a la ecuación 4.12

$$C_{m1} = 1,229 * K_c * \sqrt{H} \text{ (m/s)} \gg C_{m1} = 1,229 * 0,967 * \sqrt{4} = 2,37 \text{ (m/s)}.$$

5.2.1.6 Número de álabes del rotor

El número de álabes seleccionado es de 16 álabes.



5.2.1.7 Número de álabes que reciben el flujo de agua.

El número de álabes que reciben el flujo de agua que ingresa al rotor puede calcularse de acuerdo a la ecuación 4.13

$$Z_a = \frac{\delta}{360^\circ} * 16 \gg Z_a = \frac{120^\circ}{360^\circ} * 16 = 5,33$$

5.2.1.8 Cálculo del Ancho del rotor Br

Además el área total de admisión está dada por la ecuación 4.14

$$Aat = Br * P_z * Z_a \gg Aat = 0,215 * 39,6 * 5 = 0,042 \text{ m}^2$$

El pasó esta dado por la ecuación 4.15

$$P_z = \frac{\pi * D_e}{Z} \gg P_z = \frac{\pi * 200}{16} = 39,6 \text{ mm}$$

Este coeficiente X_z varía entre 0,05 y 0,35. De acuerdo a la ecuación 4.16 se adopta como límite el siguiente valor:

$$X_z = \frac{1}{Z} \gg X_z = \frac{1}{16} = 0,062 \text{ Valor que está dentro de los parámetros.}$$

De acuerdo a la ecuación 4.17

$$Br = 0,259 * \frac{Q}{K_c * D_e * \sqrt{H} * X_z} \langle \rangle Br = 0,259 * \frac{0,020}{0,967 * 0,2 * \sqrt{4} * 0,062}$$

$$Br = 0,215 \text{ m.}$$

5.2.1.9 Determinación de la geometría del álabe

Ángulo entre álabes

De acuerdo a la ecuación 4.18

$$Z_1 = \frac{360^\circ}{Z} \gg Z_1 = \frac{360^\circ}{16} = 22,5^\circ$$

5.2.1.10 Parámetros de dimensión y ubicación de los álabes

De acuerdo a la ecuación 4.21



$$\gamma = 30^\circ - \frac{Z_1}{2} \gg \gamma = 30^\circ - \frac{22,5^\circ}{2} = 18,75^\circ$$

De acuerdo a la ecuación 4.22

$$\theta = 60^\circ - \frac{Z_1}{2} \gg \theta = 60^\circ - \frac{22,5^\circ}{2} = 48,75^\circ$$

De acuerdo a la ecuación 4.23

$$\lambda = 150^\circ - \frac{Z_1}{2} \gg \lambda = 150^\circ - \frac{22,5^\circ}{2} = 138,75^\circ$$

Además por relación geométrica se obtiene de la ecuación 4.26

$$\delta = Z_1 + 60^\circ \gg \delta = 22,5^\circ + 60^\circ = 82,5^\circ$$

Definiendo el ancho radial del álabe **A** como: De acuerdo a la ecuación 4.27

$$A = R - r$$

Teorema del seno: De acuerdo a la ecuación 4.28

$$\frac{\text{sen } \lambda}{R} = \frac{\text{sen } \gamma}{r}$$

De acuerdo a la ecuación 4.29

$$r = R * \frac{\text{sen } \gamma}{\text{sen } \lambda} \gg r = 100 * \frac{\text{sen } 18,75^\circ}{\text{sen } 138,75^\circ} = 48,75 \text{ mm}$$

Por lo tanto de acuerdo a la ecuación 4.30

$$A = R * \left(1 - \frac{\text{sen } \gamma}{\text{sen } \lambda}\right) \gg A = 100 * \left(1 - \frac{\text{sen } 18,75^\circ}{\text{sen } 138,75^\circ}\right) = 51,24 \text{ mm}$$

La cuerda del álabe A_p puede obtenerse de la siguiente manera: De acuerdo a la ecuación 4.32

$$A_p = R * \frac{Z_1}{\text{sen } \lambda} \gg A_p = 100 * \frac{22,5^\circ}{\text{sen } 138,75^\circ} = 57,7 \text{ mm}$$

Por último el radio del álabe R_a se obtiene de la siguiente manera: De acuerdo a la ecuación 4.33



$$R_a = R * \frac{\text{sen}Z_1}{\text{sen}\delta} * \frac{\text{sen}\theta}{\text{sen}\lambda} \gg R_a = 100 * \frac{\text{sen}22,5^\circ}{\text{sen}82,5^\circ} * \frac{\text{sen}48,75^\circ}{\text{sen}138,5^\circ} = 43,7\text{mm}$$

5.2.1.11 Diseño del inyector

Arco de admisión

De acuerdo a la ecuación 4.34

$$L_a = \frac{\pi * De}{Z} * Z_a + Z_a * e \gg L_a = \frac{\pi * 200}{16} * 5 + 5 * 5 = 211,3\text{mm}$$

Luego el ángulo de admisión será: De acuerdo a la ecuación 4.35

$$\theta_a = \frac{360^\circ}{\pi * De} * L_a \gg \theta_a = \frac{360^\circ}{\pi * 0,2} * 211,3 = 121^\circ \quad \text{Asumimos un ángulo óptimo de } 120^\circ$$

5.2.2 DISEÑO MECÁNICO DE LA TURBINA

5.2.2.1 Potencia de la turbina

La potencia de la turbina de flujo cruzado la podemos obtener de la siguiente ecuación:

De acuerdo a la ecuación 4.36

$$PT = \frac{\gamma * Q * H * \eta}{76} (Hp) \gg PT = \frac{1000 * 0,020 * 4 * 0,70}{76} = 0,73(Hp) \gg 0,566Kw$$

5.2.2.2 Numero de álabes que reciben el flujo de agua

$$Z_a = \frac{\delta}{360^\circ} * 16 \gg Z_a = \frac{120^\circ}{360^\circ} * 16 = 5,3$$

5.2.2.3 Caudal que ingresa en un álabe

De acuerdo a la ecuación 4.39

$$Q_a = \frac{Q_{max}}{Z_a} (m^3/s) \gg Q_a = \frac{0,020}{5,3} = 0,0037 (m^3/s)$$

5.2.2.4 Peso de un álabe

De acuerdo a la ecuación 4.40

$$Pu = 2,43 \text{ Kg/m}, L = 0,205 \text{ m}$$

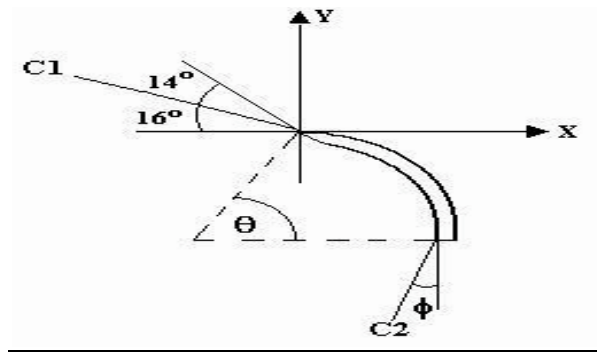
$$P_a = P_u * L \text{ (Kg)} \gg P_a = 2,43 * 0, = 0,5 \text{ (Kg)}$$

5.2.2.5 Peso total del rotor

De acuerdo a la ecuación 4.41

$$P_{tr} = Z * P_a + 75,963 * N_d * D_e^2 \text{ (Kg)} \gg P_{tr} = 16 * 0,5 + 75,963 * 2 * 0,2^2 = 14 \text{ (Kg)}$$

