



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

UNIDAD PROFESIONAL ADOLFO LÓPEZ MATEOS

**“Desarrollo del Diseño de una Turbina de
Vapor de Potencia Baja”**

T E S I N A

**QUE PARA OBTENER EL DIPLOMA DE
ESPECIALIDAD EN INGENIERÍA TÉRMICA**

PRESENTA

ING. NASHIKI MUÑOZ ALEJANDRO TOSHIKI

DIRECTOR DE TESINA

DR. MIGUEL TOLEDO VELÁZQUEZ

M. en C. GUILIBALDO TOLENTINO ESLAVA



Ciudad de México

Julio 2016



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

SIP-14-E BIS

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 13:30 horas del día 22 del mes de Septiembre del 2016 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de E.S.I.M.E. para examinar la tesis titulada:

“DESARROLLO EN EL DISEÑO DE UNA TURBINA DE VAPOR DE POTENCIA BAJA”.

Presentada por el alumno:

NASHIKI

Apellido paterno

MUÑOZ

Apellido materno

ALEJANDRO TOSHIAKI

Nombre(s)

Con registro:

A	1	4	0	6	4	3
---	---	---	---	---	---	---

aspirante de:

ESPECIALIDAD EN INGENIERÍA TÉRMICA

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **APROBAR LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISION REVISORA

Directores de tesis


DR. MIGUEL TOLEDO VELÁZQUEZ

Presidente

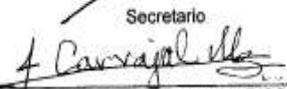

M. EN C. GUILBALDO TOLENTINO ESLAVA

Segundo Vocal


DR. FLORENCIO SÁNCHEZ SILVA

Secretario


M. EN C. GUILBALDO TOLENTINO ESLAVA


DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL

PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES


DR. MIGUEL TOLEDO VELÁZQUEZ



CARTA CESIÓN DE DERECHOS



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL SECRETARIA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la ciudad de México, D.F. el día 14 del mes de Abril del año 2015, el (la) que suscribe Alejandro Toshiaki Nashiki Muñoz alumno (a) del programa de Especialidad en Ingeniería Térmica con número de registro A140643 adscrito a Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la E.S.I.M.E. Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de tesina bajo la dirección del Dr. Miguel Toledo Velázquez y el Msc. Guilibaldo Tolentino Eslava y cede los derechos del trabajo titulado “Desarrollo de una Turbina de Vapor de Baja Potencia”, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, graficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección maquintosh583@hotmail.com, mtv49@yahoo.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Ing. Nashiki Muñoz Alejandro Toshiaki

DEDICATORIAS

A mi familia.

*Lo son todo para mí, gracias
por estar siempre ahí.*

“Fortes Fortuna Adiuvat”

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo de tesina fue posible gracias al apoyo de mi director de tesis, el M. en C. Guilibaldo Tolentino Eslava. Le extiende un reconocimiento muy especial por compartir sus conocimientos, por su orientación siempre certera y en especial por el tiempo tan valioso que ha dedicado al desarrollo de esta tesis.

Agradezco también, a mi co-director de tesis, el Dr. Miguel Toledo Velázquez, investigador de reconocido prestigio internacional quien me propuso para el desarrollo de esta tesis y me apoyó en su realización con aportes científicos y traducciones certeras con el idioma alemán.

A los integrantes de la comisión revisora de tesis, Dr. Ignacio Carvajal Mariscal y Dr. Florencio Sánchez Silva por su disposición en la revisión de este trabajo y sus grandes aportaciones en mi estancia como estudiante.

Al Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP) por darme la oportunidad y los recursos necesarios para realizar mis estudios de especialidad y seguir creciendo profesionalmente.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico brindado, que me permitió obtener el diploma de Especialidad en Ingeniería Térmica.

Al Dr. Luis Manuel Sánchez, quiero hacerle una especial mención de agradecimiento, ya que sin duda alguna fue un pilar en la finalización de esta tesis, sus grandes consejos y amenas pláticas no pasaron desapercibidas y me hicieron reaccionar y seguir creciendo como persona.

Siempre estaré enormemente agradecido con mis padres Rosario y Alejandro, que con su ímpetu, esfuerzo, confianza, dedicación y amor forjaron en mí un gran sentido de perseverancia y convicción para lograr todas y cada una de mis metas a lo largo de mi vida. De igual manera quiero agradecer a mi hermano que me enseñó que uno es tan grande como sus sueños, que el coraje y la determinación son clave esencial para el éxito.

CONTENIDO

	Página
NOMENCLATURA	i
RELACIÓN DE FIGURAS	iii
RELACIÓN DE TABLAS	iv
RESUMEN	v
ABSTRACT	vi
INTRODUCCIÓN	vii
CAPÍTULO I Configuración Geométrica	1
1.1 Condiciones de Funcionamiento de la Turbinas de Vapor	1
1.2 Formas Constructivas de las Turbinas de Vapor.	2
1.3 Teoría del Diseño para el Cálculo de las Turbinas de Vapor.	10
CAPÍTULO II Ejemplo de Diseño	14
2.1 Condiciones Generales y Parámetros Termodinámica.	14
2.2 Geometría de la Turbina de Vapor.	15
2.3 Calculo del Último Paso de la Turbina de Vapor.	18
2.4 Teoría y Diseño del Paso de Regulación.	27
2.5 Definición del Número de Pasos de la Turbina.	28
CAPÍTULO III Diseño y Cálculo de los Pasos	35

3.1	Paso de Regulación.	35
3.1.1	Preparación de los Cálculos.	
3.1.2	Calculo del paso de Regulación	43
3.2	Diseño y Calculo de los Pasos.	45
3.2.1	1er Paso.	46
3.2.2	2do Paso.	47
3.2.3	3ro Paso.	48
3.2.4	4to Paso.	49
3.2.5	5to Paso	49
3.2.6	Último Paso.	50
3.3	Comprobación de los Cálculos.	50
 CAPÍTULO IV Justificación en Cálculos de Diseño.		53
4.1	Fundamentos del Procedimiento de Diseño.	53
4.2	Principales Variables en el Cálculo.	54
4.3	Método de Automatización para el Diseño.	55
 CONCLUSIONES.		57
BIBLIOGRAFÍA.		58
APÉNDICE.	Datos y cálculo de la turbina de vapor	59

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidades
A	Área	m^2
c_F	Capacidad de calor específico de un fluido ideal	J/(kg K)
c_p	Capacidad de calor específico a presión constante	J/(kg K)
c_v	Capacidad de calor específico a volumen constante	J/(kg K)
D	Diámetro	m
g	Aceleración de la gravedad	m/s^2
H	Entalpía específica	J/Kg
l	Longitud del álabe	m
\dot{m}	Flujo másico	kg/s
M	Número de Mach	-
N	Número de revoluciones	1/s
p	Presión	Pa
P	Rendimiento	W
R	Constante de los gases	J/(kg K)
Re	Número de Reynolds	-
S	Entropía	J/(kg K)
T	Temperatura	K
u	Velocidad periférica	m/s
v	Volumen específico	m^3/kg
w	Velocidad del sistema en relación	
x	Contenido de vapor	
γ	Flujo de trabajo específico	J/kg
α	Ángulo de la velocidad de flujo absoluta contra la dirección circunferencial.	$^\circ$

β	Ángulo de la velocidad de flujo relativa contra la velocidad de flujo circunferencial en contra de la dirección circunferencial.	$^{\circ}$
δ	Relación de longitud del álabe	-
δ	Ancho de espacio	m
η	Eficiencia	-
k	Isoentrópica	-
φ	Densidad	kg/m^3
a	Velocidad del sonido	m/s
c	Velocidad absoluta	m/s

RELACIÓN DE FIGURAS

Número	Título	Página
1.1	Esquema de una turbina de LAVAL	4
1.2	Turbina CURTIS	5
1.3	Esquema de turbina tipo cámara	7
1.4	Esquema de una turbina de tambor	8
2.1	Excel para programa Moliere.	16
2.2	Programa Moliere para el cálculo de variables de estado de vapor de agua.	18
2.3	Diagrama para u y η_{st} dependiendo $\Psi_{h, st}$	23
2.4	Gráfico de u y dm dependiendo de z .	23
2.5	u , n , Δh_{st} und n_{st} in Abhängigkeit zu den Übersetzungen	24
2.6	Esquema de toberas de regulación	28
2.7	Etapa Curtis	29
4.1	Diagrama de flujo para una posible automatización.	56

RELACIÓN DE TABLAS

Número	Título	Página
2.1	u , n , Δh_{St} y n_{St} – Valores por default	20
2.2	Las velocidades y ángulos de la fase de control	32
2.3	Las velocidades y ángulos de todos los niveles en la primera interpretación.	33
2.4	Entalpías, grado cinemático de reacción H , presión Ψh número, St , coeficiente de flujo ϕ en todos los niveles de la primera interpretación.	34
3.1	Sección uno de control	36
3.2	Sección dos de entrada	37
3.3	Sección tres	38
3.4	Sección cuatro	39
3.5	Sección cinco	39
3.6	Sección seis	40
3.7	Sección siete	41
3.8	Sección ocho	42
3.9	Resultados para la etapa de control	45
3.10	Resultados para la primera etapa	46
3.11	Resultados para la segunda etapa	47
3.12	Resultados para la tercera etapa	48
3.13	Resultados para la cuarta etapa	49
3.14	Resultados para la quinta etapa	49
3.15	Resultados para la sexta etapa	50
3.16	Resultados del cálculo	51

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó la comprobación de la metodología, para posteriormente actualizarla de acuerdo a las herramientas y software usados en el Labinthap de la ESIME Zacatenco, para evaluar turbinas de vapor de potencia baja.

Se desarrolló la metodología para la mejora en el grado o en el valor de la eficiencia de la turbina de vapor; buscando el mejoramiento en los pasos internos de la turbina, en la aerodinámica, en los pasos de los álabes y aunado a ello en el proceso de automatización de la turbina. La metodología consiste en el cálculo de los pasos de la turbina; los primeros dos pasos se calculan en orden, y enseguida se hace lo propio con el último paso, para evaluar de manera global su desempeño, mientras que con los pasos restantes se evalúan de manera individual la eficiencia de los diferentes álabes, así como de los principales componentes que integran a la turbina.

Es importante señalar que una automatización del diseño es posible, y para esto se tendrá en cuenta una idea de un programa en el que se tenga los parámetros de entrada, intermedios y de salida de la turbina de vapor, lo que implica la posibilidad de definir en un mismo programa procedimientos como resultado final de la turbina de vapor.

Con los resultados de las variables y tipo de construcción se pueden dar varias suposiciones para el tamaño de los pasos y con estas consideraciones se define precisamente la velocidad de giro para obtener la correcta velocidad periférica tangencial en cada paso, lo que permite orientar adecuadamente el diseño correspondiente.

ABSTRACT

In this paper verification methodology was performed to subsequently update it according to the tools and software used in the ESIME Zacatenco Labinthap to evaluate low power steam turbines.

Methodology for improving the level or value of the efficiency of the steam turbine is developed; looking for an improvement in the internal passages of turbine aerodynamics, in the footsteps of the blades and together with it in the process of automation of the turbine. The methodology is to calculate the distance of the turbine; the first two steps are calculated in order, and then does the same with the last step, to comprehensively evaluate their performance, while the remaining steps are evaluated individually efficiency of different blades, as well as the main components that make up the turbine.

Importantly, design automation is possible, and this will be considered an idea of a program in which the input parameters, intermediate and output of the steam turbine is taken, which implies the possibility of defining procedures in the same program as the final result of the steam turbine.

With the results of the variables and type of construction can be given various assumptions for the size of the steps and with these considerations, the speed is precisely defined for the correct tangential peripheral speed at every step, allowing properly guide the design corresponding.

INTRODUCCIÓN

Para obtener resultados confiables en el diseño y construcción de una turbina de vapor, es de suma importancia contar con una metodología y un desarrollo de diseño correcto y acorde a las especificaciones y necesidades del lugar en el que se utilizará, que avale un buen funcionamiento de esta.

Se tomará una tesis de diseño de turbinas de vapor como base y se aplicará un desarrollo de diseño diferente para la mejora en el grado o en el valor de la eficiencia de la turbina de vapor, buscando una mejor respuesta en los pasos internos de la turbina y aunado a ello en la automatización de esta, implementando valores nuevos y un software propio.

El esbozo de los pasos, es la primera parte de todo el proceso de diseño de una turbina de vapor. Posteriormente se proponen las dimensiones de la turbina y los alabes, así como sus canales de entrada y salida. Debido a que los ángulos de entrada y salida pueden variar, la etapa de planificación puede exigir un nuevo sistema de cálculos o bien un rediseño de la misma.

Es necesario darle continuidad al diseño de partes en general; ya que constantemente se efectúan cambios y mejoras en el sistema y en sus resultados. Es por esta razón principalmente que se efectúan este tipo de comprobaciones y mejoras, tanto en el proceso como en el diseño de los pasos y de la turbina en sí.

Esta tesina solo se enfocara en el desarrollo del diseño de una turbina de potencia baja para la homologación de funcionamiento en el laboratorio y con sus propias herramientas de estudio, desde valores propios hasta la implementación de software diferentes.

CAPÍTULO I: Configuración Geométrica

1.1. Condiciones de Funcionamiento de las Turbinas de Vapor.

En la construcción de una turbina de vapor se considera la Carcasa, como la base primaria. Existen dos tipos en la configuración de su construcción: de cámara y de tambor; en el caso particular para este, también debe ser una turbina axial. Un escalonamiento de una turbina axial está formado por una corona de álabes guías (estator), y una corona de álabes móviles, (rotor).

Se puede suponer que las condiciones de funcionamiento se concentran en el radio medio de los álabes si la relación entre la altura del álabe y el radio medio es baja así el análisis proporciona una aproximación razonable al flujo real, *análisis bidimensional*. También se puede suponer que no hay interferencias o variaciones del flujo de álabe a álabe, por lo que la circulación es constante. Si se supone que la velocidad axial o velocidad meridiana c_m es constante a lo largo del escalonamiento:

$$c_m = c_{0m} = c_{1m} = c_{2m} \quad (1.1)$$

Y si Ω_1 , Ω_2 y Ω_3 , son las correspondientes secciones de paso, aplicando la ecuación de continuidad se tiene:

$$\rho_1 \Omega_1 = \rho_2 \Omega_2 = \rho_3 \Omega_3 \quad (1.2)$$

Y como se trata de un proceso de expansión, el volumen específico del vapor aumenta, por lo que la sección de paso entre álabes también tiene que aumentar. La realidad es que $c_{1m} \neq c_{2m}$, salvo excepciones.

