UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA PARA EL LABORATORIO DE TÉRMICA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD DE CARABOBO.

APONTE DOUGLAS
SUÁREZ MIGUEL

VALENCIA, ABRIL 2008

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA PARA EL LABORATORIO DE TÉRMICA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD DE CARABOBO.

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

APONTE DOUGLAS
SUÁREZ MIGUEL

VALENCIA, ABRIL 2008

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de grado titulado **"***Diseño de una Turbina Hidráulica para el Laboratorio de Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo***"**, realizado por los bachilleres: **Aponte Hernández, Douglas Jhon,** cédula de identidad: **16.686.833** y **Suárez Briceño, Miguel Angel,** cédula de identidad: **15.820.975,** hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

_____
Prof. Mauro Nascimbeni
Tutor

_____ _____

Jurado **Jurado**

VALENCIA, ABRIL 2008

A mi Madre, mi Padre,
a Vanne especialmente, a Adri,
al Curvalls y al Tosty

Miguel Suárez

A mi Madre, mi Padre, mi Abuela,
a yasel, Nene, Gullu, Yoa, Edgar especialmente,
a Armando greñas, Vicente y Pedro
Douglas Aponte

AGRADECIMIENTOS

Expresamos nuestros más sinceros agradecimientos:

A Dios, todopoderoso por a habernos guiado con éxito al logro de los objetivos planteados.

A los profesores Mirna Silva, David Ojeda, Douglas Malpica y Vanessa Altomare, quienes incondicionalmente nos brindaron el apoyo, conocimientos y experiencia, relacionadas con el desarrollo de esta investigación, además de proporcionarnos generosamente su tiempo para la realización de la misma.

Al Profesor Mauro Nascimbeni, tutor de este trabajo, por su paciencia y oportunos consejos.

A nuestra familia, padres, hermanos, novias que con su solidaria colaboración hicieron posible la disponibilidad de tiempo para nuestros estudios.

A nuestros amigos por su estímulo constante para el logro de esta meta.

Título del proyecto: DISEÑO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA PARA EL LABORATORIO DE TÉRMICA DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD DE CARABOBO.

Tutor: Mauro Nascimbeni

Autores: Aponte Hernández, Douglas John.

Suárez Briceño, Miguel Angel.

Resumen

En el presente proyecto se realiza el diseño de un sistema que permite la utilización de un rodete de "De Laval" para operación con agua líquida a temperatura ambiental en una turbina de uso didáctico en el Laboratorio de Térmicas de La Escuela de Ingeniería Mecánica (EIM) de la Universidad de Carabobo (UC), y para cualquier casa de estudios que posteriormente desee adquirir un ejemplar similar. El diseño de esta turbina se basó en la convergencia de conocimientos, criterios y teorías acerca de turbinas Pelton, Turbinas de De Laval y otras turbinas hidráulicas de flujo axial. El proyecto está conformado en 6 fases. Inicialmente se realizó la caracterización hidráulica y geométrica del impulsor, seguidamente se realizó el diseño hidráulico y mecánico del sistema de la turbina, conjuntamente, se determinó el salto hidráulico equivalente. Luego, se realizó el diseño del sistema de seguridad y control de la turbina. Finalmente se realizó un estudio de factibilidad económica para evaluar la posible implementación del dispositivo.

En los cálculos realizados se obtuvo un valor máximo de potencia teórica de 1,647 kW tanto con dos como con cuatro inyectores, valor que puede ser evaluado con la construcción y ensayo de la turbina, además la turbina presenta una eficiencia de aproximadamente 33,3%. Por otra parte es importante destacar que debido a que la información sobre este tipo de turbinas es escasa, se desarrolló una metodología secuencial y de retroalimentación para llevar a cabo el diseño de la turbina para el Laboratorio de Térmica de la EIM de la UC

Además se pudo determinar que las curvas de Potencia y Eficiencia obtenidas mediante cálculos matemáticos se asemejan en comportamiento a los datos de la bibliografía consultada y a las curvas de comportamiento de la Turbina Armfield, con lo cual se logra una validación de los resultados obtenidos, por otra parte se puede acotar que el rango de operación de la turbina diseñada permite la elaboración de mayor número de ensayos de laboratorio que con la actual turbina hidráulica disponible.

Por último es significativo tener en cuenta que por la geometría diseñada y los materiales seleccionados se hace posible la fabricación de los inyectores, el porta inyectores, el eje, los engranajes y los porta rodamientos en el Laboratorio de Materiales de la EIM de la UC en conjunto con el Laboratorio de Procesos de Fabricación entre otros.

ÍNDICE GENERAL

TÍTULO **PÁG.**

RESUMEN……... vii
ÌNDICE GENERAL……... viii
ÍNDICE DE FIGURAS…….. xi
ÍNDICE DE TABLAS…… xiv

INTRODUCCIÓN…….. 1
CAPÍTULO I EL PROBLEMA
I.1 Planteamiento del problema…… 3
I.2 Objetivos……. 5
I.2.1 Objetivo general……. 5
I.2.2 Objetivos específicos……. 5
I.3 Justificación……..... 5
I.4 Limitaciones…… 6
I.5 Delimitaciones……..... 7

CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO
II.1 Antecedentes…….. 9
II.2 Fundamentos teóricos……... 13
II.2.1 Definición de las turbinas hidráulicas……... 13
II.2.2 Elementos principales de una turbina hidráulica de impulso…… 13
II.2.3 Clasificación de las turbinas hidráulicas……... 15
II.2.4 El número específico de revoluciones de una turbomáquina hidráulica. 18
II.2.5. Consideraciones para el trabajo hidráulico…….. 21
II.2.6 Altura neta de las turbinas hidráulicas……..22
II.2.7 Pérdidas de las turbomáquinas hidráulicas……...23
II.2.8 Eficiencia de la Turbina……....25
II.2.9 Teoría aerodinámica de las turbomáquinas axiales…….. 27
II.2.10 Leyes de semejanza en las máquinas hidráulicas…….29
II.2.11 Turbinas semejantes girando a igual velocidad de giro……..32

II.2.12 Radio Hidráulico…….33
II.2.13 Pérdidas en la contracción del inyector……..34
II.2.14 Esfuerzos sobre recipientes a presión……. 35
II.2.15 Determinación de la velocidad teórica a la salida de un Inyector……... 36
II.2.16 Cálculos de la velocidad real del fluido a la salida de un Inyector……... 39
II.2.17 Estudio del sistema de bombeo……... 41
II.2.18 Teoría para el diseño de ejes de turbinas hidráulicas…….. 42
II.2.18.1 Diseño por fatiga…….. 43
II.2.18.2 Diseño por pandeo……... 52
II.2.19 Rodamientos……..... 54
II.2.19.1 Capacidad de carga de un rodamiento……. 55
II.2.19.2 Vida del rodamiento……. 55
II.2.20 Selección de medios de unión……. 56
II.2.21 Fuerzas presentes en los álabes del rodete…….. 57
II.2.22 Teoría del Generador eléctrico……..... 59
II.2.23 Teoría de Engranajes……... 63

CAPÍTULO III MARCO METODOLÓGICO

III.1 Nivel de la investigación…….. 71
III.2 Diseño de la investigación……... 71
III.3.- Técnicas e instrumentos de recolección de datos……..... 73
III.4.- Técnicas de procesamiento y análisis de datos……..... 74

CAPÍTULO IV

IV.1.1 Caracterización geométrica del rodete……. 75
IV.1.2 Caracterización hidráulica del rodete…….. 77
IV.2 Diseño Hidráulico…… 79
IV.2.1 Ensayos y Cálculos de la Turbina Armfield……... 79
IV.2.2 Cálculos de la Turbina de referencia……... 82
IV.2.3 Diseño del sistema de propulsión de la turbina…… 85
IV.2.4 Diseño de los inyectores……... 90
IV.2.5 Pérdidas en la contracción del inyector……... 91
IV.2.6 Comprobación mecánica de los inyectores…….. 92

IV.2.7 Cálculo del salto hidráulico…….. 93
IV.2.8 Diseño del tanque de descarga…….. 96
IV.2.9 Verificación de la Cavitación clásica en la operación de la bomba 97
IV.2.10 Cálculos de las velocidades del fluido…… 98
IV.2.11 Obtención de curvas de disponibilidad, Potencia y Eficiencia de la Turbina……... 101
IV.3 Selección de dispositivos de medición…… 106
IV.4 Sistema de seguridad y control de la turbina……... 111
IV.5 Acople de un generador eléctrico al sistema de la Turbina……. 113
IV.6 Análisis y verificación de resultados……... 119

CAPÍTULO V
V.1 Factibilidad Económica…….. 125

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES…… 129
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFÍCAS…….. 133
APÉNDICES
Apéndice A……... A-1
Ensayos y Cálculos de la Turbina Armfield…….. A-1
Pérdidas en la contracción del inyector…… A-7
Cálculo de las fuerzas en el eje de la turbina…… A-10
Diseño del eje……. A-12
Diseño por fatiga……..... A-12
Diseño por pandeo lateral……... A-25
Selección de rodamientos…….. A-26
Selección de tornillos para la tapa del rodamiento…… A-29
Comprobación mecánica de los álabes del rodete de la turbina…… A-31
Diseño de chavetas……. A-33
Apéndice B……... B-1
Anexos…….. C-1

ÍNDICE DE FIGURAS

FIG.	TÍTULO	PÁG.
2.1	Componentes de una turbina de impulso…….	14
2.2	Rodete de Impulso……...	15
2.3	Rodete de Turbina de Reacción……...	16
2.4	Tipos de turbinas según variación de la presión en el rodete	17
2.5	Tipos de turbinas hidráulicas según la dirección de entrada del agua……	17
2.6	Puntos de entrada y salida del rodete de una turbina hidráulica…….	19
2.7	Triángulo de velocidades a la entrada y a la salida del rodete	20
2.8	Paso de los álabes……	20
2.9	Proporcionalidad de velocidades entre el modelo y el prototipo……...	31
2.10	Dimensiones principales para el cálculo del Radio hidráulico en secciones cuadradas y rectangulares……...	34
2.11	Esquema de la contracción en un inyector……..	35
2.12	Magnitudes principales para el cálculo de esfuerzo sobre recipientes……	36
2.13	Representación de un sistema de inyección y salto hidráulico	37
2.14	Gráfica de esfuerzo-tiempo fluctuante de tipo senoidal……..	45
2.15	Diversas condiciones terminales de columna y su curva de deflexión resultante……..	52
2.16	Conexión del circuito trifásico de salida del generador en “delta”……..	61
2.17	Conexión del circuito trifásico de salida del generador en “estrella”……..	61
2.18	Parámetros para el factor de espesor de aro…….	67
2.19	Factor de vida de resistencia a flexión K_l……	69
3.1	Diagrama del proceso para el diseño de la turbina hidráulica	73
4.1.1	Secciones del Rodete de la turbina de impulso axial……...	76
4.1.2	Imagen del Rodete disponible para el diseño de la Turbina.	78
4.2.1	Triángulo de velocidades a la entrada de la turbina Armfield	81
4.2.2	Curva de disponibilidad vs Caudal de la Bomba Etabloc 32 – 200……...	85
4.2.3	Esquema de la turbina para el Laboratorio de Térmica……....	87
4.2.4	Disposición de los inyectores en la una Turbina de De Laval	90

4.2.5	Disposición de los inyectores en la Turbina Diseñada……	91
4.2.6	Esquema de pérdidas del sistema hidráulico……..	94
4.2.7	Curvas de pérdidas del sistema y caídas de presión en los inyectores……	95
4.2.8	Curva de $NPSH_R$ vs Caudal…….	98
4.2.9	Triángulo de velocidad a la entrada con Δh_1……..	99
4.2.10	Triángulo de velocidad a la salida con Δh_1……..	99
4.2.11	Triángulo de velocidad a la entrada con Δh_2……..	100
4.2.12	Triángulo de velocidad a la salida con Δh_2……..	100
4.2.13	Representación de la disposición de los inyectores en el plano de rotación del rodete……	102
4.2.14	Gráfico del Sistema Operando con dos Inyectores……..	103
4.2.15	Gráfico del sistema operando con 4 inyectores altura de Máquina de la Turbina vs Caudal……..	104
4.2.16	Gráfico de Altura de Máquina de la Turbina vs Caudal……..	104
4.2.17	Gráfico de Potencia Restituida vs Velocidad de Rotación…..	105
4.2.18	Gráfico de Eficiencia de la Turbina…….	105
4.3.1	Diagrama ISA de la Turbina Diseñada……	108
4.5.1	Curva de Potencia eléctrica generada vs Velocidad de Giro...	114
4.5.2	Curva de Potencia de salida del generador versus par torsor de entrada……	114
4.5.3	Curva de Eficiencia vs Velocidad de Giro del Generador….	115
4.5.4	Potencia generada por la turbina versus velocidad de giro reducida…….	116
4.5.5	Potencia generada versus par torsor generado por la turbina	117
4.5.6	Potencia requerida por el generador eléctrico y potencias generadas por la turbina	117
4.6.1	Respuesta de una turbina de admisión parcial según la cantidad de subdivisiones del caudal de suministro……..	121
4.6.2	Comportamiento de la Turbina Armfield según la velocidad de giro…….	122
A.1	Triángulo de velocidades a la entrada de la turbina Armfield	A-3
A.2	Longitud del eje……..	A-11
A.3	Diámetros del eje……	A-11
A.4	Diagrama de piezas en el eje……..	A-12
A.5	Fuerzas aplicadas sobre el eje de la turbina hidráulica……	A-12

A.6 Diagramas de corte, momento flector, momento torsor y fuerza axial……. A-14
A.7 Fuerzas que actúan sobre la tapa del porta-rodamiento…….... A-29
A.8 Fuerzas que actúan sobre un álabe del rodete…….. A-32
A.9 Chaveta del eje……. A-33
A.10 Chaveta del engranaje…….. A-34
B.1 Manómetro de Bourdón marca KOBOLB modelo MAN RE22……... B-6
B.2 Medidor de caudal ORIFLOW…… B-8
B.3 Amperímetro CM 9930…… B-9
B.4 Catálogo de sensores de proximidad inductivos…….. B-11
B.5 Esquema de montaje de los sensores de proximidad inductivos…… B-12
C.1 Salto hidráulico disponible ensayo con dos boquillas…… C-3
C.2 Salto hidráulico disponible ensayo con cuatro boquillas…… C-4
C.3 Altura de máquina generada para el ensayo con dos inyectores y con cuatro inyectores…….. C-7
C.4 Potencia generada en el ensayo con dos inyectores y con cuatro inyectores……. C-8
C.5 Eficiencia de la turbina en el ensayo con dos inyectores y con cuatro inyectores…….. C-8
C.6 Potencia Generada versus velocidad de giro reducida…….... C-9
C.7 Potencia requerida y potencia generada……. C-9
C.8 Curva de Eficiencia vs Velocidad de Giro del Generador…. C-10

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA	TÍTULO	PÁG.
2.1	Valores de coeficientes para factor de superficie…….	47
2.2	Factores de confiabilidad para $S_d = 0{,}8\ \mu$ ……..	48
2.3	Factores de longitud efectiva, según la condición Terminal de la columna…….	53
2.4	Números mínimos de dientes para evitar interferencia para un ángulo de presión de 20º en engranes rectos……	64
2.5	Factor de Aplicación (K_a)…….	66
2.6	Factor de distribución de carga (K_m)……	66
2.7	Numero de calidad de engranajes…….	68
2.8	Factor K_R……...	70
5.1	Listado de piezas del dispositivo…….	52
4.1.1	Dureza vs Resistencia (Ensayo en el disco interno)…….	76
4.1.2	Dureza vs Resistencia (Ensayo en la estructura del álabe)…..	76
4.2.1	Enumeración de los componentes de la turbina para el Laboratorio de Térmica……	87
4.2.2	Descripción de tuberías y componentes de la turbina para el Laboratorio de Térmica……	88
4.3.1	Lazo 100……...	109
4.3.2	Lazo 101……...	110
4.3.3	Lazo 102……...	110
5.1	Costos Unitarios y Total de la Turbina Diseñada…….	125
A.1	Tanteo de la velocidad absoluta del fluido……..	A-5
A.2	Valores de la fuerza de corte, momento flector y torsor, fuerza axial……	A-15
A.3	Valores de la fuerza de corte, momento flector y torsor, fuerza axial…….....	A-20
B.1	Propiedades de los aceros estructurales……	B-1
B.2	Propiedades del acero inoxidable 304……..	B-1
B.3	Grados SAE de aceros para fabricar afianzadores……	B-2
B.4	Grados métricos de aceros para fabricar pernos……...	B-2
B.5	Dimensiones métricas de cuerdas…….	B-3
B.6	Selección de Rodamientos……	B-4

B.7 Coeficientes x y y de los rodamientos de bolas series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64…… B-5
B.8 Resistencia a la fatiga para una selección de materiales de engrane…….. B-5
B.9 Parámetros de selección de sensores de proximidad inductivos…….. B-6
B.10 Guía de selección de sensores de proximidad inductivos……. B-12

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de grado está dedicado en su totalidad al diseño de un sistema que permita el aprovechamiento de un rodete de “De Laval” en la construcción de una turbina hidráulica con fines didácticos.

Asimismo es importante destacar que en el país casi no se han desarrollado este tipo de adaptaciones, la utilización de un rodete de una turbina a vapor para trabajar con agua como fluido que permite el intercambio energético, razón por la cual se ofrecerá una metodología para el diseño y adaptación de este tipo de turbinas creando una base sustentada para futuras investigaciones en el área. Y como un aporte más está el hecho del desarrollo de tecnología propia del país generada en la Universidad de Carabobo.

En primera instancia se desarrolla el capítulo I, en el cual se explica el planteamiento del problema, su formulación, los objetivos planteados, la justificación del proyecto, las limitaciones y delimitaciones del mismo, luego se desarrolla el capítulo II que contiene los antecedentes de esta investigación, y los fundamentos teóricos a seguir para el desarrollo del diseño. Luego, se lleva a cabo un estudio geométrico e hidráulico del rodete de “De Laval” que se posee, para así fijar un punto de partida en la metodología que se desarrolla a lo largo de la investigación para el logro de los objetivos propuestos en un principio.

En el mismo contexto es importante agregar que en los capítulos III y IV se detalla la metodología utilizada para realizar el diseño hidráulico del sistema y el diseño mecánico como apoyo del anterior. También se desarrollará en el capítulo IV del presente trabajo especial de grado el diseño del sistema de control y seguridad de la turbina, y además un sistema de instrumentos que permitan la medición de las

variables presentes. Luego en el capítulo V se realiza una revisión de los costos que representa la construcción de la turbina por parte de la Universidad de Carabobo.

Finalmente luego de la presentación de las conclusiones de la investigación hay un cuerpo de apéndices en los que se presenta la metodología del diseño con ejemplos de cálculos completos al igual que el diseño mecánico, la cotización de los instrumentos y materiales, las tablas y diagramas utilizadas en el desarrollo del trabajo y los planos del sistema hidráulico, de control y seguridad y de adquisición de datos de la turbina.

CAPÍTULO I
EL PROBLEMA

I.1 Planteamiento del problema.

En la actualidad la demanda de energía eléctrica para consumo urbano e industrial se ha incrementado en muy altos porcentajes. Diversas formas, técnicas o sistemas de generación de energía son utilizados para suplir la creciente necesidad de la misma. Comúnmente se puede encontrar que la generación de energía se lleva a cabo a través de sistemas cuyo principio de operación se basa en el uso de una turbina, que son impulsadas por vapor y gases a elevadas temperaturas (Ciclo Rankine, Ciclo Brayton), o por agua a altas presiones (Generadores hidroeléctricos). Una ventaja de la utilización de estos últimos (Generadores hidroeléctricos) reside en que se hace uso de energía natural renovable y limpia. La contaminación actual por el uso de combustibles fósiles que arrojan miles de toneladas de CO_2 al ambiente que a su vez incrementan el problema del calentamiento global, o el riesgo que presenta la energía nuclear con desechos radioactivos, son razones que dan lugar a aumentar la utilización de formas alternas de obtención de energía.

En un proyecto de construcción de una central hidroeléctrica, una represa o dique participan gran cantidad de especialistas. Para la construcción civil los arquitectos e ingenieros civiles. Para la parte de generación eléctrica los ingenieros y técnicos en electricidad, y para la parte de transformación de energía y manejo del fluido de trabajo los ingenieros mecánicos. Es por ello que la Escuela de Ingeniería Mecánica se plantea la construcción de una turbina hidráulica para la enseñanza a sus estudiantes, de sus partes y funcionamiento, para una mejor instrucción y una preparación anticipada al campo de trabajo en el que se puedan desempeñar. Además

de desarrollar tecnología propia de la Universidad y del país. Venezuela es un país con muchos recursos fluviales, lo cual implica que la construcción de una nueva represa es muy probable en el pasar del tiempo.

Actualmente la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo posee una pequeña turbina de acción de flujo axial que es utilizada para una práctica de la asignatura de Laboratorio de Térmica. Sin embargo, es un aparato de mesa, y no es representativo de un modelo de mayor envergadura comercial. Para poder ampliar la gama de estudios en el Laboratorio de Térmica surge la necesidad de plantear un diseño de una turbina a través del cual se logre responder a los requerimientos que la turbina ya existente no cubre en su totalidad. Para ello se desea realizar un diseño de una turbina de mayor envergadura, con un sistema que permita la adquisición de datos, y que esté basado en tecnología propia de la Universidad y por ende tecnología nacional.

Para la construcción de dicha turbina se posee un rodete de una turbina de acción simple de “De Laval”. Se desea plantear un sistema que permita al rodete funcionar con agua líquida como fluido de trabajo.

En relación a lo antes descrito surgen las siguientes interrogantes:

- ¿Existen los elementos necesarios para la caracterización del rodete de la turbina?
- ¿Posee el Laboratorio de Térmica y Energética de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo la capacidad necesaria para aprovechar la potencia de accionamiento generada por la turbina?

- ¿Podrá ajustarse el sistema de bombeo de agua a las especificaciones de laboratorio de Térmica y Energética de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo?
- ¿Se dispone de un equipo multidisciplinario de profesionales necesarios por parte de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo, para la realización de este proyecto?

I.2 Objetivos.

I.2.1 Objetivo general.

Diseñar una turbina hidráulica para el Laboratorio de Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo.

I.2.2 Objetivos específicos.

- Caracterizar el rodete hidráulica y geométricamente.
- Calcular el salto hidráulico equivalente.
- Diseñar hidráulicamente y mecánicamente el sistema de la turbina.
- Diseñar un sistema de seguridad y control de la turbina.
- Realizar un estudio de factibilidad económica.

I.3 Justificación.

La justificación de este estudio reside en la necesidad de dotar a la Escuela de Ingeniería Mecánica con el diseño de una turbina hidráulica adaptada a necesidades tanto técnicas como académicas del Laboratorio de Térmica, es importante para el desarrollo académico en materias afines al Departamento de Térmica y Energética de

la Escuela de Mecánica, de esta manera el estudiantado de la Universidad de Carabobo se formará mejor al contar con equipos que estén a su alcance y realizados en su propia casa de estudio, obteniendo una herramienta útil, para alcanzar un mejor desarrollo en el campo científico y con nuevas tecnologías que permitan la generación de nuevos conocimientos y a su vez lograr mejoras en el campo del funcionamiento de turbinas hidráulicas, ya que este tema actualmente se está desarrollando en el mundo con gran énfasis debido a la problemática energética existente. Es importante destacar que se beneficiarán los estudiantes de las materias Mecánica de los Fluidos, Turbomáquinas, Manejo de fluidos, Maquinas Hidráulicas y Laboratorio de Térmica las cuales tienen una matricula de 450 alumnos aproximadamente por semestre, así como también un aproximado de 40 egresados de esta y de otras instituciones en el área de postgrado.

Por otra parte, las turbinas hidráulicas representan una buena forma de generar electricidad a través de las centrales hidroeléctricas, en Venezuela se tiene centrales hidroeléctricas de las mas grandes en el mundo y la construcción de una nueva represa es muy probable en el pasar del tiempo debido a la gran cantidad de recursos fluviales que posee Venezuela, de manera que es importante formar ingenieros mecánicos con un gran conocimiento sobre turbinas hidráulicas ya que las posibilidades de ocupar puestos de trabajo en las centrales instaladas o en las de posible construcción son significativas.

I.4 Limitaciones.

- En base a la utilidad, la carcasa de la turbina debe ser diseñada con materiales transparentes en las secciones en las se considere útil la observación del proceso de intercambio de energía, debido a que está pensada para fines didácticos.

- Falta de información acerca de turbinas axiales de acción hidráulicas.

I.5 Delimitaciones.

- La turbina será diseñada de modo que sus parámetros de operación no superen los valores máximos que el laboratorio pueda suministrar en variables como caudal, potencia y espacio disponible.

- El equipo a construir estará dispuesto con fines didácticos para los estudiantes de la Escuela de Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo.

CAPÍTULO II
MARCO TEÓRICO

II.1 Antecedentes.

Antecedente #1

"DISEÑO DE UNA MICROTURBINA HIDRÁULICA". Universidad de Carabobo. Facultad de Ingeniería. Julio, 2004. Autores: Albarracin, Carlos y Exime David. El proyecto versa acerca del desarrollo de una metodología para el diseño de una microturbina hidráulica axial, debido a la necesidad de generar una fuente propia de desarrollo de este tipo de turbomáquinas tanto para la Universidad de Carabobo como para la comunidad en general. Tiene por objetivos primordiales:

- Realizar el diseño hidráulico de la microturbina.
- Diseñar mecánicamente las partes y / o componentes principales de la microturbina.
- Elaborar los distintos planos de los componentes de la microturbina, donde se establezcan las especificaciones de cada uno de ellos.
- Evaluar la factibilidad económica para la fabricación de la microturbina hidráulica diseñada.

El trabajo tuvo como conclusión que la solución constructiva adoptada permite usar diversos elementos estándar, lo cual tiene una incidencia favorable en los costos de fabricación. La construcción de la turbina se calificó factible debido a que los componentes para la fabricación de la turbina se pueden realizar en talleres locales y los materiales seleccionados pueden ser adquiridos a nivel nacional.

Antecedente #2

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MICROTURBINA HIDRÁULICA DE 1 kW". Universidad Nacional de Río Cuarto. Facultad de Ingeniería Argentina. Autores: N. Cotella, P. Varela, O. Villagra, R Kohl. Este trabajo presenta el diseño y la construcción de una microturbina hidráulica destinada a zonas donde sus características geográficas y baja densidad poblacional no hagan económicamente factible el suministro de energía eléctrica por medio de líneas de transmisión y distribución, pero posean un adecuado potencial para la instalación de pequeños aprovechamientos hidroeléctricos.

El diseño de la turbina hidráulica se basó en la elección de un modelo de la misma que cumpla con un alto rendimiento, un bajo costo de fabricación, instalación, explotación y mantenimiento. Es de destacar que se tuvieron en cuenta en el diseño las facilidades de instalación y reparación de la máquina para hacer estas accesibles al usuario común sin la intervención de mano de obra altamente especializada. Considerando una máquina con un 1kW de potencia, una velocidad de giro del generador de 2.000RPM, 3m de altura efectiva y un rendimiento estimado del 80 %, fue necesario un caudal circulante de 150m^3/h. Los resultados obtenidos fueron muy satisfactorios, concluyendo así que es factible diseñar y fabricar una microturbina destinada a proveer de energía a zonas excluidas de la red de distribución, ya que dicha microturbina diseñada es adecuada desde el punto de vista técnico y económico para su implementación, permitiendo llevar energía a zonas desfavorecidas, con bajo costo y reducido impacto ambiental.

Antecedente #3

"PICOTURBINA AXIAL EN LOS LLANOS DE LA ORINOQUIA" Articulo extraído de la revista HIDRORED, la cual es publicada por el programa de la energía

de ITDG – Perú. Autor: Gnecco, Mauricio. El objetivo de este trabajo fue aprovechar el potencial hidráulico existente en la zona para generar energía, por medio de la instalación de una picocentral con turbina axial y generador automotriz, que posteriormente sería reemplazado por uno de inducción. La turbina se construyó con una "Y" de PVC de 152,4mm (6'') de diámetro, dentro de la cual se colocó una hélice de 4 aspas de paso fijo y sin alabeo, que acciona el generador. Las condiciones de operación de dicha turbina eran un caudal de 50 l/s y una altura de 3m, generando una potencia en el eje de máquina de 750W con una eficiencia de 50 %, por lo que se concluyó que era mas beneficioso utilizar este sistema que el motor diesel de 3,73kW (5hp) que anteriormente se usaba y generaba de 200 a 500W con una eficiencia de l0%.

Antecedente #4

"DISEÑO MECÁNICO E HIDRÁULICO DE UNA TURBINA HIDRÁULICA AXIAL DE GRAN POTENCIA ESPECÍFICA" Universidad Simón Bolívar. Facultad de Ingeniería. Autor: Aníbal Cermeño. En este trabajo se desarrolla un método teórico de diseño hidráulico de turbinas axiales. Este método permite seleccionar de manera analítica un parámetro adimensional ρ definido como la relación entre la velocidad tangencial del rodete y la velocidad absoluta del flujo a la entrada del rodete para el máximo factor de aprovechamiento. Además se presenta el diseño hidráulico de una turbina axial de gran potencia específica (THAGPE). Los parámetros de funcionamiento de la turbina son: Q = 0,055m^3/s y H = 43m. Para obtener la mayor potencia específica se diseña con grado de reacción igual a cero y se optimiza la velocidad de giro con el objeto de aprovechar mejor la energía transferida por el fluido, sin que se produzca el fenómeno de cavitación.

El valor óptimo de ρ para una turbina con grado de reacción cero es:

$$\rho = 1/\ 2\ \cos(\alpha_1),$$

donde α_1 es el ángulo absoluto del flujo a la entrada del rotor. Este trabajo también incluye una descripción detallada de cada uno de componentes mecánicos e hidráulicos que conforman la THAGPE. Esto abarca criterios de selección, verificación desde el punto de vista de resistencia mecánica, planos de construcción y montaje.

Antecedente #5

"UNIDAD DE SERVICIO PARA TURBINA DE ACCIÓN DE FLUJO AXIAL FM30" Máquinas de Fluidos Capture Armfield. La unidad de servicio FM3SU es un dispositivo diseñado para permitir la operación autónoma de las tres turbinas de Armfield, FM30, FM31 y FM32. La unidad consta de un depósito de material acrílico transparente, una bomba de circulación y tuberías asociadas sobre una base-soporte montada en el banco de trabajo. El caudal de agua se mide usando una placa orificio (instalada en la línea de entrada de la bomba). La tubería de descarga de la bomba incorpora una válvula de regulación que permite ajustar el caudal/presión de agua suministrada a una turbina montada en la unidad. La circulación de agua es proporcionada por una bomba centrífuga de una sola etapa, con caudal máximo de 0,33 l/s con altura de 29m. La unidad requiere un suministro eléctrico monofásico. Se incluye un sensor de medición para monitorear el diferencial de presión en el orificio (y por tanto el caudal).

El equipo similar al estudiado en el presente trabajo de grado es el FM30, la turbina de acción de flujo axial. El rotor de esta turbina posee 45 álabes y tiene un diámetro de 45mm. Tanto el ángulo de entra como el de salida al alabe son de 40 grados. El rotor está cubierto por un anillo de acero inoxidable. El estator alberga dos rodamientos de bola resistentes a la corrosión con doble coraza para lubricación duradera. Cada inyector tiene un diámetro de salida de 2mm y descarga a 20 grados

del plano de rotación. La turbina desarrolla aproximadamente 38W a 4500RPM cuando es suministrada con 14 litros por minuto de agua a 270kPa. Este equipo se encuentra disponible en el Laboratorio de Térmica de la EIM de la UC.

II.2 Fundamentos teóricos.

II.2.1 Definición de las turbinas hidráulicas.

Según Reyes, A. (1965), las turbinas hidráulicas son turbomáquinas capaces de transformar la energía hidráulica, cinética o potencial, en energía mecánica de rotación. En ellas, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría; este 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.

Debido a que las turbinas hidráulicas transforman la energía cedida por el fluido que las atraviesa en energía mecánica, se clasifican como turbomáquinas motrices, encontrándose de esta manera dentro del grupo de las máquinas rotodinámicas.

II.2.2 Elementos principales de una turbina hidráulica de impulso.

Según Mataix, C. (1975), las turbinas hidráulicas de impulso están constituidas básicamente por un sistema de inyección, y por una serie de álabes móviles (rueda, rodete, rotor). La asociación de un dispositivo fijo y una rueda móvil constituye una célula; una turbomáquina de una sola etapa se compone de dos dispositivos diferentes que el fluido va atravesando sucesivamente, el distribuidor, y el rodete (Revisar Figura 2.1).

Distribuidor

Es un componente fijo de la turbina, cuya misión es dirigir el agua desde la tubería principal de suministro de agua hacia los inyectores que posea el sistema de propulsión de la turbina, distribuyéndola a una o varias secciones del rodete (turbinas de admisión parcial), es decir, permite regular el agua que entra en la turbina, desde cerrar el paso totalmente, caudal cero, hasta lograr el caudal máximo.

Inyector

Por el principio de funcionamiento de una turbina de impulso, se hace necesario trabajar con la mayor energía cinética que sea disponible. Para llevar a cabo tal tarea se utiliza un dispositivo llamado inyector. El inyector es un componente de la turbina de impulso en el cual la energía de presión del agua se transforma en energía cinética, funciona también como regulador del caudal. Generalmente está formado por un cuerpo cónico truncado, en el cual puede deslizarse axialmente una aguja. También se consiguen difusores lineales para aplicaciones especiales.

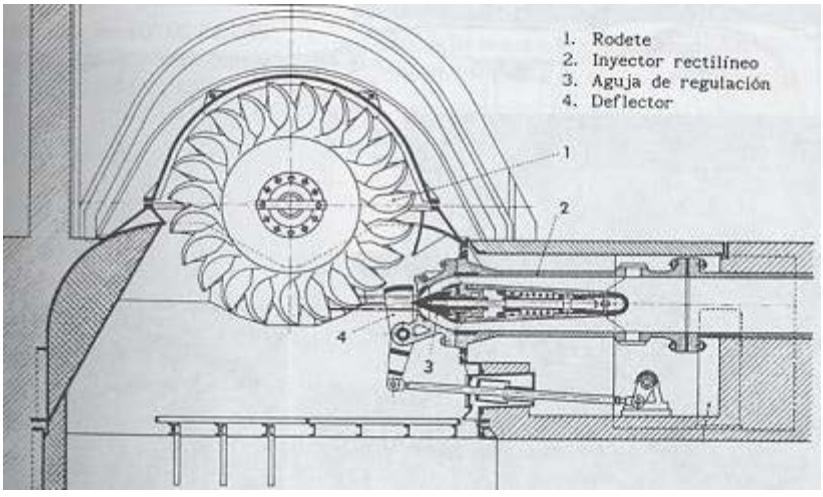


Figura 2.1.- Componentes de una turbina de impulso tipo Pelton.
Fuente: (Reyes Aguirre, Miguel, 1965)

Rodete.

Es el componente principal de una turbomáquina en donde tiene lugar el intercambio de energía hidráulica a mecánica. Consta de un cierto número de paletas o álabes, que dividen el espacio total ocupado por el mismo en conductos iguales, por donde circula el fluido de trabajo, que llena total (máquinas de admisión total) o parcialmente (máquinas de admisión parcial) el rodete, experimentando así una variación de su momento cinético.

II.2.3 Clasificación de las turbinas hidráulicas.

Según Mataix, C. (1975), las turbinas hidráulicas se clasifican por los siguientes factores:

1. Variación de la presión en el rodete:

a.- Turbinas de Acción o Impulso: En el distribuidor (llamado inyector en estas turbinas) se transforma la energía de presión del fluido en energía cinética del chorro. A la entrada y salida del rodete reina la presión atmosférica. Un ejemplo de este tipo de turbina es la Pelton para el flujo radial y la De Laval para el flujo axial. En la figura 2.2 se puede observar un Rodete de Impulso tipo De Laval.

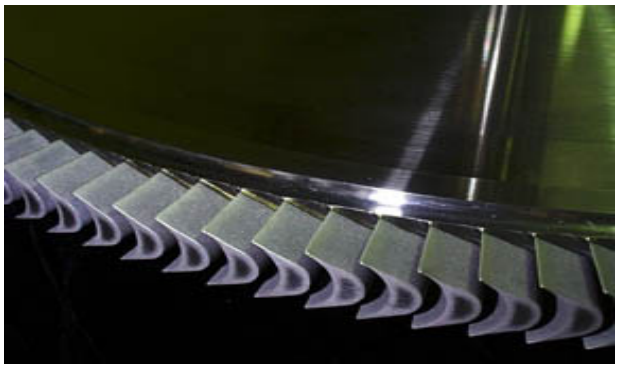


Figura 2.2.- Rodete de Impulso, Fabricado por Barber-Nichols Inc.
Fuente: http://www.barber-nichols.com/

b.- Turbinas de Reacción: En el distribuidor se transforma solo parte de la energía de presión del fluido en energía cinética. El agua entra en el rodete a una presión superior a la atmosférica. A la salida del rodete, gracias al tubo de aspiración, que no existe en las turbinas de acción, la presión es inferior a la presión atmosférica; alcanzando el agua la presión atmosférica a la salida de la turbina. Las turbinas Francis se consideran como este tipo de turbina.

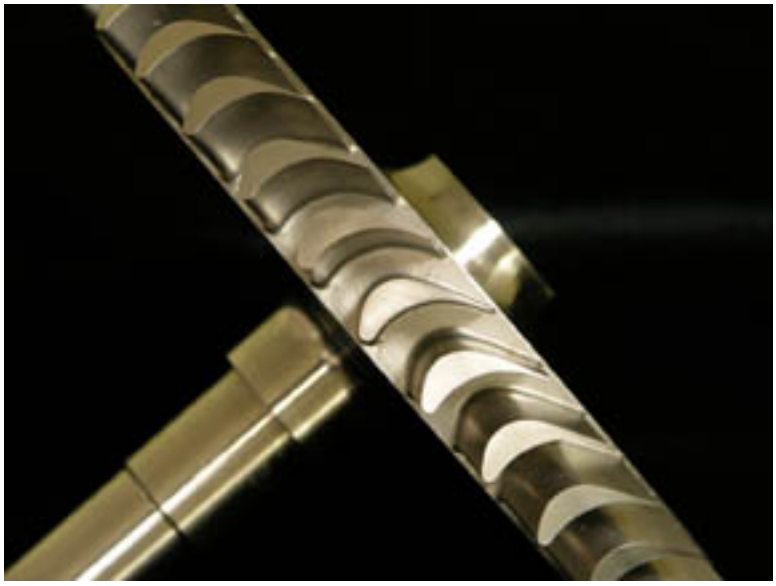
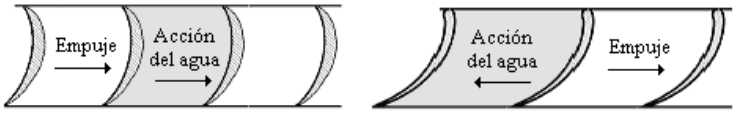


Figura 2.3.- Rodete de Turbina de Reacción, Fabricado por Barber-Nichols Inc.
Fuente: http://www.barber-nichols.com/

Las Turbinas de Reacción suelen trabajar a velocidades tangenciales mucho más elevadas que las turbinas de acción, y al menos en las que trabajan con vapor se suelen utilizar varias etapas para poder manejar las elevadas caídas de entalpía gradualmente para mejorar su eficiencia.



(a) Turbinas de acción **(b) Turbinas de reacción**

Figura 2.4.- Tipos de turbinas según variación de la presión en el rodete
Fuente: Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética de la Universidad de Cantabria.

2. Dirección de Entrada del Agua.

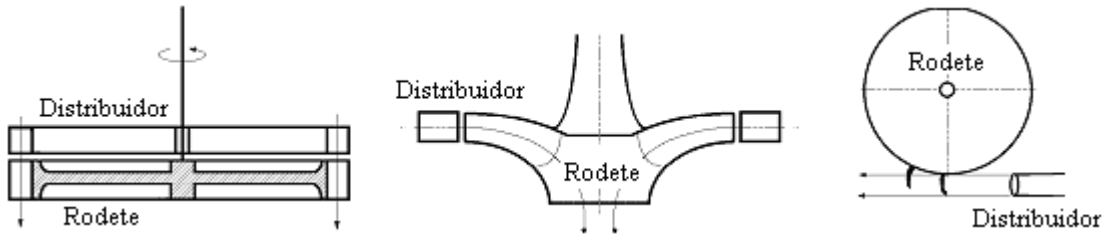
Otra importante clasificación de las turbinas se hace respecto a la dirección de entrada del agua al rodete de la turbina.

a.- Axiales: Las partículas de agua se mueven axialmente en planos concéntricos al eje de la máquina sin desplazamiento radial. Entre éstas se encuentran las turbinas Kaplan, Hélice y Bulbo (Ver figura $2.5_{(a)}$).

b.- Radiales: El agua fluye centrípetamente en dirección radial hacia el eje de la máquina tal como se observa en la figura $2.5_{(b)}$.

c.- Semiaxiales, Diagonales o de Flujo Mixto: El agua fluye por el efecto centrípeto, pero desplazándose simultáneamente en la dirección axial.

d.- Tangenciales: El fluido se mueve en el rodete esencialmente en un plano tangencial (Fig. $2.5_{(c)}$). Un ejemplo de este tipo es la turbina de De Laval con vapor como fluido de trabajo y la Pelton con agua como fluido de trabajo.



(a) Axial **(b) Radial** **(c) Tangencial**

Figura 2.5.- Tipos de turbinas hidráulicas según la dirección de entrada del agua
Fuente: Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética de la Universidad de Cantabria.

3. Disposición del eje de giro

a.- Turbinas de eje horizontal

b.- Turbinas de eje vertical

c.- Turbinas de eje inclinado

II.2.4 El número específico de revoluciones de una turbomáquina hidráulica.

Según Mataix, C. (1975), el número específico de revoluciones es el número de revoluciones a que debería girar una turbomáquina hidráulica para suministrar al eje (turbina hidráulica) o al fluido (bombas) una potencia de 1 CV, con una altura de 1m, con óptimo rendimiento. Este número fue introducido por primera vez en las turbinas hidráulicas por Kramerer y constituye uno de los parámetros más significativos en el estudio de las mismas.

El número específico de revoluciones (N_s) no es adimensional. En la práctica se han utilizado gran variedad de unidades. En los sistemas métricos lo más corriente es expresar el N_s por medio de la ecuación 2-1:

$$N_s = \frac{N[RPM] \cdot P_r[CV]^{1/2}}{H[m]^{5/4}} \qquad (2\text{-}1)$$

N_s: Número específico de revoluciones

P_r: Potencia Restituida [CV] (Ver sección II.2.8.)

H: Altura de máquina generada por la turbina. [m]

N: Velocidad de giro [RPM]

Las turbomáquinas hidráulicas se clasifican en lentas, normales y rápidas, según sea el N_s (elevado, medio o bajo), no según la velocidad real de giro.

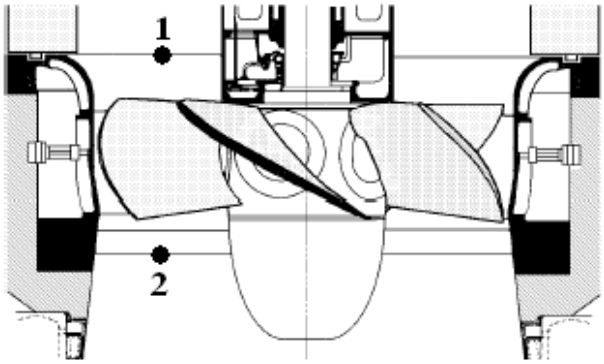


Figura 2.6.- Puntos de entrada y salida del rodete de una turbina hidráulica
Fuente: Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética de la Universidad de Cantabria

Triángulos de velocidades

Los triángulos de velocidades en la entrada y salida del rodete de una turbina axial son los indicados en la figura 2.7, en donde β_1 es el ángulo que forma $\vec{w}_1$ con la dirección del eje de giro de la turbina.