5.2.2.6 Fuerza hidráulica sobre el álabe.



De acuerdo a la ecuación 4.42

$$F_{hx} = 429,38 * Q_a * \sqrt{H} * (\cos 16^\circ - \text{sen}15,5^\circ)$$

$$F_{hx} = 429,38 * 0,0037 * \sqrt{4} * (\cos 16^\circ - \text{sen}15,5^\circ) = 2,20 \text{ Kg}f.$$

De acuerdo a la ecuación 4.43

$$F_{hy} = 429,38 * Q_a * \sqrt{H} * (\text{sen}16^\circ + \text{cos}15,5^\circ)$$

$$F_{hy} = 429,38 * 0,0037 * \sqrt{4} * (\text{sen}16^\circ + \text{cos}15,5^\circ) = 3,93 \text{ Kg}f.$$

De acuerdo a la ecuación 4.44

$$F_{hr} = \sqrt{(F_{hx})^2 + (F_{hy})^2} \gg F_{hr} = \sqrt{(2,20)^2 + (3,93)^2} = 4,50 \text{ Kg}f.$$

5.2.2.7 Fuerza centrífuga sobre el álabe

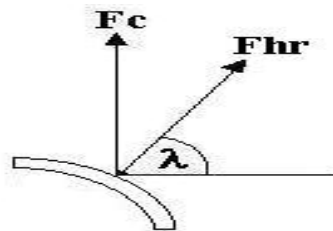
La fuerza centrífuga sobre el álabe puede calcularse de la siguiente manera:

De acuerdo a la ecuación 4.45

$$F_c = 0,895 \cdot \frac{P_a * H}{D_e} \text{ (Kgf)} \gg F_c = 0,895 * \frac{0,5 * 4}{0,2} = 8,95 \text{ (Kgf)}$$

5.2.2.8 Fuerza total sobre el álabe

Composición de fuerzas sobre el álabe



De acuerdo a la ecuación 4.46

$$R_x = F_{hr} * \cos \lambda \gg R_x = 4,50 * \cos 29,75^\circ = 3,90 \text{ Kgf}$$

De acuerdo a la ecuación 4.47

$$R_y = F_{hr} * \sin \lambda + F_c \gg R_y = 4,50 * \sin 29,75^\circ + 8,95 = 11,18 \text{ Kgf}$$

De acuerdo a la ecuación 4.48

$$R_T = \sqrt{(R_x)^2 + (R_y)^2} \gg R_T = \sqrt{(3,90)^2 + (11,18)^2} = 11,84 \text{ Kgf.}$$

5.2.2.9 Momento flector máximo sobre el álabe

De acuerdo a la ecuación 4.49

$$M = \frac{R_T * B_{rc}}{12} \text{ (Kgf - cm)} \gg M = \frac{11,84 * 32,7}{12} = 32,264 \text{ (Kgf - cm)}$$

5.2.2.10 Esfuerzo máximo en el álabe

Donde el límite de fluencia del material A36 es de 2400 Kg/cm^2

De acuerdo a la ecuación 4.50

$$\sigma = \frac{M}{W_a} \text{ (Kgf/cm}^2\text{)} \gg \sigma = \frac{32,264}{0,129} = 249,11 \text{ (Kgf/cm}^2\text{)}$$

$$W_a = \frac{0,39 * (e_a)^2 * b_a}{6} \text{ (m}^3\text{)} \gg W_a = \frac{0,39 * (0,005)^2 * 0,079}{6}$$

$$= 0,000000129 \text{ (m}^3\text{)}$$

De acuerdo a la ecuación 4.51

$$\sigma \leq \frac{2\,400}{f_s} \gg 249,11 \text{ Kg/cm}^2 \leq \frac{2\,400}{2} \text{ Kg/cm}^2$$

$$249,11 \text{ Kg/cm}^2 \leq 1200 \text{ Kg/cm}^2$$

5.2.2.11 Diseño del eje del rotor

Cálculo del diámetro del eje de sección maciza.

Para el diseño del eje del rotor se hace uso del diagrama de fuerzas que actúan sobre este:



5.2.2.12 Momento torsor máximo sobre el eje

De acuerdo a la ecuación 4.53

$$T_{max} = 974 \frac{PT}{n} \gg T_{max} = 974 \frac{0,566}{392,7} = 1,40 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$

5.2.2.13 Momento flector máximo sobre el eje

De acuerdo a la ecuación 4.54

$$M_{max} = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \gg M_{max} = \sqrt{(0,39)^2 + (0,392)^2} = 0,55 \text{ Kg} \cdot \text{m}$$



De acuerdo a la ecuación 4.55

$$M_x = F_t * \frac{a}{2} \gg M_x = 14,03 * \frac{0,056}{2} = 0,39Kgf - m$$

De acuerdo a la ecuación 4.56

$$M_y = Ptr * \frac{a}{2} \gg M_y = 14 * \frac{0,056}{2} = 0,392Kgf - m$$

De acuerdo a la ecuación 4.57

$$F_t = 1948 * \frac{PT}{n * De} \gg F_r = 1948 * \frac{0,566}{392,7 * 0,200} = 14,03 Kgf$$

5.2.2.14 Momento equivalente

De acuerdo a la ecuación 4.58

$$M_{equi} = \sqrt{(K_a * M_{max})^2 + (K_T * T_{max})^2}$$
$$M_{equi} = \sqrt{(1,5 * 0,55)^2 + (1 * 1,40)^2} = 1,625 Kgf - m$$

Ka = Factor de flexión 1,5

Kt = Factor de torsión 1,0

Las dimensiones de la sección a calcular del árbol se definen según el momento axial de resistencia en la flexión.

De acuerdo a la ecuación 4.59

$$W_x = 0,1 * d^3 = \frac{M_{eq}}{\sigma_{adm.flex}}$$

Determinación de la tensión admisible a la flexión,

σ_{res} del acero SAE 1040 = 5500 Kgf/cm².

$$\sigma_{adm flex} = 0,1 * \sigma_{res}$$

$$\sigma_{adm flex} = 0,1 * 5500 = 550 \text{ kgf} / \text{cm}^2$$

$$\sigma_{adm.flex} = 550 \text{ Kgf} / \text{cm}^2$$

a) Cálculo del diámetro del eje.



$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{0,1 * \sigma_{adm. flex}}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{162,5}{0,1 * (550)}}$$

$$d = 1,43 \text{ cm.}$$

Escogemos un diámetro normalizado de 1 pulg. = 2,54cm.

5.2.2.15 Determinación de las máximas tensiones normales a la flexión.

Tensión a la flexión:

De acuerdo a la ecuación 4.60

$$T_{flex} = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{M_{max}}{0,1 * d^3}$$

$$T_{flex} = \frac{55}{0,1 * 1,43^3}$$

$$T_{flex} = 188,08 \text{ Kgf/cm}^2$$

Siendo la tensión máxima producida menor a la admisible ($188,08 \text{ Kgf/cm}^2 \leq 550 \text{ Kgf/cm}^2$) por lo tanto cumple la condición de resistencia.

5.2.2.16 Determinación de las máximas tensiones tangenciales por la torsión.

De acuerdo a la ecuación 4.61

$$\tau_{tor} = \frac{T_{max}}{W_{tor}} = \frac{T_{max}}{0,2 * d^3}$$

$$\tau_{tor} = \frac{140}{0,2 * 1,43^3}$$



$$\tau_{tor} = 239,3 \text{ Kg}f/\text{cm}^2$$

La tensión máxima producida es menor a la admisible por lo que se cumple la condición de resistencia, $(239,3 \text{ Kg}f/\text{cm}^2 \leq 550 \text{ Kg}f/\text{cm}^2)$.