Es importante señalar que el desarrollo de turbinas de vapor tiene en práctica dos siglos, pero continuamente hay mejoras, por lo tanto aún es un tema de estudio y desarrollo de tecnología, en la actualidad se busca una mejora en el grado ó en el valor de su eficiencia, por lo tanto se busca tanto un mejoramiento en los pasos internos de la turbina como

también en la parte aerodinámica, en los pasos de los álabes y aunado a ello en el proceso de automatización de la turbina.

1.2. Formas Constructivas de las Turbinas de Vapor.

Una turbina de vapor es una máquina rotativa que convierte la energía del vapor en un trabajo mecánico. Esta energía del vapor está formada por 2 tipos de energía: la energía interna, la cual depende exclusivamente de la temperatura absoluta a la que está sometida el vapor y la energía de flujo que involucra presión y volumen.

De una turbina de vapor se puede obtener al mismo tiempo generación eléctrica y energía térmica, este tipo de instalaciones, se da en poblaciones que requieren energía eléctrica y calor.

Cuando una instalación de turbinas tiene que alcanzar un rendimiento térmico elevado, la máquina deberá tener una gran caída entálpica. Una de las razones por la cuales se deben colocar más pasos en una turbina es debido a que las velocidades periféricas y del flujo no pueden elevarse sin que se propicien otros problemas en la turbomáquina.

Las diferencias principales de acuerdo con los tipos de la división son la caída de entalpía entre el álabe fijo –estator– y el álabe móvil –rotor– de la rueda de álabes de paso. En función de esta caída se tomará en cuenta tanto los números adimensionales, así como el grado de reacción normal y el grado de reacción cinemático. Los viejos sistemas de construcción de turbinas de vapor tuvieron únicamente dos tipos de grados de reacción $\omega = 0$ y $\omega = 0.5$ las turbinas con $\omega = 0$ fueron denominadas turbinas de acción o de igual presión.

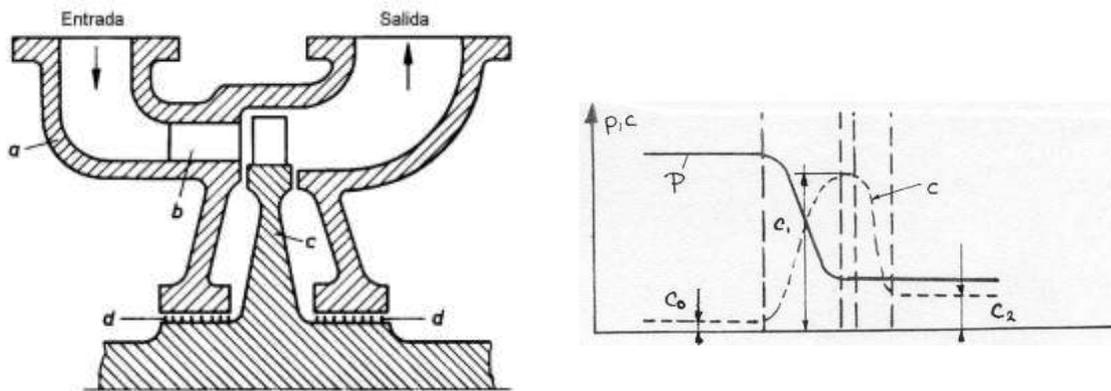
Ya que $\Delta h_s = 0$, las presiones antes y después del álabe móvil son iguales. La primera máquina de este tipo de un solo paso fue diseñada por [LAVAL] y posteriormente [Rateau] y [Zoelly] diseñaron la máquina con más pasos. La turbina con grado de reacción $\omega = 0.5$ se conoce como de Reacción o de Sobrepresión, ya que aquí $\Delta h_s' = \Delta h_s/2$. La primera máquina de este tipo fue con varios pasos y fue construida por [Parsons].

En la actualidad el grado de reacción es uno de los elementos más importantes para el diseño en la teoría de paso de los álabes, ya que ahora no se habla de los valores de 0 y 0.5 sino que el intervalo es de 0.0 a 0.7 y se puede elegir libremente. Para el caso de los grados de reacción $\omega = 0$, $\omega = 0.5$ y $\omega = 0.7$ se muestra la configuración de los álabes, así como las correspondientes velocidades en la figura y se muestra también el diagrama h_s y su correspondiente caída de entalpía.

Para el caso de $\omega = 0$ se tiene que W_1 es más grande que W_2 , por lo cual la componente tangencial de C_1 debe tener el valor de $2u$. Cuando se tienen un paso ideal con $\omega = 0.5$ el triángulo de velocidades para la entrada y salida debe ser congruente. Si C_2 y también W_1 son dirigidas en forma axial, la componente tangencial de C_1 debe ser más grande que u . Cuando se eleva el grado de reacción a $\omega = 0.7$ la caída por paso crece aún más.

En los álabes con un grado de reacción alto se deben tomar en cuenta que debe haber una pequeña caída por paso y velocidad tangencial a cada paso, de esta forma se puede analizar conjuntamente las ventajas y desventajas siempre tomando en cuenta técnicamente el ángulo de desviación de acuerdo con la reacción y también la configuración de los álabes y el flujo.

La turbina de LAVAL se muestra esquemáticamente en la figura 1.1, como se ha señalado, es una turbina de igual presión, ya que la caída de presión antes y después del álabe fijo es exactamente igual, por lo cual se puede aplicar el sistema de trabajo de álabes por partes, así el aparato de álabes fijos no es totalmente una corona o rueda saturada de álabes sino más bien una serie de sectores, una serie de partes de toberas o bien en caso extremo una sola tobera para el sistema.



a – Carcaza

c – Álabe rotor

b – Álabe estator

d – Laberintos

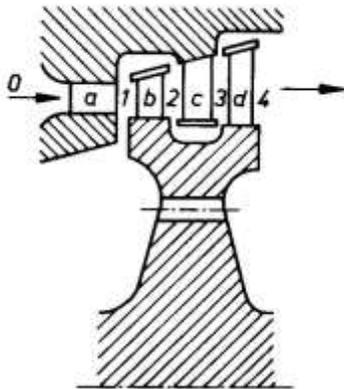
Figura 1.1. Esquema de una turbina de LAVAL

Para esta turbina normalmente el vapor sale de la tobera con velocidad supersónica esto es una velocidad elevada mayor de 340.3 m/s, por lo que deberán entonces las toberas ser convergentes-divergentes (Tobera de LAVAL). Para poder tener una gran caída, la turbina de LAVAL trabaja con velocidad tangencial hasta de 400 m/s. Lo anterior hace que exista

necesariamente un engranaje de apoyo, donde se pueda regular también para pequeñas potencias.

La posibilidad de que existan partes del sector de la rueda ocupadas es únicamente posible en las turbinas de acción. Con alto grado de reacción en la rueda móvil se encontrará una serie de pérdidas debido al comportamiento del fluido y en caso de que se tenga la necesidad de tener pequeñas potencias o muy altas presiones el volumen del vapor puede ser pequeño, tomando en cuenta las características de la longitud de los álabes.

El deseo de tener una alta caída de entalpías en un paso Δh dio como resultado el desarrollo de la turbina CURTIS, cuyo esquema y forma de trabajo se muestra en la figura 1.2. Al igual que en el caso de la turbina LAVAL, esta será convertida prácticamente en toda la caída del primer conjunto de álabes en velocidad. La caída será elegida tan grande, como la velocidad periférica, así el primer rotor trabajará con reacción muy baja así que ω_2 será tan grande como ω_1 .



- a 1.- Tobera (álabe estator)
- b 1.- Álabe rotor.
- c 2.- Álabe estator
- d 2.- Álabe rotor.

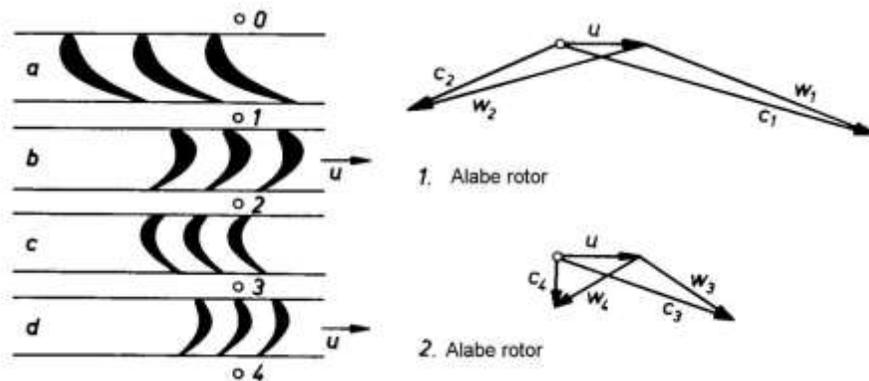


Figura 1.2 Turbina CURTIS

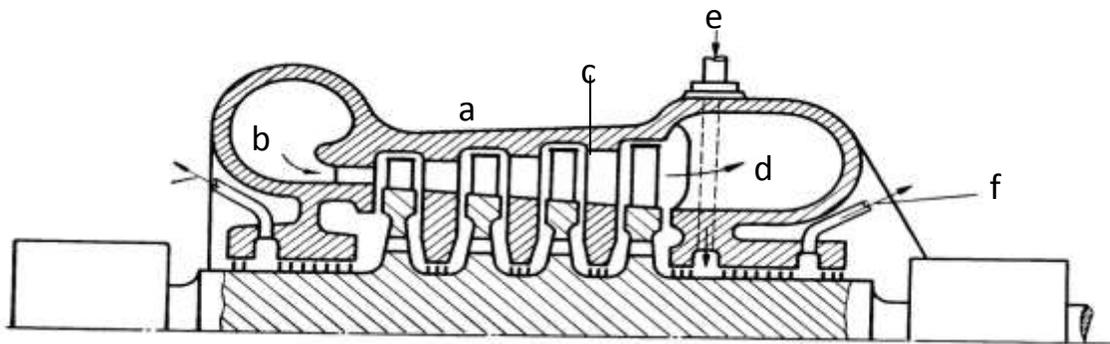
Por lo cual, la velocidad de salida C_2 después del primer rotor es tan grande como $2u$; como se puede observar en el triángulo de velocidades de la figura 1.2, y C_2 es dirigida en contra de la dirección tangencial del rotor. Se puede hacer el ordenamiento después del primer rotor de acuerdo con la desviación de la corona, con una gran caída para que se pueda trabajar; así que C_3 entra en la segunda rueda del rotor y a la salida alcanza el pequeño valor de C_4 ó velocidad de salida. Así cuando la 2da. rueda trabaje con un alto grado de reacción, ω_4 a través de la pérdida no será tan pequeño como ω_3 .

A través del tamaño de C_1 se construye una rueda CURTIS para la misma u para que tenga 4 veces la caída, como es el caso de la turbina de igual presión de un paso. Los valores de presión de $\psi = 16.24$ para la rueda 2, $\psi = 4.6$ para el caso de igual presión y $\psi = 2.3$ para el de sobrepresión o reacción. Estas ventajas deben observarse en función de la desviación y el rendimiento que se desea alcanzar.

La turbina CURTIS es una turbina de acción o igual presión, se conoce también como “Turbina de acción con pasos de velocidad”. Puede operar como una turbina normal de acción, con partes de regulación en el paso. En sus inicios operaba como la turbina de LAVAL con dos ruedas – estator –pero se tenía un mal rendimiento, por lo cual actualmente tienen únicamente 2 ruedas o pasos completos. Las turbinas CURTIS se

aplican actualmente para pequeñas turbinas, en instalaciones de Barcos de Vapor y unidades industriales.

En una turbomáquina normal se coloca un paso CURTIS en lugar de una rueda de igual presión o acción, para tener presente el manejo correspondiente de las caídas así como los efectos del vapor fresco, tratando de evitar problemas de pérdidas en todas partes y en la flecha. El esquema de la Turbina con tipo de construcción tipo cámara se muestra en la figura 1.3.



a – Carcasa.

d – Álabes estator y complemento de flecha

b – Flecha.

e – Tubería de vapor.

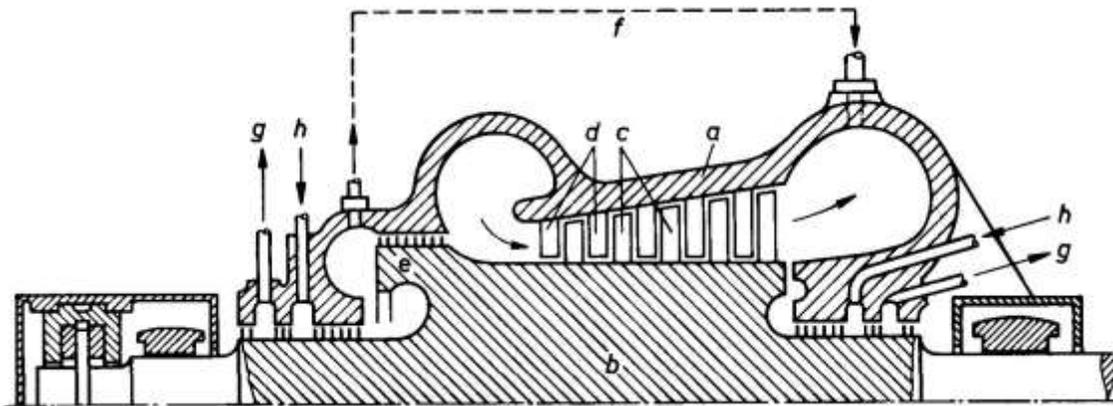
c – Rueda Álabes rotor

f – Control de vapor.

Figura 1.3. Esquema de Turbina tipo Cámara

En esta figura se tiene que el sistema de álabes rotores **c**, son prácticamente placas, el álabes estator **d** tiene una parte de placa que funciona en la parte correspondiente a la flecha como anillo de control, para tener perfectamente definido el canal de flujo debe ser diseñado para reportar fuertes presiones y fuerzas ya que se tiene la influencia de las diferencias de presión estática antes y después del álabes rotor, los álabes estatores en este tipo de turbinas deben tener una ancho axial mayor al de los álabes rotores.

La turbina de reacción o sobrepresión trabaja por pasos con la mitad de la caída del paso de igual presión, además distribuye la misma cantidad en el álabe rotor y en el álabe estator. Se tienen diferencias de presión muy pequeñas en las coronas de los álabes, así como también el tipo de laberintos cambia en este tipo de turbomáquinas, ya que en este sistema es muy importante el tipo de sellos que se tienen sobre todo en los álabes estatores con respecto a la flecha; se debe señalar también que en este tipo de turbinas la expansión se realiza en varios pasos. De acuerdo al tipo de construcción se conocen como construcción de flecha de tambor como se muestra en la figura 1.4.



