

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO
FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE UNA TURBINA
DE VAPOR MONOETAPA PARA EL MODULO DE LA PLANTA
TÉRMICA DEL LABORATORIO DE INGENIERIA MECANICA A
PARTIR DEL GENERADOR DE VAPOR DE 10 BHP DE POTENCIA**

PRESENTADO POR

Br. ALEX AYMA CONDE

Br. DIONISIO GUIZADO PECEROS

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

ASESOR:

Ing. PERCY MIGUEL RUEDA PUELLES.

CUSCO – PERÚ

2026



Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el Asesor PERCY MIGUEL RUEDA PUELLES
..... quien aplica el software de detección de similitud al
trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN
PROTOTIPO DE UNA TURBINA DE VAPOR MONOETAPA PARA EL MODULO
DE LA PLANTA TERMICA DEL LABORATORIO DE INGENIERIA
MECANICA A PARTIR DEL GENERADOR DE VAPOR DE 10 BHP DE POTENCIA

Presentado por: ALEX AYMA CONDE DNI N° 42274128 ;
presentado por: DIONISIO GUIZADO PECEROS DNI N°: 44214045
Para optar el título Profesional/Grado Académico de INGENIERO MECANICO

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 2 veces, mediante el
Software de Similitud, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso del Sistema Detección de
Similitud en la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 8 %.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	<u>X</u>
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de Asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto las primeras páginas del reporte del Sistema de Detección de Similitud.

Cusco, 22 de ENERO de 2026

Firma

Post firma PERCY MIGUEL RUEDA PUELLES

Nro. de DNI 23852830

ORCID del Asesor 0000-0001-8141-4405

Se adjunta:

- Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
- Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: oid: 27259:548051075

TURBINA DE VAPOR MONOETAPA corregido (1).docx

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::27259:548051075

Fecha de entrega

21 ene 2026, 2:24 p.m. GMT-5

Fecha de descarga

21 ene 2026, 3:46 p.m. GMT-5

Nombre del archivo

TURBINA DE VAPOR MONOETAPA corregido (1).docx

Tamaño del archivo

14.5 MB

178 páginas

23.559 palabras

127.489 caracteres

8% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para ca...




Filtrado desde el informe

- Bibliografía
- Texto citado
- Texto mencionado
- Coincidencias menores (menos de 10 palabras)

Exclusiones

- N.º de coincidencias excluidas

Fuentes principales

- 8%  Fuentes de Internet
- 0%  Publicaciones
- 3%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión



Caracteres reemplazados

57 caracteres sospechosos en N.º de páginas

Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

PRESENTACIÓN

Señor:

Decano de la facultad de Ingeniería Eléctrica, Electrónica, Informática y Mecánica de la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco...

Señores docentes miembros del jurado.

En cumplimiento con las disposiciones del reglamento de Grados y Títulos vigentes regidas en nuestra casa de estudios, para optar el título de Ingeniero Mecánico, doy a conocer el trabajo de Investigación de Desarrollo Tecnológico intitulado:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE UNA TURBINA DE VAPOR MONOETAPA PARA EL MÓDULO DE LA PLANTA TÉRMICA DEL LABORATORIO DE INGENIERÍA MECÁNICA A PARTIR DEL GENERADOR DE VAPOR DE 10 BHP DE POTENCIA” para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico.

Br. Alex Ayma Conde

Br. Dionisio Guizado Peceros

DEDICATORIAS

A mi Papá, esta tesis es un tributo a tu influencia y apoyo en mi educación. Tus consejos y ejemplos han sido fundamentales en mi búsqueda de conocimiento. Cada sacrificio que hiciste por mi educación es invaluable.

A mi Madre, que desde el cielo está guiando mi camino, y que siempre quiso que sea mejor persona y profesional para la sociedad.

A mis hermanas, que siempre me han apoyado y he encontrado en ellas un cariño especial, y por la comprensión que siempre me han brindado.

A mis sobrinos, por su alegría, que me inspiran a mantener la curiosidad y entusiasmo, espero ser su inspiración que necesiten para su futuro.

Atte.

ALEX AYMA CONDE

A Dios:

Por ayudarnos a cumplir nuestros objetivos, metas y sueños.

A Julia Peceros:

Mi madre, que desde el cielo siempre me guía y acompaña en todo momento, alegría y tristeza, que siempre me inspira a ser mejor persona.

A Marcelino Guizado:

Mi padre, por apoyarme en todo en esta etapa académica y en mis proyectos.

A Sonia Alarcón:

Por ser mi apoyo incondicional para lograr mis objetivos, metas y sueños y regalarme mis hijos maravillosos que son el motor y motivo de mi vida.

A mis Hermanos, por su apoyo constante para lograr este objetivo.

Atte.

DIONISIO GUIZADO PECEROS.

RECONOCIMIENTO

A la **UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO**, por brindarnos una educación con valores y principios.

A los docentes de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, por la formación y el aprendizaje que nos brindaron en forma teórica y práctica.

Y ayudarnos a desarrollarnos en el ámbito laboral y social.

Al Ing. Percy Rueda, por el apoyo brindado del conocimiento en la elaboración y culminación de proyecto de tesis y facilitarnos los instrumentos y acceso al laboratorio.

A todos los participantes que nos apoyaron de manera directa o indirecta en la elaboración del trabajo de investigación.

RESUMEN

El presente proyecto de investigación tiene como objetivo el diseño y construcción de un prototipo de una turbina de vapor monoetapa para el módulo de la planta térmica del laboratorio de Ingeniería Mecánica a partir del generador de vapor de 10 BHP de potencia.

Esta tesis presenta el proceso completo de diseño termodinámico y mecánico, construcción y pruebas preliminares de una turbina de vapor de acción monoetapa de pequeña potencia. En este documento se analiza el diseño y especificaciones de una turbina de vapor, su diseño refleja las soluciones a ecuaciones que se detallan en bibliografías mencionadas, esta tesis está diseñada de forma comprensible, el cual cuenta con estudios básicos de la mecánica y la termodinámica para ver el comportamiento de los componentes de la turbina en operación, consta de una tobera luego de un rotor de una etapa, la cual está equipada con álabes en dirección del flujo y transmitir movimiento al eje, de esta manera ese movimiento se transmite a un dínamo que convierte la energía mecánica en energía eléctrica .

Palabras clave:

Turbina de vapor monoetapa, Diseño termodinámico, Expansión en la tobera, Diseño mecánico del rotor.

ABSTRACT

The energy laboratory at the School of Mechanical Engineering has a thermal power plant with a 10 BHP steam generator that is not being used efficiently. Therefore, we undertook the design and construction of a steam turbine suited to the parameters provided by the boiler.

This document analyzes the design and specifications of a steam turbine. Its design incorporates the solutions and equations detailed in the cited bibliographies. It is presented in a clear and understandable manner, including deformation studies and an analysis of its operational behavior. It consists of a single-stage rotor equipped with flow-directed vanes that transmit motion to the shaft. This motion is then transmitted to a dynamo, which converts mechanical energy into electrical energy.

INTRODUCCIÓN

Este estudio se enfoca en el diseño y análisis de una turbina de vapor, una máquina térmica diseñada para convertir la energía del vapor en energía mecánica. Esta conversión se logra mediante el intercambio de cantidad de movimiento entre el vapor y el rodete, el componente principal de la turbina, que está equipado con una serie de álabes dispuestos uniformemente. Estas turbinas se utilizan predominantemente en la generación de electricidad, específicamente en centrales termoeléctricas convencionales, donde la eficiencia y la optimización de la potencia son cruciales. El rango de potencia de las turbinas de vapor monoetapa, como la estudiada en este proyecto, generalmente oscila hasta los 2 MW (UPC, 2020).

Las turbinas de vapor se clasifican como máquinas motoras de combustión externa porque operan con un generador de vapor. En el contexto de este estudio, se utilizará un generador de vapor de 10 BHP con su respectivo condensador y bomba. La elección de una turbina radial de un solo paso para el análisis detallado de sus componentes permite una exploración exhaustiva de las características operativas y de diseño que pueden influir en su eficiencia y desempeño en un entorno de laboratorio (UPC, 2020).

Este trabajo tiene como objetivo profundizar en el entendimiento de estas máquinas y su aplicabilidad en el contexto educativo y de investigación, ofreciendo a su vez una oportunidad para observar de cerca el comportamiento térmico y mecánico de la turbina bajo condiciones controladas. Así, se pretende contribuir al cuerpo de conocimiento existente sobre turbinas de vapor y su optimización en el uso práctico y académico.

ÍNDICE GENERAL

PRESENTACIÓN.....	ii
DEDICATORIAS	iii
RESUMEN	vi
ABSTRACT.....	vii
INTRODUCCIÓN	viii
ÍNDICE GENERAL	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xviii
NOMENCLATURA Y SÍMBOLO	xxi
CAPÍTULO I	23
GENERALIDADES	23
1.1. Ámbito geográfico.....	23
1.1.1. Ubicación geográfica.....	23
1.1.2. Condiciones meteorológicas.....	24
1.2. Planteamiento del problema	24
1.3. Formulación del problema	25
1.3.1. Problema general	25
1.3.2. Problemas específicos.....	25

1.4. Objetivos	26
1.4.1. Objetivo general	26
1.4.2. Objetivos específicos	26
1.5. Justificación.....	26
1.6. Alcances y limitaciones del estudio	27
1.6.1. Alcances:	27
1.6.2. Limitaciones	28
1.7. Hipótesis.....	28
1.7.1. Hipótesis general	28
1.7.2. Hipótesis específicas.....	28
1.8. Variables.....	29
1.9. Metodología de la investigación	30
1.9.1. Enfoque de la investigación.....	30
1.9.2. Tipo de investigación.....	30
1.9.2. Nivel de la investigación	30
1.9.3. Diseño de la investigación.....	31
1.9.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos	31
1.9.5. Fases de la metodología.....	31
CAPÍTULO II	33
MARCO TEÓRICO.....	33

2.1. Estado de arte	33
2.1.1. En el ámbito nacional tenemos:	33
2.1.2. En el contexto internacional	34
2.2. Planta térmica de vapor	35
2.2.1. Introducción	35
2.2.1. Ciclo Rankine en una planta térmica	35
2.3. Turbomáquinas	37
2.3.1 Definición	37
2.3.2. Clasificación general de las turbomáquinas.	37
2.3.3 Clasificación por la compresibilidad del fluido	38
2.4. Turbinas de vapor	38
2.4.1. Tipos de turbinas de vapor	39
2.4.2. Elementos que componen la turbina de vapor	43
2.5. Triángulo de velocidades	43
2.6. Ecuación fundamental de las turbomáquinas- ecuación de Euler	45
2.6.1. Definición y deducción de la ecuación de Euler	47
2.6.2. Segunda forma de la ecuación de Euler	47
2.7. Grado de reacción de una turbomáquina	48
2.8. Álabes de acción	48
2.9. Transformación de las entalpías en velocidades	49

2.10. Tobera.....	51
2.10.1. Ecuación de continuidad.....	52
2.10.2. Tipos de toberas.....	52
2.10.3. Velocidad media en una sección cualquiera de una tobera	55
2.10.4. Sección mínima o crítica de una tobera: parámetros críticos	57
2.11. Definiciones termodinámicas.....	58
CAPÍTULO III.....	61
TURBINA DE VAPOR MONOETAPA PARA EL MÓDULO DE LA PLANTA TÉRMICA .	61
3.1. Selección de los componentes de la turbina de vapor (planteamiento de hipótesis).....	61
3.2 Turbina de vapor de un solo escalonamiento (Monoetapa)	69
3.2.1. Distribuidor fijo (tobera convergente-divergente).....	69
3.2.2. Álabes en la periferia radial.....	70
3.2.3. Corona móvil (volante de inercia).....	78
3.2.4. Ejes	81
CAPITULO IV:	83
CÁLCULO DE LA TURBINA REQUERIDA Y DISEÑO DE SUS ÁLABES Y TOBERAS ..	83
4.1. Diseño de una turbina de una sola etapa (monoetapa)	83
4.1.1 Metodología de diseño.....	83
4.2 Análisis termodinámico.....	83
4.2.1. Cálculos del flujo de masa a partir de la potencia generada del caldero	83

4.2.2	Parámetros de entrada de la turbina.....	87
4.2.3	Potencia estimada de la turbina	88
4.2.4	Diseño y cálculo de tobera.....	90
4.2.5	Parámetros de entrada y salida de nuestra turbina de vapor.....	96
4.2.6.	Diseño y cálculo de alabes.....	97
4.2.7.	Triángulo de velocidades de entrada y de salida del álabe.....	99
4.3	Análisis mecánico	107
4.3.1.	Selección del material para los álabes	107
4.3.2	Diseño y verificación de álabes	108
4.5.	Eje de la turbina.....	113
4.5.1.	Cálculo del eje por resistencia	114
4.6.	Selección de rodamientos.....	117
4.7.	Especificaciones técnicas para la selección de la chaveta en el eje de la turbina	119
4.8.	121
CAPÍTULO V:.....		125
PROTOCOLO DE PRUEBAS		125
5.1.	Procedimiento de protocolo de pruebas	125
5.2	Análisis de la relación entre velocidad angular y la potencia mecánica generada en el eje.	126
5.3	Análisis de la relación entre la presión y la velocidad angular del eje.....	127

5.4. Análisis de relación entre la temperatura y presión de entrada en la turbina.....	128
5.5. Cálculo de la potencia mecánica de la turbina a diferentes presiones de prueba.....	130
5.6. Intervalo de potencia para generar energía eléctrica.	131
5.5. Integración.....	133
5.5.1. Conexión con la caldera	133
5.5.2 Sistema de control	134
CAPÍTULO VI.....	136
ANÁLISIS MODAL DE LA TURBINA DE VAPOR	136
6.1. Ecuación de nodos de vibración.....	136
6.1.1. Solución para modos naturales (sin amortiguamiento y sin fuerza externa:	136
6.1.2. Amplitudes de vibración.....	137
6.1.3. Velocidad crítica.....	137
6.2. Análisis vibracional en el eje de la turbina	137
6.2.1. Amplitudes en resonancia:.....	137
6.2.2. Efecto giroscópico	138
6.3. Análisis vibracional mediante elementos finitos FEM	138
CAPÍTULO VII	149
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	149
7.1. Materiales y equipos seleccionados	149
7.2. Fabricación de componentes principales.....	150

7.2.1. Preparación del diseño.....	150
7.2.2. Fabricación de rotor y los álabes	150
7.2.3. Mecanizado de los álabes	151
7.2.4. Acabado, balanceo y control de calidad	152
7.2.5. Maquinado del eje	153
7.2.6. Carcasa.....	154
7.3. Especificaciones técnicas de la construcción	156
7.4. Especificaciones técnicas de los materiales	159
7.5. Evaluación económica.....	161
7.6. Metrado de la instalación del prototipo.....	164
CONCLUSIONES	165
RECOMENDACIONES.....	166
BIBLIOGRAFÍA	168
ANEXO A: TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA.	172
ANEXO B: TABLA TERMODINÁMICA DE AGUA SATURADA	173
ANEXO C: DIAGRAMA DE MOLLIER.....	174
ANEXO C: PLANOS	175

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Tabla de reportes meteorológicos donde está ubicado la planta térmica.....	24
Tabla 2	Comparación básica entre las turbinas de acción y de reacción	40
Tabla 3	Valores de m , p_c/p_0) y α para el aire y el vapor de agua	58
Tabla 4	Tablas de alternativas y selección de componentes de la turbina de vapor Monoetapa .	62
Tabla 5	Tabla de comparación entre el bronce y el acero inoxidable para la construcción de alabes	71
Tabla 6	Tabla de valores recomendados del coeficiente de fluctuacion.....	80
Tabla 7	Parámetros de entrada a la turbina para el diseño.....	87
Tabla 8	Parámetro de salida de la tobera	95
Tabla 9	Especificaciones técnicas del generador	97
Tabla 10	Parámetros necesarios para el cálculo de alabes.....	97
Tabla 11	Propiedades mecánicas del bronce SAE 65	108
Tabla 12	Factores de momento flector y torsión para el cálculo de ejes	116
Tabla 13	Valores de presión, velocidad angular, temperatura y potencia en el eje	125
Tabla 14	Tabla de estado del vapor producido por el caldero y sus respectivas velocidades y potencias en el eje de la turbina.	130
Tabla 15	Velocidad angular calculada y potencia eléctrica medida en el tablero de carga.	132
Tabla 16	Caída de presión para cada potencia requerida.....	132
Tabla 17	Parámetros de entrada y salida de la turbina monoetapa	138
Tabla 18	Información de malla	140
Tabla 19	Información de malla-detalles.....	140

Tabla 20	Lista de modos	146
Tabla 21	Participación de masa (normalizada)	147
Tabla 22	Tabla de frecuencias naturales	148
Tabla 23	Tabla de propiedades del material para los alabes	160
Tabla 24	Tabla de propiedades para el eje del rodete	160
Tabla 25	Tabla de Costo de fabricación y operación de la turbina de vapor	162
Tabla 26	Tabla de costo de materiales para la fabricación de los componentes de la turbina..	162
Tabla 27	Tabla de costo de materiales consumibles	163
Tabla 28	Tabla de metrados	164

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Ciudad Universitaria de Perayoc y el generador de vapor de 10 BHP de potencia.	23
Figura 2	Imagen de una turbina monoetapa UNSAAC	34
Figura 3	Esquema y Diagrama T-S Ciclo Rankine.....	36
Figura 4	Ejemplos de turbomáquinas	37
Figura 5	dirección axial y radial del flujo.....	39
Figura 6	Turbina de reacción y acción.....	41
Figura 7	Turbina monoetapa y multietapa.....	41
Figura 8	Componente de los triángulos de velocidades de entrada y de salida.....	44
Figura 9	Volumen de control.....	45
Figura 10	Álabes simétricos ($\beta_2=\beta_1$)	49
Figura 11	Variación de los parámetros velocidad, temperatura y presión a lo largo de una sección de una tobera convergente divergente.....	53
Figura 12	Exponentes adiabáticos γ o k de algunos elementos	53
Figura 13	Proceso ideal y real de expansión del vapor en una tobera (a) en el plano PV; (b) en el plano TS.....	56
Figura 14	Líneas de coexistencia de una sustancia pura en termodinámicas	60
Figura 15	Modelo de una tobera convergente divergente.....	70
Figura 16	Variación de la presión y velocidad en la tobera y en los álabes	72
Figura 17	Tipos de cascadas de álabes de turbina de vapor	73
Figura 18	Triángulo de entrada y salida	74
Figura 19	Parámetros del perfil de álabes.....	77
Figura 20	Parámetros de operación del volante de inercia	79

Figura 21	Partes del generador de vapor del laboratorio de Ing. Mecánica	83
Figura 22	Partes de la miniplanta térmica:	84
Figura 23	Tanque de combustible y válvula principal de apertura.....	86
Figura24	Diagrama de un Proceso isoentrópico:	88
Figura 25	Longitud de la tobera.....	94
Figura 26	Perfil interior de la tobera.....	94
Figura27	Salto entálpico con sus respectivas pérdidas.....	97
Figura 28	Relación ancho radio de un álabe.....	100
Figura 29	Diagrama de velocidades específicas	100
Figura 30	Ángulos de entrada y salida en el álabe	101
Figura 31	Coeficiente de velocidad K_f en función del ángulo de desviación	102
Figura 32	Triángulos de velocidad a la entrada y salida acomodada por la velocidad periférica	103
Figura 33	Cálculo de los parámetros en el punto 1 y 2 en un proceso isóbaro.....	104
Figura 34	Perfil de un álabe con sus respectivas medidas	106
Figura 35	Fuerza distribuida actuando como presión sobre el álabe del rodete	108
Figura 36	Espesor del álabe con su respectivo radio	111
Figura 37	Esquema para hallar las reacciones en lo rodamientos	114
Figura38	<i>Unidades de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada</i>	118
Figura 39	Chaveta paralela S/DIN-6885/I.....	120
Figura 40	Longitud de faja y factor K_l por longitud de faja	¡Error! Marcador no definido.
Figura 41	Longitud de faja y factor K_l por longitud de faja	¡Error! Marcador no definido.
Figura 42	Relación entre la velocidad angular y la potencia mecánica.....	127

Figura 43	Relación de presión y velocidad en el eje	127
Figura 44	Relación entre la presión del vapor de agua y la temperatura.....	129
Figura 45	Estado del vapor producido por el caldero, a diferentes presiones.	131
Figura46	<i>Permanencia de los 3600 RPM para generar 220 de voltaje en el dínamo</i>	133
Figura 47	Resultados del estudio	141
Figura 48	Modelado según CAD, para el maquinado de los álabes	150
Figura 49	Molde de madera	150
Figura 50	Mecanizado del rodete de turbina	151
Figura 51	Componente del rodete concluido.....	152
Figura52	Pulido del rodete.....	152
Figura 53	Prueba con líquidos penetrantes	153
Figura 54	Maquinado del eje	154
Figura 55	Carcasa de turbina	154
Figura 56	Preparando el empaque de la carcasa	155
Figura 57	Montaje del componente del rodete en el eje	156
Figura 58	Empernado de la carcasa con los componentes dentro	157
Figura 59	Alineación del eje con el rodete y las chumaceras	157
Figura 60	Montaje de la turbina y su generador en la planta térmica del laboratorio de Ing. Mecánica.....	158
Figura 61	Montaje de todos los componentes de la turbomáquina.....	159

NOMENCLATURA Y SÍMBOLO

a	Vel. del sonido
A	Área.
As	Área sometida a esfuerzo
C	Distancia entre centros
Cc	Vel. Crítica
CL	Coeficiente de resistencia
Cpz	Coeficiente de aumento de presión
Cwt	Coeficiente de giro
Cθ	Coeficiente de carga tangencial
D	Diámetro de paso
De	Diámetro exterior
F	Fuerza
Fs	Falla por cortante
h	Entalpía
kb	Rigidez
Kw	Kilowatt
L	Sustentación
L	Longitud
m	Flujo másico
M	Número Mach
m	Módulo
n	Rendimiento
N	Número de álabes, dientes
n	Número de boquillas
p	Presión
P	Potencia de diseño
Pt	Porción de carga
Q	Calor
Pt	Porción de carga
q	Presión dinámica
r	Radio
R	Relación de diseño
RPM	Revolución por minuto
S	Paso entre álabes
S'n	Resistencia a la fatiga real
t	Altura de boquilla
T	Torque
TV	Turbina de vapor
U	Tolerancia de balanceo
Vb	Velocidad álabe
W	Trabajo

γ	Cont. Adiabática
C	Circulación
Σ	Esfuerzo
τ	Esfuerzo cortante
ρ	Densidad
f_s	Factor de servicio
M_t	Momento de torsión
Q	Caudal
V	Volumen específico

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Ámbito geográfico

1.1.1. Ubicación geográfica

El presente trabajo de investigación tecnológica titulado “Diseño y construcción de un prototipo de una turbina de vapor monoetapa para el módulo de la planta térmica del laboratorio de ingeniería mecánica a partir del generador de vapor de 10 BHP de potencia”, la aplicación del prototipo se realizará en el laboratorio de la planta termoeléctrica de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica, proyecto que se ha desarrollado en la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco, en el laboratorio de Máquinas térmicas. Distrito, Provincia y Departamento del Cusco, donde se encuentra construido, instalado y operativo el mencionado módulo de generador de vapor.

El ámbito se define principalmente por la necesidad de acceder a una fuente de vapor a una determinada potencia, la cual se ubican en lugares específicos.

Figura 1

Ciudad Universitaria de Perayoc y el generador de vapor de 10 BHP de potencia.



Fuente: Elaboración propia.

1.1.2. Condiciones meteorológicas

Condiciones meteorológicas donde está ubicada la miniplanta térmica

Tabla 1

Tabla de reportes meteorológicos donde está ubicada la planta térmica

Condiciones meteorológicas donde está ubicado la miniplanta térmica	
Denominación	Valor
Altitud	3399 msnm
Temperatura promedio	11.2 °C
Presión atmosférica promedio	695.9 mbar
Humedad relativa media	57-65 %

Nota: Datos obtenidos en el campo

1.2. Planteamiento del problema

El aprovechamiento eficiente de la energía térmica para la generación de electricidad representa uno de los desafíos más significativos en la ingeniería mecánica contemporánea. Las turbinas de vapor, que transforman la energía térmica del vapor en energía mecánica, son cruciales en este proceso, especialmente en centrales termoeléctricas (Breeze, 2014).

Sin embargo, a pesar de su amplia utilización, existen limitaciones inherentes relacionadas con la eficiencia de conversión de energía y la optimización operativa de estas máquinas, especialmente en configuraciones de baja potencia como las turbinas monoetapa (Boyce, Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants, 2011).

En el laboratorio de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de la UNSAAC, se dispone de un generador de vapor con una capacidad de 10 BHP. Este equipo, aunque funcional, no se ha aprovechado en su totalidad para fines educativos y experimentales. La falta de una turbina de vapor adecuadamente diseñada para trabajar con este generador limita la capacidad de los estudiantes y profesores para explorar aplicaciones prácticas y teóricas, realizar

investigaciones, y obtener datos empíricos sobre la dinámica de la generación de energía térmica.

Este estudio busca abordar estas cuestiones mediante el diseño y construcción de un prototipo de turbina de vapor monoetapa que pueda integrarse efectivamente con el generador de vapor existente en el laboratorio. El objetivo es crear una plataforma experimental que no solo mejore el entendimiento de los principios operativos de las turbinas de vapor, sino que también optimice el uso del vapor generado, aumentando así la eficiencia y la relevancia educativa del laboratorio de planta térmica.

1.3. Formulación del problema

Esta investigación plantea la siguiente pregunta central:

1.3.1. Problema general

¿cómo diseñar y construir un modelo o prototipo de turbina de vapor monoetapa a partir de los parámetros de salida del caldero 10 BHP de potencia que genera el generador de vapor del laboratorio de la carrera profesional de Ingeniería Mecánica?

1.3.2. Problemas específicos

- ❖ ¿Cómo dimensionar los álabes del rodete de la turbina monoetapa?
- ❖ ¿Cuáles serán los valores de potencia, velocidades específicas del modelo de turbina monoetapa a partir de la potencia de la caldera?
- ❖ ¿Cómo obtener los parámetros de salida de la tobera, para ser aprovechados por los álabes?
- ❖ ¿Cuáles serán los efectos producidos en el diseño mecánico del modelo de turbina monoetapa debido a las cargas a las que va a estar sometido?
- ❖ ¿Es posible construir un modelo de turbina monoetapa a bajo costo en la ciudad del Cusco?

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar y construir un prototipo de una turbina de vapor monoetapa para el módulo de la planta térmica del laboratorio de Ingeniería Mecánica a partir del generador de vapor de 10 BHP de potencia.

1.4.2. Objetivos específicos

- ❖ Definir las dimensiones de los álabes a partir del desarrollo de las ecuaciones de Euler y el triángulo de velocidades
- ❖ Calcular los valores de potencia, velocidades y rendimiento para el modelo de turbina monoetapa a partir de las ecuaciones formuladas por el salto entálpico y sus respectivas pérdidas en cada componente de la turbina.
- ❖ Determinar los parámetros de salida de la tobera mediante cálculo del número Mach.
- ❖ Analizar los esfuerzos de cada componente mecánico principal del prototipo de turbina monoetapa mediante resistencia a la fluencia.
- ❖ Construir y probar el prototipo de una turbina de vapor monoetapa, analizando los costos para su fabricación.

1.5. Justificación

El desarrollo de un prototipo de turbina de vapor para el laboratorio de planta térmica de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica presenta múltiples beneficios académicos y prácticos. Primero, facilitará un entorno de aprendizaje interactivo donde los estudiantes podrán experimentar directamente con los principios de la termodinámica y la mecánica de fluidos, observando y analizando el comportamiento real de una turbina en operación. Esto no solo enriquece la experiencia educativa, sino que también fortalece la comprensión teórica mediante la

aplicación práctica.

Además, el prototipo permitirá obtener datos precisos sobre las revoluciones y el rendimiento energético, esenciales para el funcionamiento óptimo del generador de energía eléctrica asociado. Este acceso a datos empíricos reales es vital para la investigación y el desarrollo de nuevas técnicas y metodologías en el campo de la ingeniería mecánica, ya que permite a los estudiantes y docentes realizar cálculos precisos y validar modelos teóricos.

La implementación de este prototipo también conducirá a una mejora en el aprovechamiento del vapor generado por la caldera, optimizando así la eficiencia del proceso térmico en el laboratorio. Esta mejora en la eficiencia no solo tiene implicaciones educativas, sino que también modela prácticas sostenibles y responsables en la gestión de recursos energéticos.

1.6. Alcances y limitaciones del estudio

1.6.1. Alcances:

El desarrollo del presente trabajo de tesis nos determinará un análisis experimental en cuanto se refiere a turbinas térmicas.

Existe un ciclo Rankine en el laboratorio de la escuela, lo cual aprovecharemos para la construcción de nuestro prototipo de turbina.

Aplicaremos los parámetros de salida del generador de vapor, para el diseño de nuestra turbina.

Se realizará una simulación utilizando un software SolidWorks, esta herramienta de dinámica de fluidos computacional (CFD) permitirá modelar el comportamiento del fluido de vapor dentro de la turbina, evaluando variables como la presión, velocidad y temperatura del fluido en los álabes.

Se realizará una evaluación básica del análisis modal tanto en el rodete, eje y carcasa de la

turbina monoetapa con el objetivo de identificar las frecuencias naturales y posibles modos de vibración durante su operación, el análisis permitirá detectar condiciones que puedan generar resonancia o esfuerzos dinámicos excesivos que comprometan la integridad de los componentes mencionados.

1.6.2. Limitaciones

- El flujo de masa que genera el caldero será deducido por la potencia generada del mismo equipo, ya que no se cuenta con una instrumentación de medición de caudal.
- El diseño de los dispositivos del ciclo Rankine es parte de otro trabajo de investigación, a excepción de la turbina de vapor, que es nuestro tema de estudio.
- El estudio de los parámetros eléctricos, sistemas de control y automatización son parte del trabajo de investigación efectuado por otros tesisistas y no serán desarrollados en el presente estudio.
- Las limitaciones económicas, hicieron que seleccionemos materiales que se encuentren dentro del rango establecido por fabricantes de turbinas, tanto para el rodete, tobera y eje de la turbomáquina.

1.7. Hipótesis

1.7.1. Hipótesis general

El diseño y construcción de un prototipo de una turbina de vapor, permitirá aprovechar los 10 BHP de potencia del generador de vapor del laboratorio de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica.

1.7.2. Hipótesis específicas

- ❖ La toma de datos del generador de vapor (presión, temperatura y potencia de vapor de salida del generador), esto con los instrumentos adecuados para así realizar los cálculos

correspondientes.

- ❖ La aplicación de la ecuación de Euler y la ley de continuidad en fluidos compresibles, que describen el comportamiento de los fluidos, tanto en la tobera como seguidamente en la turbina.
- ❖ La determinación de los parámetros de funcionamiento de la turbina de vapor mediante procesos de expansión y estadísticos. Analizar el metrado respectivo del prototipo a realizarse.
- ❖ La determinación y comparación de los costos de turbinas monoetapa con las axiales y multietapas.

1.8. Variables

Variable dependiente

- Prototipo de turbina de vapor a partir del generador de vapor de 10 BHP de potencia.
- n : Velocidad de rotación del eje del rodete (rpm)
- Potencia en el eje de la turbina (kW)
- Potencia eléctrica generada (kW)

Variables independientes

- Flujo de masa de vapor (Kg/seg)
- Temperatura de ingreso a la turbina de vapor ($^{\circ}\text{C}$)
- Presión a la entrada de la turbina de vapor (bar)

Variables intervinientes

- Miniplanta térmica (ciclo Rankine)

1.9. Metodología de la investigación

1.9.1. Enfoque de la investigación

La presente investigación adopta un enfoque cuantitativo debido a que se fundamenta en la recolección y análisis de datos numéricos, para ser válidos experimentalmente en la construcción de la turbina monoetapa, a través de mediciones de presión, temperatura, velocidad angular y potencia generada.

1.9.2. Tipo de investigación

La investigación es del tipo tecnológico, utilizando métodos cuantitativos. La investigación tecnológica tiene como objetivo solucionar problemas de ingeniería que se desea conocer en base a conocimientos consolidados, dado que se centra en el desarrollo de un equipo que transforma la energía térmica en energía cinética y para luego transformarla en energía mecánica.

El tipo de investigación también es aplicada. Esto se debe a que se enfoca en resolver un problema práctico relacionado con la generación de energía eléctrica utilizando una turbina de vapor monoetapa que pueda generar la potencia necesaria en el eje.

1.9.2. Nivel de la investigación

En cuanto a su nivel, la investigación es:

Descriptiva, porque detalla las características y dimensiones de los materiales que se utilizan en condiciones de operatividad.

Explicativa, dado que analiza las relaciones causa-efecto entre las variables de entrada como la (presión, temperatura y flujo másico) y de salida la potencia generada.

Experimental, puesto que lleva a cabo una validación práctica y controlada en laboratorio, para comprobar los resultados del diseño.

1.9.3. Diseño de la investigación

El diseño de la investigación es el plan o estrategia concebida para responder a las preguntas de investigación. En nuestro caso, se desarrollará una Investigación experimental, mediante un protocolo de pruebas, recabando información propia proporcionada por el sistema de captura de datos de la miniplanta térmica.

El desempeño del sistema se evalúa a partir de variables cuantitativas clave, tales como:

- Presión de entrada de vapor
- Temperatura de entrada de vapor
- Flujo másico

El análisis de estas variables nos permite obtener la potencia teórica o nominal en eje de la turbina.