5.2.2.17 Fuerza total sobre la plancha del inyector

De acuerdo a la ecuación 4.64

$$F_{ti} = 390 * De * H * Bi \gg F_{ti} = 390 * 0,2 * 4 * 0,179 = 55.84 \text{ (Kgf)}.$$

5.2.2.18 Momento máximo sobre la plancha del inyector

De acuerdo a la ecuación 4.65

$$M_i = \frac{F_{ti} * Bi}{12} \gg M_i = \frac{67,08 * 0,179}{12} = 0.83 \text{ (Kgf-m)}$$

5.2.2.19 Esfuerzo máximo sobre la plancha del inyector

De acuerdo a la ecuación 4.66

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} \gg \sigma_i = \frac{0.83}{1,17 * 10^{-7}} = 7\,094\,017 \text{ (Kg}f/\text{m}^2)$$

De acuerdo a la ecuación 4.67

$$W_i = \frac{0,39 * (e_i)^2 * De}{6} \gg W_i = \frac{0,39 * (0,003)^2 * 0,2}{6} = 1,17 * 10^{-7} \text{ (m}^3)$$

5.2.2.20 Comprobación de la plancha del inyector

Donde el límite de fluencia del material A 36 es de $2\,400 \text{ Kg}f/\text{cm}^2$

De acuerdo a la ecuación 4.68

$$\sigma_i \leq \frac{T_f}{2} \gg 7\,094\,017 \leq \frac{2\,400}{2}$$
$$\sigma_i \leq \frac{T_f}{2} \gg 7\,094\,017 \text{ Kg}f/\text{cm}^2 \leq 1200 \text{ Kg}f/\text{cm}^2$$



De esta manera se ha comprobado que el espesor de la plancha del inyector es el adecuado.

5.2.2.21 Transmisión de potencia mediante polea –correa

Partimos de la potencia de la turbina de 0,73 hp con una frecuencia de giro de 392,7 rpm, en base a estos datos establecimos la sección adecuada que es tipo Z de acuerdo a la tabla 1 (ver anexos) también obtenemos: Diámetro menor de la polea (d_1) que 50,8 mm, ancho de la banda (W) 10 mm, ancho medio de la banda (I_p) 8,5 mm, altura de la banda (T_o) 6 mm.

Necesitamos elevar el número de revoluciones en el eje de la bomba volumétrica, para lo cual conociendo el número de revoluciones del eje de la turbina podemos asumir el diámetro de las poleas tanto mayor como menor respectivamente:

De acuerdo a la ecuación 4.69

$$i = \frac{D_1}{d_2}$$

D_1 = diámetro de la polea mayor 304,8 mm.

d_2 = diámetro de la polea menor 50,8 mm.

n_1 = número de revoluciones de la polea mayor 392,7 rpm.

n_2 = número de revoluciones de la polea menor 2356,2 rpm.

i = relación de transmisión 6.

PT = potencia en el eje de la turbina 0,73 (hp).

PT1= potencia en el eje de la bomba volumétrica = 0,63 (hp).

Cálculo de la distancia entre ejes.

Según la ecuación calculamos la distancia entre ejes.

Distancia mínima.



De acuerdo a la ecuación 4.70

$$a_{\min} = 0,55(d1+d2)+To$$

$$a_{\min} = 0,55(304,8+50,8)+6 = 201,58 \text{ mm}$$

Distancia máxima.

De acuerdo a la ecuación 4.71

$$a_{\max} = d1 + d2$$

$$a_{\max} = 304,8 + 50,8 = 355,6 \text{ mm}$$

Distancia media.

De acuerdo a la ecuación 4.72

$$a_{med} = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2}$$

$$a_{med} = \frac{201,58+355,6}{2} = 278,59 \text{ mm}$$

Largo de la banda.

De acuerdo a la ecuación 4.73

$$Lp = 2a_{med} + \frac{\pi}{2}(d1 + d2) + \frac{(d2 - d1)^2}{4 * a_{med}}$$

$$Lp = 2 * 278,59 + \frac{\pi}{2}(304,8 + 50,8) + \frac{(304,8 - 50,8)^2}{4 * 278,59}$$

$$Lp = 557,18 + 558,57 + 57,8 = 1173,6 \text{ mm} \approx 1250 \text{ mm valor en tablas.}$$

Angulo de abrazamiento de la polea menor.

De acuerdo a la ecuación 4.74

$$\alpha = 180 - 57 \left(\frac{d2 - d1}{a_{med}} \right)$$

$$\alpha = 180 - 57 \left(\frac{304,8 - 50,8}{278,59} \right) = 128^\circ$$



Velocidad periférica.

De acuerdo a la ecuación 4.75

$$v = \frac{\pi * n * d1}{60}$$
$$v = \frac{\pi * 392,7 * 304,8}{60} = 6,26 \left(\frac{m}{s}\right)$$

Esfuerzo periférico.

De acuerdo a la ecuación 4.76

$$P = \frac{75 * N(cv)}{v} \quad P = \frac{75 * 0,74 (cv)}{6,26} = 8,86 \text{ Kg}$$

Numero de correas (z) de la transmisión.

De acuerdo a la ecuación 4.77

$$z = \frac{P}{f * k_o * C_1 * C_2 * C_3}$$

f = area de la sección transversal de la correa. Tabla 2 (ver anexos)

k_o = tensión útil admisible a la tracción de la correa

De acuerdo a la ecuación 4.78

$$k_o = 25 - 120 * \frac{T_o}{d1} = 25 - 120 * \frac{6}{304,8} = 22,63 \text{ Kg/cm}^2$$

Coficiente 1: De acuerdo a la ecuación 4.79

$C_1 = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha) = 1 - 0,003(180^\circ - 140^\circ) = 0,90$ considera el ángulo de abrazamiento.

Coficiente 2: De acuerdo a la ecuación 4.80

$C_2 = 1,05 - 0,0005v^2 = 1,05 - 0,0005(6,26)^2 = 1,030$ considera la velocidad de la correa.

Coficiente 3: De acuerdo a la ecuación 4.81



$$C_3 = \frac{\text{diámetro de uso elegido}}{\text{diámetro mínimo recomendado por la norma UNE 18164}} = \frac{50,8}{80} = 0,56 \quad \text{Coeficiente de}$$

corrección debido a la utilización de diámetros menores que los mínimos permisibles.

Numero de correas: De acuerdo a la ecuación 4.82

$$z = \frac{P}{f \cdot k_o \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3} = \frac{8.86}{0,55 * 22,63 * 0,9 * 1,034 * 0,56} = 1,3$$

Por lo tanto se utilizara 1 correa V trapecial.

Esfuerzo en los ramales de la banda S_0 .

De acuerdo a la ecuación 4.83

$$s_0 = \frac{850 * P_m * c_p * c_l}{z * v * c_\alpha} + \theta * v^2$$

Donde: $P_m = 0,566 \text{KW}$ es la potencia en KW del rotor.

$c_p = 1,0$ Coeficiente de la condición de trabajo. (Ver anexos).

$c_l = 1,03$ Coeficiente que toma en cuenta el alargamiento de la banda. (Ver anexos).

$c_\alpha = 0,89$ Coeficiente que toma en cuenta el ángulo de abrazamiento. (Ver anexos).

$\theta = 0,06$ Sección de la banda. (Ver anexos).

$$s_0 = \frac{850 * 0,566 * 1,0 * 1,03}{1 * 6.26 * 0,89} + 0,06 * (6.26)^2 = 91,29 \text{N} = 9,30 \text{Kgf}.$$

Fuerza en los ejes.