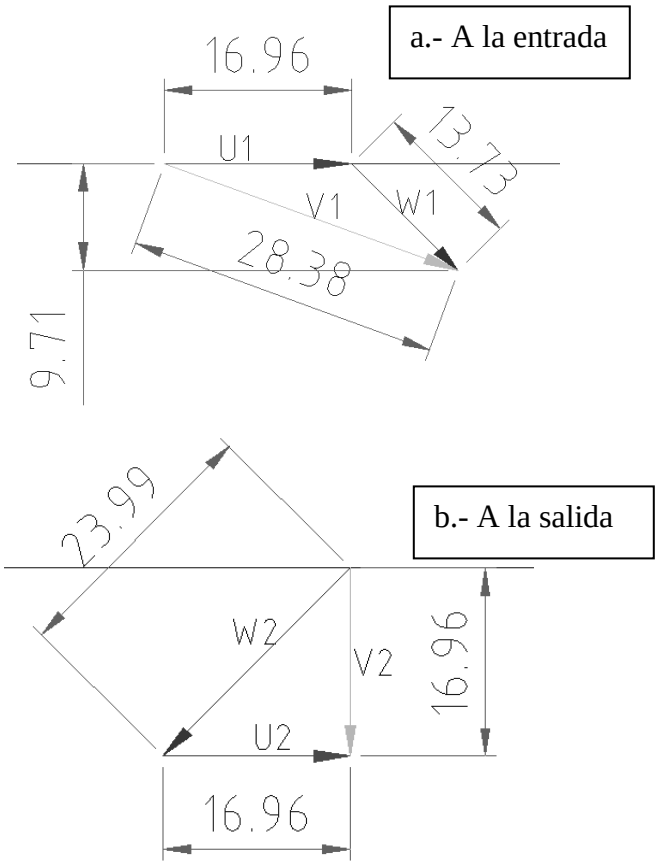


Figura 2.7.- Triángulo de velocidades a la entrada y a la salida del rodete

Paso de los álabes (*t*)

El paso de los álabes se calcula mediante la ecuación 2-2:

$$t = \frac{\pi D}{Z} \qquad (2\text{-}2)$$

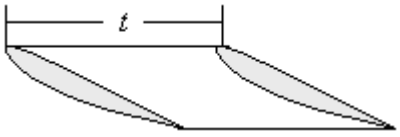


Figura 2.8.- Paso de los álabes
Fuente: Mataix, C. (1982).

Donde:

t = paso de los álabes.

Z = número de álabes.

$\pi \times D$ = *Perímetro medio de la circunferencia que contiene a los álabes*

La velocidad tangencial puede hallarse por medio de la ecuación

$$U = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{60} \qquad (2\text{-}3)$$

Donde:

U = Velocidad tangencial. $\left[m/s \right]$

$\pi \times D$ = *Perímetro medio de la circunferencia que contiene a los álabes* [m]

N = Velocidad de giro. [RPM]

II.2.5. Consideraciones para el trabajo hidráulico

Por ser de flujo axial:

$$U_1 = U_2$$

Si se considera que no hay rozamiento a través de los alabes:

$$W_1 = W_2$$

Si se considera un comportamiento ideal a la salida

$$V_2 = V_2 Axial = V_1 Axial$$

Área efectiva

En una turbina de admisión parcial el área efectiva es la fracción del área total por donde circula el agua.

$$A = \frac{Q}{V_1 Axial} \qquad (2\text{-}4)$$

II.2.6 Altura neta de las turbinas hidráulicas.

Según Mott, R. (1996), se denomina también salto neto de la turbina hidráulica. La ecuación 2-5 representa la primera expresión de la altura neta.

$$H = \frac{P_{0'} - P_4}{\gamma} + Z_{0'} - Z_4 + \frac{C_{0'}^{\ 2} - C_4^{\ 2}}{2 \cdot g} \quad [\text{m}] \tag{2-5}$$

La altura neta es la altura puesta a disposición de la turbina, y es igual a la diferencia de las alturas totales entre la entrada y la salida de la turbina.

La segunda expresión de la altura neta viene dada por la ecuación 2-6:

$$H_u + H_{r-\text{int}} = \frac{P_{0'} - P_4}{\gamma} + Z_{0'} - Z_4 + \frac{C_{0'}^{\ 2} - C_4^{\ 2}}{2 \cdot g} \quad [\text{m}] \tag{2-6}$$

La altura neta es igual a la altura útil de la turbina más las pérdidas interiores de la misma.

Adicionando las pérdidas externas de la turbina se tiene la ecuación 2-7 que representa la tercera ecuación de la altura neta de las turbinas hidráulicas.

$$\frac{P_a}{\gamma} + Z_a + \frac{C_a^{\ 2}}{2 \cdot g} - H_{ra-0'} - H - H_{r4-z} = \frac{P_z}{\gamma} + Z_z + \frac{C_z^{\ 2}}{2 \cdot g} \quad [\text{m}] \tag{2-7}$$

Donde:

$H_{ra-0'}$ son las pérdidas en la instalación antes de la turbina hidráulica

H_{r4-z} son las pérdidas en la instalación después de la turbina hidráulica

La altura bruta (H_b) es la diferencia de las alturas geodésicas del nivel superior del agua al nivel inferior:

$$H_b = Z_a - Z_z \quad [\text{m}] \tag{2-8}$$

a: nivel de agua superior

z: nivel de agua inferior

Teniendo en cuenta también que $\frac{P_a}{\gamma} = \frac{P_z}{\gamma} = 0$, y despreciando los valores de las energías cinéticas en las secciones (a) y (z) se deduce de la ecuación 2-7 que:

$$H_{neto} = H_b - H_{ra-0'} - H_{r4-z} \quad [\text{m}] \tag{2-9}$$

Otra forma de hallar la altura de una turbina es por medio de una de la formas de la ecuación de Euler que se presenta a continuación:

$$Hmáquina = \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2 \times g}\right) + \left(\frac{U_1^2 - U_2^2}{2 \times g}\right) + \left(\frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \times g}\right) [\text{m}] \tag{2-10}$$

Donde:

$H_{máquina}$ = Altura de máquina [m]

V_1 = Velocidad Absoluta a la Entrada $\left[m/s\right]$

V_2 = Velocidad Absoluta a la Salida $\left[m/s\right]$

U_1 = Velocidad Tangencial a la Entrada $\left[m/s\right]$

U_2 = Velocidad Tangencial a la Salida $\left[m/s\right]$

W_1 = Velocidad Relativa a la Entrada $\left[m/s\right]$

W_2 = Velocidad Relativa a la Salida $\left[m/s\right]$

´II.2.7 Pérdidas de las turbomáquinas hidráulicas.

Según Mataix, C. (1975), las pérdidas energéticas se clasifican en internas y externas. Las primeras son las típicas de las máquinas de fluido. Reducir estas pérdidas a un mínimo es el objetivo de un buen diseño. Las externas son las pérdidas

mecánicas, que tienen lugar en todas las máquinas, en el eje, en los acoples mecánicos, entre otras.

1. Pérdidas internas de las turbinas hidráulicas

Las pérdidas internas en las turbinas hidráulicas se pueden clasificar en dos tipos principales, que son:

a.- Pérdidas hidráulicas: las pérdidas hidráulicas son las más importantes en las turbomáquinas y las más difíciles de estudiar. A estas pérdidas contribuyen factores muy diversos, como las pérdidas por rozamiento por superficie y las pérdidas por rozamiento de forma, debidas estas últimas a cambios de dirección y magnitud de la velocidad del flujo. Es prácticamente imposible llegar a ecuaciones exactas que sirvan para predecir estas pérdidas, por esta razón no es posible predeterminar la curva H-Q de una turbomáquina hidráulica en proyecto, a partir de la curva H-Q de la máquina ideal, que es una línea recta. Existe una estimación de las pérdidas por rozamiento de superficie, que consiste en dividir a la turbomáquina, en una serie de conductos cortos, y calcular la pérdida hidráulica en cada tramo; pero este procedimiento en sumamente laborioso y rara vez se utiliza. Por lo dicho anteriormente queda la posibilidad de englobar todas estas pérdidas en un rendimiento hidráulico (η_h), cuyo valor se determina experimentalmente. Este rendimiento tiene en cuenta todas las pérdidas hidráulicas que se presentan en el fluido desde la entrada a la salida de la turbomáquina hidráulica. De esta manera se expresa la altura útil de la turbomáquina por medio de la ecuación 2-11:

$$H_U = \eta_h \cdot H \quad \text{[m]} \tag{2-11}$$

Donde:

Hu: Altura Útil [m]

η: Rendimiento hidráulico [%]

H: Altura ideal calculada [m]

b.- Pérdidas de volumétricas: son debidas a las fugas y entrada de fluido entre la parte fija (distribuidor), y la rueda móvil, a las que corresponde el rendimiento volumétrico:

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q} = \frac{Q-q}{Q} \quad [\%] \tag{2-12}$$

Donde:

Qr: Caudal Restituido $\left[m^3/s\right]$

Q: Caudal Suministrado a la Turbina $\left[m^3/s\right]$

q: Caudal total perdido en fugas $\left[m^3/s\right]$

η: Rendimiento Volumétrico [%]

2. Pérdidas externas o pérdidas mecánicas de las turbinas hidráulicas

Estas pérdidas son comunes no solo en todas las turbomáquinas. No afectan el rendimiento interno de la máquina, estas pérdidas se presentan en los prensa estopa y toda clase de cierre de contactos, en los cojinetes, en las transmisiones reductoras o elevadoras de velocidad y en el accionamiento de órganos auxiliares.

II.2.8. Eficiencia de la Turbina

Según Aguirre Miguel. (1965), la potencia restituida es la potencia que se tiene en el eje, a la salida de la turbina:

$$\mathrm{Pr} = \gamma \times Q \times H_{de\ la\ Turbina} \ \ [\mathrm{KW}] \tag{2-13}$$

Donde:

Pr = Potencia restituida. [kW]

γ = Peso Específico del Fluido $\left[N/m^3\right]$

Q = Caudal que pasa a través de la turbina $\left[m^3/s\right]$

$H_{\text{de la Turbina}}$ = Disponibilidad del Fluido Justo antes de entrar en el Rodete de la Turbina. [m]

La potencia suministrada a la turbina se define como la potencia que el fluido dispone justo a la entrada de la turbina:

$$P_S = \gamma \times Q \times H_{del\ fluido} \text{ [kW]} \qquad (2\text{-}14)$$

Donde:

Ps = Potencia suministrada a la turbina. [kW]

γ = Peso Específico del Fluido $\left[N/m^3\right]$

Q = Caudal que pasa a través de la turbina $\left[m^3/s\right]$

$H_{\text{del Fluido}}$ = Salto hidráulico Generado en el Rodete de la Turbina. [m]

La potencia eléctrica es la potencia producida por el generador eléctrico acoplado a la turbina, y se define como:

$$Pot_e = V \times I \text{ [kW]} \qquad (2\text{-}15)$$

Pot_e = Potencia Eléctrica Generada por la Turbina [kW]

V = Voltaje Leído en la Salida del Generador Eléctrico [V]

I = Corriente Leída en la Salida del Generador Eléctrico [I]

Considerando todos los rendimientos antes mencionados (rendimiento hidráulico, volumétrico y mecánico) se obtiene el rendimiento global de la turbina hidráulica.

Eficiencia Global de la Turbina:

$$\eta_G = {\Pr}/{Ps}\,[\%] \tag{2-16}$$

Donde:

η_G = Eficiencia global de la turbina. [%]

Ps = Potencia suministrada a la turbina. [kW]

Pr = Potencia restituida. [kW]

Eficiencia del sistema:

$$\eta s = \frac{Pot_e}{\Pr}\,[\%] \tag{2-17}$$

Donde:

η_S = Eficiencia del sistema. [%]

Pr = Potencia restituida. [kW]

Pot_e = Potencia Eléctrica Generada por la Turbina [kW]

II.2.9 Teoría aerodinámica de las turbomáquinas axiales.

A partir del año 1.922, y modernamente con interés cada día en aumento, se tiende a estudiar todas las turbomáquinas axiales hidráulicas y térmicas aerodinámicamente.

El método aerodinámico abandona la hipótesis del método unidimensional de que todas las partículas de fluido sufren idéntica desviación en las coronas fijas y móviles de las turbomáquinas. Los álabes no se consideran ya formando canales o conductos; sino como perfiles de ala inmersos en el flujo, que experimenta la influencia mutua de todos ellos.

En las turbomáquinas axiales las superficies de corriente son aproximadamente cilindros coaxiales con el eje de la máquina. Es decir, en ellas se hace la hipótesis de que la componente radial de la velocidad en el rodete es nula.

La teoría aerodinámica, no sirve para seleccionar los siguientes parámetros empíricos: relación de cubo; paso relativo, l/t en cada radio; velocidad de giro; número específico de revoluciones; velocidad axial; diámetro del rodete; espesor de los álabes.

En la actualidad el cálculo de la corriente ideal y potencial alrededor de un enrejado de perfiles se puede considerar resuelto para cualquier forma de perfil. Este cálculo puede presentarse en dos formas:

1. Problema directo: dada la forma del perfil, su posición en el enrejado y la dirección de la corriente en el infinito antes del enrejado; calcular la distribución de velocidades en y fuera de la superficie del perfil, y la dirección de la velocidad de la corriente en el infinito detrás del enrejado.

2. Problema inverso: dadas las velocidades en el infinito antes y después del enrejado, y algunos elementos geométricos del perfil y del enrejado, tales como la cuerda del perfil, el paso del enrejado, el espesor máximo del perfil (en algunos casos), situación del espesor máximo del perfil etc.; calcular :a) la forma de los perfiles del enrejado, que satisface a las condiciones en el infinito; y b) la distribución de velocidades en y fuera de la superficie de los perfiles. También puede plantearse el problema inverso de otras formas, por ejemplo: dadas las velocidades en el infinito antes y después del enrejado y la distribución de velocidades en la superficie de los perfiles; hallar la forma del perfil.

Para poder llevar a cabo el análisis cinemático y determinar los parámetros que rigen la geometría de los álabes, se tiene que intersectar el rotor con cilindros concéntricos coaxiales que dividan la región anular existente entre el cubo y la punta.

Las hipótesis que se utilizan para realizar el estudio cinemática son las siguientes:

- La velocidad meridional (C_m) se mantiene constante en todo el rodete.
- La altura útil (H_u) es constante para todos los cilindros coaxiales.
- $C_{2u} = 0$, es decir que los triángulos de salida en los álabes, desde la base a la punta de los mismos, son rectángulos.

II.2.10 Leyes de semejanza en las máquinas hidráulicas:

En principio, para que los resultados del modelo puedan proyectarse sobre el prototipo se han de cumplir tres condiciones:

Semejanza geométrica:

Según la Universidad de Jaume, el modelo y el prototipo han de ser geométricamente semejantes tanto en los elementos interiores como en los exteriores y auxiliares. Es una condición estricta que ha de cumplirse de forma preceptiva. Se trata de una condición fácilmente realizable salvo en modelos a escalas muy reducidas, en las que se pueden encontrar dificultades insuperables, como el escalado de las holguras, o las rugosidades superficiales.

$$\lambda = \text{Relación entre modelo y prototipo} \rightarrow \lambda = \frac{D_1}{D_1'} = \frac{D_2}{D_2'} = \frac{b_1}{b_1'} = \frac{b_2}{b_2'} \qquad (2\text{-}18)$$

Donde:

$\lambda =$ Relación entre modelo y prototipo

D_1 = Diámetro a la entrada del modelo [m]

D_1' = Diámetro a la entrada del prototipo [m]

D_2 = Diámetro a la salida del modelo [m]

D_2' = Diámetro a la salida del prototipo [m]

b_1 = Ancho del álabe a la entrada del modelo [m]

b_1' = Ancho del álabe a la entrada del prototipo [m]

b_2 = Ancho del álabe a la salida del modelo [m]

b_2' = Ancho del álabe a la salida del prototipo [m]

Semejanza cinemática:

El modelo y el prototipo mantienen una proporcionalidad directa en los triángulos de velocidades en puntos de funcionamiento semejantes, y los ángulos iguales.

α = Relación de velocidades de giro $\alpha = \frac{N}{N'} = \frac{w}{w'}$ $\beta_1 = \beta_1'$ $\alpha_1 = \alpha_1'$ $\beta_2 = \beta_2'$ $\alpha_2 = \alpha_2'$ (2-19)

Donde:

α = Relación de velocidades de giro

N = Velocidad de giro del modelo [RPM]

N' = Velocidad de giro del prototipo [RPM]

w = Velocidad giro del modelo $\left[rad/s\right]$

w' = Velocidad giro del prototipo $\left[rad/s\right]$

β_1 = Ángulo entre la componente tangencial y la componente relativa de la velocidad a la entrada en el modelo. [Grados Sexagesimales]

$\beta_1^{'}$ = Ángulo entre la componente tangencial y la componente relativa de la velocidad a la entrada en el prototipo. [Grados Sexagesimales]

β_2 = Ángulo entre la componente tangencial y la componente relativa de la velocidad a la salida en el modelo. [Grados Sexagesimales]

β_2 = Ángulo entre la componente tangencial y la componente relativa de la velocidad a la salida en el prototipo. [Grados Sexagesimales]

α_1 = Ángulo entre la componente tangencial y la componente absoluta de la velocidad a la entrada en el modelo. [Grados Sexagesimales]

$\alpha_1^{'}$ = Ángulo entre la componente tangencial y la componente absoluta de la velocidad a la entrada en el prototipo. [Grados Sexagesimales]

α_2 = Ángulo entre la componente tangencial y la componente absoluta de la velocidad a la salida en el modelo. [Grados Sexagesimales]

$\alpha_2^{'}$ = Ángulo entre la componente tangencial y la componente absoluta de la velocidad a la salida en el prototipo. [Grados Sexagesimales].

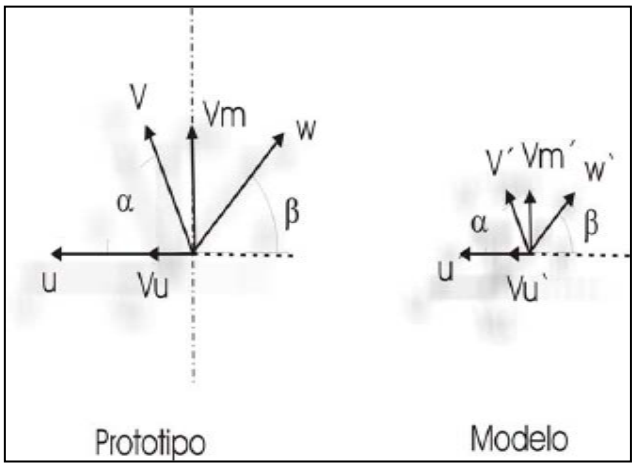


Figura 2.9.- Proporcionalidad de velocidades entre el modelo y el prototipo
Fuente: http://www.amf.uji.es/lec7_818.pdf

Si se fija α y λ, entonces u' = ω'.r', queda completamente fijado en el modelo, como β y α han de mantenerse, constantes en ambos casos, la definición de vm será quien determine si el triángulo de velocidades sea o no proporcional al del prototipo.

Así, si se fija λ, r y b están fijados, por tanto, sólo habrá un valor de Q que haga que ambos triángulos sean proporcionales. O si se fija el caudal, sólo habrá un régimen de giro que haga que los triángulos sean proporcionales.

Es decir, cumpliendo la semejanza geométrica, y fijando las velocidades de giro, para un punto de funcionamiento del prototipo, solo habrá un punto de funcionamiento del modelo que cumpla con la semejanza cinemática (proporcionalidad entre los triángulos de velocidades). A esos puntos se les llama puntos homólogos si fijamos α y λ, entonces u' = ω'.r', queda completamente fijado en el modelo, como β y α han de mantenerse, constantes en ambos casos, la definición de v_m será quien determine si el triángulo de velocidades sea o no proporcional al del prototipo.

II.2.11 Turbinas semejantes girando a igual velocidad de giro

Según Mott, R. (1996), se trata de comparar Turbinas de distinto tamaño con el mismo régimen de giro. Por tanto, como se trata del mismo régimen de giro:

$$Q_1 = Q_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2} \right) \tag{2-21}$$

$$H_1 = H_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \tag{2-22}$$

$$Pot_1 = Pot_2 \times \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \tag{2-23}$$

II.2.12 Radio Hidráulico

Según Aguirre Miguel. (1965), las fórmulas de Poiseville y Colebrook-White o bien el diagrama de Moody, estrictamente hablando sólo sirven para calcular las pérdidas en conductos cerrados de sección circular constante. El concepto de Radio hidráulico, servirá para poder utilizarse en fórmulas con aproximación al cálculo de pérdida de carga en conductos tanto cerrados como abiertos de sección no circular constante. El rozamiento en un conducto cerrado o abierto depende de la superficie mojada, y por tanto no depende solo de la sección transversal en m^2, sino también de la forma de ésta, que hará que la superficie en contacto con el líquido sea mayor o menor. Se llama Radio Hidráulico al cociente del área transversal ocupada por la corriente por el perímetro mojado de esta sección.

$$R_h = \frac{\textit{área transversal}}{\textit{perímetro mojado de la sección transversal}} \tag{2-24}$$

En un canal la superficie en contacto con la atmósfera prácticamente no tiene rozamiento alguno. El radio hidráulico en un canal será la superficie transversal ocupada por el flujo dividida por el perímetro mojado, excluyendo por lo tanto el lado en contacto con la atmósfera, particularmente en un conducto de sección circular totalmente lleno:

$$R_h = \frac{\pi \times D^2}{4 \times \pi \times D} = \frac{D}{4} \tag{2-25}$$

$$D = 4 \times R_h \tag{2-26}$$

El radio hidráulico de una tubería circular es igual a la mitad del radio de la tubería.

El radio hidráulico de una sección cuadrada completamente llena de agua se obtiene de la ecuación 2-27 (ver figura $2.10_{(1)}$):

$$R_h = a/4 \qquad (2\text{-}27)$$

El radio hidráulico de una sección rectangular completamente llena de agua se obtiene con la ecuación 2-28 (Ver figura $2.10_{(2)}$):

$$R_h = \frac{a \times b}{2 \times (a + b)} \qquad (2\text{-}28)$$

Donde a, b – lados.

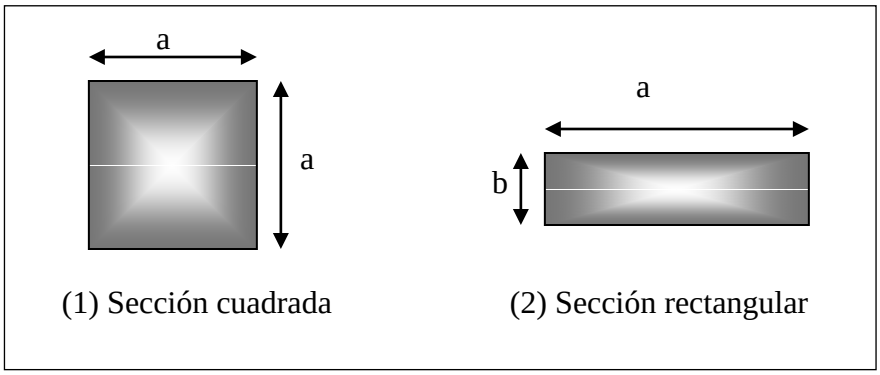


Figura 2.10.- Dimensiones principales para el cálculo del Radio Hidráulico en secciones cuadradas y rectangulares
Fuente: Mataix, C. (1982).

II.2.13 Pérdidas en la contracción del inyector

Según el manual del instituto de hidráulica la transición en un conducto de sección circular de un diámetro "D_2" a un diámetro menor "D_1" puede hacerse de dos maneras brusca o suavemente mediante un difusor de ángulo θ (Ver figura 2.11), la pérdida de carga se calcula en este caso por la fórmula:

$$h = k \times \left[\left(D_2 / D_1 \right)^2 - 1 \right]^2 \times \frac{{v_2}^2}{2 \times g} \text{ [m]} \qquad (2\text{-}29)$$

Donde:

h = Resistencia por fricción del fluido. [m]

V_2 = Velocidad correspondiente al área de mayor sección. [m/s]

D_2 = Área de mayor sección. [m^2]

D_1 = Área de menor sección. [m^2]

k = Coeficiente de Resistencia del Inyector.

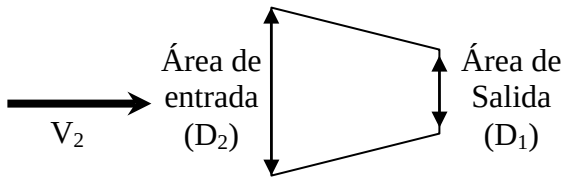


Figura 2.11.- Esquema de la contracción en un inyector
Fuente: Manual del Instituto de Hidráulica

El coeficiente de resistencia se calcula por medio de la ecuación de Gibson para cálculo de resistencia al flujo en difusores y toberas cónicas:

$$k = 3{,}5 \times \left(Tan\left(\theta/2\right)\right)^{1,22} \qquad (2\text{-}30)$$

Donde:

θ = ángulo total del cono difusor en grados sexagesimales.

k = Coeficiente de Resistencia del Inyector.

II.2.14 Esfuerzos sobre recipientes a presión (Para comprobación mecánica de inyectores)

Norton, Robert. (1999). para llevar a cabo el cálculo de un recipiente a presión se hace uso de la ecuación de Lame, que simplificada asumiendo un esfuerzo tangencial (de anillo) uniforme se muestra como sigue:

$$\sigma = \frac{pi \times ri^2}{ro^2 - ri^2} \times \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2}\right) \text{ [Pa]} \qquad (2\text{-}31)$$

Donde:

σ = esfuerzo sobre la pared del recipiente. [Pa]

pi = Presión interna. [Pa]

ri = radio interno. [m]

r = radio medio. [m]

ro = radio externo. [m]

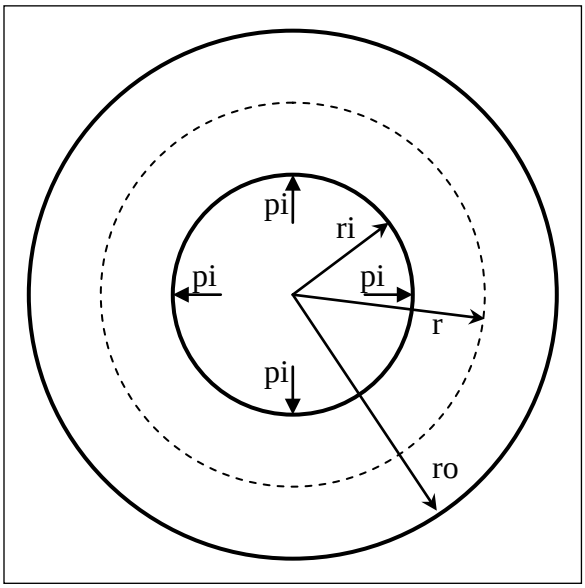


Figura 2.12.- Magnitudes principales para el cálculo de esfuerzo sobre recipientes
Fuente: Robert L. Norton. (1.999). Diseño de máquinas. Prentice Hall.

II.2.15 Determinación de la velocidad teórica a la salida de un inyector

Según Reyes. A, (1965), la velocidad de salida del agua a la salida de un inyector puede calcularse por medio de la ecuación 2-38 que se deduce a continuación.

Aplicando las ecuaciones de disponibilidad en un sistema donde existe un inyector conectado a una tubería donde hay un fluido a presión

$$\frac{V_S{}^2}{2\times g} = \frac{V_E^2}{2\times g} + \frac{P}{\gamma} \tag{2-32}$$

$$V_S^2 = V_E^2 + (2\times g\times h)\ [\,{}^{m}\!/_{s}\,] \tag{2-33}$$

$$V_S = \sqrt{(V_E^2 + (2\times g\times h))}\ [\,{}^{m}\!/_{s}\,] \tag{2-34}$$

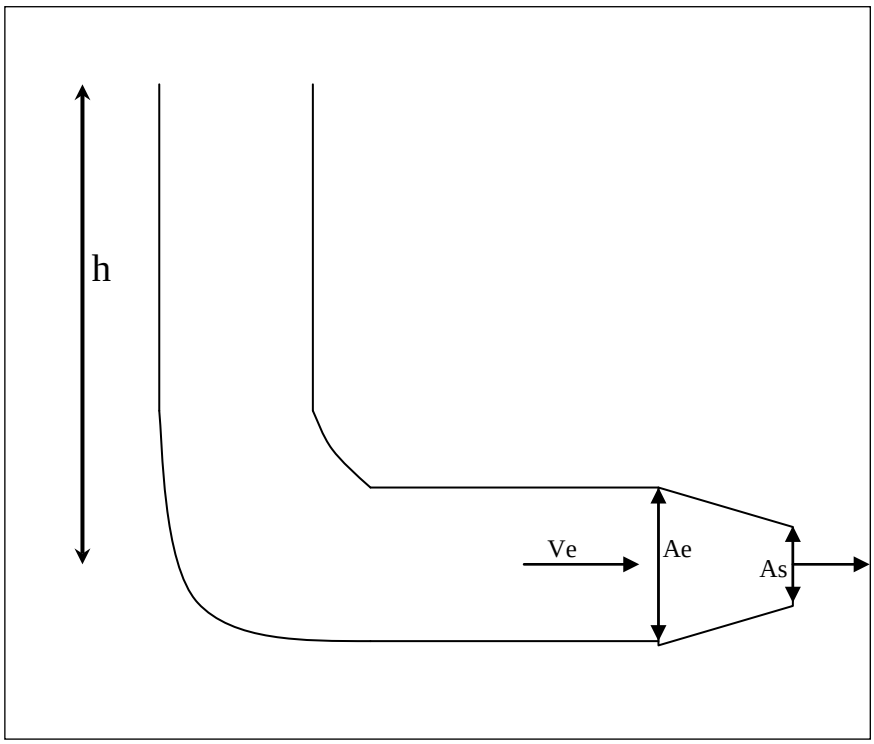


Figura 2.13.- Representación de un sistema de inyección y salto hidráulico.

Incluyendo el coeficiente de pérdida del inyector de aproximadamente 0,97 recomendado por Reyes Aguirre (1965)

$$V_S = 0{,}97\times\sqrt{(V_E^2 + (2\times g\times h))}\ [\,{}^{m}\!/_{s}\,] \tag{2-35}$$

Haciendo uso de las ecuaciones de continuidad se tiene que:

$$V_S\times A_S = V_E\times A_E\ [\,{}^{m}\!/_{s}\,] \tag{2-36}$$

$$V_E = \frac{V_S \times A_S}{A_E} \quad [\,m/s\,] \tag{2-37}$$

Donde:

V_S = Velocidad a la salida del inyector. [m/s]

V_E = Velocidad a la entrada del inyector. [m/s]

A_E = Área a la entrada del inyector. [m/s]

A_S = Área a la salida del inyector. [m/s]

g = Aceleración de Gravedad. [m/s^2]

h = Salto hidráulico disponible. [m]

Sustituyendo la anterior ecuación en la ecuación y despejando la velocidad de salida

$$V_S = \sqrt{\frac{Cv^2 \times 2 \times g \times h}{1 - Cv^2 \times \left(\frac{Área_Salida\ del\ Inyector}{Área\ de\ entrada\ al\ inyector} \right)^4}} \quad [\,m/s\,] \tag{2-38}$$

Donde:

V_S = Velocidad a la salida del inyector. [m/s]

g = Aceleración de Gravedad. [m/s^2]

h = Salto hidráulico disponible. [m]

Cv = Coeficiente de velocidad del inyector.

Despejando la altura de maquina se tiene que:

$$h = \frac{V_s^{\,2} \times \left(1 - Cv^2 \times \left(\frac{Área\ \ salida\ \ Inyector}{Área_Tubería_de_Desc\,arg\,a}\right)^4\right)}{Cv^2 \times 2 \times g} \qquad (2\text{-}39)$$

Donde:

h = Salto hidráulico disponible. [m]

V_S = Velocidad a la salida del inyector. [m/s]

g = Aceleración de Gravedad. [m/s^2]

Cv = Coeficiente de velocidad del inyector.

II.2.16 Cálculos de la velocidad real del fluido a la salida de un inyector

Según Reyes Aguirre (1965) si el coeficiente de velocidad del inyector se considera 0,97, entonces para obtener una potencia máxima con el diámetro de inyector más ventajoso se requiere tener una velocidad de salida igual a 80% de la que se obtendría teóricamente con la carga h disponible. Esto se demuestra a continuación. La ecuación 2-40 expresa la velocidad de salida del líquido de un inyector conectado a una tubería que le suministra caudal y presión, en función de las perdidas por fricción.

$$V_s = \sqrt{\frac{2 \times g \times h}{f \times \frac{L}{D} \times \left(\frac{d}{D}\right)^4 + \frac{1}{Cv^2}}} \quad [m/s] \qquad (2\text{-}40)$$

La ecuación 2-41 representa el diámetro de salida del inyector más ventajosa en función del diámetro de la tubería y las pérdidas en esta última.

$$d = \left[\frac{D^5}{2 \times f \times L \times Cv^2}\right]^{1/4} \text{[m]} \qquad (2\text{-}41)$$

Donde:

h = Salto hidráulico disponible. [m]

V_S = Velocidad a la salida del inyector. $\left[m/s\right]$

g = Aceleración de Gravedad. $\left[m/s^2\right]$

Cv = Coeficiente de velocidad del inyector.

D = Diámetro de la tubería (y diámetro mayor del inyector). [m]

d = Diámetro de salida del inyector. [m]

f = Factor de fricción de la tubería.

L = Longitud de la tubería. [m]

Sustituyendo la ecuación 2-41 en la ecuación 2-40 queda:

$$V_S = \sqrt{\frac{2\times g\times h}{f\times\frac{L}{D^5}\times\frac{D^5}{2\times f\times L\times Cv^2}+\frac{1}{Cv^2}}} = \sqrt{\frac{2\times g\times h}{\frac{1}{2\times Cv^2}+\frac{1}{Cv^2}}} = \sqrt{\frac{2\times g\times h}{\frac{3}{2\times Cv^2}}} \ [m/s] \quad (2\text{-}42)$$

$$V_S = \sqrt{\frac{2}{3}\times Cv^2\times 2\times g\times h} = \sqrt{0{,}666\times Cv^2\times 2\times g\times h} \ [m/s] \quad (2\text{-}43)$$

$$V_S = 0{,}816\times Cv\times\sqrt{2\times g\times h} \quad [m/s] \quad (2\text{-}44)$$

$$V_S = 0{,}798\times\sqrt{2\times g\times h} = 0{,}8\times Velocidad\ teórica\ con\ h \ [m/s] \quad (2\text{-}45)$$

Despejando la velocidad teórica por conveniencia de cálculos

$$V_{teórica} = \frac{V_{real}}{0{,}8} \quad [m/s] \quad (2\text{-}46)$$

Entonces si la velocidad es igual a 0,8 de la velocidad teórica se puede deducir que la carga correspondiente a la velocidad será de 0,64 de h, y que 0,36 de h se pierde por fricción en el inyector. Estos valores sirven para obtener teóricamente la velocidad que se puede obtener de un diseño de este tipo, considerando las pérdidas del sistema. Además se conoce también que en las mejores condiciones de diseño la eficiencia de un sistema de inyección como el presentado previamente va tener

valores por debajo de 64%, de manera tal que el diseñador tendrá esta referencia para conocer la potencia aproximada que dispone para utilizar realmente en la turbina. El sistema de captura de datos de la turbina Armfield ofrece los valores de caudal y presión justo antes de la entrada al sistema de propulsión (distribuidor e inyectores), y el valor de potencia que se obtiene de calcular la potencia con esos valores es el de la potencia suministrada, y no el de la potencia generada por la turbina. Con la utilización de estas ecuaciones para determinar las velocidades y la ecuación de Euler de altura de máquina se puede obtener una aproximación de la altura de máquina que se está generando. Luego vuelve a ser útil esta relación para el cálculo de las condiciones de operación de la turbina diseñada como resultado de este trabajo de grado.

II.2.17 Estudio del Sistema de Bombeo.

En el Laboratorio de Térmica de la EIM de la UC se dispone de una Bomba Centrífuga KSB Etanorm 32-200 y de un motor eléctrico trifásico de 15 caballos de fuerza girando a 3550RPM. Las características físicas y de Comportamiento de la misma se pueden revisar en los anexos del presente Trabajo de Grado.

Al ser una bomba centrífuga la máquina que suministra el caudal y presión para el sistema de bombeo, se hace necesario el estudio de las condiciones de operación en las que se encuentra, de manera que su vida útil se extienda.

II.2.17.1 Condiciones de funcionamiento de la bomba

La bomba seleccionada para el diseño del sistema de impulso de la turbina diseñada en el presente trabajo de grado se encuentra trabajando entre los puntos definidos por Q_1 = 180GPM H_1 = 225ft y Q_2 = 78GPM H_2 = 285ft. Este último punto se encuentra muy a la derecha de la curva de la bomba por lo que se requiere la

verificación de la condición de cavitación clásica. Se realiza la comparación de dos valores, el $NPSH_D$ y el $NPSH_R$, que significan altura neta de succión positiva disponible y altura neta de succión positiva requerida respectivamente. El valor de $NPSH_R$ se lee de la curva proporcionada por el fabricante de la bomba, y la misma es obtenida por ensayos de la bomba. La condición ideal de trabajo es en aquella en la cual el $NPSH_D > NPSH_R$.

La ecuación a través de la cual se puede determinar el $NPSH_D$ es:

$$NPSH_D = \frac{Patm - Pv}{\gamma} \pm Z - hfs \quad [\text{m}] \tag{2-47}$$

Donde:

$HPSH_D$: Altura Neta Positiva de Succión Disponible [m]

$NPSH_R$: Altura Neta Positiva de Succión Requerida en las condiciones de operación [m]

Patm: Presión atmosférica en las condiciones ambientales de operación. [kPa]

Pv: Presión de vapor a la temperatura del agua. [kPa]

γ: Peso específico del agua a la temperatura de operación. $\left[\frac{kN}{m^3}\right]$

Z: Altura de la fuente de agua. Positiva si esta por encima de la succión de la bomba y negativa si esta por debajo de la misma. [m]

hfs: Pérdidas en la tubería de succión de la bomba. [m]

II.2.18 Teoría para el diseño de ejes de turbinas hidráulicas.

En el cálculo resistente de un eje, es necesario tomar en consideración los diversos efectos que las fuerzas aplicadas sobre el elemento generan. Generalmente, se realiza el estudio empleando los siguientes criterios:

- Fatiga

- Pandeo

En todos estos procedimientos el objetivo es verificar si el material con que se va a realizar el diseño del eje no fallara por los efectos de las fuerzas a que este esta sometido.

II.2.18.1 Diseño por fatiga

Según Norton, R. (1999), para realizar el diseño de eje por fatiga, se toma en cuenta los esfuerzos flectores y cortantes máximos y mínimos en la sección más esforzada del mismo, la cual se determina mediante el análisis del diagrama de corte y momento del eje. Para el esfuerzo flector las ecuaciones son las siguientes:

$$\sigma_{máx} = \frac{F}{A} + \frac{M_f \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I} \qquad [MPa] \qquad (2\text{-}48)$$

$$\sigma_{mín} = \frac{F}{A} - \frac{M_f \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I} \qquad [MPa] \qquad (2\text{-}49)$$

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \qquad [mm^4] \qquad (2\text{-}50)$$

Donde:

$F =$ Fuerza axial en la turbina (N)

$A =$ Área de sección transversal (mm^2)

$M_f =$ Momento Flector (N.m)

$D =$ Diámetro del eje. (mm)

$I =$ Momento de inercia. (mm^4)

De manera análoga quedan las ecuaciones para los momentos cortantes:

$$\tau_{máx} = \frac{F}{A} + \frac{M_t \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I_p} \qquad [MPa] \qquad (2\text{-}51)$$

$$\tau_{mín} = \frac{F}{A} - \frac{M_t \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I_p} \qquad [MPa] \qquad (2\text{-}52)$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \qquad [mm^4] \qquad (2\text{-}53)$$

Donde:

$F =$ Fuerza axial en la turbina $[N]$

$A =$ Área de sección transversal. $[mm^2]$

$M_t =$ Momento Torsor. $[N.m]$

$D =$ Diámetro del eje. $[mm]$

$I_p =$ Momento de inercia polar. $[mm^4]$

Debido a que los esfuerzos son fluctuantes por la rotación del eje, los métodos de estudio consideran relaciones de esfuerzo obtenidas del análisis de las gráficas de esfuerzo-tiempo. En la figura 2.14 se muestran los valores a considerar:

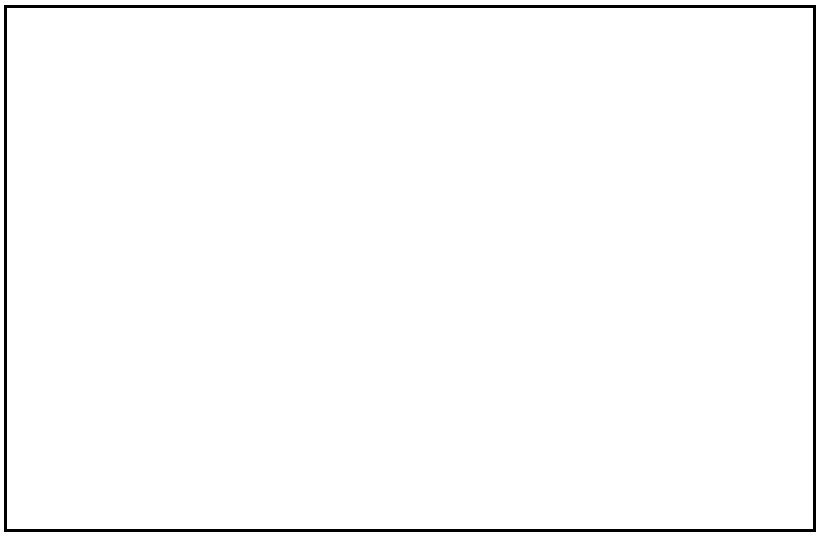


Figura 2.14.- Gráfica de esfuerzo-tiempo fluctuante de tipo senoidal
Fuente: Shigley, J. (1999)

De donde se obtiene para los esfuerzos flectores:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} \qquad [MPa] \qquad (2\text{-}54)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2} \qquad [MPa] \qquad (2\text{-}55)$$

Donde:

σ_m = Esfuerzo medio $[MPa]$

σ_a = Esfuerzo alternante $[MPa]$

$\sigma_{\max}$ = Esfuerzo máximo $[MPa]$

$\sigma_{\min}$ = Esfuerzo mínimo $[MPa]$

Para el esfuerzo cortante, las ecuaciones quedan expresadas como:

$$\tau_m = \frac{\tau_{máx} + \tau_{mín}}{2} \qquad [MPa] \qquad (2\text{-}56)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{máx} - \tau_{mín}}{2} \qquad [MPa] \qquad (2\text{-}57)$$

Donde:

$\tau_m =$ Esfuerzo de corte medio $[MPa]$

$\tau_a =$ Esfuerzo de corte alternante $[MPa]$

$\tau_{\max} =$ Esfuerzo de corte máximo $[MPa]$

$\tau_{\min} =$ Esfuerzo de corte mínimo $[MPa]$

Para determinar los esfuerzos equivalentes, se emplean las propiedades del material del eje, aplicando algunos factores de corrección, que se muestran a continuación:

$$S_n' = (0{,}504) \cdot S_u \qquad [MPa] \qquad (2\text{-}58)$$

$$S_n = C_{ca} \cdot C_{ta} \cdot C_{su} \cdot C_{te} \cdot C_{con} \cdot S_n' \qquad [MPa] \qquad (2\text{-}59)$$

Donde:

$S_n' =$ Limite de resistencia a la fatiga $[MPa]$

$S_u =$ Resistencia máxima a la tensión $[MPa]$

$S_n =$ Limite corregido de resistencia a la fatiga $[MPa]$

Los factores de corrección consideran las condiciones de trabajo del material, estos son tomados del libro diseño de máquinas Robert Norton Editorial Prentice Hall.