- | | |
|-------------------------------|------------------------------------|
| a. Carcasa. | e. Pistones de equilibrio. |
| b. Rotor. | f. Tubería de unión. |
| c. Corona de álabes rotores. | g. Conductores de vapor. |
| d. Corona de álabes estatores | h. Conductores de cierre de vapor. |

Figura 1.4. Esquema de una Turbina de Tambor

En esta figura se tiene que las coronas de álabes rotores **c** están asentados – fijos – en el rotor o flecha **b** y entre ellos están ubicados los álabes – coronas – estatores **d**. La turbina trabajó a reacción por lo que se tienen en todos los álabes rotores un fuerte empuje sobre el eje. Para el equilibrio del empuje axial se utilizan los pistones de equilibrio los que tienen que estar comunicados con las tuberías de unión **f** de la presión y así tener en equilibrio los reportes y la flecha para que no existan problemas en la turbomáquina.

Para una turbina con grado de reacción $\omega = 0.5$ el pistón de equilibrio debe tener un diámetro de aproximadamente la mitad del diámetro de los álabes. Para el diseño se requiere dejar un pequeño empuje, que deberá ser analizado con las chumaceras axiales, con ellos el rotor – flecha – puede trabajar con operación estable y normal. Para las turbinas de tambor es necesario en un diseño y construcción conductos de cierre de vapor para todos los posibles tipos de construcción que son necesarios.

Para turbinas de cámara, es muy difícil que se presente la reacción por lo que no se tienen en la flecha prácticamente ningún tipo de empuje axial, ya que con chumaceras axiales, se encuentra el sistema en equilibrio axial, por lo que los pistones de empuje no se utilizan. Si se observa nuevamente la figura 1.3, se tiene que el flujo que circula en los pares de los álabes no representan para el sellado de la turbina ninguna caída de presión, por lo tanto ningún trabajo, por lo que el flujo principal no tiene ninguna disminución o pérdida en su comportamiento y así procede la potencia a la que es diseñada la turbomáquina.

En los párrafos anteriores se tiene claramente definido que en la turbina de acción o igual presión, su construcción es de tambor. Aunque se puede dar el caso de los intercambios de tipo de flecha o rotor sin que exista un problema de tipo de comportamiento mecánico o de pérdidas de eficiencia. En los inicios de las turbinas de vapor, se tenían este tipo de

rotores con flechas en las turbomáquinas en las que actualmente están perfectamente definidas las reglas de los tipos de rotores.

En las flechas para cada tipo de grado de reacción existen valores típicos dependientes de factores como por ejemplo; si se tiene una turbina de vapor con álabes muy grandes en los últimos pasos, el grado de reacción sobre la altura del álabe varia a partir de la raíz a su máxima altura de $\omega = 0$ raíz a $\omega = 0.7$ en la punta o cabeza del álabe.

Para turbinas con rotor; la flecha de tambor se requiere que en las coronas de álabes existan unidades tanto al lado de la carcasa como de la flecha, esta banda o cintilla de unión en los álabes se puede analizar como: la turbina de tambor que tiene muy altas pérdidas en los clavos u holguras de los álabes en comparación con la turbina de tipo de rotor de cámara; además de las pérdidas por el pistón de empuje. El rendimiento o eficiencia de una turbina de reacción debido a que prácticamente no tiene desviaciones en sus primeros pasos mucho mejor que para la turbina de acción. Además en esta turbina se encuentran pérdidas adicionales mayores a las que existen en la turbina de acción.

1.3 Teoría del Diseño General de Turbinas de Vapor.

Para el diseño de turbinas de vapor se requiere tener con claridad el tipo de uso que se espera de esta turbomáquina, por lo que se debe definir a tiempo si es para uso industrial. Así el vapor puede servir para un proceso determinado además de generar electricidad o mover algún equipo mecánico, como puede ser una turbomáquina, un compresor axial o un centrífugo.

Es importante señalar como 1er paso que se hace un análisis termodinámico de acuerdo con el diagrama de Molier para darse una idea de las condiciones termodinámicas que se deben cumplir, cuando se realiza todo este proceso de análisis, se debe comenzar a desarrollar técnicamente la configuración de la turbomáquina en general, un cuerpo, dos o tres si es necesario, dependiendo de la utilización industrial que vaya a tener como resultado final.

En cualquiera de las formas es necesario comenzar a pensar qué se está pensando diseñar; ya ha quedado claro su uso en el párrafo anterior, ahora bien se requiere de acuerdo a su expansión que vaya a tener termodinámicamente hablando, el tipo de condiciones de flujo interno del vapor.

Esto es la configuración de la velocidad de flujo a través de los pasos de la turbina, lo que indica la posibilidad de utilizar la energía en la flecha y al utilizar esta, se habla de una energía mecánica para una turbomáquina o bien de una eléctrica con un generador eléctrico. Se da por hecho que técnicamente cualquier ingeniero conoce que existen una serie de elementos en la turbina, estos elementos se conocen como corona de ruedas estatoras y rotoras o álabes.

Es necesario tener presente que en muchas ocasiones a las 1ras coronas estatoras se les llama también toberas y el termino tobera viene de la aplicación directa que se hizo de la turbina CURTIS en sus 1ras aplicaciones y que se sigue aplicando actualmente, por tanto implica que en su construcción ahora se debe pensar en la configuración de la flecha y normalmente se tienen dos tipos: flechas de tambor y flechas de cámara.

Así mismo, se tienen varias configuraciones o tipos de turbina de acuerdo con los tipos de configuración de los álabes, fundamentalmente se conocen como álabes de acción y de reacción o bien turbinas de igual presión y sobre presión, va a depender de características internas en su diseño y en su construcción.

Cualquiera de las formas que se elija y al hacer el análisis interno de los pasos de la turbina se debe tener presente que lo que se está buscando es la configuración del grado de reacción que va a tener cada uno de los pasos y normalmente el grado de reacción se obtiene del triángulo de ecuaciones que se hace en cada uno de los pasos, tomando en cuenta la condición de los álabes en la corona o álabes estatores y tomando en cuenta los álabes en la corona de álabes rotores.

Para el diseño y cálculo de una turbina de vapor se tiene presente que existen diferentes factores y todos ellos juegan un rol en la parte de diseño, en el caso específico, se deben mencionar la utilización de las condiciones termodinámicas desde el punto de vista de las tablas de vapor de agua.

En la época actual otra alternativa son los procesos de cálculo o tecnología de cálculos ya establecidos de las tablas de vapor de agua, lo recomendable es que cada diseño haga su propio proceso de cálculo, recordando la existencia de métodos y programas computacionales adquiridos bajo licencia.

Qué es relevante en estas condiciones; el punto principal en la turbina de vapor será su temperatura de entrada, su presión de entrada y el flujo de vapor con el que va a entrar en el 1er paso de la turbina.

Ya sea de un cuerpo o de varios, estos son de alta presión, de presión intermedia y de presión baja, con esos datos lo práctico es encontrar mediante cálculo la entalpia y entropía de esa condición; a partir de ahí se tiene la posibilidad de analizar de inmediato en el diagrama de moliere la expansión correspondiente y calcular cada una de las condiciones hasta el punto de condensación.

A partir de esa parte se corre la expansión en el diagrama de Mollier y se va observando con detenimiento todas las condiciones de operación termodinámicamente refiriéndonos hasta su condensación, esto es hasta la última etapa de álabes diseñado expresamente. En cada una de esas condiciones podemos observar si se quiere ver de manera particular paso a paso su rendimiento interno o bien su rendimiento total del número de pasos correspondientes.

Técnicamente se comienza observando el número de pasos y las condiciones de regulación del vapor, sin dejar de señalar que una de las primeras condiciones de regulación del vapor es la válvula principal de regulación que se ubica en la entrada del ducto de la 1ra corona de álabes estatores en la turbina de vapor.

La mayoría de los sistemas de regulación pueden tener válvulas o bien, la regulación se puede hacer a sí mismo como en la típica turbina conocida como Turbina Curtis que sirve como sistema de regulación, para después pasar a una turbina de expansión con determinado número de pasos. Los cálculos para los pasos de la turbina de vapor se darán en las condiciones del siguiente capítulo escogido para tal efecto.

En el 1er paso o en el 1er proceso de desarrollo de cálculo se debe tomar en cuenta: el flujo másico, la presión de entrada, la entalpía de entrada, la velocidad, las presiones entre los planos de referencia de cada paso, sus velocidades periféricas o tangenciales, sus ángulos de flujo α y β , así como su rendimiento. A partir de ese momento o de ese cálculo se deben considerar los siguientes pasos o en el número de pasos que se tenga ya pensados diseñar el equipo.

Otro factor relevante en el proceso de cálculo es tomar en cuenta la altura de los álabes y hacer un análisis sencillo, teniendo presente si se quiere avanzar más en este tipo de diseños; se debería hacer un cálculo por teoría de equilibrio radial, señalando que para el diseño de turbinas de vapor este puede ser acompañado de la teoría de equilibrio radial, la teoría de paso, o bien la teoría de paso repetitivo.

CAPÍTULO II: Ejemplo de Diseño

2.1 Condiciones Generales y Parámetros Termodinámicos.

Para el diseño de una turbina de vapor se requieren diversos elementos y consideraciones técnicas, por lo que es necesario recordar, que continuamente se debe estar analizando el cálculo termodinámico, ya sea mediante las tablas de vapor, el diagrama de moliere o bien hacer un programa adecuado.

A continuación, se muestra el análisis termodinámico para la aplicación del diseño lo que permitirá mostrar un análisis paramétrico de este trabajo, se muestran como ejemplo y comienzo del proceso los siguientes valores:

$$P_E = 67bar$$

$$t_E = 470^{\circ}C$$

$$\dot{m} = 5000 \frac{kg}{h}$$

Para el diseño del primer paso de una turbina de vapor se tienen las siguientes variables, y a partir de estas variables se toma en cuenta la condición del diseño de la turbina. En este caso se tiene los siguientes valores señalados:

$$\eta_{T_s} = \frac{\Delta h}{\Delta h_s} = 0.9$$

$$P_A = 0.1bar$$

$$n = 3000min^{-1}$$

A partir de estos valores se tiene el rendimiento de la turbina, prácticamente la presión de condensación y se tiene la velocidad de giro, en este caso de acuerdo a los valores señalados anteriormente y al diagrama de Molire se tienen los siguientes parámetros: Entalpia de entrada, Entropía de entrada y relación [k].

$$h_E = 3341.9064 \frac{kJ}{kg}$$

$$s_E = 6.7272669 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$k = 1.2800274$$

A partir de estos valores se tiene el cálculo del rendimiento, y para ello se puede utilizar la Entropía como se muestra en la ecuación 2.1, de esta ecuación se toma en cuenta la presión de salida; se entra a las tablas de vapor o al cálculo correspondiente del programa existente o bien mediante una programación de Excel para calcular los valores correspondientes de presión, temperatura, contenidos de humedad, etc.

Así como sus Entalpías y Entropías, lo más práctico es tomar en cuenta las condiciones que marca el IAPWS-CF97 (Asociación Internacional para las propiedades del agua y vapor) ó el más reciente publicado, y con esos datos se va a calcular prácticamente la condición de temperatura a la salida, la relación de humedad y su entalpia correspondiente, estas son prácticamente la condiciones para el proceso de condensación Fig. 2.1 (tablas de Excel).

2.2 Geometría de la Turbina de Vapor.

Desde el punto de vista de diseño de acuerdo a la normas ISO se recomienda definir la eficiencia, la presión de condensación y la velocidad de giro que va a tener el generador eléctrico, cabe señalar que este diseño se propone para 50 hz por lo que la velocidad de giro es de 3000 rpm.

Con estos datos y tomando en cuenta el diagrama o programa Moliere_[3], se tienen los siguiente parámetros, Entalpía y **k**, para el cálculo de rendimiento y tomando en cuenta la Entropía se tiene la ecuación 2.1 como se muestra a continuación así como el cálculo correspondiente en el diagrama de Moliere y los datos encontrados del programa aplicado, se observa que se puede encontrar el contenido de vapor mediante el cálculo de la temperatura de salida o bien directamente se dan los datos en el programa y se encuentra la Temperatura, humedad y entalpía de salida como se muestra a continuación.

Teniendo en cuenta la eficiencia, la entropía se puede calcular s_A

$$s_A = \frac{S_E}{\eta T_3} \quad (2.1)$$

$$s_A = \frac{6.7272669 \frac{kJ}{kg \cdot K}}{0.9} = 7.474741 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

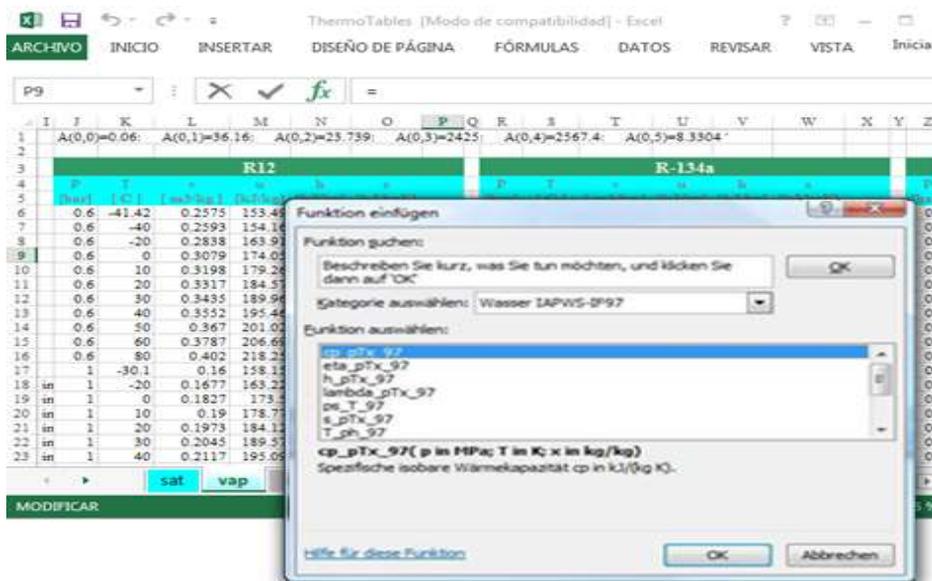


Figura 2.1. Excel para Programa Moliere.

Para comprobar que los valores han sido los más adecuados se pueden tomar cualquiera de las referencias y se demuestra directamente en el diagrama de Molier, desde ese punto se observa la condición de la variación de la Entalpia y la variación de la Entropía. Después se entra con el concepto de la geometría de la turbina de vapor.

$$t_A = 45.96^\circ\text{C}$$

$$x_A = 0.910 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$h_A = 2368.68607 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La prueba de los valores señalados, se encuentra también en la referencia [3], en donde prueba tanto el programa computacional moliere así como nuevos parámetros en función del triángulo de velocidades (2013).