1.9.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Para la recolección de datos experimentales, se utilizaron:

- Termómetro, para medir la temperatura de vapor (°C)
- Manómetro, para medir la presión de vapor (bar)
- Tacómetro, para medir la velocidad de rotación (RPM)
- Cálculos indirectos para estimar la potencia en el eje (kW)

1.9.5. Fases de la metodología

La investigación por realizar será un proceso progresivo y secuencial que nos permita alcanzar los objetivos planteados, las fases que debe seguir la investigación para alcanzar los objetivos son:

Marco teórico, se realizará la revisión bibliográfica necesaria correspondiente a investigaciones realizadas sobre turbomáquinas térmicas, su uso y forma de transformar la energía térmica de vapor (energía por presión) en energía mecánica, así como también se verificarán los

antecedentes de todas las investigaciones previas que involucran la experimentación del módulo.

Diseño termodinámico, desarrollo de modelos matemáticos para el cálculo de torque y potencia, basados en la teoría de saltos entálpicos, triángulo de velocidades, ecuación de continuidad y ecuación de Euler para comprobar resultados.

Diseño mecánico, análisis estático en los puntos de soporte, análisis de esfuerzo cortante en el eje y en los álabes.

Protocolo de pruebas, medir parámetros de entrada y salida de la turbina (temperatura, presión, RPM, potencia eléctrica). Análisis de resultados experimentales en comparación con los datos teóricos.

Especificaciones técnicas, selección y adquisición de materiales, fabricación y montaje de componentes para la turbina monoetapa.

Evaluación económica, análisis de metrado de presupuesto, costos fijos de la construcción y el consumo de combustible por cada prueba.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Estado de arte

2.1.1. En el ámbito nacional tenemos:

La central termoeléctrica de Ventanilla, ubicada en el distrito de Ventanilla, provincia de Callao. Esta central se destaca por ser no solo la de mayor capacidad en el país, sino también la más moderna y eficiente. Representa un hito significativo al ser la primera central térmica del Perú. El proceso de construcción de esta instalación duró dos años y tuvo un costo de 135 millones de dólares. Equipada con una turbina de vapor Siemens V84.3A y dos calderas recuperadoras de calor, la central tiene una capacidad efectiva de 479.3 MW. Estas instalaciones no solo subrayan el avance tecnológico en la generación de energía termoeléctrica en el Perú, sino que también reflejan un compromiso con la eficiencia energética y la innovación tecnológica.

Margarita y Henry (2005), desarrollaron un proyecto significativo en la Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco (UNSAAC) titulado "Diseño e instalación del módulo experimental del ciclo Rankine" para el laboratorio de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica. Este proyecto se centró en la adaptación del diseño de la tobera para mejorar el rendimiento del sistema termoeléctrico experimental. Uno de los aspectos críticos de este diseño fue la configuración del ángulo de incidencia de la tobera, establecido en 20°, optimizado para maximizar la eficiencia energética durante la fase de expansión del vapor. Además, se prestó especial atención al diseño de la salida de la tobera, asegurando que su ancho fuese exactamente igual al de los álabes del rodete, específicamente 10 mm. Esta precisión en el diseño fue esencial para lograr una integración óptima y eficaz entre la tobera y el sistema de rotor, fundamental para el correcto funcionamiento del ciclo Rankine experimental.

Figura 2

Imagen de una turbina monoetapa UNSAAC



Nota: Extraído de Chuchullo y Chevaria (2005).

2.1.2. En el contexto internacional

Uno de los pioneros en el desarrollo de la tecnología de turbinas de vapor fue Carl Gustaf Patrik de Laval (1890) en Suecia, inventó la turbina de una sola etapa que lleva su nombre. La turbina de Laval marcó un hito significativo debido a su capacidad para expandir el vapor a velocidades extremadamente altas mediante una tobera convergente-divergente, actualmente conocida como tobera de Laval. Esta innovación permitió que el vapor impulsara un disco equipado con álabes a velocidades de hasta 30.000 RPM, generando una potencia de 3.7 MW. Este sistema estaba acoplado a un generador eléctrico a través de un reductor de engranajes helicoidales, facilitando así la conversión de energía mecánica en energía eléctrica de manera eficiente. La contribución de Laval no solo optimizó el diseño y la funcionalidad de las turbinas de vapor, sino que también estableció las bases para futuras mejoras en la generación de energía termoeléctrica.

Rivas (2014) realizó un estudio innovador sobre el diseño y simulación de una turbina de vapor de cuatro etapas para el laboratorio de Térmicas y fluidos en la Universidad Los

Libertadores. Este trabajo destacó la turbina de vapor como un medio esencial para la generación de energía mecánica y fue parte de una iniciativa para avanzar en las tecnologías utilizadas en el laboratorio de Termodinámica. La turbina diseñada contaba con cuatro etapas equipadas con álabes móviles y fijos, diseñados para dirigir el flujo de vapor y transmitir movimiento rotacional al eje central. Este movimiento rotacional se convertía en energía eléctrica a través de un alternador, proporcionando una fuente de energía crucial para el laboratorio, operando a un voltaje de 120 AC. El diseño propuesto por Rivas fue meticulosamente planeado para ser fácil de fabricar y mantenía la capacidad de evaluar la deformación estructural durante la operación, garantizando así su viabilidad y funcionalidad a largo plazo. Este estudio no solo confirmó las especificaciones técnicas de la turbina de vapor, sino que también contribuyó significativamente al cuerpo de conocimiento técnico, ofreciendo soluciones prácticas a complejas ecuaciones termodinámicas documentadas en la literatura científica relevante.

2.2. Planta térmica de vapor

2.2.1. Introducción

Las centrales térmicas de vapor juegan un papel crucial en la producción de energía eléctrica a nivel global. Estas instalaciones no solo generan electricidad, sino que, en muchos casos, también proporcionan calefacción urbana. El ciclo de vapor Clausius-Rankine es el proceso termodinámico más fundamental en estas centrales, donde se transforma la energía térmica del vapor en energía mecánica, que a su vez se convierte en electricidad mediante generadores (Moran & Shapiro, 2014).

2.2.1. Ciclo Rankine en una planta térmica

Este ciclo se destaca por su eficiencia y versatilidad, ya que puede ser alimentado por diversas fuentes de energía, incluidas la nuclear, solar, geotérmica y los combustibles fósiles. Los

avances tecnológicos han permitido optimizar este ciclo, mejorando la eficiencia energética de las plantas hasta aproximadamente un 45% en los últimos años. El ciclo Clausius-Rankine no solo es uno de los más utilizados en la industria por su eficacia, sino también por su capacidad de adaptarse a diferentes tecnologías emergentes que buscan una mayor sostenibilidad (Moran & Shapiro, 2014).

Como las turbinas de vapor son máquinas que funcionan bajo el sistema de potencia de vapor, y además la razón de trabajo consumido por el sistema es menor a la de una turbina de gas.

El ciclo apropiado para una central de vapor es el ciclo Rankine, que en su forma más básica se compone de los siguientes procesos.

1-2 Compresión isotrópica en una bomba

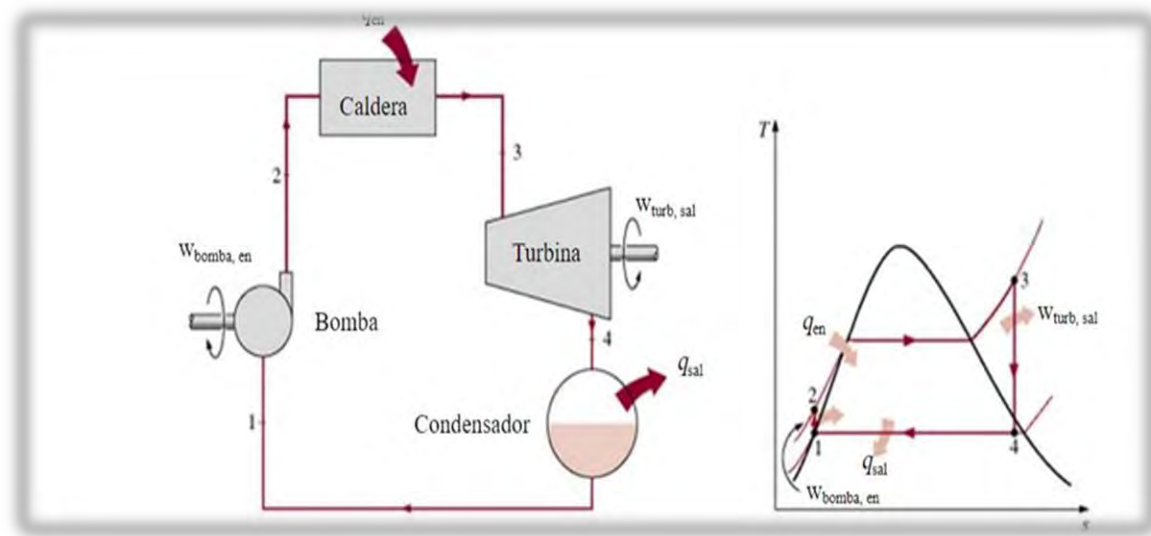
2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera

3-4 Expansión isotrópica en una turbina

4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

Figura 3

Esquema y Diagrama T-S Ciclo Rankine



Nota: Termodinámica: un enfoque de ingeniería. Fuente: (Cengel, Boles (2009))

2.3. Turbomáquinas

2.3.1 Definición

Son equipos diseñados para conseguir un intercambio energético entre un fluido y un eje de rotación, también llamadas máquinas dinámicas, en ellas, el intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido en su paso por el órgano intercambiador de energía (rodete). La ecuación de Euler o *ecuación fundamental de las turbomáquinas*, basada en el teorema del momento cinético, es básica para el estudio de estas máquinas. (Mataix, 1986).

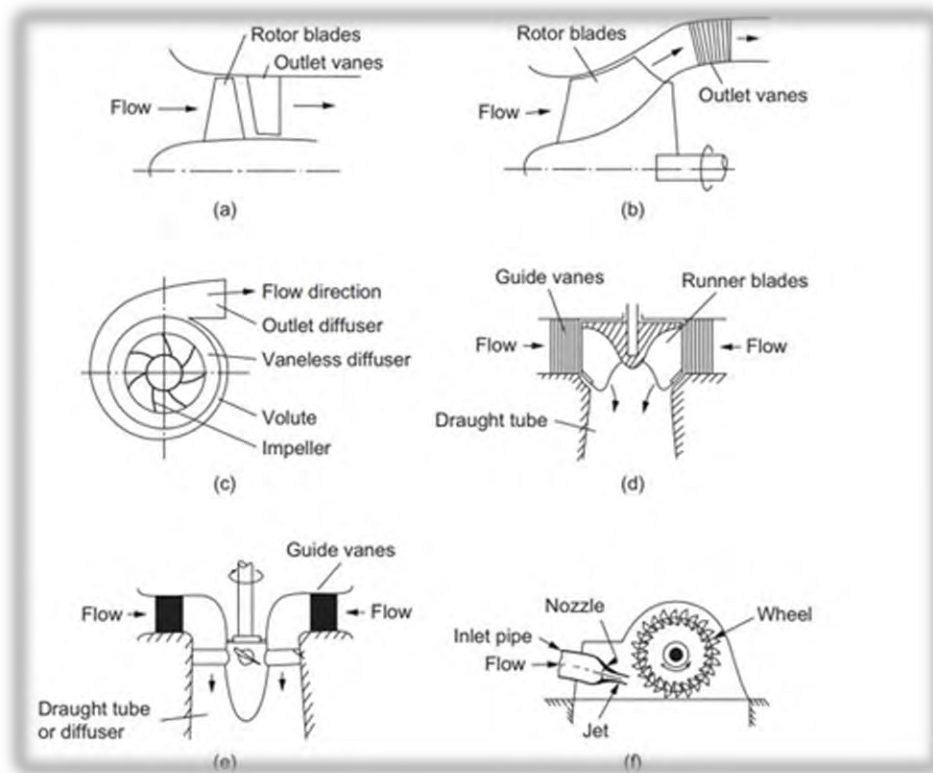
Se identifican dos categorías principales de turbomáquinas, aquellas que absorben energía para aumentar la presión del fluido y las segundas que producen energía al expandir el fluido a una presión más baja, como es el caso de las turbinas de vapor.

2.3.2. Clasificación general de las turbomáquinas.

Las turbomáquinas se clasifican de acuerdo con la naturaleza de la ruta de flujo que pasa a través de los pasos del rotor. Cuando el flujo es paralelo al eje rotacional, el dispositivo se denomina turbomáquina de flujo axial (ver figura 4. (a) y (e)), cuando la trayectoria del flujo es perpendicular al eje de rotación, el dispositivo se denomina turbomáquina de flujo radial (ver figura 4. (c)); En otro de los casos encontramos las turbomáquinas de flujo mixto, que son adaptables para recibir componentes de velocidad radial y axial (ver figura 4. (b) y (d)), y por último tenemos las turbomáquinas de reacción o de impulso (ver figura 4. (f)).

Figura 4

Ejemplos de turbomáquinas



Nota: Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Fuente: (Dixon y Eng (2014)).

2.3.3 Clasificación por la compresibilidad del fluido

Para clasificar las turbomáquinas según su compresibilidad del fluido dentro de la máquina son: turbomáquinas hidráulicas y turbomáquinas térmicas.

Turbomáquinas hidráulicas son aquellas en las que el fluido de trabajo es agua, que se considera como un fluido incompresible.

Turbomáquinas térmicas, es aquella en la que el fluido de trabajo es compresible, las cuales pueden ser (las turbinas de vapor y las turbinas de gas)

2.4. Turbinas de vapor

Las turbinas de vapor son turbomáquinas térmicas motoras, máquinas industriales de cogeneración ampliamente utilizadas y constituyen una de las principales tecnologías para la

generación de energía eléctrica, aportando más del 70% de la energía generada diariamente a nivel mundial. El principio de operación de estas turbinas es relativamente sencillo, pero altamente eficiente: el vapor a alta temperatura y presión se introduce en la turbina, donde impulsa los álabes unidos a un rotor. A medida que el vapor se expande, su temperatura y presión disminuyen, y la energía cinética generada hace girar al rotor, produciendo energía mecánica (Boyce, 2006).

2.4.1. Tipos de turbinas de vapor

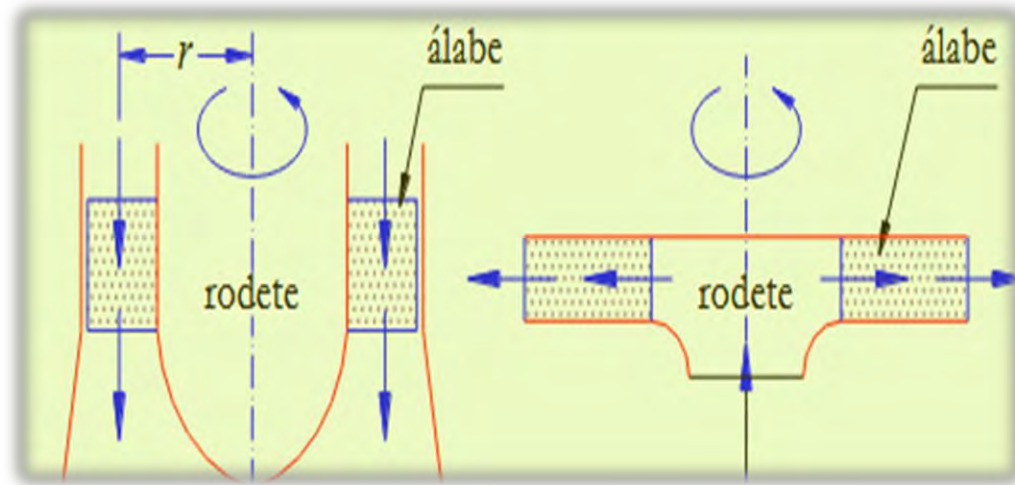
Para clasificar las turbinas de vapor se tiene:

2.4.1.1. Según la geometría (sentido de flujo)

Se toma en cuenta la dirección del fluido, ya sea radiales y axiales. En las máquinas *radiales*, cada partícula del fluido se mueve en el rodete en un plano transversal al eje de la máquina. En máquinas *axiales*, una partícula de fluido se mueve en el rodete de manera que la coordenada radial del vector desplazamiento permanece constante, es decir, se mueve en un cilindro coaxial con el eje de la máquina (Mataix, 1986).

Figura 5

dirección axial y radial del flujo



Nota: Extraído de (Fernández, p.04)

2.4.1.2. Según como se utiliza la energía del fluido.

Otra clasificación es por la transformación de entalpía en energía cinética, las cuales son: las turbinas de acción “por impulso” y de reacción (transforma la presión en velocidad).

Tabla 2

Comparación básica entre las turbinas de acción y de reacción

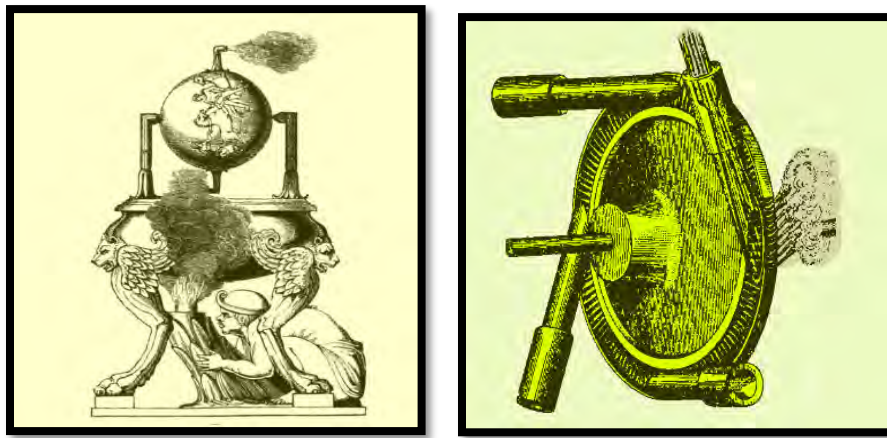
Característica	Turbina de acción	Turbina de reacción
Eficiencia	Mejor con coeficientes volumétricos pequeños, y mala con coeficientes volumétricos medianos y grandes	Mejor con coeficientes volumétricos medianos y grandes
Rotor	Construcción de disco	Construcción de tambor

Empaletado	Unas cuantas etapas, amplias en la dirección axial, álabes fijos montados en diafragma. Álabes móviles en el disco del tambor	Más etapas, angostas en la dirección axial. Álabes fijos montados en la carcasa o en un portador. Álabes móviles en el tambor
Mantenimiento	Transcurre un tiempo más largo entre reacondicionamientos importantes	Tiempo transcurrido en tanto más corto entre reacondicionamientos importantes

Nota: Steam Turbines Desing, Applications and Re-Rating. (Brown et al., 2009, p. 208).

Figura 6

Turbina de reacción y acción



Nota: Tomadas de Heron (120 a.c.) y Laval (1849-1939).

2.4.1.3. Según la cantidad de escalonamientos

Por la cantidad de escalonamientos: Turbinas monoetapa, consta de un solo escalonamiento y son utilizadas comúnmente para aplicaciones de hasta 2 MW y turbinas multietapa, consta de varios escalonamientos, diseñadas para manejar altas presiones de vapor y generar más potencia.

Figura 7

Turbina monoetapa y multietapa



Nota: Tomadas de Scribd

2.4.2. Elementos que componen la turbina de vapor

Las turbinas de vapor están constituidas por:

- **Rotor**, es una de las partes con más sollicitación térmica y mecánica.; puede construirse mediante unión soldada o forja de un único bloque. La energía desatada por el vapor en la turbina se transforma en energía mecánica en este elemento, el rotor está constituido por una serie de coronas de álabes.
- **Los álabes**, que son parte de la turbina encargada de transformar la energía de presión en momento de torsión sobre el eje. La longitud de los álabes y el diámetro del escalonamiento han de aumentar progresivamente a lo largo de la turbina, porque el volumen específico del vapor aumenta.
- **Cuerpo del rotor**, que es el portador de los álabes móviles de la turbina.
- **Carcasa**, que ha de estar diseñada para soportar la presión y albergar el rotor y sus componentes internos.

2.5. Triángulo de velocidades

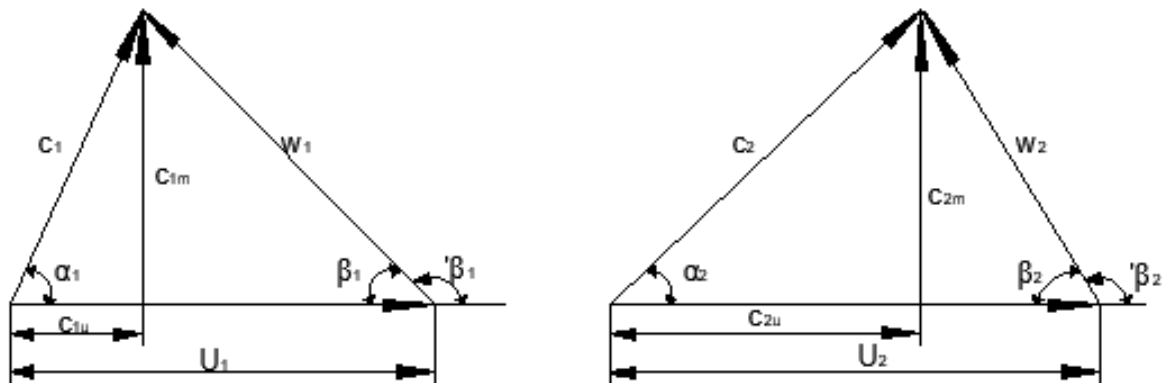
El triángulo de velocidades hace referencia a un triángulo formado por tres vectores que representan:

- la velocidad absoluta del fluido (\vec{c})
- la velocidad relativa del fluido respecto al rotor (\vec{w})
- la velocidad circunferencial del rotor (\vec{u}), también llamada velocidad tangencial.

Estos tres vectores forman un triángulo, el ángulo α se usa para definir la dirección de las velocidades absolutas de entrada y de salida, mientras que el ángulo β se utiliza para representar la dirección de las velocidades relativas. (Casanova Kindelán, Fundamentos de flujo en compresores y turbinas, 2013).

Figura 8

Componente de los triángulos de velocidades de entrada y de salida



Fuente: Elaboración propia

La ecuación vectorial para el triángulo de entrada resulta:

$$\vec{c}_1 = \vec{u}_1 + \vec{w}_1 \quad (1)$$

- \vec{c}_{1m} : componente meridional de la velocidad absoluta de entrada (condiciona el gasto del fluido a través del rodete)
- \vec{c}_{1u} : componente periférica de la velocidad absoluta a la entrada (califica la transferencia energética o energía específica)

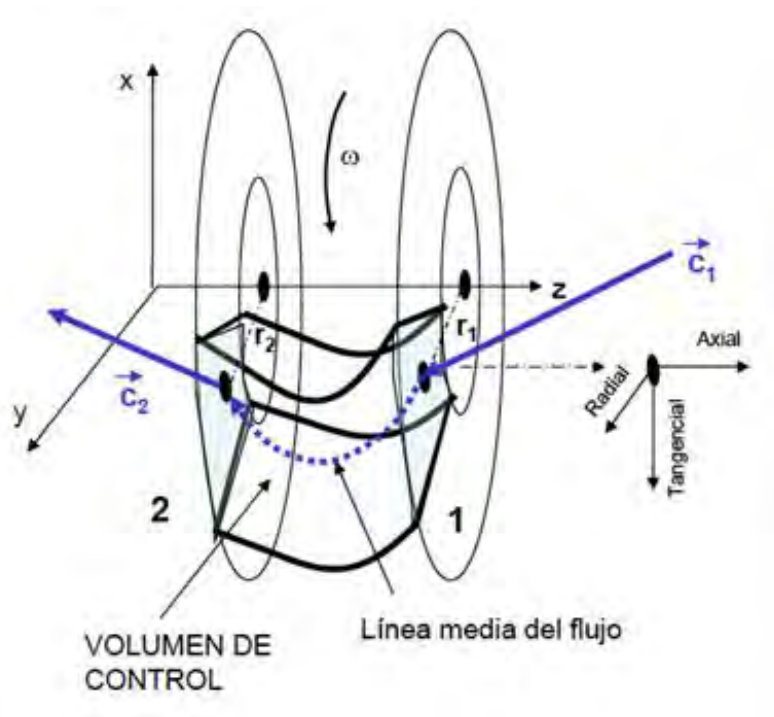
2.6. Ecuación fundamental de las turbomáquinas- ecuación de Euler

La ecuación general de las turbomáquinas, formulada por Euler, se define aplicando la ley de conservación del momento cinético a un volumen de control del fluido. El volumen de control corresponde a un conducto perteneciente al rotor de una turbomáquina por el que circula un fluido, y que gira respecto al eje de la máquina a una velocidad angular constante " ω ".

Aplicando el teorema del momento cinético al fluido contenido en el volumen de control:
(Casanova Kindelan, fundamentos de turbomáquinas, 2013).

Figura 9

Volumen de control



Nota. Andrés Rodríguez (2016), Análisis CFD de un álabe (p. 19).

$$\frac{dT_z}{dt} = \sum M_z$$

En turbomáquina motora, en forma escalar, solo se consideran las fuerzas que actúan sobre el fluido desde las paredes:

$$\frac{dT_{(m*c_u*r)}}{dt} = \sum M_z = -M_m$$

Suponiendo flujo unidireccional:

$$\frac{dm}{dt}(c_{u2} * r_2 - c_{u1} * r_1) = \sum M_z = -M_m$$

La variación del momento cinético del fluido es igual al par sobre el conducto. Si el fluido pierde momento cinético, se produce un par motor sobre el rotor de la máquina.

Por lo tanto, el par motor ejercido por el fluido contenido en el volumen de control es:

$$M_m = \dot{m}(c_{u1} * r_1 - c_{u2} * r_2) \quad (2)$$

Siendo: $\omega = \frac{u_1}{r_1} = \frac{u_2}{r_2}$, la potencia interna producida queda:

$$Pot = M_m * \dot{\omega} = \dot{m}(c_{u1} * u_1 - c_{u2} * u_2) \quad (3)$$

Y el trabajo específico obtenido del fluido por unidad de masa resulta:

$$W_u = \frac{Pot}{\dot{m}} = c_{u1} * u_1 - c_{u2} * u_2 \quad (4)$$

“Ecuación fundamental de las Turbomáquinas o ecuación de Euler”

2.6.1. Definición y deducción de la ecuación de Euler

Es la ecuación fundamental que describe el comportamiento de una turbomáquina bajo la aproximación de un flujo unidimensional. El balance de energía nos ayuda a analizar las transformaciones de energía calorífica en potencial y cinética, se evalúa la transformación de energía cinética que proporciona el fluido en energía mecánica en el eje del rodete. Esta transformación se da en los álabes de forma aerodinámica, la acción del fluido sobre los álabes provoca la aparición de fuerzas que ocasionan un torque sobre el eje, que, multiplicados por la velocidad de rotación del eje, resulta en potencia mecánica de la turbina. (Mataix, 1986)

Aplicando la ley de cosenos al triángulo de entrada y de salida, según la fig. 9:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1$$

Siendo: $\cos \alpha_1 = \frac{c_{1u}}{c_1}$

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2c_{1u}u_1$$

$$c_{1u}u_1 = \frac{u_1^2 + c_1^2 - w_1^2}{2} \quad (5)$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2c_2u_2 \cos \alpha_2 = u_2^2 + c_2^2 - 2c_{2u}u_2$$

$$c_{2u}u_2 = \frac{u_2^2 + c_2^2 - w_2^2}{2} \quad (6)$$

De donde obtenemos la segunda forma de la ecuación de Euler:

2.6.2. Segunda forma de la ecuación de Euler

Reemplazando (5) y (6) en (4) obtenemos una ecuación de energía específica:

$$W_u = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} - \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (7)$$

El primer término del sumando hace referencia a la modificación de la energía cinética absoluta, el segundo término tiene en cuenta el trabajo de las fuerzas centrífugas y el tercer término, la modificación de la energía cinética en el rotor.

2.7. Grado de reacción de una turbomáquina

El *grado de reacción* de una turbomáquina se refiere al modo como trabaja el rodete.

$$\sigma = \frac{H_p}{H_c}$$

Es decir, el cociente de la altura que absorbe el rodete de la turbina en forma de presión (H_p) por la altura total que absorbe el rodete de la turbina H_c , “altura de Euler”, siendo H_c siempre positivo.

Turbina de acción, en este tipo de turbinas la presión se mantiene constante en todo el rodete, por ello la altura de presión absorbida por el rodete es nula, entonces el “ σ ”, es cero.

Turbina de reacción, en este tipo de turbinas la presión a la entrada del rodete es mayor que a la salida, por eso la altura de presión es diferente a cero, y el $0 < \sigma < 1$.

Las máquinas en que el grado de reacción es igual a cero se llaman de acción. “caso que ocurre en nuestra turbina que es de acción pura”.

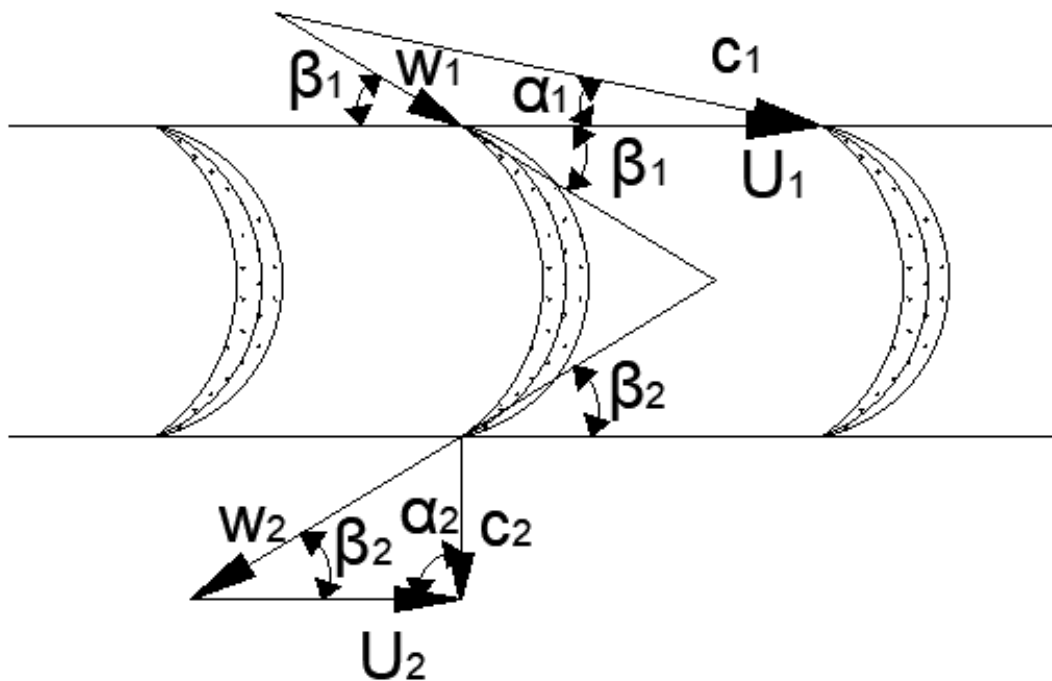
2.8. Álabes de acción

Los álabes son configuraciones geométricas en forma de pala que constituyen la corona o el rodete de una turbina, se pueden clasificar en álabes estacionarios y álabes de rodete, cuya función es transformar la energía cinética en energía mecánica.

En las coronas móviles de acción se utilizan mucho los álabes simétricos:

Figura 10

Álabes simétricos ($\beta_2 = \beta_1$)



Nota: Elaboración propia.

2.9. Transformación de las entalpías en velocidades

Entalpía según (Mataix, p 51) ; es una propiedad que, por definición, es la suma de la energía interna y del trabajo de flujo, y también tiene dimensiones de una energía. La entalpía específica se designa con la letra "h", siendo por definición:

$$h = u + pv \quad \left(\frac{Kj}{Kg} \right) \quad (8)$$

y en forma diferencial:

$$dh = du + d(pv) = du + pdv + vdp \quad (9)$$

Según el primer principio de la termodinámica; que es la ley de la conservación de la energía:

Energía que entra al sistema = energía que sale del sistema

$$\begin{aligned} U_1 + p_1 V_1 + E_{z1} + E_{c1} + Q \\ = U_2 + p_2 V_2 + E_{z2} + E_{c2} + W \end{aligned} \quad (10)$$

Donde:

U : Energía interna en el sistema

p : Presión en el sistema

V : Volumen específico

E_z : Energía potencial

E_c : Energía cinética

Q : Calor que entra al sistema

W : Trabajo que entrega el sistema

Despejando Q , se puede escribir en energías específicas:

$$Q = \Delta u + \Delta(pv) + \Delta(zg) + \Delta\left(\frac{c^2}{2}\right) + W$$

$dQ = du + d(pv) + d(zg) + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + dW$; reemplazando du con la ecuación (9)

$$Q = \Delta h + \Delta(zg) + \Delta\left(\frac{c^2}{2}\right) + W \quad (11)$$

Así tenemos para turbinas de vapor y de gas:

$\Delta(zg) = 0$; hipótesis general de las turbomáquinas térmicas.

$Q = 0$; por no haber transferencia de calor

$\Delta\left(c^2/2\right) = 0$; porque la energía cinética a la entrada es igual a la salida.

La ecuación (11) queda:

$$W = -\Delta h = h_1 - h_2 \quad (12)$$

Para una tobera fija que no absorbe ni restituye trabajo, $W=0$; ni es un intercambiador de calor, $Q=0$; y la energía cinética a la entrada de la tobera es despreciable con relación a la salida:

$$\frac{c_2^2}{2} = h_1 - h_2$$
$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} \quad (13)$$

De la figura (11); en un escalonamiento cualquiera de acción o reacción el salto entálpico en la corona móvil viene dado por:

$$\Delta h_m = h_1 - h_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \quad (14)$$

Para turbinas de acción donde el $\sigma = 0$; $\Delta h_m = 0$ ($h_1 = h_2$) y las pérdidas en el rodete son nulas entonces las velocidades relativas tanto a la entrada como a la salida son iguales escalarmente:

$$w_1 = w_2$$

2.10. Tobera

Es un órgano fijo que forma, por tanto, parte del estator de la turbomáquina térmica cuya misión es transformar totalmente (escalonamiento de acción) o parcial (escalonamiento de reacción), el salto entálpico en energía cinética, como consecuencia, en la tobera la presión del fluido disminuye, y el volumen específico y la energía cinética del fluido aumentan (proceso de expansión). (Mataix, p.244).