- El factor de carga (C_{ca}) se obtiene de la siguiente manera:
  - Para flexión $C_{ca} = 1$

- Para carga axial $C_{ca} = 0{,}70$

- El factor de tamaño (C_{ta}) se obtiene de la siguiente manera:
  - Para $d \leq 0{,}3\ im\ (8mm)$ $\quad C_{ta} = 1$
  - Para $0{,}3\ im \leq d \leq 10\ im$ $\quad C_{ta} = 1$
  - Para $0{,}3\ im \leq d \leq 10\ im$ $\quad C_{ta} = 0{,}869 \cdot d^{-0{,}097}$
  - Para $8\ mm \leq d \leq 250\ mm$ $\quad C_{ta} = 1{,}189 \cdot d^{-0{,}097}$

- El factor de superficie (C_{su}) se obtiene de la siguiente manera:

Este viene dado por medio de la siguiente ecuación:

$C_{su} = A \cdot (S_{ut})^b$ Si $C_{su} > 1$ se considera $C_{su} = 1$

Tabla 2.1.- Valores de coeficientes para factor de superficie

Acabado de superficie	**Factor *a* [MPa]**	**Factor *b***
Esmerilado (rectificado)	1,58	-0,085
Máquinado o estirado en frío	4,51	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fuente: Robert L. Norton. (1.999). *Diseño de máquinas*. Prentice Hall.

- El factor de temperatura (C_{te}) se obtiene de la siguiente manera:
  - Para $T \leq 450\ ^oC\ (840\ ^oF)$ $\quad C_{tem} = 1$
  - Para $450\ ^oC < T \leq 550\ ^oC$ $\quad C_{tem} = 1 - 0{,}0058 \cdot (T - 450)$
  - Para $840\ ^oF < T \leq 1020\ ^oF$ $\quad C_{tem} = 1 - 0{,}0032 \cdot (T - 840)$

- El factor de confiabilidad (C_{conf}) se obtiene de la siguiente manera:

Se obtiene de la siguiente tabla:

Tabla 2.2.- Factores de confiabilidad para $S_d = 0{,}8\ \mu$

Confiabilidad %	C_{co}
50	1
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Fuente: Robert L. Norton. (1.999). ***Diseño de máquinas*****. Prentice Hall.**

Concentradores de esfuerzo para piezas sometidas a flexión:

Según Norton, R. (1999), el valor del factor de concentrador de esfuerzos (K_t) se determina de acuerdo a la gráfica que relaciona las dimensiones de dicho concentrador con el tipo de esfuerzos aplicados a la sección en estudio. Si no hay concentradores de esfuerzo $K_t = 1$

En el caso de existir concentradores de esfuerzos se debe tener en cuenta que el valor obtenido de K_t es para piezas estáticas en el caso de tener piezas sometidas a fatiga este valor debe ser reconvertido a K_f por medio de la ecuación 2.60

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \qquad (2\text{-}60)$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \tag{2-61}$$

Donde:

K_t = Concentrador de esfuerzo para piezas estáticas.

K_f = Concentrador de esfuerzo para piezas en fatiga.

q = Sensibilidad a las muescas.

$\sqrt{a}$ = Constante de Neuber.

$\sqrt{r}$ = Radio de la muesca.

Concentradores de esfuerzo para piezas sometidas a Torsión:

Según Norton, R. (1999), el valor del factor de concentrador de esfuerzos (K_{ts}) se determina de acuerdo a la gráfica que relaciona las dimensiones de dicho concentrador con el tipo de esfuerzos aplicados a la sección en estudio. Si no hay concentradores de esfuerzo $K_{ts} = 1$

En el caso de existir concentradores de esfuerzos se debe tener en cuenta que el valor obtenido de K_{ts} es para piezas estáticas en el caso de tener piezas sometidas a fatiga este valor debe ser reconvertido a K_{fs} por medio de la ecuación 2.62

$$K_{fs} = 1 + q \cdot (K_{ts} - 1) \tag{2-62}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \tag{2-63}$$

Donde:

K_{ts} = Concentrador de esfuerzo para piezas estáticas.

K_{fs} = Concentrador de esfuerzo para piezas en fatiga.

q = Sensibilidad a las muescas.

$\sqrt{a}$ = Constante de Neuber.

$\sqrt{r}$ = Radio de la muesca.

Esfuerzos equivalentes:

Según Norton, R. (1999), Para obtener los esfuerzos en la muesca se aplica la teoría de Von Mises Hencky obteniendo las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{as} = K_f \sigma_a \quad (2\text{-}64)$$

$$\sigma_{ms} = K_f \sigma_m \quad (2\text{-}65)$$

$$\tau_{as} = K_{fs} \tau_a \quad (2\text{-}66)$$

$$\tau_{ms} = K_{fs} \tau_m \quad (2\text{-}67)$$

Donde:

σ_{as} = Esfuerzo alternante en la muesca $[MPa]$

σ_a = Esfuerzo alternante $[MPa]$

σ_{ms} = Esfuerzo medio en la muesca $[MPa]$

σ_m = Esfuerzo medio $[MPa]$

K_f = Concentrador de esfuerzo para piezas estáticas.

τ_{as} = Esfuerzo de corte alternante en la muesca $[MPa]$

τ_a = Esfuerzo de corte alternante $[MPa]$

τ_{ms} = Esfuerzo de corte medio en la muesca $[MPa]$

$\tau_m =$ Esfuerzo de corte medio $[MPa]$

$K_{fs} =$ Concentrador de esfuerzo para piezas en fatiga.

Para obtener los esfuerzos equivalentes se aplica la teoría de Von Mises Hencky obteniendo las siguientes ecuaciones:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma^2{}_{x_a} + \sigma^2{}_{y_a} - \sigma_{x_a} \cdot \sigma_{y_a} + 3 \cdot \tau^2{}_{xy_a}} \tag{2-68}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma^2{}_{x_m} + \sigma^2{}_{y_m} - \sigma_{x_m} \cdot \sigma_{y_m} + 3 \cdot \tau^2{}_{xy_m}} \tag{2-69}$$

Donde:

$\sigma'_a =$ Esfuerzo alternante equivalente $[MPa]$

$\sigma_{x_a} =$ Esfuerzo alternante en la muesca en el eje x $[MPa]$

$\sigma_{y_a} =$ Esfuerzo alternante en la muesca en el eje y $[MPa]$

$\tau_{xy_a} =$ Esfuerzo de corte alternante en la muesca $[MPa]$

$\sigma'_m =$ Esfuerzo medio equivalente $[MPa]$

$\sigma_{x_m} =$ Esfuerzo medio en la muesca en el eje x $[MPa]$

$\sigma_{y_m} =$ Esfuerzo medio en la muesca en el eje y $[MPa]$

$\tau_{xy_m} =$ Esfuerzo de corte medio en la muesca $[MPa]$

Luego,

$$N_f = \frac{S_n \cdot S_{ut}}{\sigma'_a \cdot S_{ut} + \sigma'_m \cdot S_n} \tag{2-70}$$

Donde:

$N_f =$ Factor de seguridad

$\sigma'_a =$ Esfuerzo alternante equivalente $[MPa]$

σ'_m = Esfuerzo medio equivalente $[MPa]$

S_{ut} = Resistencia máxima a la tensión $[MPa]$

S_n = Limite corregido de resistencia a la fatiga $[MPa]$

De esta expresión, se obtiene el factor de seguridad y se compara con el recomendado si este es mayor se concluye que eje no fallará

II.2.18.2 Diseño por pandeo

Según Norton, R. (1999), cuando se invierte la dirección de la carga axial para colocar el elemento a compresión, este se va a comporta como columna y se debe estudiar de otra manera distinta al método común del estudio de cargas donde $\sigma_x = P/A$, para determinar si una columna es corta o larga se debe calcular la relación de esbeltez (S_r):

$$S_r = \frac{l_{efc}}{k} \qquad (2\text{-}71)$$

Donde la longitud efectiva (l_{efc})o (l_{eff}) va a variar dependiendo el tipo de de la condición Terminal que tenga la columna, dichas condiciones se pueden ver en la figura 2.15:

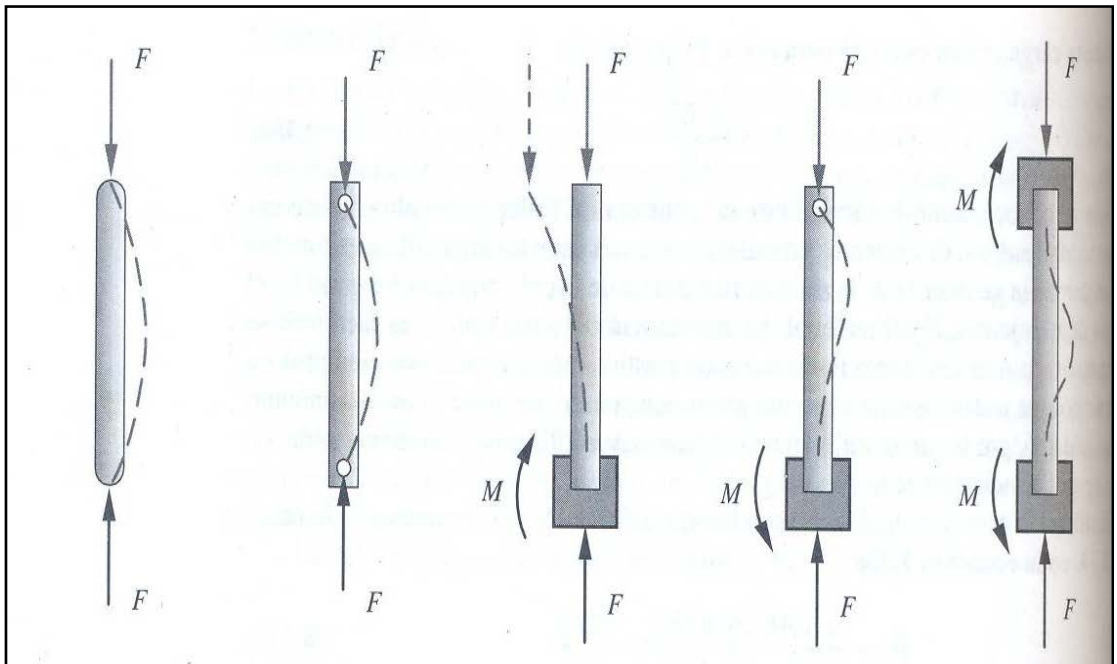


Figura 2.15.- Diversas condiciones terminales de columna y su curva de deflexión resultante
Fuente: Robert L. Norton. (1.999). *Diseño de máquinas*. Prentice Hall.

Dependiendo del tipo de condición Terminal de la columna la longitud efectiva a variar los valores se pueden ver en la siguiente tabla:

Tabla 2.3 Factores de longitud efectiva, según la condición Terminal de la columna

Condiciones terminales	Valor teórico	Recomendado por AISC*	Valor conservador
Redonda-redonda	*leff = l*	*leff = I*	*leff = I*
Articulada - articulada	*leff = I*	*leff = I*	*leff = I*
Fija-libre	*leff = 21*	*leff=2.11*	*leff= 2.41*
Fija-articulada	*leff = 0.7071*	*leff = 0.801*	*leff = I*
Fija-fija	*leff = 0.51*	*leff = 0.651*	*leff = I*

Fuente: Robert L. Norton. (1.999). *Diseño de máquinas*. Prentice Hall.

l es la longitud del eje y k el radio de giro el cual se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$k = \sqrt{I/A} \quad [mm] \tag{2-72}$$

Luego si S_r es menor a 10 es columna corta y si es mayor a 10 es columna larga, la mayoría de las columnas son largas, luego de esto se calcula la carga en que la columna fallara por medio de la siguiente ecuación:

$$P_{crd} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot A}{S_r^{\,2}} \qquad [N] \tag{2-73}$$

Donde:

P_{crd} = Carga en que la columna fallara. $[N]$

E = Módulo de la elasticidad del acero. $\left(N/mm^2\right)$

A = Área de la sección transversal (mm^2)

S_r = Relación de esbeltez.

Mientras la carga a la que esta sometida el eje o la columna se define como:

$$P_{eje} = fs \cdot Far \qquad [N] \qquad (2\text{-}74)$$

La columna siempre será segura mientras el valor de P_{eje} no supere al valor de P_{crd}.

La ecuación 2-73, es útil en problemas de diseño donde el objetivo consiste en especificar un tamaño y una forma de la sección transversal de una columna para que soporte una carga. La carga que genera pandeo depende sólo de la geometría (longitud y sección transversal) de la columna y de la rigidez del material representado por el coeficiente de elasticidad. La resistencia del material no interviene en absoluto. Por estos motivos con frecuencia no resulta benéfico especificar un material de alta resistencia en una aplicación de columna larga. Un material cuya resistencia es menor y tiene la misma rigidez, E, ofrecerá el mismo rendimiento.

En resumen, el objetivo del análisis y diseño de columnas es verificar que la carga que se le aplica es segura, por abajo de la carga crítica que origina pandeo. Por lo cual para aplicaciones de diseño típicas de máquinas, se utiliza un factor de seguridad de 3. Para columnas fijas en los extremos con cargas conocidas, puede utilizarse un factor más bajo, como 2. En algunas aplicaciones de construcción se emplea 1,92 como factor de seguridad según (Mott, Robert. Diseño de elementos de máquinas).

II.2.19 Rodamientos:

Según la SKF el tamaño del rodamiento que va a ser utilizado para una determinada aplicación se selecciona inicialmente en base a su capacidad de carga, comparada con las cargas que tendrán que soportar, y a las exigencias de duración y confiabilidad requerida por la aplicación en cuestión; la capacidad de carga se expresa en los cálculos por medio de valores numéricos que representan las capacidades de carga nominales básicas de los rodamientos.

II.2.19.1 Capacidad de carga de un rodamiento

Según la SKF la capacidad de carga dinámica *C* se utiliza para los cálculos en que intervienen rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, al seleccionar un rodamiento que gira sometido a carga.

La capacidad de carga estática C_o se usa en los cálculos cuando los rodamientos giran a velocidades muy baja, cuando están sometidos a movimientos lentos de oscilación o cuando están estacionarios bajo cargas durante ciertos períodos. También debe tomarse en cuenta cuando sobre un rodamiento giratorio (sometido a esfuerzos dinámicos) actúan elevadas cargas de choque de corta duración.

II.2.19.2 Vida del rodamiento

Según Wikipedia, la vida de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento pueda dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga (desconchado) en uno de sus aros o de sus elementos rodantes.

Sin embargo, los ensayos de laboratorio y la experiencia obtenida de la práctica han puesto de manifiesto que rodamientos aparentemente idénticos, funcionando en idénticas condiciones, tiene vidas diferentes. Es por tanto esencial para el cálculo del tamaño del rodamiento, una definición clara del término “vida”. La vida media de los rodamientos es aproximadamente cinco veces la vida nominal.

Existen también otros conceptos de vida en un rodamiento. Uno de ellos es la “vida de servicio” que es la duración real alcanzada por un rodamiento dado antes de fallar. El fallo generalmente no se debe en primer lugar a la fatiga, sino al desgaste, la corrosión, la obstrucción, etc.

En el estudio de los cojinetes de elementos rodantes, se toma en consideración el procedimiento mostrado en el catálogo del fabricante, el cual toma en cuenta las cargas radiales y axiales, la vida útil del rodamiento, y otras condiciones de trabajo. Cada fabricante posee métodos y ecuaciones particulares a ser aplicados en la selección de sus rodamientos, y dependiendo de la marca seleccionada, se aplicará el procedimiento adecuado.

II.2.20 Selección de medios de unión.

En maquinaria o dispositivos que posean dos elementos unidos mediante elementos roscados, se presenta el caso de que los esfuerzos entre estos elementos se transmiten hacia los pernos o tornillos, por lo que se hace necesario un estudio de los mismos, para determinar las dimensiones que los elementos de sujeción deben tener, así como el número de éstos. La selección de los medios de unión se basa en la teoría expuesta en el capítulo 8 de la referencia bibliográfica Shigley, J (1.999), para elementos de unión sometidos a tracción.

Fuerza de afianzamiento de los tornillos:

$$F_i = 0{,}75 \cdot A_p \cdot \sigma_p \quad (N) \tag{2-75}$$

Fuerza de tracción total

$$F_{tt} = \frac{F_{ar}}{Número\ de\ pernos} + F_i \tag{2-76}$$

Esfuerzo en los pernos:

$$\sigma_{trab} = \sqrt{(\sigma_{máx})^2 + 3 \cdot (\tau_{máx})^2} \quad (Mpa) \tag{2-77}$$

II.2.21 Fuerzas presentes en los álabes del rodete.

II.2.21.1 Fuerza debido a fluidos en movimiento

Según Mott, R. (1996), siempre que la magnitud o dirección de la velocidad de un cuerpo cambie, se requiere una fuerza para llevar a cabo dicho cambio. La segunda Ley de Newton del movimiento se utiliza con frecuencia para expresar este concepto en forma matemática; la manera más común es mediante la ecuación 2-78.

$$F = m \cdot a \quad (N) \tag{2-78}$$

Donde:

$m =$ Masa (N)

$a =$ Aceleración $\left(m/s^2\right)$

La aceleración es la rapidez de cambio de la velocidad. Sin embargo, puesto que la velocidad es una cantidad vectorial que tiene tanto magnitud como dirección, cambiando ya sea la magnitud o la dirección, el resultado será una aceleración. De

acuerdo con la ecuación 2-78 se requiere de una fuerza externa para provocar el cambio.

La ecuación 2-78 es apropiada para su utilización con cuerpos sólidos, puesto que la masa permanece constante y la aceleración del cuerpo completo se puede determinar. En problemas de flujo de fluido, un flujo continuo provoca que se presente una aceleración, por lo que es apropiada una forma diferente de la ecuación de Newton, quedando así:

$$F = \left(\frac{m}{\Delta t}\right) \cdot \Delta V = M \cdot \Delta V = \rho \cdot Q \cdot \Delta V \quad (N) \tag{2-79}$$

Esta es la forma general de la ecuación de fuerza 2-78 para utilizarse en problemas de flujo de fluidos debido a que involucra la variación de velocidad y la velocidad del flujo del fluido, los cuales son términos que en general se conocen en un sistema de flujo de fluidos.

II.2.21.2 Fuerzas debido a la variación de presión

Para calcular estas fuerzas, se debe obtener la variación de presión entre la entrada y la salida del rodete o estator, según sea el caso, para ello se aplica la ecuación de Bernoulli, la cual es:

$$\Delta P_r = \gamma_{agua} \cdot H = \gamma \cdot \frac{1}{2 \cdot g}\left(W_2{}^2 - W_1{}^2\right) \quad (kPa) \tag{2-80}$$

Donde:

$\gamma_{agua} =$ Peso especifico del agua $\left(N/m^3\right)$

$H =$ Salto hidráulico (m)

$W_1 =$ Velocidad relativa a la entrada de la turbina $\left(m/s\right)$

$W_2 =$ Velocidad relativa a la salida de la turbina $\left(m/s\right)$

$g =$ Gravedad $\left(m/s^2\right)$

Luego de aplica la siguiente ecuación:

$$F = \Delta P \cdot A \ \ (N) \tag{2-81}$$

Donde:

$\Delta P =$ Variación de presión (Kpa)

$A =$ Área efectiva $\left(m^2\right)$

II.2.21.3 Fuerza centrífuga

El valor de la fuerza centrífuga correspondiente a la masa del álabe se determina por medio de la ecuación 2-82 ó 2-83:

$$F = \rho \cdot A \cdot l \frac{D_m}{2} \cdot \omega^2 \tag{2-82}$$

$$F = 2 \cdot \rho \cdot A \cdot \frac{l}{D_m} \cdot U_m^{\ 2} \tag{2-83}$$

II.2.22 Teoría del Generador eléctrico

Generador Eléctrico.

Según Chapman, S (2005) un generador eléctrico es una máquina utilizada como generador para convertir la potencia mecánica en potencia eléctrica por lo general trifásica. La potencia de la fuente mecánica, el motor primario, puede ser un motor diesel, una turbina de vapor, una turbina hidráulica o un equipo similar.

Generador Eléctrico Trifásico de Polos Permanentes

La configuración básica de un generador de este tipo consiste en un rotor de imanes permanentes de neodimio ferrítico, para establecer un flujo magnético de forma axial.

Consideraciones Magnéticas

Según Chapman, S (2005) el flujo de campo magnético es establecido por imanes permanentes; esto a su vez generará el voltaje inducido de acuerdo con la Ley de Faraday. La optimización del flujo de campo magnético depende del circuito magnético, es decir, los materiales y la geometría involucrada determinarán un mayor o menor aprovechamiento del campo magnético del imán permanente.

Consideraciones eléctricas

Según el Centro de Estudios de Termoenergética Azucarera (CETA) el diseño de un circuito eléctrico del generador se basa en la Ley de Faraday, para la tensión inducida en vacío se tiene la siguiente relación:

$$E_A = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot N \cdot m \cdot \phi \cdot f \qquad (2\text{-}84)$$

Donde:

E_A = Tensión inducida.

N = Número de vueltas o espiras por bobina.

m = Número de bobinas.

ϕ = Flujo que atraviesa una bobina.

f = Frecuencia eléctrica.

Las pérdidas en la tensión inducida dependerán del bobinado del estator y de las condiciones de operación del equipo.

La forma de conexión puede ser en delta (triángulo) o estrella. Dado que las máquinas estarán sometidas a regímenes de carga variables deben poseer la capacidad de conmutación entre ambas configuraciones.

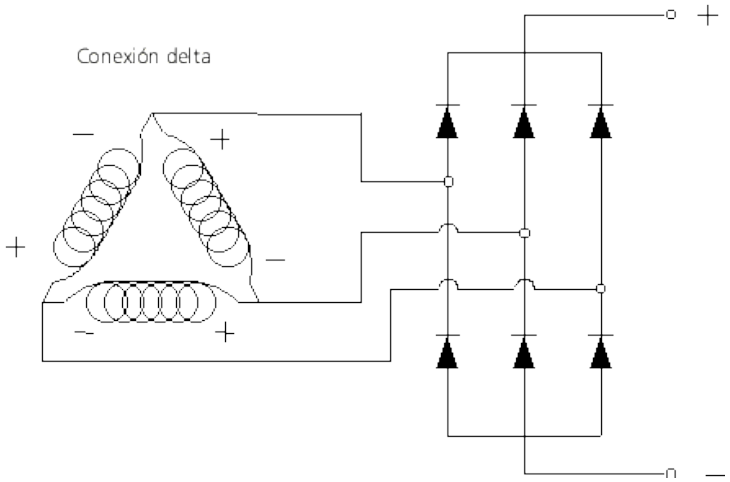


Figura 2.16.- Conexión del circuito trifásico de salida del generador en "delta"
Fuente: Centro de Estudios de Termoenergética Azucarera (CETA).

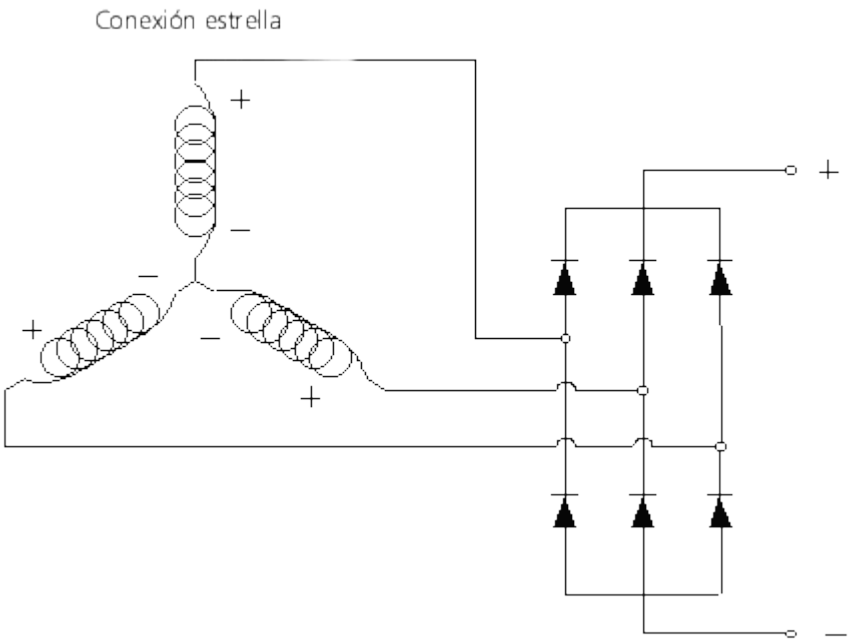


Figura 2.17.- Conexión del circuito trifásico de salida del generador en "estrella"
Fuente: Centro de Estudios de Termoenergética Azucarera (CETA).

Entre las ventajas de este tipo de generador se puede mencionar que no se requiere de corriente de excitación para crear el campo inductor, pues este es proporcionado por los imanes. Esto hace innecesaria la lectura de la velocidad de giro del rotor para controlar la conexión del generador a la carga aplicada solo cuando se alcanzan las revoluciones por minuto de generación. Por consiguiente, se simplifican los dispositivos de control electrónico.

El equipo es bastante simple al no tener circuito de campo, esto se traduce en un mantenimiento menos complejo y una disminución en la probabilidad de falla de los componentes del equipo.

Potencia de salida del generador eléctrico.

Según Chapman, S (2005) la potencia real de salida de un generador eléctrico se puede expresar en cantidades de línea como:

$$Pot_e = \sqrt{3} \times V_T \times I_L \times \cos\theta \text{ [kW]} \quad (2\text{-}85)$$

Y en cantidades de fase como:

$$Pot_e = \sqrt{3} \times V_{\phi T} \times I_A \times \cos\theta \text{ [kW]} \quad (2\text{-}86)$$

Donde:

Pot_e = Potencia de salida del generador

V_T = Voltaje total. [Voltios]

V_Φ =Voltaje de fase. [Voltios]

I_A = Corriente de fase. [Amperios]

I_L = Corriente de línea. [Amperios]

θ = Ángulo de fase [grados eléctricos]

Par Torsor Contraelectromotriz en el eje debido a la generación de potencia eléctrica

Según Chapman, S. (2005) el par torsor contraelectromotriz producido por un generador eléctrico se puede calcular por medio de la ecuación 2-87.

$$\tau_{IND} = \frac{3 \times V_{\phi} \times E_A \times sen\delta}{w_m \times X_s} \quad [N \times m] \tag{2-87}$$

Donde:

τ_{IND} = Torque inducido por el generador. $[N \times m]$

V_{ϕ} = Voltaje de fase. [Voltios]

E_A = Voltaje inducido por el generador. [Voltios]

δ = Ángulo de par de la máquina

X_s = Reactancia sincrónica

w_m = Velocidad de giro mecánica $\left[rad/s\right]$

Vale la pena comentar que el torque inducido por el generador será máximo cuando el ángulo de par de la máquina (δ) es igual a 90º, sin embargo en las máquinas reales los ángulos de par a plena carga oscilan entre 15º y 20º aproximadamente.

II.2.23 Teoría de Engranajes:

Según Norton, R. (1999), para el diseño de engranajes lo primero que debe calcularse es la relación o razón de velocidades, esta puede calculase por medio de la ecuación 2-88.

$$\text{Re}lación\ de\ velocidades = \frac{Velocidad\ de\ giro\ de\ entrada}{Velocidad\ de\ giro\ de\ salida} \tag{2-88}$$

Según Norton, R. (1999), el ángulo de presión (ϕ) en un engranaje se define como el ángulo entre la línea acción normal común, y la dirección de la velocidad en el

punto de paso, de manera que la línea de acción sea girada ϕ grados en la dirección de rotación del engranaje impulsado. Un ángulo de presión de 20º es el recomendado para el diseño de engranajes.

Ahora bien el numero de dientes del piñón y el engrane deben establecerse tomando en cuenta el paso diametral y que no haya interferencia, se puede usar como apoyo la tabla 2.4

Tabla 2.4 Números mínimos de dientes para evitar interferencia para un ángulo de presión de 20º en engranes rectos.

Número de mínimo de dientes del piñón, N_P	Número máximo de dientes del engrane, N_G
8	-
9	-
10	-
11	-
12	-
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309

Fuente: R. Lipp, "Avoiding Tooth Interference in Gears", Machine Design, vol. 54, núm 1, 1982, p. 122.

Para la selección del ancho de cara más apropiado Robert Norton sugiere seguir la relación donde:

$$F < \frac{16}{P_d} \tag{2-89}$$

Según Shigley, Edward (1991), para un ángulo de presión de 20º el valor sugerido para la altura del diente se obtiene por medio de las ecuaciones 2-90, 2-91 y 2-92.

$$a = 1/P_d \tag{2-90}$$

$$b = 1{,}25/P_d \tag{2-91}$$

$$h_T = a + b \tag{2-92}$$

Donde:

$a =$ Adendo $\left[Pu\lg adas\right]$

$b =$ Dedendo $\left[Pu\lg adas\right]$

$P_d =$ Paso diametral $\left[Pu\lg adas^{-1}\right]$

$h_T =$ Altura del diente $\left[Pu\lg adas\right]$

Para la selección del material del piñón es necesario calcular los esfuerzos a los que se encuentra sometido el mismo en las condiciones de trabajo más desfavorables.

Para el cálculo del esfuerzo a flexión se recurre a la ecuación 2-93

$$\sigma_b = \frac{W_t \times P_d}{F \times J} \times \frac{K_a \times K_m}{K_v} \times K_s \times K_B \times K_I \tag{2-93}$$

Donde:

$\sigma_b =$ Esfuerzo a flexión en un diente del engranaje $\left[psi\right]$

$W_t =$ Fuerza tangencial en el diente $\left[lb\right]$

$P_d =$ Paso diametral $\left[Pu\lg adas^{-1}\right]$

$F =$ Ancho del diente $\left[Pu\lg adas\right]$

$J =$ Factor geométrico no dimensional

$K_a =$ Factor de aplicación

$K_m =$ Factor de distribución de carga

K_v = Factor dinámico

K_s = Factor de tamaño

K_B = Factor de espesor de aro

K_I = Factor de engranaje intermedio o loco

Factor de Aplicación (K_a)

Para el factor de aplicación se usa la tabla 2.5 dependiendo del tipo de aplicación que se tenga

Tabla 2.5 Factor de Aplicación (K_a)

Máquina Impulsada	Máquina Impulsora Uniforme
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1
Impacto ligero (motor multicilindro)	1,25
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1,50

Fuente: Norton, Robert (1999)

Factor de Engrane loco (K_I)

Para un engranaje loco se tiene un factor K_I de 1,45, y cuando no se esta en presencia de un engranaje loco se toma el valor de 1.

Factor de distribución de carga (K_m)

Para el factor de distribución de carga (K_m) se usa la tabla 2.6, este factor se toma en cuanta debido a que dependiendo del tamaño de ancho de cara la carga transmitida

Tabla 2.6 Factor de distribución de carga (K_m)

Ancho de la cara (pulgadas)	K_m
<2	1,6

6	1,7
9	1,8
≥ 20	2

Fuente: Norton, Robert (1999)

Factor de Espesor del aro (K_B)

Para el cálculo del factor de espesor de aro se hace uso de la ecuación

$$K_B = -2MB + 3{,}4 \tag{2-94}$$

Para calcular el factor MB se utiliza la ecuación

$$MB = \frac{T_r}{h_T} \tag{2-95}$$

Donde:

K_B = Factor de espesor de aro

MB = Razón de respaldo

T_r = Espesor del aro $\left[Pu\lg adas\right]$

h_t = Profundidad total del diente $\left[Pu\lg adas\right]$

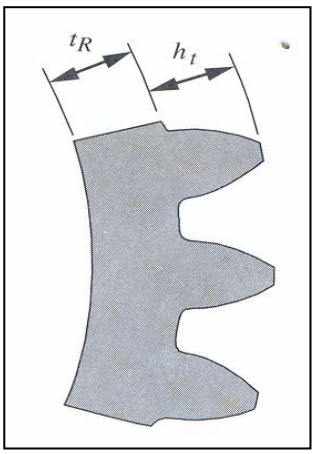


Figura 2.18.- parámetros para el factor de espesor de aro
Fuente: Norton, Robert (1999)

Factor Dinámico (K_v)

Para el cálculo del factor dinámico se emplea la ecuación 2-96

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B \tag{2-96}$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad \text{Para } 6 \le Q_v \le 11 \tag{2-97}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) \tag{2-98}$$

$$V_t = \left[A + 56 \times (Q_v - 3) \right]^2 \tag{2-99}$$

Donde:

$K_v =$ Factor dinámico

$V_t =$ Velocidad en la línea de paso del acoplamiento de engranajes $\left[m/s \right]$

$B =$ Factor B

$A =$ Factor A

$Q_v =$ Índice de calidad del engranaje de menor calidad en el acoplamiento

El índice de calidad (Q_v) se determina a través de la tabla 2.7 dependiendo de la aplicación a la que se someterá el engranaje

Tabla 2.7 Numero de calidad de engranajes

Aplicación	Q_v
Transmisión del tambor mezclador de cemento.	3-5
Horno de cemento	5-6
Transmisiones de acerías	5-6
Cosechadora de maíz	5-7
Grúas	5-7
Prensa Troqueladora	5-7
Transportador de minas	5-7
Maquina de cajas de papel	6-8
Mecanismo medidor de gas	7-9
Taladro mecánico pequeño	7-9
Lavadora de ropa	8-10

Impresora	9-11
Mecanismo de computadora	10-11
Transmisión de auto	10-11
Transmisión de antena de radar	10-12
Transmisión de propulsión marina	10-12
Transmisión de motor de aeronave	10-13
Giroscopio	12-14

Fuente: Norton, Robert (1999)

Calculo de la resistencia a la fatiga por flexión:

Según Norton, Robert (1999), esta se calcula por medio de la ecuación 2-100

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \times K_R} \times S'_{fb} \qquad (2\text{-}100)$$

Donde:

S_{fb} = Resistencia a la fatiga por flexión corregida $[psi]$

K_L = Factor de vida

K_T = Factor de temperatura

K_R = Factor de confiabilidad

S'_{fb} = Resistencia a la fatiga por flexión $[psi]$

Factor de vida (K_L)

Este se calcula a través de la figura 2.19 conociendo el número de ciclos que trabajara el engranaje.

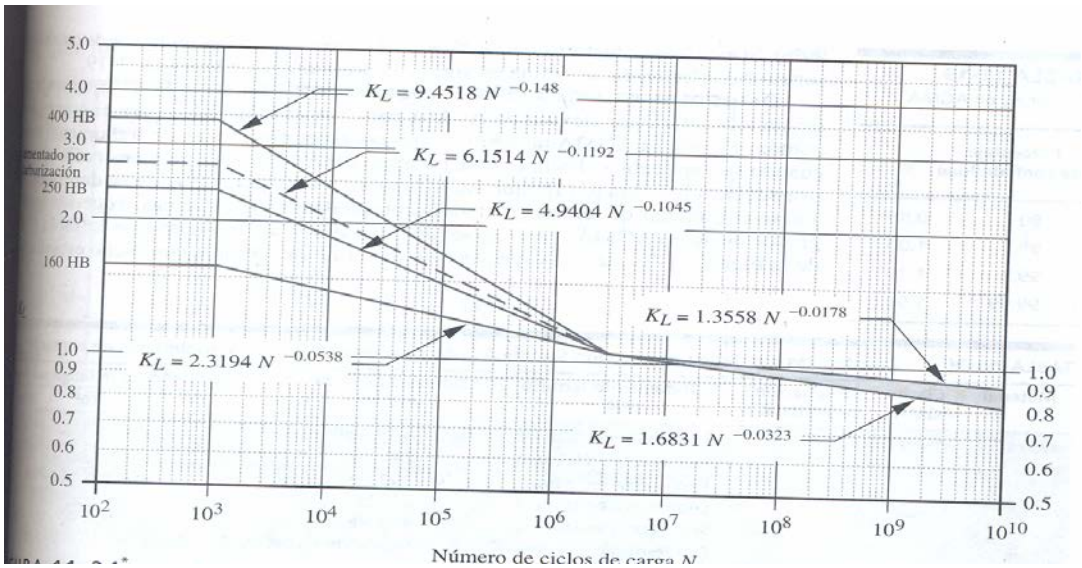


Figura 2.19.- Factor de vida de resistencia a flexión K_l
Fuente: Norton, Robert (1999)

Factor de temperatura (K_T)

Si la temperatura del lubricante es menor a 250 ºF el valor de K_T es igual a 1, ahora bien si es mayor a 250 ºF se usa la ecuación 2-100, esto es para aceros.

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \qquad (2\text{-}101)$$

Donde:

$K_T =$ Factor de temperatura

$T_F =$ Temperatura del engranaje

Factor de confiabilidad (K_R)

El valor de K_R se obtiene de la tabla 2.7 dependiendo del porcentaje de confiabilidad con que se quiera trabajar.

Tabla 2.8 Factor K_R

Porcentaje de Confiabilidad	**K_R**
90	0,85
99	1,00
99,9	1,25
99,99	1,50

Fuente: Norton, Robert (1999)

Luego por ultimo se usa la ecuación 2-102 para calcular el factor de seguridad del engranaje y verificar si este no fallara

$$N = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} \tag{2-102}$$

CAPÍTULO III
MARCO METODOLÓGICO

III.1 Nivel de la investigación.

La investigación que se presenta ofrecerá el estudio detallado de una problemática existente en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo, la cual será objeto de análisis de hechos reales, donde se sugerirá el estudio detallado del comportamiento de las Turbinas Hidráulicas Tangenciales de Flujo Axial.

Según el Manual de Trabajos de Grado y Maestrías y Tesis Doctorales de la U.P.E.L. (2001), La propuesta o proyecto factible es el modelo de investigación que reúne las características que identifican esta investigación, pues la misma centra su trayectoria en la elaboración de una propuesta que ofrezca una solución posible a un problema de tipo práctico, para satisfacer necesidades de una institución o grupo social. Señala además, la importancia de que el estudio tenga apoyo de trabajos anteriores.

III.2 Diseño de la investigación.

La metodología se basará en una serie de etapas principales, las cuales estarán relacionadas de manera sucesiva. En la primera etapa se debe buscar información respecto al funcionamiento, las características importantes en el diseño, y los parámetros de construcción, entre otros aspectos con la cual realizar el diseño más acorde para lograr los objetivos antes planteados; finalizada dicha etapa, se

procederá a la caracterización, realización de mantenimiento, determinación de materiales de construcción del rodete y la medición de las partes principales del mismo.

A continuación se procederá a ensayar una turbina tangencial de flujo axial y de disposición vertical de marca ARMFIELD, la cual está disponible actualmente en el Laboratorio de Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo. Por medio de las relaciones de similitud se llevan los valores de potencia útil y potencia de freno a un diámetro similar al del rodete para el que se está realizando el diseño. Estos datos serán referencia para el diseño que se está planteando, siendo de características similares más no iguales, por ejemplo, el rodete supuesto y el rodete que se posee actualmente difieren en el número de álabes el primero con 45 y el segundo con 70 álabes, y los ángulos de entrada y salida son de 40º y 45º respectivamente, esto quiere decir que aun siendo similares en diámetro, y velocidad de giro no son iguales. Luego, una vez obtenidos los valores de disponibilidad y caudal se procederá a realizar el diseño hidráulico, y para suplir el salto hidráulico se realizará la selección del arreglo de bombeo. Luego de esto se debe calcular la frecuencia de resonancia característica del rodete disponible para limitar la operación de la turbina fuera de esa velocidad. Seguidamente se procederá a la elaboración del diseño mecánico de la turbina, identificando y estudiando el sistema de bombeo, los inyectores y el sistema de desfogue y recirculación de agua, incluyendo listado de piezas requeridas, planos entre otros. Y por último se realizará el diseño del sistema de seguridad para evitar un posible embalamiento de la turbina u otras eventuales anomalías de operación, además de un estudio de costos. Ya finalizada cada una de las diferentes etapas se procederá a dar las conclusiones y recomendaciones del proyecto.

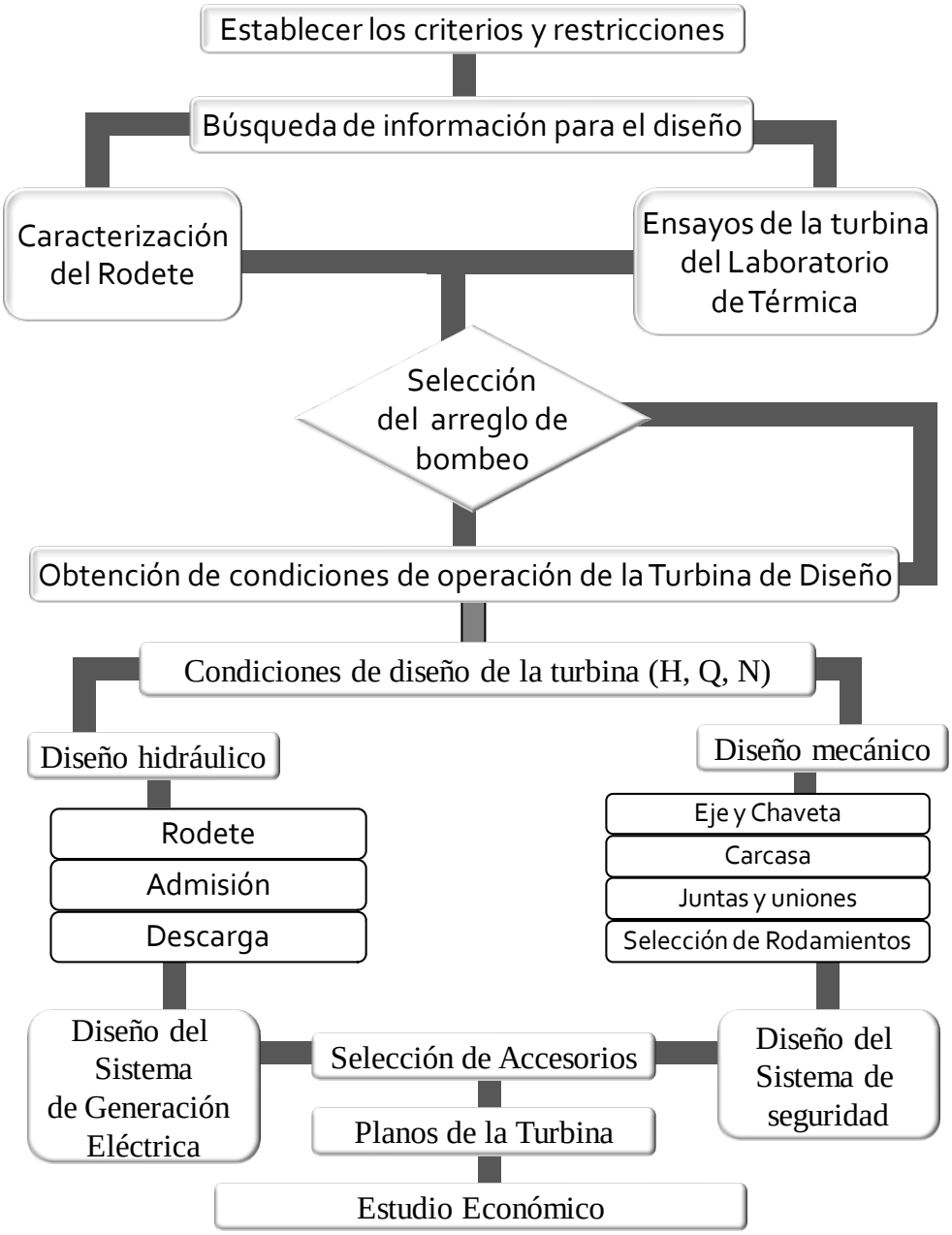


Figura 3.1 Diagrama de Proceso para el Diseño de la Turbina Hidráulica

III.3.- Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

La técnica a emplear para la recolección de información y datos se basa en

una primera parte en el análisis documental relacionado con las bombas centrífugas tales como: tesis, normas, textos, trabajos de ascenso, y publicaciones en Internet, entre otros. Los instrumentos para esta recolección se basarán en almacenar todo el material bibliográfico y catálogos de equipos, a través de un computador para evaluarla con el fin de alcanzar los objetivos del proyecto.