Con los valores encontrados y mediante la aplicación de la ecuación y diferencias de entalpia (2.2) se encuentran los siguientes resultados:

$$\Delta h = h_A - h_E \tag{2.2}$$

$$\Delta h = (3341.9064 - 2368.68607) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 972.852987 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
	P	T	v	h	s		P	T	h	s		P	T	h	s		
	[bar]	[C]	[m ³ /kg]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]		[bar]	[C]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]		Linea de vapor saturado					
4	0	0.06	36.16	23.739	2567.4	8.3304						200	365.81	2403.7	4.826		
5	1	0.06	80	27.132	2650.1	8.5804						180	357.06	2503.1	5.104		
6	2	0.06	120	30.219	2726	8.784						175	354.75	2528.8	5.141		
7	3	0.06	160	33.302	2802.5	8.9693						160	347.44	2580.6	5.245		
8	4	0.06	200	36.383	2879.7	9.1398						150	342.24	2610.5	5.309		
9	5	0.06	240	39.462	2957.8	9.2982						140	336.75	2637.6	5.371		
10	6	0.06	280	42.54	3036.8	9.4464						125	327.89	2673.8	5.462		
11	7	0.06	320	45.618	3116.7	9.5859						120	324.75	2684.9	5.492		
12	8	0.06	360	48.696	3197.7	9.718						100	311.06	2724.7	5.614		
13	9	0.06	400	51.774	3279.6	9.8435						90	303.4	2742.1	5.677		
14	10	0.06	440	54.851	3362.6	9.9633						80	295.06	2758	5.743		
15	11	0.06	500	59.467	3489.1	10.1338	s@ 0.06					70	285.88	2772.1	5.813		
16	12	0.06	600	67.174	3705.4	10.4036	10.2351					60	275.64	2784.3	5.889		
17	13	0.06	700	74.874	3928.7	10.6636	10.4771					50	263.99	2794.3	5.973		
18	14	0.06	800	82.574	4159	10.9036	10.7024					45	257.49	2798.3	6.019		
19	15	0.06	900	90.274	4396.4	11.1236	10.9139					40	250.4	2801.4	6.070		
20	16	0.06	1000	97.974	4640.6	11.3336	11.1136					35	242.6	2803.4	6.125		
21	17	0.06	1100	105.674	4891.2	11.5236	11.303					30	233.9	2804.2	6.186		
22	18	0.06	1200	113.374	5147.8	11.7036	11.4834					25	223.99	2803.1	6.257		
23	19	0.06	1300	121.074	5409.7	11.8736	11.6554					20	212.42	2799.5	6.340		
24	20	0.1	45.81	14.674	2584.7	8.1502						18	207.15	2797.1	6.379		
25	21	0.1	50	14.869	2592.6	8.1749						16	201.41	2794	6.421		
26	22	0.1	100	17.196	2687.5	8.4479						15	198.32	2792.2	6.444		

Figura 2.2. Programa Molier para el cálculo de variables de estado de vapor de agua.

2.3 Cálculo del Último Paso de la Turbina de Vapor.

Normalmente en el diseño de turbinas de vapor axiales, existen métodos de cálculos de acuerdo a la experiencia de los diseñadores, que pueden ser relacionados con la teoría de paso lo que implica en ocasiones diseñar los pasos de la turbina o compresores axiales mediante la teoría de paso repetitivo, auxiliarse de la teoría de diseño unidimensional, bidimensional o tridimensional, o bien la teoría de distribución de velocidad en el paso de las turbinas.

Se debe dejar claramente establecido que cuando se tiene el diseño del primer paso, también se recomienda realizar el diseño del último paso para contar con una idea más clara de las condiciones de distribución del flujo del volumen que se requiere en los pasos por la altura y la condición aerodinámica necesaria en el desarrollo del último paso.

A continuación se muestra el desarrollo del último paso mediante la teoría unidimensional, esta teoría toma en cuenta principalmente la velocidad absoluta dependiendo de la velocidad del sonido, que tiene el flujo de vapor en esas condiciones, tomando en cuenta, la constante del gas (vapor) y temperatura de salida como en la ecuación 2.3.

$$c_1 = M \cdot a = M \cdot \sqrt{k_A \cdot R \cdot T_A} \quad (2.3)$$

$$c_1 = 0.98 \cdot \sqrt{1.323 \cdot 461.2526 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot 318.96K} = 432.36 \frac{m}{s}$$

Para calcular el diámetro necesario de este flujo de vapor se toma en cuenta el resultado del programa de computo moliere con lo que permite una primera aproximación del área requerida tomando en cuenta el flujo de vapor como se muestra en la ecuación 2.4

$$A_A = \frac{m}{c_A \cdot \rho_A} \quad (2.4)$$

$$A_A = \frac{500 \frac{kg}{h}}{432.36 \frac{m}{s} \cdot 0.075 \frac{kg}{m^3}} = 0.042831m^2 = 428.31cm^2$$

Con los valores calculados anteriormente del área determinada se puede dar una aproximación del diámetro medio necesario de la ecuación 2.5 y el diámetro inicial correspondiente como se muestra en la ecuación 2.6 tomando la relación de las ecuaciones anteriores se tiene el área total del sistema.

$$d_m = \frac{d_i + d_a}{2} \quad (2.5)$$

$$d_i = 2 \cdot d_m - d_a \quad (2.6)$$

La ecuación ha cambiado, ahora comienza en la ecuación para el área de sección transversal.

$$A_{Total} = \frac{\pi \cdot (d_a^2 - (2 \cdot d_m - d_a)^2)}{4} \quad (2.7)$$

Se deben señalar que existen valores constructivos que los fabricantes han puesto en el diseño de turbomaquinaria, como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 2.1. Valores por default.

Z	n In [1/s]	u in [m/s]	Δh_{St} In [kJ/kg]	n_{St}
1	50	39.27	3.08425	315.42
2	100	78.54	12.337	78.822
4	200	157.08	49.348	19.706
6	300	235.62	111.033	8.758
8	400	314.16	197.392	4.926

Como se puede observar en la tabla 2.1, se tiene el diámetro D_m y D_a por lo que el $D_i = 0.196$. Ahora bien, tomando en consideración la velocidad de giro es conveniente hacer el cálculo de la velocidad periférica tangencial y con ella probar o calcular adecuadamente el número de entalpía correspondiente para este diseño mediante las siguientes ecuaciones:

La velocidad circunferencial u :

$$u = n \cdot d_m \cdot \pi \quad (2.8)$$

Cambiando de acuerdo a su velocidad:

$$n = \frac{u}{d_m \cdot \pi} \quad (2.9)$$

La magnitud característica de la entalpia:

$$\psi_{h_{st}} = \frac{\Delta h_{st}}{\frac{u^2}{2}} \quad (2.10)$$

Convertido por Δh_{st} :

$$\Delta h_{st} = \psi_{h_{st}} \cdot \frac{u^2}{2} \quad (2.11)$$

El número de pasos de esta turbina se calcula mediante la ecuación 2.12.

$$n_{st} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{st}} \quad (2.12)$$

La técnica de las turbinas de vapor que actualmente se construyen con pasos reducidos, ha avanzado, dejando el diseño de hace 20 años dado que ya las grandes plantas no se están construyendo, considerando que actualmente el desarrollo de plantas es mediante ciclo combinado por lo tanto diseñar turbinas de vapor con pasos reducidos es para los fabricantes lo más adecuado, la aplicación de las ecuaciones anteriores muestran los siguiente resultados:

La velocidad periférica:

$$u = 3000 \text{min}^{-1} \cdot 1.50 \text{m} \cdot \pi = 300 \text{s}^{-1} \cdot 0.25 \text{m} \cdot \pi = 235.62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La caída seleccionada:

$$\psi_{h,st} = 4$$

$$\Delta h_{st} = 4 \cdot \frac{235.62^2}{2} = 111.033049 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Esto produce un cierto número de etapas:

$$n_{st} = \frac{972.852987 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{111.033049 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 8.761$$

En los resultados se deben cuidar las condiciones de velocidad tan y el número de entalpia, como se muestra mediante la Figura 2.3.

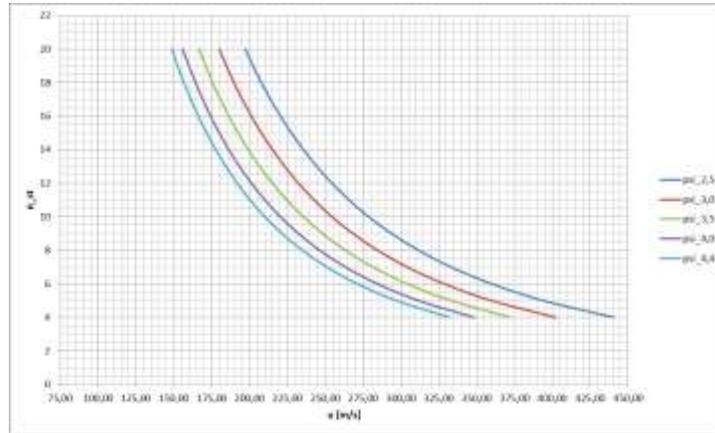


Figura 2.3 Diagrama para u y η_{st} dependiendo $\Psi_{h, st}$

Se Debe tener presente que las turbinas grandes con un gran número de pasos ya no son efectivas, por lo que es necesario analizar el número de pasos si fuese muy grande y reducir este como se muestra en las Figura 2.4.

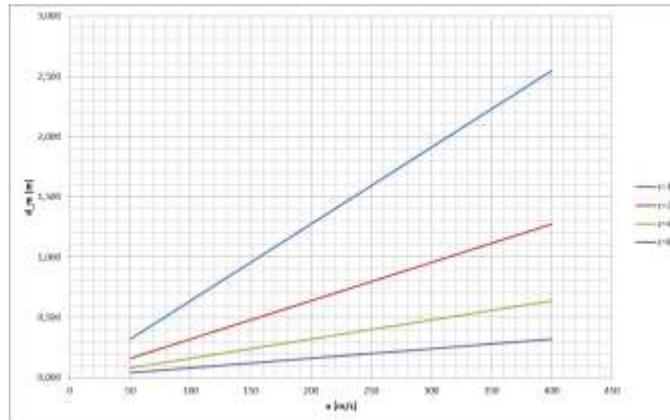


Figura 2.4 Gráfico de u y d_m dependiendo de z .

En condiciones de diseño el fabricante le pide a los diseñadores diferentes condiciones de operación para optimizar el número de pasos, lo que implica que se debe tomar en cuenta el tipo de trabajo de la caldera o generador de vapor, así como las condiciones de la válvula de regulación principal y/o construir un paso de regulación conocido como paso de turbina CURTIS.

La variación de la velocidad de giro es relevante para diseñar adecuadamente el número de paso óptimo. Para el caso particular de este diseño se toma la decisión de evaluar los pasos z, 1, 2, 3, 4, 8 y dejar constante el número de entalpia, así como el diámetro medio de la turbina con que se construye en la Figura 2.5 y como se muestra en la tabla 2.1

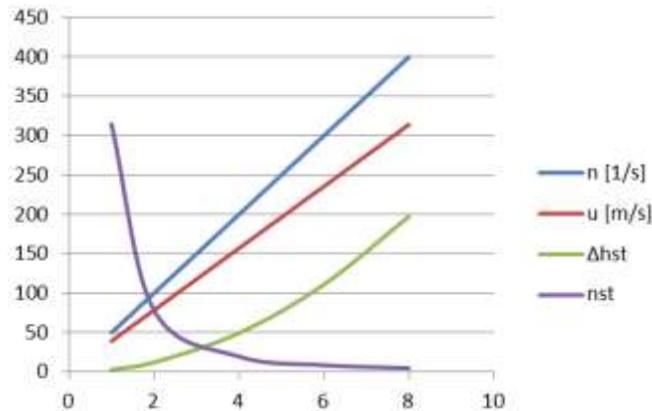


Figura 2.5. u, n, Δh_{St} y n_{St}

La pendiente escalonada Δh_{St} depende de los caudales de las etapas c_i . El c_{ui} caudal se calcula reordenando la ecuación (2.13). Para determinar la velocidad de C_{U1} , C_1 , y el ángulo α_1 puede ser utilizado. El ángulo se supone que es 20° , se obtiene por la ecuación:

$$\cos(\alpha) = \frac{c_{ui}}{c_i} \tag{2.13}$$

Cambiando después c_{ui} y utilizado los valores se obtiene:

$$c_{ui} = c_i \cdot \cos(\alpha) \quad c_{u1} = c_1 \cdot \cos(\alpha) = 432.36 \frac{m}{s} \cdot \cos(20^\circ) = 406.14 \frac{m}{s}$$

Con la velocidad periférica u y el componente circunferencial de la velocidad de flujo, también es posible C_{u1} para determinar $\Psi_{h,St}$:

$$\psi_{h,St} = -2 \frac{c_{u1}}{u} \quad (2.14)$$

$$\psi_{h,St} = -2 \cdot \frac{406.29 \frac{m}{s}}{235.62 \frac{m}{s}} = -3.45$$

Ψ ahora puede ser el gradiente escalonado de la velocidad de flujo calculado en la ecuación 2.12, utilizando:

$$\Delta h_{St} = \psi_{h,St} \cdot \frac{u^2}{2} = -95.7665 \frac{kJ}{kg}$$

$$\sin(\alpha_1) = \frac{c_{m1}}{c_1} \quad (2.15)$$

Con los valores c_m ya calculados ahora se calcula:

$$c_{m1} = \sin(\alpha_1) \cdot c_1 = \sin(20^\circ) \cdot 432.36 \frac{m}{s} = 147.88 \frac{m}{s}$$

$$c_2 = \frac{c_{m2}}{\sin(\alpha_2)} = \frac{147.88 \frac{m}{s}}{\sin(90^\circ)} = 147.88 \frac{m}{s}$$

La siguiente ecuación, es para el impulsor:

$$\Delta h'' = a - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (2.16)$$

$$\Delta h'' = -95.76 \frac{kJ}{kg} - \frac{147.88^2 \frac{m^2}{s^2} - 432.36^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = 13.23 \frac{kJ}{kg}$$

Con los dos valores para Δh_{st} y Δh , ahora es el grado cinemático de reacción. Para ello, se utiliza la ecuación 2.17

$$\rho h = \frac{\Delta h''}{\Delta h_{st}} = \frac{\Delta h''}{\Delta h'' + \Delta h'} \quad (2.17)$$

$$\rho h = \frac{-13.2332 \frac{kJ}{kg}}{-95.766 \frac{kJ}{kg}} = 0.13818$$

El grado de reacción cinemático puede ahora también determinar a la Δh , la ecuación (2.17) cambia después de:

$$\Delta h' = (1 - \rho h) \cdot \Delta h_{st} \quad (2.18)$$

Se obtiene:

$$\Delta h' = (1 - 0.13818) \cdot -95.7665 \frac{kJ}{kg} = -82.533 \frac{kJ}{kg}$$

Las otras etapas se basan en el cálculo detallado de los parámetros para cada paso que se determine. Es fundamental para el diseño de la turbina de vapor, la velocidad que acelera los triángulos de creación se pueden calcular con las siguientes ecuaciones:

$$\tan(\alpha_i) = \frac{c_{mi}}{c_{ui}} \quad (2.19)$$

$$\cos(\alpha_i) = \frac{c_{ui}}{c_i} \quad (2.20)$$

$$u_i = c_{ui} + \omega_{ui} \quad (2.21)$$

$$\omega_i = \sqrt{\omega_{ui}^2 + c_{mi}^2} \quad (2.22)$$

$$\tan(180^\circ - \beta_i) = \frac{c_{mi}}{\omega_{ui}} \quad (2.23)$$

2.4 Teoría y Diseño del Paso de Regulación.

Otra de las aplicaciones en caso de que no todos los álabes deban de trabajar, es el sistema conocido como Paso de Regulación (o Rueda de Regulación) como primer paso de una turbina de vapor. La rueda fija es dividida a través de muchos segmentos o bien en grupos de toberas, como se muestra en la figura 2.6

Cada grupo de toberas puede operar a través de una válvula de regulación, y para evitar problemas irregularidades en el flujo la máquina debe tener centros en la simetría de los ejes, la combinación de las válvulas debe ser de tal forma organizada que su sincronización permita que mientras unas abran otras cierren, o bien funcionen parcialmente.