2.10.1. Ecuación de continuidad.

La ecuación de continuidad en el régimen permanente expresa que el caudal másico a través de una sección de un conducto cualquiera o tubo de corriente es constante, y por tanto se tiene:

$$G = \frac{Ac}{v} = \frac{A_1 c_1}{v_1} = cte \quad (14)$$

Donde:

G ; caudal másico

A ; sección transversal del conducto

c ; velocidades medias normales a la sección considerada

v ; volumen específico en la sección considerada.

2.10.2. Tipos de toberas

Existen dos tipos de toberas, las cuales son:

2.10.2.1. Tobera convergente- divergente

La tobera convergente-divergente o de Laval, es un dispositivo usado para acelerar un fluido hasta velocidades supersónicas ($Ma > 1$), esto por medio de la conversión de la presión y energía térmica en energía cinética.

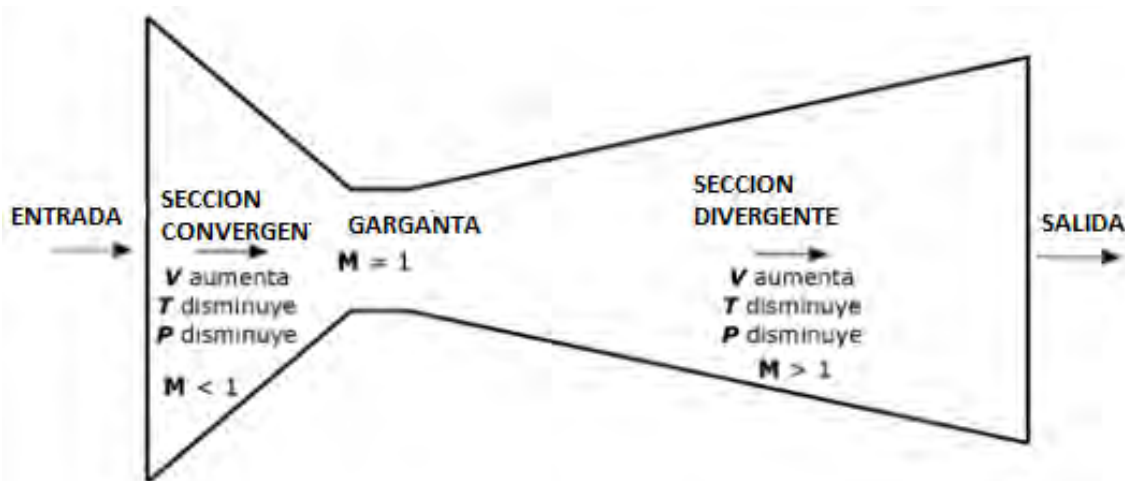
En la sección convergente, el fluido puede ser acelerado hasta el régimen sónico

($Ma = 1$), lo cual ocurre en la garganta, sucesivamente el fluido continúa acelerándose en la sección divergente hasta alcanzar el régimen supersónico para el cual fue diseñada la tobera.

El estado del flujo en la tobera se puede determinar por medio del cociente entre la contrapresión (p_1) a la salida y la presión total a la entrada (p_0).

Figura 11

Variación de los parámetros velocidad, temperatura y presión a lo largo de una sección de una tobera convergente divergente



Nota: Elaboración propia

2.10.2.2. Tobera convergente

Es un conducto en el que la sección transversal varía suavemente y donde un flujo compresible estacionario puede acelerarse mediante una caída de presión a lo largo del conducto, para fabricar una tobera convergente es necesario conocer la presión crítica máxima que pueda soportar la tobera, esta presión es necesaria para no exceder sus limitantes y para que el flujo másico entregado por la caldera pase sin ningún problema. Y se calcula de la siguiente manera:

$$p_c = p_i \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma + 1}} \quad (15)$$

Donde p_i es la presión de entrada, (γ) es la constante adiabática o relación de calores específicos (C_p/C_v) del vapor, hallado en la siguiente tabla:

Figura 12

Exponentes adiabáticos γ o k de algunos elementos

Gas		M	c_p	c_v	$k = c_p/c_v$	c_p	R		R/J
		Kcal	Kcal	Kcal		Kcal	Kgm	pie-lb	Kcal
		(o bien, lbmol)	(o bien, lb-°R)	(o bien, lb-°R)		(o bien, Btu/lbmol-°R)			
Argón (Ar)	(b)	39.95	0.1244	0.0747	1.666	4.97	21.22	38.68	0.04971
Helio (He)	(b)	4.003	1.241	0.745	1.666	4.97	211.82	386.04	0.4961
Mercurio (Hg)	(b)	200.61	0.0248	0.0148	1.666	4.97	4.227	7.703	0.0099
Neón (Ne)	(b)	20.183	0.246	0.1476	1.666	4.97	42.014	76.57	0.0984
Xenón (Xe)	(b)	131.30	0.0378	0.0227	1.666	4.97	6.458	11.77	0.0151
Aire	(a)	28.970	0.24	0.1714	1.4	6.953	29.269	53.342	0.06855
Monóxido de carbono (CO)		28.01	0.2487	0.1778	1.399	6.965	30.268	55.170	0.0709
Cloro (Cl ₂)		70.914	0.1144	0.0864	1.324	8.11	11.957	21.791	0.02800
Flúor (F ₂)		38.00	0.197	0.1447	1.36	7.487	22.32	40.67	0.05226
Hidrógeno (H ₂)		2.016	3.419	2.434	1.40	6.892	420.60	766.54	0.98507
Hidroxiilo (OH)		17.008	0.421	0.3031	1.383	7.167	49.854	90.858	0.11676
Óxido nítrico (NO)		30.008	0.2378	0.1716	1.386	7.137	28.256	51.497	0.06618
Nitrógeno (N ₂)		28.016	0.2484	0.1775	1.399	6.960	30.265	55.158	0.07088
Óxígeno (O ₂)		32	0.2194	0.1573	1.395	7.020	26.497	48.291	0.06206
Óxido de carbono (CO ₂)		44.010	0.2016	0.1565	1.288	8.874	19.26	35.11	0.04512
Ácido sulfhídrico (H ₂ S)		34.086	0.2397	0.1799	1.321	8.172	24.87	45.33	0.05826
Óxido de nitrógeno (NO ₂)		46.008	0.1921	0.1489	1.29	8.837	18.43	33.59	0.0432
Óxido nítrico (N ₂ O)		44.016	0.2097	0.1646	1.274	9.23	19.26	35.11	0.04512
Ozono (O ₃)		48	0.1954	0.154	1.269	9.378	17.67	32.194	0.0414
Óxido de azufre (SO ₂)		64.07	0.1487	0.1177	1.263	9.53	13.23	24.12	0.03100
Vapor de agua (H ₂ O)		18.016	0.4454	0.3352	1.329	8.025	47.06	85.77	0.11023

Nota: Extraído de: Termodinámica. Virgil Moring Faires, 1982 (p.729).

Para saber la velocidad a la cual el vapor sale, es necesario calcular el número Mach con la siguiente fórmula:

$$M = \frac{C_c}{a} \quad (16)$$

Donde:

M : Número de Mach (adimensional)

C_c : Velocidad crítica de la garganta

a : Velocidad del sonido en el medio transportado (vapor)

Donde (a) se calcula con la siguiente formula:

$$a = \sqrt{\gamma * p * v} \quad (17)$$

Y la velocidad crítica se calcula con la siguiente ecuación:

$$C_c = 91.25 \sqrt{h_0 - h_2} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (18)$$

Donde h son las entalpías halladas en tablas de vapor, con presión inicial y presión crítica

Para toberas se encuentran tres casos en función del número de Mach:

Para toberas: $\frac{dp}{p} < 0$; flujo acelerado

- Flujo subsónico: $Ma < 1$; $\frac{dA}{A} < 0$. Tobera convergente; el área transversal del conducto debe ir disminuyendo.
- Flujo transónico: $Ma = 1$; $\frac{dA}{A} = 0$; es decir, que la sección del conducto alcanza un mínimo cuando 'Ma' se aproxima a 1. A esta sección mínima se denomina garganta de la tobera.
- Flujo supersónico: $Ma > 1$; $\frac{dA}{A} > 0$; esto significa que en zonas donde el flujo sea supersónico, se debe aumentar el área transversal para continuar su expansión, llamándose entonces zona divergente de la tobera.

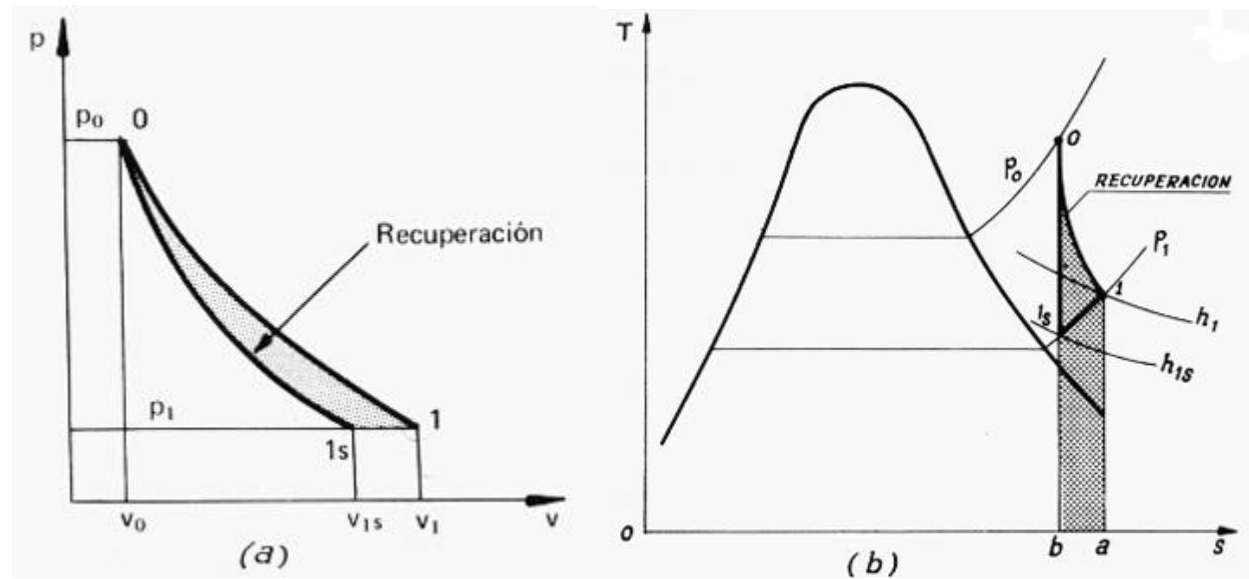
Y para difusores $\frac{dp}{p} > 0$; flujo retardado.

2.10.3. Velocidad media en una sección cualquiera de una tobera

La expansión real en una tobera es irreversible y va acompañada de fricción, por lo que tendremos la siguiente expresión:

Figura13

Proceso ideal y real de expansión del vapor en una tobera (a) en el plano PV; (b) en el plano TS.



Nota. Tomada de: Mataix (p. 249))

Siendo:

Área 0-1-1_s : energía recuperada

Área 1-a-b-1_s : energía perdida

Velocidad media en una sección cualquiera de una tobera, gas perfecto:

$$c = \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} (p_0 c_0 - p v)} \quad (19)$$

$$c_0^2/2 \cong 0''$$

Nota: Según el anterior diagrama se puede obtener también el rendimiento de la tobera:

$$\eta_{tob} = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_{1s}} \quad (20)$$

η_{tob} : rendimiento de una tobera

2.10.4. Sección mínima o crítica de una tobera: parámetros críticos

Es la zona donde el área de la sección transversal de la tobera es más pequeña, en esta región se alcanzan las llamadas condiciones críticas, donde la velocidad del fluido compresible alcanza el valor de la velocidad del sonido.

En virtud de la ecuación de continuidad y la ecuación de la velocidad media en una sección cualquiera de una tobera, gas perfecto, $c_0^2/2 \cong 0$: $c = \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma-1}(p_0 c_0 - pv)}$

$$G = \frac{Ac}{v} = A \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\frac{p_0 c_0}{v^2} - \frac{pv}{v^2} \right)}$$

Despejando c como c_c :

$$c_c = \sqrt{2\frac{\gamma}{\gamma-1} p_0 v_0} \quad (21)$$

c_c : Velocidad crítica o velocidad del sonido en función de los parámetros iniciales

En la expansión adiabática isentrópica del vapor de agua, obedece aproximadamente a la ecuación:

$$pv^m = cte$$

Donde m; constante. En efecto se deduce tomando logaritmos y en dos puntos isentrópica:

$$\log p_1 + m \log v_1 = \log p_2 + m \log v_2$$

$$m = \frac{\log p_1 - \log p_2}{\log v_2 - m \log v_1} \quad (22)$$

Tabla 3

Valores de m , p_c/p_0 y α para el aire y el vapor de agua

Fluido	Exponente de la expansión n o γ	Relación de la presión crítica a la presión inicial p_c/p_0	Velocidad del sonido
Aire	1.41	0.527	$1,082\sqrt{p_0 v_0}$
Vapor de agua sobrecalentado	1.30	0.5457	$1.063\sqrt{p_0 v_0}$
Vapor de agua inicialmente saturado	1.135	0.5774	$1.031\sqrt{p_0 v_0}$

Nota: Turbomáquinas térmicas (Mataix, 3ra edición)

El área de la sección transversal de la tobera se calcula con la ecuación de continuidad:

$$\dot{m} = \rho * c * A \quad (23)$$

Dependiendo de la configuración geométrica, se reemplaza el área aquí expuesta.

Idealmente, las transformaciones del fluido en una tobera cumplirán las siguientes condiciones:

Son adiabáticas (no hay transmisión de calor del fluido a la tobera o al exterior).

Son isoentrópicas (se trataría en un proceso reversible, sin pérdidas).

El caudal de fluido que se desplaza a lo largo de la tobera permanecerá constante.

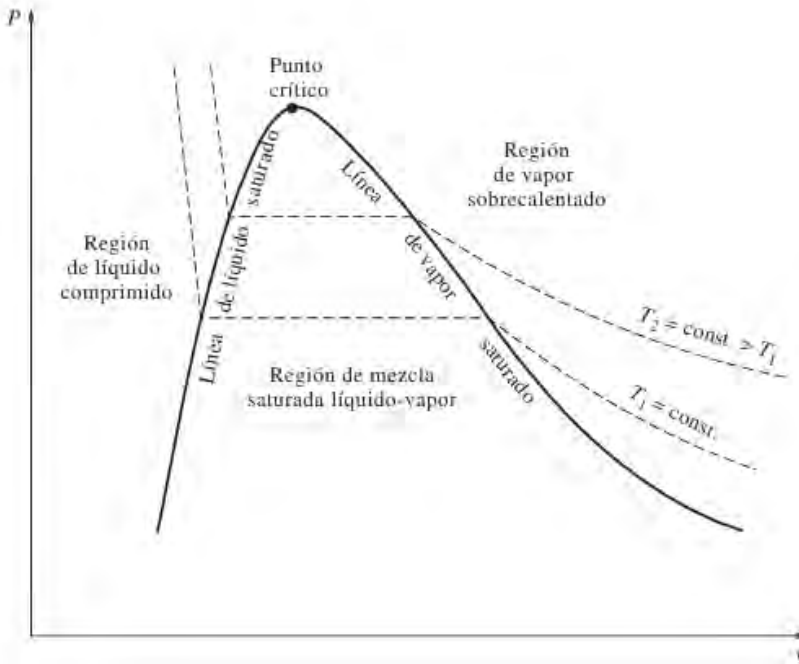
2.11. Definiciones termodinámicas.

- F.E.E.S.-** Es un proceso de flujo estable, se dice que un fluido posee un proceso de flujo estable, cuando la masa que ingresa es igual a la masa que sale del volumen de control.
- Eficiencia térmica.** - Se define la eficiencia de una máquina térmica, como la relación del trabajo realizado por la máquina y el calor recibido por la máquina. La eficiencia de toda máquina térmica es siempre menor que la unidad.

- c) **Temperatura de saturación.** - Es la temperatura a la cual una sustancia pura cambia de estado (líquido a vapor) a una presión dada, y esta presión se llama presión de saturación.
- d) **Líquido saturado.** - Es un líquido que está al borde de evaporarse, de modo que cualquier adición de calor provocará que comience a transformarse en vapor.
- e) **Vapor saturado.** - Es cuando una sustancia pura, como el agua, que existe solamente como vapor a la temperatura y presión de saturación.
- f) **Vapor sobrecalentado.** - Es vapor de agua que ha sido calentado por encima de su punto de ebullición normal o a una temperatura superior a la de saturación.
- g) **Mezcla líquido vapor.** - Es un estado termodinámico donde ambas fases (líquido y vapor) de la sustancia coexisten en equilibrio a una temperatura de saturación, por ende, una presión de saturación.
- h) **Líneas de coexistencia.**
 - **Línea de fusión.** - Representa la mezcla sólido-líquido.
 - **Línea de vaporización.** - Representa la mezcla líquido-vapor.
 - **Línea de sublimación.** - Representa la mezcla de sólido-vapor.
 - **Línea o punto triple.** - Es el estado en cual es posible que coexistan las tres fases en equilibrio: sólido, líquido y vapor. Es una zona especial y única para cada sustancia y no depende de la variación del volumen específico.

Figura 14

Líneas de coexistencia de una sustancia pura en termodinámicas



Nota. Diagrama P-V de una sustancia pura. Gencel p. 148

- i) **Entalpía:** Es la cantidad de energía de un sistema termodinámico que intercambia con su entorno a presión constante. Cuando un fluido atraviesa unos límites determinados, se observa que el flujo de trabajo (Pv) y la energía interna (U) aparecen siempre juntos, y es conveniente combinar estos dos términos para facilitar los cálculos. Su suma se denomina entalpía.
- j) **Entropía:** Es la magnitud física que mide cuánta energía o calor es inalcanzable para su conversión en trabajo (grado de desorden o cambio constante). La entropía, al igual que la energía térmica, está contenida en el objeto. Si aumenta el calor de un objeto, aumenta su entropía. Si el calor disminuye, la entropía es menor. Sin embargo, si un objeto realiza trabajo sin cambio de temperatura, la entropía no cambia si se desprecia el rozamiento. El calor absorbido (positivo o negativo) se divide por la temperatura absoluta a la cual se toma, el resultado es igual a la correspondiente variación de *entropía*. Expresado matemáticamente donde la temperatura permanece constante.

CAPÍTULO III

TURBINA DE VAPOR MONOETAPA PARA EL MÓDULO DE LA PLANTA

TÉRMICA

3.1. Selección de los componentes de la turbina de vapor (planteamiento de hipótesis)

El siguiente tema a pretende dejar claro qué tipo de turbina se construirá, haciendo una descripción detallada de cada elemento, creando un cuadro de referencia para demostrar alternativas de diseño y de construcción, lo cual conseguirá una selección de componentes para dejar claro que es lo que se fabricará y diseñará.

Tabla 4

Tablas de alternativas y selección de componentes de la turbina de vapor Monoetapa

Elemento		TOBERA
Alternativa 1	Convergente	Ventaja
		Se diseña de modo que haya condiciones críticas a la salida. Aceleran la corriente a la salida de la tobera para lograr un empuje propulsor en la turbina, su construcción es más sencilla porque tiene una sola sección y una garganta.
	Divergente	Desventaja
		Al ir aumentando la aceleración del fluido, a velocidades superiores a un Mach se tendrá un efecto de choque en los álabes.
Alternativa 2	Convergente	Ventaja
		Se puede acelerar el flujo subsónico hasta velocidades superiores a la del sonido. Expande el fluido a medida que va aumentando el área divergente. La construcción de esta tobera tiene dos secciones y una garganta.
	Divergente	Desventaja
		Como se alcanza una velocidad de flujo supersónica, tiene muchas pérdidas a consecuencia de elevadas velocidades.
Selección	¿Por qué?	Tobera Convergente-Divergente: Resulta adecuada para nuestro requerimiento, para obtener más velocidad del fluido a la entrada de la turbina.

Elemento		ÁLABES
Alternativa 1	Reacción	La expansión del vapor se produce en los órganos móviles, haciendo que la presión descienda lentamente y la velocidad tenga pequeñas aceleraciones en cada etapa de expansión del vapor.
		Cuando la presión es baja no es recomendable manejar este tipo de álabes, porque su función es conseguir saltos de velocidad con admisiones absolutas, para que la expansión del vapor sea constante y adquiera una mayor eficiencia.
	Acción o Monoetapa	Ventaja Se consideran de acción cuando la presión cae solamente en las toberas, transformándola en energía mecánica, la cual es aprovechada por los álabes, los cuales son simétricos.
		Desventaja En su funcionamiento se observan pérdidas significativas a la salida de la turbina.
Selección	¿Por qué?	<i>Álabes de acción o monoetapa: Porque los álabes de acción son simétricos y, por ende, más fáciles de mecanizar y absorben el salto entálpico en un solo escalonamiento. Su costo es menor que los álabes de reacción.</i>

Elemento		CUÑAS	
Alternativa 1	Cuadrada y rectangular		Son muy comunes en componentes mecánicos; su
		Ventaja	fácil diseño y fabricación, son perfectas para la turbina de vapor.
		Desventaja	Sus esfuerzos cortantes son muy agudos, debilitando el eje donde se implementará la cuña.
			No es concentradora de esfuerzos, de muy buena
Alternativa 2	Redonda	Ventaja	aplicación en ejes donde las fuerzas relativas son mínimas.
			Su fabricación es más tediosa, se utiliza otras
		Desventaja	formas de fabricación y hay que hacer tanto la cuña como el chavetero.
Selección	¿Por qué?	<i>Chaveta cuadrada y la rectangular: Porque su fácil diseño y fabricación la hacen conveniente para la turbina.</i>	

Elemento		CARCASA
Alternativa 1	Baja presión (41 bar - 399°C)	Ventaja
		Desventaja
	Alta presión (138 bar 510 °C)	Ventaja
		Desventaja
Selección	¿Por qué?	

Elemento		TRANSMISION DE POTENCIA	
Alternativa 1	Transmisión de correas	Ventaja	Posibilita la transmisión a una distancia considerable, se puede invertir el giro si la necesidad de otros compuestos, bajo costo, se adquiere fácilmente.
		Desventaja	Menor vida útil, requiere mayor espacio para su instalación.
Alternativa 2	Cadenas	Ventaja	Buena vida útil, buena transmisión de potencia, facilidad de instalación, empleo a una considerable distancia, menores cargas sobre los ejes y rodamientos.
		Desventaja	Costo relativamente más elevado, necesidad de mantenimiento periódico cierta irregularidad durante el funcionamiento.
Selección	¿Por qué?	<i>Transmisión de correas:</i> Que es la indicada por la cantidad de RPM que requiere el equipo, y su fácil instalación.	

Elemento	SELLOS DE LA CARCASA	
Alternativa 1	Elastómeros	Resistencia a la intemperie, funcionamiento a alta temperatura, resistencia a la tensión, resistencia a la abrasión. Dichos sellos son capaces de absorber vibraciones que pudieran afectar a la máquina.
	Desventaja	Los elastómeros son afectados por los agentes contaminantes del medio en el que se encuentran, provocando un envejecimiento prematuro.
	Ventaja	Facilidad para realizar su ajuste y su sustitución, bajo costo.
Alternativa 2	Empaquetaduras	Vida útil relativamente corta, requieren reajustes
	Desventaja	frecuentes, en muchas ocasiones, necesitan una entrada de refrigeración.
Selección	¿Por qué?	<i>El grupo de elastómeros: Ya que podemos encontrar mejor resistencia a la intemperie, y un óptimo funcionamiento a altas temperaturas, patrones indispensables en una turbina de vapor.</i>

Elemento		RODAMIENTOS
Alternativa 1	Rodamientos circulares	<p>Ventaja</p> <p>Son elementos adecuados para altas velocidades de rotación, con una gran variedad de tamaños y configuraciones, reducen la fricción de manera eficiente.</p>
		<p>Desventaja</p> <p>Tienen una mayor probabilidad de fallos constantes si no se lubrican correctamente, tienden a desgastarse más rápido.</p>
Alternativa 2	Chumaceras	<p>Ventaja</p> <p>Diseñadas para soportar cargas pesadas y condiciones extremas, ayudan a mantener la alineación de los ejes y reducir vibraciones, ofrecen mayor resistencia a cargas pesadas.</p>
		<p>Desventaja</p> <p>Limitación de velocidad, generalmente no son adecuadas para velocidades altas, pueden ser más voluminosas y costosas que los rodamientos.</p>
Selección	¿Por qué?	<p><i>Elegimos las chumaceras: Porque nuestro diseño estará sometido a cargas pesadas y sometidos a vibraciones.</i></p>
Nota: Elaboración propia		

Parámetros para la selección de la turbina

- Según la forma de aprovechamiento de la energía contenida en el flujo de vapor (acción).
- Según el número de etapas (monoetapa).
- Según la dirección de flujo de vapor (radial)
- Según la presión de salida de vapor (con condensación)

Criterios para la selección de la turbina

- Potencia y rendimiento
- Coste del prototipo
- Adaptación del modelo a las condiciones de trabajo de la planta
- Disponibilidad
- Coste de ciclo de vida

3.2 Turbina de vapor de un solo escalonamiento (Monoetapa)

Una turbina de vapor de acción de un escalonamiento de velocidad consta fundamentalmente los siguientes elementos:

- Un distribuidor fijo, compuesto por una tobera, cuya misión es transformar la energía térmica del vapor total en energía cinética.
- Una corona móvil, fijado sobre un eje, cuyos álabes situados en la periferia tienen por objeto transformar en energía mecánica de rotación, la energía cinética puesta por la salida de la tobera.

3.2.1. Distribuidor fijo (tobera convergente-divergente)

Si el flujo incidente es subsónico, una reducción de área provoca un aumento de velocidad, con el límite de la velocidad del sonido en el área mínima, la cual se dice que está en condiciones

críticas. Si deseamos aumentar aún más la velocidad es necesario recurrir a un aumento del área a partir de la sección donde se alcance la velocidad del sonido.

Se usará dicha tobera para lograr extraer un mayor trabajo por ser mayor la cantidad de movimiento impartida a la corriente.

Figura 15

Modelo de una tobera convergente divergente



Nota: Tobera convergente divergente. Gustavo A. 2014.

Los cálculos se basan en las toberas convergentes, pero tomando sus condiciones críticas.

3.2.2. Álabes en la periferia radial

Son álabes de rodete cuya función es transformar la energía cinética en energía mecánica.

3.2.2.1. Materiales sugeridos para la fabricación de álabes.

Entre los diferentes materiales que suelen usarse para la fabricación de álabes se encuentran: el acero inoxidable 403, así como aleaciones de titanio, y el bronce SAE 62; a continuación, elaboramos una tabla de materiales indicando sus propiedades:

Tabla 5

Tabla de comparación entre el bronce y el acero inoxidable para la construcción de álabes

denominación	Aleaciones ASTM	características	aplicaciones
Bronce SAE 62	C90500	Resistente a la corrosión, permite trabajar con cargas moderadas.	Piezas resistentes a la presión y temperatura.
Acero inoxidable SAE403	A276	Resistente a la tracción y al impacto.	Se utiliza para fabricar elementos de fijación.

Nota: Elaboración propia.

Elegimos el bronce SAE 62, por su factibilidad de maquinar y sus propiedades mecánicas, donde se incluye una resistencia a la tensión de 45000 psi y una dureza Brinell entre 75 y 110 HB.

3.2.2.2. Cálculo de álabes.

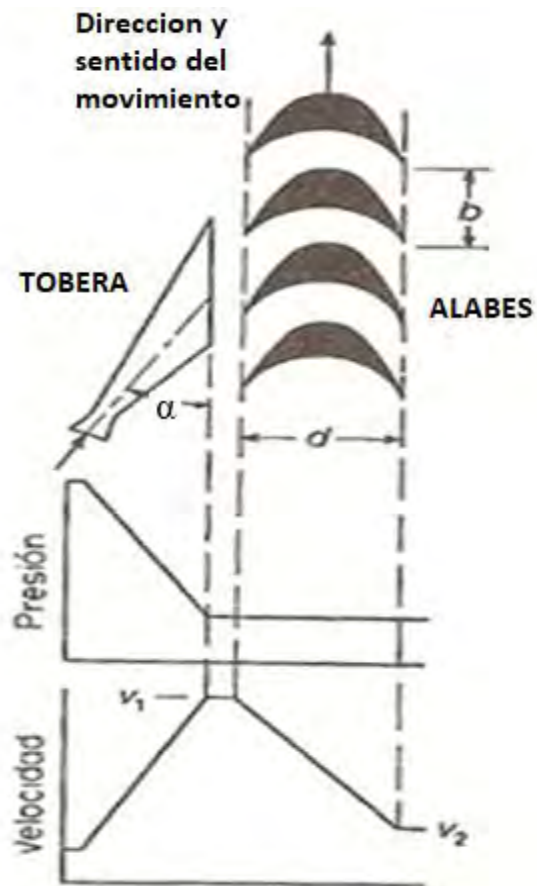
Para el diseño de álabes se tomó en cuenta los datos de presión, flujo másico, entalpía, energía cinética, ángulo de descarga y velocidad de salida del vapor por parte de la tobera.

En la siguiente figura, se observa que la caída de presión tiene lugar en la tobera fija, la velocidad y la energía cinética disminuyen a medida que pierde energía el fluido en forma de trabajo durante la circulación a través de las paletas:

En la siguiente figura vemos la etapa del salto de impulso, donde se observa el paso entre los álabes y el ancho de ellos, observamos el ángulo de salida del vapor por parte de la tobera.

Figura 16

Variación de la presión y velocidad en la tobera y en los álabes

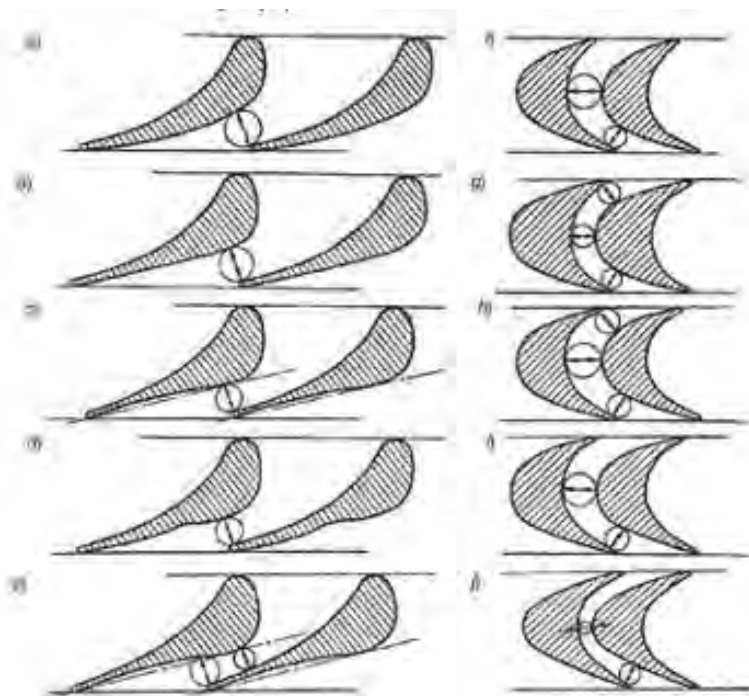


Nota. Termodinámica aplicada. Virgil Moring (p.486).

En la siguiente figura vemos diferentes configuraciones de álabes:

Figura 17

Tipos de cascadas de álabes de turbina de vapor



Estatores	Rotores
a) Para velocidades a la salida subsónicas, conducto convergente y extradós convexos en la zona exterior.	f) Convergente para velocidades subsónicas a la salida.
b) Para velocidades a la salida transónicas, conducto convergente y extradós plano en la zona exterior.	g) De sección constante para velocidades a la salida subsónicas $R=0$.
c) Para velocidades a la salida supersónicas, conducto convergente y extradós cóncavo en la zona exterior.	h) Divergente/convergente para álabes de baja relación de aspecto y velocidades a la salida subsónicas.
d) Para amplio margen de velocidades de salida, conducto convergente, pero zona exterior al álabe divergente/convergente.	i) Convergente para velocidades a la salida transónicas, por lo que el extradós es recto tras la garganta.
e) Para velocidades a la salida ampliamente supersónicas, conducto convergente/divergente y zona exterior también divergente.	j) Convergente/divergente, para velocidades a la salida supersónicas.

Nota: Turbomáquinas, procesos análisis y tecnología. Antonio Lecuona. 2001.(p.320).

3.2.2.3. Grado de reacción y velocidad periférica de la turbina.

(Según Zúñiga)

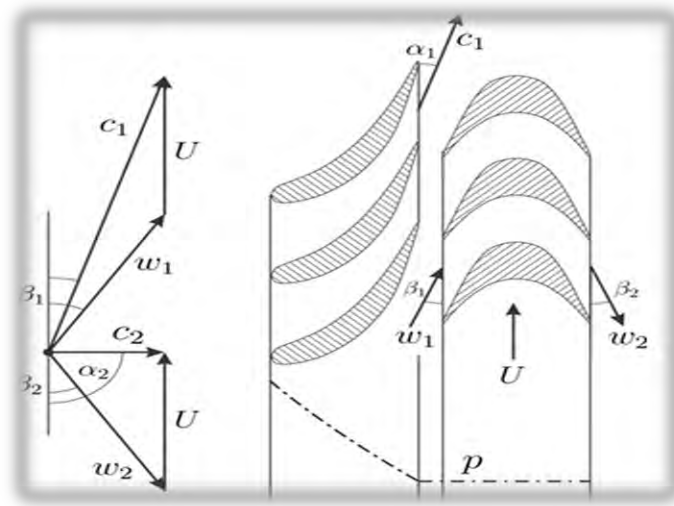
El grado de reacción (R), se define como el porcentaje del salto entálpico total que se produce en el rotor. Es decir que para una turbina de impulso ($R=0$), toda la caída de presión lo realiza en la tobera. En el rotor no hay caída de presión, debido a eso las velocidades relativas en el rotor son iguales en magnitud (por el balance de energía en el rotor).