III.4.- Técnicas de procesamiento y análisis de datos.

Toda la información disponible será procesada de forma analítica, comparándola y evaluándola con los criterios y restricciones del proyecto para poder plantear de forma precisa la mejor manera de alcanzar los objetivos.

CAPÍTULO IV
DISEÑO DE LA TURBINA

IV.1.1 Caracterización Geométrica del Rodete

Teniendo disponible el rodete físicamente para el inicio del diseño de la turbina hidráulica se procede a su caracterización. En primer lugar se aplicó un tratamiento químico al rodete en el Laboratorio de Química Orgánica de la Facultad de Ingeniería de la UC, para el decapado del óxido que en un principio presentaba en su superficie. El resultado final de dicho tratamiento se puede observar en la figura 4.1.2, y el proceso completo se puede observar en el anexo #1. Posterior a ello, se tomaron las medidas principales con la utilización de un vernier. Diámetros y espesores fueron obtenidos en esta primera fase de medición. Luego se concluyó con la medición del álabe, medición de su geometría: paso, espesores, ángulos de entrada y salida con un goniómetro, etc.

Con todas las mediciones se realizaron los planos ubicados en el Apéndice C, donde se presentan completamente identificadas las magnitudes de todas sus secciones. Además, también fue realizada la medición de la resistencia mecánica por medio del durómetro, con el soporte de tablas de conversión que relacionan la dureza obtenida en el ensayo realizado con la resistencia del mismo. Finalmente se obtuvo la Resistencia a la Tensión del material. Los valores de resistencia obtenidos se muestran en la tabla 4.1.1 para el material del disco interno del rodete y en la tabla 4.1.2 para el material de los álabes.

- Para el material del disco interno se realizó un ensayo Rockwell A donde se leyó un valor de 53,9 del monitor del durómetro, con el cual se hace referencia en la tabla antes mencionada y se realiza una interpolación para hallar un valor de referencia con la mejor aproximación posible.

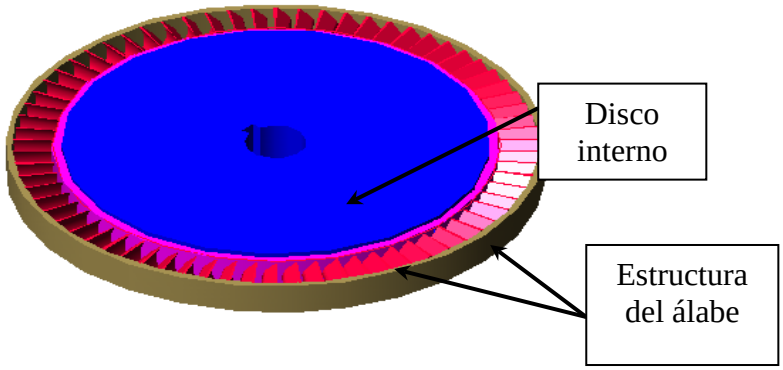


Figura 4.1.1.- Secciones del Rodete de la turbina de impulso axial.

Tabla 4.1.1.- Dureza vs Resistencia (Ensayo en el disco interno).

	Dureza	**Resistencia asociada**
Rockwell A	53,5	83kpsi
	54	85kpsi

Fuente: Hardness Convertion Chart for Hardened steel and steel alloys, soft steel, Gray and Malleable Cast Iron and Most Non Ferreous Metals. LECO ®. Form No. 203-714. ASTM E 140

El valor obtenido fue de 84,6kpsi o 583,296MPa.

- Para el material del álabe se realizó igualmente un ensayo Rockwell A donde se leyó un valor de 51,1 y los valores de referencia en la tabla fueron:

Tabla 4.1.2.- Dureza vs Resistencia (Ensayo en la estructura del álabe).

	Dureza	**Resistencia asociada**
Rockwell A	51	77kpsi
	52	78kpsi

Fuente: Hardness Convertion Chart for Hardened steel and steel alloys, soft steel, Gray and Malleable Cast Iron and Most Non Ferreous Metals. LECO ®. Form No. 203-714. ASTM E 140

El valor resultante de la interpolación fue de 77,1kpsi o 531,586MPa.

IV.1.2 Caracterización hidráulica del Rodete

Un punto vital para el desarrollo del presente Trabajo de Grado consiste en la Caracterización Hidráulica del Rodete. La turbina es de tipo tangencial con flujo en dirección axial, diseñada inicialmente para operar con vapor de agua. Posee 70 álabes, que son simétricos, los ángulos de entrada y salida son exactamente iguales y están descritos por un arco de circunferencia, característica presente en las turbinas de impulso (de acción) de flujo axial. El rodete se puede clasificar como un rodete de De Laval, que es una turbina de impulso de flujo axial (diseñada para trabajar con vapor), está relacionada con muy elevadas velocidades de giro, y es de admisión parcial, por lo cual funciona con inyectores o toberas. Razón que implica directamente el diseño de uno o varios inyectores según sea necesario para la turbina en proyecto. Al ser una turbina originalmente diseñada para el trabajo con vapor, no se posee una bibliografía que sustente con exactitud la adaptación de la misma para trabajo con agua, básicamente al ser una turbina de impulso (donde el principio de funcionamiento no es la generación de potencia por caída de presión dentro del rodete, sino transformación de energía cinética del fluido en par motor para el eje de la turbina) las consideraciones son prácticamente las mismas, el diseño será conducido por los estudios previos en turbinas de De Laval y en turbinas Pelton, una combinación de conocimientos sobre ambas puede llevar dar respuesta a los objetivos planteados en la investigación. También el diseño se sustenta en los antecedentes presentados al inicio de esta investigación.

Figura 4.1.2.- Imagen del Rodete disponible para el diseño de la Turbina.

IV.2.- DISEÑO HIDRÁULICO

IV.2.1 Ensayo y Cálculos de la Turbina del Laboratorio de Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica marca Armfield.

Para la obtención del salto hidráulico (Δh) necesario para la operación de la turbina se inició con un ensayo de la turbina disponible en el Laboratorio de Térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo, cuyo rodete es de características muy parecidas a las del rodete que se posee en físico (De ahora en adelante este rodete se denominará como Rodete LT por ser para el laboratorio de térmicas). Esto, con la finalidad de disponer de valores de referencia de trabajo. Luego del ensayo se procede a llevar los valores obtenidos, por medio de las relaciones de similitud, a un equivalente del rodete LT. Con estos valores se iniciará la búsqueda del Δh necesario en función de varios aspectos descritos a lo largo del desarrollo del presente Trabajo de Grado.

1. Para la realización del cálculo del Δh necesario para la operación de la turbina se inició con un ensayo de la turbina disponible en el Laboratorio de Térmicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo, cuyo rodete es, al igual que el rodete LT, de tipo tangencial con flujo axial y como fluido de trabajo utiliza agua. Esto, con la finalidad de disponer de valores de referencia de trabajo.

2. Los ángulos de entrada y de salida son 40º, el diámetro de salida del inyector es de 2mm, el diámetro de entrada ¼'' y el ángulo de entrada es de 20º respecto al plano de giro.

3. Inicialmente se enciende el sistema de propulsión de la turbina, el cual es impulsado con una bomba centrífuga. Con la bomba trabajando a toda

capacidad (Todas las válvulas completamente abiertas) se le suministra a la turbina un caudal de fluido con las siguientes características:

$H_{suministrada}$ = 28,67m

Q = 0,000256 m^3/s

Potencia del Fluido = 71,8W

Estos valores fueron leídos del sistema de captura de datos de la turbina Armfield, valores que son acordes con los conocidos de una turbina tangencial de flujo axial que son bajo caudal y alto Δh.

4. Suponiendo que el diámetro del inyector es el diámetro óptimo y que el coeficiente de velocidad del mismo es 0,97

$$V_S = 0{,}8 \times Velocidad\ teórica\ con\ h \quad [m/s] \tag{2-45}$$

5. La velocidad teórica se puede obtener por medio de la ecuación 2-38:

$$V_S = \sqrt{\frac{Cv^2 \times 2 \times g \times h}{1 - Cv^2 \times \left(\frac{Área\ Salida\ del\ Inyector}{Área\ de\ entrada\ al\ inyector} \right)^4}} \qquad [m/s] \tag{2-38}$$

6. Conociendo la velocidad de giro por medio de el sistema de captura de datos de la turbina Armfield y suponiendo que no hay pérdidas en el paso del fluido a través de los álabes:

$$W_1 = W_2$$

$$\text{Y conociendo que } U = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{60} \tag{2-3}$$

$$\text{Y que } U_1 = U_2$$

7. Suponiendo un comportamiento ideal a la salida del rodete:

$$V_2 = V_2 Axial = V_1 Axial$$

8. El triángulo de velocidades a la entrada se plantea en la figura 4.2.1:

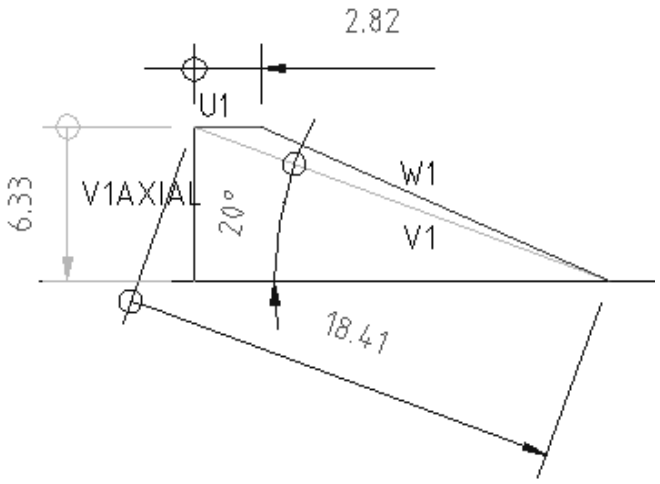


Figura 4.2.1. Triángulo de velocidades a la entrada de la turbina Armfield

9. Con todas la velocidades conocidas tanto a la entrada como a la salida se procede a calcular la altura de máquina generada por la turbina a través de la ecuación 2-10:

$$Hmáquina = \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2 \times g}\right) + \left(\frac{U_1^2 - U_2^2}{2 \times g}\right) + \left(\frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \times g}\right) \quad [\text{m}] \qquad (2\text{-}10)$$

10. Por ser una turbina que opera con admisión parcial se procede a calcular el área efectiva necesaria para su operación.

$$A = \frac{Q}{V_1 Axial} \qquad (2\text{-}4)$$

11. Y para culminar se halla la potencia generada por la turbina por medio de la ecuación:

$$\text{Pr} = \gamma \times Q \times H_{de\ la\ Turbina} \ [\text{kW}] \qquad (2\text{-}13)$$

12. Por medio de las relaciones de similitud se llevan los valores de H, Q y Potencia a un diámetro igual al del rodete que se posee con la finalidad de hallar valores de operación de referencia con los cuales realizar el diseño de la turbina para el laboratorio.

$$Q_N = Q_{Armfield} \times \left(\frac{D_{LT}}{D_{Armfield}} \right) \tag{2-21}$$

$$H_N = H_{Armfield} \times \left(\frac{D_{LT}}{D_{Armfield}} \right)^2 \tag{2-22}$$

$$Pot_N = Pot_{Armjfield} \times \left(\frac{D_{LT}}{D_{Armfield}} \right)^3 \tag{2-23}$$

IV.2.2 Cálculos de la Turbina de referencia.

1. Conocidos los valores de H, Q y Pr se realiza nuevamente el anterior procedimiento al contrario, tanteando valores de velocidad para obtener una potencia parecida a la obtenida con el rodete similar en geometría al rodete ARMFIELD pero similar en diámetro al rodete de la turbina en diseño.

2. Haciendo las mismas suposiciones para el cálculo de la potencia y para hallar los triángulos de velocidad se tiene que:

$$Hmáquina = \left(\frac{V_1^{\,2} - V_2^{\,2}}{2 \times g} \right) [\text{m}] \tag{2-10}$$

3. Y suponiendo el mismo caudal de la turbina referencia:

$$Q = 0{,}00125156 \, \text{m}^3 / s$$

4. Con el ángulo del inyector a 20º del plano de rotación y suponiendo valores de V_1:

$$\text{Con } V_2 = V_2 Axial = V_1 Axial = V_1 \times Sen(20^\text{o})$$

5. La potencia es calculada por medio de la ecuación:

$$\text{Pr} = \gamma \times Q \times H_{de\ la\ Turbina} \ [\text{kW}] \tag{2-13}$$

6. Se obtiene los valores de las siguientes variables (para todos los valores de la tabla revisar la tabla A.1.- del apéndice A) :

V_1 asumido m/s	**V_2** m/s	**H de máquina (m)**	**Potencia (W)**

7. Luego del tanteo se tiene que:

$$V_1 = 90{,}251 \ m/s$$

$$V_2 = 31,\ 5035 \ m/s$$

$$H = 364,\ 5652m$$

$$\text{Potencia} = 4{,}47606kW$$

8. El área efectiva del rodete se calcula con la velocidad axial y el caudal predeterminado

$$Q = V_{AXIAL} \times Área_Efectiva \tag{2-4}$$

$$Área_Efectiva = \frac{Q}{V_{AXIAL}} = \frac{0{,}00125156 \, m^3/s}{31{,}5035 \, m/s} = 39{,}7276 \times 10^{-6} \, m^2 \tag{2-4}$$

9. Continuando con el proceso contrario se lleva la velocidad real, en este caso la necesaria para obtener la potencia fijada en el anterior paso, a la velocidad teórica:

$$V_{teórica} = \frac{V_{real}}{0{,}8} \quad [m/s] \tag{2-46}$$

10. Suponiendo que el área efectiva es igual que el área de salida de los inyectores:

$$V_S = \sqrt{\frac{Cv^2 \times 2 \times g \times h}{1 - Cv^2 \times \left(\frac{Área_Salida\ del\ Inyector}{Área\ de\ entrada\ al\ inyector} \right)^4}} \quad [\,m/s\,] \qquad (2\text{-}38)$$

$$H = \frac{V_s^2 \times \left(1 - Cv^2 \times \left(\frac{Área\ salida\ Inyector}{Área_Tubería_de_Descarga} \right)^4 \right)}{Cv^2 \times 2 \times g} \qquad (2\text{-}39)$$

H = 441,2262m ⟶ Altura necesaria en la fuente.

Las condiciones de la fuente deben estar aproximadamente en el orden de:

$$H = 441{,}2262\text{m}$$

$$Q = 0{,}00125156\ \text{m}^3/s$$

N = 3550RPM (suponiendo la utilización de un generador sincrónico de dos polos)

Cabe destacar que el valor tan elevado de presión obtenido de la relación de similitud no es más que una característica propia de trabajo de las turbinas de De Laval, presiones muy elevadas con caudal bajo o medio. De hecho bajo estas condiciones presentan sus mayores valores de eficiencia, lógicamente. Al ser su diseño original orientado en un fluido de trabajo como el vapor de agua no es difícil presumir que tales valores de presión puedan ser alcanzados debido a las elevadas temperaturas a las que se calienta el mismo y a los saltos entálpicos obtenidos.

Con estos datos se puede hallar el Ns de la bomba o del sistema de bombeo requerido para llegar al punto de operación de la turbina.

$$Ns = \frac{N \times \sqrt{P_r}}{H^{\frac{5}{4}}} = \frac{3550 \times (6{,}08575)^{1/2}}{(441{,}2262\text{m})^{5/4}} = 4{,}33 \qquad (2\text{-}1)$$

Para ese número específico de revoluciones el equipo necesario para levantar ese caudal y disponibilidad se requiere de una bomba de desplazamiento positivo. Pero ese tipo de bombas es muy costoso, y además siendo el sistema a diseñar de fines

didácticos no se requiere de tanta capacidad, precisamente, no se requiere la maximización de la potencia obtenida por la turbina. Por esta razón se decidió utilizar una bomba centrífuga que se encuentra en el Laboratorio de Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica. Eliminando el costo que supondría comprar una de desplazamiento positivo y conscientes de que el rendimiento será bajo.

IV.2.3 Diseño del sistema de propulsión de la turbina.

Debido a los cálculos previos se tienen valores de referencia para trabajar con el rodete que se posee en físico. Para este sistema se dispone de una bomba "KSB Etanorm 32-200 Etabloc" con un rodete de 209mm de diámetro y con una velocidad de giro de 3500RPM (figura 4.2.2). Se desea que la bomba trabaje en su punto nominal para una mejor operación y extender la vida útil de la misma. El punto de Trabajo nominal leído de su curva de ensayo es de 77,5m de disponibilidad y $34{,}5\, m^3/h$.

Figura 4.2.2. Curva de disponibilidad vs Caudal de la Bomba Etabloc 32 - 200
Fuente: www.ksb.com

Para regular la descarga de la bomba, se utiliza una válvula con la cual se regula el caudal (aumentando el Δh de la válvula), y considerando además las pérdidas por fricción en las tuberías y accesorios, se puede llevar a la bomba a su punto nominal de trabajo. En la figura 4.2.3 se muestra como está dispuesto el sistema de bombeo que va a proporcionar el Δh al rodete LT.

Posteriormente se generan las curvas de pérdida del sistema de propulsión de la turbina para poder conocer el comportamiento del mismo conectado a la bomba disponible.

Es de esperarse que los valores de eficiencia de la turbina sean bajos debido a que el salto que puede proporcionar la bomba centrífuga son mucho menores que los valores referenciales anteriormente obtenidos, y sumado a las pérdidas hidráulicas del sistema de propulsión el salto aprovechable será aun menor. Es por esta razón que el diseño de este sistema de propulsión de estar orientado hacia minimizar las pérdidas hidráulicas en tuberías y accesorios con la finalidad de darle un mayor aprovechamiento al suministro de la bomba centrífuga que se dispone para la posterior construcción de la turbina. Este mayor aprovechamiento se concreta cuando la mayor caída de presión del sistema de propulsión se da en los inyectores transformando esa energía de presión en energía cinética del fluido de trabajo.

A pesar de la baja eficiencia esperada se procede a realizar la mejor adaptación posible con los componentes disponibles ya que el diseño está enfocado en un equipo para fines didácticos.

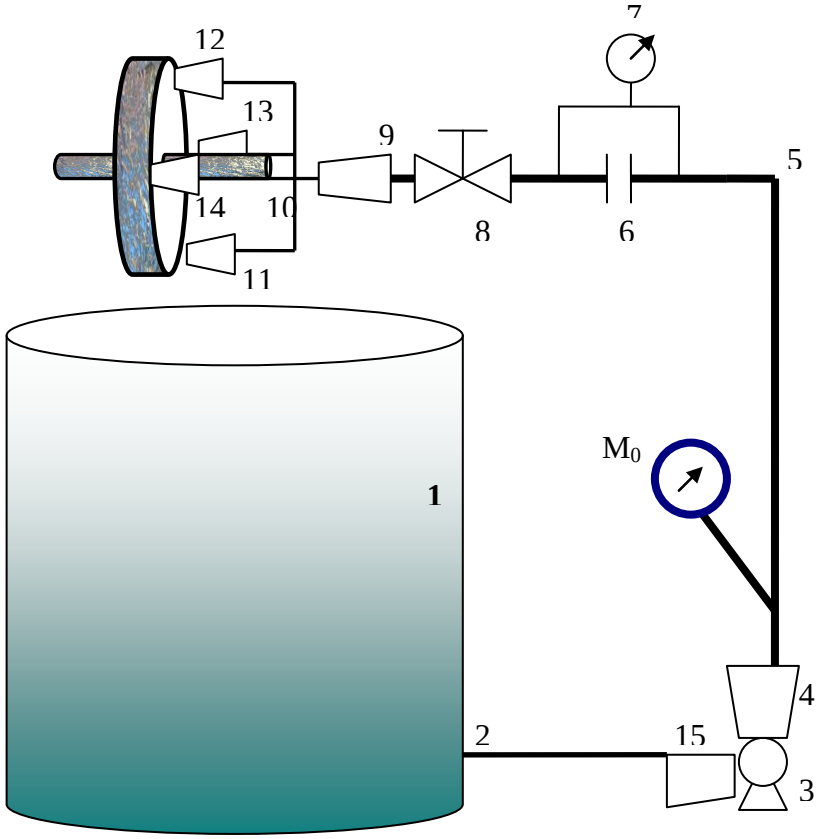


Figura 4.2.3. Esquema de la turbina para el Laboratorio de Térmica

Tabla 4.2.1 Enumeración de los componentes de la turbina para el Laboratorio de Térmica

Número de Pieza	Descripción
1	Tanque de Suministro de agua para la bomba
2	Desagüe del tanque
3	Bomba Centrífuga
4	Ampliación Concéntrica de Tubería
5	Codo 90º
6	Placa Orificio
7	Manómetro Diferencial
8	Válvula de Regulación
9	Reducción Concéntrica de Tubería
10	Distribuidor
11	Inyector
12	Inyector
13	Inyector
14	Inyector
15	Reducción Excéntrica de Tubería

Entre el distribuidor y 11, 12, 13 y 14 hay dos tramos de tubería unidos por un codo de 90º de 2'' de diámetro.

Del manual del instituto de hidráulica se obtuvieron los valores de pérdidas utilizando tuberías nuevas de especificación ASTM – A – 53 SCH 40N, y con longitudes aproximada especificadas en la tabla 4.2.2.

Tabla 4.2.2 Descripción de tuberías y componentes de la turbina para el Laboratorio de Térmica

Tramo/Accesorio	Diámetro	Longitud
Tramo 2 – 15	3''	108,7cm
Reducción Excéntrica de Tubería	3'' ⟶ 2''	
Ampliación Concéntrica de Tubería	11/4'' ⟶ 3''	
Tramo 4 – 5	3''	104,5cm
Codo 90º	3''	
Tramo 5 – 6	3''	17cm
Placa Orificio		
Tramo 6 – 8	3''	20cm
Válvula de Regulación	3''	
Tramo 8 – 9	3''	20cm
Reducción Concéntrica de Tubería	3'' ⟶ 2''	
Distribuidor	2''	
Tramo 10 – válvula del inyector 11	2''	1,1cm
Válvula del inyector 11	2''	
Tramo válvula del inyector 11 – codo 10-11	2''	1,1cm
Codo del Inyector 11	2''	
Tramo Codo 10-11 – ángulo del inyector 11	2''	10,3cm
Ángulo del Inyector 11	2''	
Inyector 11	2'' ⟶ Sección Rectangular	
Tramo 10 – válvula del inyector 12	2'' $17{,}7mm \times 11{,}1mm$	1,1cm
Válvula del inyector 12	2''	

Tramo válvula del inyector 12 – codo 10-12	2''	1,1cm
Codo del Inyector 11	2''	
Tramo Codo 10-12 – ángulo del inyector 12	2''	10,3cm
Ángulo del Inyector 12	2''	
Inyector 12	2'' ⟶ Sección Rectangular $17{,}7mm \times 11{,}1mm$	
Tramo 10 – válvula del inyector 13	2''	1,1cm
Válvula del inyector 13	2''	
Tramo válvula del inyector 13 – codo 10-13	2''	1,1cm
Codo del Inyector 13	2''	
Tramo Codo 10-13 – ángulo del inyector 13	2''	10,3cm
Ángulo del Inyector 13	2''	
Inyector 13	2'' ⟶ Sección Rectangular $17{,}7mm \times 11{,}1mm$	
Tramo 10 – válvula del inyector 14	2''	1,1cm
Válvula del inyector 14	2''	
Tramo válvula del inyector 14 – codo 10-14	2''	1,1cm
Codo del Inyector 11	2''	
Tramo Codo 10-14 – ángulo del inyector 14	2''	10,3cm
Ángulo del Inyector 14	2''	
Inyector 14	2'' ⟶ Sección Rectangular $17{,}7mm \times 11{,}1mm$	

Las válvulas son del tipo PN10. Los inyectores serán colocados a 20 grados del plano de rotación basados en los antecedentes investigados para este trabajo de grado. Más adelante en la sección IV.2.7 se construye el gráfico del sistema bomba/turbina con todos estos datos, y además en la sección de anexos se puede apreciar el plano de tuberías con la dimensiones presentadas en la tabla 4.2.2.

IV.2.4 Diseño de los inyectores

Se plantea el diseño de una tobera lineal con la finalidad de garantizar que la entrada del agua sea uniforme por toda la superficie del álabe y además minimizando en la medida de lo posible la cantidad de agua que se pierde por no entrar al rodete. Siendo la entrada de agua uniforme, se asegura la validez de la utilización de las ecuaciones de Euler para el cálculo de la altura de máquina y el posterior cálculo de la potencia.

Como datos principales se tiene que el diámetro de entrada al inyector es un cuadrado de lado de 35,92*mm*, que sería el cuadrado más grande que se puede inscribir en un círculo de 2'' correspondiente a la tubería del distribuidor. Y el área de de salida viene dada por las dimensiones que presenta el área rectangular del chorro inclinado de entrada al álabe $(17{,}7 \times 3{,}8)mm$

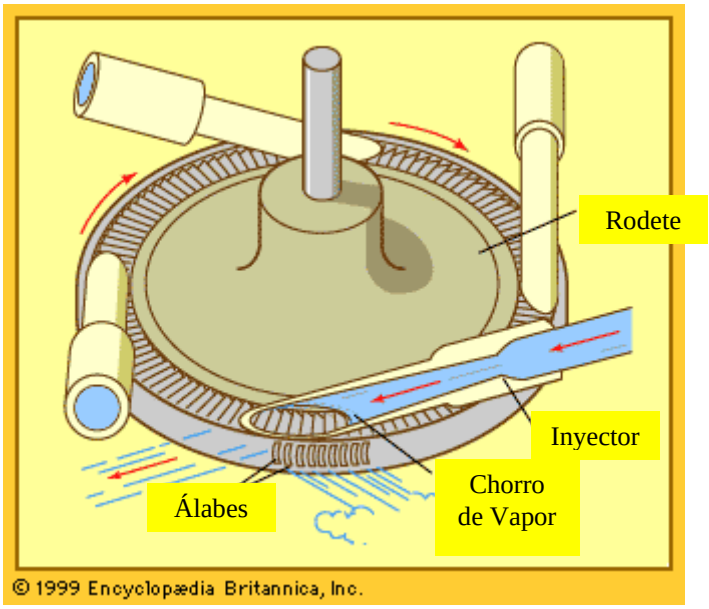


Figura 4.2.4.- Disposición de los inyectores en la una Turbina de De Laval
Fuente: Enciclopedia Británica ONLINE, 1999.

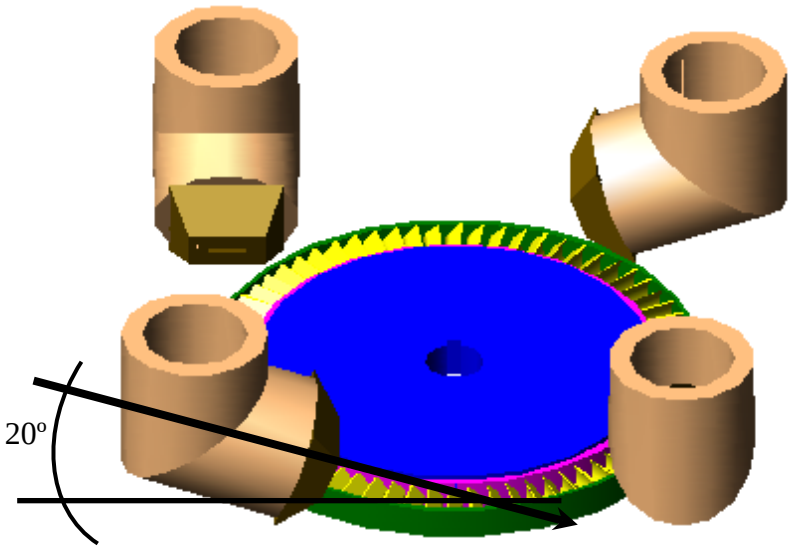


Figura 4.2.5.- Disposición de los inyectores en la Turbina Diseñada

IV.2.5 Pérdidas en la contracción del inyector

1. Para el cálculo de las pérdidas en los inyectores se decidió utilizar el método existente en el manual del instituto de hidráulica para el cual se hace uso de las ecuaciones 2-29 y 2-30:

$$h = k \times \left[\left(D_2 / D_1 \right)^2 - 1 \right]^2 \times \frac{v_2^{\,2}}{2 \times g} \quad [\text{m}] \qquad (2\text{-}29)$$

$$k = 3{,}5 \times \left(Tan\left(\theta / 2 \right) \right)^{1{,}22} \qquad (2\text{-}30)$$

2. El ángulo se obtuvo por tanteo, de tal forma que dentro del inyector se dé la caída de presión necesaria para llevar la curva de pérdidas del sistema a cruzar con la curva de disponibilidad versus caudal en un punto razonable, y luego regularlo con la válvula para llevarlo al punto nominal de la bomba.

3. Para la relación $\left[\left(D_2 / D_1 \right) \right]$ se trabaja con el concepto de radios hidráulicos por ser secciones cuadrada a la entrada y rectangular a la salida del inyector.

$$R_h = \frac{\text{área transversal}}{\text{perímetro mojado de la sección transversal}} \quad (2\text{-}24)$$

$$R_h = \frac{\pi \times D^2}{4 \times \pi \times D} = \frac{D}{4} \quad (2\text{-}25)$$

$$D = 4 \times R_h \quad (2\text{-}26)$$

El radio hidráulico de una tubería circular es igual a la mitad del radio de la tubería.

El radio hidráulico de una sección cuadrada es:

$$R_h = a/4 \quad (2\text{-}27)$$

El radio hidráulico de una sección rectangular es:

$$R_h = \frac{a \times b}{2 \times (a + b)} \quad (2\text{-}28)$$

Donde a, b – lados.

$$h = 3{,}5 \times \left(Tan\left(\theta/2\right)\right)^{1,22} \times \left[\left(D\ entrada / D\ salida\right)^2 - 1\right]^2 \times \frac{v_2^{\,2}}{2 \times g} \quad (2\text{-}29)$$

Finalmente con la ecuación 2-29 es posible obtener la caída de presión en el inyector en función de la velocidad en la sección de mayor área, específicamente el área a la entrada del mismo, conocidos los diámetros y el ángulo de convergencia del inyector.

IV.2.6 Comprobación mecánica de los inyectores

Para realizar el cálculo de la resistencia a la presión de los inyectores, se utilizó la teoría de recipientes cilíndricos de pared gruesa bajo presión. Tomando en cuenta que a mayor radio es mayor el esfuerzo al que esta sometido, se utiliza el radio

hidráulico del extremo cuadrado del inyector es decir: 3,128mm y un espesor de pared de 10mm.

$$\sigma = \frac{pi \times ri^2}{ro^2 - ri^2} \times \left(1 - \frac{r_0^2}{r^2}\right) \text{ [Pa]} \qquad (2\text{-}31)$$

$$= \frac{627{,}84 \times \left(0{,}003128^2\right)}{0{,}013128^2 - 0{,}003128^2} \times \left(1 - \frac{0{,}013128^2}{0{,}008128^2}\right) = 136{,}371498633\text{kPa} \qquad (2\text{-}31)$$

De este valor se deduce que al ser un valor de esfuerzo tan bajo se puede utilizar con seguridad como material de fabricación aluminio cuya límite elástico a la tensión es de 165MPa para fundición en arena. Procedimiento que se puede llevar a cabo en las instalaciones de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo para la fabricación de estas piezas.

IV.2.7 Cálculo del Salto Hidráulico

Como se mencionó previamente en el diseño del sistema de propulsión debe predominar la tendencia a la minimización de las pérdidas por fricción en las tuberías. En primera instancia se calcularon las pérdidas con una tubería de 4'' en los tramos 2 – 15, 4 – 5, 5 – 6, 8 – 9, 6 – 8 (ver figura 4.2.3), con la finalidad de trabajar con pequeñas pérdidas en el sistema y para que la mayor caída de presión fuese precisamente en el inyector. Además para el rango de caudales supuesto se tienen buenas velocidades de fluido. Se fijó el diámetro de la tubería principal a 3'' a razón de que la pérdida debida a una ampliación y reducción de diámetro desde 1 ¼'' (diámetro de descarga de la bomba) hasta 4'' era mucho mas elevada que la ocasionada por una ampliación de 1 ¼'' hasta 3'' lo cual se puede notar en las curvas de pérdidas debidas al sistema (Revisar Figura 4.2.7). La tubería del distribuidor se fijó en un diámetro de 2''. Inicialmente se tomaron dos puntos principales de la operación del sistema, el primero con todas las válvulas completamente abiertas, y el segundo ubicando el punto de trabajo de la bomba lo mas cercano al nominal posible.

Para la construcción de las curvas se plantea la ecuación de disponibilidad del sistema, para poder representarlas en forma gráfica, incluyendo los valores de altura de máquina en función del caudal y notando la caída de presión debida al inyector (buscando que sea la máxima posible) y las pérdidas ocasionadas por el resto del sistema.

$$h_{inyectores} = H_1 + H_{máquina} - h_{tuberias\ y\ accesorios}$$

Los valores de pérdida correspondientes a tuberías y accesorios fueron determinados por medio del uso del manual del Instituto de hidráulica, para las tuberías con las longitudes conocidas y para los accesorios buscando las constantes respectivas. La gráfica correspondiente con la pérdida de carga se muestra en la figura 4.2.6 donde se enseñan los puntos de estudio del presente trabajo.

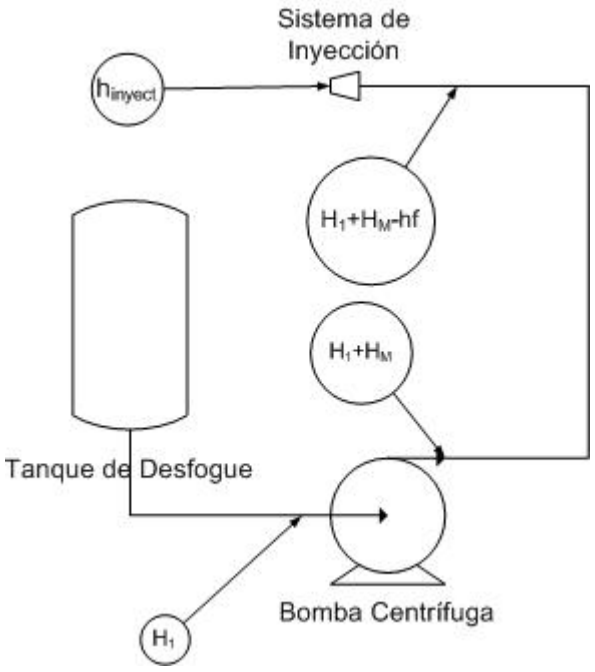


Figura 4.2.6.- Esquema de pérdidas del sistema hidráulico

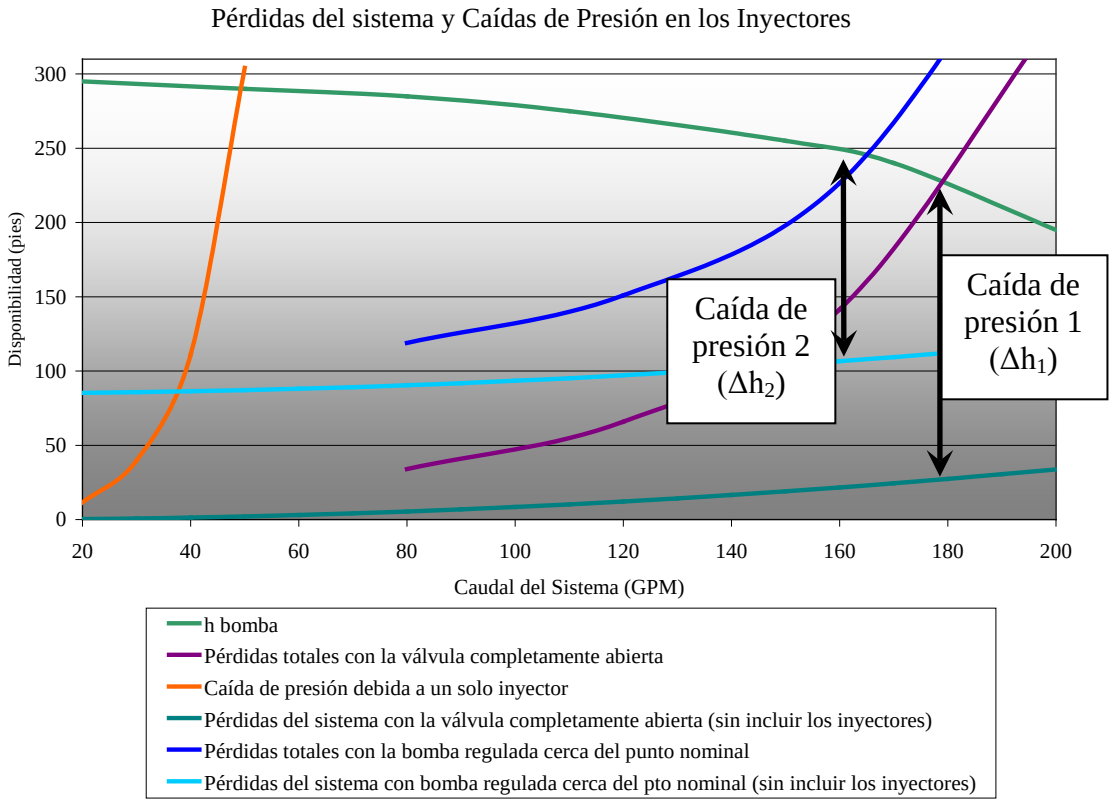


Figura 4.2.7.- Curvas de pérdidas del sistema y caídas de presión en los inyectores

La "caída de presión 2" es la caída de presión ocasionada por el inyector cuando se realiza un cierre parcial en la válvula hasta llevar al sistema al punto nominal del sistema, y la "caída de presión 1" es la caída de presión ocasionada por el inyector cuando la válvula de control del sistema de la turbina se encuentra completamente abierta. Los Δh respectivamente son:

(Δh_1): 64,008m columna de agua. A un caudal de 1.09E-02 m^3/s

(Δh_2): 44,196m columna de agua. A un caudal de 9.48E-03 m^3/s

IV.2.8 Diseño del tanque de descarga

El diseño del tanque de descarga se hace en función de la seguridad del sistema de impulso de la turbina. Aún cuando el líquido del sistema se mantiene en recirculación constante durante su operación, se debe garantizar un tiempo de operación mínimo sin recirculación, para que en el caso de una fuga importante o alguna ruptura de tubería dé tiempo de cerrar las válvulas y apagar la bomba sin que ésta sufra daños por operar en vacío.

Para el diseño del tanque de descarga se fija un tiempo de operación de un minuto sin recirculación de agua. Este volumen viene determinado por el caudal máximo con que opera la bomba y el tiempo seleccionado. Para ese tiempo de operación se requiere un volumen de agua de $0{,}654m^3$. Sin embargo para el diseño se utiliza un tanque cilíndrico de diámetro 1,2m y altura 1m de la cual se llenará hasta 0,8m. Se obtiene un volumen de $0{,}9m^3$ y un tiempo de operación sin recirculación de 83 segundos, 23 segundos más que los iniciales 60.

También se tienen como datos clave las longitudes de tubería y sus diámetros:

- 1,615m de tubería de tres pulgadas lo que representa un volumen de $0{,}123m^3$ (tramos 2 – 15, 4 – 5, 5 – 6, 8 – 9, 6 – 8 (ver figura 4.2.3 y tramos de tubería de diámetro 3'' en tabla 4.2.2)).

- 1,272m de tubería de dos pulgadas lo que representa un volumen de $0{,}065m^3$ (ver figura 4.2.3 y tramos de tubería de diámetro 2'' en tabla 4.2.2).

El volumen total contenido por las tuberías es de $0{,}188m^3$, sin embargo en un instante de tiempo en el que el sistema se encuentre operando también hay fluido dentro de los accesorios y dentro de la bomba centrífuga, atravesando el rodete y circulando por el canal de desagüe de la turbina, pero teniendo un volumen de

0,9047786m^3 se tiene aproximadamente 5 veces el volumen requerido para ocupar todas las tuberías, con lo cual también estarían llenos de agua los accesorios y demás.

IV.2.9 Verificación de la Cavitación clásica en la operación de la bomba

Aún cuando se tiene que el tanque desfogue se encuentra por encima de la cota de succión de la bomba (aprox. 1m.c.a) en el diseño presentado (ver figura 4.2.8), los valores de $NPSH_R$ correspondientes a caudales poco mayores a 3 litros por segundo son aproximadamente de 2m.c.a, y para caudales cercanos a los 12 litros por segundo sobrepasan los 5m.c.a de altura neta de succión requerida. Por lo tanto para extender la vida útil de impulsor de la bomba es necesario estudiar el problema de la cavitación clásica en las condiciones de operación del sistema de propulsión de la turbina diseñada.

Como se puede observar en el catálogo proporcionado por el fabricante ubicado en los anexos al presente Trabajo de Grado la tubería de succión de la bomba centrífuga es de 2'', y con los caudales manejados por la misma se tienen velocidades de fluido muy elevadas y pérdidas altas también. Por esta razón se decide colocar la tubería de succión con un diámetro de 3'' seguido de una reducción excéntrica para su conexión a la succión de la bomba, reduciendo así las pérdidas por fricción en dicho tramo.

Para el cálculo de la cavitación clásica se hizo uso de la ecuación 2-47:

$$NPSH_D = \frac{Patm - Pv}{\gamma} \pm Z - hfs \quad [\text{m}] \tag{2-47}$$

Comparando su valor con el $NPSH_R$ de la curva proporcionada por el fabricante de la bomba, si el mismo es mayor no hay problema con la cavitación clásica de lo contrario hay que reajustar el sistema para superar esa condición negativa de operación.

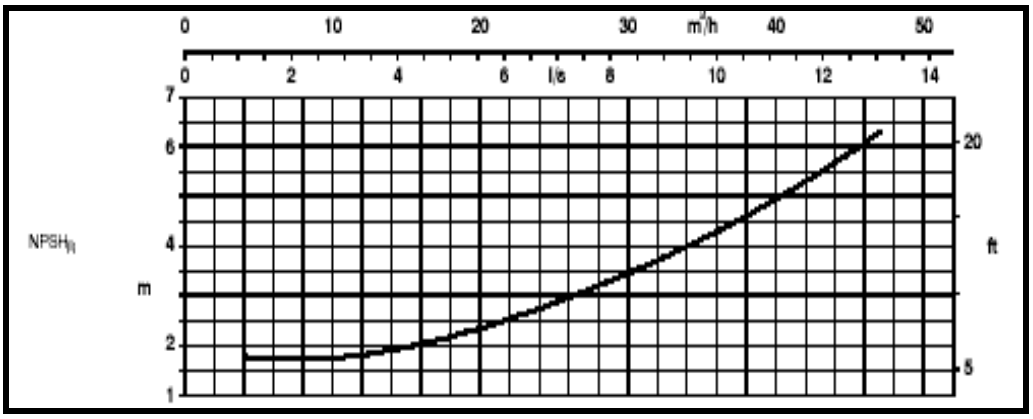


Figura 4.2.8. Curva de $NPSH_R$ vs Caudal
Fuente: www.ksb.com

hfs = hf tubería de succión + hf reducción excéntrica

hfs = $9{,}67\times10^{-2}\,m + 7.726\times10^{-6}\,m = 9{,}6707726\times10^{-2}\,m$

Z = 1mca

Presión de vapor @ 32,2ºC = 6,5445kPa

Presión Atmosférica @ Valencia – 478 msnm = 95,8371kPa

$$NPSH_D = \frac{95{,}8371kPa - 6{,}5445kPa}{9{,}81\,{kN}/{m^3}} + 1m - 9{,}6707726\times10^{-2}\,m = 10{,}005494m$$

$NPSH_D$ = 10,005494m > 6,5m en el caso mas crítico (Caudal Máximo ≈ 13 l/s), por lo tanto se asegura que la bomba no se encuentra en condición de cavitación clásica.