De acuerdo a la ecuación 4.84

$$F = 2s_0 * z * \text{sen} \frac{\alpha}{2}$$

$$F = 2 * 9,30 * 1 * \text{sen} \frac{140}{2} = 17,47 \text{Kgf}$$



Fuerzas que actúan en el ramal conductor (s_1) y en ramal conducido (s_2) de la polea.

De acuerdo a la ecuación 4.85

$$s_1 = s_0 + \frac{F}{2} = 9,30 + \frac{17,47}{2} = 18,035 \text{ Kgf}$$

De acuerdo a la ecuación 4.86

$$s_2 = s_0 - \frac{F}{2} = 9,30 - \frac{17,47}{2} = 0,565 \text{ Kgf}$$

5.2.2.22 Cálculo de la chaveta en el eje del rotor.

Las chavetas se fabrican de acero al carbono con un límite de resistencia no inferior a 5000 kgf/cm², pocas veces se hacen de acero aleado.

De acuerdo a la ecuación 4.87

$$\sigma_{\text{adm.apl}} = 0,14\sigma_{\text{res}} \rightarrow \sigma_{\text{adm.apl}} = 0,14 \cdot 5000 \rightarrow \sigma_{\text{adm.apl}} = 700 \text{ Kgf/cm}^2$$

De la tabla 1 según el diámetro del eje escogemos las dimensiones de la chaveta, según las Normas GOST, siendo:

$$a = 0,7 \text{ cm,}$$

$$b = 0,8 \text{ cm,}$$

$$e = 0,4 \text{ cm,}$$

$$f = 0,3 \text{ cm,}$$

$$l = 7 \text{ cm.}$$

5.2.2.23 Cálculo de la tensión al aplastamiento, eje de la turbina

De acuerdo a la ecuación 4.88



$$\sigma_{aplas} = \frac{f}{l \cdot a} \leq \sigma_{ad\ aplas}$$

$$f = \frac{T_{max}}{r} \gg \frac{140}{1.27} = 110.2 \text{ Kgf}$$

$$\sigma_{aplas} = \frac{110.2}{7 \cdot 0.7} = 22.48 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$22.48 \text{ Kgf/cm}^2 \leq 700 \text{ Kgf/cm}^2 \cdot$$

Por lo tanto la chaveta cumple la condición de resistencia.

5.2.2.24 Cálculo de la chaveta en el eje de la bomba volumétrica

De acuerdo a la ecuación 4.89

$$\sigma_{adm.apl} = 0,14\sigma_{res} \rightarrow \sigma_{adm.apl} = 0,14 \cdot 5000 \rightarrow \sigma_{adm.apl} = 700 \text{ Kgf/cm}^2$$

De la tabla 1 según el diámetro del eje escogemos las dimensiones de la chaveta, según las Normas GOST, siendo:

$$a = 0,6 \text{ cm,}$$

$$b = 0,6 \text{ cm,}$$

$$e = 0,35 \text{ cm,}$$

$$f = 0,3 \text{ cm,}$$

$$l = 7 \text{ cm.}$$

5.2.2.25 Cálculo de la tensión al aplastamiento en el eje de la bomba

Según la ecuación 4.90

$$\sigma_{aplas} = \frac{f}{l \cdot a} \leq \sigma_{ad\ aplas}$$



$$f = \frac{T_{max}}{r} \gg \frac{14,7}{0,85} = 17.29 \text{ Kgf}$$

$$\sigma_{aplas} = \frac{17.29}{7 \cdot 0.7} = 3.52 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$3.52 \text{ Kgf/cm}^2 \leq 700 \text{ Kgf/cm}^2$$

Por lo tanto la chaveta cumple la condición de resistencia.

5.2.2.26 Elección de los Rodamientos en el Eje 1.

Debido al diámetro del eje que es 25.4 mm escogemos el siguiente rodamiento. Tabla 4.14 (ver anexos).

- ❖ Designación: 61805
- ❖ Diámetro exterior: 37 mm
- ❖ Ancho: 30 mm
- ❖ Velocidad límite $\left\{ \begin{array}{l} \text{Lubricación con grasa: 17000 rpm} \\ \text{Lubricación con aceite: 20000 rpm} \end{array} \right.$
- ❖ Capacidad de carga dinámica: 3120 N
- ❖ Capacidad de carga estática: 1960 N

5.2.2.27 Elección de los Rodamientos en el Eje 2.

Debido al diámetro eje que es 17 mm escogemos el siguiente rodamiento:

- ❖ Designación: 61804
- ❖ Diámetro exterior: 32 mm
- ❖ Ancho: 30 mm
- ❖ Velocidad límite $\left\{ \begin{array}{l} \text{Lubricación con grasa: 19000 rpm} \\ \text{Lubricación con aceite: 24000 rpm} \end{array} \right.$



- ❖ Capacidad de carga dinámica: 2650 N
- ❖ Capacidad de carga estática: 1400 N

5.2.2.28 CÁLCULO DE UNIONES SOLDADAS

Cálculo del límite de trabajo:

Cálculo de la soldadura de los álabes con los discos laterales.

Para calcular el límite de trabajo de la soldadura aplicamos la ecuación 4.91.

$$Gt = \frac{Ge}{n}$$

$$Gt = \frac{4200 \frac{kg}{cm^2}}{3,5}$$

$$Gt = 1200 \frac{kg}{cm^2}$$

Donde:

Gt = límite de trabajo.

Ge = límite elástico de la soldadura.

n = coeficiente de seguridad.

Determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón.

Determinación del coeficiente de resistencia mecánica utilizando el electrodo (E 7018).

Donde se cumple que: $\Psi = 0.6$

Determinación del peso del alabe que debe soportar la soldadura (Pa): siendo el peso del alabe Pa = 0.5 Kg.

Determinación de la fuerza total del agua, la cual tiene la siguiente magnitud:

$$Rt = 11.84 \text{ Kg.}$$



El peso total que va a soportar el cordón será la suma algebraica del peso unitario del álabe más la fuerza del agua.

$$P_{max} = P_a + R_t = P_{max} = 0 * 5 + 11,84 = 12,34 \text{ Kg}$$

Para la determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón:

Según la ecuación 4.92

$$\gamma = \frac{1}{1,3 - 0,3 \cdot \left(\frac{P_a}{P_{max}} \right)}$$
$$\gamma = \frac{1}{1,3 - 0,3 \cdot \left(\frac{0,5 \text{ kg}}{12,34 \text{ kg}} \right)}$$
$$\gamma = 1,012$$

Límite elástico originado por el cordón en el álabe del rotor (A_r).

Para determinar el límite elástico en el cordón:

Según la ecuación 4.93

$$[A_r] = \gamma * \Psi * G_t \gg [A_r] = 1,012 * 0,6 * 1200 = 728,85 \text{ kg/cm}^2$$

Donde:

Ψ = Coeficiente de resistencia mecánica, 0.6 para el electrodo 7018.

$$728,85 \text{ kg/cm}^2 \leq 4200 \text{ kg/cm}^2$$

Para cumplir las condiciones de resistencia el cordón tiene que cumplir las siguientes características, N. Larburu 1995:

Ancho del cordón $b = 0,8 \text{ cm}$

Altura del cordón $h = 7,64 \text{ cm}$.