Además, si se considera la componente radial de la velocidad absoluta se mantiene constante a lo largo de la etapa, entonces $\beta_1 = \beta_2$; los álabes con esta condición se denominan álabes simétricos, entonces se puede encontrar un valor óptimo para la velocidad periférica U :

$$U = \frac{\sqrt{2 \cdot \gamma_s}}{\sqrt{\Psi}}; \text{ donde } \gamma_s: \text{ salto entálpico}$$

Figura 18

Triángulo de entrada y salida



Nota: Tomado de Zúñiga.

También se considera para una turbina de impulso.

Coeficiente de presión (Ψ), la elección está sujeto a la calidad de la construcción y el

rendimiento esperado, en general se aceptan los siguientes valores recomendados:

- Turbina de impulso ($R=0$) Ψ entre 4.5 y 7
- Turbina de reacción ($R=0.5$) Ψ entre 2.25 y 3.5
- Turbina de dos etapas (Curtis) Ψ entre 9 y 28

Ángulo de salida de la tobera (α_1): Se considera entre estos valores 11° y 20° , para optimizar el rendimiento.

3.2.2.4. Cálculo de velocidades.

Para hallar la velocidad tangencial:

$$u_m = \sqrt{\frac{2 * \gamma_s}{\Psi}} \quad (24)$$

Para hallar la velocidad de salida de la paleta es necesario conocer un coeficiente de fricción, el cual se encuentra con el coseno del ángulo de salida de la tobera:

$$n_f = \cos \theta$$

Y la velocidad relativa de salida será: $w_2 = n_f c_1$

Y se hace el triángulo de velocidades en una sola etapa (monoetapa).

3.2.2.5. Cálculo de álabes por etapa

Para determinar el número de álabes es necesario hacer un diseño aproximado del perfil del álabe, según los triángulos de velocidades, es necesario conocer el valor de la cuerda.

Teniendo la geometría completa de la sección tangencial del álabe, se determina la cantidad de álabes que tendrá la etapa de acción siendo un número primo para un mejor balanceo (Gustavo pg. 47).

La siguiente fórmula hace referencia a la solidez, que es la relación entre cuerda y paso:

$$\sigma = \frac{c}{s}$$

Donde:

- c es la longitud de la cuerda
- S el paso de los álabes
- N número de álabes

$s = \frac{2\pi * r}{N}$ reemplazando en la anterior ecuación:

$$\sigma = \frac{c}{\frac{2\pi * r}{N}}$$

Donde según la teoría de Staniz la solidez se encuentra entre un rango de 0.8 y 0.9 adimensional, despejando a N de la formula anterior, hallamos el número de alabes requerido por la etapa.

$$N = \frac{2\pi * r * \sigma}{c} \quad (25)$$

3.2.2.6. Espesor del álabe a la entrada y a la salida s_1 y s_2 .

El álabe no puede ser excesivamente afilado por consideraciones de rigidez, según las condiciones de trabajo de la turbina. Para condiciones duras de servicio puede ser superior a 2.5 mm (según Mataix, pg. 841).

3.2.2.7. Ancho de los álabes “a”.

Suele estar entre la mitad de la altura del álabe y su altura real; $\frac{l}{2}$ y l la relación ancho/paso debe de estar comprendida entre 1 y 1,7.

3.2.2.8. Altura del álabe

En la turbina de impulso, el área total de salida de la tobera debe ser tal que se satisfagan las condiciones de flujo de masa continua de vapor, es conveniente que la altura de los álaves móviles sea superior en 6 y 12 mm por cada lado, para tener en cuenta las desviaciones del chorro y recogerlo mejor.

3.2.2.9. Perfil de los álaves

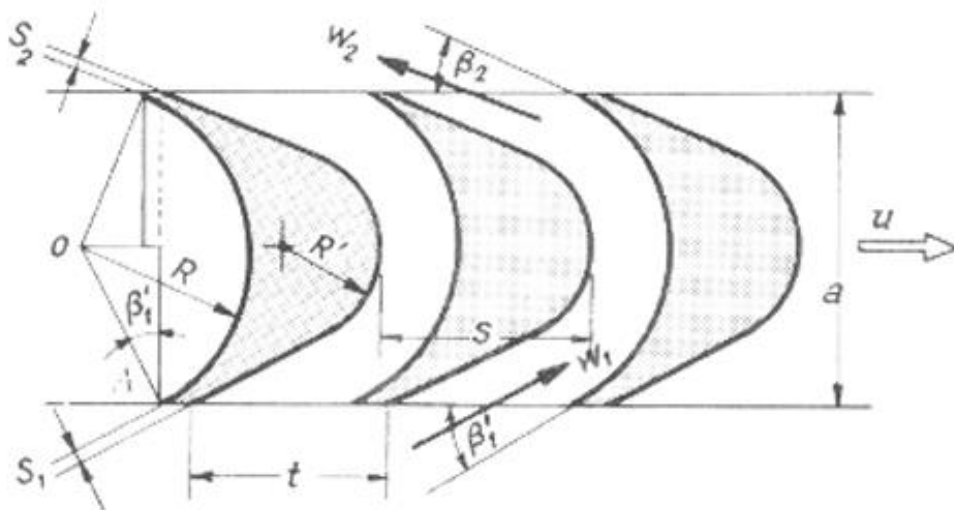
En la siguiente figura se puede ver los álaves de acción, formados por dos arcos de círculo y rectas tangentes a los mismos, en la figura se observa que:

$$a = R * \cos \beta'_1 + R * \cos \beta_2$$

$$R = \frac{a}{\cos \beta'_1 + \cos \beta_2} \quad (26)$$

Figura 19

Parámetros del perfil de álaves



Nota: Construcción de álaves de acción. Mataix (p.842)

Siendo:

S_1 y S_2 = Espesor de entrada y salida del álabe

a = ancho del álabe

t = paso entre álabes

R = radio de curvatura del álabe

3.2.3. Corona móvil (volante de inercia)

3.2.3.1 Análisis de la volante de inercia

La volante de inercia es un elemento mecánico totalmente pasivo que aporta al sistema una inercia adicional, de modo que nos permite almacenar energía cinética. También se opone a las aceleraciones bruscas en el movimiento rotativo de manera que logra reducir las fluctuaciones de la velocidad angular, es decir, suaviza el flujo de energía entre una fuente de potencia y su carga, actuando como un amortiguador entre la fuente de potencia y la carga.

3.2.3.2 Transferencia de energía del volante.

La energía cinética del sistema rotatorio (eje de la turbina – generador) se esquematizada en la figura

$$Ec = Im \frac{\omega^2}{2} \quad (27)$$

Donde:

- Im -momento de inercia de toda la masa giratoria.
- ω -velocidad de giro.

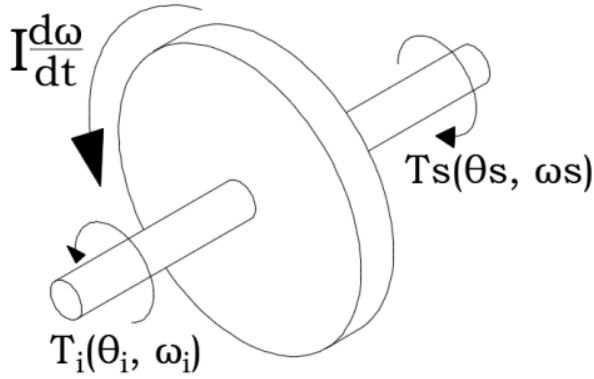
Si se imagina la geometría de un disco sólido de radio “ r ”, el momento de inercia de masa es:

|

$$Im = \frac{1}{2} * m * r^2 \quad (28)$$

Figura 20

Parámetros de operación del volante de inercia



Nota: Diseño de una turbina Francis, Pantigoso y Jaimes, 2019 (pág. 212).

Se toma arbitrariamente los sentidos de los momentos de torsión para obtener la expresión de la ecuación de movimiento del volante de inercia.

$$\sum M_o = 0$$

$$T_i - T_s - I\ddot{\theta} = 0$$

$$I_m \frac{d\omega}{dt} = T_i - T_s$$

Utilizando el método matemático de la cadena y estableciendo que el par de torsión motor de diseño debe equivaler al par torsor promedio del sistema, la anterior expresión se puede expresar como:

$$\int_{\alpha_{min}}^{\alpha_{max}} (T_i - T_m) d\alpha = \int_{\alpha_{min}}^{\alpha_{max}} I_m \omega d\omega$$

La expresión del lado izquierdo nos representa la variación de la energía cinética que experimenta la volante en función de las velocidades máximas y mínimas será:

$$\Delta E_c = \frac{1}{2} (\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)$$

$$\Delta E_c = \frac{1}{2} I_m [(\omega_{max} + \omega_{min})(\omega_{max} - \omega_{min})]$$

Definimos la velocidad angular media es:

$$\omega_m = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$$

Por lo que la ecuación anterior quedaría como:

$$\Delta E_c = I m \omega_m (\omega_{\max} - \omega_{\min})$$

3.2.3.3 Grado de irregularidad o coeficiente de fluctuación.

El grado de fluctuación (ϵ) es un grado de irregularidad que nos indica la amplitud con la que varía la velocidad angular respecto a la velocidad angular media. Lo que quiere decir que, cuando más grande sea este valor, más irregular será el funcionamiento de la turbina. Este valor dependerá de las características de la máquina y el servicio que ofrecerá. Dubbel recomienda los siguientes valores: (Estupiñán Merchan, 2015).

Tabla 6

Tabla de valores recomendados del coeficiente de fluctuación

Coeficientes d fluctuación	
Hélices de buques (por medio de motores)	0.05
Máquinas de corte, bombas	0.04
Mecanismos de transmisión de talleres	0.0285
Telares, máquinas de fábricas papeleras	0.025
Molinos de moliendas	0.02
Maquinaria de hilar para números de hilos bajos	0.0167
Maquinaria de hilar para números de hilos altos	0.01
Generadores de corriente continua para alumbrado	0.00833
Generadores de corriente para conexión en paralelo	0.00333

Nota. Coeficientes de fluctuación para diferentes máquinas. Estupiñán Merchán. 2015.

$$\epsilon = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_m}$$

Reemplazando en la ecuación.

$$\Delta E_c = I m \epsilon \omega m^2$$

Esta expresión es fundamental para el diseño del volante, y podemos interpretar que, cuanto mayor es el momento de inercia para una variación determinada de la energía cinética, el grado de fluctuación o irregularidad de la máquina lo que nos permite obtener un funcionamiento más uniforme.

3.2.4. Ejes

En los ejes de las turbomáquinas térmicas se fijan elementos como los discos, cojinetes, casquillos de los laberintos, poleas, etc. Estos elementos pueden fijarse por medio de chavetas, para mayor facilidad de instalación de todos los elementos el eje suele construirse de diámetro variable o escalonado. Las tolerancias en las dimensiones radiales del disco sobre el eje deberán ser las determinadas por el cálculo, lo que exige una tolerancia igual o mayor a $\pm 0.05 \text{ mm}$.

3.2.4.1. Cálculo por resistencia.

En el eje de toda turbomáquina actúan:

- El momento de torsión, correspondiente a la potencia transmitida por el eje.
- El momento de flexión, corresponde al peso del rotor.

El momento de torsión será:

$$M_t = \frac{P_a}{\omega} \quad (29)$$

Donde:

- P_a – potencia transmitida por el eje
- ω – velocidad angular rad/s

El esfuerzo máximo de torsión según la resistencia de materiales es:

$$\tau = \frac{M_t * D}{2 * J} \quad (30)$$

Donde:

τ =Esfuerzo máximo (dependiendo del material)

D =Diámetro del eje

J =Momento polar de la inercia: $J = \frac{\pi * D^4}{32}$

M_t =Torque entregado en la etapa:

$$M_t = \dot{m} * r_m * (w_1 + w_2) \quad (31)$$

W = Trabajo transmitido al eje:

$$W = 2 * \dot{m} * u * (w_2 - u) \quad (32)$$

El momento de flexión puede obtenerse gráficamente como se estudia en resistencia de materiales.

CAPITULO IV:

CÁLCULO DE LA TURBINA REQUERIDA Y DISEÑO DE SUS ÁLABES Y TOBERAS

4.1. Diseño de una turbina de una sola etapa (monoetapa)

4.1.1 Metodología de diseño

Implica un enfoque iterativo, que comienza con el análisis termodinámico, el cálculo de las condiciones del fluido en cada etapa (presión, temperatura, caudal), la definición de los triángulos de velocidades y la creación de la geometría de los álabes. Posteriormente se utilizan simulaciones, para predecir el comportamiento del flujo y optimizar las formas, verificando así los cálculos analíticos.

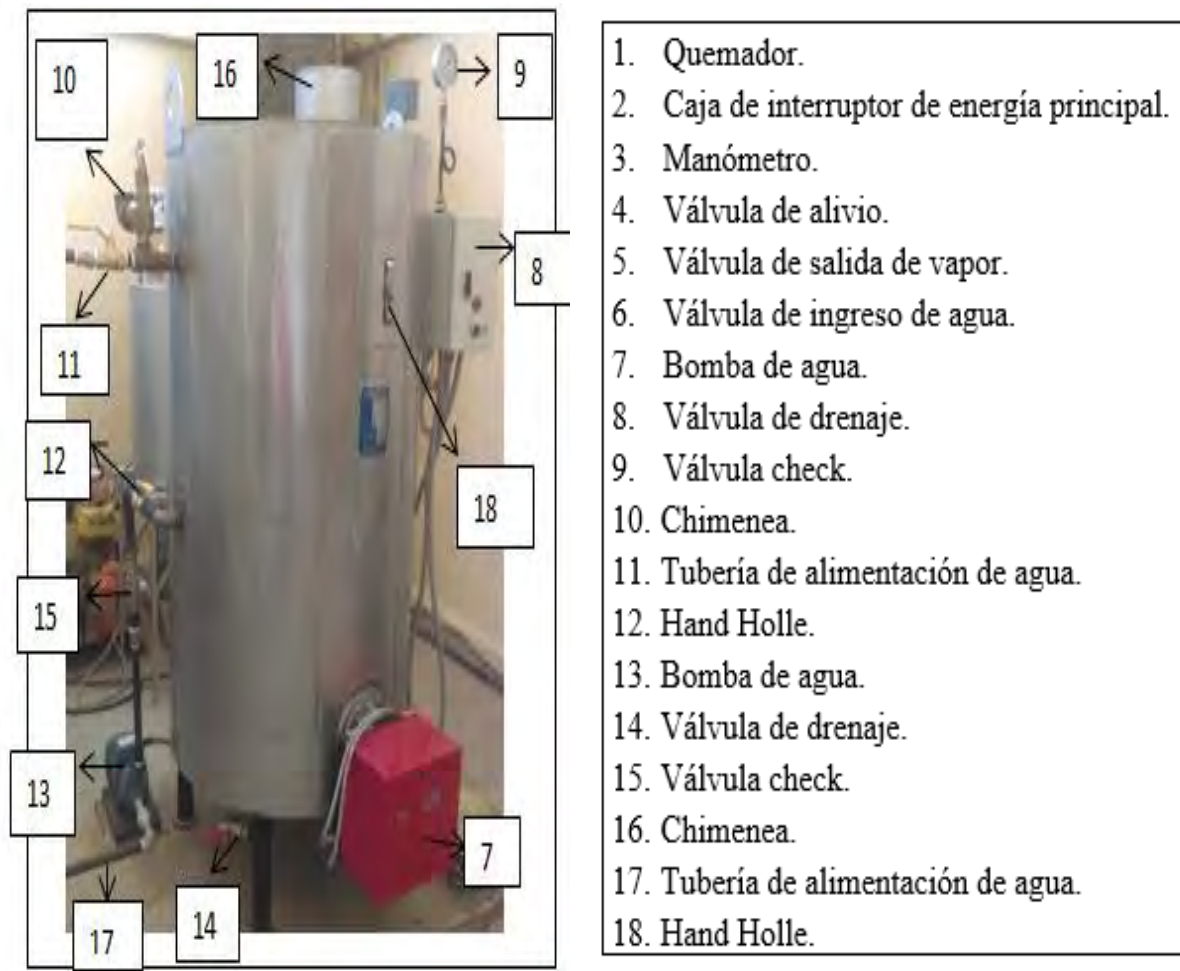
4.2 Análisis termodinámico

4.2.1. Cálculos del flujo de masa a partir de la potencia generada del caldero

Teniendo como el dispositivo el generador de vapor de la miniplanta térmica de la UNSAAC:

Figura 21

Partes del generador de vapor del laboratorio de Ing. Mecánica

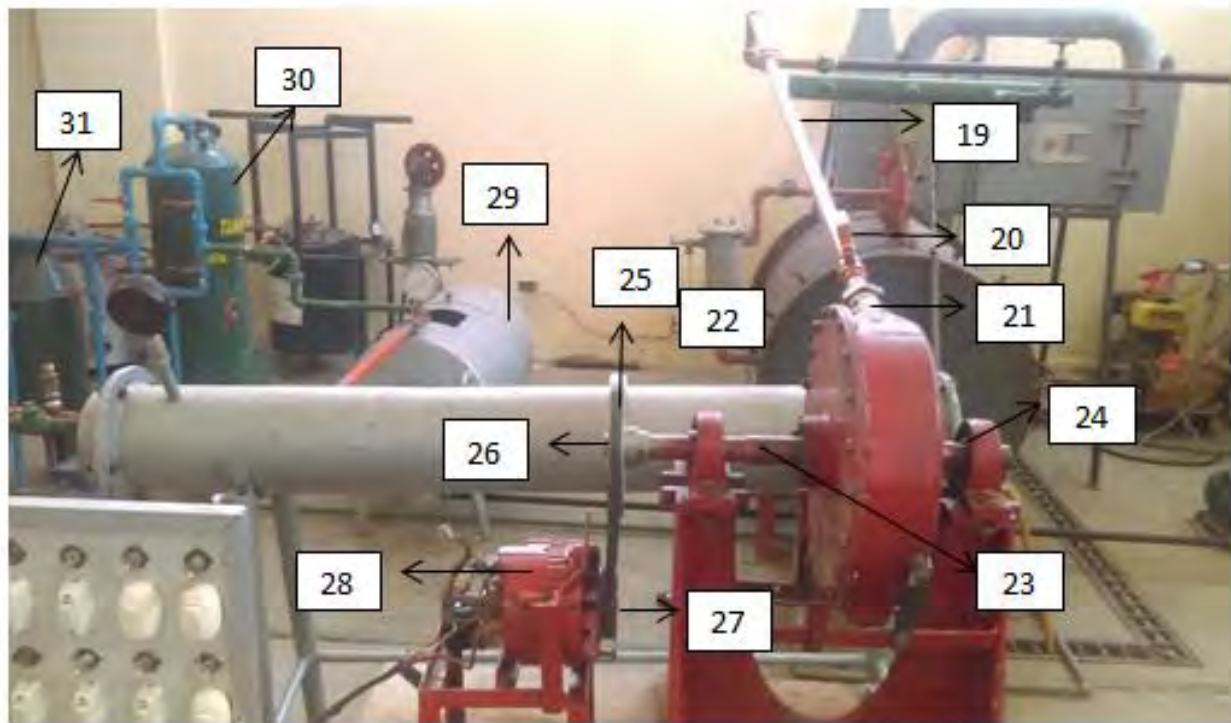


Nota: Extraído de: Diseño de un generador de vapor; Flores y Taina (pág. 114)

Es importante conocer las partes de la caldera para no tener inconvenientes al momento de realizar las pruebas de laboratorio.

Figura 22

Partes de la miniplanta térmica:



Nota: Extraído de: Diseño de un generador de vapor; Flores y Taina (pág. 115).

Donde:

1. Tubería de vapor.
2. Válvula de ingreso de vapor a la turbina.
3. Tobera.
4. Chumacera.
5. Eje.
6. Rodamiento.
7. Faja.
8. Polea de la turbina.
9. Polea del alternador.
10. Alternador.
11. Tanque de condensados.
12. Tanque con salmuera o agua ablandada.
13. Tanque de agua.

Para comenzar con la operación de la planta térmica, asegurarse de que el tanque de

combustible este lleno con al menos 3.5 galones de diésel para luego apertura la válvula principal de ingreso de agua a los tanques, para comenzar con el tratamiento de agua.

Figura 23

Tanque de combustible y válvula principal de apertura.



Nota: Fotografía tomada del laboratorio.

Calculando el flujo de masa de vapor a partir de la potencia suministrada de la caldera.

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v[(h_2 - h_1) + 1/2(c_2^2 - c_1^2)]$$

$$\dot{m}_v = \frac{Q_{aprov}}{h_g - h_f}$$

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor producido por la caldera $\left(\frac{lb}{hr}\right)$

Q_{aprov} : Calor de aprovechamiento $\left(247688.36 \frac{BTU}{hora}\right)$

$h_{g337.81^\circ F}$: Entalpía del vapor a la salida del caldero $(1,187.5 BTU/lb)$

$h_{f68^\circ F}$: Entalpía del agua a la entrada del caldero $(35.8519 BTU/lb)$

Donde el flujo masico según la anterior ecuación es:

$$\dot{m}_v = \frac{Q_{aprov}}{h_g - h_f} = \frac{247688.36 \frac{BTU}{hora}}{\frac{(1,187.5 - 35.8519) BTU}{lb}} = 215.07 \frac{lb}{hr} = 97.55 \frac{kg}{hr}$$

$$\dot{m}_v = 0.027 \frac{kg}{seg}$$

Por la ecuación de continuidad de masa y de energía tenemos la velocidad con la cual sale el fluido de la caldera.

$$\dot{m}_v = \rho_1 * c_1 * A_1 = \rho_2 * c_2 * A_2$$

$$c_1 = \frac{\dot{m}_v}{\rho_1 * A_1}$$

$$\text{Siendo para el punto "0"} \quad \rho_0 = \frac{1}{v} = \frac{1}{0.39278} = 2.546 \frac{kg}{m^3}$$

$$c_{sal.del caldero} = \frac{0.027}{2.546 * \pi * \left(\frac{0.019}{2}\right)^2} = 37.42 \frac{m}{s} \text{ (velocidad del fluido a la salida del caldero)}$$

4.2.2 Parámetros de entrada de la turbina

La caldera que se encuentra en el laboratorio de térmicas desprende vapor con las siguientes condiciones y deberá contar con una presión de salida igual a la presión atmosférica del ambiente de trabajo:

Tabla 7

Parámetros de entrada a la turbina para el diseño.

Características	Cantidad	Unidad
Potencia nominal de la caldera	10	BHP
Presión de trabajo	100 (4.76)	Psi (bar)
Temperatura del vapor de trabajo	327.81(164,34)	°F (°C)
Presión atmosférica	1	bar
Flujo masico de vapor	0.027	$\frac{kg}{seg}$

Nota. Elaboración propia

4.2.3 Potencia estimada de la turbina

Conociendo las condiciones de entrada del vapor, nos dirigimos a las tablas de propiedades termodinámicas y diagrama de Mollier, en unidades del sistema internacional.

Buscamos la presión de salida de la caldera y encontramos el volumen específico (v) y la entalpía, porque son las condiciones iniciales de entrada a la tobera.

Al examinar la tabla termodinámica, se encuentra en vapor saturado entre 4.5 bar y 5 bar; teniendo que interpolar; porque la presión que desprende la caldera es de 4.76 bar y la interpolación es el cálculo para hallar el valor desconocido de una función entre dos conocidas, de la siguiente forma:

Presión	Y1	Y	Y2
Variable	X1	X	X2

Siendo Y1, Y2, y X1, X2 las presiones y variables conocidas. “Y” la presión solicitada y “X” nuestra variable a encontrar. Formula:

$$\frac{Y - Y1}{X - X1} = \frac{Y2 - Y1}{X2 - X1}$$

Despejando a X;

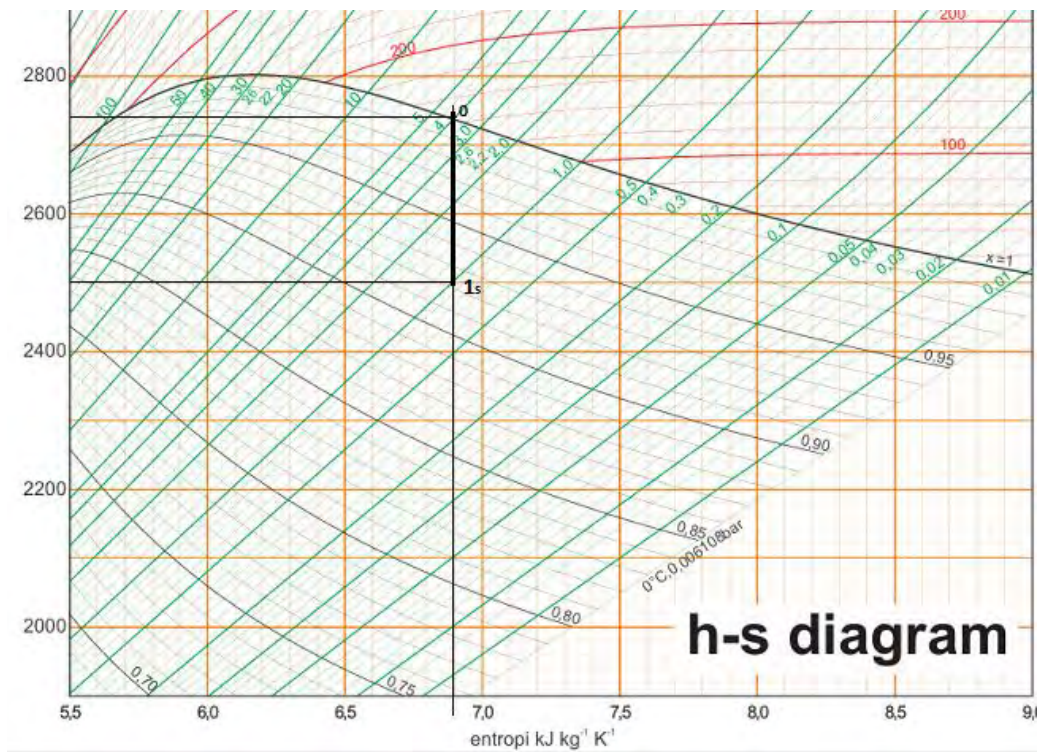
➤ **Punto 0** (4.76 bar; 164.34 °C) $h_0 = 2746.4 \frac{KJ}{Kg}$; $v_0 = 0.393 \frac{m^3}{Kg}$, “*por tabla termodinámica*”.

➤ **Punto 1s** (1 bar (presión de salida de la tobera), 99.62 °C) $s_{1s} = s_0 = 6.838 \frac{KJ}{Kg.K}$

$p_1 = 1 \text{ bar}$; $h_{1s} = 2500 \frac{KJ}{Kg}$; $v_{1s} = 1.7 \frac{m^3}{Kg}$, “*por el diagrama de Mollier*”:

Figura24

Diagrama de un Proceso isoentrópico:



Nota. Diagrama elaborado en termógrafo, Elaboración propia.

El salto entálpico isoentrópico (H_0): que es la diferencia de entalpías que entra y sale de la turbina

$$H_0 = h_0 - h_{1s} = 2746.4 - 2500 = 246.4 \frac{KJ}{Kg}$$

Se puede estimar la potencia obtenible de la turbina, para eso estimaremos el rendimiento de la tobera $\eta_{tob} = 0.65$, y su coeficiente de fricción de $\mu=0.96$:

$$Pot = \dot{m}_v H_0 \eta_{tob} \mu \quad (33)$$

$$Pot = 0.027 * 246.4 * 0.65 * 0.96 = 4.15kw$$

4.2.4 Diseño y cálculo de tobera

4.2.4.1. Cálculo de la presión crítica.

Expresamos la presión crítica máxima que podrá soportar la tobera, esta presión es necesaria para no exceder sus limitantes ya que es necesario para que el flujo másico entregado por la caldera pase sin ningún problema.

Se tiene por fórmula:

$$p_c = p_i \left(\frac{2}{y + 1} \right)^{\frac{y}{y-1}}$$

Según las propiedades termodinámicas del vapor de agua a la entrada de la tobera:

$$p_i = 4.76 \text{ bar}$$

$y = 1.329$; para vapor de agua y según la tabla 3. Se tiene:

$$p_c = 4.76 \left(\frac{2}{1.329 + 1} \right)^{\frac{1.329}{1.329-1}}$$

$$p_c = 2.573 \text{ bar}$$

Con esta presión interpolamos entre 2.5 y 2.75 bar según la tabla termodinámica, lo cual se obtiene para 2.573 bar (zona crítica) los siguientes resultados:

- ✓ Volumen específico: 0.7 (m³/kg)
- ✓ Entalpía: 2718.184 (kJ/kg)
- ✓ Entropía: 7.043 (kJ/kg·K)
- ✓ Densidad: 1.428 (kg/m³)

Esta presión es máxima en la garganta y presenta un fenómeno denominado ondas de choque, el cual sucede cuando la velocidad del fluido excede o es cercana a un Mach, el cual se calcula con la siguiente formula:

$$M = \frac{C_c}{a}$$

Donde:

$a = \sqrt{\gamma * p * v}$;que es la velocidad del sonido en dicho fluido y está claro que el medio de disipación es vapor a la atmósfera, lo cual genera un volumen específico y una constante adiabática hallada por tablas.

$$a = \sqrt{1.329 * 0.689 * 10^5 \frac{N}{m^2} * 2.54 \frac{m^3}{kg}} = 482.27 \text{ m/s}$$

La velocidad en la garganta y de presión crítica se determina con la siguiente ecuación:

$$C_c = 91.25 \sqrt{h_0 - h_2}$$

Teniendo: h_0 : entalpía a la salida del caldero

h_2 : entalpía en el punto crítico

$$C_c = 91.25 \sqrt{2746.4 - 2718.184} = 484.7 \text{ m/s}$$

Y reemplazando los valores en:

$$M = \frac{484.7}{482.27} = 1.005$$

El flujo según la presión crítica es transónico, ocasionando ondas de choque y pérdidas en el rendimiento. Y, por ello, se utilizará una tobera convergente-divergente, con lo cual, llegado a su presión crítica se diverge para desviar las ondas de choque y así seguir aumentando su energía cinética.

4.2.4.2. Cálculo de la tobera convergente-divergente.

Esta tobera funciona en su punto de diseño. En la garganta se darán condiciones críticas, es decir, su número de Mach=1, por tanto, si se desea seguir expandiendo el fluido, la sección transversal de la tobera deberá aumentar a partir de este punto.

4.2.4.3. Cálculo de la garganta de la tobera.

Definido el tipo de tobera, se procede al cálculo del área de la garganta y de la divergencia de la tobera:

Por la ecuación de continuidad:

$$\dot{m} = \rho * c * A$$

Despejando A, se tiene:

$$A_g = \frac{\dot{m}}{\rho * c} = \frac{0.027}{1.428 * 484.7} = 0.000039 \text{ m}^2 = 0.39 \text{ cm}^2$$

Teniendo un diámetro de la garganta: $d_g = 2\sqrt{\frac{A}{\pi}} = 2\sqrt{\frac{0.000039}{\pi}} = 7.05 \text{ mm}$

4.2.4.4. Cálculo del área de salida de la tobera.

Teniendo un salto entálpico total:

$$y_s = \Delta h_s = h_0 - h_{atm.} = 2746.4 - 2440 = 306.4 \frac{KJ}{Kg}$$

Se calcula la velocidad específica total:

$$c_s = \sqrt{2 * \Delta h_s} = \sqrt{2 * 306.4 * 10^3} = 782.8 \frac{m}{s}$$

Se considera una eficiencia de la tobera del 90%, por lo cual la;

$$c_s = 0.9 * 782.8 = 704.52 \frac{m}{s}$$

Y con esto tendremos un número de Mach de salida:

$$M_2 = \frac{704.52}{482.27} = 1.65$$

Lo que se considera como un flujo supersónico.

Calculando la densidad o volumen específico del fluido en la salida de la tobera:

$$C_c = 91.25 \sqrt{h_0 - h_s}$$

$$\text{Despejando } h_s: h_s = 2718.184 - \left(\frac{704.52}{91.25}\right)^2 = 2658.57 \frac{KJ}{Kg}$$

Por tabla termodinámica, el volumen específico en el punto de salida de la tobera será:

$$v_s = 2.97 \frac{m^3}{kg}; \rho_s = \frac{1}{v_s} = 0.336 \frac{kg}{m^3}$$

Con lo cual despejando el "A" de la ecuación de continuidad tenemos:

$$A_s = \frac{0.027}{0.336 * 704.52} = 0.000114 m^2 = 1.14 cm^2$$

Con lo cual tenemos el diámetro de salida de la tobera:

$$d_s = 2 \sqrt{\frac{A}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{0.000114}{\pi}} = 12.05 mm$$

4.2.4.5. Cálculo de la presión de salida de la tobera

Usando la relación isoentrópica:

$$p_s = p_0 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_s^2\right)^{-\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$p_s = 4.76 \left(1 + \frac{1.329 - 1}{2} 1.65^2\right)^{-\frac{1.329}{1.329 - 1}}$$

$$p_s = 1.067 \text{ bar}$$

Si $P_2/P_1 < 0.528$ (flujo supersónico): **Tobera convergente-divergente (De Laval)**.

Si $P_2/P_1 \geq 0.528$: **Tobera convergente** (flujo subsónico).