IV.2.10 Cálculos de las Velocidades del Fluido

Ahora bien, definidos ya los valores de trabajo se puede proceder a estimar las velocidades con las que va a operar la turbina LT. Siguiendo con el mismo procedimiento utilizado para calcular las velocidades del fluido en las secciones IV.2.1 y IV.2.2 se procede a trabajar en dos puntos importantes.

El primer valor corresponde con el punto de trabajo donde las válvulas de regulación se encuentran completamente abiertas. Se determina una caída de presión debida al inyector de 64,008m y un caudal de $1{,}09\times10^{-2}\ \mathrm{m^3/s}$. Estos serán el nuevo punto de partida. Los ángulos de entrada y salida son respectivamente 45º

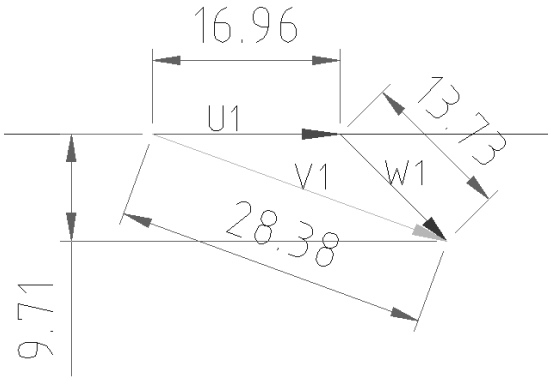


Figura 4.2.9. Triángulo de velocidad a la entrada con Δh_1

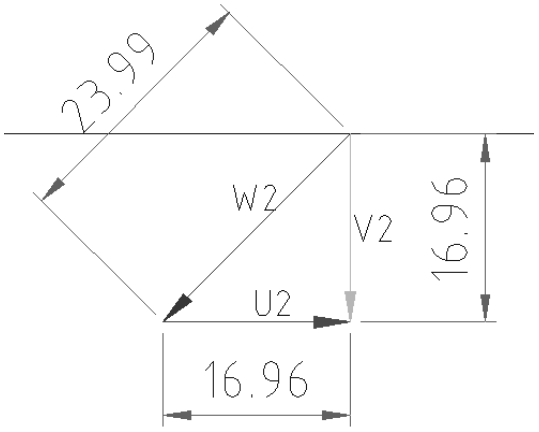


Figura 4.2.10. Triángulo de velocidad a la salida con Δh_1

Se procede a calcular la altura de máquina generada por la turbina y la potencia de la misma.

$$Hmáquina = \left(\frac{28{,}38^2 - 16{,}96^2}{2\times g}\right) + \left(\frac{16{,}96^2 - 16{,}96^2}{2\times g}\right) + \left(\frac{13{,}73^2 - 23{,}99^2}{2\times g}\right) = 6{,}692m \quad (2\text{-}10)$$

$$\mathrm{Pr} = \gamma \times Q \times 6{,}692 = 0{,}716\,[\mathrm{kW}] \quad (2\text{-}13)$$

Para el punto de trabajo donde la bomba se encuentra operando muy cerca del punto nominal se obtuvieron los siguientes valores:

Se obtiene una caída de presión debida al inyector de 44,19m y un caudal de $9{,}48\times10^{-3}\ {}^{m^3}\!/_{s}$ y estos serán el nuevo punto de partida.

Los ángulos de entrada y salida del álabe son respectivamente 45º

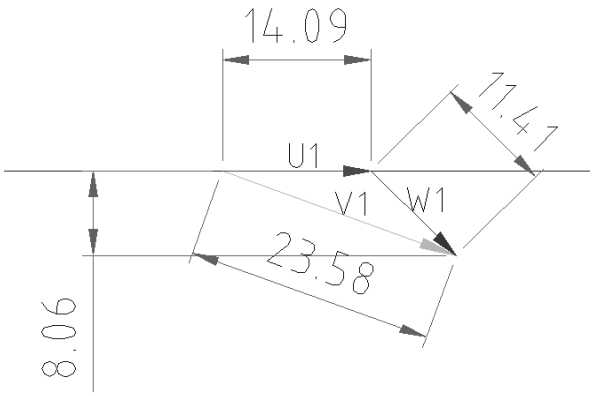


Figura 4.2.11. Triángulo de velocidad a la entrada con Δh_2

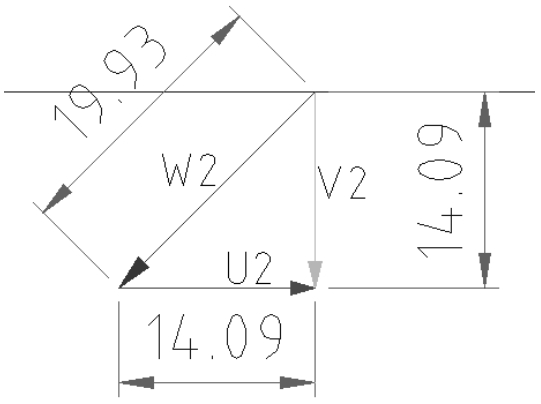


Figura 4.2.12. Triángulo de velocidad a la salida con Δh_2

A través de la ecuación 2-10 se procede a calcular la altura de máquina generada por la turbina y la potencia a través de la ecuación 2-13.

$$Hmáquina = \left(\frac{V_1^{\,2} - V_2^{\,2}}{2 \times g}\right) + \left(\frac{U_1^{\,2} - U_2^{\,2}}{2 \times g}\right) + \left(\frac{W_1^{\,2} - W_2^{\,2}}{2 \times g}\right) \qquad (2\text{-}10)$$

$$Hmáquina = \left(\frac{23{,}58^2 - 14{,}09^2}{2 \times g}\right) + \left(\frac{14{,}09^2 - 14{,}09^2}{2 \times g}\right) + \left(\frac{11{,}41^2 - 19{,}93^2}{2 \times g}\right) = 4{,}634m$$

$$\Pr = \gamma \times Q \times H_{de\ la\ Turbina} \ \text{[kW]} \qquad (2\text{-}13)$$

$$\Pr = 9{,}81 {}^{kN}\!/_{m^3} \times Q\, {}^{m^3}\!/_{s} \times 4{,}634m = 0{,}431kW$$

IV.2.11 Obtención de Curvas de Disponibilidad, Potencia y Eficiencia de la Turbina.

1. Nuevamente haciendo uso de las ecuaciones:

$$Hmáquina = \left(\frac{V_1^{\,2} - V_2^{\,2}}{2 \times g}\right) + \left(\frac{U_1^{\,2} - U_2^{\,2}}{2 \times g}\right) + \left(\frac{W_1^{\,2} - W_2^{\,2}}{2 \times g}\right) \quad \text{[m]} \qquad (2\text{-}10)$$

$$\Pr = \gamma \times Q \times H_{de\ la\ Turbina} \ \text{[kW]} \qquad (2\text{-}13)$$

$$P_S = \gamma \times Q \times H_{del\ fluido} \ \text{[kW]} \qquad (2\text{-}14)$$

Y haciendo variaciones de caudal cerrando las válvulas de los inyectores se obtienen las curvas en dos ensayos teóricos:

2. Un ensayo haciendo uso de los cuatro inyectores variando el caudal de forma igual en cada uno de ellos. Y un ensayo haciendo uso solo de dos boquillas, dos totalmente cerradas, y variando la apertura de las dos restantes en igual magnitud para igualar las caídas de presión en cada una de ellas.

3. El uso de 4 y 2 boquillas en cada ensayo se justifica en la simetría necesaria para la operación de la turbina, y al estar ubicados 90º entre sí en el plano de rotación de la turbina (ver figura 4.2.13) se hace inestable la distribución de carga con números impares de inyectores. Trabajando con 2 y 4 inyectores los momentos flectores ocasionados por el impulso de los chorros de agua sobre el eje del rodete se mantienen en equilibrio. El caso contrario ocurre al usar 1 ó 3 inyectores a la vez, debido a que los momentos flectores

aplicados sobre el eje están fuera de equilibrio, lo cual ocasionaría perturbaciones en el funcionamiento de la turbina como vibraciones indeseadas y falla del eje. Por otro lado trabajar con un solo inyector obliga a que la bomba trabaje en una zona inestable de operación y superaría el caudal de operación del inyector.

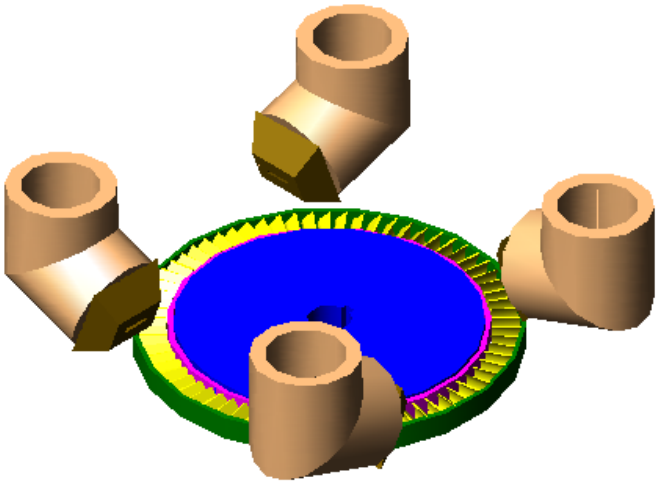


Figura 4.2.13 Representación de la disposición de los inyectores en el plano de rotación del rodete.

La curva de caída de presión ocasionada por un solo inyector se puede observar tanto en la figura 4.2.7 como en las figuras 4.2.14 y 4.2.15

4. Se plantea que las prácticas de laboratorio llevadas a cabo con esta turbina se lleven a cabo única y exclusivamente con 2 y 4 inyectores respectivamente por las razones antes mencionadas, a menos que se modifique su diseño.

5. Para la obtención de la Eficiencia se hizo uso de la siguiente ecuación:

$$\eta_G = {}^{\mathrm{Pr}}\!/_{Ps}\,[\%] \qquad (2\text{-}16)$$

Donde:

η_G = Eficiencia global de la turbina. [%]

Pr = Potencia restituida. [kW]

Ps = Potencia suministrada a la turbina. [kW]

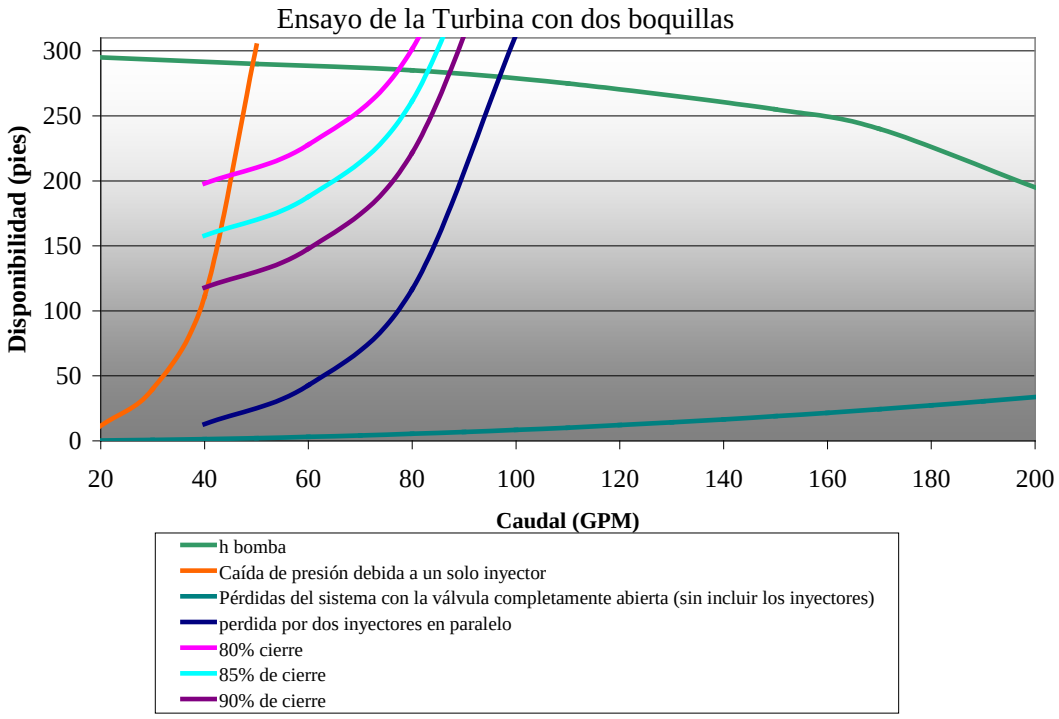


Figura 4.2.14 Gráfico del Sistema Operando con dos Inyectores

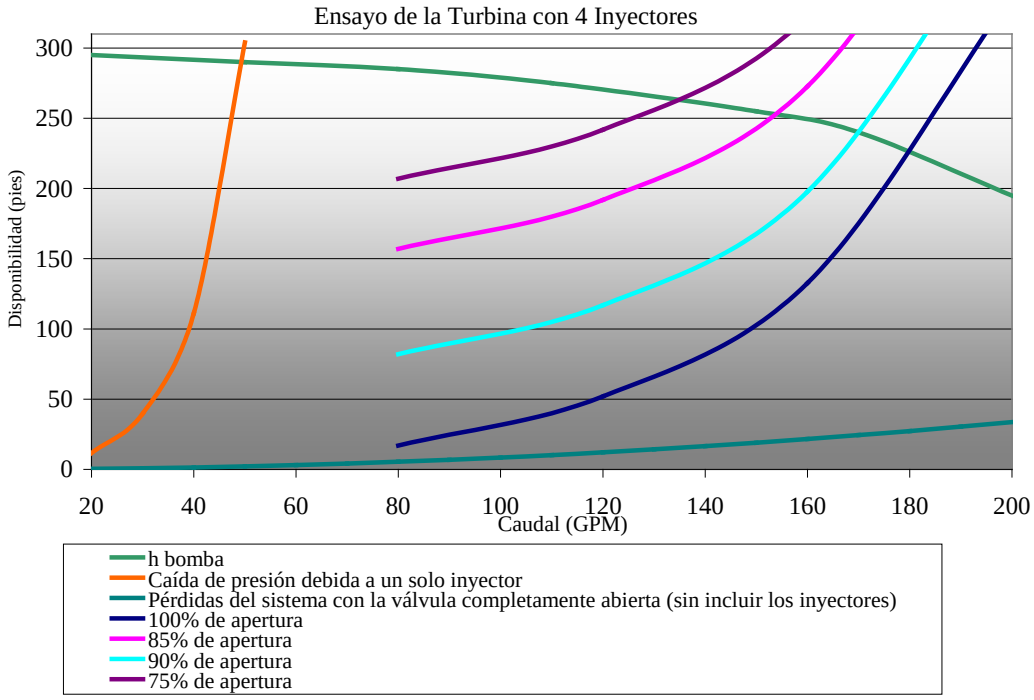


Figura 4.2.15 Gráfico del sistema operando con 4 inyectores
Altura de Máquina de la Turbina vs Caudal

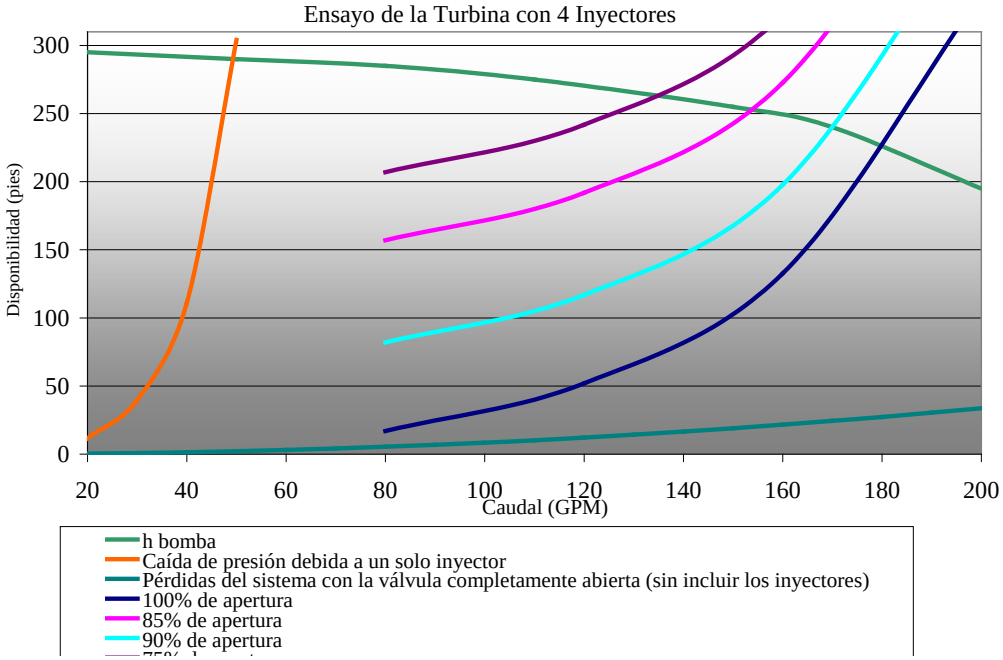


Figura 4.2.16 Gráfico de Altura de Máquina de la Turbina vs Caudal

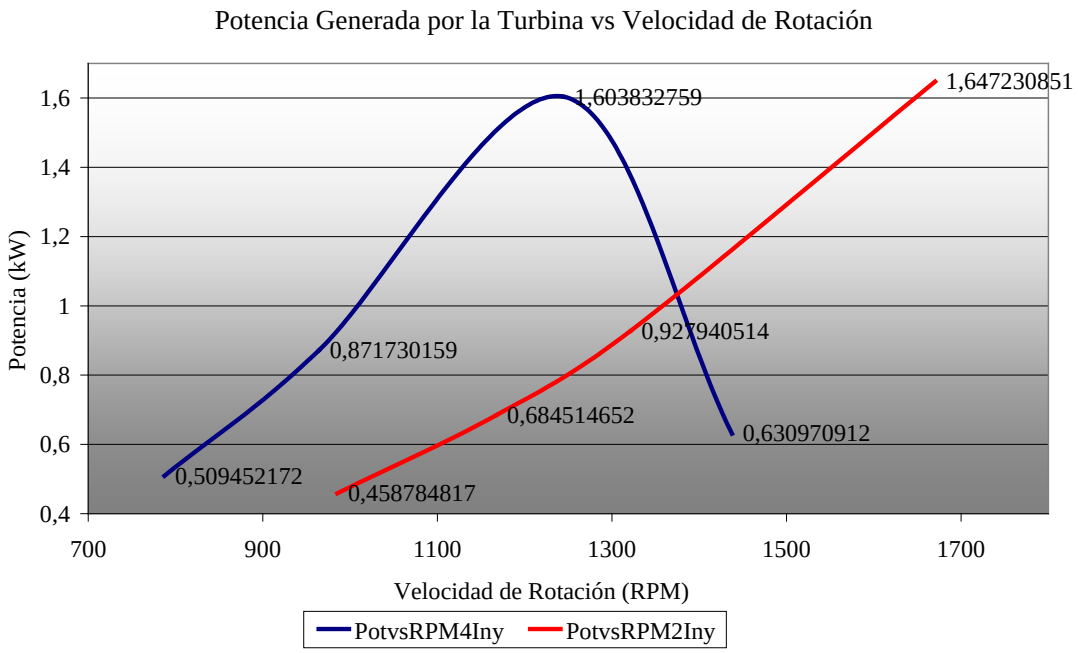


Figura 4.2.17 Gráfico de Potencia Restituida vs Velocidad de Rotación

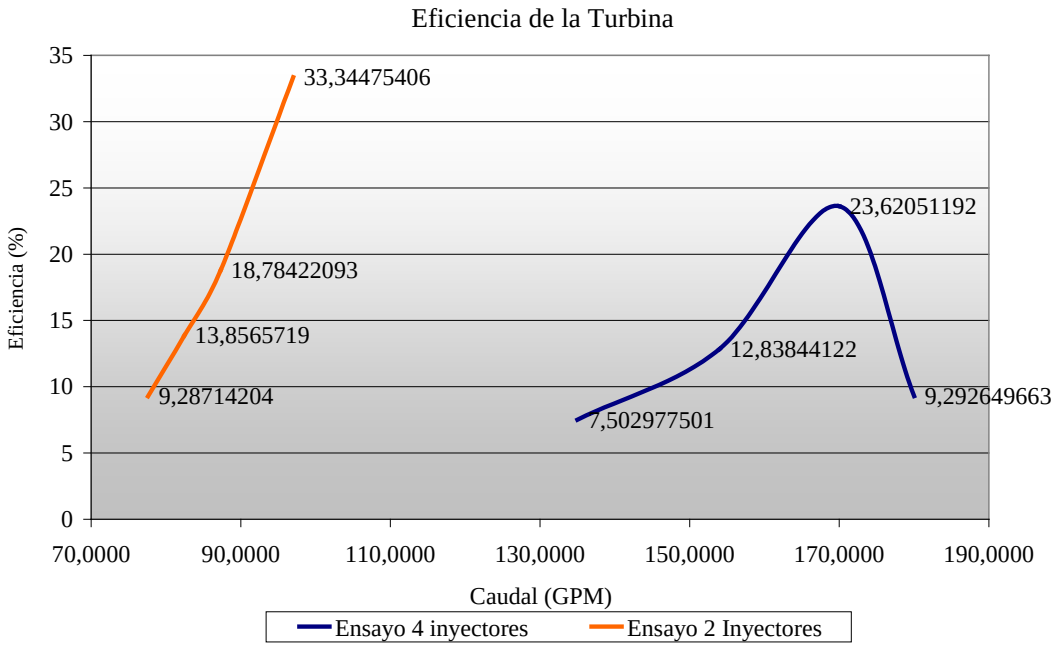


Figura 4.2.18 Gráfico de Eficiencia de la Turbina

IV.3 Selección de dispositivos de medición

- **Medidor de presión en la bomba denotado en la Figura IV.2.3 como Mo:**

Para seleccionar el manómetro se debe saber que la presión máxima de operación es 90 m.c.a según los cálculos realizados en el Apéndice A

Se tiene un manómetro marca de marca KOBOLD modelo MAN RE22 el cuales distribuido por la empresa ekob en la cuidad de Caracas. Este modelo se diseña para los sistemas hidráulicos, y los equipos industriales generales etc.

Los usos típicos incluyen las bombas, compresores y aplicaciones de ingeniería.

La gama de medida va desde 0 a 10 bares.

- **Placa Orifico denotada en la Figura IV.2.3 como el número 6:**

Para seleccionar esta se debe tener en cuenta el caudal máximo de operación que es 39 $\frac{m^3}{h}$ según los cálculos realizados en el Apéndice A

Se escoge una placa orifico marca ORIFLOW la cual es compacta y trae el indicador en Conjunto con el medidor para así poder visualizar el valor del caudal directamente, este dispositivo es costoso pero permite obtener directamente el valor del caudal y se ahorra tiempo ya que no es necesario aplicar los métodos para calcular el caudal que se usan para las placas orificios convencionales.

- **Amperímetro y voltímetro:**

Se debe tener en cuenta que la potencia máxima generada por la turbina va a ser de 1 kW según los cálculos realizados en el Apéndice A, estos dispositivos son para ser conectados al generador y así calcular la potencia eléctrica.

Para esto se selecciona el dispositivo CM 9930eff que es un instrumento versátil con diseño y tecnología de última generación. Se puede destacar su sólida carcasa resistente a las roturas y al fuego, junto con la protección del asidero para evitar tocar el amperímetro o el conductor que se encuentra en su interior, con lo que ofrece un máximo de seguridad al usuario.

- **Tacómetro:**

Se debe tener en cuenta que la velocidad del eje nunca va a pasar de 2118 RPM estos según los cálculos realizados en el Apéndice B estos en la sección de esto diseño por velocidad crítica, esto para tener un rango de trabajo del mismo, para esto se escoge el tacómetro industrial PAX I, ya que este puede emplearse como un instrumento de laboratorio flexible y preciso para medir velocidad y revoluciones o para realizar recuentos.

- **Sensor de proximidad inductivo:**

Se debe tener en cuenta que el sensor debe tener una buena detección a distancia, además de que debe ser compatible con el tacómetro seleccionado para mostrar el valor de las velocidad de giro, para esto se selecciona el sensor 872C de dos hilos que es mas económico que el de 3 hilos sus características técnicas así como el diagrama de conexión se muestran en las figuras B.4, B.5 y la tabla B.12 en el Apéndice B.

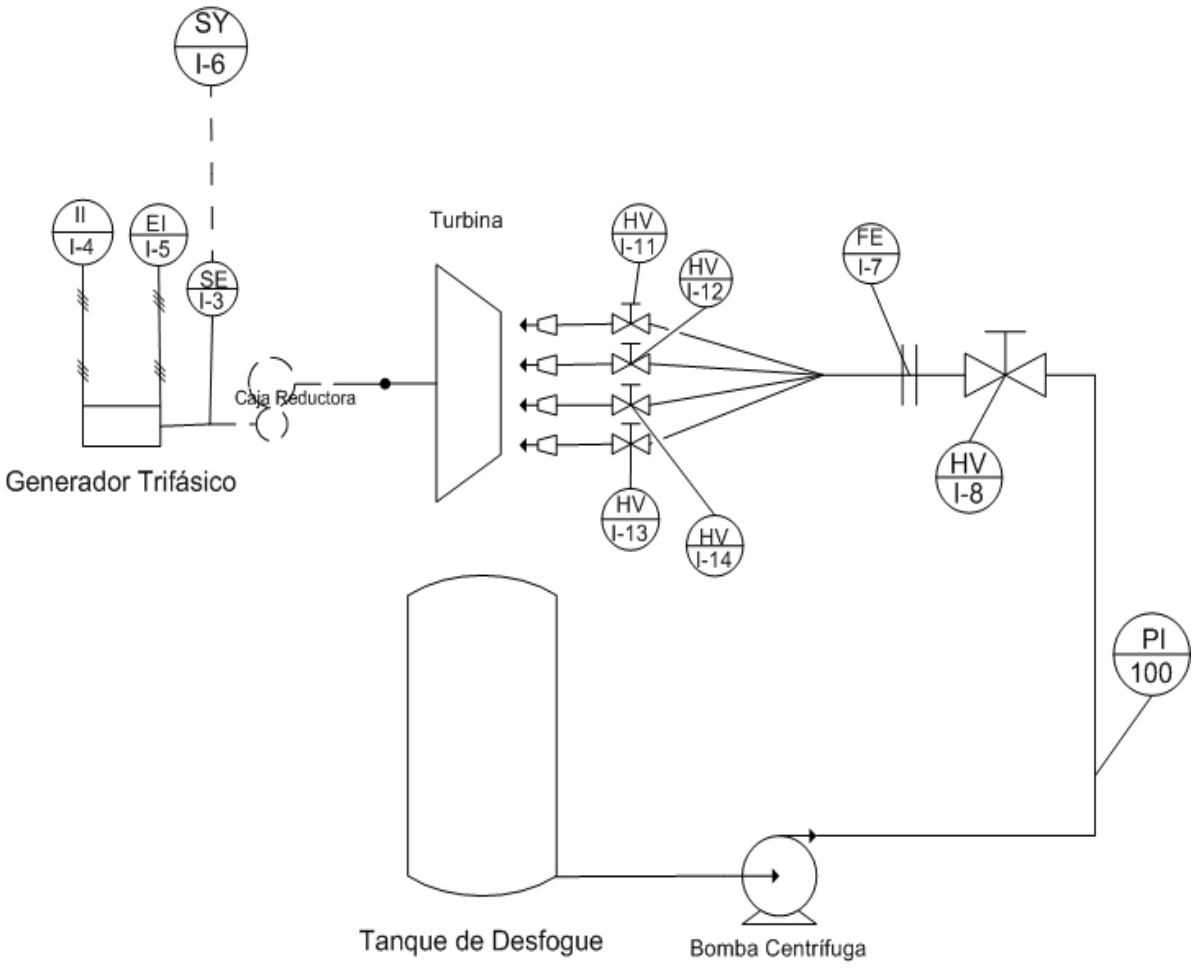


Figura 4.3.1 Diagrama ISA de la Turbina Diseñada

Listado de los Instrumentos por lazo Según las Normas Isa:

Tabla 4.3.1.- Lazo 100

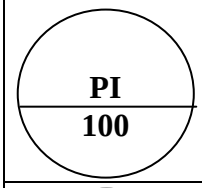
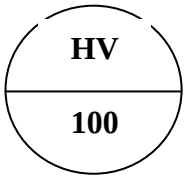
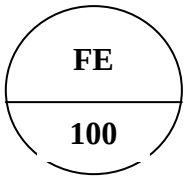
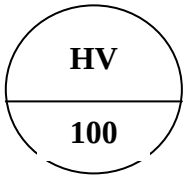
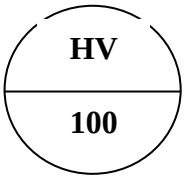
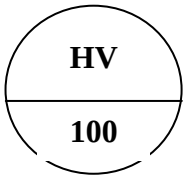
Símbolo	Variable	Función	Señal		Ubicación	
			Entrada	Salida	Física	Lógica
	Presión	Indicar el valor	Del proceso	Visual	Campo	Lazo 100
	Fluido	Controlar el f lujo	Del proceso	Manual	Campo	Lazo 100
	Caudal	Medir el caudal	Del proceso	Visual	Campo	Lazo 100
	Fluido	Controlar el f lujo	Del proceso	Manual	Campo	Lazo 100
	Fluido	Controlar el f lujo	Del proceso	Manual	Cam po	Lazo 100
	Fluido	Controlar el f lujo	Del proceso	Manual	Campo	Lazo 100

Tabla 4.3.2.- Lazo 101

SY **101**	Velocidad de giro	Ver las vueltas	Del proceso	Eléctrica	Campo	Lazo 101
SE **101**	Velocidad de giro	Indicar la velocidad de giro	Eléctrica	Visual	Campo	Lazo 101

Tabla 4.3.3.- Lazo 102

EI **102**	Voltaje	Indicar Voltaje	Eléctrica	Visual	Campo	Lazo 102
IT **102**	Corriente	Indicar Intensidad	Eléctrica	Visual	Campo	Lazo 102

IV.4.- Sistema de seguridad y control de la turbina:

Embalamiento de una turbina:

El embalamiento de una turbia ocurre cuando el generador se desacopla de la RED por avería, entonces el conjunto alternador-turbina gira sin carga y se acelera embalándose.

No es posible que se acelere indefinidamente, puesto que si crece U_1, al mantenerse constante el valor de V_1, (esto es, el caudal de entrada), llega un momento que W_1 introduce grandes pérdidas por choque, oponiéndose a la aceleración. Los límites prácticos de embalamiento son:

- Para las turbinas Pelton:

$N_{emba} = 1{,}8 \cdot N_{nomi}$

- Para las turbinas Francis:

$N_{emba} = 2 \cdot N_{nomi}$

- Para las turbinas Kaplan:

$N_{emba} = 2{,}2 \cdot N_{nomi}$

Donde:

$N_{emba} =$ Velocidad de giro de embalamiento de la turbina.

$N_{nomi} =$ Velocidad de giro de nominal de la turbina.

En este caso se debe trabajar con la ecuación de las turbinas Pelton ya que el diseño por los inyectores es el que más se asemeja a la turbina que se tiene, es importante recordar que esta turbina es una adaptación de una turbina de vapor a una hidráulica, por lo tanto no se poseen ecuaciones para este tipo de turbina , y además es primordial destacar que también el caso de las turbinas pelton es el más crítico en otras palabras si la turbina no falla por embalamiento, siendo verificada como una turbina Pelton tampoco fallara por los otros tipos de turbina.

Para realizar la comprobación se necesita conocer los valores de velocidad de giro nominal y máxima de la turbina, ya que para verificar si la turbina puede embalarse es necesario constatar que la velocidad de giro máxima no supere en 1,8 veces el valor de la velocidad de giro nominal.

Para la velocidad de giro máxima se busca en la figura 4.2.17 el valor máximo de giro que alcanza la turbina con el generador desacoplado este valor es:

$$N_{\max} = 1670{,}17 \text{ RPM}$$

Para la velocidad de giro nominal se busca el punto de mayor eficiencia en la figura 4.2.17 este valor es:

$$N_{nomi} = 1244 \text{ RPM}$$

Con esto se calcula la velocidad de giro a la cual podría girar la turbina sin embalarse y se compara con la velocidad de giro máxima que puede alcanzar la turbina.

$$N_{emba} = 1{,}8 \cdot N_{nomi} \Rightarrow N_{emba} = 1{,}8 \cdot 1244 \Rightarrow N_{emba} = 2239{,}2 \text{ RPM}$$

Entonces como $N_{emba} > N_{\max}$ se puede concluir que la turbina nunca se embalara por lo cual no es necesario construir un sistema de seguridad para el embalamiento de la turbina.

Para el caso del control se tiene el generador, que al aplicar una carga este frenara la turbina, además se cuenta con la válvula principal a la descarga de la bomba que a la hora de una emergencia se cierra y se impide el paso de flujo hacia los inyectores.

IV.5- Acople de un generador eléctrico al sistema de la Turbina

Para llevar a cabo el acople de un generador eléctrico al sistema de la Turbina se realizó en primer lugar un estudio del comportamiento de la misma, obteniendo los valores de Potencia vs Velocidad de giro que sería capaz de generar con el sistema de impulso diseñado.

Se selecciona para esta aplicación un generador trifásico con rotor de polos permanentes, para eliminar la instalación del circuito eléctrico de excitación y aun así obtener corriente alterna trifásica, y además debido al comportamiento bastante inestable de la turbina (curvas de potencia y altura de máquina de la turbina convexas y muy pronunciadas) no es necesario que gire a una velocidad fija como lo requeriría un generador sincrónico.

El modelo seleccionado es una generador modelo GL-PMG-500A Radial Flux High Voltage PMG, utilizado comúnmente en aerogeneradores y fabricado por la compañía GINLONG®.

A continuación se muestran las curvas de comportamiento del generador seleccionado:

Curva de Potencia del Generador GL-PMG-500A PMG

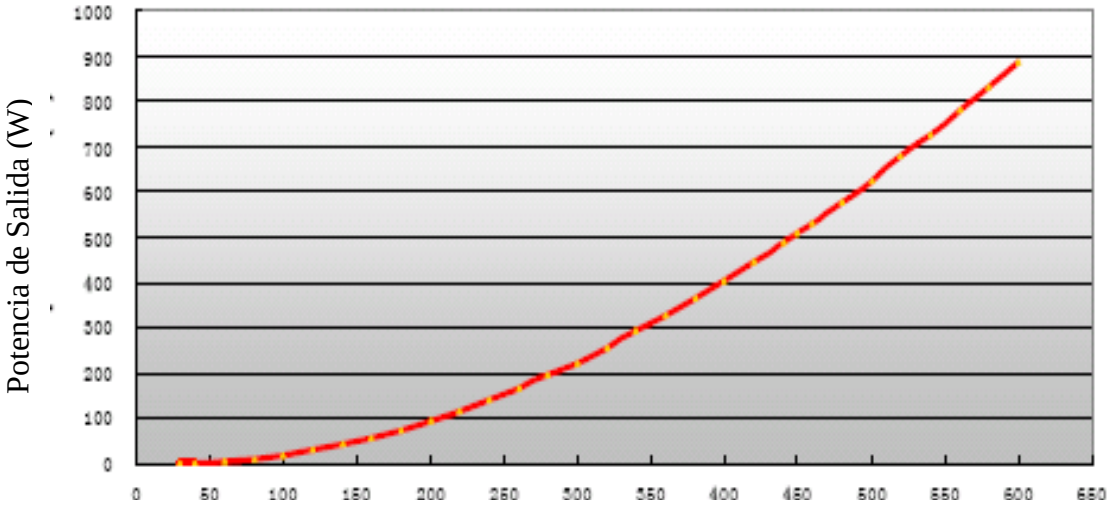


Figura 4.5.1 Curva de Potencia eléctrica generada vs Velocidad de Giro
Fuente: www.ginlong.com

Curva de Potencia de salida del Generador GL-PMG-500A Par Torsor de entrada

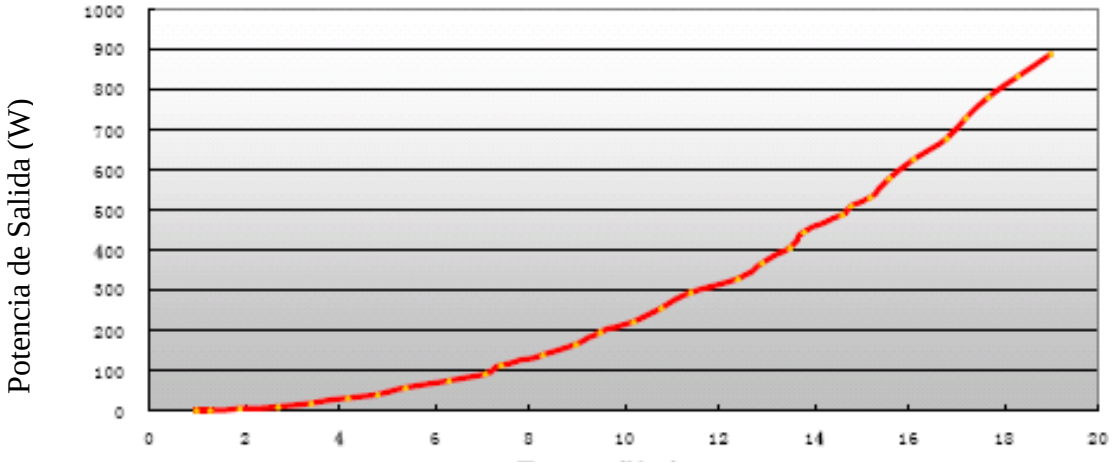


Figura 4.5.2 Curva de Potencia de salida del generador versus par torsor de entrada
Fuente: www.ginlong.com

Curva de Eficiencia del Generador GL-PMG-500A PMG

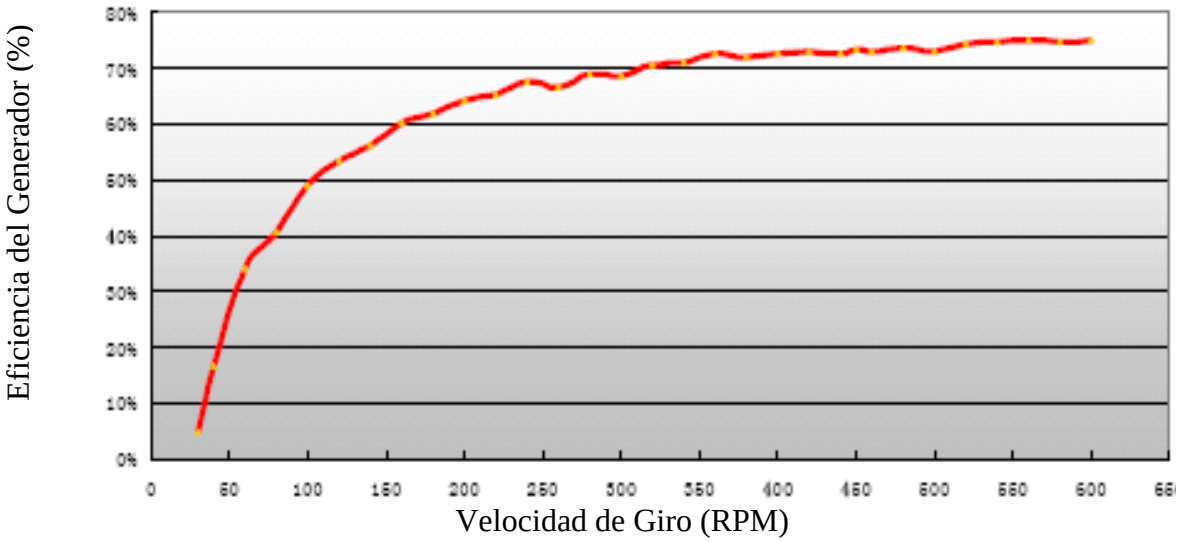


Figura 4.5.3 Curva de Eficiencia vs Velocidad de Giro del Generador
Fuente: www.ginlong.com

Se observa que el generador tiene sus mayores valores de eficiencia en las mayores velocidades de giro.

Observando las figuras 4.2.17, 4.5.1 y 4.5.2 se nota que los valores de potencia generada por la turbina están por debajo de los valores requeridos por el generador a las mismas velocidades de giro. Sin embargo consigue esas potencias a velocidades de giro más elevadas, por lo cual es necesario por medio de una caja reductora disminuir las velocidades hasta hacer que coincidan las potencias. El sistema de variación de carga del generador debe diseñarse de modo que pueda controlarse a través de circuitos resistivos.

Para la caja reductora se selecciona un piñón y un engranaje con las siguientes características:

- Paso diametral = 8
- Número de dientes del piñón = 16

- Número de dientes del engrane = 70
- Ancho de la cara = 2’’
- Ángulo de presión = 20º
- Relación de velocidades = $\frac{16}{70} \times w_{entrada} = 0{,}2285 \times w_{entrada}$
- El material seleccionado para la fabricación de los engranajes es hierro fundido clase AGMA 40.

Para la relación de velocidades lograda con esta caja reductora las curvas de Par Torsor contra velocidad de Rotación se ven modificadas de manera tal que los valores del par generado por la turbina coinciden muy cerca con los valores de par requerido por el generador a semejantes velocidades de giro.