Sección de soldadura de cada extremo del alabe soldado con cada lado lateral del disco del rotor.

$$A_{sol} = b * h \gg A_{sol} = 0,8 * 7,64 = 6,11cm^2$$

5.3 ANÁLISIS DE RESISTENCIA DE MATERIALES DE LOS ELEMENTOS DE LA TURBO BOMBA EN COSMOSDesignSTAR 2006

Stress analysis of turbina

1. [Introduction](#)
 2. [File Information](#)
 3. [Materials](#)
 4. [Load & Restraint Information](#)
 5. [Study Property](#)
 6. [Contact](#)
 7. [Stress Results](#)
 8. [Strain Results](#)
 9. [Displacement Results](#)
 10. [Deformation Results](#)
 11. [Design Check Results](#)
 12. [Appendix](#)
-

1. Introduction

Summarize the FEM analysis on turbina

Note:

Do not base your design decisions solely on the data presented in this report. Use this information in conjunction with experimental data and practical experience. Field



testing is mandatory to validate your final design. COSMOSWorks helps you reduce your time-to-market by reducing but not eliminating field tests

2. File Information

Model name: Turbina

Model location: D:\Mis documentos\ARCHIVOS DEL TRABAJO\INFORMACIÓN DE PROYECTOS\tesis final \Análisis en cosmos de la turbina\turbina.SLDPRT

Results location: C:\Archivos de programa\DesignStar\Geometry\COSMOS\work

Study name: Análisis de deformaciones (-Default-)

3. Materials

No.	Part Name	Material	Mass	Volume
1	Turbina	AISI 1040	14.95583 kg	0.00100707 m ³

4. Load & Restraint Information

Restraint		
Restraint-1 <turbina>	on 2 Face(s) fixed.	
Description:		
Load		
Force-1 <turbina>	on 5 Face(s) apply normal force 0.10197 kgf using uniform distribution	Sequential Loading
Description:		

5. Study Property

Mesh Information	
Mesh Type:	Solid mesh
Mesher Used:	Standard



Automatic Transition:	Off
Smooth Surface:	On
Jacobian Check:	4 Points
Element Size:	18.798 mm
Tolerance:	0.93992 mm
Quality:	Draft
Number of elements:	8193
Number of nodes:	2928
Solver Information	
Quality:	Draft
Solver Type:	FFE
Option:	Include Thermal Effects
Thermal Option:	Input Temperature
Thermal Option:	Reference Temperature at zero strain: 25 Celsius

6. Contact

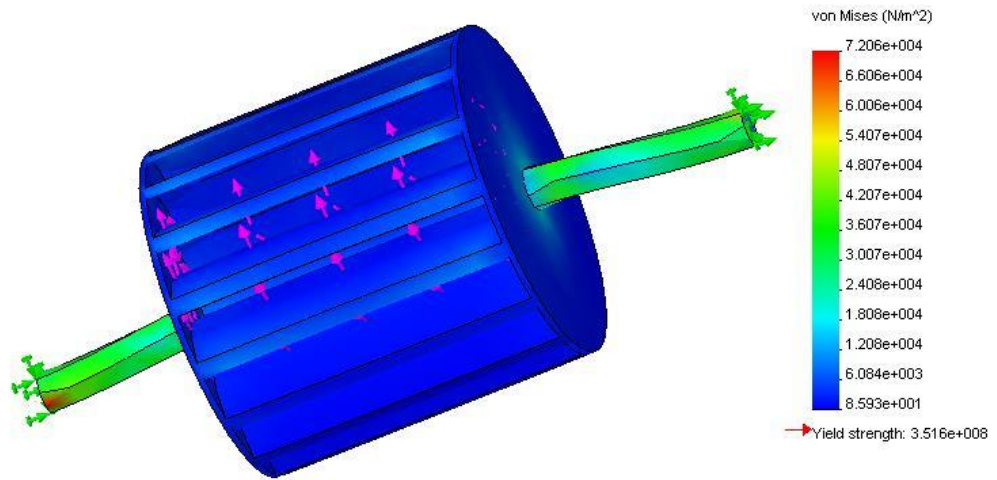
Contact state: Touching faces - Bonded

7. Stress Results

Name	Type	Min	Location	Max	Location
Plot1	VON: von Mises stress	85.9333 N/m ² Node: 1823	(2310.27 mm, 1324.78 mm, -1606.49 mm)	72058.7 N/m ² Node: 80	(2298.23 mm, 1089.05 mm, -1537.64 mm)

Fig. 5.1 Turbina-Análisis de deformaciones-Stress-Plot1

Model name: turbina
Study name: Analisis de deformaciones
Plot type: Static nodal stress Plot1
Deformation scale: 131308

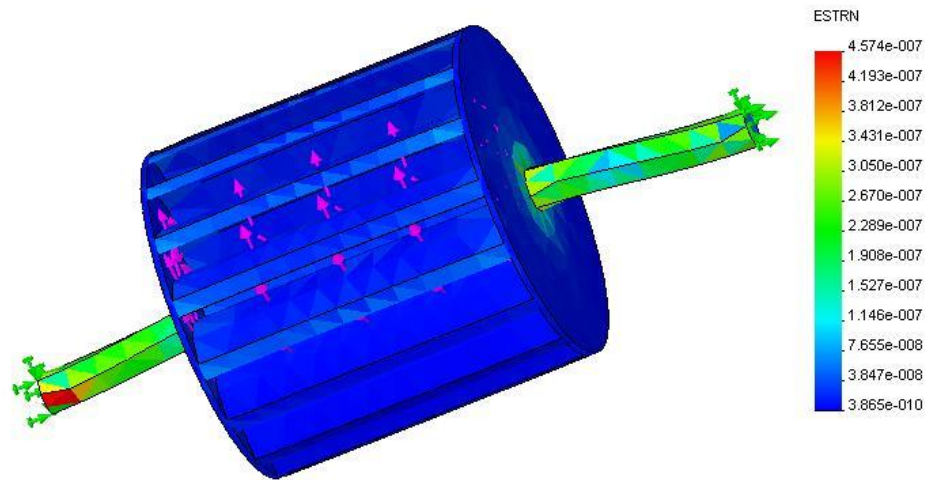


8. Strain Results

Name	Type	Min	Location	Max	Location
Plot1	ESTRN: Equivalent strain	3.86537e-010 Element: 5439	(2306.35 mm, 1343.01 mm, -1586.63 mm)	4.57364e-007 Element: 3638	(2296.64 mm, 1098.2 mm, -1538.85 mm)

Fig. 5.2 Turbina-Análisis de deformaciones-Strain-Plot1

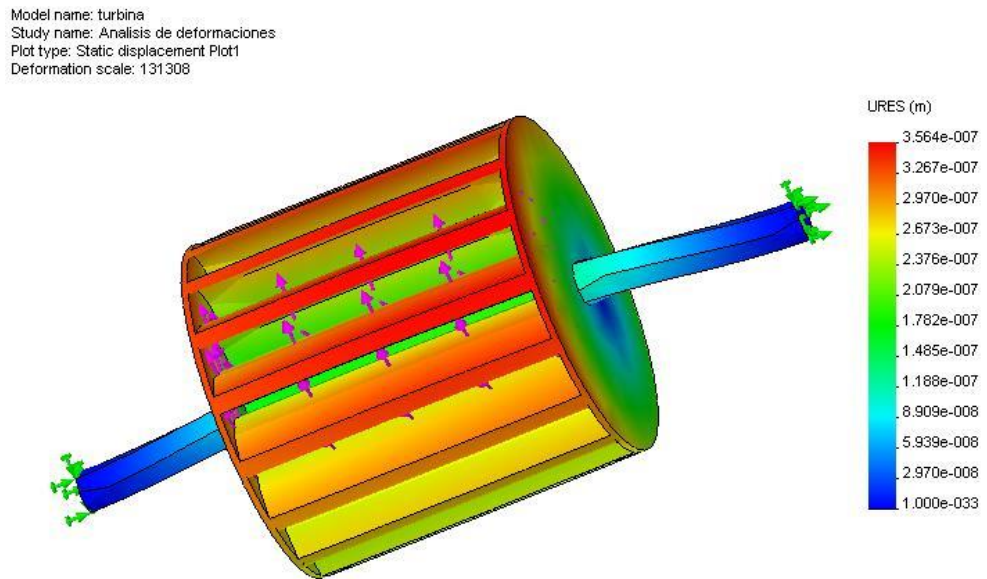
Model name: turbina
Study name: Analisis de deformaciones
Plot type: Static strain Plot1
Deformation scale: 131308