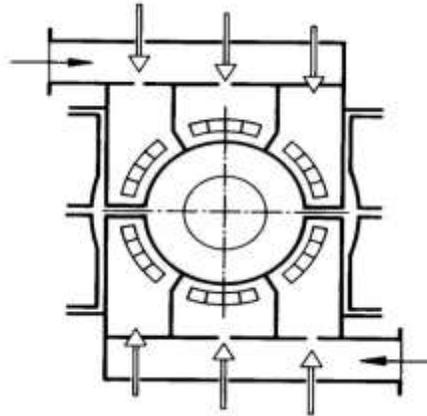


Figura 2.6. Esquema de toberas de regulación

Por ello las pérdidas por estrangulamiento se reducen a un mínimo, este tipo de ruedas de regulación se conocen también bajo el nombre de A-Rueda (Rueda de Acción). En caso contrario al sistema de regulación de toberas, existe el tipo de Regulación por Estrangulamiento.

En este caso pueden trabajar todos los álabes del primer paso y el grado de reacción se podrá regular a través del estrangulamiento del vapor mediante las válvulas principales de acuerdo a la Potencia y al manejo de la baja presión. De acuerdo con los puntos de carga se pueden analizar también el funcionamiento del sistema de regulación para tener así el mejor rendimiento, hasta ahora, se ha tenido un mejor rendimiento con el sistema de estrangulamiento, ya que ofrece así mismo mejores ventajas en el dimensionamiento y funcionamiento de la turbomáquina.

2.5 Definición del Número de Pasos de la Turbina.

Con la velocidad periférica o tangencial U y la componente periférica se tiene la velocidad absoluta, por lo que es importante calcular la entalpia - entropía como se muestra la figura 2.7 turbina CURTIS a 2 pasos.

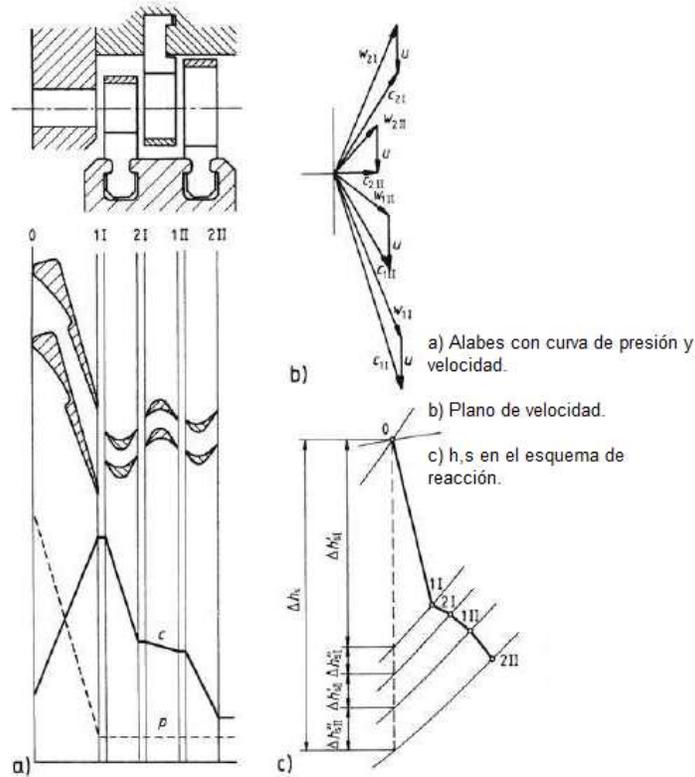


Figura 2.7. Etapa Curtis

La etapa Curtis se calcula como una etapa normal. Sólo que en las reacciones cinemáticas, se puede realizar algunas distinciones. La pendiente escalonada de una etapa Curtis se indica con las siguientes ecuaciones:

Para el primer estator (Laval) $h = r_{h1} + r_{h2} + \omega_3$

$$\Delta h'_i = (1 - \rho h) \cdot \Delta h_{St} \quad (2.24)$$

Para la 1ra. Corrida

$$\Delta h''_i = \rho h_3 \cdot \Delta h_{St} \quad (2.25)$$

El deflector:

$$\Delta h'_{II} = \rho h_2 \cdot \Delta h_{St} \quad (2.26)$$

Para la 2da corrida

$$\Delta h''_{II} = \rho h_3 \cdot \Delta h_{St} \quad (2.27)$$

Para el diseño, se usa la teoría unidimensional de la turbina adiabática. Para la etapa Curtis, se adoptarán las siguientes hipótesis:

- $a = \sqrt{k_E \cdot R \cdot TE} = 662.33 \frac{m}{s}$
- $c_1 = M(0.98) \cdot a = 649.083 \frac{m}{s}$
- $c_0 = M(0.2) \cdot a = 132.466 \frac{m}{s}$
- $q_h = 0.12 q_{h1} = 0.02; q_{h2} = 0.04; q_{h3} = 0.06$

Con la ecuación:

$$\Delta h'_I = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} \quad (2.28)$$

El grado cinemático de reacción h puede ser calculado:

$$\Delta h'_{I=} = \frac{132.466^2 \frac{m^2}{s^2} - 649.083^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = -201.88 \frac{kJ}{kg}$$

La ecuación (2.24) cambió después de los resultados Δh_{St} :

$$\Delta h_{St} = \frac{\Delta h'}{(1 - q_h)} = \frac{-201.88 \frac{kJ}{kg}}{(1 - 0.12)} = -229.41 \frac{kJ}{kg}$$

De las ecuaciones (2.26) a (2.28), se obtiene:

$$\Delta h''_I = \varrho_{h1} \cdot \Delta h_{St} = 0.02 \cdot -224.31 \frac{kJ}{kg} = -4.59 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h''_{II} = \varrho_{h2} \cdot \Delta h_{St} = 0.04 \cdot -224.31 \frac{kJ}{kg} = -9.18 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h''_{III} = \varrho_{h3} \cdot \Delta h_{St} = 0.06 \cdot -224.31 \frac{kJ}{kg} = -13.76 \frac{kJ}{kg}$$

La velocidad periférica y el caudal es el mismo, por lo que tiene las siguientes variables de entrada:

$$u = 235.62 \frac{m}{s}$$

$$c_1 = M(0.98) \cdot a = 649.083 \frac{m}{s}$$

$$\psi_{h,St} = 14$$

Con la ecuación (2.11) se calcula Δh_{St} :

$$\Delta h_{St} = \psi_{h,St} \cdot \frac{235.62 \frac{m}{s}}{2} = -388.617 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h' = \Delta h'' = \Delta h_{St} \cdot \varrho_h$$

$$\Delta h' = \Delta h'' = -388.617 \cdot 0.5 = -194.3085 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h' = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} \tag{2.29}$$

$$\Delta h' = \left(\frac{132466^2 - 649,083^2}{2} \right) \frac{kJ}{kg} = -201.88 \frac{kJ}{kg}$$

La interpretación adicional de la etapa de control, Tabla 2.2, se lleva a cabo al mismo nivel de presión con los valores para $\Delta_{hSt} = -388, 617 \text{ kJ}$ y $c_1 = 649, 083 \text{ m}$, y para $\alpha_1 = 20^\circ$.

En primer lugar, la velocidad de entrada c_0 se determina por la ecuación (2.29) convertido por c_0

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot \Delta h' - c_1^2} = \sqrt{2 \cdot (-197.3085) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 649.083^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}} = 180.809 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

De acuerdo con la ecuación (2.16), (2.17) y las ecuaciones (2.20) a (2.24) las cantidades restantes de la etapa de control ahora se calculan con la entrada y salida $Cu_0 = Cu_2 = 0$

Tabla 2.2 Las velocidades y ángulos de la fase de control

	c_i in [m/s]	c_{ui} in [m/s]	c_{mi} in [m/s]	w_i in [m/s]	w_{ui} in [m/s]	α_i in [°]	β_i in [°]	u_i in [m/s]
0	180.809	0	180.089	296.99	235.62	90	37.5	235.62
1	649.083	609.94	221.99	435.195	-334.32	20	30.67	235.62
2	180.089	0	180.089	296.99	235.62	90	37.5	235.62

Utilizando el diseño de las dos últimas etapas, ahora es posible determinar un número de la etapa preliminar. Suponiendo que las etapas restantes tienen aproximadamente la misma pendiente escalonada como la última etapa, el número de etapas se determina como sigue:

$$n_{St} = \frac{\Delta h - \Delta h_{R,St}}{\Delta h_{A,St}} = \frac{970.9141 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 388.617 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{95.7665 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 6.08$$

La interpretación de las variables requeridas, tales como los triángulos de velocidad, la entalpía de entrada, etc., para la primera etapa regular, se pueden determinar a través de la etapa de control. La velocidad de flujo por lo general c_{2R} corresponde a la velocidad de flujo de entrada c_0 la primera etapa regular. Lo mismo se aplica para la entrada y salida de los ángulos $\alpha_{2R} = \alpha_0$ de la primera etapa.

La tabla 2.3 muestra a continuación los 7 pasos que deben servir de modelo para las velocidades y ángulos en la declaración detallada, estos no son los resultados finales de las velocidades de la turbina de vapor.

Tabla 2.3 Las velocidades y ángulos de todos los niveles en la primera interpretación.

Etapa	#	c <i>in</i> $[\frac{m}{s}]$	c_u <i>in</i> $[\frac{m}{s}]$	c_m <i>in</i> $[\frac{m}{s}]$	w <i>in</i> $[\frac{m}{s}]$	w_u <i>in</i> $[\frac{m}{s}]$	α <i>in</i> $[^\circ]$	β <i>in</i> $[^\circ]$	u <i>in</i> $[\frac{m}{s}]$
R	0	180.81	0	180.81	297	235.62	90	45.13	235.62
	1	649.083	623.39	180.81	427.85	-387.77	16.17	-25	235.62
	2	179.73	71.41	164.934	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
1	0	179.73	71.41	164.934	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
	1	482.23	453.15	164.934	272.99	-217.53	20	-37.17	235.62
	2	179.73	71.41	164.934	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
2	0	179.73	71.41	164.934	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
	1	470.96	441.14	164.934	263.51	-205.52	20.5	-38.75	235.62
	2	179.73	71.41	164.934	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
3	0	179.73	71.41	164.934	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
	1	462.34	431.92	164.934	256.39	-196.3	20.9	-40.04	235.62
	2	179.73	71.41	164.934	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
4	0	179.73	71.41	164.934	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
	1	460.24	429.67	164.934	254.67	-194.05	21	-40.36	235.62
	2	179.73	71.41	164.934	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
5	0	179.73	71.41	164.934	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
	1	411.98	377.52	164.934	217.57	-141.9	23.6	-49.29	235.62
	2	179.73	71.41	164.93	232.74	164.21	66.59	45.13	235.62
6	0	179.73	71.41	164.934	287.61	235.62	66.59	34.99	235.62
	1	406.14	381.65	138.91	201.54	-146.03	20	-43.57	235.62
	2	179.73	0	179.73	296.34	235.62	90	37.34	235.62

Tabla 2.4 Entalpías, grado cinemático de reacción H , presión Ψ_h número, S_i , coeficiente de flujo ϕ en todos los niveles de la primera interpretación.

Etapa	#	Δh_{st} <i>in</i> $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	Δh <i>in</i> $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	Δh <i>in</i> $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$	h	Φ	$\Psi_{h,St}$
R	0	388.617	194.3085	194.3085	0.5	0.77	14
	1					0.77	
	2					0.7	
1	0	114.166	100.1237	14.0424	0.123	0.7	4.11
	1					0.7	
	2					0.7	
2	0	108.04	94.7507	13.2889	0.123	0.7	3.89
	1					0.7	
	2					0.7	
3	0	103.452	90.7274	12.7246	0.123	0.7	3.73
	1					0.7	
	2					0.7	
4	0	102.346	89.7574	12.5885	0.123	0.7	3.69
	1					0.7	
	2					0.7	
5	0	78.347	68.7105	9.6367	0.123	0.7	2.82
	1					0.7	
	2					0.7	
6	0	75.625	66.3234	9.3019	0.123	0.7	2.72
	1					0.59	
	2					0.76	

De acuerdo con el diseño tomado para ejemplificar el desarrollo y la interpretación de cada paso, las variables para el cálculo de la TV se pueden combinar. Algunos de estos valores están sujetos a cambios o a surgir en el curso de este. Los resultados se observan en la tabla 2.4 y los cálculos faltantes de la etapa de control se conocen por los siguientes valores:

Presión de Entrada

$$P_E = 67\text{bar}$$

Temperature de Entrada

$$t_E = 470^\circ\text{C} = T_e = 743\text{K}$$

Entalpía de Entrada

$$h_E = 3341.9064 \frac{kJ}{kg}$$

Velocidad Periférica $u = 235.62 \frac{m}{s}$

Medidor de Flujo Másico $\dot{m} = 5000 \frac{kg}{h}$

CAPÍTULO III: Diseño y Cálculo de los Pasos

En este capítulo se efectúa el cálculo de los triángulos de velocidades. Se calculan las diferencias de presión y las diferencias de temperatura de cada etapa. Incluye la eficiencia de los álabes de la rueda rotora. Para cada etapa, la temperatura de entrada T_0 , la temperatura intermedia T_1 y la temperatura de salida T_2 se calculan en el impulsor. Asimismo, las presiones y las entalpías correspondientes están dadas por tablas. El cálculo se basa en el programa Moliere.