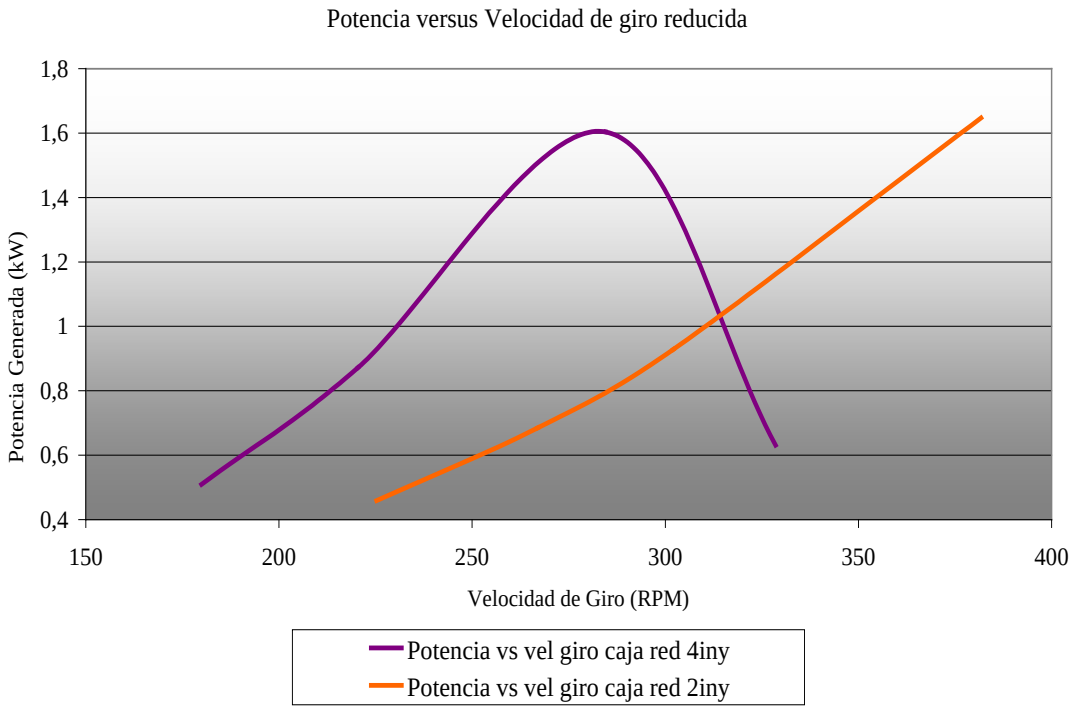


Figura 4.5.4 Potencia generada por la turbina versus velocidad de giro reducida

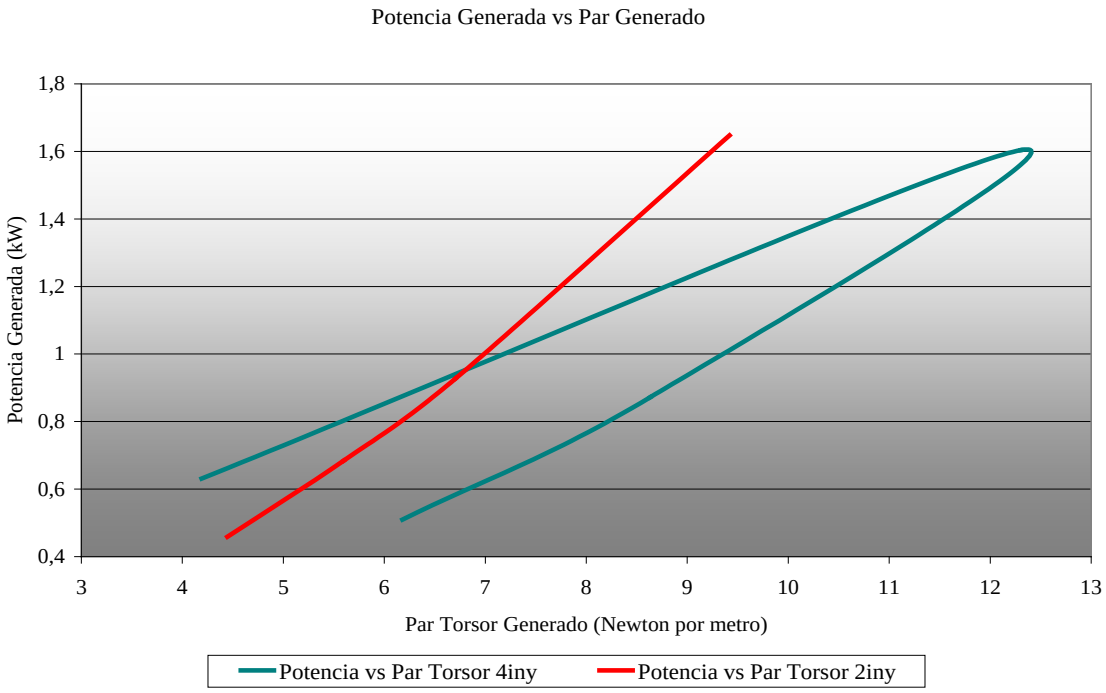


Figura 4.5.5 Potencia generada versus par torsor generado por la turbina

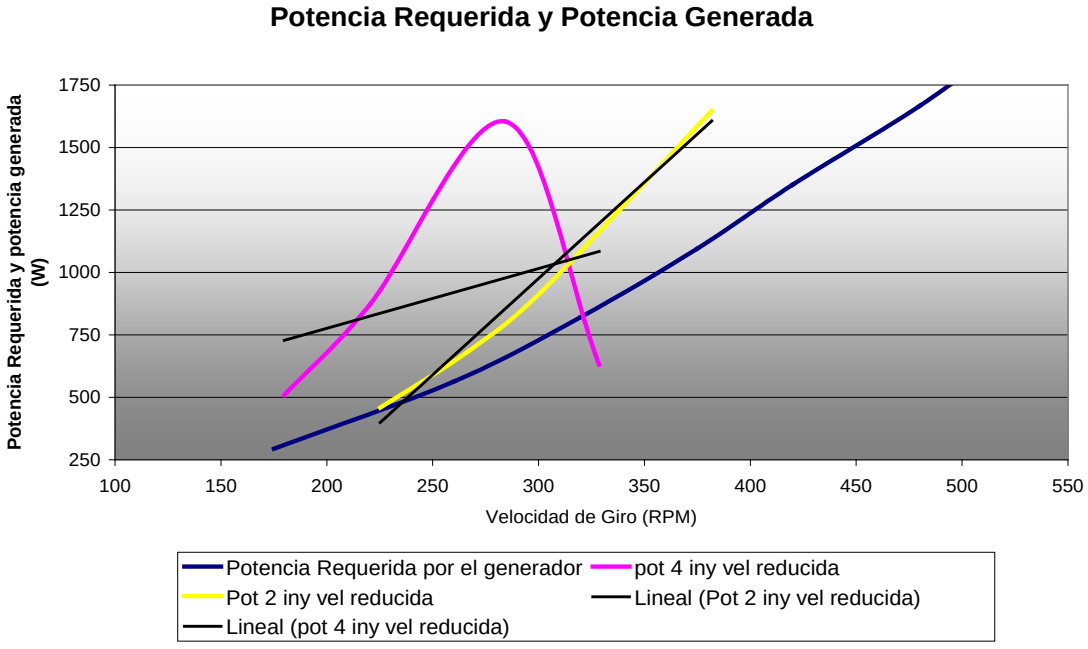


Figura 4.5.6 Potencia requerida por el generador eléctrico y potencias generadas por la turbina

Se observa en la figura 4.5.6 que con la reducción de la velocidad de giro obtenida de la turbina se puede lograr que las potencias generadas estén un poco por encima de las potencias requeridas por el generador, con lo cual se evita la sobrecarga de la turbina. Profundizando un poco más, se puede notar que para cada velocidad de giro la turbina produce un par torsor mayor que el requerido por el generador, esto se puede verificar observando la figura 4.5.2 y comparándola con la figura 4.5.5, y además se puede observar en la figura 4.5.6 la misma situación pero desde el punto de vista de la potencia.

Es importante explicar que la disminución de velocidad que se logra con la caja reductora produce una diferencia notable entre la potencia generada y la potencia requerida por el generador (Potencia generada > Potencia requerida, ver figura 4.5.6). Esta diferencia tan marcada se justifica por la consideración de las pérdidas (tanto hidráulicas como mecánicas) que estarán presentes una vez construido el modelo, que disminuirán el rendimiento del sistema.

De la figura 4.5.6 también se extrae que para el ensayo de cuatro inyectores la máxima potencia a la que se aspira lograr con el generador eléctrico es de alrededor de 800W y con el ensayo de 2 inyectores se aspira un valor de potencia cercano a los 1100W. El rango aproximado de potencias se encuentra entonces entre aproximadamente 300W y 800W para el ensayo de 4 inyectores y de cerca de 450W y 1100W para el ensayo de 2 inyectores. Se agregaron también al gráfico de la figura 4.5.6 las líneas de tendencia de cada uno de los ensayos, valores que también fueron de utilidad para seleccionar el generador, debido a que la forma de la curva de potencia generada al menos para el ensayo de cuatro inyectores tiene variaciones muy fuertes.

El generador seleccionado tiene una conexión tipo estrella a la salida (ver marco teórico), en la cual se colocará la carga resistiva deseada para cada potencia, de forma tal que se pueda variar la misma. Esto es posible por medio de un reóstato y su respectivo circuito eléctrico de acople.

IV.6.- Análisis y verificación de resultados del diseño.

El estudio de la turbina se dividió en dos ensayos, un ensayo para dos inyectores y un ensayo para 4 inyectores, por las razones explicadas previamente. De los dos ensayos se realizó la gráfica de altura de máquina versus caudal. Se observa que los valores de altura de máquina en el ensayo con dos inyectores son mayores que los valores de altura obtenidos del ensayo con 4 inyectores. Este comportamiento se puede observar en la figura 4.6.1. Lo mismo no ocurre para los valores de potencia generada, tanto para el ensayo de dos inyectores como para el ensayo de cuatro inyectores, en los que aun cuando los valores de altura de máquina obtenidos del ensayo con cuatro inyectores no son tan grandes como los del ensayo con dos inyectores, la potencia generada con cuatro inyectores se ve compensada en gran forma por la mayor cantidad de caudal que maneja. Y siendo la potencia proporcional al caudal manejado, es viable la existencia de una cercanía de los valores de potencia entre ambos ensayos. La diferencia de caudales entre ambos ensayos se puede distinguir fácilmente en la figura 4.2.16 y se pueden observar los valores de potencia en la figura 4.2.17, donde además se puede resaltar que el rango de velocidades de giro a las que opera la turbina en ambos ensayos es bastante cercano. Esto quiere decir que sin variar en gran magnitud la velocidad de giro se pueden obtener valores parecidos de potencia entre los dos ensayos. Un ejemplo veraz es la zona cercana de donde se genera 1kW. En ambos ensayos la velocidad es prácticamente igual en el punto donde se genera esa potencia, de hecho las curvas de potencia se intersectan muy cerca de esa zona (ver también figura 4.2.17).

Desde el comienzo del presente trabajo se planteó el hecho de que las turbinas de De Laval operan de forma óptima en condiciones de bajo caudal y alta disponibilidad, que por medio de sistemas de inyección o propulsión transforman la elevada presión en energía cinética, debido a su principio de operación (variación de energía cinética, turbina de impulso). Por consiguiente se puede anticipar que la

eficiencia en el ensayo con dos inyectores debe ser mayor que la eficiencia en el ensayo con cuatro inyectores, debido a que es en el ensayo con dos inyectores que se presentan estas condiciones, o al menos son más notables que en el ensayo con 4 inyectores. Sin embargo para los dos ensayos los valores de eficiencia son bastante bajos, justificados por la baja disponibilidad suministrada por el sistema de propulsión respecto a la disponibilidad requerida por el sistema. Según se estudió en la primera parte del diseño hidráulico, el valor de disponibilidad requerida en la fuente se encuentra cerca de 440 metros columna de agua, bastante elevado en comparación con el máximo de 82 metros columna de agua suministrados por el sistema de propulsión diseñado en el presente trabajo de grado. Aún así los valores de eficiencia se consideran admisibles por el hecho de ser un equipo con fines didácticos.

Una de las convergencias encontradas entre los resultados obtenidos reside en los efectos producidos por el número de subdivisiones del caudal total. Según Balje, O.E. (1981) mientras menor el número de subdivisiones de caudal en una turbina de admisión parcial la eficiencia global de la misma es mayor, tal como se observa en la figura 4.2.18. Y comparando con la figura 4.6.1 (2 y 4 subdivisiones) se observa la coincidencia en los resultados obtenidos en cuanto a la eficiencia se refiere.

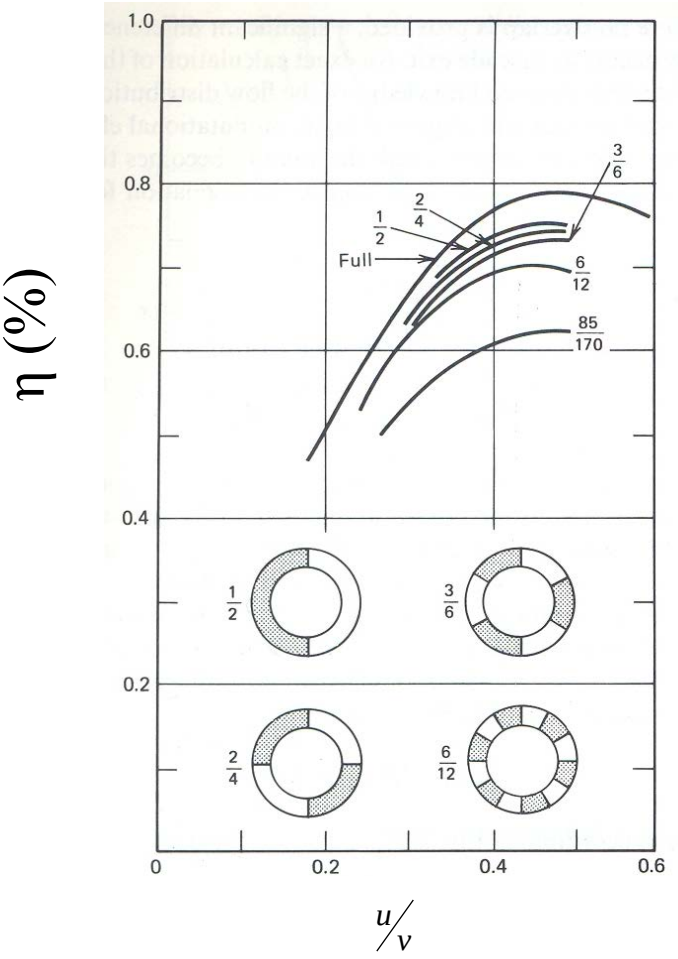


Figura 4.6.1 Respuesta de una turbina de admisión parcial según la cantidad de subdivisiones del caudal de suministro.

En lo que respecta a los valores de altura de máquina y potencia de la turbina se pudo verificar una similitud entre los resultados obtenidos en los cálculos teóricos de la presente investigación y las curvas presentadas en el manual de operación de la turbina fm30 de la compañía Armfield, que está disponible en el Laboratorio de Térmica de la EIM de la UC. Precisamente en la forma de la curva, que presenta una forma convexa algo pronunciada. Se puede observar en la figura 4.2.17, 4.2.18 y en la figura 4.6.2. Además la curva de eficiencia obtenida para el diseño del presente trabajo de grado posee una forma característica muy similar a la proporcionada por la marca Armfield que se puede observar también en la figura 4.6.2.

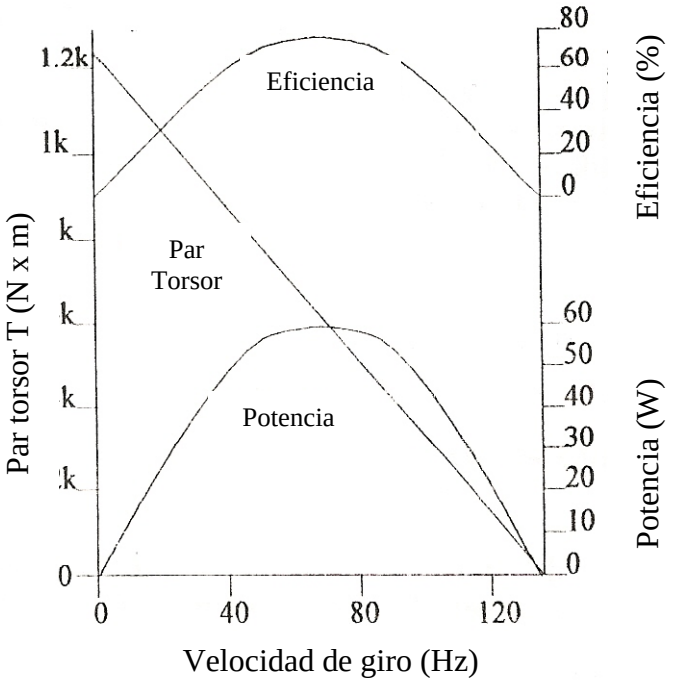


Figura 4.6.2 Comportamiento de la Turbina Armfield segun la velocidad de giro.

Es también evidente que las curvas obtenidas en el ensayo con cuatro inyectores se asemejan mucho más que las obtenidas en el ensayo con dos inyectores en cuanto a forma de la curva se refiere. Pero si se tuviese a disposición un equipo de bombeo de mayor capacidad que el disponible, también las curvas de ensayo con dos inyectores habrían tenido formas similares, siempre y cuando se mantuviesen las tendencias observadas en el otro ensayo.

En lo que respecta al diseño mecánico, es importante destacar que el eje tiene un factor de seguridad de 8 lo que representa un valor bastante elevado si se compara con el recomendado para cargas variables el cual es de 3, (Molina Manuel, Elementos de Máquinas I), lo cual permite que si durante la construcción o funcionamiento del

dispositivo surge alguna pequeña modificación en las cargas presentes en el eje este muy probablemente no fallará.

Respecto a los costos que representa la futura construcción del dispositivo, es importante destacar que su costo es relativamente bajo (8.905 Bs.F.), ya que por la geometría diseñada y los materiales seleccionados se hace posible la fabricación de los inyectores, el porta inyectores, el eje, los engranajes y los porta rodamientos en el Laboratorio de Materiales de la EIM de la UC en conjunto con el Laboratorio de Procesos de Fabricación entre otros. Lo que abarata los costos del dispositivo además de proporcionar una mejor preparación a los estudiantes de la EIM de la UC.

CAPÍTULO V
FACTIBILIDAD ECONÓMICA

V.- Costos

En primer lugar se debe obtener el costo de la construcción de la turbina que se diseñó, teniendo en cuenta que el rodete no tuvo costo alguno ya que es un rodete desincorporado de una planta industrial. El diseño se restringió para usar una bomba que se encuentra en el Laboratorio de Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo. Los costos de la construcción del mismo se desglosan en la siguiente tabla:

Tabla 5.1 Costos Unitarios y Total de la Turbina Diseñada

Pieza	Cantidad	Precio unitario(Bs.F.)	Cotización	Precio Total (Bs.F.)
Eje	1	155	Aceros Multinox, C.A.	155
Rodamiento	2	25	Agente autorizado SKF	50
Multimetro (Amperímetro y Voltímetro)	1	300	http://www.mcmaster.com/	300
Manómetro de Bourdón	1	106	http://www.ekob.com.ve/	106
Sensor de proximidad inductivo	1	122,74	http://www.mcmaster.com/	122,74
Tacómetro	1	393	http://www.mcmaster.com/	393
Placa Orificio	1	430	http://www.mcmaster.com/	430
Generador	1	1064,25	Ginlong	1064,25

sincrónico				
Codo de 90º	5	57,85	Materiales la Económica	289,2
Tubería de 3 pulgadas	18 metros de tubería	480	Materiales la Económica	480
Tubería de 2 pulgadas	1.25 metros de tubería	65	Materiales la Económica	65
Inyectores	4	52,50	Plasmet C.A	210
Válvula de globo de 3 pulgadas	1	645	Materiales la Económica	645
Válvula de globo de 2 pulgadas	4	537	Materiales la Económica	2148
Reducción de 3 a 2 pulgadas	2	64,5	Materiales la Económica	129
Tornillos de la tapa del porta rodamiento	4	3,5	Materiales la Económica	14
Distribuidor	1	200	Plasmet C.A	200
Tanque	1	200	Materiales la Económica	200
Cajón de acrílico	1	1904,25	Acricenter	1904,25
				8905,44

A este valor se le lleva a dólares y se le coloca un porcentaje de variabilidad en los precios de 20 % el cual seria de:

$$P_t = P_c + (P_c \cdot 0{,}20) \Rightarrow P_t = 8905{,}44 + 0{,}20 \cdot 8905{,}44$$

$$P_t = 10686{,}53 \;\; BsF. = 4970{,}47 \;\; \$$$

Se puede afirmar que la construcción del dispositivo tiene un costo bastante accesible, asumiendo que los fondos sean propios de la Universidad de Carabobo y además se asume que la mano de obra será interna de la Facultad de Ingeniería y alumnos de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Conclusiones

Del diseño de la Turbina hidráulica para el laboratorio de Térmica de la EIM de la UC se obtuvo como resultado las siguientes condiciones de operación: Potencia máxima restituida: 1,64kW, y una Eficiencia máxima: 33,34% justificada por lo pequeño del salto hidráulico suministrado respecto del ΔH requerido.

Se desarrolló una metodología secuencial y de retroalimentación para llevar a cabo el diseño de la turbina para el Laboratorio de Térmica de la EIM de la UC, a partir de la cual se obtuvo tanto las características de funcionamiento requeridas por la turbina, como las características de operación del sistema disponibles.

Los valores de Potencia y Eficiencia obtenidos mediante cálculos matemáticos se asemejan en comportamiento a los datos de la bibliografía consultada y a los datos de comportamiento de la Turbina Armfield, con lo cual se logra una validación de los resultados obtenidos.

El rango de operación de la turbina diseñada permite la elaboración de mayor número de prácticas de laboratorio, incluyendo las mejoras proporcionada por la instalación de un generador eléctrico, incrementando los conocimientos impartidos a los estudiantes.

El diseño definitivo adoptado permite la utilización de diversos elementos estándar, lo cual tiene una incidencia favorable sobre el costo de fabricación de la turbina.

Por la geometría diseñada y los materiales seleccionados se hace posible la fabricación de los inyectores, el porta inyectores y los porta rodamientos en el

Laboratorio de Materiales de la EIM de la UC en conjunto con el Laboratorio de Procesos de Fabricación entre otros.

Según el estudio económico se determinó que la construcción del sistema es factible a través del uso de presupuesto universitario y capital humano propio de la Universidad de Carabobo.

Recomendaciones

En el caso de fabricar y ensayar la turbina diseñada en el presente trabajo de grado se deben tener en cuenta una serie de recomendaciones, entre las que se pueden mencionar:

- Diseñar un sistema de control automático, que permita la observación de mayor cantidad de dispositivos de uso industrial en funcionamiento, como por ejemplo válvulas movidas por servomotores y controladas según la variación de carga resistiva conectada al generador, entre otras.
- A la hora de la fabricación y ensamble de los inyectores de la turbina, se tiene que llevar un riguroso control de la rugosidad superficial, ya que esta afecta a la eficiencia hidráulica de los mismos.
- Para la fabricación de los moldes de las piezas de la turbina (inyectores, porta rodamientos, porta inyectores), se tiene que efectuar un estudio, en donde se planteen las diferentes opciones para la fabricación de los mismos, tomando en cuenta factores como: el acabado superficial (inyectores), cantidad de piezas a producir, dimensiones.
- Redactar un plan de mantenimiento para la turbina y un manual de operación de la misma.
- .Plantear el uso de un sistema reductor con correas, de forma tal que se puedan usar dos relaciones de velocidad, una para cada respectivo ensayo, con la finalidad de aprovechar mejor la potencia en cada uno de ellos. Además, se podría disminuir el ruido producido por el uso de engranes. Siempre y cuando no represente un costo más elevado o se traduzca en inestabilidad del sistema.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Aguirre Miguel. (1965). *Máquinas hidráulicas.* México. Representaciones y servicios de ingeniaría.

American National Standards Institute, Inc. (Agosto 23, 1994). *American National Standard for Centrifugal Pump Tests.* Impreso en los Estados Unidos de América, patrocinador: Instituto de Hidráulica.

Balje, O.E. (1976). *Turbomachines*. New York. Jhon Wiley & Sons, Inc.

Mataix, C. (1975). *Turbomáquinas hidráulicas.* Madrid, España: ICAI

Mataix, C. (1982). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas* (2da ed.). México. Alfaomega.

Mataix, C. (1973). *Turbomáquinas térmicas.* Madrid, España: Dossat, S.A

Mott, R. (1995). *Diseño de elementos de máquinas* (2da ed.). México: Prentice Hall Hispanoamericana, S.A.

Mott, R. (1996). *Mecánica de fluidos aplicada* (4ta ed.). México: Prentice Hall Hispanoamericana, S.A.

Norton, Robert. *Diseño de máquinas* (1era ed.). México: Prentice Hall Hispanoamericana, S.A.

Shigley, J. y Mischke, C. (1999*). Diseño en ingeniería mecánica* (5ta ed.). México: McGraw-Hill Interamericana de México, S.A.

Universidad Pedagógica Experimental libertador (2001). *Manual de Trabajos de Grado y Especialización y Maestría y Tesis Doctorales de la Universidad Pedagógica Experimental Libertador***.** Caracas, Venezuela.

Armfield. Instruction Manual FM3SU. Water Turbina Demonstration Unit. Septiembre 1996.

Hidraulic Institute. Hidraulic Institute Pipe Friction Manual.

REFERENCIAS ONLINE

Rodamientos. [Documento en línea]. Disponible en http://www.skf.com/portal/skf_es/home [Consulta: 2007, octubre 13].

Rodamientos. [Documento en línea]. Disponible en http://es.wikipedia.org/wiki/Rodamiento [Consulta: 2007, octubre 13].

Selección de piezas. [Documento en línea]. Disponible en http://www.mcmaster.com/ [Consulta: 2007, octubre 5].

Selección de turbinas. [Documento en línea]. Disponible en http://www.armfield.co.uk/ [Consulta: 2007, octubre 30].

Turbinas a vapor. [Documento en línea]. Disponible en http://www.uamerica.edu.co/tutorial/3turvapor_text2_2_7_2.htm [Consulta: 2007, octubre 30].

Turbina pelton. [Documento en línea]. Disponible en http://pdf.rincondelvago.com/turbina-pelton_1.html [Consulta: 2007, octubre 10].

Velocidad especifica. [Documento en línea]. Disponible en http://usuarios.lycos.es/jrcuenca/Spanish/esp_INICIO.htm [Consulta: 2007, octubre 15].

APÉNDICE A
CALCULOS

Ensayo de la Turbina Armfield

Los primeros ensayos para la obtención del salto hidráulico de referencia se realizaron con un equipo didáctico que se posee en el Laboratorio de Térmica de la EIM de la UC la cual posee un rodete de tipo tangencial y de flujo axial. Con la bomba trabajando a toda capacidad (Válvulas de control y descarga completamente abiertas) la turbina se encuentra trabajando en el punto donde:

H = 28,67m (Suministrada a los inyectores)

Q = 0,000256 m^3/s (Suministrada a los inyectores)

Potencia del Fluido = 71,8W

Características del Rodete Armfield:

Los ángulos de entrada y de salida son 40º, el diámetro de entrada del inyector es de 12,7mm, el diámetro de salida del inyector es de 2mm y el ángulo de entrada es de 20º respecto al plano de giro.

Asumiendo que el diámetro del inyector es el diámetro óptimo y que el coeficiente de velocidad del mismo es 0,97

$$V = 0{,}8 \times Velocidad\ Teórica$$

La velocidad teórica se puede obtener por medio de:

$$V_S = \sqrt{\frac{Cv^2 \times 2 \times g \times h}{1 - Cv^2 \times \left(\frac{Área\ Salida\ del\ Inyector}{Área\ de\ entrada\ al\ inyector} \right)^4}} \quad [m/s] \qquad (2\text{-}38)$$

$$V = \sqrt{\frac{0,97^2 \times 2 \times 9,81 \times 28,67}{1 - 0,97^2 \times \left(\frac{4 \times 0,002^2}{0,0127^2}\right)^4}} = \sqrt{\frac{529,2613}{0,9999}} = 23,0068\, m/s \Rightarrow Velocidad\ \ Absoluta\ Teórica$$

La velocidad real considerando las pérdidas en la tubería y en los inyectores se expresa como sigue:

$$Velocidad\ \ \mathrm{Re}al = Velocidad\ Teórica \times 0,8 = 23,0068\, m/s \times 0,8 = 18,40544\, m/s$$

Las velocidad de giro a la que fue ensayada la turbina es de125,3053Hz ó

N = 1196,57RPM

El diámetro medio del rodete de la turbina Armfield es de 45mm = 0,045m

$$U = 125,3053\, rad/s \times \frac{0,045m}{2} = 2,8193\, m/s$$

$$V_1 Axial = V_1 \times Sen(20^o) = 18.40544 \times Sen(20^o) = 6,295\, m/s$$

$$V_1 U = V_1 \times Cos(20^o) = 17,2954\, m/s$$

Asumiendo que no hay pérdidas en el paso del fluido a través del álabe:

$$W_1 = W_2$$

Y asumiendo un comportamiento ideal a la salida del rodete:

$$V_2 = V_2 Axial = V_1 Axial$$

El triángulo de velocidades a la entrada se plantea como sigue:

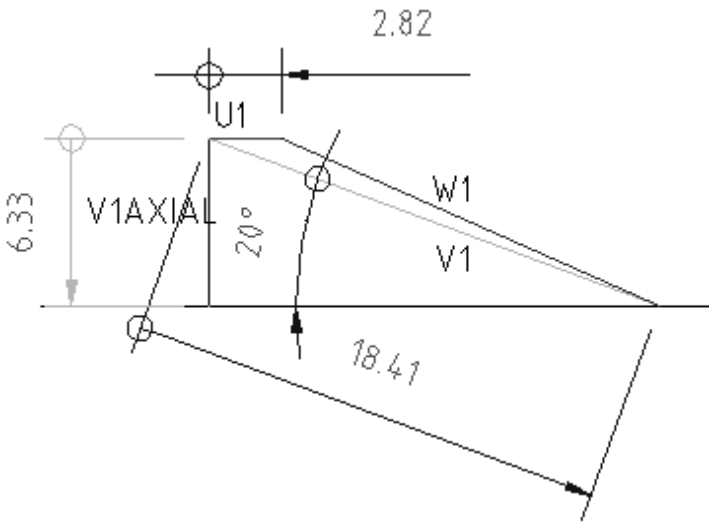


Figura A.1.- Triángulo de velocidades a la entrada de la turbina Armfield

Suponiendo la velocidad de salida como la componente totalmente axial se calcula la altura de máquina.

$$Hmáquina = \left(\frac{V_1^{\,2} - V_2^{\,2}}{2 \times g}\right) + \left(\frac{U_1^{\,2} - U_2^{\,2}}{2 \times g}\right) + \left(\frac{W_1^{\,2} - W_2^{\,2}}{2 \times g}\right) = \left(\frac{18{,}40544^2 - 6{,}295^2}{2 \times 9{,}81}\right) = 15{,}246m$$

Área efectiva necesaria:

$$A = \frac{Q}{V_1 Axial} = \frac{0{,}000256\, {}^{m^3}\!/_{s}}{6{,}295\, {}^{m}\!/_{s}} = 40{,}66719m^2$$

Potencia desarrollada por la turbina

$$Potencia = H \times Q \times \gamma = 15{,}246m \times 0{,}000256\, {}^{m^3}\!/_{s} \times 9{,}81\, {}^{KN}\!/_{m^3} = 38{,}288Watts$$

Por medio de las relaciones de similitud se llevan los valores de H, Q y Potencia a un diámetro igual al del rodete que se posee con la finalidad de hallar valores de operación de referencia con los cuales realizar el diseño de la turbina para el laboratorio.

$$H_N = H_{Armfield} \times \left(\frac{D_{LT}}{D_{Armfield}} \right)^2$$

$$H_N = 15{,}246 \times \left(\frac{220}{45} \right)^2 = 364{,}3982 m$$

$$Q_N = Q_{Armfield} \times \left(\frac{D_{LT}}{D_{Armfield}} \right)$$

$$Q_N = 0{,}000256 \times \left(\frac{220}{45} \right) = 0{,}00125156 \, m^3/s$$

$$Pot_N = Pot_{Armjfield} \times \left(\frac{D_{LT}}{D_{Armfield}} \right)^3$$

$$Pot_N = 38{,}288 \times \left(\frac{220}{45} \right)^3 = 4{,}476 kW$$

Realizando el anterior procedimiento al contrario, tanteando valores de velocidad para obtener una potencia parecida a la obtenida con el rodete similar en geometría al rodete ARMFIELD pero con el diámetro al rodete de la turbina en diseño.

Haciendo las mismas suposiciones para el cálculo de la potencia y para hallar los triángulos de velocidad se tiene que:

$$Hmáquina = \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2 \times g} \right)$$

Y asumiendo el mismo caudal de la turbina referencia:

$$Q = 0{,}00125156 \, \mathrm{m}^3/s$$

Con el ángulo del inyector a 20º del plano de rotación y asumiendo valores de V_1:

$$\text{Con } V_2 = V_2 Axial = V_1 Axial = V_1 \times Sen(20^o)$$

La potencia es calculada por medio de la ecuación:

$$\mathrm{Pr} = \gamma \times Q \times H_{de\ la\ Turbina} \ \ [\mathrm{kW}] \qquad (2\text{-}13)$$

Se obtiene la siguiente tabla:

Tabla A.1 Tanteo de la velocidad absoluta del fluido.

$\mathbf{V_1}$ **asumido** m/s	$\mathbf{V_2}$ m/s	**H de máquina (m)**	**Potencia (W)**
30	10.4719755	40.28224919	494.5775441
40	13.962634	71.61288745	879.2489673
50	17.4532925	111.8951366	1373.826511
60	20.943951	161.1289968	1978.310177
70	24.4346095	219.3144678	2692.699963
80	27.925268	286.4515498	3516.995869
90	31.4159265	362.5402427	4451.197897
91	31.76499235	370.6414506	4550.662937
90.5	31.59045943	366.5796572	4500.793034
90.4	31.55555284	365.7699839	4490.852026
90.3	31.52064626	364.9612059	4480.922008
90.27	31.51017428	364.718747	4477.945145
90.26	31.50668362	364.6379453	4476.953078
90.255	31.50493829	364.5975478	4476.457085
90.254	31.50458923	364.5894686	4476.35789
90.253	31.50424016	364.5813894	4476.258696
90.252	31.50389109	364.5733104	4476.159503
90.251	31.50354203	364.5652314	4476.060311

Luego del tanteo se tiene que:

$$V_1 = 90{,}251 \ m/s$$

$$V_2 = 31{,}5035 \ m/s$$

H_{MAQ} = 364, 5652m

Potencia = 4,47606kW

El valor de la altura de máquina es tan elevado debido a la relación cuadrática de diámetros $\left(\frac{220}{45}\right)^2$.

El área efectiva del rodete se calcula con la velocidad axial y el caudal predeterminado

$$Q = V_{AXIAL} \times Área_Efectiva$$

$$Área_Efectiva = \frac{Q}{V_{AXIAL}} = \frac{0{,}00125156\, m^3/s}{31{,}5035\, m/s} = 39{,}7276 \times 10^{-6}\, m^2$$

Continuando con el proceso contrario se lleva la velocidad real, en este caso la necesaria para obtener la potencia fijada en el anterior paso, a la velocidad teórica:

$$V_{teórica} = \frac{V_{real}}{0{,}8} = \frac{90{,}251}{0{,}8} = 112{,}81375\, m/s$$

Asumiendo que el área efectiva es igual que el área de salida de los inyectores:

$$V_S = \frac{\sqrt{Cv^2 \times 2 \times g \times h}}{\sqrt{1 - Cv^2 \times \left(\frac{Área_Salida\ del\ Inyector}{Área\ de\ entrada\ al\ inyector}\right)^4}} \quad [m/s] \qquad (2\text{-}38)$$

$$H = \frac{V_s^{\,2} \times \left(1 - Cv^2 \times \left(\frac{Área\ salida\ Inyector}{Área_Tubería_de_Descarga}\right)^4\right)}{Cv^2 \times 2 \times g} \qquad (2\text{-}39)$$

Diámetro de descarga de la bomba = 0,0381m

Área de descarga de la bomba = $1{,}14 \times 10^{-3}\, m^2$

$$H = \frac{\left(90{,}251 \, m/s\right)^2 \times \left(1 - 0{,}97^2 \times \left(\frac{39{,}7276 \times 10^{-6} \, m^2}{1{,}14 \times 10^{-3} \, m^2}\right)^4\right)}{0{,}97^2 \times 2 \times 9{,}81 \, m/s^2}$$

H = 441,2262m ⟶ Altura necesaria en la fuente.

Las condiciones de la fuente deben estar aproximadamente en el orden de:

H = 441,2262m

$$Q = 0{,}00125156 \, \mathrm{m}^3/s$$

N = 3550RPM

Con estos datos se puede hallar el Ns de la bomba o del sistema de bombeo requerido para llegar al punto de operación de la turbina.

$$Ns = \frac{N \times \sqrt{P_r}}{H^{\frac{5}{4}}} = \frac{3550 \times (6{,}08575)^{1/2}}{(364{,}5652\mathrm{m})^{5/4}} = 5{,}49$$

Pérdidas en la contracción del inyector

La transición en un conducto de sección circular de un diámetro "D_2" a un diámetro menor "D_1" puede hacerse de dos maneras brusca o suavemente mediante un difusor de ángulo θ, la pérdida de carga se calcula en este caso por la fórmula:

$$h = k \times \left[\left(D_2/D_1\right)^2 - 1\right]^2 \times \frac{{v_2}^2}{2 \times g}$$

$$k = 3{,}5 \times \left(Tan\left(\theta/2\right)\right)^{1{,}22}$$

Para el cálculo se seleccionó un ángulo θ de 80º y para la relación D/d se realizó el siguiente procedimiento. En primer lugar se utilizó el concepto de Radio Hidráulico. Las fórmulas de Poiseville y Colebrook-White o bien el diagrama de Moody, estrictamente hablando sólo sirven para calcular las pérdidas en conductos cerrados de sección circular constante. El concepto de Radio hidráulico, servirá para poder utilizarse en fórmulas con aproximación al cálculo de pérdida de carga en conductos tanto cerrados como abiertos de sección no circular constante. El rozamiento en un conducto cerrado o abierto depende de la superficie mojada, y por tanto no depende solo de la sección transversal en m^2, sino también de la forma de esta, que hará que la superficie en contacto con el líquido sea mayor o menor. Se llama Radio Hidráulico al cociente del área transversal ocupada por la corriente por el perímetro mojado de esta sección.

$$R_h = \frac{\textit{área transversal}}{\textit{perímetro mojado de la sección transversal}} \qquad (2\text{-}24)$$

En un canal la superficie en contacto con la atmósfera prácticamente no tiene rozamiento alguno. El radio hidráulico en un canal será la superficie transversal ocupada por el flujo dividida por el perímetro mojado, excluyendo por lo tanto el lado en contacto con la atmósfera, particularmente en un conducto de sección circular totalmente lleno:

$$R_h = \frac{\pi \times D^2}{4 \times \pi \times D} = \frac{D}{4} \qquad (2\text{-}25)$$

$$D = 4 \times R_h \qquad (2\text{-}26)$$

El radio hidráulico de una tubería circular es igual a la mitad del radio de la tubería.

El radio hidráulico de una sección cuadrada es:

$$R_h = a/4 \qquad (2\text{-}27)$$

El radio hidráulico de una sección rectangular es:

$$R_h = \frac{a \times b}{2 \times (a + b)} \qquad (2\text{-}28)$$

Donde a, b – lados.

Para el área de entrada al inyector se seleccionó un cuadrado circunscrito en la circunferencia de 32mm de diámetro correspondiente a la tubería a la cual el inyector estará conectado. Y el área de salida la anteriormente mencionada.

Lados del cuadrado = $35{,}92mm$ $\quad R_h = 35{,}92/4 = 8{,}98mm$

Ancho del rectángulo = $3{,}8mm$

Largo del rectángulo = $17{,}7mm$ $\quad R_h = \frac{17{,}7 \times 3{,}8}{2 \times (17{,}7 + 3{,}8)} = \frac{67{,}26}{43} = 1{,}56mm$

$D_entrada = 4 \times 8{,}98 = 35{,}92mm$

$D_salida = 4 \times 1{,}56 = 6{,}256mm$

$$h = 2{,}825 \times \left[\left(35{,}92/6{,}256 \right)^2 - 1 \right]^2 \times \frac{{v_2}^2}{2 \times g}$$

$$h = 147{,}137269 \times {v_2}^2$$

Siendo esta la pérdida ocasionada en el inyector en función de la velocidad en la sección de mayor área.

Cálculo de las fuerzas en el eje de la turbina

Fuerza axial en el rodete

$$\Delta P_r = \gamma_{agua} \cdot H = \gamma \cdot \frac{1}{2 \cdot g}\left(W_2{}^2 - W_1{}^2\right) \quad (kPa) \tag{2-80}$$

$$\Delta P_r = 9{,}81 \cdot \frac{1}{2 \cdot 9{,}81} \cdot (23{,}99^2 - 13{,}73^2) = 387 \quad kPa$$

$$A_{efc} = \frac{\pi \cdot \left(D_{ext}{}^2 - D_{\text{int}}{}^2\right)}{4} \quad (m^2)$$

$$A_{efc} = \frac{\pi \cdot (0{,}238^2 - 0.202^2)}{4} = 0{,}01244 \quad m^2$$

$$F_{ar} = \Delta P_r \cdot A_{efc} \quad (kN) \tag{2-81}$$

$$F_{ar} = (387) \cdot (0.01244) = 4{,}8143\ kN = 4814{,}3\ N$$

Peso del rodete.

Se obtiene al pesar el rodete en una balanza el mismo es de: 52N

Longitud del eje

El eje tiene una longitud de 0,5m la cual se obtiene a partir de la disposición de los rodamientos y el rodete en la turbina,

Material del eje

Material: Acero Inoxidable 304 Recocido. Se selecciono este material para evitar que se presenten problemas de corrosión en la superficie del eje ya que este se encuentra en contacto con el agua.