9. Displacement Results

Name	Type	Min	Location	Max	Location
Plot1	URES: Resultant displacement	0 m Node: 78	(2282.89 mm, 1089.05 mm, -1543.23 mm)	3.56358e-007 m Node: 187	(2266.42 mm, 1410.8 mm, -1456.03 mm)

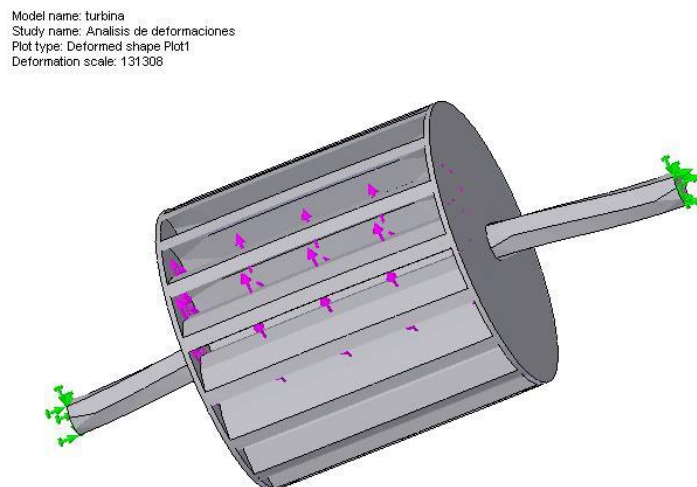
Fig. 5.3 Turbina-Análisis de deformaciones-Displacement-Plot1



10. Deformation Results

Plot No.	Scale Factor
1	1.3131e+005

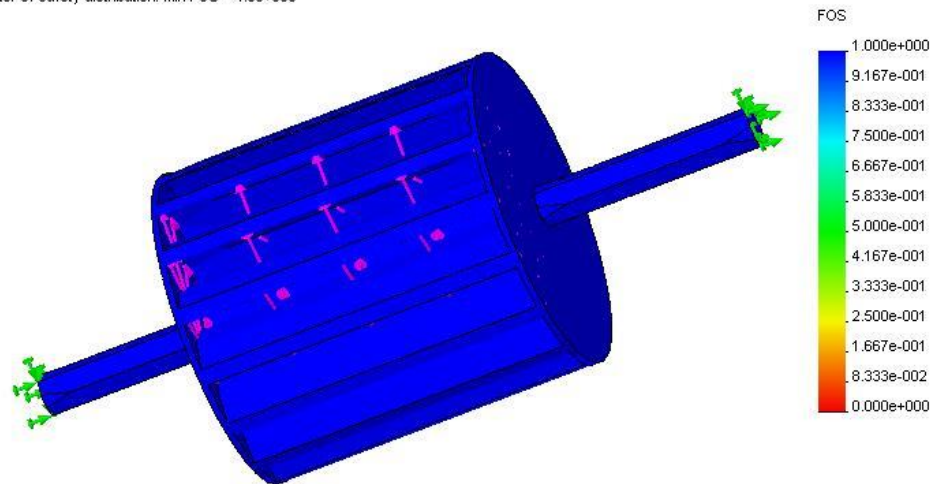
Fig. 5.4 Turbina-Análisis de deformaciones-Deformation-Plot1



11. Design Check Results

Fig. 5.5 Turbina-Análisis de deformaciones-Design Check-Plot1

Model name: turbina
Study name: Analisis de deformaciones
Plot type: Design Check Plot1
Criterion : Max von Mises Stress
Factor of safety distribution: Min FOS = 4.9e+003



12. Appendix

Material name: AISI 1040
Material Source: Library files
Material Library Name: cosmos materials
Material Model Type: Linear Elastic Isotropic

Property Name	Value	Units	Value Type
Elastic modulus	2e+011	N/m ²	Constant
Poisson's ratio	0.29	NA	Constant
Shear modulus	7.7e+010	N/m ²	Constant
Mass density	7900	kg/m ³	Constant
Tensile strength	4.2051e+008	N/m ²	Constant
Yield strength	3.5157e+008	N/m ²	Constant
Thermal expansion coefficient	1.5e-005	/Kelvin	Constant
Thermal conductivity	47	W/(m.K)	Constant
Specific heat	420	J/(kg.K)	Constant



CAPITULO III RESULTADOS

A continuación se exponen los cálculos matemáticos que validan el proceso investigativo de ésta tesis:

Caudal promediado aspirado suministrado por la bomba

Para determinar el caudal total utilizamos la relación 4.95, por lo tanto tenemos:

$$q_t = \frac{\pi * R * n}{30} * 2,16 * b * h \left(m^3/s \right)$$
$$q_t = \frac{\pi * 0,022 * 2356,2}{30} * 2,16 * 0,044 * 0,003175 \left(m^3/s \right)$$
$$q_t = 0,001637 \left(m^3/s \right)$$

La potencia a comunicar al eje de la bomba es:

Para lograr determinar la potencia que la bomba comunica al eje es necesario determinar la altura manométrica, esto es:

Tubería de succión diámetro = 5/8" o 16 mm.

Tubería de impulsión diámetro = 1/2" o 12.7 mm.

Área de la tubería de impulsión = 0.0001266 m²

Área de la tubería de succión = 0,0002010 m²

Las presiones tanto de entrada y salida de la turbina es a Presión atmosférica.

Alturas de posición o geodésicas: Z2 = 20 m y Z1 = 0,5 m respectivamente.

Para determinar la altura manométrica utilizamos la siguiente ecuación 4.96

$$H_m = (P_1 - P_2) + Z_2 - Z_1 + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2 * g}$$
$$H_m = (0) + 20 - 0,5 + \frac{\left(\frac{0,001637}{0,0001266}\right)^2 - \left(\frac{0,001637}{0,0002010}\right)^2}{2 * 9,81} = 24,63 \text{ m}$$

De la ecuación 4.97 obtenemos:



$$N = \frac{\gamma * q_t * H_m}{\eta} = \frac{\gamma * q_t * H_m}{\eta_{man} * \eta_{mec}} = \frac{\gamma * V_{d*Z} * n * H_m}{60\eta_{man} * \eta_{mec}}$$
$$N = \frac{10000 \frac{N}{m^3} * 0,001637 \frac{m^3}{seg} * 24,63m}{0,85} = 0,63Hp$$

La potencia hidráulica que la bomba comunica al líquido es:

De la ecuación 4.98 obtenemos los siguientes valores:

$$N_h = \gamma * q_t * H_t$$
$$N_h = 10000 \frac{N}{m^3} * 0,001637 \frac{m^3}{seg} * 19,5m$$
$$N_h = 0,42Hp$$

La potencia útil de la bomba es:

De la ecuación 4.99 obtenemos:

$$N_u = \gamma * q_t * H_m$$
$$N_u = 10000 \frac{N}{m^3} * 0,001637 \frac{m^3}{seg} * 24,63m = 0,54Hp$$

El rendimiento de la bomba es:

De la ecuación 4.100 obtenemos:

$$\eta_b = \frac{N_u}{N} \gg \quad \eta_b = \frac{0,54}{0,63} = 0,85 \quad \gg \quad \eta_b = 85\%$$

El rendimiento de la turbo bomba en general es:

De la ecuación 4.101

$$\eta_T = \frac{Nu}{P} \gg \eta_T = \frac{0,54}{0,73} = 0,73 \gg \eta_T = 73\%$$

El siguiente gráfico corresponde a una curva que demuestra cómo se comporta la bomba considerando dos parámetros de funcionamiento; nos referimos al caudal bombeado en gal/min vs. la altura manométrica.