3.1 Paso de Regulación.

3.1.1 Preparación de los cálculos.

Las siguientes tablas de todo el capítulo 3, Se basan en el programa Moliere. Las celdas de color naranja significan que esos valores fueron introducidos manualmente. Las celdas de color verde indican que los valores se calculan. La primera sección incluye:

- Los medidores de flujo másico \dot{m}
- La constante universal del gas R
- La velocidad circunferencial u
- El diámetro medio D_m

Tabla 3.1 Sección uno de control.

Etapa de Control				
1. Tamaños Fijos para Todas las Etapas				
Flujo de masa	5000	[kg/h]	1.389	[kg/s]
R	0.4612526	[kJ/kgK]	461.253	[J/kgK]
u	235.62	[m/s]		
D _m	0.25	[m]	250	[mm]

En la segunda sección, se enumeran las variables de entrada. Los siguientes valores se introducen de forma manual:

- Presión
- Temperatura
- Número de Mach
- κ_0
- Contenido de vapor

Algunos de los valores introducidos manualmente se convierten en otras unidades.

- Entalpía
- Entropía
- Densidad
- Capacidad calorífica específica

Tabla 3.2 Sección dos, de entrada

2. Tamaños de Entrada				
Presión	67	[bar]	6.7	[Mpa]
Temperatura	470	[°C]	743	[K]
Entalpia	3341.54	[kJ/kg]	3341539.05	[J/kg]
Entropía	6.73	[kJ/kgK]	6726.77	[J/kgK]
ρ	20.84	[kg/m ³]		
c_p	2.45	[kJ/kgK]	2449.29	[J/kgK]
Número de mach	0.98	[-]		
x	-1	[kg/kg]		
k	1.2800274	[-]		

La tercera sección trata de la velocidad y el ángulo en la entrada del difusor. Los siguientes valores se introducen manualmente:

- La velocidad del flujo c_0
- α_0 ángulo de entrada

Los cálculos de las velocidades y ángulos de flujo restantes.

- β_0 ángulo
- La velocidad Cu_0
- La velocidad cm_0
- La velocidad del módem wu_0
- La velocidad W_0

Se lleva a cabo a través de los valores de la quinta sección.

Tabla 3.3 Sección Tres

3. Estator Entrada "0"			
c_0	180.81	[m/s]	
A_0	0.00037	[m ²]	368.64 [mm ²]
α_0	90	[°]	1.57079633 [rad]
β_0	37.5019001	[°]	
c_{u0}	0	[m/s]	
c_{m0}	180.81	[m/s]	
w_{u0}	235.62	[m/s]	
w_0	297	[m/s]	

En la cuarta sección, las velocidades y los ángulos se basan en la rueda de guía y delante del impulsor.

- La velocidad de flujo c_1
- El ángulo α_1
- Los ángulos β_1
- La velocidad C_{U1}
- La velocidad C_{M1}
- La velocidad W_{u1}
- La velocidad w_1

Tabla 3.4 Sección Cuatro

4. Estator Salida, Impulsor Entrada "1"				
α_1	16.17	[°]	0.28229722	[rad]
β_1	-24.999	[°]		
$c_{1(a*M)}$	649.082	[m/s]		
c_{u1}	623.39	[m/s]		
c_{m1}	180.81	[m/s]		
w_{u1}	-387.77	[m/s]		
w_1	427.85	[m/s]		

En la quinta sección, aparece el cálculo de la caída escalonada Δh_{St} y Δh_s , así como

La entalpía $H_{S, 1}$ y h_1 . Además, se calcula la temperatura T_1 .

Tabla 3.5 Sección Cinco

5. Estator Grande					
$\Delta h'$	-194307.56	[J/kg]	-194.31	[kJ/kg]	η_{LE} 0.9
$\Delta h's$	-217713.523	[J/kg]	-217.71	[kJ/kg]	
h_{1s}	3123825.53	[J/kg]	3123.83	[kJ/kg]	
h_1	3147231.5	[J/kg]	3147.23	[kJ/kg]	
p_{1start}	34.5	[bar]	3.45	[Mpa]	(Diagrama basado h1)
t_{1start}	367.39	[°C]	640.39	[K]	
$h_{critico}$	3147.23064	[kJ/kg]			
T_1 (calculado)	640.394584	[K]			(Calculo con excel)

En la sexta sección, las velocidades y ángulos dependen de los valores calculados a partir de la séptima sección.

- La velocidad c_2
- El ángulo α_2
- β_2 ángulo
- El C_{u2} velocidad
- La velocidad c_{m2}
- La velocidad W_{u2}
- La velocidad w_2

Tabla 3.6 Sección Seis

6. Rotor							
α_2	-41.46	[°]	-0.72	[rad]	Φ_2	0.7	
β_2	21.33	[°]	0.37	[rad]	ρ_h	0.5	
c_2	-249.12	[m/s]					
C_{u2}	-186.7	[m/s]					
C_{m2}	164.93	[m/s]					
W_{u2}	422.32	[m/s]					
w_2	453.384	[m/s]					

En la séptima sección, las mismas variables se calculan como en la quinta sección, pero con la diferencia de que ahora son los valores de la rueda y por lo tanto cumple con los valores de entrada de la etapa 1. Estos se encuentran en la octava sección

Tabla 3.7 Sección Siete

7. Impulsor Grande				
$\Delta h''$	-194307.56	[J/kg]	-194.31	[kJ/kg]
$\Delta h''_s$	-205727.41	[J/kg]	-205.73	[kJ/kg]
Δh	-388615.12	[J/kg]	-388.62	[kJ/kg]
Δh_s	-423440.93	[J/kg]	-423.44	[kJ/kg]
h_{2s}	2918098.12	[J/kg]	2918.1	[kJ/kg]
h_s	29529223.94	[J/kg]	2952.92	[kJ/kg]
$p_{2 \text{ start}}$	14.45	[bar]	1.45	[Mpa]
$T_{2 \text{ start}}$	261.646181	[°C]	534.65	[K]
h_{critico}	2952.92	[kJ/kg]		
T_2 (calculado)	534.646181	[K]		

Se enumera una y la otra parte calcula valores perdidos.

- El parámetro de entalpia generalmente en la etapa $\Psi_{R, St}$
- Los pasos funcionan en $a_{R, St}$
- El tamaño de la corriente. $\phi_{R,0}, \phi_{R,1}, \phi_{R,2}$
- La caída escalonada $\Delta h_{R, St}$
- La velocidad de flujo de la primera etapa $c_{0,1}$
- El ángulo de entrada de la primera etapa de $\alpha_{0,1}$
- La entalpia de entrada en la primera etapa $h_{0,1}$
- La presión de entrada de la primera etapa $P_{0,1}$

Tabla 3.8 Sección Ocho

8. Valores Importantes de la Etapa de Control			
Ψ_{st}	-14		
a_R	404960.74	[J/kg]	404.960744 [kJ/kg]
Φ_0	0.77		
Φ_1	0.77		
Φ_2	0.7		
Φ_{St}	0.74		
Δh_R	-388615.12	[J/kg]	-388.62 [kJ/kg]
Valores de Partida para la Etapa 1			
c_0	-249.12	[m/s]	
T_0	261.65	[°C]	534.65 [K]
p_0	14.45	[bar]	1.445 [Mpa]
h_0	2952923.94	[J/kg]	2952.92 [kJ/kg]
α_0	-41.46	[°]	

Los siguientes supuestos se hacen para la etapa de control:

$$c_{0,R} = 180.81 \frac{m}{s}$$

$$M = 0.98$$

$$\eta L_e = 0.8$$

$$\eta L_a = 0.8$$

$$\varphi_{2,R} = 0.7$$

3.1.2 Cálculo del Paso de Regulación.

En primer lugar, los valores ya conocidos se introducen manualmente, el programa Moliere se utiliza para κ_0 , para determinar R se consultan tablas y para el área de la sección transversal, se utiliza la ecuación (3.5). Para velocidades en la segunda y tercera sección se toman las mismas ecuaciones que para la última etapa. Lo mismo se aplica a la entalpía Δh_R .

$$\Delta h'_{d,R} = \left(\Delta h'_{s,R} - \frac{c_{0,R}^2}{2} \right) + \frac{c_{1,R}^2}{2} \quad (3.1)$$

$$\Delta h'_{d,R} = \zeta_{Le,R} \cdot \left(\Delta h'_{s,R} - \frac{c_{0,R}^2}{2} \right) \quad (3.2)$$

$$\eta_{Le,R} = 1 - \zeta_{Le,R} \quad (3.3)$$

$$-\frac{c_{1,R}^2}{2} = \eta_{le,R} \cdot \left(\Delta h'_{s,R} - \frac{c_{0,R}^2}{2} \right) \quad (3.4)$$

Ahora, de la ecuación (3.4) se calcula la entalpía total Δh_{sR}

$$\Delta h'_{s,R} = -\frac{c_{1,R}^2}{2 \cdot \eta_{Le,R}} + \frac{c_{0,R}^2}{2} = -\frac{649.082^2 \frac{m^2}{s^2}}{2 \cdot 0.9} + \frac{180.81^2 \frac{m^2}{s^2}}{2} = -217713.523 \frac{J}{kg}$$

Con los pasos de descenso $h_{s,1}$ y $h_{1R,R}$ se determinan, la presión $p_{1,R}$, en la que el punto de partida del proceso es en un diagrama h_s para el vapor de agua. En este caso, el punto de partida por $h_{0,R}$, $p_{0,R}$ y $t_{0,R}$ es como se define.

$$h_{1,R} = h_{0,R} + \Delta h'_{R'}$$

Para determinar el punto 2, se calculan ahora las velocidades bajo el supuesto que el grado cinemático de reacción $\eta_{h,R} = 0, 5$, y por lo tanto $\Delta h_R = \Delta h_{h,R}$. El coeficiente de flujo $\phi_{2,R}$ se toma como 0.7 con la ayuda de ecuaciones (2.20) a (2.24) y

$$\Delta h''_R = -h_{1,R} + h_{2,R} \quad (3.5)$$

$$\Delta h''_R = \frac{1}{2} \cdot (-\omega_{2,R}^2 + \omega_{1,R}^2 + u_{1,R}^2 - u_{2,R}^2) \quad (3.6)$$

$$\Delta h''_{d,R} = \left(\Delta h''_{s,R} - \frac{\omega_{1,R}^2 - u_{1,R}^2 + u_{2,R}^2}{2} \right) + \frac{\omega_{2,R}^2}{2} \quad (3.7)$$

$$\Delta h''_{d,R} = \zeta''_R \cdot \left(\Delta h''_{s,R} - \frac{\omega_{1,R}^2 - u_{1,R}^2 + u_{2,R}^2}{2} \right) \quad (3.8)$$

$$\eta''_R = 1 - \zeta''_R \quad (3.9)$$

$$\frac{\omega_{2,R}^2}{2} = \eta_R \cdot \left(\Delta h''_{s,R} - \frac{\omega_{1,R}^2 - u_{1,R}^2 + u_{2,R}^2}{2} \right) \quad (3.10)$$

Ahora es posible determinar la velocidad faltante y la diferencia de entalpías para Δh_R . Tenga en cuenta que la velocidad periférica \mathbf{u} es constante. También lo pueden ser la presión $p_{2,R}$, la entalpía $H_{2,R}$ y la temperatura $T_{2,R}$ en el punto 2 de la misma manera que en el punto 1.

En las secciones anteriores se mencionan los tamaños de:

- Las características de entalpía de la etapa de control en $\Psi_{h,R,St}$
- El tamaño de la corriente $\phi_{R,0}$, $\phi_{R,1}$, $\phi_{R,2}$ y $\phi_{R,St}$
- La caída escalonada $\Delta h_{R,St}$
- La velocidad de flujo de la primera etapa $c_{0,1}$
- El ángulo de entrada de la primera etapa de $\alpha_{0,1}$

- Un paso de entalpía de la primera etapa $h_{0,1}$
- La presión de entrada de la primera etapa $P_{0,1}$

Para ello se necesitan las siguientes nuevas ecuaciones:

$$\varphi_i = \frac{c_{mi}}{u} \quad (3.11)$$

$$a_i = \left(h_{0,i} + \frac{c_{0,i}^2}{2} \right) - \left(h_{2,i} + \frac{c_{2,i}^2}{2} \right) \quad (3.12)$$

3.2 Diseño y Cálculo de los Pasos.

En el cálculo de los pasos, el procedimiento es casi idéntico a la fase anterior. Hay que tener en cuenta que los niveles de área en vapor saturado en algún momento se utilizan en el cálculo. Los valores de la tabla 3.9 corresponden a las variables de entrada obtenidas del paso de regulación. Este es un enfoque diferenciado en la determinación de los puntos aplicables 1 y 2, como en el contenido de vapor húmedo x_1 .

Tabla 3.9 Resultados para la etapa de control

Magnitud		0	1	2	Total
Contenido de vapor	[kg/kg]	>1	>1	>1	>1
Presión p	[bar]	67	34.5	14.45	
Temperatura t	[°C]	470	367.39	261.646	
Entalpía h	[kJ/kg]	3341.54	3147.23	2952.92	
Entropía h_s	[kJ/kg]		3123.83	2918.1	
Entropía s	[kJ/kg K]	6.73	6.73	6.78	
$\Delta h'_s$	[kJ/kg]				-217.71
$\Delta h'$	[kJ/kg]				-194.31
$\Delta h''_s$	[kJ/kg]				-205.73
$\Delta h''$	[kJ/kg]				-194.31
Δh	[kJ/kg]				-388.62
Trabajo Gradual a	[kJ/kg]				404.96
$\Psi_{h,St}$					-14
φ		0.77	0.77	0.7	0.74
c	[m/s]	180.81	649.082	-249.12	

α	[°]	90	16.17	-41.46	
----------	-----	----	-------	--------	--

3.2.1 1er paso.

Los valores de nivel de control h_{2R} , p_{2R} , t_{2R} , α_{2R} , y c_{2R} , R corresponden a las variables de entrada $h_{0,1}$, $P_{0,1}$, $t_{0,1}$, $\alpha_{0,1}$ y $\zeta_{0,1}$ en la primera etapa. Esto se aplica a todos los cálculos siguientes, es decir, la salida de la etapa precedente a los valores calculados corresponden a los valores de nivel de entrada como se ve reflejado en la tabla 3.10.

La determinación de los puntos 1 y 2 para la primera etapa se lleva a cabo como se ha descrito para la etapa de control.