Propiedades: Se obtienen de la tabla B.2, las mismas son:

$S_u = 568\ MPa$

$S_y = 276\ MPa = 28163265{,}3061\ Kgf/m^2$

$E = 190 \times 10^9\ Pa = 19387755102\ Kgf/m^2$

Geometría del eje:

Este eje debe ser mecanizado en el laboratorio de procesos de fabricación de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo, la geometría es la siguiente:

Longitud del eje en centímetros:

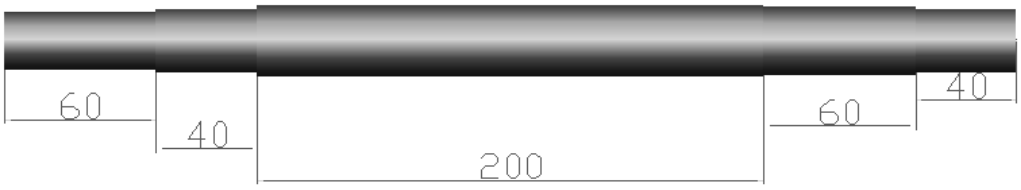


Figura A.2.- Longitud del eje

Diámetros del eje en milímetros:

Figura A.3.- Diámetros del eje

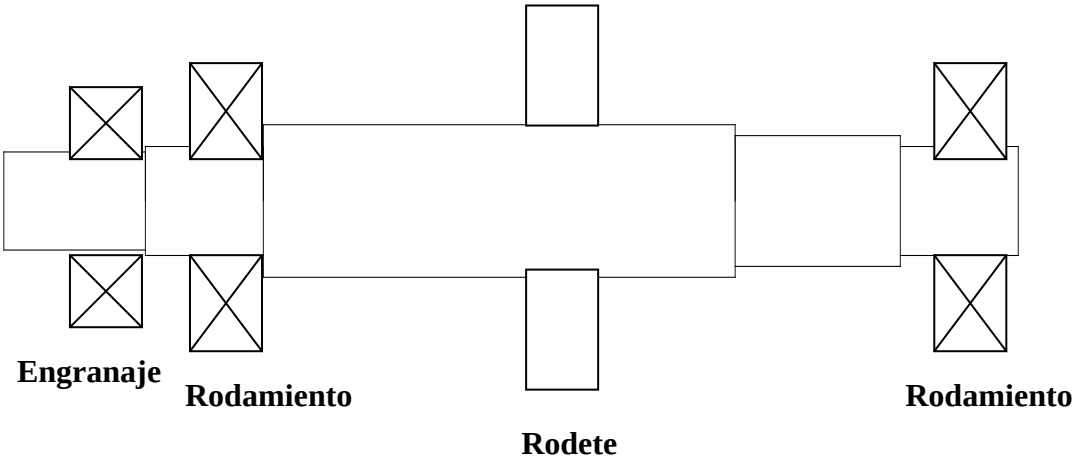


Figura A.4.- Diagrama de piezas en el eje

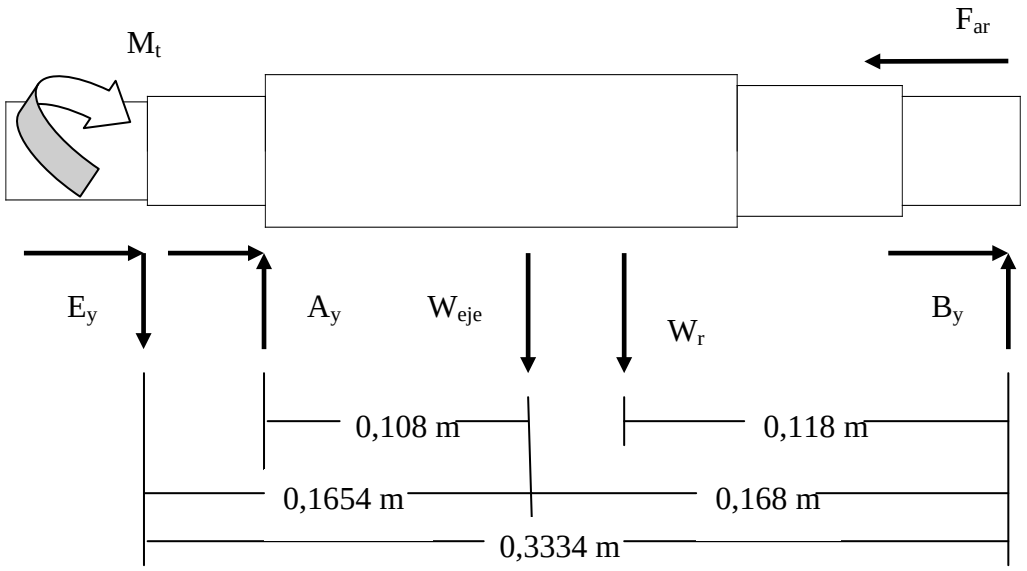


Figura A.5.- Fuerzas aplicadas sobre el eje de la turbina hidráulica

Cálculo de las reacciones

$+\circlearrowright \sum M_A = 0$ (Sentido horario positivo)

$$\sum M_A = W_r \cdot (0{,}158\ m) - B_Y \cdot (0{,}276 m) + W_{eje} \cdot (0{,}108 m) - E_y \cdot (0{,}0574 m)$$

$$B_Y = \frac{52N \cdot (0{,}158m) + 35{,}4N \cdot (0{,}108m) - 177N \cdot (0{,}05374m)}{(0{,}276\ m)} = 9{,}16N$$

$$\uparrow + \sum F_Y = A_Y - W_r - W_{eje} + B_Y - E_y = 0$$

$$\uparrow + \sum F_Y = A_Y - 52 - 35{,}4 + 9{,}16 - 177 = 0$$

$$A_Y = 255{,}24N$$

Cálculo del momento torsor

$$M_t = \frac{P_u}{\omega}$$

El valor de la potencia se obtiene del diseño hidráulico y su valor es de 1,60 KW, y el de la velocidad de giro también que es de $130{,}37 \frac{rad}{s}$.

$$M_t = \frac{P_u \cdot 1000}{\omega \cdot} = \frac{(1{,}60) \cdot (1000)}{130{,}37} = 12{,}3N.m$$

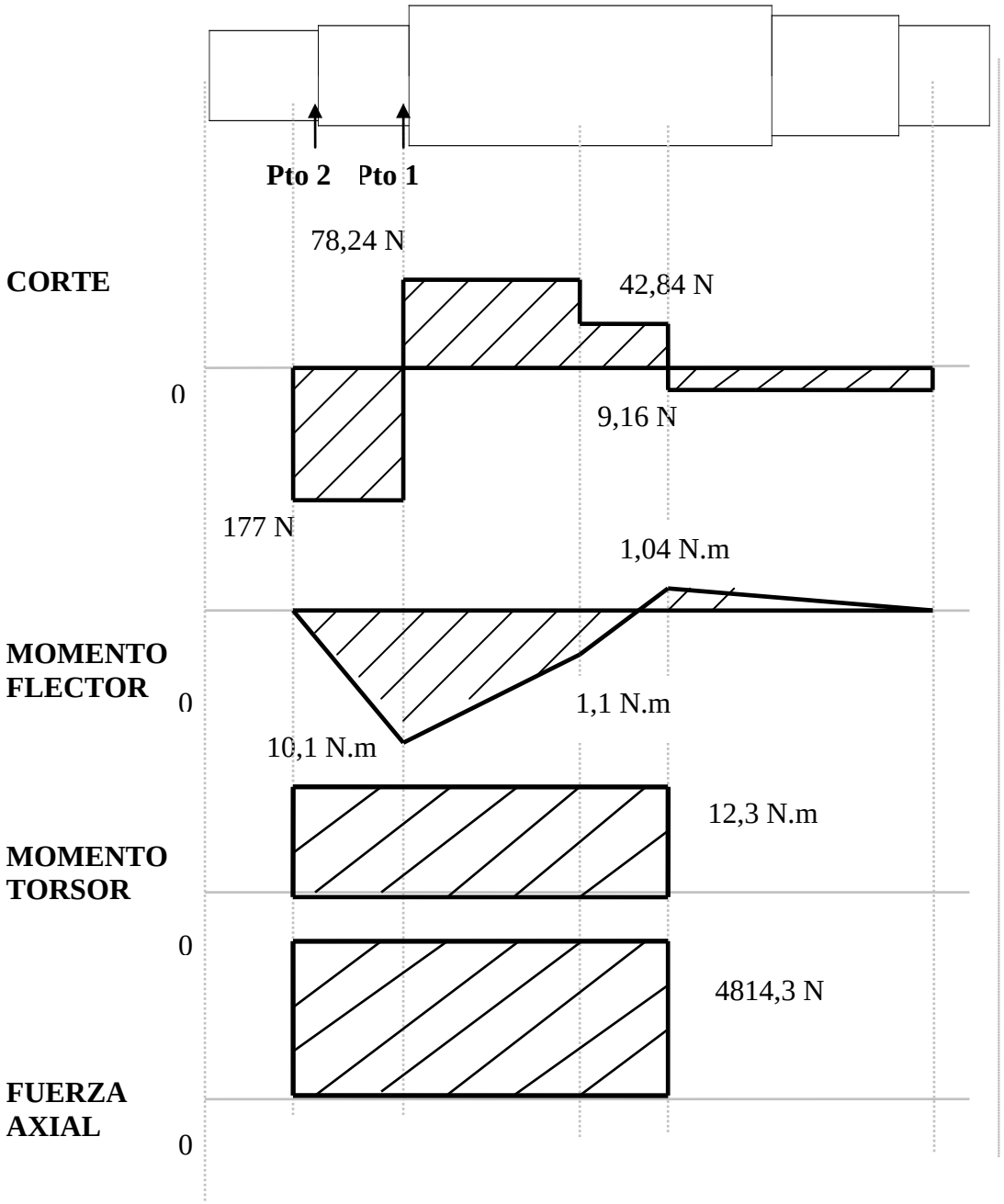


Figura A.6.- Diagramas de corte, momento flector, momento torsor y fuerza axial

Puntos críticos:

Se va a realizar un análisis de falla en 2 puntos del eje considerados más críticos, ya que en los otros cambios de sección el valor de las fuerzas y momentos presentes son menores que el valor de los mismos en los puntos escogidos.

Punto 1:

Tabla A.2.- Valores de la fuerza de corte, momento flector y torsor, fuerza axial

Corte	Momento flector	Momento torsor	Fuerza axial
78,24 N	10,1 N.m	12,3 N.m	4814,13 N

Diseño por fatiga

Inercia:

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 25^4}{64} = 19.174{,}75 mm^4 \qquad (2\text{-}50)$$

Área:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 490{,}87 mm^2$$

Inercia polar:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} = \frac{\pi \cdot 25^4}{32} = 38.349{,}51 mm^4 \qquad (2\text{-}53)$$

Esfuerzo máximo:

$$\sigma_{máx} = \frac{F}{A} + \frac{M_f \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I} \qquad (2\text{-}48)$$

$$\sigma_{máx} = \frac{(4814{,}13N)}{490{,}87mm^2} + \frac{(10.1000N.mm)\cdot 25/2mm}{19.174{,}75mm^4} = 9{,}80MPa + 6{,}58MPa = 16{,}38MPa$$

Esfuerzo mínimo:

$$\sigma_{mín} = \frac{F}{A} - \frac{M_f \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I} \qquad (2\text{-}49)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{(4.814{,}13N)}{490{,}87mm^2} - \frac{(10.100N.mm)\cdot 25/2mm}{19.174{,}75mm^4} = 9{,}80MPa - 6{,}58MPa = 3{,}22MPa$$

Esfuerzo medio:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} \qquad (2\text{-}54)$$

$$\sigma_m = \frac{16{,}38 + 3{,}22}{2} = 9{,}8MPa$$

Esfuerzo alternante:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2} \qquad (2\text{-}55)$$

$$\sigma_a = \frac{16{,}38 - 3{,}22}{2} = 6{,}58MPa$$

Esfuerzo de corte máximo:

$$\tau_{máx} = \frac{F}{A} + \frac{M_t \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I_p} \qquad (2\text{-}51)$$

$$\tau_{\max} = \frac{(78{,}24N)}{490{,}87mm^2} + \frac{(12.300N.mm)\cdot 25/2mm}{38.349{,}5mm^4} = 0{,}15MPa + 4MPa = 4{,}15MPa$$

Esfuerzo de corte mínimo:

$$\tau_{mín} = -\frac{F}{A} + \frac{M_t \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I_p} \qquad (2\text{-}52)$$

$$\tau_{mim} = -\frac{(78{,}24N)}{490{,}87mm^2} + \frac{(4.650N.mm)\cdot 25/2mm}{38.349{,}5mm^4} = -0{,}15 + 4 = 3{,}85MPa$$

Esfuerzo de corte medio:

$$\tau_m = \frac{\tau_{máx} + \tau_{mín}}{2} \qquad (2\text{-}56)$$

$$\tau_m = \frac{4{,}15 + 3{,}85}{2} = 4MPa$$

Esfuerzo de corte alternante:

$$\tau_a = \frac{\tau_{máx} - \tau_{mín}}{2} \qquad (2\text{-}57)$$

$$\tau_a = \frac{4{,}15 - 3{,}85}{2} = 0{,}15MPa$$

$$S_n' = (0{,}5)\cdot S_u \qquad (2\text{-}58)$$

$$S_n' = (0{,}5)\cdot(568) = 284\ MPa$$

$$S_n = C_{ca}\cdot C_{ta}\cdot C_{su}\cdot C_{te}\cdot C_{con}\cdot S_n' \qquad (2\text{-}59)$$

$$C_{ca} = 0{,}7$$

$C_{ta} = 1.189 \cdot d^{-0,097} = 1,189 \cdot 25^{-0,097} = 0,8701$ Esto para valores de d entre 8 y 250mm

$C_{su} = 1$

$C_{tem} = 1$ Para temperaturas menores a 450 ºC

$C_{conf} = 0,753$ Para una confiabilidad de 99.9 %

Todos los valores de los coeficientes son tomados del Robert Norton

$$S_n = (0,7) \cdot (0,87) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0,753) \cdot (284) = 130,23\ MPa$$

Tomando valores de concentradores de esfuerzos para cambios de sección y entalla para una barra sometida a flexión con D/d = 1,12 y r/d = 0,05 se obtiene de la grafica que se encuentra en el apéndice B el valor de $K_t = 2,2$, pero hay que destacar que este valor es para cargas estáticas este debe ser convertido a K_f que es el coeficiente para cargas dinámicas través de la ecuación 2.60, mientras también se debe obtener el valor de K_{ts} , que es el valor del concentrador de esfuerzo para cargas estáticas de una barra sometida a torsión, este se obtiene de la grafica que se encuentra en el apéndice B con los mismos valores de D/d = 1,12 y r/d = 0,05, el valor de K_{ts} es de 1,57, que también debe ser convertido al factor K_{fs}, que es el necesario para la fatiga través de la ecuación 2.62.

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \tag{2-60}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0,0798}}{\sqrt{0,23}}} \Rightarrow q = 0,6109 \tag{2-61}$$

$$K_f = 1 + 0,6109 \cdot (2,2 - 1) \Rightarrow K_f = 1,733$$

$$K_{fs} = 1 + q \cdot (K_{ts} - 1) \tag{2-62}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0,0798}}{\sqrt{0,1968}}} \Rightarrow q = 0,6109 \tag{2-63}$$

$$K_{fs} = 1 + 0,6109 \cdot (1,57 - 1) \Rightarrow K_{fs} = 1,348$$

Luego se aplica Von Mises Hencky, quedando así:

$$\sigma_{as} = K_f \sigma_a = 1,733 \cdot 6,58 \Rightarrow \sigma_{as} = 11,4 MPa \tag{2-64}$$

$$\sigma_{ms} = K_f \sigma_m = 1,733 \cdot 9,8 \Rightarrow \sigma_{ms} = 16,98 MPa \tag{2-65}$$

$$\tau_{as} = K_{fs} \tau_a = 1,348 \cdot 0,15 \Rightarrow \tau_{as} = 0,20 MPa \tag{2-66}$$

$$\tau_{ms} = K_{fs} \tau_m = 1,348 \cdot 4 \Rightarrow \tau_{ms} = 5,39 MPa \tag{2-67}$$

De acá se aplican las ecuaciones 2.68 y 2.69:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma^2{}_{x_a} + \sigma^2{}_{y_a} - \sigma_{x_a} \cdot \sigma_{y_a} + 3 \cdot \tau^2{}_{xy_a}} \Rightarrow \sigma'_a = \sqrt{11,4^2 + 0 - 11,4 \cdot 0 + 3 \cdot (0,20)^2}$$

$$\sigma'_a = 11,42 MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma^2{}_{x_m} + \sigma^2{}_{y_m} - \sigma_{x_m} \cdot \sigma_{y_m} + 3 \cdot \tau^2{}_{xy_m}} \Rightarrow \sigma'_a = \sqrt{16,98^2 + 0 - 16,98 \cdot 0 + 3 \cdot (5,39)^2}$$

$$\sigma'_m = 19,38 MPa$$

Para obtener el factor de seguridad se aplica la ecuación 2.70:

$$N_f = \frac{S_n \cdot S_{ut}}{\sigma'_a \cdot S_{ut} + \sigma'_m \cdot S_n} \Rightarrow N_f = \frac{130,23 \cdot 568}{11,42 \cdot 568 + 19,38 \cdot 130,23}$$

$$N_f = 8,20$$

El factor de seguridad obtenido es de 8,20 si se compara con el mínimo valor de seguridad recomendado para cargas variables el cual es de 3, (Molina Manuel, Elementos de Máquinas I), se puede notar que el calculado es mucho mayor y se puede concluir que eje no fallara en el punto estudiado.

Punto 2:

Tabla A.3.- Valores de la fuerza de corte, momento flector y torsor, fuerza axial

Corte	Momento flector	Momento torsor	Fuerza axial
177 N	0 N.m	12,3 N.m	4814,13 N

Diseño por fatiga

Inercia:

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 23^4}{64} = 13.736.66 mm^4 \quad (2\text{-}50)$$

Área:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 23^2}{4} = 415{,}47 mm^2$$

Inercia polar:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} = \frac{\pi \cdot 23^4}{32} = 27.473{,}32 mm^4 \quad (2\text{-}53)$$

Esfuerzo máximo:

$$\sigma_{máx} = \frac{F}{A} + \frac{M_f \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I} \quad (2\text{-}48)$$

$$\sigma_{máx} = \frac{(4814{,}13N)}{415{,}47 mm^2} + \frac{(0 N.mm) \cdot 23/2 mm}{13{,}736{,}66 mm^4} = 11{,}58 MPa + 0 MPa = 11{,}58 MPa$$

Esfuerzo mínimo:

$$\sigma_{mín} = \frac{F}{A} - \frac{M_f \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I} \qquad (2\text{-}49)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{(4.814{,}13N)}{415{,}47mm^2} - \frac{(0N.mm)\cdot 23/2mm}{13.736{,}66mm^4} = 11{,}58MPa - 0MPa = 11{,}58MPa$$

Esfuerzo medio:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} \qquad (2\text{-}54)$$

$$\sigma_m = \frac{11{,}58 + 11{,}58}{2} = 11{,}58MPa$$

Esfuerzo alternante:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2} \qquad (2\text{-}55)$$

$$\sigma_a = \frac{11{,}58 - 11{,}58}{2} = 0MPa$$

Esfuerzo de corte máximo:

$$\tau_{máx} = \frac{F}{A} + \frac{M_t \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I_p} \qquad (2\text{-}51)$$

$$\tau_{\max} = \frac{(177N)}{415{,}47mm^2} + \frac{(12.300N.mm)\cdot 23/2mm}{27.473{,}32mm^4} = 0{,}43MPa + 5{,}14MPa = 5{,}58MPa$$

Esfuerzo de corte mínimo:

$$\tau_{mín} = -\frac{F}{A} + \frac{M_t \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{I_p} \qquad (2\text{-}52)$$

$$\tau_{mim} = -\frac{(177N)}{415{,}47mm^2} + \frac{(12.300N.mm)\cdot 23/2mm}{27.473{,}32mm^4} = -0{,}43MPa + 5{,}14MPa = 4{,}71MPa$$

Esfuerzo de corte medio:

$$\tau_m = \frac{\tau_{máx} + \tau_{mín}}{2} \qquad (2\text{-}56)$$

$$\tau_m = \frac{5{,}58 + 4{,}71}{2} = 5{,}14MPa$$

Esfuerzo de corte alternante:

$$\tau_a = \frac{\tau_{máx} - \tau_{mín}}{2} \qquad (2\text{-}57)$$

$$\tau_a = \frac{5{,}58 - 4{,}71}{2} = 0{,}435MPa$$

$$S_n' = (0{,}5)\cdot S_u \qquad (2\text{-}58)$$

$$S_n' = (0{,}5)\cdot(568) = 284\ MPa$$

$$S_n = C_{ca}\cdot C_{ta}\cdot C_{su}\cdot C_{te}\cdot C_{con}\cdot S_n' \qquad (2\text{-}59)$$

$C_{ca} = 0{,}7$

$C_{ta} = 1.189\cdot d^{-0{,}097} = 1{,}189\cdot 23^{-0{,}097} = 0{,}877$ Esto para valores de d entre 8 y 250mm

$C_{su} = 1$

$C_{tem} = 1$ Para temperaturas menores a 450 ºC

$C_{conf} = 0{,}753$ Para una confiabilidad de 99.9 %

Todos los valores de los coeficientes son tomados del Robert Norton

$$S_n = (0{,}7)\cdot(0{,}877)\cdot(1)\cdot(1)\cdot(0{,}753)\cdot(284) = 131{,}31\ MPa$$

Tomando valores de concentradores de esfuerzos para cambios de sección y entalla para una barra sometida a flexión con D/d = 1,09 y r/d = 0,02 se obtiene de la grafica que se encuentra en el apéndice B el valor de $K_t = 2{,}15$, pero hay que destacar que este valor es para cargas estáticas este debe ser convertido a K_f que es el coeficiente para cargas dinámicas través de la ecuación 2.60, mientras también se debe obtener el valor de K_{ts} , que es el valor del concentrador de esfuerzo para cargas estáticas de una barra sometida a torsión, este se obtiene de la grafica que se encuentra en el apéndice B con los mismos valores de D/d = 1,09 y r/d = 0,02, el valor de K_{ts} es de 1,5, que también debe ser convertido al factor K_{fs}, que es el necesario para la fatiga través de la ecuación 2.62.

$$K_f = 1 + q\cdot(K_t - 1) \tag{2-60}$$

$$q = \frac{1}{1+\frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1+\frac{\sqrt{0{,}0798}}{\sqrt{0{,}1968}}} \Rightarrow q = 0{,}62 \tag{2-61}$$

$$K_f = 1 + 0{,}62\cdot(2{,}2 - 1) \Rightarrow K_f = 1{,}744$$

$$K_f s = 1 + q\cdot(K_{ts} - 1) \tag{2-62}$$

$$q = \frac{1}{1+\frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1+\frac{\sqrt{0{,}0798}}{\sqrt{0{,}1968}}} \Rightarrow q = 0{,}62 \tag{2-63}$$

$$K_{fs} = 1 + 0{,}62\cdot(1{,}57 - 1) \Rightarrow K_f = 1{,}35$$

Luego se aplica Von Mises Hencky, quedando así:

$$\sigma_{as} = K_f \sigma_a = 1{,}744 \cdot 0 \Rightarrow \sigma_{as} = 11{,}4MPa \quad (2\text{-}64)$$

$$\sigma_{ms} = K_f \sigma_m = 1{,}744 \cdot 11{,}58 \Rightarrow \sigma_{ms} = 20{,}19MPa \quad (2\text{-}65)$$

$$\tau_{as} = K_{fs} \tau_a = 1{,}348 \cdot 0{,}435 \Rightarrow \tau_{as} = 0{,}586MPa \quad (2\text{-}66)$$

$$\tau_{ms} = K_{fs} \tau_m = 1{,}348 \cdot 5{,}14 \Rightarrow \tau_{ms} = 6{,}92MPa \quad (2\text{-}67)$$

De acá se aplican las ecuaciones 2.68 y 2.69:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma^2{}_{x_a} + \sigma^2{}_{y_a} - \sigma_{x_a} \cdot \sigma_{y_a} + 3 \cdot \tau^2{}_{xy_a}} \Rightarrow \sigma'_a = \sqrt{11{,}4^2 + 0 - 11{,}4 \cdot 0 + 3 \cdot 0{,}586^2}$$

$$\sigma'_a = 11{,}44MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma^2{}_{x_m} + \sigma^2{}_{y_m} - \sigma_{x_m} \cdot \sigma_{y_m} + 3 \cdot \tau^2{}_{xy_m}} \Rightarrow \sigma'_a = \sqrt{0^2 + 0 - 0 \cdot 0 + 3 \cdot (6{,}92)^2}$$

$$\sigma'_m = 11{,}99MPa$$

Para obtener el factor de seguridad se aplica la ecuación 2.70:

$$N_f = \frac{S_n \cdot S_u}{\sigma'_a \cdot S_{ut} + \sigma'_m \cdot S_n} \Rightarrow N_f = \frac{131{,}31 \cdot 568}{11{,}44 \cdot 568 + 11{,}99 \cdot 131{,}31}$$

$$N_f = 9{,}23$$

El factor de seguridad obtenido es de 9,23 si se compara con el mínimo valor de seguridad recomendado para cargas variables el cual es de 3, (Molina Manuel, Elementos de Máquinas I), se puede notar que el calculado es mucho mayor y se puede concluir que eje no fallara

Diseño por pandeo lateral

El estudio se va a realizar en la sección de mayor diámetro que es la de 28 *mm* y 20 *cm* de longitud, primero se debe calcular la razón de esbeltez para determinar que tipo de columna es, a través de la ecuación 2-71

$$S_r = \frac{l_{efc}}{k} \tag{2-71}$$

En este caso por el tipo de columna se considera articulada articulada y el valor de $l_{efc} = l$

Donde l es la longitud del eje y k el radio de giro el cual se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$k = \sqrt{I/A} \tag{2-72}$$

$$k = \sqrt{30171{,}85/615{,}75} \Rightarrow k = 7mm$$

$$S_r = \frac{200}{7} \Rightarrow S_r = 28{,}58$$

Como S_r es mayor a 10 se considera columna larga y se calcula la carga crítica para la cual el eje fallaría por pandeo lateral por medio de la ecuación 2-73:

$$P_{crd} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot A}{S_r{}^2} \Rightarrow P_{crd} = \frac{\pi^2 \cdot 210000\, N/mm^2 \cdot 615{,}75mm^2}{28{,}57^2} \Rightarrow P_{crd} = 156.351{,}34\ N$$

$$P_{eje} = fs \cdot Far \Rightarrow P_{eje} = 3.5 \cdot 4814{,}13 \Rightarrow P_{eje} = 16850N \tag{2-74}$$

Como La P_{crd} es mucho mayor que la P_{eje} se puede concluir que el eje no fallará por pandeo lateral.

Cálculos para la selección de rodamientos

Apoyo A

Este apoyo absorbe la carga axial, por lo cual las cargas resultantes en dicho punto son:

F_{ar} = 4814,13 N

A_y = 255,24 N

Se selecciona un rodamiento rígido de una hilera de bolas de diámetro 25mm, luego entrando al catálogo SKF en el apéndice D tabla B.6 se selecciona el rodamiento 63005-2RS1 cuyos principales parámetros son:

D_r = 47 mm, d = 28 mm, C_D = 6,55 KN, C = 11,2 KN, $RPM_{máx}$ = 9500

Donde D_r es el diámetro externo del rodamiento, d es el diámetro interno, C_D es la capacidad de carga estática, C la capacidad de carga dinámica y $RPM_{máx}$ las revoluciones máximas que puede soportar el rodamiento.

Calculando:

$$\frac{F_{ar}}{C_D} = \frac{4{,}814KN}{6{,}55KN} = 0{,}734$$

$$\frac{F_{ar}}{A_y} = \frac{4{,}814KN}{0{,}25524KN} = 18{,}86$$

Entrando a la tabla B.7 con los valores de $\frac{F_{ar}}{C_D} = 0{,}734$, y el tipo de rodamiento (rígido de bolas) se obtiene el valor de e = 0,505 como $\frac{F_{ar}}{A_y} = 18{,}86 > 0{,}505$ se toman los valores de los coeficientes X e Y, quedando X = 0,56 e Y = 0,84

$$P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa = 0{,}56 \cdot 255{,}24 \ \ N + 0{,}84 \cdot 4814 \ \ N = 4186{,}69 \ \ N$$

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\rho}$$

$$L = \left(\frac{11200}{4186{,}69} \right)^{3} = 19{,}14 \ \textit{Millones de revoluciones}$$

$$L_h = \left(\frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot N} \right)$$

$$L_h = \left(\frac{19{,}14 \cdot 10^6}{60 \cdot 1244{,}9} \right) = 256 \ \textit{horas}$$

Apoyo B

Este apoyo absorbe solo carga radial, por lo que la carga resultante en este punto es

B_y = 9,16 N

Se selecciona un rodamiento rígido de una hilera de bolas de diámetro 25mm, luego entrando al catálogo SKF en el apéndice D tabla B.9 se selecciona el rodamiento 63005-2RS1 cuyos principales parámetros son:

D_r = 47 mm, d = 28 mm, C_D = 6,55 KN, C = 11,2 KN, $RPM_{máx}$ = 9500

Donde D_r es el diámetro externo del rodamiento, d es el diámetro interno, C_D es la capacidad de carga estática, C la capacidad de carga dinámica y $RPM_{máx}$ las revoluciones máximas que puede soportar el rodamiento.

Calculando

$$\frac{F_{ar}}{C_D} = \frac{0KN}{6{,}55KN} = 0$$

$$\frac{Fa}{B_y} = \frac{0KN}{0{,}00916KN} = 0$$

Entrando a la tabla B.7 con los valores de $\frac{F_{ar}}{C_D} = 0$, y el tipo de rodamiento (rígido de bolas) se obtiene el valor de e = 0,1518 como $\frac{F_{ar}}{B_y} = 0 < 0{,}1518$ se toman los valores de los coeficientes X e Y, quedando X = 1 e Y = 0

$$P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa = 1 \cdot 9{,}16 \ N + 0 \cdot 0 \ N = 9{,}16 \ N$$

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{\rho}$$

$$L = \left(\frac{11200}{9{,}16} \right)^{3} = 1.827.964.036 \ \textit{Millones de revoluciones}$$

$$L_h = \left(\frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot N} \right)$$

$$L_h = \left(\frac{1.827.964.036 \cdot 10^6}{60 \cdot 1244{,}9} \right) = 2{,}44727x10^{10} \ \textit{horas}$$

Este valor rebasa la duración requerida y permite confirmar que el apoyo A es el más crítico y por ende fija el tiempo máximo de vida del sistema de apoyos como el del sistema A para las labores de mantenimiento preventivo.

Selección de los tornillos de la tapa del porta-rodamiento

En la figura A.16 se pueden observar las fuerzas que actúan sobre la tapa del rodamiento del porta-rodamiento.

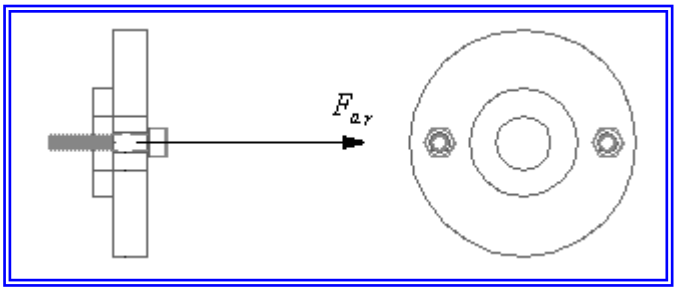


Figura A.7.- Fuerzas que actúan sobre la tapa del porta-rodamiento

Debido a que la fuerza a que se somete el tornillo no es de gran magnitud ni su aplicación es de extrema importancia se elige un tornillo de clasificación métrica M8 de cabeza hexagonal, de grado 4,6 debido a que es el grado que tiene una de las menores resistencias de prueba, teniendo un valor de ($\sigma_p = 225\ MPa$) disponible en la tabla B.4

El diámetro nominal mínimo de las tuercas disponibles en la tabla B.12 es de (8 mm), y del mismo modo, las propiedades de resistencias disponibles para tornillos de grado 4,6 de la tabla B.4 son para tamaños de tornillos comprendidos entre M5 y M36.

Cálculo de la fuerza de tracción total en los tornillos

En el cálculo de la fuerza de tracción total intervienen las siguientes fuerzas:

Fuerza axial generada por el rodete: El valor de dicha fuerza ha sido determinado en cálculos anteriores.

$F_{ar} = 4814 \ \ N$

Fuerza de afianzamiento de los tornillos: asumiendo que la conexión es reutilizable se usa una carga de afianzamiento igual a:

$$F_i = 0{,}75 \cdot A_p \cdot \sigma_p \quad (N) \tag{2-75}$$

Donde A_p es el área sometida al esfuerzo y se encuentra en la tabla B.5 y es 36,6 mm^2 y σ_p es 310 MPa es la menor resistencia de prueba.

$F_i = 0{,}75 \cdot 36{,}6 mm^2 \cdot 30 Mpa \Rightarrow F_i = 8509{,}5 \ \ N$

Para obtener el valor de la fuerza de tracción total en un tornillo, se considera el caso más crítico, siendo este cuando el tornillo absorbe la totalidad de las dos cargas.

$$F_{tt} = \frac{F_{ar}}{Número \ de \ pernos} + F_i \tag{2-76}$$

$$F_{tt} = \frac{4814 \ \ N}{2} + 8509{,}5 \ \ N \Rightarrow F_{tt} = 10916{,}5 \ \ N$$

La fuerza de corte se desprecia debido a que el peso de la tapa es muy pequeño.

Cálculo del esfuerzo de los pernos

Aplicando la teoría de Von Mises Hencky para tensiones combinadas, se obtiene el esfuerzo al que los pernos están sometidos, y se debe verificar que este no supere la resistencia de prueba del material del perno seleccionado.

$$\sigma_{trab} = \sqrt{(\sigma_{máx})^2 + 3 \cdot (\tau_{máx})^2} \quad (Mpa) \qquad (2\text{-}77)$$

$$\sigma_{trab} = \sqrt{\left(\frac{F_{tt}}{A_p \cdot 2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{F_c}{A_p}\right)^2} \quad (Mpa\ )$$

$$\sigma_{trab} = \sqrt{\left(\frac{10916{,}5\ \ Mpa}{36{,}6 \cdot 2\ \ mm^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{0}{14{,}22\ \ mm^2}\right)^2} \Rightarrow \sigma_{trab} = \ \ 149{,}13\ \ Mpa$$

Comparando el valor de esfuerzo del perno obtenido con el valor de resistencia de prueba del mismo ($\sigma_p = 310\ \ Mpa$), se observa que $\sigma_{trab} < \sigma_p$, por lo tanto se puede concluir que los pernos no fallaran.

Comprobación mecánica de los álabes del rodete de la turbina

Material del rodete

Material: Acero se desconoce el tipo de acero los valores de las propiedades se obtuvieron a través de un ensayo de dureza.

Propiedades:

$S_y = 531{,}586 MPa$

$E = 103 \times 10^6\ \ Pa$

Asumiendo un factor de seguridad de 2, recomendado para cargas constantes (Molina Manuel, Elementos de Máquinas I), resulta $\sigma_{adm} = 235{,}793\ MPa$.

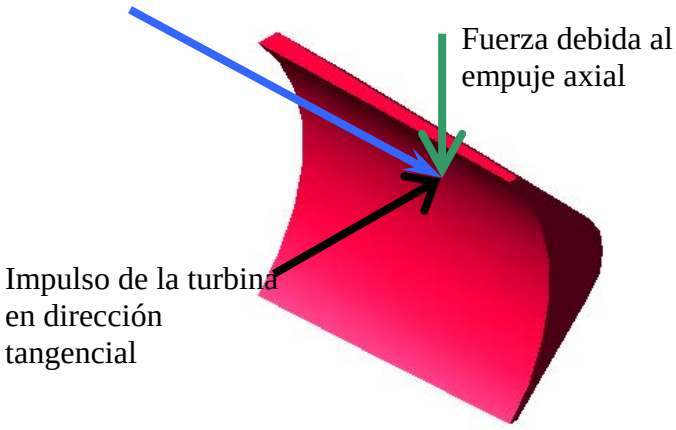


Figura A.8.- Fuerzas que actúan sobre un álabe del rodete

$$F_{xr} = \rho \cdot Q \cdot \Delta V_x \quad (N) \qquad (2\text{-}79)$$

$$F_{xr} = 1 \times 0{,}0015299 \times 30{,}23 \quad (N)$$

$$F_{xr} = 0{,}04626\ N$$

$$F_{yr} = \rho \cdot Q \cdot \Delta V_y \quad (N)$$

$$F_{yr} = 1 \times 0{,}0015299 \times 8{,}23 \quad (N)$$

$$F_{yr} = 0{,}01259 N$$

$$F_{rr} = \sqrt{F_{xr}^{\ 2} + F_{yr}^{\ 2}}$$

$$F_{rr} = 0{,}04794\ N$$

Momento de inercia = 180mm^4 (obtenido través del programa mechanical desktop)

Momento flector = 0,424 N x mm. C = 2,32mm.

σ =5468,356N/m^2.

Para determinar el esfuerzo al cual esta sometido la sección del los álabes en el rodete, se emplea el criterio de Von Mises Hencky,

$$\sigma_{rod} = \sqrt{\sigma_x{}^2 + \sigma_y{}^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_x{}^2}$$

$$\tau_x = \frac{F}{A} \quad (Pa)$$

Área de una cara del álabe: 55,97mm^2 (obtenida través del programa mechanical desktop)

$$\tau_x = 428{,}29 \quad (Pa)$$

$$\sigma_{rod} = 5518{,}4436 \quad Pa$$

Comparando el valor de esfuerzo del rodete (σ_{rod}) con el valor de esfuerzo admisible del material seleccionado (σ_{adm}) para la fabricación del mismo se observa que $\sigma_{adm} > \sigma_{rod}$, por lo tanto se puede concluir que los alabes no fallaran mecánicamente.

Diseño de la chaveta del eje

Midiendo el espacio en rodete con un vernier se obtienen las medidas de ancho (W) y la altura (H) de la chaveta. En este caso se elige una chaveta de sección transversal cuadrada.

W = 7 mm

H= 4 mm

L= 20 mm que es la longitud del rodete

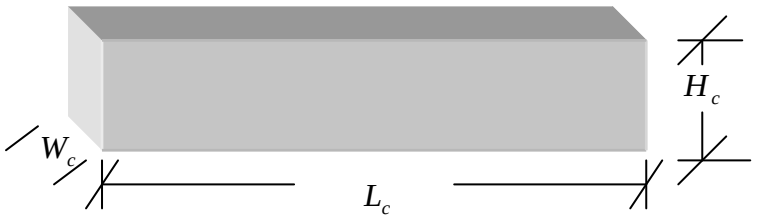


Figura A.9 Chaveta del eje

Material de la chaveta: AISI 1010 laminado en caliente ($S_y = 179\ MPa$) .

Se comprueba que el eje ($S_y = 276\ MPa$) y el rodete ($S_y = 583{,}296\ MPa$), tienen mayor resistencia que el material con que se realiza la chaveta, ya que esta se comporta como fusible mecánico y en caso de falla debe romperse para que el eje y el rodete no sufran daños,

Diseño de la chaveta del engranaje

Se establecen las medidas de la chaveta en

W = 7 mm

H= 4 mm

L= 50,8mm que es el ancho del engranaje

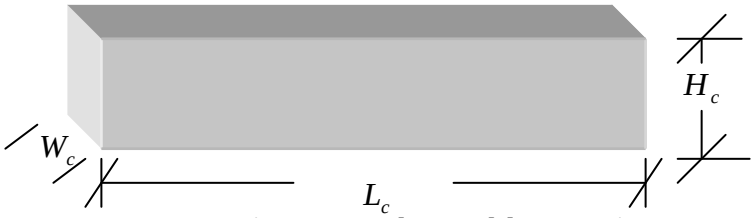


Figura A.10 Chaveta del engranaje

Material de la chaveta: Fundición de Hierro clase 20 ($S_y = 152\ MPa$).

Se comprueba que el eje ($S_y = 276\ MPa$) y el engranaje que es una fundición de hierro clase 40 ($S_y = 290\ MPa$), tienen mayor resistencia que el material con que se realiza la chaveta, ya que esta se comporta como fusible mecánico y en caso de falla debe romperse para que el eje y el engranaje no sufran daños,

Diseño del Piñón y Engrane

El diseño del piñón y el engrane se realiza en respuesta a la necesidad de disminuir la velocidad de giro y aumentar el par torsor generado según el comportamiento de la turbina y los requerimientos de operación del generador.

Se selecciona un ángulo de presión de 20º, ángulo normalizado de uso más común según Norton, Robert (1999). Para la selección de el número de dientes del piñón se hizo referencia a la tabla 2.4 que ofrece los valores mínimos de dientes en un piñón y los máximos en un engrane para evitar interferencia con un ángulo de presión de 20º.

De la curva de Potencia Requerida por el Generador y de la curva de Potencia Generada por la Turbina se obtiene la relación de velocidades, para hacer coincidir las curvas de potencia lo más posible en puntos de velocidad de giro se tomó la relación de:

$$\text{Re}lación\ de\ velocidades = \frac{Velocidad\ de\ giro\ de\ entrada}{Velocidad\ de\ giro\ de\ salida} = 0{,}2285$$

Se fija como 16 el número de dientes del piñón y 70 el número de dientes del engrane. Los diámetros de paso son 2'' y 8,75'' respectivamente (con un paso diametral de 8), asegurando que los engranes no tengan interferencia.

Para la selección del ancho de cara más apropiado se usa la ecuación 2-89

$$F < \frac{16}{P_d} \tag{2-89}$$

Para un paso diametral seleccionado de 8 el ancho de cara es de 2''.

Para un ángulo de presión de 20º se tienen los valores sugeridos para la altura de diente del piñón y el engrane por medio de las ecuaciones 2-90, 2-91 y 2-92.

Siendo $a = {}^{1}\!/_{P_d} = 0{,}125''$

Y $b = {}^{1{,}25}\!/_{P_d} = 0{,}15625''$

Y la altura total del diente

$h_T = a + b = 0{,}125'' + 0{,}15625'' = 0{,}28125''$

Para la selección del material del piñón es necesario calcular los esfuerzos a los que se encuentra sometido el mismo en las condiciones de trabajo más desfavorables.

Para el cálculo del esfuerzo se recurre a la ecuación

$$\sigma_b = \frac{W_t \times P_d}{F \times J} \times \frac{K_a \times K_m}{K_v} \times K_s \times K_B \times K_I \qquad (2\text{-}93)$$

Factor de Aplicación (K_a)

A través de la tabla 2.5 se puede ver que el valor de K_a es igual a uno

Factor de Engrane loco (K_I)

En la caja de velocidades diseñada no hay engranes locos por lo tanto se toma como valor de K_I 1.

Factor de distribución de carga (K_m)

Se va a la tabla 2.6 y se toma el valor de 1,7 por ser el ancho de cara de 2’’

Factor de Espesor del aro (K_B)

Para el cálculo del factor de espesor de aro se hace uso de la ecuación 2-94

$$K_B = -2MB + 3{,}4 \tag{2-94}$$

Para calcular el factor MB se utiliza la ecuación 2-95

$$MB = \frac{T_r}{h_T} \tag{2-95}$$

$T_r = Radio\ de\ paso - b - radio\ del\ eje = 1'' - 0{,}28125'' - 0{,}453'' = 0{,}26575''$

Entonces sustituyendo todas las incógnitas en la ecuación 2-95

$$MB = \frac{T_r}{h_T} = \frac{0{,}26575''}{0{,}28125^{''}} = 0{,}944$$

Y ahora se sustituye el valor de MB en la ecuación 2-94

$K_B = -2 \times MB + 3{,}4 = -2 \times 0{,}944 + 3{,}4 = 1{,}5102$

Factor Dinámico K_v

Para el cálculo del factor dinámico se emplea la ecuación 2-96

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B \tag{2-96}$$

$$A = \left[A + 56 \times (Q_v - 3) \right]^2 \tag{2-98}$$

$$A = \left[50 + 56 \times (Q_v - 3) \right]^2 = \left[50 + 56 \times (6 - 3) \right]^2 = 59{,}773$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4} = 0{,}825 \tag{2-98}$$

$$V_T = \frac{1}{12}\, pies \times 1244{,}87 \times (2 \times \Pi) = 651{,}81\, {pies}/{\min}$$

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{V_t}} \right)^B = \left(\frac{59{,}773}{59{,}773 + \sqrt{651{,}81\, {pies}/{\min}}} \right)^{0{,}825} = 0{,}745$$

La carga tangencial a la que esta sometido el diente del piñón es calculado con el valor de par torsor máximo generado por la turbina que en este caso es leído de la gráfica de Potencia Generada vs Par Generado que se encuentra en la figura

Par torsor máximo generado = 12,30282961 $N \times m$

La carga tangencial aplicada sobre el diente del piñón se obtiene al dividir el valor del par torsor entre el radio de paso del piñón

$W_t = 12{,}3028 \times 0{,}0254 = 484{,}36\text{N} = 108{,}88\text{lbf}$

$$\sigma_b = \frac{W_t \times P_d}{F \times J} \times \frac{K_a \times K_m}{K_v} \times K_s \times K_B \times K_I = \frac{108{,}8 \times 8}{2 \times 1} \times \frac{1 \times 1{,}7}{0{,}745} \times 1 \times 1{,}5102 \times 1 = 1{,}50084 kpsi$$

Ya calculado el esfuerzo al que está sometido el piñón, se procede a calcular la resistencia a la fatiga corregida a través de la ecuación 2-100

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \times K_R} \times S_{fb'} \qquad (2\text{-}100)$$

Suponiendo un uso de 300 horas por año, durante 20 años, que es la duración estimada del generador eléctrico según sus fabricantes entonces se hace también una estimación de la cantidad de ciclos a la que estará sometido el piñón.

$$N = 1244{,}87 RPM \times 300 \frac{hr}{año} \times 60 \frac{\text{min}}{hr} \times 20 años = 448{,}1532 \times 10^6 ciclos$$

$$K_L = 1{,}3558 \times N^{-0{,}0178} = 1{,}3558 \times \left(448{,}1532 \times 10^6\right)^{-0{,}0178} = 0{,}951$$

El valor de KT se supone debido a que el material que se piensa utilizar en la fabricación del piñón es distinto de acero. Por lo cual la ecuación 2-101 no es apta

El valor de K_R se obtiene de la tabla con un 99% de confiabilidad K_R = 1

De la tabla B.8 se selecciona hierro fundido de clase AGMA 40, por que es mas económico que el acero, tiene buena dureza y por lo tanto resistencia al desgaste, y es mucho mas fácil de trabajar que el acero, tiene punto de fusión más bajo que el acero y por lo tanto es común su uso en fabricación de piezas por proceso de fundición en arenas.