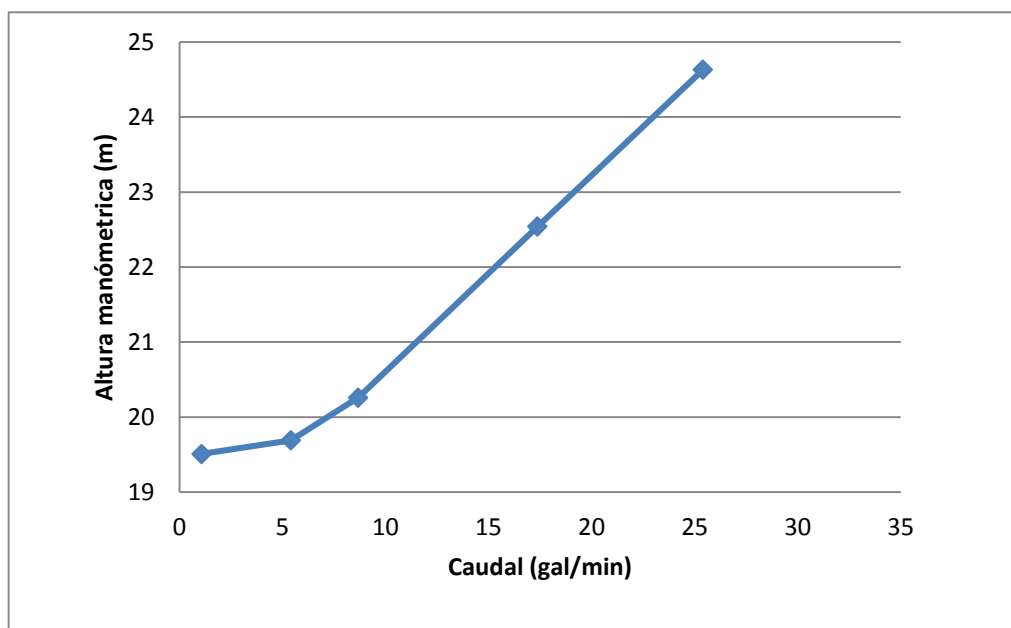


Fig.6.1 Curva del sistema Q vs. Hm

En este grafico observamos el comportamiento del caudal en función de las revoluciones de giro del eje de la bomba

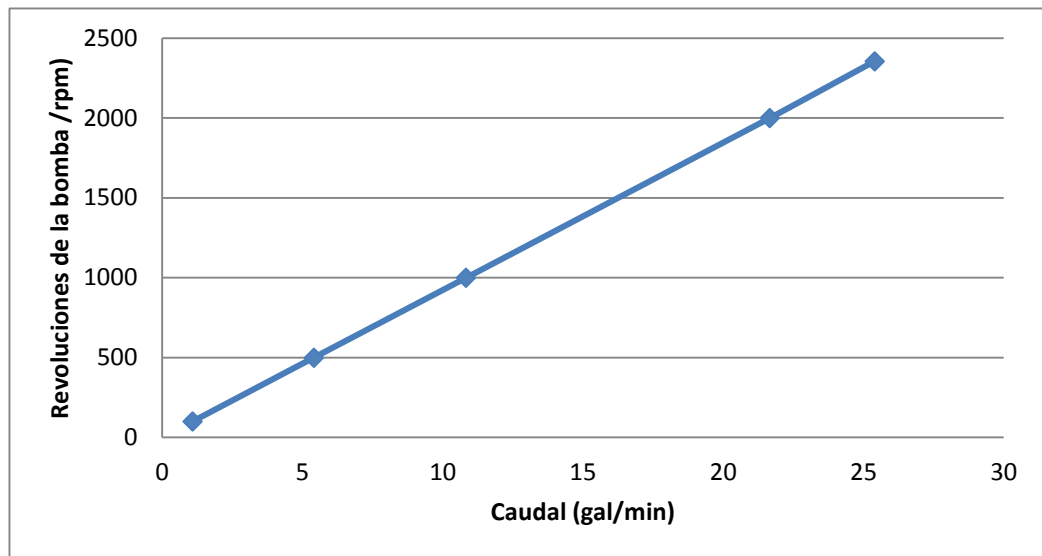


Fig. 6.2 Curva de la bomba Q vs rpm

DISCUSIÓN

De los cálculos matemáticos efectuados para validar la propuesta alternativa podemos aseverar que son aplicables al tipo de diseño y construcción de turbo bomba propuesto. Considerando los resultados se estableció un diseño óptimo en cuanto a validez y confiabilidad de trabajo del equipo.



Los datos matemáticos expuestos en el acápite anterior expresan cuales son las deducciones referentes al caudal de bombeo, mismo que como observamos en el gráfico adjunto varia directamente con la revoluciones que da el eje de la bomba y estas a su vez con el giro que la turbina; llegando a la conclusión que mientras más revoluciones se logre imprimir en el eje de la bomba mas caudal podremos bombear. Sin embargo al variar éstos parámetros es necesario hacer una nueva estimación de la tubería de succión y descarga del equipo.

En cuanto a la potencia del sistema, podremos manifestar que está dentro de la lógica en lo tiene que ver a otro tipo de equipos destinados a estas características de trabajo. Y finalmente el rendimiento de la bomba que como observamos es muy aceptable, su valor fluctúa en el 85%; mientras que hemos logrado obtener un 73% de rendimiento total del sistema.

VALORACIÓN ECONÓMICA Y AMBIENTAL

5.4 VALORACIÓN TÉCNICO-ECONÓMICA Y AMBIENTAL

5.4.1 VALORACIÓN TÉCNICO -ECONÓMICA

DESCRIPCIÓN	UNIDA D	CANTIDA D	P. UNIDAD	P. TOTAL
Bomba de engranajes	u	1	200,0	200,0
Alabes	u	16	3,75	60,0



Discos	u	2	5,0	10,0
Ejes	u	2	10,0	20,0
Inyector	u	1	30,0	30,0
Carcasa	u	1	50,0	50,0
Pernos	u	50	0,25	12,50
Tuercas	u	50	0,10	5,0
Arandelas	u	50	0,10	5,0
Rodamientos	u	2	10,0	20,0
Poleas	u	2	10,0	20,0
Bandas	u	2	3,0	6,0
Válvula de globo	u	1	20,0	20,0
Válvula de pie	u	1	5,0	5,0
Tubería	u	50m	2,50	125,0
Manómetro	u	2	5,0	10,0
Abrazadera	u	4	1,0	4,0
Accesorios	u	20	2,0	40,0
Engranajes	u	2	5,0	10,0
Mesa soporte	U	1	20,0	20,0
Cisterna	U	1	20,0	20,0
Diseño	U	1	50,0	50,0
Ensamblaje	U	1	50,0	50,0
			SUBTOTAL	792,50