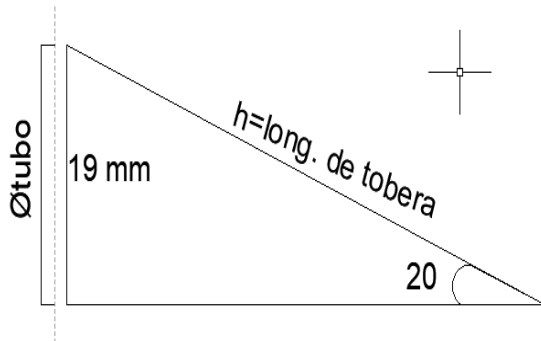
Eficiencia de la tobera (η_{tob}) **90%**

4.2.4.6. Cálculo de la longitud de la tobera.

Para hallar la longitud que tendrá la tobera, hay que hacer una función trigonométrica, la salida del flujo de vapor de la tobera debe ser de 20 grados con la tangencial del rodete y el diámetro de entrada de vapor hacia la tobera es 19 mm, teniendo estos datos podemos conseguir la hipotenusa o la longitud de la tobera:

Figura 25

Longitud de la tobera



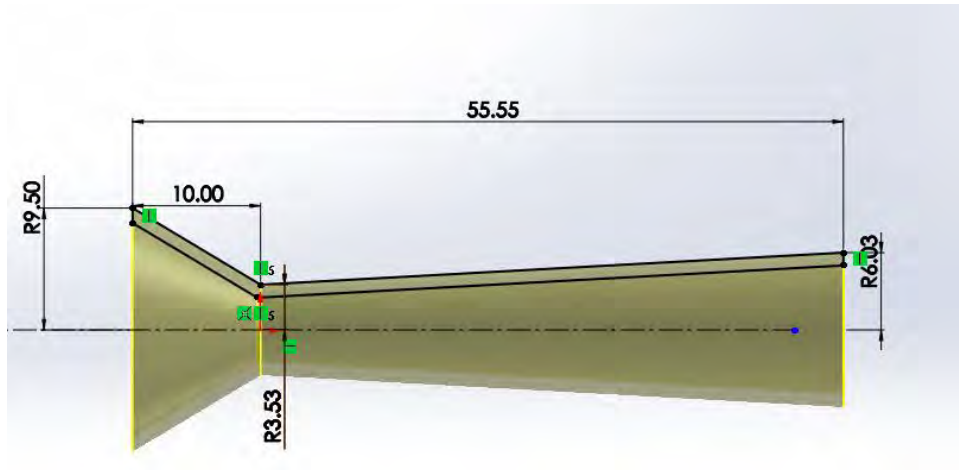
Nota. Elaboración propia

$$h = \frac{19}{\sin 20^\circ} = 55.55 \text{ mm}$$

El perfil interior de la tobera viene hacer como la Figura 26:

Figura 26

Perfil interior de la tobera



Nota. Elaboración propia

4.2.4.7. Resumen de resultados a la salida de la tobera.

Tabla 8

Parámetro de salida de la tobera

Parámetro	Valor
Velocidad de salida	704.52 m/s
Área de garganta	44.15 mm ²
Área de salida	114 mm ²
Número de Mach (salida)	1.65
Temperatura de salida	100°C
Presión de salida	1.067 bar

Nota. Elaboración propia

Se concluye

- ✓ *La tobera debe tener una garganta circular de 7.05 mm y una salida de 12.05 mm para lograr 704.52 m/s de velocidad de salida.*
- ✓ *La expansión a 0.68 bar (presión de Cusco) es viable, pero requiere alta precisión en el diseño para evitar pérdidas.*
- ✓ *Para garantizar un flujo supersónico eficiente y evitar ondas de choque o pérdidas por turbulencia, las longitudes de cada sección de la tobera deben diseñarse cuidadosamente.*

4.2.5 Parámetros de entrada y salida de nuestra turbina de vapor

4.2.5.1. Parámetros de entrada al rodete de turbina.

Por ser isoentrópico la temperatura y presión tanto a la entrada como a la salida, se mantendrán constantes, lo que, sí varía es la velocidad, porque esta se aprovecha en los álabes.

- *Presión de entrada y salida de vapor 1.067 bar*
- *Temperatura 100 °C*
- *Flujo másico 0.027 kg/seg*
- *Por tabla de presiones e interpolando: Volumen específico $v = 2.97 \frac{m^3}{kg}$*
- *Velocidad específica de entrada 704.52 $\frac{m}{s}$*

4.2.5.2. Parámetros de salida del eje de la turbina.

Teniendo los parámetros del vapor de salida de la caldera, es necesario conocer el componente acoplado a la turbina, el cual es un generador monofásico, cuyas especificaciones se muestran a continuación:

Tabla 9*Especificaciones técnicas del generador*

Especificaciones del generador eléctrico	
Potencia o capacidad del generador	2500 watt, 2.5 kw
Revoluciones por minuto	3600 RPM
Voltaje entregado	AC de 220 (v)

Nota. Elaboración propia

Los datos expuestos son necesarios para empezar a calcular los componentes de la turbina de vapor.

4.2.6. Diseño y cálculo de alabes**4.2.6.1. Diagrama del salto entálpico y sus pérdidas en cada tramo.**

Con datos calculados anteriormente se tiene:

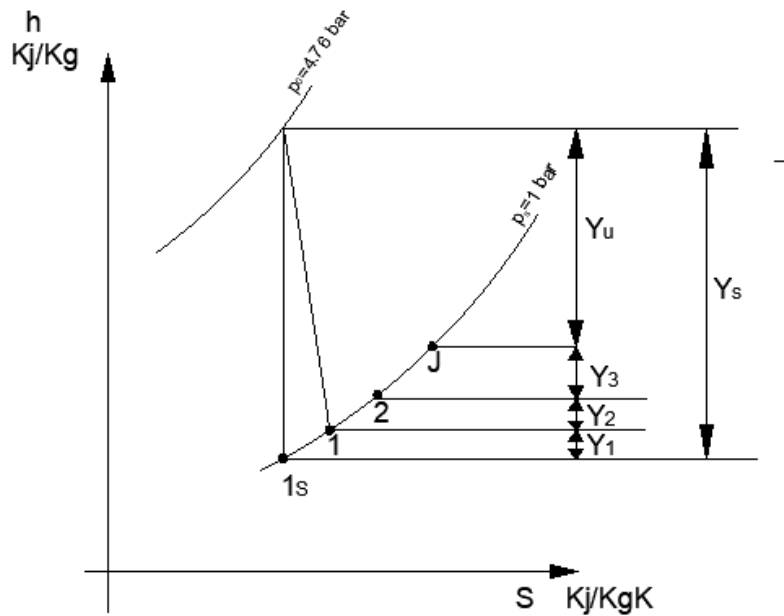
Tabla 10*Parámetros necesarios para el cálculo de álabes*

Parámetros	
Potencia en el eje (estimada)	4.15 kw
Revoluciones del eje	3600 RPM
Presión a la entrada de la turbina	4.76 bar
Temperatura a la entrada de la turbina	150 C ⁰
Presión a la salida de la turbina	1.027 bar

Nota. Elaboración propia

Figura27

Salto entálpico con sus respectivas pérdidas



Nota. Elaboración propia

De la figura vemos las pérdidas internas en una turbomáquina térmica lo cual disminuye el salto entálpico:

y_1 – pérdida en las toberas

y_2 – pérdida en la corona móvil

y_3 – pérdida por velocidad de salida

4.2.6.2. Rendimiento y pérdida en la tobera.

Punto 0 (4.76 bar; 150 °C) $h_0 = 2746.4 \frac{KJ}{Kg}$; $v_0 = 0.393 \frac{m^3}{Kg}$

Punto 1_s punto final de la expansión adiabática isoentrópica en la tobera:

$$s_{1s} = s_0 = 6.838 \frac{KJ}{Kg.K}$$

Teniendo la presión de salida de la turbina $p_1 = 1bar$;y por tabla obtenemos:

$$h_{1s} = 2500 \frac{KJ}{Kg} ; v_{1s} = 1.694 \frac{m^3}{Kg}$$

Teniendo en cuenta que a esta temperatura tenemos solo vapor saturado.

$$\text{El salto entálpico será: } y_s = \Delta h_s = h_0 - h_{1s} = 2746.4 - 2500 = 246.4 \frac{KJ}{Kg}$$

$$\text{Velocidad: } c_s = \sqrt{2 * \Delta h_s} = \sqrt{2 * 246.4 * 10^3} = 701.99 \frac{m}{s}$$

Pérdida en la tobera:

$$y_1 = (1 - k_f^2) * \frac{c_s^2}{2} = (1 - 0.95^2) * \frac{701.99^2}{2} = 24023.51 = 24.023 \frac{KJ}{kg}$$

$$\text{La entalpía en 1 será: } h_1 = h_{1s} + y_1 = 2500 + 24.023 = 2524.023 \frac{KJ}{Kg}$$

Entonces el rendimiento en la tobera será:

$$\eta_{tob} = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_{1s}} = \frac{222.377}{246.4} = 0.9$$

4.2.6.3. Coeficiente de presión y de velocidad periférica para el diámetro máx. del rodete.

Ψ : coeficiente de presión; 7 aprox. Para un óptimo rendimiento

u_m : velocidad periférica

$$u_m = \sqrt{\frac{2 * \gamma_s}{\Psi}} = \sqrt{\frac{2 * 246.4 * 10^3}{7}} = 265.33 \text{ m/s}$$

$$d_m = \frac{u_m}{\pi * n} = \frac{265.33 * 60}{\pi * 3600} = 1.4m \text{ (vendría a ser un diámetro máximo)}$$

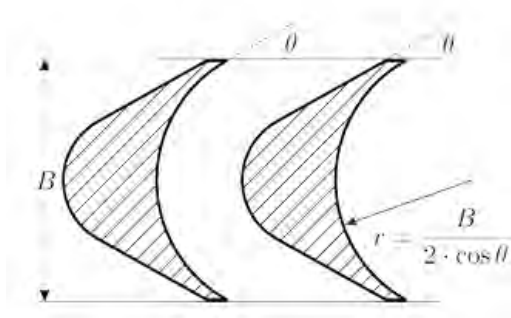
4.2.7. Triángulo de velocidades de entrada y de salida del álabe

4.2.7.1. Álaves de impulso.

Es el tipo de álabe que corresponde a un grado de reacción $R=0$, y vemos en la siguiente figura:

Figura 28

Relación ancho radio de un álabe



Nota. Perfil de dos álabes. Zúñiga 2016

4.2.7.2. Triángulo de entrada.

Para obtener un buen rendimiento en las turbinas se tomará $\theta = 20^\circ$

$c_1 = k_f c_s$; donde k_f , coeficiente de velocidad en la tobera que equivale a 0.95

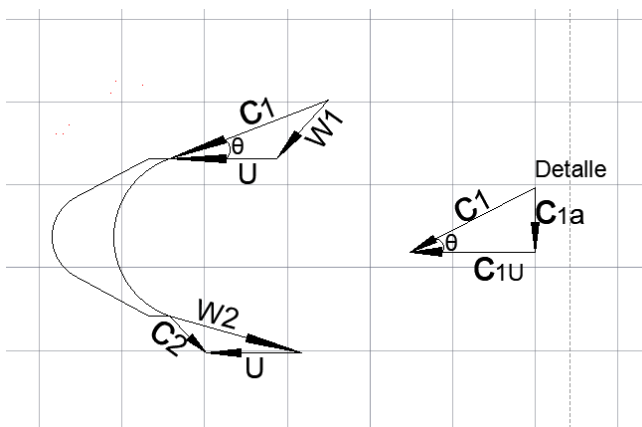
$$c_1 = 0.95 * 704.52 = 666.89 \text{ m/s}$$

y teniendo c_1 , θ , y U queda determinado el triángulo de entrada:

figura: descomponiendo c_1 la velocidad absoluta de entrada:

Figura 29

Diagrama de velocidades específicas



Nota. Elaboración propia

Siendo:

$$c_{1a} = c_1 \sin \theta = 666.89 * \sin 20^\circ = 228.09 \text{ m/s}$$

$$c_{1u} = c_1 \cos \theta = 666.89 * \cos 20^\circ = 626.67 \text{ m/s}$$

$$w_1 = \sqrt{(u^2 + c_1^2 - 2uc_1 \cos \theta)}$$

$$w_1 =$$

$$\sqrt{(265.33^2 + 666.89^2 - 2 * 265.33 * 666.89 * \cos 20)} = 427.3 \text{ m/s}$$

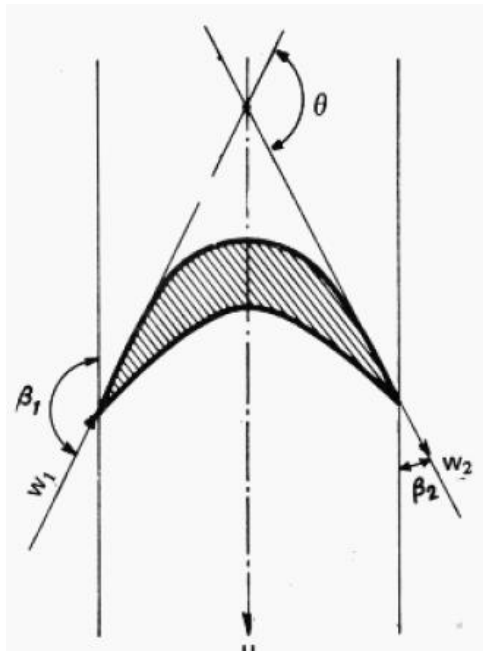
$$\beta_1 = \arctg \frac{c_{1a}}{u - c_{1u}} = \arctg \frac{228.09}{265.33 - 626.67} = 147.73^\circ$$

4.2.7.3. Triángulo de salida.

según la siguiente figura y adoptamos que son álabes simétricos:

Figura 30

Ángulos de entrada y salida en el álabe



Nota. Ángulos para calcular el perfil del álabe. Mataix (p.306)

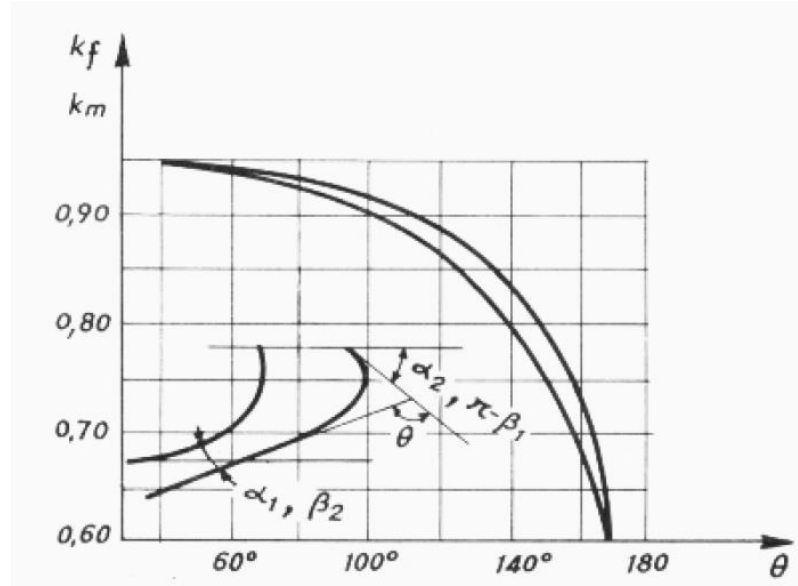
$$\beta_2 = 180 - \beta_1 = 180 - 147.73 = 32.26^\circ$$

El ángulo de desviación será $\theta' = \beta_1 - \beta_2 = 147.73 - 32.26 = 115.47^\circ$

Con este ángulo θ' y la siguiente figura, obtenemos el coeficiente de velocidad de los álabes del rodete " k_m ":

Figura 31

Coeficiente de velocidad K_f en función del ángulo de desviación



Nota. la línea superior representa los coeficientes más favorables. Stodola

$$k'_m = 0.88$$

Entonces:

$$w_2 = k_m * w_1 = 0.88 * 427.3 \text{ m} = 376.024 \text{ m/s}$$

Con U , β_2 , y w_2 queda definido el triángulo de salida, siendo:

$$c_2 = \sqrt{(u^2 + w_2^2 - 2uw_2 \cos \beta_2)} \quad c_2 =$$

$$\sqrt{(265.33^2 + 376.24^2 - 2 * 265.33 * 376.24 * \cos 32.26^\circ)} = 207.23 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

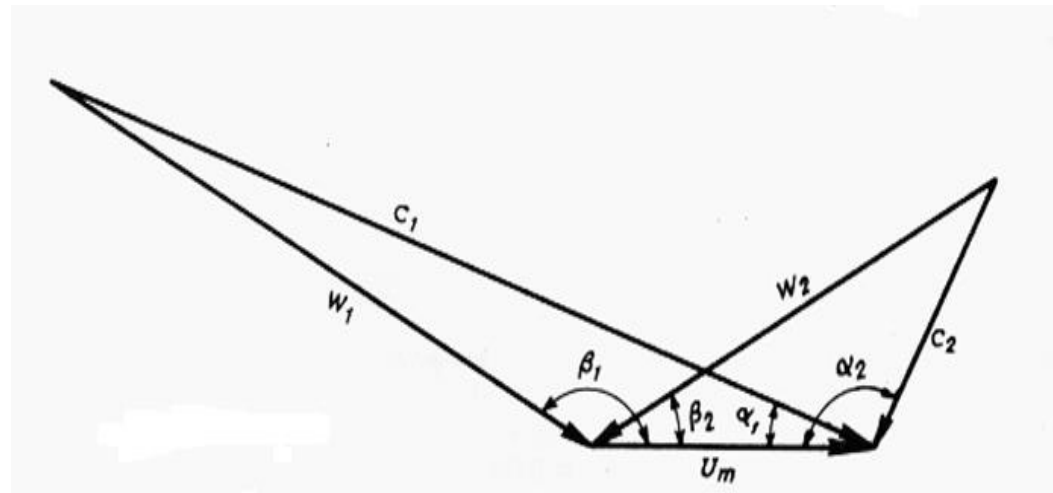
$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \sin \beta_2 = 376.024 * \sin 32.26 = 200.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_{2u} = u - w_{2u} = u - w_2 \cos \beta_2 = 265.33 - 376.024 \cos 32.26 = -52.64 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{c_{2r}}{c_{2u}} = \tan^{-1} \frac{200.7}{-52.64} = 104.7^\circ$$

Figura 32

Triángulos de velocidad a la entrada y salida acomodada por la velocidad periférica



Nota. Turbomáquinas térmicas, Mataix (p. 320)

4.2.7.4. Dimensionamiento de la altura del álabe.

Pérdidas en los álabes

$$y_2 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{476.5^2 - 419.32^2}{2} = 25611.5 \text{ J/kg} = 25.61 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_1 = h_{1s} + y_1 = 2440 + 29.87 = 2469.87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2 = h_1 + y_2 = 2469.87 + 25.61 = 2494.48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

En una máquina térmica es fundamental determinar la variación del volumen específico del vapor tanto a la entrada y salida del álabe.

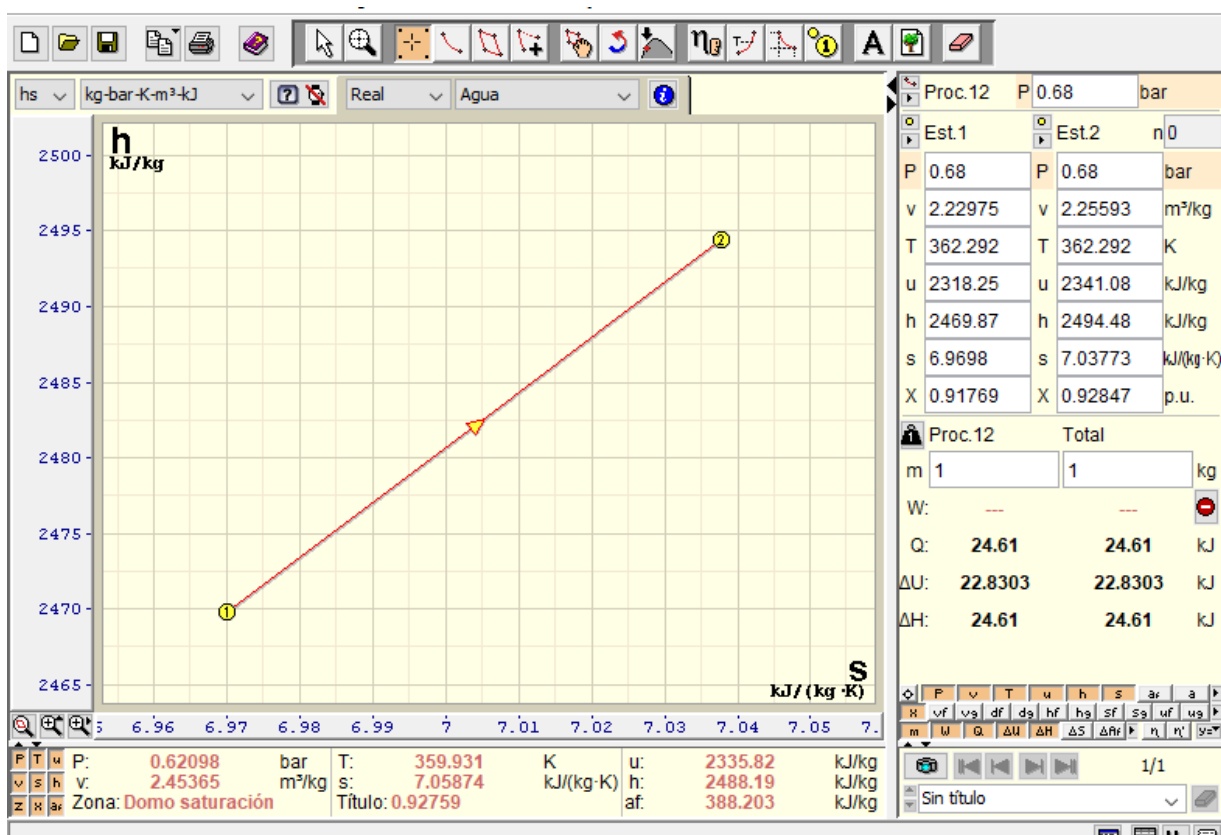
Según el programa Termo Graf en el diagrama h-s se tiene:

Punto 1 (0.68 bar; $h_1 = 2469.87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$) $v_1 = 2.229 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$, a la salida de la tobera

Punto 2 (0.68 bar; $h_2 = 2494.48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$) $v_2 = 2.256 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$, a la salida de los alabes

Figura 33

Cálculo de los parámetros en el punto 1 y 2 en un proceso isóbaro



Nota. Extraída del TermoGraf; Elaboración propia

Por la ecuación de continuidad: $\dot{m} = \dot{A} * \rho * c$

$$l_1 = \frac{\dot{m} * v}{\mu * \pi * D * c_{1a} * \sin(\alpha)}$$

$$l_1 = \frac{0.027 * 2.229}{0.91 * \pi * 0.29 * 228.09 * \sin(20)} = 0.93mm$$

Siendo esta altura inadmisibles, por ser excesivamente pequeña, Asumiremos la longitud de la

tobera: $l = 15 \text{ mm}$, con lo cual el grado de admisión de la turbina será: $\epsilon = \frac{0.93}{15} = 0.062$

Calculamos la longitud real de los álabes con la siguiente expresión:

$$l_{real} = \frac{0.027 * 2.47}{0.062 * 0.91 * \pi * 0.29 * 200 * \sin(20)} = 0.019m = 19mm$$

4.2.7.5. Rendimiento periférico e interno.

Por asumir un cierto rendimiento interno, ahora puede este ya calcularse:

$$\text{Pérdida por velocidad de salida: } y_3 = \frac{c_2^2}{2} = \frac{231.4^2}{2} = 267723 \frac{j}{kg} = 26.77 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{Salto periférico: } y_u = y_s - y_1 - y_2 - y_3 = 246.4 - 24.023 - 25.61 - 26.77 = 180.2 \frac{kJ}{kg}$$

$$\text{Mediante la ecuación de Euler; } y_u = u(c_{1u} - c_{2u}) = 265.33 (626.67 + 52.64) = 180.24 \frac{kJ}{kg}$$

Rendimiento periférico

$$\eta_u = \frac{y_u}{y_s} = \frac{180.2}{246.4} = 0.73$$

Entonces tenemos una potencia real:

$$Pot = \eta_u 4.15kw = 3.029kw$$

4.2.7.6. Trazado del perfil del álabe.

Según recomendaciones basadas en experiencias de turbomáquinas térmicas ya construidas que pueden servir de guía en el diseño.

- **Espesor del álabe a la entrada y la salida,** " s_1 y s_2 ", para nuestras condiciones tomaremos un valor a 2.43 mm.
- **Ancho de los álabes,** " a ", por ser de impulso tomaremos 19 mm

- **Paso “t”**, según la distribución de los alabes en el rodete es 16 mm
- **Solape**, la altura de los álabes será $l = 6 + 12.05 = 18.08mm$
- $R = \frac{a}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2}$; se considera $\beta_1 = \beta_2 = 32.26^\circ$ por ser simétrica.

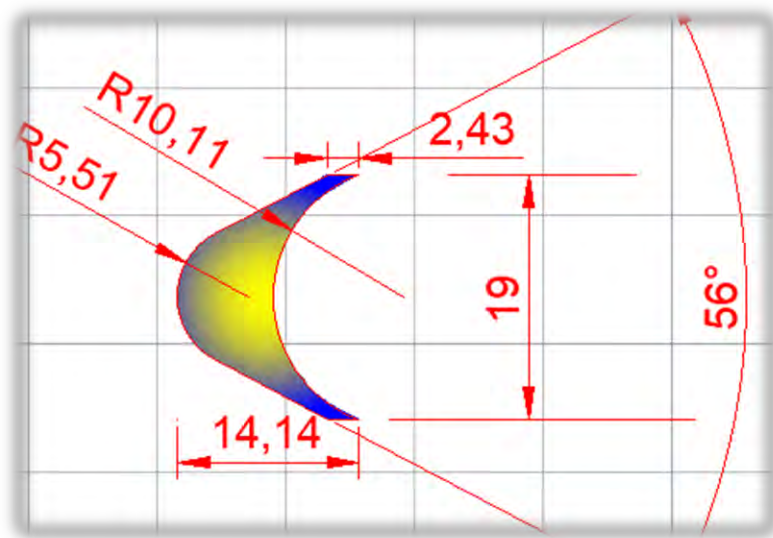
$$R = \frac{19}{1.879} = 10.11mm.$$

- **Número de álabes “N”** $N = \frac{2 * \pi * r * \sigma}{c}$; $\sigma = \frac{c}{s} = \frac{19}{16} = 1.1875$

$$N = \frac{2 * \pi * 137 * 1.1875}{19} = 53.3 \approx 53 \text{ alabes}$$

Figura 34

Perfil de un álabe con sus respectivas medidas



Nota. Elaboración propia

4.2.7.7. Cálculo de la potencia en el eje a partir de la ecuación de Euler.

$$W_u = \frac{\dot{Pot}}{\dot{m}} \doteq c_{u1} * u_1 - c_{u2} * u_2$$

$$Pot \doteq \dot{m}(c_{u1} * u_1 - c_{u2} * u_2)$$

$$Pot \doteq 0.027(626.67 * 265.33 - 52.64 * 265.33)$$

$$Pot \doteq 4.15kw$$

Determinamos el torque que actúa en el eje de la turbina monoetapa:

$$T = \dot{m} * r_m * (w_1 + w_2)$$

$$T = 0.027 * \frac{0.29}{2} * (476.5 + 419.32)$$

$$T = 3.5 \text{ Nm}$$

$$F = \frac{3.5}{0.1465} = 23.89 \text{ N} ; \text{ fuerza tangencial}$$

$$\omega = \frac{u}{r} = \frac{295.876}{\frac{0.27}{2}} = 2191.6 \text{ rad/seg}$$

4.3 Análisis mecánico

En el siguiente análisis desarrollaremos el diseño mecánico del rodete, con el fin de corroborar las dimensiones halladas en el diseño termodinámico del rodete y sus componentes. Los cálculos realizados nos permitirán seleccionar los materiales adecuados, los mismos que cumplirán con los requerimientos de esfuerzo que se presentan en operación, a su vez hacer un chequeo del espesor del álabe, el eje, rodamientos, ect.

Cabe mencionar que para este capítulo solo se realizaran cálculos que corresponden al rodete, ya que es el elemento fundamental de la turbina.

4.3.1. Selección del material para los álabes

Para la fabricación de rodetes se recomienda utilizar diferentes tipos de acero inoxidable, pero para nuestro estudio, considerando el alto costo del material inoxidable, considerando que nuestro estudio es con fines académicos se considera el bronce SAE 65, por su alta resistencia al desgaste.

Las propiedades mecánicas del álabe en estudio son las siguientes:

Tabla 11*Propiedades mecánicas del bronce SAE 65*

Alabe de bronce	
Módulo de Young	$11 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$
Límite elástico σ_y	170 Mpa
Límite de rotura σ_r	400 Mpa
Densidad	8900 kg/m ³
Coefficiente de Poisson	0.3

Nota. Elaboración propia

Existen varias formas de fijar los álabes al rodete, en nuestro trabajo de investigación, utilizaremos, el maquinado en CNC que nos da una distribución exacta de los álabes y un mejor acabado superficial.

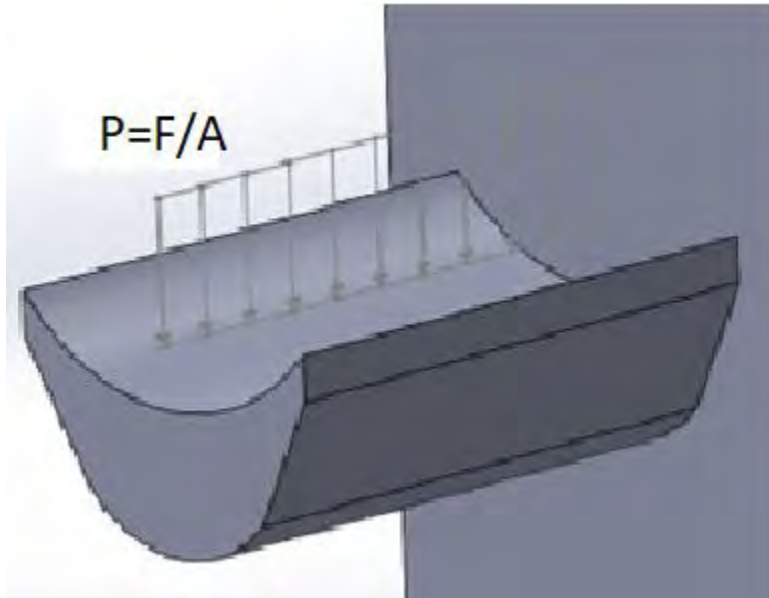
4.3.2 Diseño y verificación de álabes

“El espesor de los álabes generalmente se asume y posteriormente se realiza un chequeo de esfuerzo, considerándolo como una viga en voladizo empotrada en uno de sus extremos y cargada uniformemente”.

En nuestro caso tenemos el espesor del álabe, que viene ser 7.49 mm en su centro de critico de su forma.

Figura 35

Fuerza distribuida actuando como presión sobre el álabe del rodete



Nota: adaptada del modelo CAD: fuente elaboración propia

La fuerza que actúa sobre el álabe, comparándola con una de impulso total y considerando el caso desfavorable, que se presenta cuando el rodete por algún motivo es frenado y la turbina se encuentra con apertura total, se expresa como:

$$F = \dot{m}(w_1 \cos \beta_2 + w_2 \cos \beta_2)$$

$$F = 0.027(476.5 \cos 32.26^\circ + 476.5 \cos 32.26^\circ)$$

$$F = 21.76N$$

En kg será dividiendo entre la gravedad 9.81; $F = 2.22 \text{ kg}$

Verificación por fluencia.

Según la Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), el esfuerzo máximo que debe soportar el alabe debe ser menor al 66 % el esfuerzo de la fluencia del material, por lo que debe cumplir la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} < 0.66(S_y) \quad (34)$$

Donde:

σ_{max} = esfuerzo máximo resultante del álabe

S_y = esfuerzo de fluencia del material del álabe

El esfuerzo máximo al que será sometido el alabe por acción de la fuerza del vapor, se determina con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{F*a*c}{12*I_a}$$

Donde:

F = componente vertical de la fuerza de vapor sobre cada álabe

a = ancho del rodete, igual 0.015 m

I_a = momento de inercia del álabe

c = constante que se determina con:

$$c = (r + e) - c_g$$

Siendo c_g , el centro de gravedad del álabe que se determina con la siguiente ecuación:

$$c_g = \frac{120[(r + e)^3 - r^3](\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\phi \pi [(r + e)^2 - r^2]} \quad (35)$$

Donde:

e = es el espesor del álabe, en metros

r = es el radio de curvatura del álabe, en metros

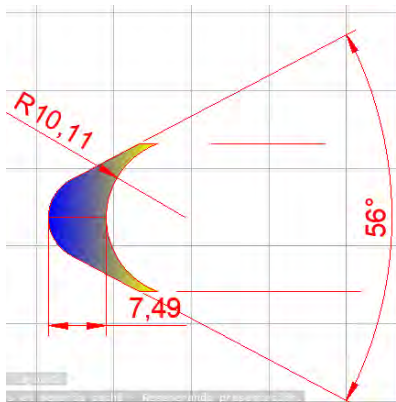
Además, θ_1 , se determina con la siguiente ecuación:

$$\theta_1 = \frac{180^\circ - \phi}{2}$$

De la figura siguiente:

Figura 36

Espesor del álabe con su respectivo radio



Nota. Adaptada del modelo CAD; Elaboración propia.