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T \times K_R} \times S_{fb'} = \frac{0{,}951}{1 \times 1} \times 13 = 12{,}363\text{kpsi}$$

El factor de seguridad que se obtiene al usar el material seleccionado y bajo la carga aplicada es

$$N = \frac{S_{fb}}{\sigma_b} = \frac{12{,}363 kpsi}{1{,}50084 kpsi} = 8{,}23$$

Por lo tanto se asegura que el engrane no va a fallar por flexión de los dientes.

APÉNDICE B

DIAGRAMAS Y TABLAS

TABLA B.1- Propiedades de los Aceros estructurales

Número de designación del material (número ASTM)	*Grado o espesor*	*Resistencia a la tracción*		*Resistencia a punto cedente*		*Ductibilidad (elongación porcentual en 8 pulg)*
		Ksi	*MPa*	*Ksi*	*MPa*	
A36	$t \leq 8$ "	58	400	36	248	20
A242	$t \leq 3/4$ "	70	485	50	345	18
A242	$t \leq 1\frac{1}{2}$ "	67	460	46	315	—
A242	$t \leq 4$ "	63	435	42	290	—
A441	$t \leq 4$ "	63	435	42	290	18
A514	Inmerso y templado, $t \leq 2\frac{1}{2}$ "	115	800	100	700	18% (" 2")
A572	42, $t \leq 6$ "	60	414	42	290	—
A572	50, $t \leq 4$ "	65	448	50	345	—
A572	60, $t \leq 1\frac{1}{4}$ "	75	517	60	414	—
A572	65, $t \leq 1\frac{1}{4}$ "	80	552	65	448	—
A588	$t \leq 4$ "	70	485	50	345	18

Nota: El ASTM A572 es uno de los aceros de baja aleación más resistentes (HSLA) y tiene propiedades similares al acero SAE J410b especificado por la SAE.

TABLA B.2- Propiedades del Acero Inoxidable 304

NÚMERO	MATERIAL	CONDICIÓN	RESISTENCIA DE FLUENCIA, S_y, MPa (kpsi)	RESISTENCIA ÚLTIMA, S_u, MPa (kpsi)	RESISTENCIA DE FRACTURA, σ_f, MPa (kpsi)	COEFICIENTE DE, σ_0, MPa (kpsi)	EXP. RESIST. A DEFORM., m	DEFORM. A LA FRACT., ε_f
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)†	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)†	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)†	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	Q&T 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273)†	0.041	0.81
4142	Acero	Q&T 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255)†	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221)†	1410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233)†	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2)†	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3)†	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102)†	882 (128)	0.13	0.18

TABLA B.3- Grados SAE de aceros para fabricar afianzadores

Número de grado	*Tamaño de perno (pulg)*	*Resistencia al esfuerzo de tracción (Ksi)*	*Resistencia a punto cedente (Ksi)*	*Resistencia de prueba o probada (Ksi)*	*Marca en la cabeza*
1	¼–1½	60	36	33	Ninguna
2	¼–¾	74	57	55	Ninguna
	>¾–1½	60	36	33	
4	¼–1½	115	100	65	Ninguna
5	¼–1	120	92	85	
	>1–1½	105	81	74	
7	¼–1½	133	115	105	
8	¼–1½	150	130	120	

TABLA B.4.- Grados métricos de aceros para fabricar pernos

Grado	*Tamaño de perno*	*Resistencia al esfuerzo de tracción (MPa)*	*Resistencia a punto cedente (MPa)*	*Resistencia de prueba o probada (MPa)*
4.6	M5–M36	400	240	225
4.8	M1.6–M16	420	340[a]	310
5.8	M5–M24	520	415[a]	380
8.8	M17–M36	830	660	600
9.8	M1.6–M16	900	720[a]	650
10.9	M6–M36	1 040	940	830
12.9	M1.6–M36	1 220	1 100	970

[a]Resistencias a punto cedente aproximadas y no se incluyen en el estándar.

TABLA B.5.- Dimensiones métricas de cuerdas

	Cuerdas gruesas		*Cuerdas finas*	
Diámetro mayor básico (mm)	*Paso (mm)*	*Area de esfuerzo de tracción (mm^2)*	*Paso (mm)*	*Area de esfuerzo de tracción (mm^2)*
1	0.25	0.460	—	—
1.6	0.35	1.27	0.20	1.57
2	0.4	2.07	0.25	2.45
2.5	0.45	3.39	0.35	3.70
3	0.5	5.03	0.35	5.61
4	0.7	8.78	0.5	9.79
5	0.8	14.2	0.5	16.1
6	1	20.1	0.75	22.0
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865

TABLA B.6.- Selección de Rodamientos

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Tolerancias , ver también el texto
Juego radial interno , ver también el
Ajustes recomendados
Tolerancias del eje y del alojamie

Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica	estática	Carga límite de fatiga	Velocidades Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	B	C	C_0	P_u				* - Rodamiento SK
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	52	9	10,6	6,55	0,28	28000	18000	0,078	**98205**
25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	18000	0,13	**6205** *
25	52	15	17,8	9,8	0,4	28000	18000	0,12	**6205 ETN9**
25	52	15	14,8	7,8	0,335	-	8500	0,13	**6205-2RSH** *
25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	14000	0,13	**6205-2RSL** *
25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	14000	0,13	**6205-2Z** *
25	52	15	14,8	7,8	0,335	-	8500	0,13	**6205-RSH** *
25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	18000	0,13	**6205-RSL** *
25	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	18000	0,13	**6205-Z** *
25	52	18	14	7,8	0,335	-	8500	0,15	**62205-2RS1**
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23	**6305** *
25	62	17	26	13,4	0,57	24000	16000	0,21	**6305 ETN9**
25	62	17	23,4	11,6	0,49	-	7500	0,23	**6305-2RS1** *
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	13000	0,23	**6305-2RZ** *
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	13000	0,23	**6305-2Z** *
25	62	17	23,4	11,6	0,49	-	7500	0,23	**6305-RS1** *
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23	**6305-RZ** *
25	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23	**6305-Z** *
25	62	24	22,5	11,6	0,49	-	7500	0,32	**62305-2RS1**
25	80	21	35,8	19,3	0,815	20000	13000	0,53	**6405**
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	0,405	24000	17000	0,17	**RLS 8**
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	0,405	-	8000	0,17	**RLS 8-2RS1**
25,4	57,15	15,875	17,8	9,65	0,405	24000	12000	0,17	**RLS 8-2Z**
25,4	63,5	19,05	22,5	11,6	0,49	22000	16000	0,23	**RMS 8**
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26000	16000	0,18	**62/28**

TABLA B.7.- Coeficientes x y y de los rodamientos de bolas series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64

F_a/C_o	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		*E*
	x	*Y*	*X*	*Y*	
0,014	1	0	0,56	2,3	0,19
0,025				2	0,22
0,04				1,8	0,24
0,07				1,6	0,27
0,13				1,4	0,33
0,25				1,2	0,37
0,5				1	0,44

TABLA B.8.- Resistencia a la fatiga para una selección de materiales de engrane

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión	
					psi x 10^3	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	25-33	170-230
			Endurecido en la masa	240 HB	31-41	210-280
			Endurecido en la masa	300 HB	36-47	250-325
			Endurecido en la masa	360 HB	40-52	280-360
			Endurecido en la masa	400 HB	42-56	290-390
			Endurecido con llama o por inducción	Patrón de tipo A 50-54 HRC	45-55	310-380
			Endurecido con llama o por inducción	Patrón de tipo B	22	150
			Carburizado y cementado	55-64HRC	55-75	380-520
		AISI 4140	Nitrurizado	84.6 15N	34-45	230-310
		AISI 4340	Nitrurizado	83.5 15N	36-47	250-325
		Nitralloy 135M	Nitrurizado	90.0 15N	38-48	260-330
		Nitralloy N	Nitrurizado	90.0 15N	40-50	280-345
		Cromo al 2.5%	Nitrurizado	87.5-90.0 15N	55-65	380-450
Hierro fundido	20	Clase 20	como está fundido		5	35
	30	Clase 30	como está fundido	175 HB	8	69
	40	Clase 40	como está fundido	200 HB	13	90
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	22-33	150-230
	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	22-33	150-230
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70
	A-8-e	50005		180 HB	13	90
	A-8-f	53007		195 HB	16	110
	A-8-i	80002		240 HB	21	145
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	5.7	40
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	23.6	160

- **Manómetro marca de fábrica KOBOLB modelo MAN RE22**

Tabla B.9.- Parámetros de sensores de proximidad inductivos

Model MAN	RE 22...	RE 24...	RE 24...K	Options
Nominal size	80			
Symbol to DIN 16064				
Accuracy class	1.0 to DIN 16005			
Indicating range	0...0.6 bar to 0...1000 bar to DIN 16128 negative or positive and negative/positive overpressure			
Max. pressure	static load: to max. rating alternating load: to 0.9 times max. rating short-term: overload 1.3 times max. rating			1.5 - 2 times
Housing	stainless steel 1.4301			stainless steel polished
Bezel	triangular front ring, stainless steel 1.4301 polished			or black painted
Installation			fixing clamp	front flange
Window	Trogamide			instrument glass
Dial	Al. white, scale and lettering black acc. DIN 16109			dual scale
Pointer	aluminum, black acc. DIN 16 099			trailing pointer
Movement	Brass			plastic bearing and toothing; Manooont
Measuring element	up to 40 bar: brass; over 40 bar: stainless steel			
Connection	Brass			
- position	bottom	rear centre		
- thread	G 1/2 male	G 1/2 male		other threads on request
Protection	IP 54 acc. DIN 40 050			IP 65
Temperatures - medium - ambient	 Tmin. -20 °C, Tmax. +80 °C Tmin. -25 °C, Tmax. +60 °C			
Temperature behaviour	0.3 % / 10K on deviation from normal temperature +20 °C			
Throttle				ø 0.3, ø 0.4, ø 0.8
Weight approx.	0.390 kg	0.380 kg	0.410 kg	

Figura B.1. Manómetro de Bourdón marca KOBOLB modelo MAN RE22

- **Medidor de flujo compacto Oriflow:**

Principio de medición:

El medidor de flujo compacto Oriflow trabaja según el principio de presión diferencial. Este concepto de medición se basa en el hecho de que al disminuir una sección transversal (estrechamiento, placa orificio) en un punto de la tubería se produce un cambio de presión (presión diferencial), que es representativa del flujo.

Características Técnicas:

- **Tolerancia en la medición:** ± 0,8% del valor medido con calibración en seco ± 0,6% del valor medido con calibración húmeda Temperatura del fluido: -20¼ ºC hasta +150¼ ºC Temperatura ambiente: -40¼ ºC hasta +70¼ ºC.

- **Conexión al proceso:** Tipo sandwich: DN 15 bis 1000 mm; 2" a 40"

- **Conexión eléctrica:** Alimentación 24 VDC; Técnica de dos hilos; 4-20 mA; HART.

- **Material: Sensor:** Acero Inoxidable 1.4571 (316 Ti) 1.4408 (304), Hastelloy Otros bajo pedido.

Figura B.2.-. Medidor de caudal ORIFLOW

- **Amperímetro CM 9930**

Características técnicas:

- Amperímetro para corriente alterna y continúa.

  - ✓ DCV: 400 mV ± 0,5 % + 2 dgt - 0,1 mV 4/40/400/600 V ± 1,5 % + 2 dgt. -0,1 mV / 0,01/ 0,1/ 1 V.

  - ✓ ACV: 4/40/400/1000 V ± 1,2 % + 5 dgt. - 0,1 mV/0,01/0,1/1V.

  - ✓ DCA: 400/4000 µA/ 40/400 mA (directamente) ± 1,2% + 5 dgt. 0,1/1 µA/ 0,01/0,1mA 400 A ±2 % + 5 dgt. - 0,1A (pinza) 2000 A ±2 % + 8 dgt. - 1 A (pinza).

  - ✓ ACA: 400/4000 µA/ 40/400 mA (directamente) ± 1,2% + 5 dgt. 0,1/1 µA/ 0,01/0,1mA 400 A ± 2 % + 5 dgt. - 0,1A (pinza) 2000 A ± 2 % + 8 dgt. - 1 A (pinza).

- ✓ Ohmios: 400 mΩ/ 4/40/400 kΩ ± 1 % + 5 dgt. - 0,1/ 1/ 10/ 100 Ω 4 MΩ ± 2 % + 2 dgt. - 0,1 Ω 40 MΩ ± 3,5 % + 3 dgt. - 0,1 Ω.

- ✓ Capacidad: 50/ 500 nF/ 5/ 50 µF ±3,0 % + 5 dgt. - 10/ 100pF/ 0,001/ 0,01µF.

- ✓ Frecuencia: 5 / 50 / 500 Hz/ 5 / 50 / 100 kHz ± 1 % + 5 dgt. - 0,001/0,01/0,1/1 Hz/ 0,01/0,1 kHz.

- ✓ Diámetro del conductor: máximo de 60 mm.

Figura B.3.- Amperímetro CM 9930

- **Tacómetro industrial PAX I**

Características técnicas:

- Aparato programable con pantalla digital para velocidad / revoluciones y recuentos en máquinas y en instalaciones, así como en pruebas o en laboratorio.

- Pantalla LED digital de 6 posiciones.

- Máximo 34 kHz, se adapta a todos los sensores de uso habitual.

- Opción conectable: 2 o 4 valores límite, como salida relé o transistor.

- Programación sencilla por medio del teclado.

- Entradas de usuario de libre programación.

- Salida analógica (0 ... 10 V, 4 ... 20 mA por medio de tarjeta adicional de salida analógica).

- Memoria de valores MIN / MAX.

- Alto tipo de protección IP 65, Dimensiones: 48 x 96 x 104 mm.

- **Sensor de proximidad inductivo 872C:**

Sensores de proximidad inductivos

872C 2 hilos CA

Cara activa de plástico/cuerpo roscado de latón niquelado

872C CA tipo cable
12, 18, 30 mm
página 2-47

872C CA tipo conector Mini
18, 30 mm
página 2-47

872C CA tipo conector Micro
12, 18, 30 mm
página 2-47

Especificaciones

	12 mm	18 y 30 mm
Corriente de carga	≤300 mA	≤500 mA
Corriente mínima de carga	2 mA	
Corriente máxima (1 ciclo)	≤2 A	≤8 A
Corriente de fuga	≤2 mA	
Tensión de trabajo	20–250 V CA	
Caída de tensión	≤5 V	
Repetibilidad	≤5 %	
Histéresis	≤15 % típico	
Prot. contra pulsos en falso	Incorporado	
Prot. contra ruidos transit.	Incorporado	
Homologaciones	Marca CE para todas las directivas aplicables	
Envolvente	NEMA 1, 2, 3, 4, 12, 13 IP67 (IEC 529) Cilindro de latón Níquelado	
Conexiones	Cable: PVC de 2 m (6.5 pies) de longitud 3 hilos Conector: Tipo Micro de 3 pines Tipo Mini de 3 pines	
LED	Rojo: Salida activada, visibilidad a 360°	
Temperatura de operación	-25 °C a +70 °C (-13 °F a +158 °F)	
Impacto	30 g, 11 ms	
Vibración	55 Hz, 1 mm amplitud, 3 planos	

Factores de corrección

Material específico	Factor de corrección
Acero	1.0
Acero inoxidable	0.9
Latón	0.5
Aluminio	0.45

Figura B.4.- Catálogo de sensores de proximidad inductivos

Conjuntos de cables y accesorios QD

Descripción	Número de página
Otros conjuntos de cables disponibles	5-8, 5-44
Cajas de terminales	5-19
Soportes de montaje	2-188 - 2-192
Tapas de protectoras	2-198
Tuercas de montaje	2-199 - 2-200

Dimensiones—mm (pulgadas)

Tipo de cable

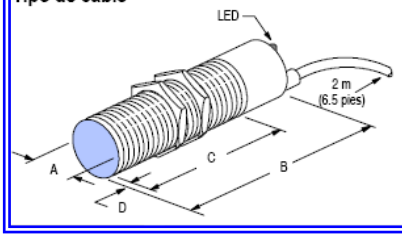
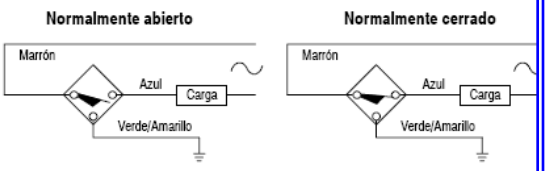


Diagrama de cableado



NOTA: La carga puede conmutarse al hilo marrón.

Figura B.5.- Esquema de montaje de los sensores de proximidad inductivos

Tabla B.10.- Guía de selección de sensores de proximidad inductivos

Guía de selección

Diámetro del cilindro	Distancia de detección nominal mm (pulgadas)	Blindado	Configuración de salida	Frecuencia de conmutación (Hz)	Número de catálogo		
					Tipo de cable	Tipo Mini QD	Tipo Micro QD
12 mm	2 (0.08)	S	N.A.	15	872C-A2N12-A2	—	872C-A2N12-R3
			N.C.		872C-A2C12-A2	—	872C-A2C12-R3
	4 (0.16)	N	N.A.	15	872C-A4N12-A2	—	872C-A4N12-R3
			N.C.		872C-A4C12-A2	—	872C-A4C12-R3
18 mm	5 (0.20)	S	N.A.	15	872C-A5N18-A2	872C-A5N18-N3	872C-A5N18-R3
			N.C.		872C-A5C18-A2	872C-A5C18-N3	872C-A5C18-R3
	10 (0.39)	N	N.A.	15	872C-A10N18-A2	872C-A10N18-N3	872C-A10N18-R3
			N.C.		872C-A10C18-A2	872C-A10C18-N3	872C-A10C18-R3
30 mm	10 (0.39)	S	N.A.	15	872C-A10N30-A2	872C-A10N30-N3	872C-A10N30-R3
			N.C.		872C-A10C30-A2	872C-A10C30-N3	872C-A10C30-R3
	15 (0.59)	N	N.A.	15	872C-A15N30-A2	872C-A15N30-N3	872C-A15N30-R3
			N.C.		872C-A15C30-A2	872C-A15C30-N3	872C-A15C30-R3
Conjunto de cable QD estándar recomendado (-6F = 1.8 m (6 pies), -2 = 2 m (6.5 pies))						889N-F3AFC-6F	889R-F3ACA-2

APÉNDICE C

ANEXOS

Prácticas de laboratorio para la Turbina de Impulso tipo tangencial de flujo axial.

Procedimiento #1: Comportamiento sin carga I

1. Con las 4 válvulas de los inyectores totalmente abiertas, el generador sin carga eléctrica conectada y con la válvula a la descarga de la bomba completamente cerrada encender la bomba y abrir lentamente la válvula de descarga de la bomba hasta que quede completamente abierta.
2. Esperar hasta que el sistema se estabilice en un valor y tomar ese punto como el de partida.
3. Cerrar las válvulas de los inyectores lentamente (todas en la misma proporción) hasta disminuir el caudal en 10GPM. Esperar hasta que el sistema se estabilice y tomar los datos referentes a ese punto.
4. Repetir el paso anterior hasta llegar a un caudal de 130GPM.

Procedimiento #2: Comportamiento con carga I

1. Iniciar en el punto donde culminó el anterior procedimiento. Conectar la carga y aumentar su valor hasta llegar a un valor de 300W, esperar que se estabilice el sistema y tomar ese punto como el de inicio.
2. Incrementar la carga en 100W graduando el reóstato y abrir lentamente las válvulas de los inyectores (de forma uniforme en todas) hasta llevar la velocidad de giro a la velocidad correspondiente a ese valor de potencia de salida del generador según la gráfica.
3. Repetir el paso anterior hasta llegar a el valor de 800W de la carga resistiva.

Procedimiento #3: Comportamiento sin carga II

1. Con dos válvulas de los inyectores abiertas (colineales- 180º entre sí) y las otras dos válvulas completamente cerradas, la válvula de descarga de la bomba completamente cerrada, el generador sin carga resistiva conectada encender la bomba y abrir lentamente la válvula de descarga de la bomba hasta que quede completamente abierta.
2. Esperar hasta que el sistema se estabilice en un valor y tomar ese punto como el de partida.
3. Cerrar las válvulas de los inyectores lentamente (las dos en la misma proporción) hasta disminuir el caudal en 5GPM. Esperar hasta que el sistema se estabilice y tomar los datos referentes a ese punto.
4. Repetir el paso anterior hasta llegar a un caudal de 75GPM.

Procedimiento #4: Comportamiento con carga II

1. Iniciar en el punto donde culminó el anterior procedimiento. Conectar la carga y aumentar su valor hasta llegar a un valor de 500W, esperar que se estabilice el sistema y tomar ese punto como el de inicio.
1. Incrementar la carga en 100W graduando el reóstato y abrir lentamente las válvulas de los inyectores (de forma uniforme en las dos) hasta llevar la velocidad de giro a la velocidad correspondiente a ese valor de potencia de salida del generador según la gráfica.
2. Repetir el paso anterior hasta llegar a el valor de 1100W de la carga resistiva.

Ejercicios prácticos

Para la obtención de la altura de máquina desarrollada por la turbina se dan los siguientes pasos:

- Para cada punto de estudio en los procedimientos se debe leer los siguientes parámetros:

a. Presión en la descarga de la bomba.
b. Caudal total manejado por el sistema.
c. Velocidad de giro del eje.
d. Resistencia eléctrica aplicada.
e. Voltaje y corriente a la salida del generador.

- Con el caudal leído se va a la gráfica de la figura 1.1 y 1.2 y se lee el salto hidráulico disponible para dicho caudal.

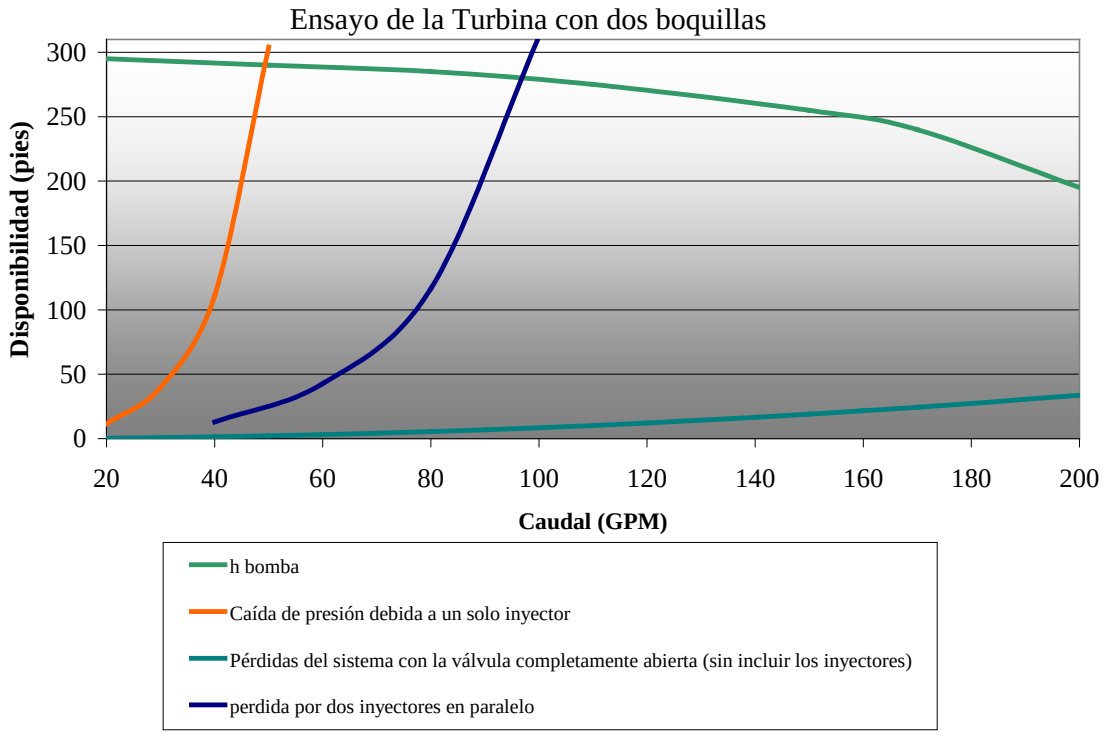


Figura C.1 Salto hidráulico disponible ensayo con dos boquillas

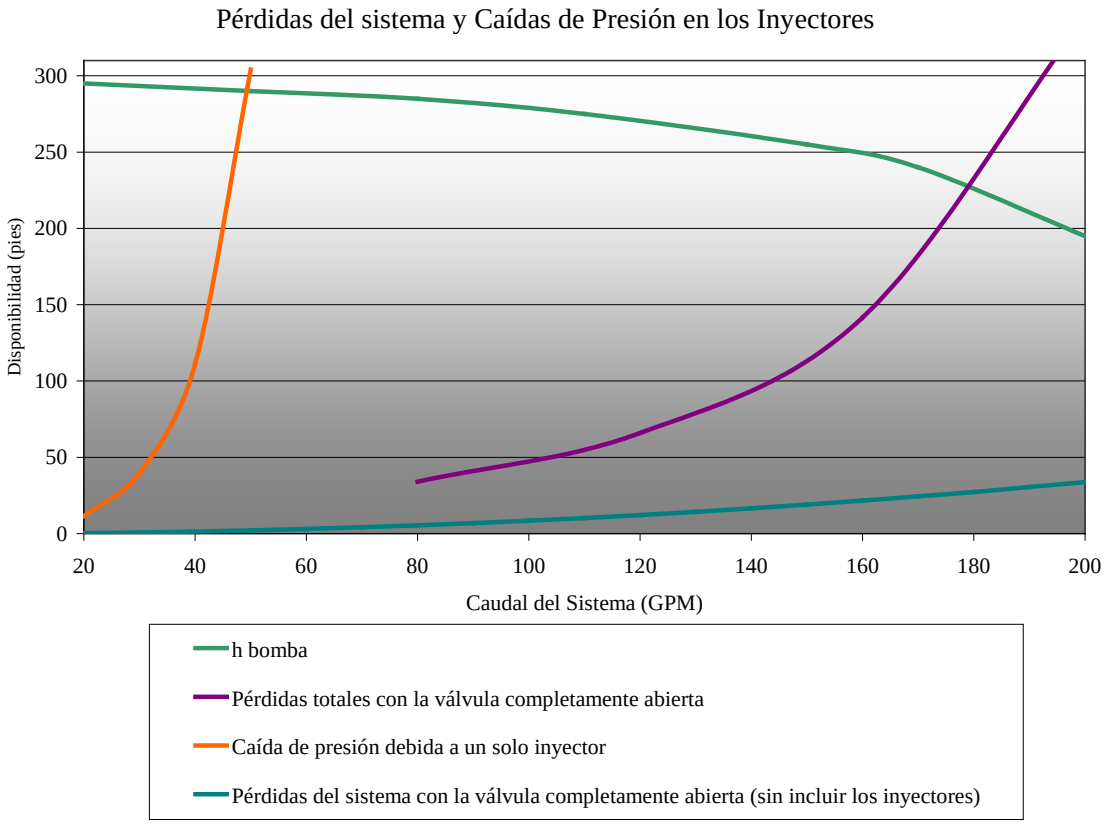


Figura C.2 Salto hidráulico disponible ensayo con cuatro boquillas

El valor del salto hidráulico (ΔH) resulta de la diferencia entre el valor de disponibilidad leído de la curva de perdidas totales y la curva de pérdidas del sistema sin incluir los inyectores para cada distinto caudal. El resto de disponibilidad en caudales distintos al caudal con las válvulas completamente abiertas es de pérdida ocasionado por las válvulas de los inyectores, por lo que no hace falta agregar dichas curvas de pérdidas.

Con el ΔH leído se recurre a la fórmula 1.1 para calcular la velocidad absoluta del fluido a la salida de los inyectores.

$$V_S = \sqrt{\frac{Cv^2 \times 2 \times g \times h}{1 - Cv^2 \times \left(\frac{Área\ Salida\ del\ Inyector}{Área\ de\ entrada\ al\ inyector} \right)^4}} \ [m/s] \qquad (1.1)$$

Con la velocidad de giro leída se puede obtener la velocidad en dirección tangencial por medio de la ecuación 1.2.

$$U = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{60} \qquad (1.2)$$

Conociendo que los inyectores están dispuestos a 20º sobre el plano de rotación y que β_1 = 45º (dirección de la velocidad relativa a la entrada) se puede construir el triangulo de velocidades a la entrada. Haciendo la consideración de que la velocidad a la salida del rodete está en dirección completamente axial $V_1 = V_{1A}$ y que $U_1 = U_2$ se puede construir también el triángulo de velocidades a la salida del rodete.

Con ambos triángulos de velocidad se puede obtener la altura de máquina desarrollada por la turbina a través de la ecuación 1.3

$$Hmáquina = \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2 \times g} \right) + \left(\frac{U_1^2 - U_2^2}{2 \times g} \right) + \left(\frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \times g} \right) \qquad [m] \qquad (1.3)$$

Y con el valor de caudal leído y las alturas calculadas para cada punto se puede obtener el valor de potencia restituida por la turbina para cada punto por medio de la ecuación 1.4.

$$Pr = \gamma \times Q \times H_{de\ la\ Turbina} \ [kW] \qquad (1.4)$$

La relación de giro de la caja reductora es de $\frac{16}{70} \times w_{entrada} = 0{,}2285 \times w_{entrada}$, para la construcción de la curva de potencia versus velocidad de giro reducida.

Para el cálculo de la eficiencia se utiliza la ecuación 1.5.

$$\eta_G = {\Pr}/{Ps}\,[\%] \tag{1.5}$$

Donde:

η_G = Eficiencia global de la turbina. [%]

Pr = Potencia restituida. [kW]

Ps = Potencia suministrada a la turbina. [kW]

La potencia suministrada a la turbina es calculada por medio de la ecuación 1.6

$$\Pr = \gamma \times Q \times \Pr esión\ \ a\ \ la\ \ desc\arg a\ \ de\ \ \ la\ \ bomba\,[\mathrm{kW}] \tag{1.6}$$

La eficiencia global de la turbina se calcula por medio de la ecuación 1.7

$$\eta_G = {Pot_e}/{Ps}\,[\%] \tag{1.7}$$

Donde Pe es la potencia leída a la salida del generador eléctrico y se obtiene su valor a través de la ecuación 1.8

$$Pot_e = V \times I \ \ [\mathrm{kW}] \tag{1.8}$$

Pot_e = Potencia Eléctrica Generada [kW]

V = Voltaje Leído en la Salida del Generador Eléctrico [V]

I = Corriente Leída en la Salida del Generador Eléctrico [I]

La eficiencia del generador se puede calcular por medio de la ecuación 1.9

$$\eta_G = {Pot_e}/{\Pr}\,[\%] \tag{1.9}$$

Donde:

η_G = Eficiencia del generador. [%]

Pr = Potencia restituida. [kW]

Pot_e = Potencia Eléctrica Generada [kW]

Se deben presentar las curvas de las figuras 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7 y 1.8 para cada ensayo.

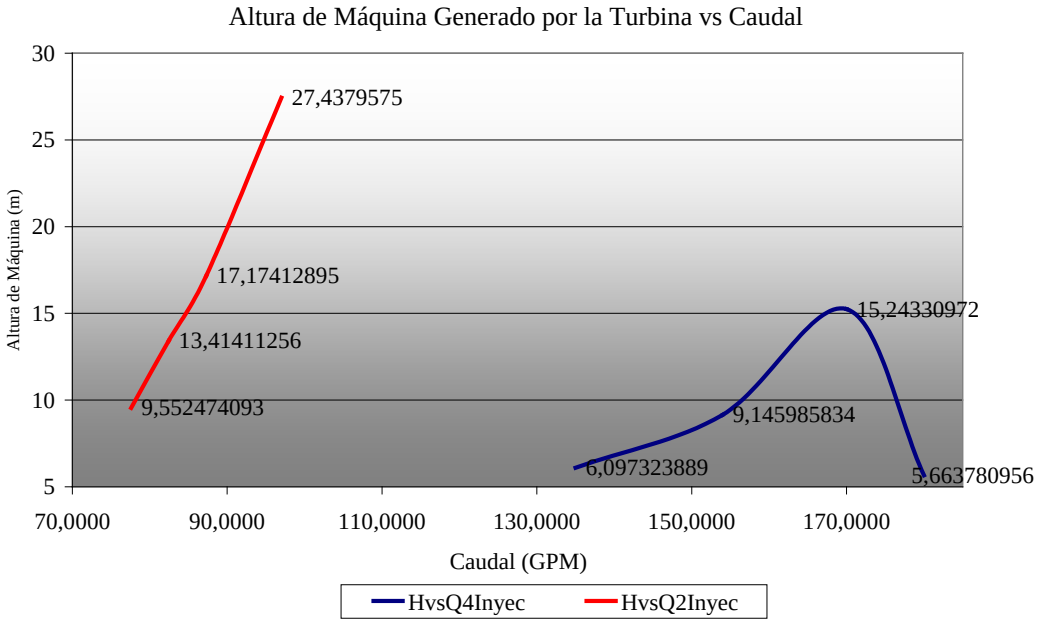


Figura C.3 Altura de máquina generada para el ensayo con dos inyectores y con cuatro inyectores

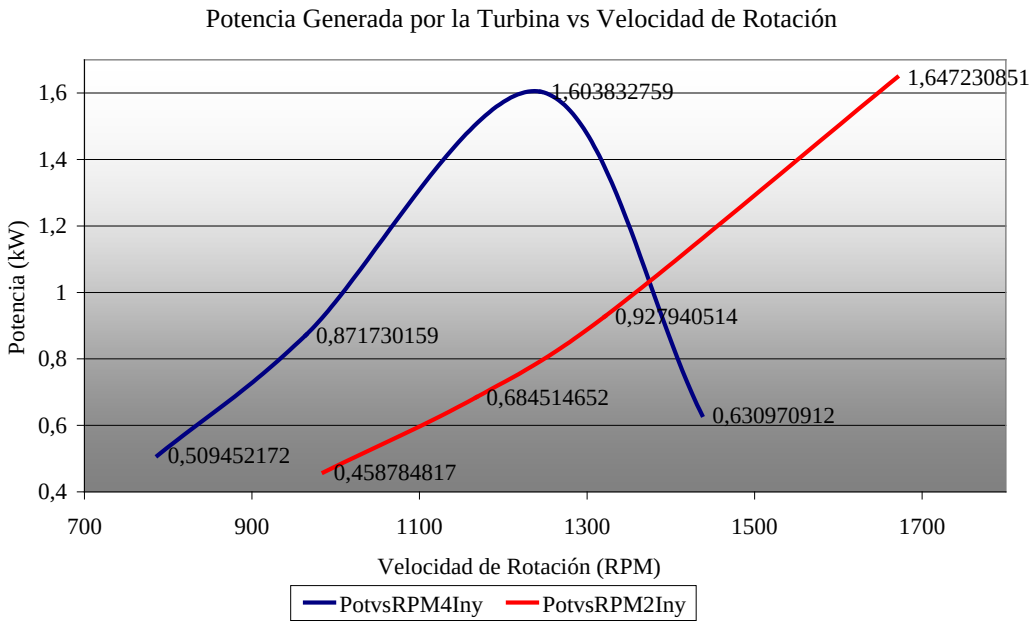


Figura C.4 Potencia generada en el ensayo con dos inyectores y con cuatro inyectores

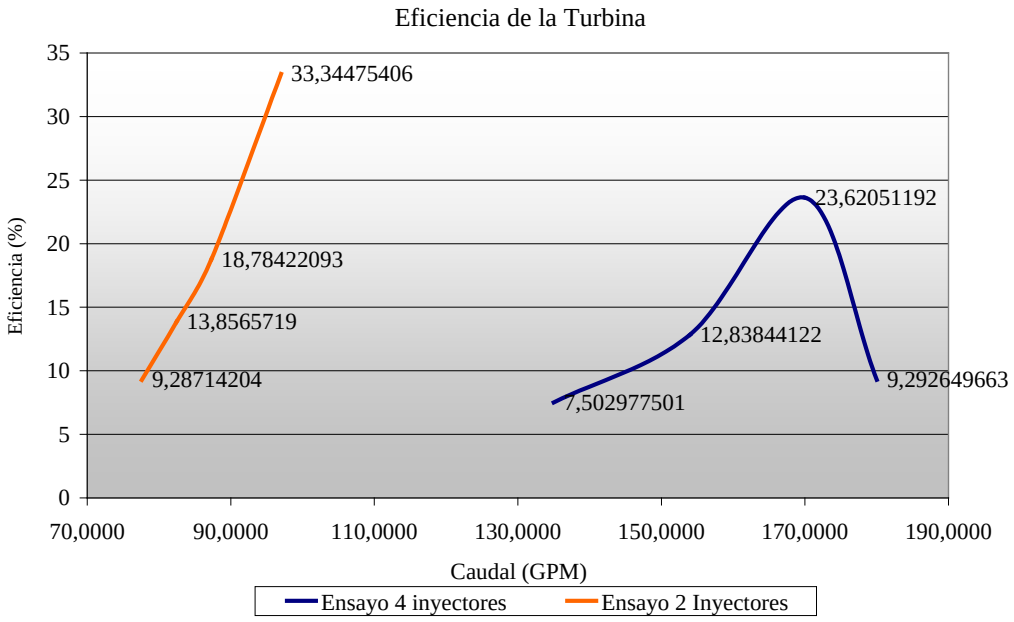


Figura C.5 Eficiencia de la turbina en el ensayo con dos inyectores y con cuatro inyectores

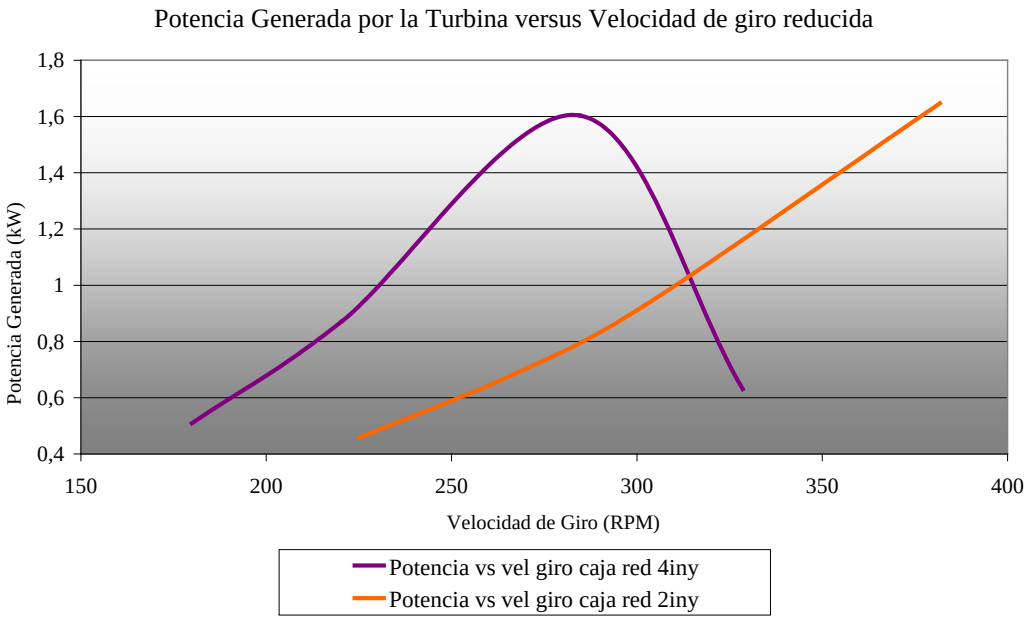


Figura C.6 Potencia Generada versus velocidad de giro reducida

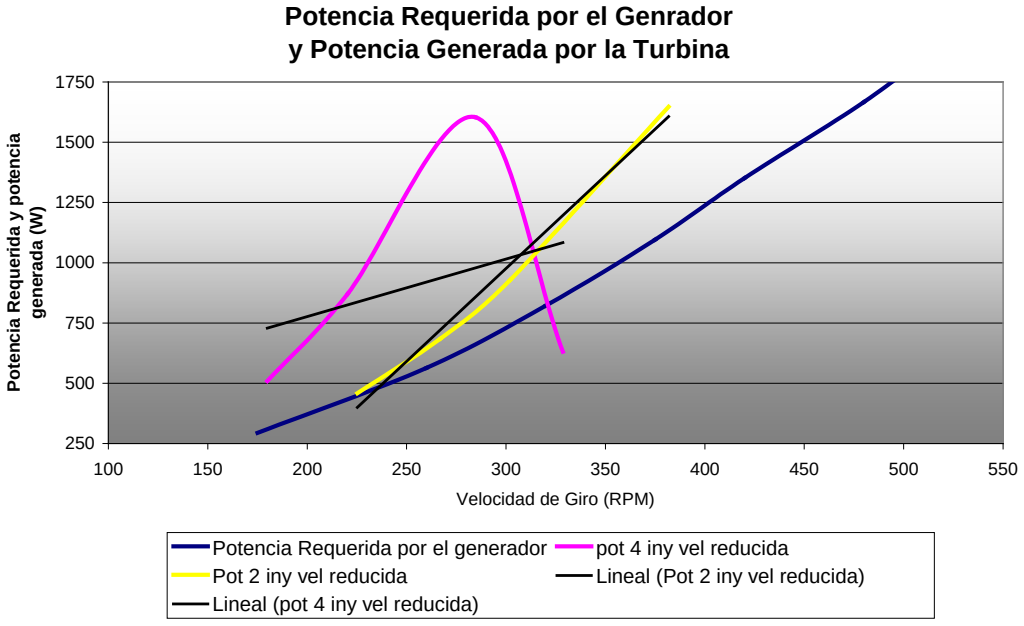


Figura C.7 Potencia requerida y potencia generada

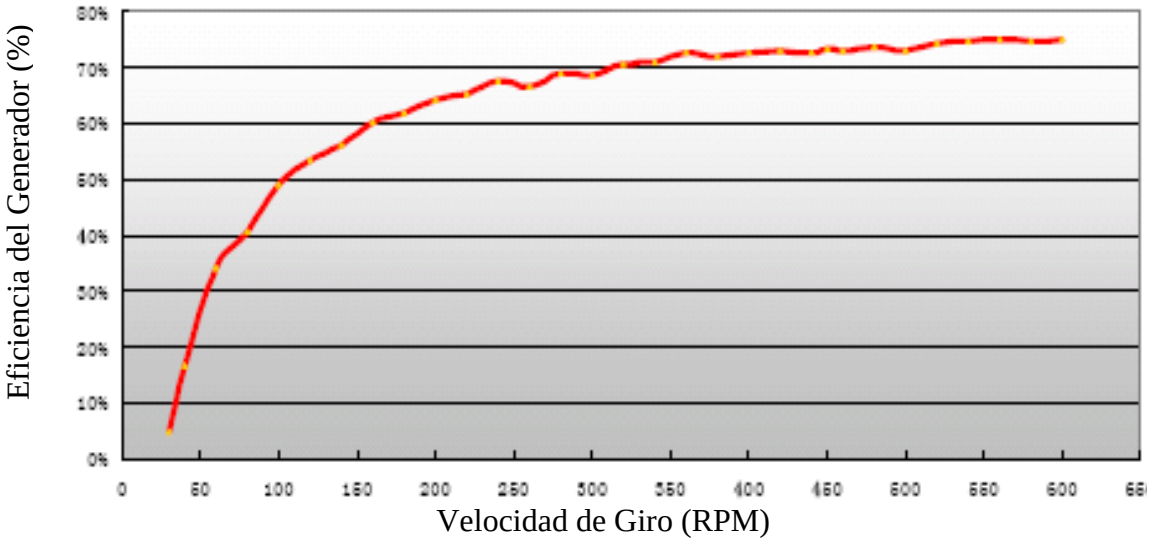


Figura C.8 Curva de Eficiencia vs Velocidad de Giro del Generador
Fuente: www.ginlong.com