Gasto en mano de obra

Categoría	Cantidad	Tiempo de Operación (h)	Tarifa Salarial \$/h (USD)	Importe USD
-----------	----------	-------------------------	----------------------------	-------------



Tornero	1	3,5	10,0	35,00
Taladrador	1	5	5,00	15,00
Soldador de autógena	1	1,5	15,00	2,50
Soldador	1	10	12.75	127,50
			SUBTOTAL	180,00

Gasto en investigación

Denominación	Tarifa (\$/h) USD	Cantidad	Tiempo de operación (h)	Importe USD
Internet	1,00		100	100,00
Copias	0,01	1000		10,00
			SUBTOTAL	110,00

Gasto de energía eléctrica en la construcción del equipo

Equipo	Potencia Instalada (Kw)	Tarifa Eléctrica \$/Kwh (USD)	Tiempo de operación (h)	Importe USD
Taladro	0,75	0,12	15	1,35
Amoladora	1,1	0,12	10	1,32
Soldadora	5,2	0,12	15	9,36
			SUBTOTAL	12,03

Gastos totales para la construcción del sistema de TURBO BOMBA

Costos de la inversión	Gastos USD
Gasto de materiales	792,50
Gasto de Ingeniería	500,00
Gasto de mano de obra	180,00



Gasto en investigación	110,00
Gasto en energía eléctrica	12,03
TOTAL	1594,53

5.4.2 VALORACIÓN AMBIENTAL

La utilización de este tipo de turbo bombas no produce efectos negativos al medio ambiente, pues no emite agentes contaminantes que puedan deteriorar ya sea al aire o a su vez el agua, ya que ésta es la principal fuente de funcionamiento de la máquina

Por otra parte la energía que utiliza es un tipo de energía si se quiere gratuita, ya que la obtiene del medio donde está funcionando, esto por que usa la fuerza del choque del agua en los alabes, y esto es prácticamente lo que le hace realizar el trabajo para el que fue diseñada.

La instalación podría montarse en cualquier zonas o aéreas geográficas. Aunque es evidente que existen zonas más propensas a su utilización de acuerdo a sus condicionantes topográficas.

No produce ruido en exceso, por lo que es este sentido es prácticamente un equipo desapercibido en los alrededores donde está funcionando. En definitiva reúne las características de confiabilidad y seguridad ambiental que las normas actuales exigen.



CONCLUSIONES

- Se diseñó y se construyó un sistema de Turbo Bomba, de tal forma que los estudiantes y docentes de la carrera de Ing. Electromecánica puedan realizar prácticas del tema y de esta forma afianzar los conocimientos teóricos recibidos en el aula.
- De la diversidad de alternativas planteadas para el diseño, se seleccionó aquella que cumplió las mejores condiciones en cuanto a rentabilidad, factibilidad técnica, disponibilidad de partes y repuestos en el mercado, y sobre todo, calidad y eficiencia.
- Se ha logrado recopilar y sistematizar información de los sistemas de Turbo Bomba con los principales temas de interés tanto para el estudiante como para el docente.
- Se realizaron prácticas con bombas centrífugas y volumétricas, llegando a la conclusión que las de mayor rendimiento son las volumétricas ya que las mismas trabajan con rango de revoluciones desde 500 rpm en adelante.
- Hemos logrado una buena asimilación de conocimientos tanto técnicos como teóricos, que nos permiten consolidar los ya adquiridos en las aulas Universitarias; dicho aporte será de vital importancia al momento de ejercer la profesión.
- Elaboramos una guía de ensamblaje, mantenimiento y guía del usuario de la Turbo Bomba; con ello los estudiantes y docentes pueden acceder y manipular el sistema de una mejor manera.



RECOMENDACIONES

- Para el buen funcionamiento del sistema de Turbo Bomba, se debe cumplir a cabalidad lo estipulado en las normas de mantenimiento y guía del usuario.

- Es importante que la Universidad a través de sus distintos departamentos haga la divulgación y socialización a los sectores en donde se pueda implementar este sistema, ya que de esta manera se contribuirá a resolver la problemática del bombeo de agua.

- Se puede cambiar a otro tipo de bomba siempre y cuando se logre variar las revoluciones en la turbina del sistema.

- Es indispensable realizar un estudio de la zona donde exista la necesidad de implantar este sistema de turbo bombeo, para luego realizar el diseño y construcción del mismo en base a la formulación matemática planteada en este documento.



BIBLIOGRAFÍA

LIBROS

- BOHMAN, Iván: Índice Catalogo de Aceros
- CINK Vodni Elektrarny as.: Compact equipment for small scale hydroelectric power generation. Crossflow turbine with draft tube, Praga, 1998
- CUADERNOS DE LA FACULTAD DE INGENIERIA, Universidad Nacional de Neuquén, "Metodología de diseño y cálculo de una turbina de flujo transversal", Marchegiani A., 1992- 1998.
- DECKER, Kart – Heinz; Elementos de Máquinas; 1980
- HADZICH, Miguel; Diseño mecánico.
- JIMENEZ DE CISNEROS, Luís ML. Manual de Bombas 4ta Edición
- McNAUGHTON, Kenneth; Bombas, Selección, Uso y Mantenimiento; 1992
- MATAIX, Claudio. Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas
- NEKRASOV, S.V. Hidráulica 1982
- NAKAMI, K.; Widmer, R; & Eisenring, M: Crossflow turbine design and equipment engineering, SKAT Publications, St. Gallen, 1993
- OKISHI, Mecánica de Fluidos, Barcelona 1999
- OÑATE, Esteban, Energía Hidráulica, Madrid 1992
- OSSBERGER Turbinefabrik: The concept of water power, Ossberger, 1998
(Catálogo sobre turbina de flujo cruzado)
- POTTER, Merle, Mecánica de Fluidos, México 1998
- ROCA, Felip, Oleo hidráulica Básica, Barcelona 1999
- SHIGLEY; Diseño en Ingeniería Mecánica; 1983



- TIAGO FILHO, G.L., 1987, Desenvolvimento Teórico e Experimental para Dimensionamiento de Turbinas Hidráulicas.
- TRUEBA, Samuel; Hidráulica; 1979
- TYLER G, Hicks, Bombas, Edición CECSA
- SOKOLOV P. USOV 1977
- VIEJO ZUBIRACAY, Manuel; Bombas, Teoría, Diseño y Aplicaciones; 2000
- WIDMER, R; Arter, A. & Eisenring, M.: Crossflow turbine fabrication, SKAT Publications, St Gallen, 1993

TESIS

- ALVADRADO, José/ SOTOMAYOR, Darío. Diseño, Construcción y Montaje, de una planta adoquinera- bloquera productora de 1500 bloques y adoquines diarios para la Universidad Nacional de Loja. (Tesis de Ing. Electromecánicos) Loja, Ecuador, Universidad Nacional de Loja. Área de Energía, Industrias y Recursos Naturales no Renovables
- ENRÍQUEZ, Luis/ QUEVEDO, Claudio/ SARITAMA, Marco. Diseño y construcción de un sistema eficiente de bombeo accionado por una rueda hidráulica para el laboratorio de energías alternativas del AEIRNN. (Tesis de Ing. Electromecánicos) Loja, Ecuador, Universidad Nacional de Loja. Área de Energía, Industrias y Recursos Naturales no Renovables

SITIOS WEB

- www.Betta hidroturbinas.com.br.
- www.bun-ca.org.
- www.cubasolar.cu.



- www.fain/pequeñas 9620 centrales.
- www.gea.usm.cl.
- www.practicalaction.org.
- www.pucp.edu.pe/congreso/cibim.



ANEXOS