Donde: $\phi = 56^\circ$ ángulo de curvatura del álabe

$$\theta_1 = \frac{180^\circ - 56}{2}$$

$$\theta_1 = 62^\circ$$

Y θ_2 se determina:

$$\theta_2 = \phi + \theta_1$$

$$\theta_2 = 56^\circ + 62^\circ = 118^\circ$$

Según OLADE, el momento de inercia del álabe (I_a), se determina con la siguiente ecuación:

$$I_a = \frac{(r + e)^4 - r^4}{8} \left[\phi - \frac{\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1}{2} \right]$$

Donde \emptyset , se expresa en radianes para este caso.

$$I_a = \frac{(0.01011 + 0.00749)^4 - 0.01011^4}{8} \left[0.977 - \frac{\sin(2 * 118^\circ) - \sin(2 * 62^\circ)}{2} \right]$$

$$I_a = 1.93 * 10^{-8} m^4$$

Para determinar c_g , reemplazamos valores en la siguiente ecuación:

$$c_g = \frac{120[(0.01011 + 0.00749)^3 - 0.01011^3](\cos 62 - \cos 118)}{56 * \pi[(0.01011 + 0.00749)^2 - 0.01011^2]}$$

$$c_g = 0.01364 m$$

Y para determinar c , reemplazamos los valores en la siguiente ecuación:

$$c = (0.01011 + 0.00749) - 0.01364$$

$$c = 0.00396 m$$

Determinamos el valor de $\sigma_{max} = \frac{F * a * c}{12 * I_a}$

$$\sigma_{max} = \frac{21.76 * 0.019 * 0.00396}{12 * 1.93 * 10^{-8}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{21.76 * 0.019 * 0.00396}{12 * 1.93 * 10^{-8}}$$

$$\sigma_{max} = 7069.18 N/m^2$$

$$\sigma_{max} = 0.00707 Mpa$$

Finalmente, procedemos a verificar si cumple la condición del chequeo de esfuerzos:

$$0.00707 < 0.66(S_y)$$

Para nuestra investigación, utilizamos el bronce SAE 65, cuyo esfuerzo de fluencia es $S_y = 170 Mpa$, entonces se tiene:

$$0.00707 Mpa < 0.66(170)$$

$$0.00707Mpa < 112.2Mpa$$

Conclusión: cumple la verificación por fluencia, ya que, el esfuerzo máximo en el álabe posee un valor menor al del esfuerzo de fluencia del material seleccionado para el álabe.

Dimensionamiento de la volante de Inercia.

Primeramente, calculamos el momento del disco como sólido mediante la energía cinética:

$$E_c = \frac{1}{2} * m * u^2$$

$$u_m = 295.876 \text{ m/s}$$

$m = 0.02 \text{ kg}$:masa de cada álabe

$$E_c = \frac{1}{2} * 0.02 * 295.876^2 = 875.4 \text{ J}$$

Procedemos al cálculo del radio del rotor:

$$r^2 = 2 * \frac{I_m}{m} = 0.0196m^2$$

$$r = 0.145m$$

4.5. Eje de la turbina

El eje es un elemento giratorio sobre el cual se monta el rodete, el elemento más importante de nuestro sistema térmico y aunque el cálculo de los ejes es solo un caso particular del diseño bajo determinadas condiciones de carga, su análisis y cálculo se realizan teniendo en cuenta diferentes criterios que a continuación se desarrollan.

4.5.1. Cálculo del eje por resistencia

El esfuerzo cortante es una causa del momento torsor al que está sometido nuestro eje y el valor se obtiene a partir de la potencia transmitida mediante la siguiente expresión:

El esfuerzo máximo de torsión es:

$$\tau = \frac{M_t * D}{2 * J}$$
$$D = \sqrt[3]{\frac{16 * M_t}{\pi * \tau}}$$

Tenemos algunos parámetros:

Potencia de 3300 watt, 3.3 kw

Revoluciones por minuto: 3600 RPM

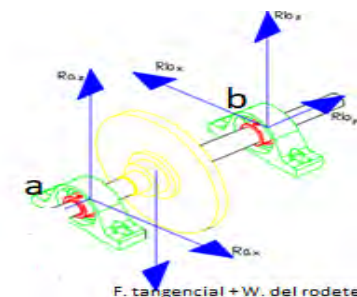
Torque: 3.5 Nm

Elegimos un eje de acero comercial AISI 1020 por la fácil maquinabilidad que posee a diferencia de los demás aceros.

ASTM A-36	
Sy	250 (Mpa)
Su	400(Mpa)

Figura 37

Esquema para hallar las reacciones en lo rodamientos



Nota. Elaboración propia

Tenemos:

El momento torsor, $M_t = 3.5 \text{ (Nm)}$,

El peso del rodete, $W = 10 \text{ kg} * 9.8 = 98 \text{ N}$,

Radio del rodete, $r = 0.1465 \text{ m}$

Longitud del eje, $L = 0.377 \text{ m}$

$$F_t = \frac{M_t}{r} = \frac{3.5}{0.1465} = 23.9 \text{ N}$$

Y el momento flector: $M_{f(max)}: \sum F_Y = 0$

$$R_{1y} + R_{2y} = (W + F)$$

$$2R_{1y} = (98 + 58.33)$$

$$R_{1y} = \frac{156.33}{2} = 78.165 \text{ N}$$

Entonces tenemos el $M_{f(max)} = 78.165 * 0.2 = 15.633 \text{ Nm}$

El eje se dimensionará siguiendo el código ASME, el cual se encuentra desarrollando la siguiente ecuación (Alva Dávila, 2008).

$$D = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi * S_{sd}} \sqrt{(K_m M_{f(max)})^2 + (K_t M_t)^2}} \quad (38)$$

El esfuerzo permisible a corte (S_{sd}) toma el menor valor de las siguientes expresiones:

$$S_{sd} = 0.3S_y \quad \text{o} \quad S_{sd} = 0.18S_u$$

$$S_{sd} = 0.3 * 250 = 75 \text{ (Mpa)} \quad S_{sd} = 0.18 * 400 = 72 \text{ (Mpa)}$$

Como en el eje existe un canal chavetero se debe multiplicar al valor del esfuerzo permisible un factor de 0.75

$$S_{sd} = 72 * 0.75 = 54(Mpa)$$

Los factores de momento y de torsión utilizados en el cálculo por resistencia de ejes recomendados por la ASME son:

Tabla 12

Factores de momento flector y torsión para el cálculo de ejes

Tipo de carga	K_m	K_t
Eje estacionario		
Carga aplicada gradualmente	1	1
Carga aplicada súbitamente	1.5-2.0	1.5-2.0
Eje giratorio		
Carga aplicada gradualmente	1.5	
Carga constante	1.5	
Carga súbitamente aplicado con choques menores	1.5-2.0	1.0-1.5
Carga súbitamente con choques fuertes	2.0-3.0	1.5-3.0

Nota. Alva Davila. 2008

Debido a que nuestra turbina está sometida a variaciones de presión y flujo de masa, elegimos los siguientes factores:

$$K_m = 3.0 \quad K_t = 2.5$$

Insertando los valores en nuestra ecuación de cálculo del eje por resistencia tenemos:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi * 54 * 10^6} \sqrt{(3 * 15.633)^2 + (2.5 * 8.75)^2}}$$

$$D = 0.0172m$$

Se aproxima a un eje de ¾ pulg. Cumple con el eje maquinado actualmente.

4.6. Selección de rodamientos.

Con los datos ya calculados procedemos a resolver.

$$R_a = 78.165 \text{ N}$$

$$R_b = 78.165 \text{ N}$$

Velocidad angular = 3600RPM

$$1).- P = X * F_r + Y * F_a$$

Donde:

P = Carga dinámica equivalente.

F_r = carga radial real.

F_a = carga axial real.

X = factor de carga radial.

Y = factor de carga axial.

$$F_a = 0$$

$$F_r = R_a = 78.165 \text{ N}$$

$$X = 1 \quad Y = 0$$

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$P = 1 * 78.165 \text{ N} = 78.165 \text{ N}$$

Duración de millones de revoluciones

$$L = \frac{60 * n * L_h}{10^6} = \frac{60 * 3600 * 20000}{10^6} = 4320$$

Capacidad de carga dinámica para R_a

$$C/P = L^{1/P}$$

$P = 3$, para rodamientos de bolas

Reemplazando en la ecuación se tiene

$$C = 78.165 * (2160)^{1/3} = 1010.408 \text{ N} = 1.01 \text{ Kn}$$

Factor de temperatura (ft)

Para una temperatura de 150°C el factor de temperatura es $(ft) = 1$ por lo tanto

$$C = 1.010(ft)$$

$$C = 1.010 \text{ kN}$$

Se selecciona el rodamiento de la tabla considerando el diámetro del eje, capacidad de base dinámica y velocidad máxima de revoluciones.

Figura38

Unidades de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada

Designación	Dimensiones				Capacidad de carga básica		Velocidad límite	
					dinámica	estática		
	d [mm]	t _d	J [mm]	L [mm]	T [mm]	C [kN]	C ₀ [kN]	[r/min]
F4BC 104S-TPZM	31.75		83	112	40.7	19.5	11.2	3 800
F4BSS 104-CPSS-DFH	31.75		92.1	117.5	46	21.6	15.3	500
F4BSS 104-TPSS	31.75		92.1	117.5	46	21.6	15.3	3 200
F4BSS 104S-CPSS-DFH	31.75		82.6	110	42	16.3	11.2	700
F4BSS 104S-TPSS	31.75		82.6	110	42	16.3	11.2	3 800
FY 1 1/4 FM	31.75		92	118	50.4	25.5	15.3	5 300
FY 1 1/4 TF	31.75		92	118	46.4	25.5	15.3	5 300
FY 1 1/4 WF	31.75		92	118	53.3	25.5	15.3	5 300
FYJ 1 1/4 TF	31.75		92	118	44.4	25.5	15.3	5 300
FYWK 1 1/4 AYTA	31.75		82.5	108	42.2	19.5	11.2	3 800
FYWK 1 1/4 YTA	31.75		92	118	46.4	25.5	15.3	3 200
FYWK 1 1/4 YTH	31.75		92	118	46.4	21.6	15.3	3 200
UCF 207-20	31.75		92	118	44.4	25.5	15.3	4 300

Nota: adaptado de unidades de rodamiento de bolas con pestaña cuadrada.

Conclusión: Se utiliza el rodamiento UCF207-20 y por el cual, la chumacera que existe actualmente en el laboratorio, ya que la carga dinámica requerida 1.01 kN es menor a la carga dinámica de rodamiento (F207-20).

4.7. Especificaciones técnicas para la selección de la chaveta en el eje de la turbina

Se consideraron los siguientes parámetros técnicos fundamentales para la turbina de vapor

Transmisión de par de torsión

La chaveta se dimensiona de manera que sea capaz de transmitir igual par de torsión que soporta el eje el cual garantiza que la transmisión de potencia sea la correcta y segura en operación.

Dimensiones de la chaveta

La longitud mínima tiene que ser igual o superior a 1.5 veces del diámetro del eje. Con esta

proporción se asegura una correcta superficie de contacto para la transferencia de esfuerzos sin fallas.

Chaveta paralela S/DIN-6885/1

Figura 39

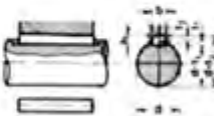
Chaveta paralela S/DIN-6885/1

Ø Eje d (mm) desde- hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda		
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887						
		d + t ₁ m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m	
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0	
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1				
30-38	10x8	d+3,4		d+2,8		4,7				
38-44	12x8	d+3,2		d+2,6		4,9				
44-50	14x9	d+3,6	+0,2	d+2,9	+0,2	5,5		50-80	+0,030 0	
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2		6,2				
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		6,8				
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9		7,4		80-120	+0,035 0	
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		8,5				
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6		8,7				
95-110	28x16	d+6,2		+0,2		d+5,4		+0,2	9,9	180-250
110-130	32x18	d+7,1				d+6,1	11,1			
130-150	36x20	d+7,9				d+6,9	12,3		250-315	+0,052 0
150-170	40x22	d+8,7				d+7,7	13,5			
170-200	45x25	d+9,9				d+8,9	15,3		315-400	+0,057 0
200-230	51x28	d+11,2				d+10,1	17			
230-260	56x32	d+12,9		d+11,8		19,3	400-500	+0,063 0		
260-290	63x32	d+12,6	+0,3	d+11,5	+0,3	19,6				

Fuente: Zonas de tolerancia del ancho de la chaveta



Chaveta paralela
S/DIN-6885/1



Chaveta de cuña
S/DIN-6886



Chaveta de cuña con cabeza
S/DIN-6887

Tipo de chaveta

Se procede a seleccionar la chaveta paralela según la norma DIN-6885/1 que especifica la dimensiones y tolerancias estándar para estas chavetas.

Zonas de tolerancia

Las dimensiones del chavetero deben cumplir con las tolerancias del eje y la rueda del rotor, establecidas para el ancho con el fin de garantizar un ajuste adecuado tanto en el eje como en la rueda, deben cumplir con las tolerancias establecidas y evitar holguras que puedan generar daños o vibraciones.

Bordes redondeados

Los bordes deben estar redondeados, con la finalidad de evitar concentración de esfuerzos el cual provoque grietas, generando roturas prematuras del conjunto.

Materiales y normas aplicables

Se escogió materiales con propiedades mecánicas específicas para los materiales eje y chaveta, el cual garantiza la resistencia y durabilidad. Se utilizó el acero AISI/SAE 1045, conforme a las normas SAE J403 y ASTM A36/A36M, el cual soporta cargas rotacionales, esfuerzos de tensión y flexión en el trabajo.

Mecanizado

Se realizó el mecanizado de acuerdo con los cálculos realizados, el cual tiene la precisión necesaria para el ensamble y funcionamiento adecuado del conjunto.

4.8. Uniones atornilladas para la carcasa de la turbina.

Datos.

Presión Fluctuante:	40 – 30 PSI.
Presión de Prueba:	50 PSI.
Diámetro mayor:	11.79"
Diámetro menor:	11.02"

a. Área de presión

$$A = \frac{\pi}{4} \left(\frac{D_M + D_m}{2} \right)^2$$

$$A = \frac{\pi}{4} \left(\frac{11.79 + 11.02}{2} \right)^2 = 102.16''$$

b. Carga exterior máxima y mínima

$$F_{EX.MAX} = P_{MAX} * A = 40 * 102.16 = 4086.4 \text{ Lbr.}$$

$$F_{exmin} = P_{min} * A = 30 * 102.16 = 3064.8 \text{ Lbr.}$$

c. Carga de apertura

$$C = \frac{P_{prueba.}}{P_{trabajo.}} = \frac{50}{40} = 1.25$$

$$C = \frac{50}{40} = 1.25$$

Tomamos C = 1.5 debido a $1.2 \leq C \leq 2.0$

d. Carga de apertura total

$$F_{aT} = C * F_{EX.MAX}$$

$$F_{aT} = 1.5 * 4086.4 = 6129.6 \text{ Lbr.}$$

e. Carga de ajuste inicial.

De la tabla 3 seleccionamos el tipo de asbesto K = 0.4.

$$F_{IT} = (1 - K) * F_{aT} .$$

$$F_{IT} = (1 - 0.6) * 6129.6 = 2451.8 \text{ Lbr}$$

f. Carga resultante máxima y mínima

$$F_{t,Max.} = F_{IT} + K * F_{EXMAX} = 2451.84 + 0.6 * 4086.4 = 4903.68 \text{ Lbr.}$$

$$F_{t,min} = F_{IT} + K * F_{exmin} = 2451.84 + 0.6 * 3064.8 = 4290.72 \text{ Lbr.}$$

g. Carga media variable.

$$F_{mt} = \frac{F_{tMax} + F_{tmin}}{2} = \frac{4903.68 + 4290.72}{2} = 4597.2 \text{ Lbr.}$$

$$F_{at} = \frac{F_{tMax} - F_{tmin}}{2} = \frac{4903.68 - 4290.72}{2} = 306.48 \text{ Lbr.}$$

h. Asumimos un diámetro según grado SAE grado 5.

Asumimos un diámetro $d_b = \frac{1}{4}'' - 1''$

Límite de rotura $S_e = 12000 \text{ PSI}$

Límite de fluencia $S_y = 9200 \text{ PSI}$

i. Área total

$$A_{st} = 2 \left(\frac{F_{mt}}{S_y} + \frac{3 * F_{at}}{k * 12000} \right)$$

$$A_{st} = 2 \left(\frac{4597.2}{9200} + \frac{3 * 306.48}{0.4 * 12000} \right) = 1.38''$$

Para un $n = 19$ pernos.

$$A_s = \frac{A_{st}}{n}$$

$$A_s = \frac{1.38}{19} = 0.072''$$

Y por lectura directa de la tabla 1

Con $A_s = 0.072''$ $d_b = 3/8'' - 16 \text{ UNF}$.

$$\text{Espaciamiento } P = \frac{\pi * 11.79''}{19} = 1.96''$$

Recomendados $3 d_b \leq P \leq 7 d_b$

$3(3/8) \leq P \leq 7(3/8) \Rightarrow 1.125'' \leq P \leq 2.625''$ si cumple con las condiciones.

CONCLUSIONES

Usar 19 Pernos de $3/8'' - 16 \text{ UNF}$ SAE GRADO 5.

CAPÍTULO V:

PROTOCOLO DE PRUEBAS

5.1. Procedimiento de protocolo de pruebas

Se detallan los resultados a partir de un análisis experimental sobre el desempeño de la turbina de vapor con distintas condiciones de presión, temperatura y velocidad angular.

La finalidad es evaluar la potencia generada en el eje de la turbina para distintos niveles de presión, el cual repercute esta variable con la temperatura y la velocidad angular.

Tabla 13

Valores de presión, velocidad angular, temperatura y potencia en el eje

Presión de entrada de la turbina	Temperatura entrada de la turbina	Velocidad angular	Potencia EN EL EJE
(psi)	(C)	(rpm)	(Watts)
20	125	1100	15.2264
30	130	1351	50.225
40	139	1422	148.54494
50	144	1667	208.56229
65	149	1907	1016.558
80	154	2550	1309.5589
100	165	3990	2247.235

Nota. Elaboración propia

Se llevaron a cabo el experimento cambiando la presión del sistema desde 20 psi hasta 100 psi. Para cada punto de variación se registran la temperatura del fluido en grados centígrados, la velocidad del eje en revoluciones por minuto y la potencia generada en Watt. Estas mediciones se llevaron a cabo en condiciones controladas el cual garantiza la repetibilidad y fiabilidad de los datos.

Estos resultados indican una tendencia al aumento progresivo de la potencia generada directamente cuando se incrementa la presión de entrada a partir de 40 psi en adelante se observa una generación de potencia considerable o aprovechable.

Se puede traducir que existe una correspondencia en aumento entre la presión y la potencia generada, respaldada por el aumento de la velocidad angular y el aumento gradual de la temperatura, la cual influye en la eficiencia del sistema.

Este ensayo indica que la presión de entrada es un parámetro crucial para la generación de potencia en la turbina de vapor, lo cual demuestra que a partir de ciertos valores de rotación se optimiza la generación de potencia, lo cual es fundamental para el dimensionamiento y diseño de los sistemas de generación de potencia de la turbina de vapor.

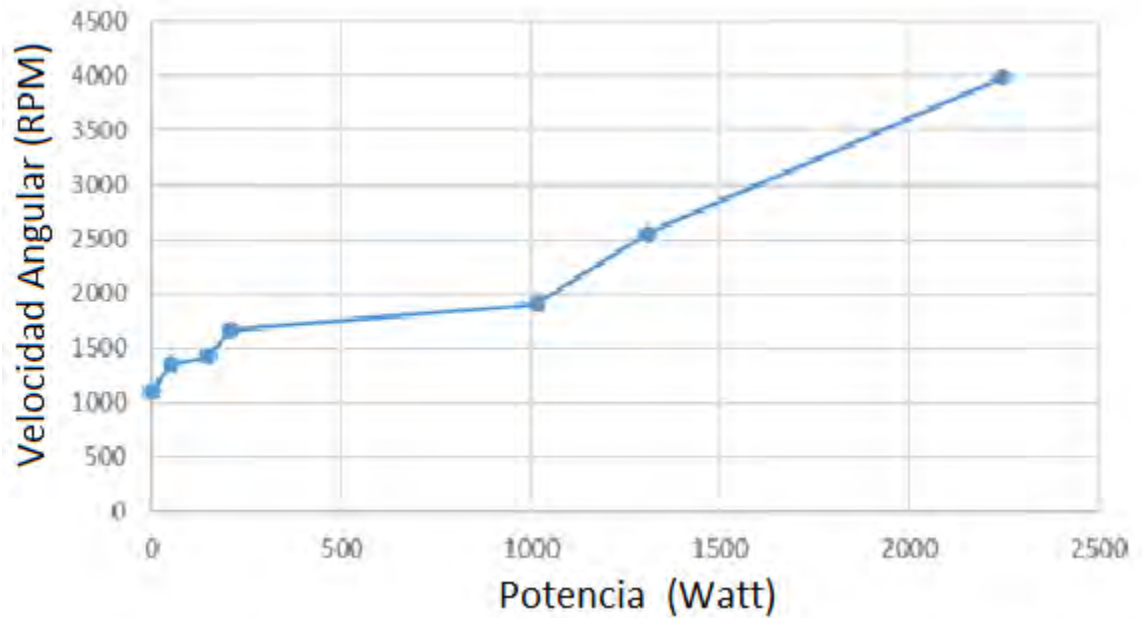
5.2 Análisis de la relación entre velocidad angular y la potencia mecánica generada en el eje.

En las pruebas experimentales de la turbina de vapor, se midieron la potencia generada respecto de la velocidad angular del eje estos valores se presentan en la Tabla 5.

se observa que hay una relación directamente proporcional entre la velocidad angular (en rpm) con la potencia generada (en watts). Cuando se incrementa la velocidad hay una mayor transferencia de energía cinética de vapor al rotor, lo cual incrementa el trabajo mecánico por la turbina de vapor.

Figura 40

Relación entre la velocidad angular y la potencia mecánica



Nota. Elaboración propia

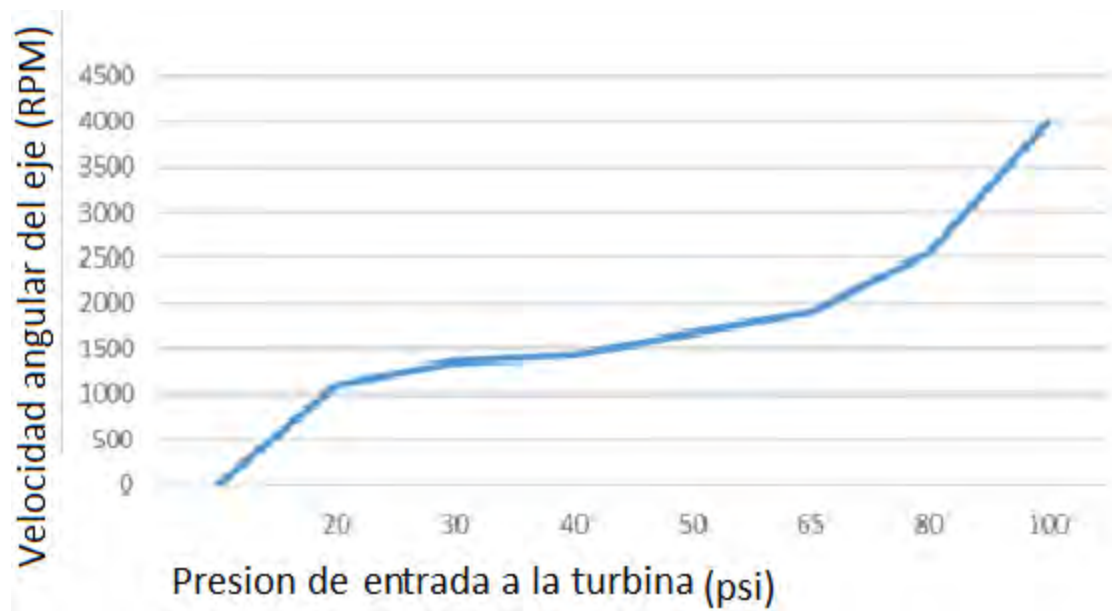
Se observa en los experimentos que la turbina de vapor presenta un comportamiento creciente con respecto a la velocidad angular, alcanzando una potencia superior de 2000W a velocidades de por encima de 3600 rpm. Lo cual es tendencia para calcular el diseño para alcanzar el valor del objetivo de 2.2 kW bajo condiciones adecuadas de operación.

5.3 Análisis de la relación entre la presión y la velocidad angular del eje

La variable de presión de entrada es determinante que influye directamente en el funcionamiento dinámico de la turbina de vapor, usualmente en la velocidad angular que alcanza en el eje. Al aumentar la presión en la entrada aumenta la energía potencial del vapor, lo cual se refleja en un mayor flujo energético utilizable para impulsar el rotor de la turbina.

Figura 41

Relación de presión y velocidad en el eje



Nota. elaboración propia

Se confirma con los resultados que la velocidad angular en el eje aumenta con la presión de vapor, evidentemente hay una relación positiva. El sistema necesita presión pequeña para iniciar el movimiento, pero generación despreciable, pero a partir de 65 psi alcanza un rendimiento significativo.

Se puede determinar el rango óptimo para el prototipo, el cual será indispensable para su implementación en aplicaciones y prácticas en la turbina de vapor.

5.4. Análisis de relación entre la temperatura y presión de entrada en la turbina

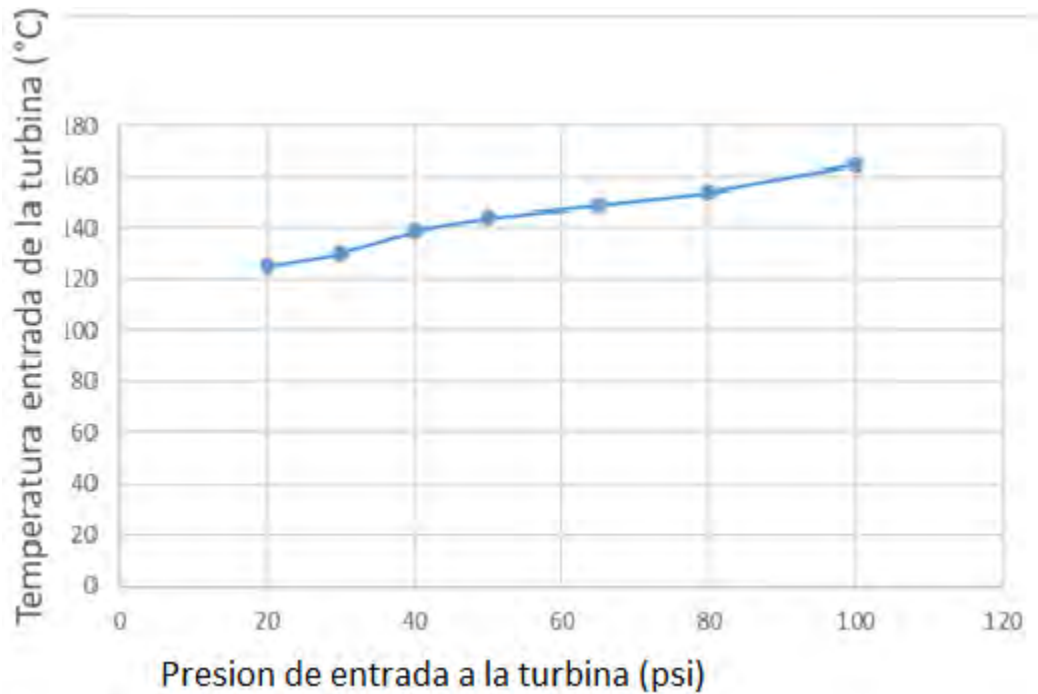
En una estructura del sistema termodinámico que están el vapor de agua como las turbinas de vapor la relación entre presión y temperatura es fundamental el cual es fundamental para comprender su comportamiento y mejorar su eficiencia como fluido de trabajo.

El vapor de agua saturado cumple una relación directa entre presión y temperatura, expresada por la curva de saturación en las tablas termodinámicas o diagramas de vapor (Çengel & Boles, 2015). Progresivamente que la presión aumenta la temperatura también incrementa el

cual genera que contenga mayor energía térmica antes de condensarse.

Figura 42

Relación entre la presión del vapor de agua y la temperatura



Nota. Elaboración propia

Se establece la relación directa entre la presión en (psi) y la temperatura (°C) en nuestro cálculo de turbina de vapor. Con esta relación se garantiza el funcionamiento correcto de la turbina porque la energía que se necesita depende directamente de variables termodinámicas el cual se muestra en la figura la evolución de la temperatura en función de crecimiento de la presión de vapor.

Este análisis afirma que el considerable aumento de la presión implica también aumento en su temperatura como es predecible y creciente, el cual es característico del vapor saturado y siendo fundamental para el diseño y construcción de la turbina de vapor.

Comprender esta relación predice controlar con mayor cercanía el punto de operación ideal optimización y eficacia disminuyendo riesgos de sobrepresión o sobrecalentamiento.

5.5. Cálculo de la potencia mecánica de la turbina a diferentes presiones de prueba

Sabiendo que:

$$P = \frac{F}{A_0} \quad \text{Ecuación a}$$

Dónde:

P: Presión ejercida por el vapor en la tobera

F: Fuerza aplicada por el vapor en la tobera

A_s: Área de sección transversal de la tobera

Luego:

$$\tau = F * r \quad \text{Ecuación b}$$

Dónde:

τ: Torque ejercida por el vapor en el rodete

F: Fuerza aplicada por el vapor en la tobera: Radio del rodete ($\frac{d}{2}$)

$$Pot = \tau * RPM \quad \text{Ecuación c}$$

$$Pot = P * A_0 * \frac{d}{2} * RPM \quad \text{Ecuación d}$$

Con: $A_0 = 1.14 \text{ cm}^2$ y $d = 29.2 \text{ cm}$

A continuación, se muestra la tabla (14), donde se registran los valores calculados para la potencia mecánica según la ecuación (d).

Tabla 14

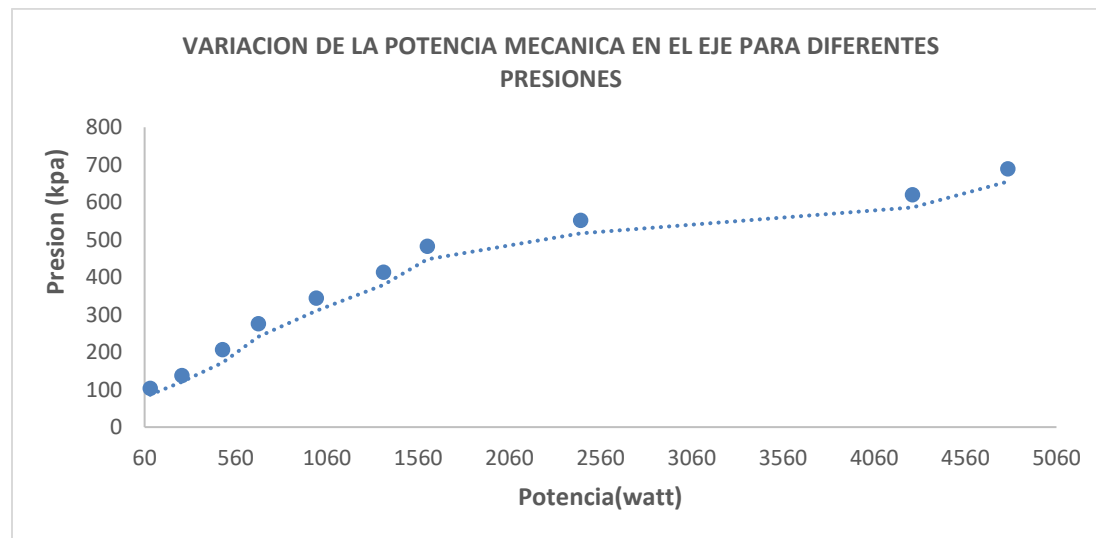
Tabla de estado del vapor producido por el caldero y sus respectivas velocidades y potencias en el eje de la turbina.

PRESION Kpa(PSI)	TEMPERATURA DE VAPOR °C (°F)	VELOCIDAD DEL EJE (rpm)	POTENCIA MECANICA (watt)
68.95 (10)	90 (194)	350	42.04
103.42 (15)	100 (212)	750	90.087
137.9 (20)	110 (230)	1100	264.255
206.84 (30)	120 (284)	1351	486.806
275.79 (40)	125 (257)	1422	683.194
344.74 (50)	130 (266)	1667	1001.136
413.69 (60)	140 (284)	1900	1369.29
482.63 (70)	140 (284)	1915	1610.086
551.58 (80)	150 (302)	2550	2450.27
620.53 (90)	160 (320)	3950	4269.98
689.48 (100)	165 (329)	3990	4792.48

Nota: Potencia calculada según la presión de entrada, elaboración propia

Figura 43

Estado del vapor producido por el caldero, a diferentes presiones.



Nota: Podemos ver que la potencia se mantiene proporcional aproximadamente entre los 500 a 600 Kpa.

Elaboracion propia

5.6. Intervalo de potencia para generar energía eléctrica.

Si bien, la turbina de vapor inicia su revolución de su eje a partir de los 10 PSI de presión, el generador eléctrico aún no es capaz de generar electricidad; sin embargo, se puede registrar su

lectura entre los 20 a 40 PSI según se muestra en la tabla 15.

Tabla 15

Velocidad angular calculada y potencia eléctrica medida en el tablero de carga.