Tabla 3.10 Resultados para la primera etapa

Magnitud		0	1	2	Total
Contenido de vapor	[kg/kg]	-1	-1	-1	
Presión p	[bar]	14.45	8.7	8	
Temperatura t	[°C]	261.65	207.45	199.71	
Entalpía h	[kJ/kg]	2952.92	2852.8	2838.76	
Entropía h_s	[kJ/kg]		2838.22	2822.62	
Entropía s	[kJ/kg K]	6.78	6.81	6.82	
$\Delta h'_s$	[kJ/kg]				-114.7
$\Delta h'$	[kJ/kg]				-100.12
$\Delta h''_s$	[kJ/kg]				-15.6
$\Delta h''$	[kJ/kg]				-14.04
Δh	[kJ/kg]				-114.17
Trabajo Gradual a	[kJ/kg]				-145.2
$\Psi_{h,St}$					-4.11
φ		0.7	0.7	0.7	0.7
c	[m/s]	-249.119	512.16	238.56	
α	[°]	-41.46	18.79	43.74	

3.2.2 2do Paso

En esta etapa el cambio tiene lugar en la región de vapor húmedo. En el procedimiento para la determinación de los puntos 1 y 2 varía, la presión se lee en el diagrama h_s . Sin embargo, el punto 1 se determina en el diagrama T_s . Para este propósito, la entalpía h_i , la presión p , y el contenido de vapor se dibuja y lee en el diagrama Ts . Los resultados pueden observarse en la siguiente tabla.

Tabla 3.11 Resultados para la segunda etapa.

Magnitud		0	1	2	Total
Contenido de vapor	[kg/kg]	-1	0.99980001	0.99	
Presión p	[bar]	8	4.6	4.25	
Temperatura t	[°C]	199.71	148.87	145.96	
Entalpía h	[kJ/kg]	2838.75	2744	2729.95	
Entropía h_s	[kJ/kg]		2730.31	2714.7	
Entropía s	[kJ/kg K]	6.82	1.83	6.88	
$\Delta h'_s$	[kJ/kg]				-108.44
$\Delta h'$	[kJ/kg]				-94.75
$\Delta h''_s$	[kJ/kg]				-15.6
$\Delta h''$	[kJ/kg]				-14.04
Δh	[kJ/kg]				-108.79
Trabajo Gradual α	[kJ/kg]				-120.09
$\Psi_{h,St}$					-3.92
φ		0.7	0.7	0.7	0.7
c	[m/s]	238.564	496.4	185.24	
α	[°]	43.74	19.41	62.92	

3.2.3 3er Paso.

En la tercera etapa, la determinación de los puntos 1 y 2 son idénticas a la segunda etapa. Lo mismo se aplica siempre a todas las siguientes etapas. La tabla 3.12 muestra los resultados de la tercera etapa.

Tabla 3.12 Resultados para la tercera etapa.

Magnitud		0	1	2	Total
Contenido de vapor	[kg/kg]	0.9949	0.9655	0.96	
Presión p	[bar]	4.25	2.4	2.2	
Temperatura t	[°C]	145.96	126.22	123.4	
Entalpía h	[kJ/kg]	2729.96	2639.23	2626.51	
Entropía h_s	[kJ/kg]		2627.25	2613.11	
Entropía s	[kJ/kg K]	6.85	6.88	6.88	
$\Delta h'_s$	[kJ/kg]				-102.71
$\Delta h'$	[kJ/kg]				-90.73
$\Delta h''_s$	[kJ/kg]				-14.14
$\Delta h''$	[kJ/kg]				-12.72
Δh	[kJ/kg]				-103.45
Trabajo Gradual a	[kJ/kg]				-98.57
$\Psi_{h,st}$					-3.73
φ		0.7	0.7	0.7	0.7
c	[m/s]	185.244	464.51	209.95	
α	[°]	62.92	20.8	51.77	

3.2.4 4to Paso.

Se muestran los resultados de la cuarta etapa en la tabla 3.13.

Tabla 3.13 Resultados para la cuarta etapa

Magnitud		0	1	2	Total
Contenido de vapor	[kg/kg]	0.961671	0.9384	0.93	
Presión p	[bar]	2.2	1.019	0.981	
Temperatura t	[°C]	123.4	100.28	99.22	
Entalpía h	[kJ/kg]	2626.56	2536.81	2524.22	
Entropía h_s	[kJ/kg]		2502.88	2488.89	
Entropía s	[kJ/kg K]	6.88	6.98	6.96	
$\Delta h'_s$	[kJ/kg]				-123.69
$\Delta h'$	[kJ/kg]				-89.76
$\Delta h''_s$	[kJ/kg]				-13.99
$\Delta h''$	[kJ/kg]				-12.59
Δ_h	[kJ/kg]				-102.35
Trabajo Gradual α	[kJ/kg]				-92.14
$\Psi_{h,St}$					-3.69
φ		0.7	0.7	0.7	0.7
c	[m/s]	207.654	471.84	252.05	
α	[°]	52.59	20.46	40.87	

3.2.5 5to Paso.

La tabla 3.14 muestra los resultados de la quinta etapa.

Tabla 3.14 Resultados para la quinta etapa.

Magnitud		0	1	2	Total
Contenido de vapor	[kg/kg]	0.9337	0.91733	0.92	
Presión p	[bar]	0.98	0.51	0.46	
Temperatura t	[°C]	99.22	81.96	79.4	
Entalpía h	[kJ/kg]	2524.34	2455.63	2445.99	
Entropía h_s	[kJ/kg]		2424.04	2413.33	
Entropía s	[kJ/kg K]	6.96	7.05	7.07	
$\Delta h'_s$	[kJ/kg]				-100.3
$\Delta h'$	[kJ/kg]				-68.71
$\Delta h''_s$	[kJ/kg]				-10.71
$\Delta h''$	[kJ/kg]				-9.64
Δ_h	[kJ/kg]				-78.35
Trabajo Gradual α	[kJ/kg]				-73.58
$\Psi_{h,St}$					-2.82
φ		0.7	0.7	0.7	0.7
c	[m/s]	207.654	424.9	229.46	

α	[°]	52.59	22.84	45.95	
----------	-----	-------	-------	-------	--

3.2.6 Último Paso.

En la tabla 3.15 se muestran los resultados de la sexta y última etapa.

Tabla 3.15 Resultados para la sexta etapa.

Magnitud		0	1	2	Total
Contenido de vapor	[kg/kg]	0.915245	0.89946	0.9	
Presión p	[bar]	0.46	0.239	0.2	
Temperatura t	[°C]	79.4	64.11	60.21	
Entalpía h	[kJ/kg]	2445.99	2379.66	2370.36	
Entropía h_s	[kJ/kg]		2343.04	2332.71	
Entropía s	[kJ/kg K]	7.07	7.15	7.19	
$\Delta h'_s$	[kJ/kg]				-102.94
$\Delta h'$	[kJ/kg]				-66.32
$\Delta h''_s$	[kJ/kg]				-10.34
$\Delta h''$	[kJ/kg]				-9.3
Δh	[kJ/kg]				-75.63
Trabajo Gradual a	[kJ/kg]				-88.35
$\Psi_{h,St}$					-2.72
ϕ		0.7	0.7	0.7	0.7
c	[m/s]	229.464	430.47	164.93	
α	[°]	45.95	22.53	90	

3.3 Comprobación de los Cálculos.

Como se muestra en la Tabla 3.15, la presión está en el extremo de la turbina de 0.2 bar y por lo tanto no corresponde con la presión de salida deseada. El cálculo con una etapa de control y seis pasos regulares no son suficientes para lograr la diferencia de presión deseada. Una posible solución sería aumentar la pendiente escalonada de las etapas, o calcular otro pequeño paso para llegar exactamente a la presión de arranque.

Los niveles generales de trabajo en $a_T = -1022, 89\text{kJ/kg}$. Este valor se calcula a partir de la suma de los niveles de los pasos de trabajo individuales. Para la variable característica de entalpía $\Psi_{h,St}$, el tamaño φ y el flujo eficiencia η y el grado de reacción h , se formaron los valores medios a través de los pasos. Los resultados se dan en la Tabla 3.16.

Tabla 3.16 Resultados del cálculo

Etapa	Trabajo Gradual a [kJ/kg]	Ψ_{St}	φ_{St}	η_{St}	Q_h
R	-404.96	-14	0.74	0.92	0.5
1	-145.2	-4.11	0.7	0.88	0.123
2	-120.09	-3.92	0.7	0.88	0.129
3	-98.57	-3.73	0.7	0.89	0.123
4	-92.14	-3.69	0.7	0.74	0.123
5	-73.58	-2.82	0.7	0.71	0.123
6	-88.35	-2.72	0.7	0.67	0.123
Total	-1022.89	-5	0.71	0.81	0.178

Los valores calculados, véase la Tabla 3.16, pueden ser, la potencia de la turbina y la energía de las olas, el poder para el embrague, con la eficiencia mecánica $\eta_m = 0,98$. Para este propósito, son necesarias las siguientes ecuaciones:

$$P = a \cdot \dot{m} \tag{3.13}$$

$$\eta_m = \frac{P}{P_K} \tag{3.14}$$

$$P = a \cdot \dot{m} = -1022.89 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \cdot 1.388888889 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = -1.412[\text{MW}]$$

$$P_K = P \cdot \eta_m = -1.421[\text{MW}] \cdot 0.98 = -1.392[\text{MW}]$$

El proceso general para el diseño de una turbina de vapor se compone de varias partes, siendo el diseño de los pasos la primera parte, esto es seguido por etapas adicionales, que incluyen el diseño de las dimensiones de la turbina. Estos incluyen las formas del alabe, la carcasa con sus canales, el voltaje necesario en las etapas, etc. El diseño de las etapas es así la base para el desarrollo de una turbina de vapor y no es despreciable. El siguiente paso a abordar es la justificación del diseño de la turbina de vapor.

CAPÍTULO IV: Justificación en Cálculos de Diseño.

En este capítulo se muestra el método de la comprobación del diseño de la turbina de vapor analizada. Así mismo se muestran las recomendaciones del diseño para una posible automatización.

4.1 Fundamentos del Procedimiento de Diseño.

Como se ha mostrado en la metodología de este trabajo, en el 1er paso se dio por diferencia de entalpías y con ayuda de las variables de entrada y de diseño para el cálculo. El siguiente paso fue calcular la caída de entalpía como variable para que a partir de esta, se fijara adecuadamente una geometría y así elegirla como procedimiento de cálculo.

Para continuar con el cálculo por caída de entalpía, se analiza en sí mismo cada uno de los pasos, para el mejor diseño del último; tomando en cuenta la geometría correspondiente del diámetro medio como base y la velocidad promedio tangencial, que se mantiene de manera constante en la turbina.

Si la condición del primer paso de la caída de entalpía se considera como paso de regulación, debe tomarse en cuenta la caída de entalpía del último paso, para así poder calcular el número de pasos que deben estar dentro de la geometría de la turbina.

Por razones de diseño, este primero y último paso calculados permiten mostrar mediante un cálculo, que es posible tener la expansión adecuada del vapor en la turbina, así como el número de pasos encontrados, ya que se ubican dentro de la geometría estipulada.

En el procedimiento de cada paso calculado con el triángulo de velocidades se encuentran los detalles mostrados en sus tablas correspondiente; lo que implica mayor tiempo de paso, ya que se encuentran los detalles de cada uno respecto al radio interno, medio y externo, por lo que en cada uno de ellos se tiene la consideración de la expansión en la corona de álabes rotores y estatores.

Por lo que este método con todas sus variables es más detallado en el diseño de la Turbina. En el último paso se calcularon la P y T de cada uno de estos así como su entropía, por lo que se puede calcular también el triángulo de velocidades y su rendimiento.

4.2 Principales Variables en el Cálculo.

La velocidad periférica y tangencial son las principales variables en el diseño de una turbina, a su vez, dependen de la velocidad de rotación y su diámetro medio, esta velocidad periférica tangencial tiene que ver como resultado con el número de flujo, así como el número de entalpia y la velocidad meridional C_m . Esta dependencia de valores da como consecuencia una serie de posibilidades para un mejor diseño de los pasos de la turbina.

Otra variable relevante e importante en los diseños de turbina de vapor es el ángulo de flujo de paso en los álabes estatores, como es analizado en las ecuaciones (2.14), (2.16) y (2.20).

El ángulo α tiene que ver con el comportamiento de salida de flujo, ya que puede generar vorticidades; por lo que el diseño se va haciendo paso a paso para disminuir en la salida esta vorticalidad; lo más práctico que se tiene actualmente es considerar que la α_2 del último paso debe realizarse con exactitud de 90° y así evitar problemas de escape de flujo y en la entrada de condensadores, si no fuera posible esto; se le agregará una rueda de estatores adecuada.

Las variables principales del cálculo colocan la velocidad del flujo y la velocidad relativa en cada uno de los pasos, ya que con estas velocidades se realiza el desarrollo de los pasos y caídas en las coronas estatoras y rotoras.

Para el cálculo de la P y T quien juega el papel más relevante en el comportamiento del vapor es el rendimiento del mismo, ya que se toman en cuenta las diferencias de entalpia total en cada paso pudiéndose calcular directamente en los cortes mismos interno, medio y externo de los pasos de la turbina.

4.3 Método de Automatización para el Diseño.

Es importante señalar que una automatización del diseño de una turbina de vapor es posible; para esto, se debe tener idea de un programa en el que tengamos en cuenta los siguientes parámetros, así que se deben considerar parámetros de entrada, intermedios y de salida de la turbina de vapor lo que implica la posibilidad de definir en un mismo programa procedimientos como resultado final de la turbina de vapor.

En la **figura 4.1** se muestra el diagrama de flujo que se ha desarrollado en este trabajo. Una de las consideraciones relevantes es definir para el programa y para el diseño de la turbina de vapor, los cálculos de presión que tienen que ver con la caída total en el paso correspondiente, así mismo el cálculo de la temperatura que puede ser desarrollado mediante matlab.

El objetivo de este último capítulo consta en optimizar los cálculos en cada paso para buscar el valor más adecuado de α . Así mismo se van eligiendo los valores del resultado del programa, como del número de entalpia de acuerdo a la velocidad periférica tangencial y del diámetro medio, estas variables se van optimizando durante el desarrollo de la turbina de vapor, siempre tomando en cuenta la posibilidad de encontrar condiciones reales de automatización de la turbomaquinaria.