PRESION Kpa(PSI)	TEMPERATURA DE VAPOR °C (°F)	VELOCIDAD DEL EJE (rpm)	VOLTAJE (V)	INTENSIDAD DE CORRIENTE (A)	POTENCIA ELÉCTRICA (watt)	DISPOSITIVOS EMPLEADOS PARA LA PRUEBA
68.95 (10)	90 (194)	342.8				
103.42 (15)	100 (212)	709.4				
137.9 (20)	110 (230)	2200	190			
172.37 (25)	115 (239)	3435	215			
206.84 (30)	120 (248)	3265	218			
275.79 (40)	125 (257)	3356	220			
344.74 (50)	130 (266)	3500	222	0.35	77.7	1 FOCO DE 80 WATT
413.69 (60)	140 (284)	3600	225	1.05	236	3 FOCOS DE 80 WATT
482.63 (70)	140 (284)	3650	230	1.75	402.5	5 FOCOS DE 80 WATT
551.58(80)	150(302)	3700	232	4.5	1044	COCINA DE 1000 WATT
620.53(90)	160(320)	3750	238	9.1	2165.8	PLANCHA 2000 WATT
689.48(100)	165(329)	3800	240	12.3	2952	AMOLADORA 2700 WATT

Nota: Comprobando la potencia a que llega la turbina, elaboración propia

Tabla 16

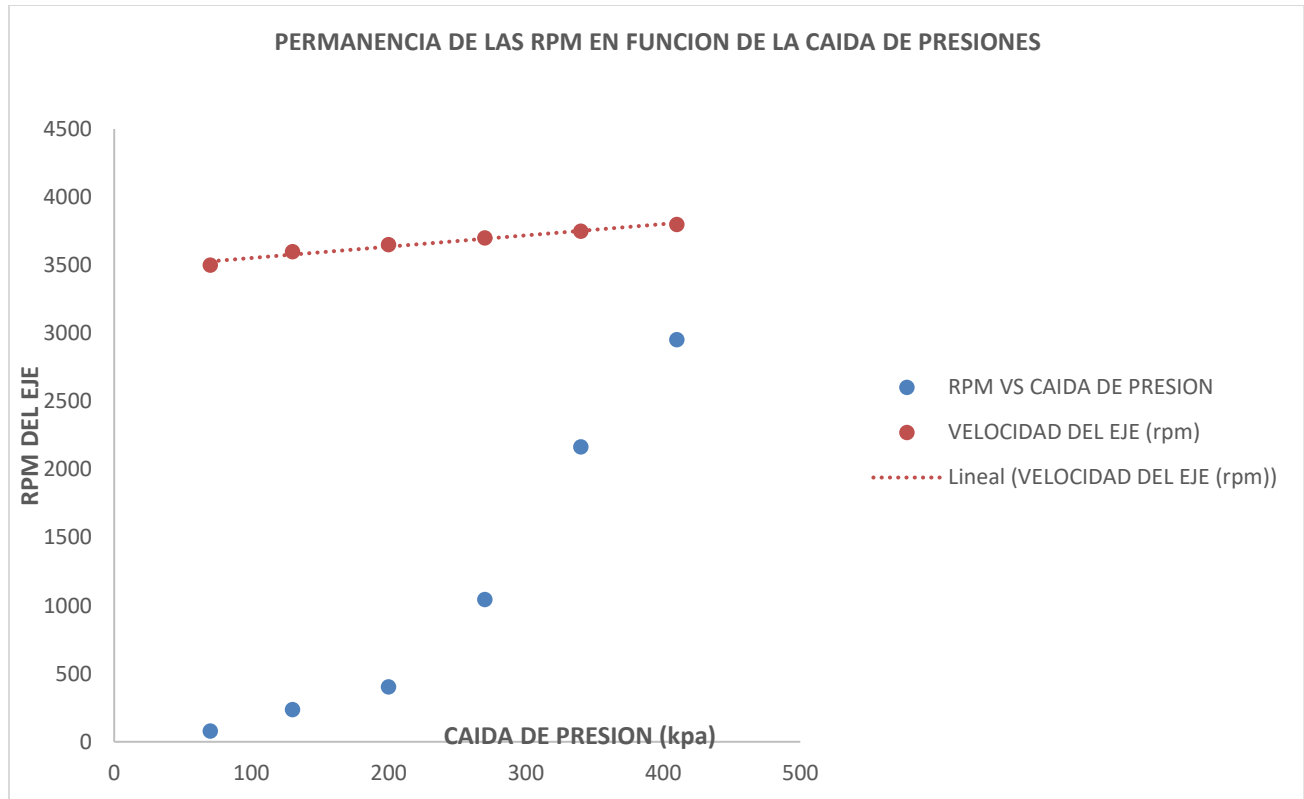
Caída de presión para cada potencia requerida

CAIDA DE PRESION (psi)	POTENCIA REQUERIDA (watt)	VELOCIDAD DEL EJE (rpm)
60	2952	3800
49	2165.8	3750
38	1044	3700
30	402.5	3650
19	236	3600
10	77.7	3500

Nota: presión que se aumenta para conservar los RPM, elaboración propia

Figura44

Permanencia de los 3600 RPM para generar 220 de voltaje en el dinamo



Nota: caída de la presión para cada potencia requerida, elaboración propia

5.5. Integración

5.5.1. Conexión con la caldera

Actualmente existe una caldera en el laboratorio de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UNSAAC, lo cual es fundamental para el funcionamiento de manera más eficiente en la unidad generación térmica. La caldera se usa como fuente de vapor el cual proveerá a la turbina de vapor que convertirá energía térmica en energía mecánica y finalmente en energía eléctrica, el cual tendrá una integración efectiva y garantizará una compatibilidad entre los datos de la caldera y las especificaciones de la turbina, como la presión de vapor, flujo másico, y temperatura de operación (Cengel & Boles , 2015).

Otro aspecto importante en la integración es la disposición del sistema de escape de vapor. Una vez que el vapor ha pasado por la turbina y ha transferido su energía mecánica al eje, debe ser dirigido hacia un condensador, de acuerdo con el diseño final. La integración del sistema de escape garantiza que no haya acumulación de presión en la salida de la turbina, lo cual podría reducir la eficiencia del ciclo de conversión de energía. Este proceso debe ser diseñado con mucho cuidado para minimizar las pérdidas de energía térmica y asegurar que el sistema funcione de manera óptima y sostenible (Eastop & McConkey, 2009).

5.5.2 Sistema de control

El procedimiento seguro y eficiente de la operación de la turbina de vapor depende de la buena implementación de los sistemas de control que regulen y controlen las condiciones de funcionamiento de la turbina. Estos sistemas son esenciales para garantizar el máximo rendimiento energético, garantizando el equilibrio del sistema y cuidar los componentes mecánicos y eléctricos de posibles anomalías de sobrecargas, y se implementan sistemas de control que puedan proteger, que incluyen el control de flujo de vapor y presión, velocidad de rotación, y control de generación eléctrica y sistemas de seguridad.

1. Control de Presión y Flujo de Vapor: Este sistema es esencial para asegurar que el vapor ingrese a la turbina en las condiciones óptimas para su operación. Se utilizan válvulas de control automáticas que regulan tanto la presión como el caudal de vapor que llega a la turbina, manteniendo estos parámetros dentro de los rangos diseñados para evitar sobrepresiones que puedan dañar los álabes de la turbina o reducir su eficiencia. (Shigley & Mischke, 2015)

2. Control de Velocidad de Rotación: La velocidad de los álabes en una turbina de vapor es crítica para su rendimiento, ya que influye directamente en la conversión de la energía térmica del vapor en energía mecánica. Un sistema de control de velocidad monitorea la velocidad de

rotación de los discos, generalmente utilizando un tacómetro, y ajusta la entrada de vapor para mantener la velocidad dentro de los límites óptimos. Este sistema también previene que la turbina opere a velocidades que superen la resistencia mecánica de los materiales, lo que podría causar fatiga o incluso rotura de los discos (Shigley & Mischke, 2015)

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS MODAL DE LA TURBINA DE VAPOR

En el análisis de frecuencia se determinan frecuencias naturales y modos de vibración de un sistema estructural o mecánico que es un eje rotativo. Mediante métodos numéricos (FEM), en los cuales se resuelven ecuaciones dinámicas que permiten identificar resonancias y, en consecuencia, fallos.

Se simplifica el cálculo utilizando el software SolidWorks para el análisis vibracional, para una fuerza de 98.1 N y velocidad de rotación de 3600(rpm)

6.1. Ecuación de nodos de vibración

Se obtiene resolviendo la ecuación de movimiento de un sistema rotativo, que incluye efectos giroscópicos y fuerzas centrífugas. El cuál es la siguiente ecuación:

$$M\ddot{u} + Cu + Ku = F(t)$$

donde:

- M: Matriz de masa.
- C: Matriz de amortiguamiento (incluye términos giroscópicos G: $C=G+D=G+D$, con D como amortiguamiento viscoso).
- K Matriz de rigidez (puede incluir efectos centrífugos).
- u: Vector de desplazamientos (en Y y Z).
- F(t): Vector de fuerzas externas (en este caso, la carga de 98.1 N).

6.1.1. Solución para modos naturales (sin amortiguamiento y sin fuerza externa:

$$(M^{-1}K)u = \omega^2$$

Donde ω es la frecuencia natural en rad/s. Los modos de vibración son los vectores propios (u_i) asociados a las frecuencias naturales ($\omega^2 u_i$).

6.1.2. Amplitudes de vibración

Las amplitudes resultantes (Amplitud1, Amplitud2, ... Amplitud1, Amplitud2, ...) corresponden a la respuesta forzada del sistema bajo la carga aplicada (31.23 N a 291 mm).

La solución se obtiene mediante:

$$u(t) = \sum_{i=1}^n \frac{u_i^T F_0}{(\omega_i^2 - \Omega^2) + j(2\zeta_i \omega_i)} u_i e^{j\Omega t}$$

donde:

- F_0 : Vector de fuerza aplicada ([0,31.23,0] N).
- Ω : Velocidad angular del eje (1000 rad/s).
- ζ : Razón de amortiguamiento (no proporcionada, pero típicamente pequeña en sistemas mecánicos).

6.1.3. Velocidad crítica

La velocidad crítica ocurre cuando Ω coincide con la frecuencia natural (ω_i) en este caso.

6.2. Análisis vibracional en el eje de la turbina

Cuando un sistema mecánico (como un resorte con una masa, una viga, o una estructura) se desplaza de su posición de equilibrio y luego se deja en libertad, comienza a oscilar. La frecuencia de esa oscilación libre es la frecuencia natural. Esta depende de las propiedades físicas del sistema, como su masa y su rigidez (constante elástica).

$$\omega_i = \sqrt{\frac{ki}{mi}} \quad (\text{para sistemas simplificados})$$

6.2.1. Amplitudes en resonancia:

Amplitudes de resonancia se refieren a los valores de amplitud que un sistema puede alcanzar cuando es sometido a excitaciones cercanas o iguales a su frecuencia natural. Aunque la amplitud de resonancia máxima ocurre exactamente a esa frecuencia, existen múltiples valores de amplitud en un rango de frecuencias próximas (en la curva de resonancia).

$$Amplitud \approx \frac{F_0}{2k_1\zeta_1}$$

6.2.2. Efecto giroscópico

El efecto giroscópico es la tendencia de un cuerpo en rotación a mantener la orientación de su eje de giro, debido a la conservación del momento angular.

$$Frecuencia = \omega_i \mp \frac{J_p \Omega}{2J_t}$$

6.3. Análisis vibracional mediante elementos finitos FEM

Con ayuda del software SolidWorks realizaremos el estudio del análisis vibracional para una fuerza de 98.1N y una velocidad de rotación de 3600 rpm, los resultados se muestran a continuación.

Tabla 17

Parámetros de entrada y salida de la turbina monoetapa

PARAMETROS DE LA TURBINA	
ALABES:	
modulo Young	1.10E+11
limite elástico (σ _y)	170 Mpa
límite de rotura (σ _r)	400 Mpa
densidad(ρ)	8900 Kg/m ³
coeficiente de poisson	0.3
TOBERA:	
Presión de entrada	100 psi
Temp. de entrada	164.34 °C
Diam. Entrada	18.925 mm
Área de entrada	114 mm ²
Caudal	0.027 Kg/s
EJE:	
Pot. En el eje	3 Kw
Torque	11.46 N-m
RPM	2500 rpm

Nota, Elaboración propia

Para dar a conocer nuestro análisis modal, requerimos conocer el concepto de frecuencia natural y modos de vibración.

- Frecuencia natural, son las frecuencias a las que el sistema vibra espontáneamente sin fuerza externa.
- Modos de vibración, formas características de vibración asociadas a cada frecuencia natural, siendo el análisis modal, un estudio matemático o experimental para determinar frecuencias naturales y modos de vibración.

Tabla 18*Información de malla*

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura combinada
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 puntos
Tamaño máximo de elemento	43.3582 mm
Tamaño mínimo del elemento	4.21717 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Mallar de nuevo las piezas fallidas de forma independiente	Desactivar

Nota. Elaboración propia

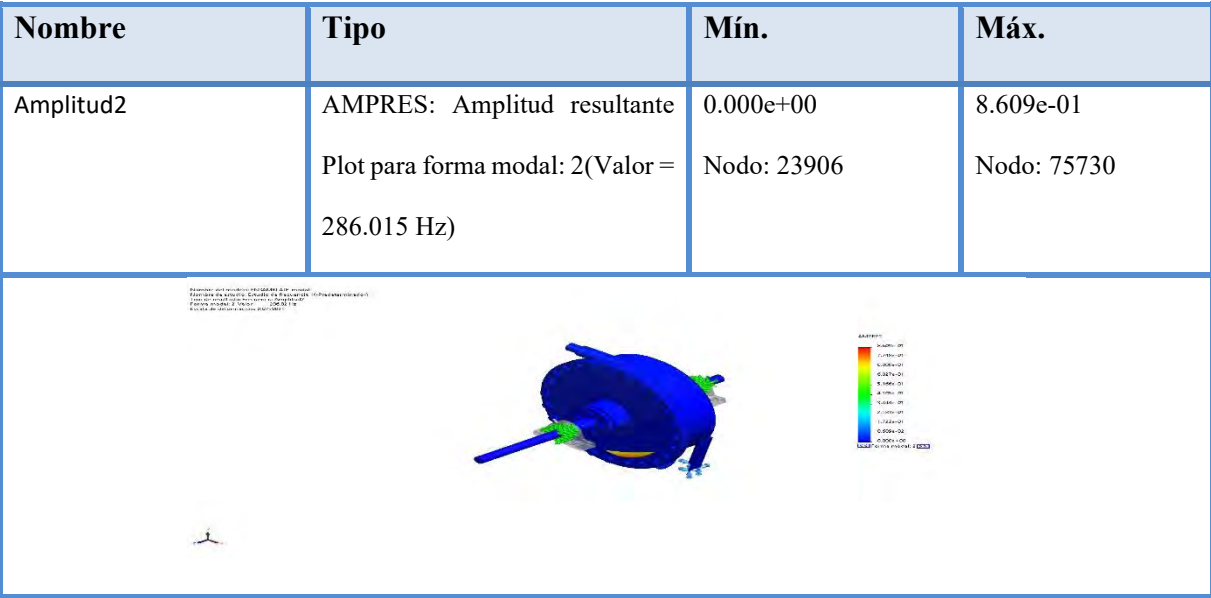
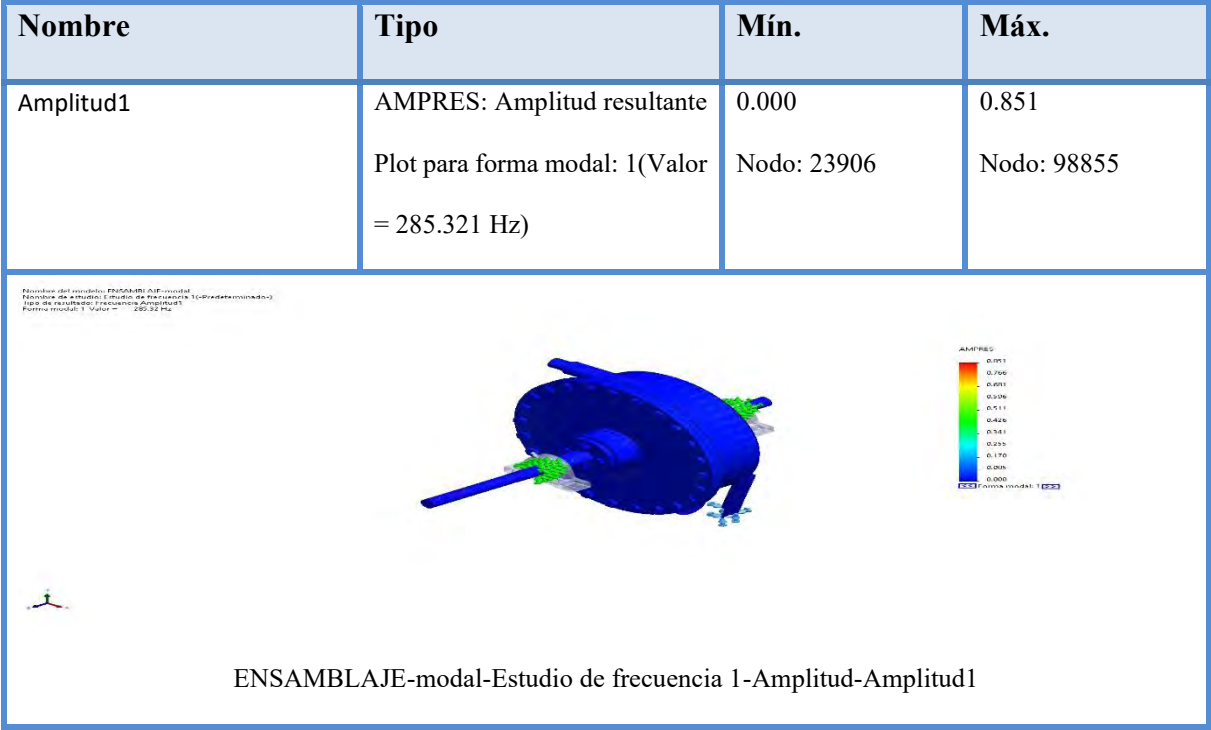
Tabla 19*Información de malla - detalles*

Número total de nodos	99420
Número total de elementos	50706
Cociente máximo de aspecto	1,132.2
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	86.3
Porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0.734
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:48


Nota, Elaboración propia

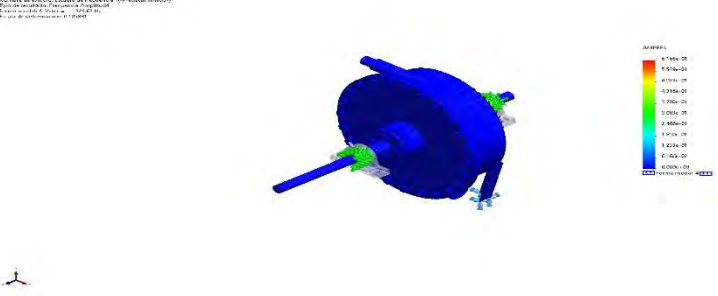
Figura 45

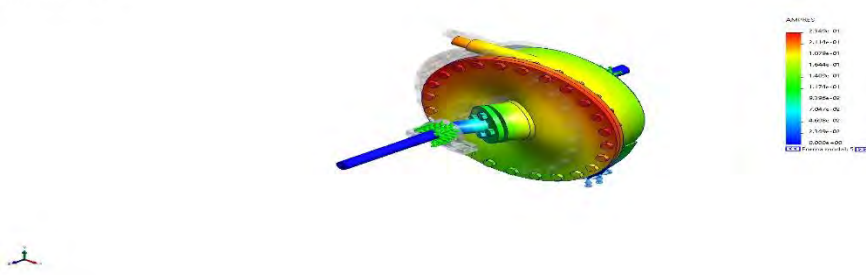
Resultados del estudio

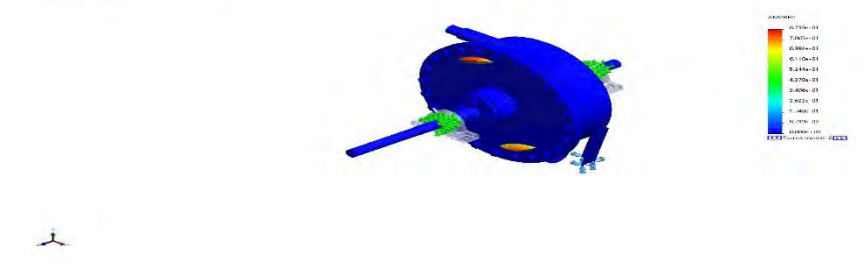


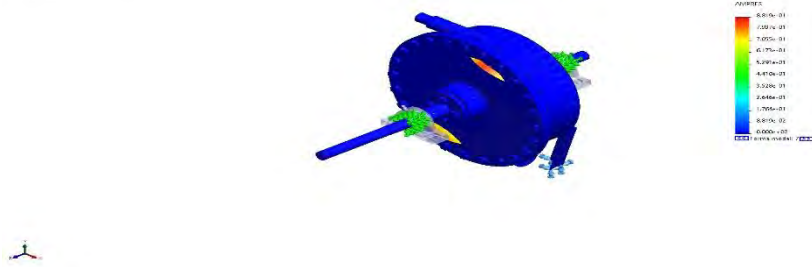
ENSAMBLAJE-modal-Estudio de frecuencia 1-Amplitud-Amplitud2

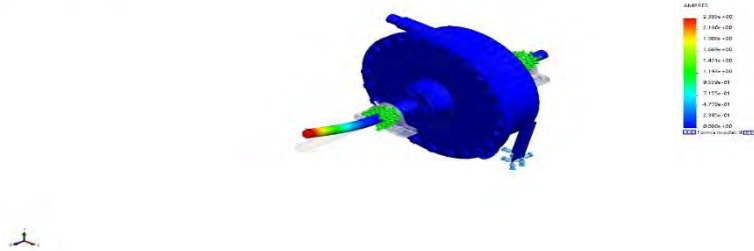
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud3	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 3(Valor = 291.934 Hz)	0.000e+00 Nodo: 23906	5.295e-01 Nodo: 99117
 <p>ENSAMBLAJE-modal-Estudio de frecuencia 1-Amplitud-Amplitud3</p>			

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud4	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 4(Valor = 324.62 Hz)	0.000e+00 Nodo: 23906	6.166e-01 Nodo: 75700
 <p>ENSAMBLAJE-modal-Estudio de frecuencia 1-Amplitud-Amplitud4</p>			

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud5	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 5(Valor = 394.401 Hz)	0.000e+00 Nodo: 23906	2.349e-01 Nodo: 45198
<div> <div> <p>Nombre del estudio: FEM05-05-01-05-modal Nombre del archivo: Estudio de frecuencia 1C (Problema de modo 1) Tipo de resultado: Resultado de amplitud Resolución: 1.000e+00 Nivel de deformación: 0.000e+00</p> </div>  <p>ENSAMBLAJE-modal-Estudio de frecuencia 1-Amplitud-Amplitud5</p> </div>			

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud6	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 6(Valor = 408.896 Hz)	0.000e+00 Nodo: 23906	8.739e-01 Nodo: 75783
<div> <div> <p>Nombre del estudio: FEM05-05-01-06-modal Nombre del archivo: Estudio de frecuencia 1C (Problema de modo 1) Tipo de resultado: Resultado de amplitud Resolución: 1.000e+00 Nivel de deformación: 0.000e+00</p> </div>  <p>ENSAMBLAJE-modal-Estudio de frecuencia 1-Amplitud-Amplitud6</p> </div>			

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud7	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 7(Valor = 421.148 Hz)	0.000e+00 Nodo: 23906	8.819e-01 Nodo: 75796
<p> <small> Nombre del modelo: ENSAMBLAJE-con-RM Nombre del estudio: Estudio de frecuencia 1: Frecuencia modal 3 Tipo de análisis: Frecuencia modal 3 Forma modal: 7 (Valor = 421.148 Hz) Escala de deformación: 0.000125 </small> </p>  <p>ENSAMBLAJE-modal-Estudio de frecuencia 1-Amplitud-Amplitud7</p>			

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Amplitud8	AMPRES: Amplitud resultante Plot para forma modal: 8(Valor = 435.446 Hz)	0.000e+00 Nodo: 23906	2.385e+00 Nodo: 70736
<p> <small> Nombre del modelo: ENSAMBLAJE-con-RM Nombre del estudio: Estudio de frecuencia 1: Frecuencia modal 3 Tipo de análisis: Frecuencia modal 3 Forma modal: 8 (Valor = 435.446 Hz) Escala de deformación: 0.000125 </small> </p>  <p>ENSAMBLAJE-modal-Estudio de frecuencia 1-Amplitud-Amplitud8</p>			

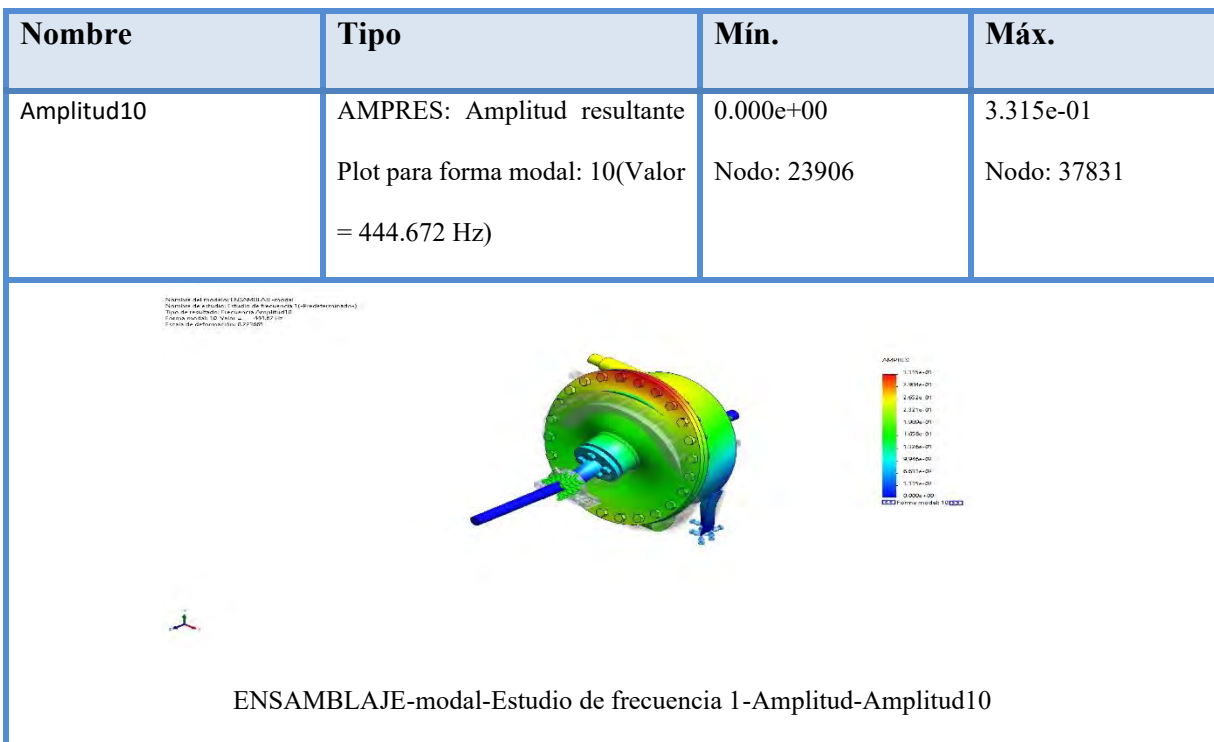
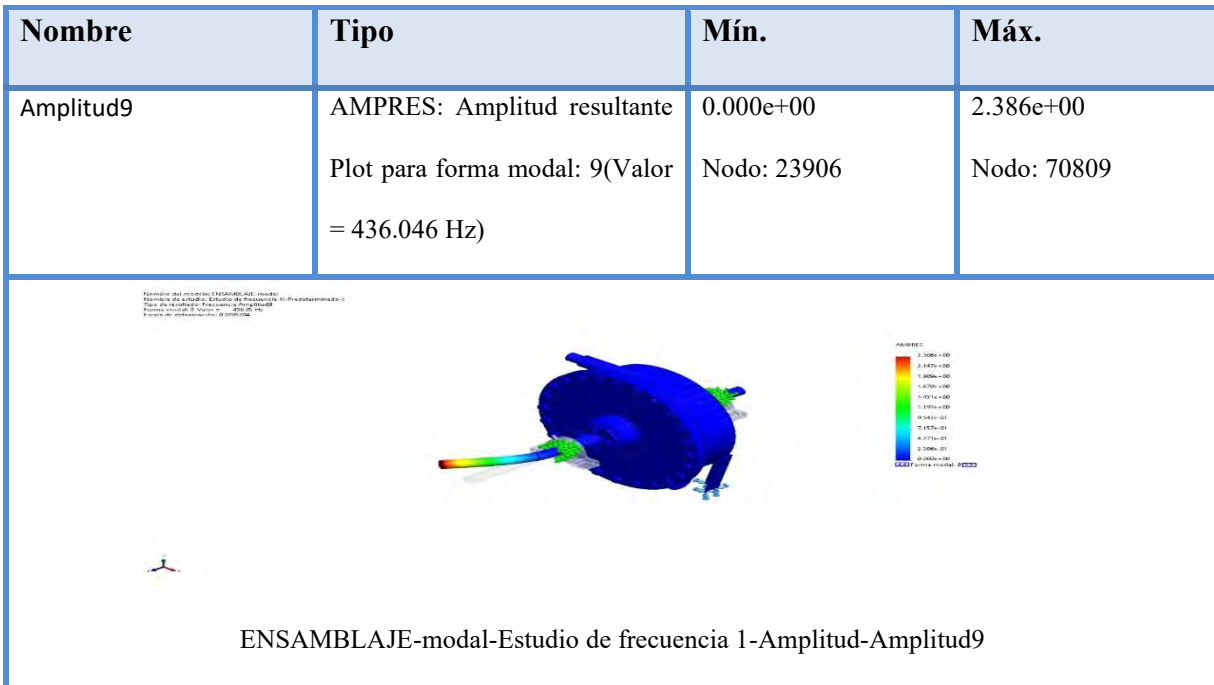


Tabla 20*Lista de modos*

Frecuencia n°.	Rad/seg	Hertz	Segundos
1	1,792.7	285.32	0.0035048
2	1,797.1	286.02	0.0034963
3	1,834.3	291.93	0.0034254
4	2,039.6	324.62	0.0030805
5	2,478.1	394.4	0.0025355
6	2,569.2	408.9	0.0024456
7	2,646.2	421.15	0.0023745
8	2,736	435.45	0.0022965
9	2,739.8	436.05	0.0022933
10	2,794	444.67	0.0022488

Nota, Elaboración propia

Tabla 21*Participación de masa (normalizada)*

Modo n°.	Frecuencia(Hertz)	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	285.32	4.9539e-05	5.629e-05	1.3103e-05
2	286.02	8.3322e-06	0.00027283	0.00031237
3	291.93	0.0043233	3.1981e-06	2.6951e-09
4	324.62	1.8669e-08	1.0942e-11	0.12928
5	394.4	0.76683	0.00023329	0.00047478
6	408.9	1.3367e-07	2.8885e-06	2.4218e-06
7	421.15	2.46e-07	1.2611e-06	3.1428e-07
8	435.45	0.0013052	0.0093034	2.3218e-11
9	436.05	0.0092982	0.0013047	3.1496e-13
10	444.67	7.9648e-05	0.44427	0.027641
		Sum X = 0.78189	Sum Y = 0.45545	Sum Z = 0.15772

Nota. Elaboración propia

Tabla 22*Tabla de frecuencias naturales*

FRECUENCIAS NATURALES						
	Frecuencia (Hertz)		Dirección X	Dirección Y	Dirección Z	
1	285.32	HZ	0.00%	0.01%	0.00%	PROPIA DEL RODETE
2	286.02	HZ	0.00%	0.03%	0.03%	PROPIA DEL RODETE
3	291.93	HZ	0.43%	0.00%	0.00%	PROPIA DE LA CARCASA
4	324.62	HZ	0.00%	0.00%	12.93%	PRINCIPAL PROPIA DEL RODETE
5	394.4	HZ	76.68%	0.02%	0.05%	PRINCIPAL PROPIA DE LA CARCASA
6	408.9	HZ	0.00%	0.00%	0.00%	PROPIA DEL RODETE
7	421.15	HZ	0.00%	0.00%	0.00%	PROPIA DE LA CARCASA
8	435.45	HZ	0.13%	0.93%	0.00%	PROPIO DEL EJE
9	436.05	HZ	0.93%	0.13%	0.00%	PROPIO DEL EJE
10	444.67	HZ	0.01%	44.43%	2.76%	PROPIA DE LA CARCASA
			Sum X = 78.189%	Sum Y = 45.54%	Sum Z =15.772%	

Nota. Elaboración propia

CAPÍTULO VII

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

En el siguiente capítulo se desarrolla y describe las especificaciones adoptadas para la construcción del prototipo de la microturbina de vapor de acción monoetapa. Las cuales se dividirán en dos secciones principales: equipos y materiales seleccionados y especificaciones técnicas para dicha construcción y ensamblado del prototipo.

7.1. Materiales y equipos seleccionados

Los materiales fueron seleccionados con base en criterios de resistencia mecánica, resistencia a la corrosión por vapor de agua y facilidad de manufactura:

Para el rotor: El material seleccionado bronce SAE 62 El bronce UNS C90500 también conocido como Bronce SAE 62 o C 905 es un bronce recomendado para usos generales que requieren un bronce de alta resistencia y trabajos pesados. Ofrece una gran resistencia al desgaste por químicos y ácidos, y a la corrosión del medio ambiente. Su resistencia de tracción es de 45,000 psi y posee una dureza entre 75 y 84 Brinell.

Para el eje central: El eje central conecta el rotor con el eje, permitiendo que giren como un solo conjunto. El eje debe ser suficientemente fuerte para resistir las fuerzas centrífugas sin deformarse.

Para la Carcasa: Está diseñado para contener los discos y dirigir el flujo de vapor a través de ellos.

Asimismo, es de carbono con recubrimiento interno resistente a la corrosión, diseñado para soportar la presión interna de 0,34 MPa y una temperatura de operación de 138 ° C.

7.2. Fabricación de componentes principales

7.2.1. Preparación del diseño.

Análisis del vapor. Se analizan las condiciones de entrada (presión, temperatura y velocidad) para diseñar el perfil aerodinámico de los álabes.

Diseño computarizado: Se utilizan programas de diseño asistido por computadora (CAD) para modelar con precisión el rodete, los álabes, el eje y las ranuras de montaje.

Figura 46

Modelado según CAD, para el maquinado de los álabes



Nota. Fotografía tomada según el modelamiento CAD

7.2.2. Fabricación de rotor y los álabes

Fundición Creación del modelo

Se creó una réplica de la pieza deseada en madera.

Figura 47

Molde de madera



Nota. Molde fabricado de madera, Elaboración propia

7.2.3. Mecanizado de los álabes

Mecanizado de precisión: una vez que tenemos el bronce fundido, el álabe se somete a procesos de fresado, rectificado y pulido para dar forma a su perfil aerodinámico unido al disco.

Figura 48

Mecanizado del rodete de turbina



Nota. Torneando el rodete. Elaboración propia

7.2.4. Acabado, balanceo y control de calidad

Figura 49

Componente del rodete concluido

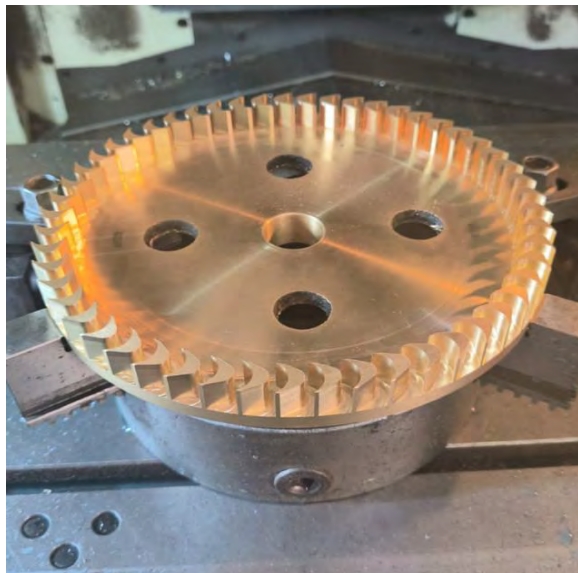


Nota. Álabes simétricos de bronce. Elaboración propia.

Acabado y pulido: Se realiza un pulido final para optimizar el acabado superficial, que influye directamente en la eficiencia aerodinámica del rodete.

Figura50

Pulido del rodete



Nota. Fotografía tomada en el taller del maquinado; Elaboración propia

Balanceo: Una vez montado, el rodete completo se somete a un riguroso proceso de balanceo para eliminar cualquier desequilibrio que pueda causar vibraciones. Esto es crucial para su funcionamiento a altas velocidades.

Inspección final: Se realizan inspecciones dimensionales y se usan técnicas como la radiografía, el análisis metalúrgico y líquidos penetrantes para asegurar que el rodete cumple con las especificaciones de diseño

Figura 51

Prueba con líquidos penetrantes



Nota. Fotografía tomada en el taller de pulido; Elaboración propia

7.2.5. Maquinado del eje

El eje principal fue torneado a partir de acero aleado, con las siguientes especificaciones:

- Diámetro: 36 mm a lo largo del cuerpo principal.
- Longitud: 741 mm, considerando los espacios para los cojinetes y los anclajes del conjunto de discos.

Figura 52

Maquinado del eje



Nota: Fotografía tomada en el taller de maquinado del eje; Elaboración propia

7.2.6. Carcasa

La carcasa se construyó en acero de bajo carbono, soldada a partir de planchas de 5 mm de espesor.

Características:

- Forma cilíndrica con un diámetro interno de 300 mm.
- Recubrimiento interno: Se aplicó una pintura epóxica resistente a altas temperaturas para mejorar la resistencia a la corrosión.

Figura 53

Carcasa de turbina



Nota: Fotografía tomada en el laboratorio de Ing. Mecánica; Elaboración propia

Figura 54

Preparando el empaque de la carcasa



Nota. Fotografía tomada en el laboratorio; Elaboración propia

7.3. Especificaciones técnicas de la construcción

Montaje del rotor

En primer lugar, se ensamblaron las piezas que pertenecen al rotor: el eje central, el disco conectado con los álabes.

Figura 55

Montaje del componente del rodete en el eje



Nota. Fotografía tomada en el taller de prensado; Elaboración propia

Introducción en la carcasa:

El eje y el disco con los álabes ensamblados se inserta cuidadosamente en el interior de la carcasa de la turbina.

Figura 56

Empernado de la carcasa con los componentes dentro



Nota. Elaboración propia

Alineación:

Es muy importante que rotor y el eje queden perfectamente alineados con la carcasa. Esta alineación se realizará con la colocación de rodamientos ubicados en posiciones designadas, que resistan el peso y el movimiento del rotor.

Figura 57

Alineación del eje con el rodete y las chumaceras



Nota: Fotografía tomada en el laboratorio de Ing. Mecánica; Elaboración propia

Conexión de sistemas:

Teniendo el rotor y eje este en su sitio, se procede a conectar el sistema de carga del generador directamente al eje.

Figura 58

Montaje de la turbina y su generador en la planta térmica del laboratorio de Ing. Mecánica



Nota. Fotografía tomada en el laboratorio; Elaboración propia.

Pruebas iniciales:

Al comenzar, se lubrican los rodamientos. Este proceso se realiza unas pruebas con carga menor de vapor durante un tiempo prudente, para realizar pruebas de funcionamiento y asegurar adecuado funcionamiento en plena operación.

Figura 59

Montaje de todos los componentes de la turbomáquina



Nota. Fotografía tomada en el laboratorio de Ing. Mecánica; Elaboración propia.

7.4. Especificaciones técnicas de los materiales

Rodete y álabes directrices

Bronce de aluminio (Cuproaluminio)

- Resistencia alta al desgaste mecánico.
- Resistencia alta a la corrosión en diferentes condiciones atmosféricas.
- Proporciones bajas de oxidación a temperaturas altas.
- Reactividad baja con los productos de combustión.

Propiedades mecánicas del bronce al aluminio

Tabla 23

Tabla de propiedades del material para los álabes

Bronce al Aluminio	
Tensión de fluencia mínima	275.7 Mpa
Tensión última	551.5 Mpa
Coeficiente de Poisson	0.3
Módulo elástico	110 Gpa
Módulo cortante	43 Gpa
Densidad	7400 kg/m3

Nota: Elaboración propia

Eje de la turbina

Acero al carbono AISI-SAE 1020

Baja dureza para usos convencionales de baja exigencia.

Estirado en frío mejora sus valores de resistencia mecánica y maquinabilidad.

Fácil mecanizado y buena soldabilidad.

Propiedades mecánicas de Acero AISI-SAE 1020

Tabla 24

Tabla de propiedades para el eje del rodete

Acero AISI-SAE 1020	
Límite de fluencia	220 Mpa
Resistencia a la tracción	400 Mpa
Elongación	25%
Módulo de elasticidad	200 Gpa

Nota: Fuente; Aceros Bolher

Acabado Superficial

Anticorrosivo Estándar Maestro

Densidad de 4.70 kg/Gl.

Proporciona buena protección contra la corrosión.

Fácil secado dejando una base con buena adherencia.

No aplicable en condiciones de alta humedad.

7.5. Evaluación económica

En este capítulo, se desarrollará un estudio económico para indicar los costos de fabricación, adaptaciones del sistema y construcción de la turbina, costos del ensayo, costos de operación, el costo de ingeniería y determinar el costo final del estudio realizado. No se desarrolla la rentabilidad del proyecto por ser experimental con fines netamente académicos.

Costos del proyecto

Determinaremos los costos en la moneda nacional (soles) para los gastos del mes de noviembre del 2022 hasta el mes de octubre del 2025.

Costos de fabricación y operación

Los costos de fabricación lo determinamos con el metrado de materiales que se utilizaron para la fabricación y diseño de la turbina (rodete de la turbina), también el costo de mano de obra necesaria, el mantenimiento de los equipos del laboratorio.

Costo total de fabricación y operación de la turbina de vapor.

Tabla 25

Tabla de Costo de fabricación y operación de la turbina de vapor

ITEM	MATERIALES CONSUMIBLES	Costo S/.
1	Alquiler maquinas e instrumentos de medida	320
2	Herramientas y materiales de instalación	220
3	Costos de operación	200
4	Costos de Ingeniería	4000
	TOTAL	4740

Nota: Elaboración propia

Costos de materiales y construcción

Los costos de diseño y construcción están determinados por el metrado de materiales, de consumibles y de la mano de obra utilizados para la construcción de la turbina de vapor.

Metrado de materiales para la producción

Tabla 26

Tabla de costo de materiales para la fabricación de los componentes de la turbina

ITEM	MATERIALES DE FABRICACIÓN	Cantidad Und.	Costo S/.
1	Eje de acero de 700*36 mm	1	120
2	Maquinado del eje	1	150
3	Maquinado de la chaveta	1	50
4	Fundición y maquinado del rodete	1	4000
	TOTAL		4320

Nota. Fuente: Elaboración propia.

Costos de materiales consumibles que se agotan o se desechan.

Se refiere a los costos de materiales e insumos que se requieren para la instalación de accesorios y materiales en el sistema de vapor para el funcionamiento correcto.

Tabla 27

Tabla de costo de materiales consumibles

ITEM	MATERIALES CONSUMIBLES	Cantidad Und.	Costo unitario S/	Costo S/.
1	Cinta teflón	4	3	12
2	Soga grafitada de asbesto	1	50	50
3	Combustible Diésel galones	16	15.5	248
4	Grasa negra grafitada	1	20	20
TOTAL				330

Nota. Fuente: Elaboración propia.

7.6. Medrado de la instalación del prototipo

Tabla 28

Tabla de medrados

Partida	Descripción	Und.
1.01	Instalación mecánica del prototipo	
1.01.01	Álabes de Bronce	1 und
1.01.02	Disco de metal bronce	1 Und
1.01.03	Eje rotor (acero 1045 para el maquinado)	1 Und
1.01.04	Rodamientos (chumaceras de banco 1 $\frac{1}{4}$)	2 Und
1.01.05	Carcasa (metal de hierro fundido)	1 Und
1.01.06	Pernos de sujeción	25 Und
1.01.07	Sellos de vapor	2 Und
1.01.08	Electrodos	1 Und
1.01.09	Válvulas	2 und
1.01.10	Maquinado	
1.02	Instalaciones eléctricas	
1.02.01	Generador de 2.5 KW	1 Und
1.02.02	Fusibles por números	1 Und

Nota. Elaboración propia

CONCLUSIONES

- ❖ Las ecuaciones de Euler y el triángulo de velocidades nos permitieron diseñar y construir los álabes de la turbina de vapor monoetapa con 53 álabes con perfil simétrico y con curvatura de 53^0 , 19 mm de ancho de alabe, 18.08 mm de altura de alabe, 16 mm de paso entre álabes.
- ❖ Mediante saltos entálpicos en cada componente de la turbina, tomados como pérdidas se adquirió una potencia de 4.1 kW con un rendimiento del 73 %. Siendo las pérdidas totales de: $y_u = y_s - y_1 - y_2 - y_3 = 246.4 - 24.023 - 25.61 - 26.77 = 180.2 \frac{kJ}{kg}$. Los estudios realizados tienen como datos de entrada la presión, temperatura y el flujo másico de la salida del caldero.
- ❖ La conversión de energía térmica de vapor en energía cinética se da en la tobera convergente-divergente aumentando la velocidad de flujo a 704.52 m/s y un número de Mach de 1.65, lo que lo convierte en un flujo supersónico.
- ❖ El análisis de resistencia por fluencia nos permitió garantizar el correcto pre dimensionamiento mecánico y selección de material de los principales elementos del modelo de turbina monoetapa. Diámetro del eje (32 mm), espesor de alabe ($\geq 2.43 \text{ mm}$);
- ❖ Al contar con un generador de vapor de 10 BHP de potencia se calcula el flujo de masa de 0.027 kg/seg, que nos permite probar el prototipo de turbina monoetapa obteniendo valores de rpm y potencia, siendo las más críticas de 3800 rpm para una potencia de 2.7 KW. El costo de la construcción del prototipo nos llegó a costar aproximadamente diez mil nuevos soles.

RECOMENDACIONES

- ❖ Realizar el estudio de otros modelos de turbinas multietapas de diferentes grados de reacción que trabajen con la misma potencia de salida del caldero y estudiar sus comportamientos como turbomáquinas térmicas, analizando sus variables termodinámicas, mecánicas y su producción de potencia aplicada, trabajo de investigación que puede ser realizado por otro tesista en la planta térmica del laboratorio de Ingeniería Mecánica de la UNSAAC.
- ❖ Estudiar el comportamiento termodinámico del rodete y de los álabes de la turbina monoetapa con un rodete de diferentes características tales como un menor o mayor número de álabes, para así analizar y comparar las eficiencias térmicas al utilizar ambos prototipos.
- ❖ Se recomienda que el proyecto pueda contar con caudalímetros y torquímetros, para poder obtener valores más precisos de flujo de masa de vapor y torque que genera el eje de la turbina, dichos parámetros son esenciales para el cálculo más preciso de las potencias y que de manera directa influyen al diseño de la tobera y por ende al de la turbina.
- ❖ Utilizar otro elemento de transmisión (caja de engranajes) para obtener menor velocidad y mayor torque en el generador eléctrico y analizar su comportamiento para comparar su producción de energía eléctrica en condiciones de velocidades diferentes al nominal 3600 rpm.

- ❖ Se recomienda que el prototipo de turbina monoetapa sea utilizado para fines de investigación a fin de probar los estudios realizados en el ciclo teórico Rankine, propiciando la investigación formativa en los estudiantes de la carrera profesional de Ingeniería Mecánica.

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

Boyce, M. (2006). Gas Turbine Engineering Handbook. *Gulf Professional Publishing*. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/627670164/Gas-Turbine-Engineering-Handbook-CAP-I-1-71-en-es>

Boyce,, M. (2011). Handbook for Cogeneration and Combined Cycle Power Plants. *ASME Press*.

Breeze,, P. (2014). Power Generation Technologies. *Elsevier*.

cicloscombinados.com. (2 de 1 de 2024). *Turbinas de vapor*. Obtenido de <https://www.cicloscombinados.com/index.php/articulos/articulos-avanzados/turbinas-de-vapor/turbinas-de-vapor>

De Laval, C. (1890). Deep-drawing to finish articles formed by deep-drawing. *Patent and Trademark Office*. Obtenido de <https://patents.google.com/patent/US441368A/en>

Enel Generación Perú. (2016). Enel Generación Perú. Obtenido de <https://www.enelamericas.com/es/conocenos/a201609-enel-generacion-peru.html>

Fernández, P. (2018). *TURBINAS DE VAPOR*. Obtenido de https://frrq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/35331/mod_resource/content/0/Turbinas%20de%20vapor%20%281%29.pdf

MAVAINSA. (2015). *Turbinas de vapor*. Obtenido de https://www.mavainsa.com/pdfs/8_turbinas_de_vapor.pdf

Moran, M., & Shapiro, H. (2014). Fundamentals of Engineering Thermodynamics (8th ed.). *Wiley*. Obtenido de <https://www.arma.org.au/wp-content/uploads/2017/03/Fundamentals-of-Engineering-Thermodynamics-by-Michael-J.Moran-Howard-N.-Shapiro.pdf>

Palacios, E. (5 de 2 de 2023). *Funcionamiento de Un Turbina de Vapor*. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/259687067/Funcionamiento-de-un-turbina-de-vapor>

Renovetec. (5 de 4 de 2021). *Tipos de turbinas de vapor*. Obtenido de <https://www.renovetec.com/tiposturbinasvapor.html>

Rivas, G. (2014). Diseño y simulación de una turbina de vapor cuatro etapas para el laboratorio de térmicas y fluidos de La Universidad Los Libertadores. *Fundación Universitaria Los Libertadores. Sede Bogotá*. Obtenido de <https://repository.libertadores.edu.co/items/fe80e7f5-6088-43e5-8395-c749f9e01e89>

UPC. (2 de 10 de 2020). *Tema 6. Turbinas de vapor*. Obtenido de <https://www.studocu.com/es/document/universidad-politecnica-de-cartagena/termodinamica-aplicada/tema-6-turbinas-de-vapor/13490888>

Woodruff, E., Lammers, H., & Lammers, T. (2011). *Steam Plant Operation (9th ed.)*. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/523564760/Steam-plant-operation-9th-Edition-Index>

APÉNDICES

MATRIZ DE CONSISTENCIA

PROBLEMAS	OBJETIVOS	HIPOTESIS	VARIABLES	JUSTIFICACION
General	General	General	Dependiente	Justificación técnica
¿Cómo resolver el requerimiento de una máquina térmica que aproveche el vapor generado por la caldera de 10 BHP de potencia?	Diseño y construcción de un prototipo de una turbina de vapor monoetapa para el módulo de la planta térmica del laboratorio de Ingeniería Mecánica a partir del generador de vapor de 10 BHP de potencia.	El diseño y construcción de un prototipo de una turbina de vapor, permitirá aprovechar los 10 BHP de potencia del generador de vapor del laboratorio de la escuela profesional de Ingeniería Mecánica.	Prototipo de turbina de vapor a partir del generador de vapor de 10 BHP de potencia.	El diseño de un prototipo de una turbina para el laboratorio de planta térmicas ayudará a que los estudiantes experimenten y tomen datos reales. Con este prototipo de turbina se obtendrá las revoluciones necesarias para el funcionamiento del generador de energía eléctrica.
			Independiente	
			Presión y temperatura a la salida de vapor del caldero	
Específico	Específico	Específico		

¿Cómo utilizar la cantidad de flujo de vapor generado por la caldera?	Toma de datos del generador de vapor (presión, temperatura, y potencia de vapor de salida del generador).	Será posible aprovechar la cantidad de vapor generado por la caldera.		Mejor aprovechamiento del vapor y eficiencia del proceso.
¿Cómo realizar el diseño de un prototipo de turbina mono etapa para los 10 BHP de potencia de vapor?	Aplicación de la ecuación de continuidad en fluidos compresibles, para el diseño tanto de la tobera como de los alabes.	Será posible realizar el diseño de un prototipo de turbina de una sola etapa para aprovechar los 10 BHP de potencia que genera la caldera.		
¿Cómo analizar económicamente la rentabilidad y factibilidad del prototipo según el vapor generado?	Determinar los parámetros de funcionamiento de la turbina de vapor mediante procesos de expansión y estadísticos. Analizar el mitrado respectivo del prototipo a realizarse.	Será posible analizar económicamente la rentabilidad y factibilidad del prototipo de una turbina monoetapa.		

ANEXOS

ANEXO A: TABLA DE PROPIEDADES DEL AGUA.

Propiedades del agua (SI)						
Temperatura (°C)	Densidad (Kg/m ³)	Viscosidad dinámica (N.S/m ²)	Viscosidad Cinemática (m ² /S)	Tensión Superficial (N/m)	Presión de Vapor (Kpa)	Módulo de Volumen (Gpa)
0	1000	1.76E-03	1.76E-06	0.0757	0.661	2.01
5	1000	1.51E-03	1.51E-06	0.0479	0.872	
10	1000	1.30E-03	1.30E-06	0.0742	1.23	
15	999	1.14E-03	1.14E-06	0.0735	1.71	
20	998	1.01E-03	1.01E-06	0.0727	2.34	2.21
25	997	893E-04	8.96E-07	0.0720	3.17	
30	996	8.00E-04	8.03E-07	0.0712	4.25	
35	994	7.21E-04	7.25E-07	0.0704	5.63	
40	992	6.53E-04	6.59E-07	0.0696	7.38	
45	990	5.95E-04	6.02E-07	0.0688	9.59	
50	988	5.46E-04	5.52E-07	0.0679	12.4	2.29
55	986	5.02E-04	5.09E-07	0.0671	15.8	
60	983	4.64E-04	4.72E-07	0.0662	19.9	
65	980	4.31E-04	4.40E-07	0.0654	25.0	
70	978	4.01E-04	4.10E-07	0.0645	31.2	
75	975	3.75E-04	3.85E-07	0.0636	38.6	

80	972	3.52E-04	3.62E-07	0.0627	47.4	
85	969	3.31E-04	3.41E-07	0.0618	57.8	
90	965	3.12E-04	3.23E-07	0.0608	70.1	2.12
95	962	2.95E-04	3.06E-07	0.0599	84.6	
100	958	2.79E-04	2.92E-07	0.0589	101	

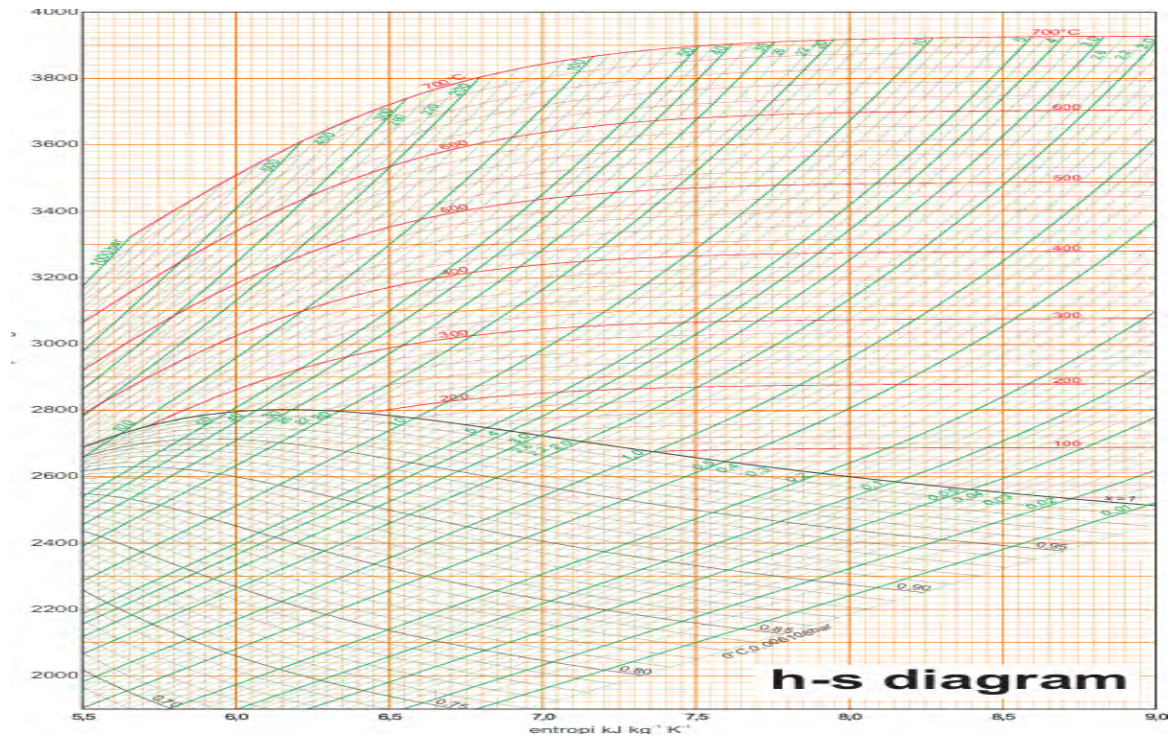
ANEXO B: TABLA TERMODINÁMICA DE AGUA SATURADA

Fuente: (Cengel & Boles, 2009, p. 966)

	Temp.	Volumen específico, ft ³ /lbm		Energía interna, Btu/lbm			Entalpía, Btu/lbm			Entropía, Btu/lbm · R		
		Líqu.	Vapor	Líqu.	Vapor		Líqu.	Vapor		Líqu.	Vapor	
Pres., P (psia)	sat., T _{sat} °F	sat., v _f	sat., v _g	sat., u _f	Evap., U _{fg}	sat., U _g	sat., h _f	Evap., h _{fg}	sat., h _g	sat., s _f	Evap., s _{fg}	sat., s _g
1	101.69	0.01614	333.49	69.72	973.99	1043.7	69.72	1035.7	1105.4	0.13262	1.84495	1.9776
2	126.02	0.01623	173.71	94.02	957.45	1051.5	94.02	1021.7	1115.8	0.17499	1.74444	1.9194
3	141.41	0.0163	118.7	109.39	946.9	1056.3	109.4	1012.8	1122.2	0.2009	1.68489	1.8858
4	152.91	0.01636	90.629	120.89	938.97	1059.9	120.9	1006	1126.9	0.21985	1.64225	1.8621
5	162.18	0.01641	73.525	130.17	932.53	1062.7	130.18	1000.5	1130.7	0.23488	1.60894	1.8438
6	170	0.01645	61.982	138	927.08	1065.1	138.02	995.88	1133.9	0.24739	1.58155	1.8289
8	182.81	0.01652	47.347	150.83	918.08	1068.9	150.86	988.15	1139	0.26757	1.538	1.8056
10	193.16	0.01659	38.425	161.22	910.75	1072	161.25	981.82	1143.1	0.28362	1.50391	1.7875
14.696	211.95	0.01671	26.805	180.12	897.27	1077.4	180.16	970.12	1150.3	0.31215	1.44441	1.7566
15	212.99	0.01672	26.297	181.16	896.52	1077.7	181.21	969.47	1150.7	0.3137	1.44441	1.7549
20	227.92	0.01683	20.093	196.21	885.63	1081.8	196.27	959.93	1156.2	0.33582	1.39606	1.7319
25	240.03	0.01692	16.307	208.45	876.67	1085.1	208.52	952.03	1160.6	0.35347	1.3606	1.7141
30	250.3	0.017	13.749	218.84	868.98	1087.8	218.93	945.21	1164.1	0.36821	1.33132	1.6995
35	259.25	0.01708	11.901	227.92	862.19	1090.1	228.03	939.16	1167.2	0.38093	1.30632	1.6872
40	267.22	0.01715	10.501	236.02	856.09	1092.1	236.14	933.69	1169.8	0.39213	1.28448	1.6766
45	274.41	0.01721	9.4028	243.34	850.52	1093.9	243.49	928.68	1172.2	0.40216	1.26506	1.6672
50	280.99	0.01727	8.5175	250.05	845.39	1095.4	250.21	924.03	1174.2	0.41125	1.24756	1.6588
55	287.05	0.01732	7.7882	256.25	840.61	1096.9	256.42	919.7	1176.1	0.41958	1.23162	1.6512
60	292.69	0.01738	7.1766	262.01	836.13	1098.1	262.2	915.61	1177.8	0.42728	1.21697	1.6442
65	297.95	0.01743	6.656	267.41	831.9	1099.3	267.62	911.75	1179.4	0.43443	1.20341	1.6378
70	302.91	0.01748	6.2075	272.5	827.9	1100.4	272.72	908.08	1180.8	0.44112	1.19078	1.6319
75	307.59	0.01752	5.8167	277.31	824.09	1101.4	277.55	904.58	1182.1	0.44741	1.17895	1.6264
80	312.02	0.01757	5.4733	281.87	820.45	1102.3	282.13	901.22	1183.4	0.45335	1.16783	1.6212

85	316.24	0.01761	5.1689	286.22	816.97	1103.2	286.5	898	1184.5	0.45897	1.15732	1.6163
90	320.26	0.01765	4.8972	290.38	813.62	1104	290.67	894.89	1185.6	0.46431	1.14737	1.6117
95	324.11	0.0177	4.6532	294.36	810.4	1104.8	294.67	891.89	1186.6	0.46941	1.13791	1.6073
100	327.81	0.01774	4.4327	298.19	807.29	1105.5	298.51	888.99	1187.5	0.47427	1.12888	1.6032
110	334.77	0.01781	4.041	305.41	801.37	1106.8	305.78	883.44	1189.2	0.48341	1.11201	1.5954
120	341.25	0.01789	3.7289	312.16	795.79	1107.9	312.55	878.2	1190.8	0.49187	1.09646	1.5883
130	347.32	0.01796	3.4557	318.48	790.51	1109	318.92	873.21	1192.1	0.49974	1.08204	1.5818
140	353.03	0.01802	3.2202	324.45	785.49	1109.9	324.92	868.45	1193.4	0.50711	1.06858	1.5757
150	358.42	0.01809	3.015	330.11	780.69	1110.8	330.61	863.88	1194.5	0.51405	1.05595	1.57
160	363.54	0.01815	2.8347	335.49	776.1	1111.6	336.02	859.49	1195.5	0.52061	1.04405	1.5647
170	368.41	0.01821	2.6749	340.62	771.68	1112.3	341.19	855.25	1196.4	0.52682	1.03279	1.5596
180	373.07	0.01827	2.5322	345.53	767.42	1113	346.14	851.16	1197.3	0.53274	1.0221	1.5548
190	377.52	0.01833	2.404	350.24	763.31	1113.6	350.89	847.19	1198.1	0.53839	1.01191	1.5503
200	381.8	0.01839	2.2882	354.78	759.32	1114.1	355.46	843.33	1198.8	0.54379	1.00219	1.546
250	400.97	0.01865	1.844	375.23	741.02	1116.3	376.09	825.47	1201.6	0.56784	0.95912	1.527
300	417.35	0.0189	1.5435	392.89	724.77	1117.7	393.94	809.41	1203.3	0.58818	0.92289	1.5111
350	431.74	0.01912	1.3263	408.55	709.98	1118.5	409.79	794.65	1204.4	0.6059	0.89143	1.4973
400	444.62	0.01934	1.1617	422.7	696.31	1119	424.13	780.87	1205	0.62168	0.8635	1.4852
450	456.31	0.01955	1.0324	435.67	683.52	1119.2	437.3	767.86	1205.2	0.63595	0.83828	1.4742
500	467.04	0.01975	0.92819	447.68	671.42	1119.1	449.51	755.48	1205	0.649	0.81521	1.4642
550	476.97	0.01995	0.84228	458.9	659.91	1118.8	460.93	743.6	1204.5	0.66107	0.79388	1.455
600	486.24	0.02014	0.7702	469.46	648.88	1118.3	471.7	732.15	1203.9	0.67231	0.774	1.4463

ANEXO C: DIAGRAMA DE MOLLIER

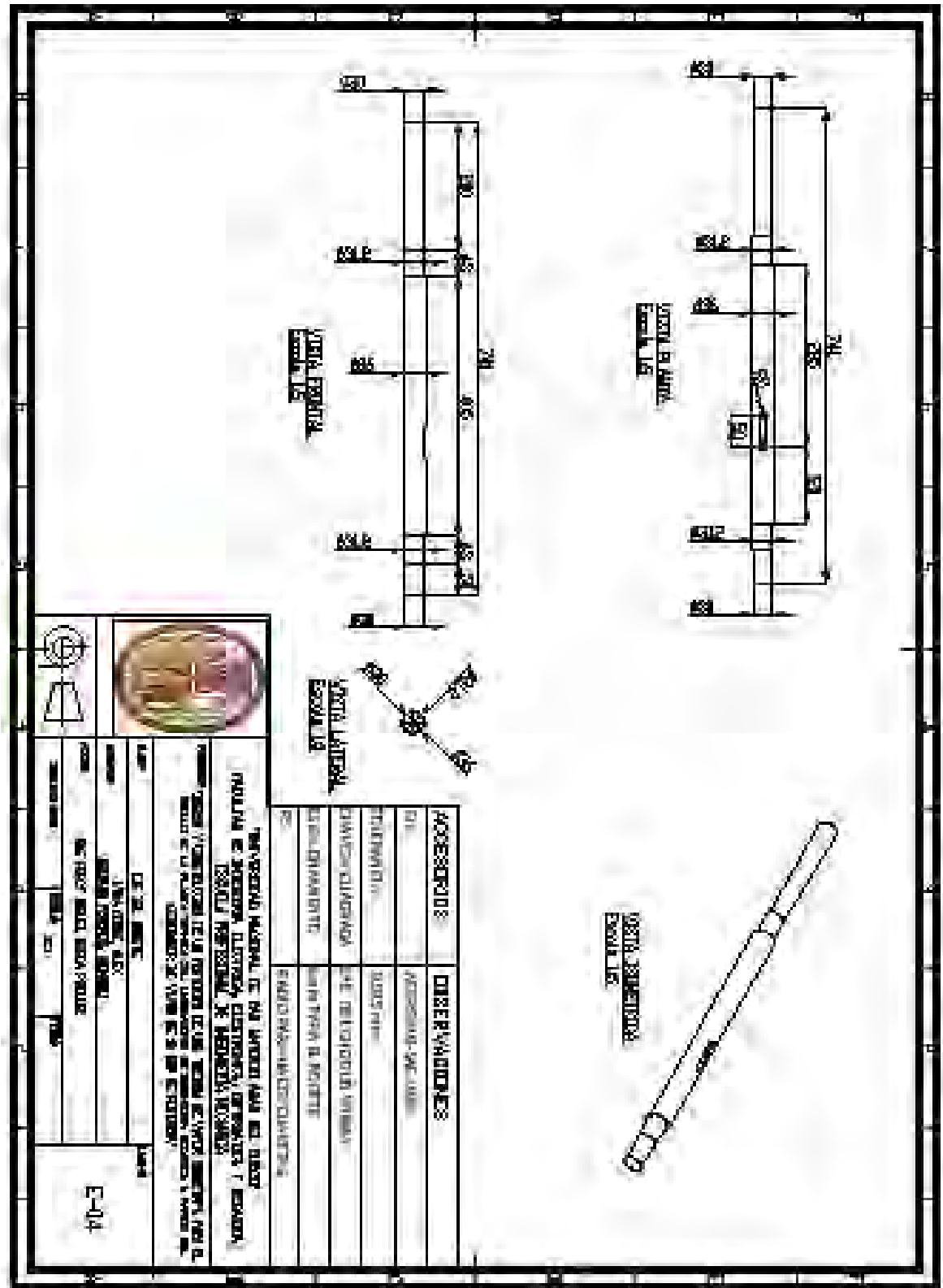


PLANO DE LA TOBERA CONVERGENTE DIVERGENTE



[illegible]

PLANO DEL EJE



PLANO DEL EMSAMBLAJE DE LA TURBINA