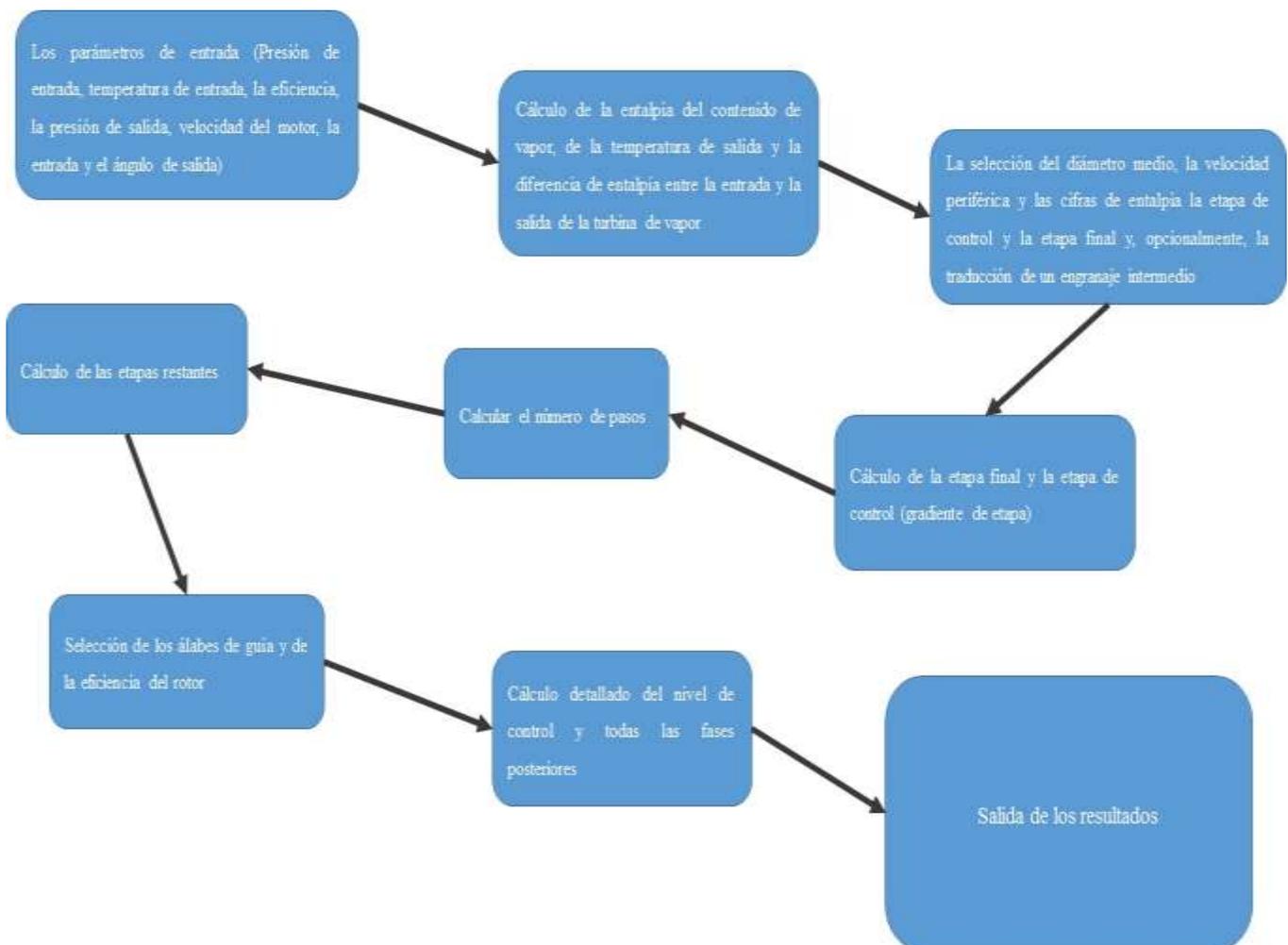


Figura 4.1 Diagrama de flujo para una posible automatización.

CONCLUSIONES

La meta de este trabajo fue aplicar una metodología diferente en el desarrollo del diseño de una turbina de vapor de potencia baja, para la mejora en el valor de la eficiencia de la turbina, buscando también una mejor respuesta en los pasos internos y aunados a ello en la automatización de esta.

Se concluyó que mediante el desarrollo de diseño se lograron fijar el número de pasos necesarios (6), así como el cálculo de las posibles variables en la sección meridional, que permitirán arrojar los resultados precisos para generar un diseño apto que cumpla con los requerimientos y condiciones de lugar de trabajo, otra parte relevante fue mostrar la posibilidad de un diagrama de flujo computacional, aunado a una mejora en la automatización.

Otra parte de este trabajo, fue mostrar que para el diseño se tienen variables importantes y relevantes que no deben despreciarse o dejar de tomar en cuenta en el cálculo, como es el conocimiento preciso en las condiciones de salida; para lo que se debe tomar en cuenta el valor de entropía de salida y la diferencia de entalpías mediante el cálculo. Con los resultados de las variables y tipo de construcción se pueden dar varias suposiciones para el tamaño de los pasos y con estas consideraciones se define una velocidad de giro, para obtener la velocidad periférica tangencial en cada paso, lo que permitiría orientar adecuadamente el diseño correspondiente.

Otra conclusión relevante se puede señalar de la siguiente forma: este método permitió primero, en el cálculo del primer paso tomar en cuenta valores de condensación del último y así permitir los cálculos intermedios como ha sido demostrado anteriormente.

Relevante del mismo se logra una aceptación del desarrollo del software utilizado y que permite una valoración precisa de los resultados por medio de las graficas expulsadas. Así mismo otro punto importante a concluir es la posibilidad de incorporar un sistema de automatización a la turbina de vapor, para lograr una mejora en eficiencia y desarrollo de funciones. Cabe señalar que esta propuesta se da solo con fines propositivos y no se extiende en el tema.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Fernández, P. (2000). Parámetros de diseño de las turbinas de flujo axial En Turbinas de Vapor (pp. 2-5). España: Redsauce Engineering Services.
- [2] Traupel, Walter: Thermische Turbomaschinen. Band 1, 3. Auflage, 1977, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-07939-4.
- [3] Martinez, G. y Toledo, M. (2003). Diagrama de Molliere para Agua (Tesis de Posgrado, Versión 1) [Software]. Thermotables.xls
- [4] Stamer, M (2012). Diseño de una Turbina de Vapor. (Tesis de Posgrado). Universidad de Ciencias Aplicadas, Hamburgo, Alemania.
- [5] Egeland, O. Gravdhal, T.. (2005). Compressor Surge and Rotating Stall. London: Department of Engineering Cybernetics, NTNU.
- [6] Miguel Toledo Velázquez. (2011). Fundamentos de Turbomaquinaria: Introducción a la turbomaquinaria. Ciudad de México, México.: Editorial Académica Española
- [7] Heinz, B. Murari, S. (2011). Steam Turbine, Design, Applications and re-rating :USA. Editorial Mc Graw Hill 2nd Edition.

APÉNDICE

DATOS Y CÁLCULOS DE LA TURBINA DE VAPOR

ETAPA DE CONTROL			
1. Tamaños fijos para todas las etapas.			
Flujo de masa	5000 [kg/h]	1.389 [kg/s]	
R	0.4612526 [kJ/kgK]	461.253 [kJ/kgK]	
u	235.62 [m/s]		
d _m	0.25 [m]	250 [mm]	
2. Tamaño de Entrada.			
Presión	67 [bar]	6.7 [Mpa]	
Temperatura	470 [°C]	743 [K]	
Entalpia	3341.54 [kJ/kg]	3341539.05 [J/kg]	
Entropia	6.73 [kJ/kgK]	6726.77 [J/kgK]	
ρ	20.84 [kg/m ³]		
c _p	2.45 [kJ/kgK]	2449.29 [J/kgK]	
# de Mach	0.98 [-]		
x	-1 [kJ/kg]		
k	1.2800274 [-]		
3. Entrada Estator.			
c ₀	180.81 [m/s]		
A ₀	0.00037 [m ²]	368.64 [mm ²]	
Angulo α ₀	90 [°]	1.57079633 [rad]	
Angulo β ₀	37.5019001 [°]		
c ₀	0 [m/s]		
c _{imp0}	180.81 [m/s]		
w ₀	235.62 [m/s]		
w _α	297 [m/s]		
4. Salida del Estator, Entrada de Impulsor "1".			
Angulo α ₁	16.17 [°]	0.28229722 [rad]	
Angulo β ₁	-24.999 [°]		
c _{1 (α*M)}	649.082 [m/s]		
c _{1t}	623.39 [m/s]		
c _{1n}	180.81 [m/s]		
w ₁	-387.77 [m/s]		
w _β	427.85 [m/s]		
5. Tamaño de Estator.			
Δh'	-194307.56 [J/kg]	-194.31 [kJ/kg]	q ₁ [ε] 0.9
Δh''s	-217713.52 [J/kg]	-217.71 [kJ/kg]	
h ₁	3123825.53 [J/kg]	3123.83 [kJ/kg]	
h ₂	3147231.5 [J/kg]	3147.23 [kJ/kg]	
Entropia s	6.73339138		
p1 _{start}	34.5 [bar]	3.45 [Mpa]	(leer desde h-s, grafico basado en h ₁)
T1 _{start}	367.39 [°C]	640.39 [K]	
h _{2_{imp}}	3147.23064 [kJ/kg]		
T1 (calculado)	640.394584 [K]		(calculado con Excel)
6. Impulsor.			
Angulo α ₂	-41.46 [°]	-0.72 [rad]	φ ₂ 0.7
Angulo β ₂	21.33 [°]	0.37 [rad]	ρ _h 0.5
c ₂	-249.12 [m/s]		
c _{2t}	-186.7 [m/s]		
c _{2n}	164.93 [m/s]		
w ₂	422.32 [m/s]		
w _β	453.384 [m/s]		
7. Tamaño de impulsor.			
Δh''	-194307.56 [J/kg]	-194.31 [kJ/kg]	
Δh''s	-205727.41 [J/kg]	-205.73 [kJ/kg]	
Δh	-388615.12 [J/kg]	-388.62 [kJ/kg]	
Δhs	-423440.93 [J/kg]	-423.44 [kJ/kg]	
h ₂₁	2918098.12 [J/kg]	2918.1 [kJ/kg]	
h ₂	2552923.94 [J/kg]	2552.92 [kJ/kg]	
Entropia	6.78		
p2 _{start}	14.45 [bar]	1.45 [Mpa]	
T2 _{start}	261.646181 [°C]	534.65 [K]	
h _{2_{imp}}	2952.92 [kJ/kg]		
T2 (calculado)	534.646181 [K]		
8. Valores importantes de la etapa de control.			
ψ _{1t}	-14		
σ _x	404960.74 [J/kg]	404.960744 [kJ/kg]	
φ _α	0.77		
φ _β	0.77		
φ _γ	0.7		
φ _{1t}	0.74		
Δh _A	-388615.12 [J/kg]	-388.62 [kJ/kg]	
Por lo tanto, los valores de inicio de etapa 1.			
c ₀	-249.12 [m/s]		
T ₀	261.65 [°C]	534.65 [K]	
p ₀	14.45 [bar]	1.445 [Mpa]	
h ₀	2952923.94 [J/kg]	2952.92 [kJ/kg]	
Angulo α ₀	-41.46 [°]		

PASO UNO				
1. Tamaños fijos para todas las etapas.				
Flujo de mas	5000 [kg/h]	1.389 [kg/s]		
R	0.4012520 [kJ/kgK]	461.253 [kJ/kgK]		
u	235.62 [m/s]			
d _m	0.25 [m]	250 [mm]		
2. Tamaño de Entrada.				
Presión	14.45 [bar]	1.445 [Mpa]		
Temperatura	261.65 [°C]	534.646181 [K]		
Entalpia	2952.92 [kJ/kg]	2952921.25 [J/kg]		
Entropia	6.78 [kJ/kgK]	6782.22 [J/kgK]		
ρ	6.16 [kg/m³]			
cp	2.31 [kJ/kgK]	2307.52 [J/kgK]		
# de Mach	0.98 [-]			
x	-1 [kJ/kg]			
k	0 [-]			
3. Entrada Estator "1".				
c ₀	-249.119 [m/s]			
Angulo α ₀	-41.46 [°]	-0.723577 [rad]		
Angulo β ₀	21.333 [°]			
c _{u0}	-186.7 [m/s]			
c _{m0}	164.934 [m/s]			
W _{u0}	422.32 [m/s]			
W ₀	453.38 [m/s]			
4. Salida del Estator, Entrada de Impulsor "1".				
Angulo α ₁	18.79 [°]	0.327879 [rad]	rho ₀₁	0.123
Angulo β ₁	-41.46 [°]	-0.5845606 [rad]	phi ₀₁	0.7
c ₁ (a*M)	512.159683 [m/s]			
c _{u1}	484.88 [m/s]			
c _{m1}	164.934 [m/s]			
W _{u1}	-249.26 [m/s]			
W ₁	298.88 [m/s]			
5. Tamaño de Estator.				
Δh'	-100123.74 [J/kg]	-100.12 [kJ/kg]	η _{1e}	0.9
Δh's	-114696.38 [J/kg]	-114.7 [kJ/kg]		
h _{2s}	2838224.86 [J/kg]	2838.22 [kJ/kg]		
s ₁	6807.94 [J/kgK]	2852.8 [kJ/kgK]		
h ₁	2852797.51 [J/kg]	6.81 [kJ/kg]		
x	-1			
ρ _{1_start}	8.7 [bar]	0.87 [Mpa]	(leer desde h-s, grafico basado en h_1)	
T _{1_start}	207.45 [°C]	480.45 [K]		
h _{cinco}	2852.79 [kJ/kg]			
T _{1 (calculada)}	480.451 [K]			(calculado con Excel)
6. Impulsor.				
Angulo α ₂	43.74 [°]	0.76 [rad]	φ ₂	0.7
Angulo β ₂	69.02 [°]	1.2 [rad]	ρ _h	0.5
c ₂	238.56 [m/s]			
c _{u2}	172.36 [m/s]			
c _{m2}	164.93 [m/s]			
W _{u2}	63.26 [m/s]			
W ₂	176.648 [m/s]			
7. Tamaño de impulsor.				
Δh''	-14042.44 [J/kg]	-14.04 [kJ/kg]		
Δh''s	-15602.71 [J/kg]	-15.6 [kJ/kg]		
Δh	-114166.18 [J/kg]	-114.17 [kJ/kg]		
Δhs	-130299.1 [J/kg]	-130.3 [kJ/kg]		
h _{2s}	2822622.15 [J/kg]	2822.62 [kJ/kg]		
h ₂	2838755.1 [J/kg]	2838.76 [kJ/kg]		
s ₂	6815.45 [J/kgK]	6.82 [kJ/kgK]		
x	-1			
ρ _{2_start}	8 [bar]	0.8 [Mpa]		
T _{2_start}	199.7057 [°C]	472.71 [K]		
h _{cinco}	2838.75 [kJ/kg]			
T _{2 (calculada)}	472.7057 [K]			
8. Valores importantes del Paso 1.				
ψ _{1s}	-4.11			
a ₁	-145195.71 [J/kg]	-145.1957 [kJ/kg]		
φ ₀	0.7			
φ ₁	0.7			
φ ₂	0.7			
φ _{1s}	0.7			
Δh ₂	-114166.2 [J/kg]	-114.17 [kJ/kg]		
Por lo tanto, los valores de inicio de etapa 1.				
c ₀	238.56 [m/s]			
T _p	199.71 [°C]	472.71 [K]		
ρ _p	8 [bar]	0.8 [Mpa]		
h _p	2838755.1 [J/kg]	2838.76 [kJ/kg]		
Angulo α ₀	43.74 [°]			

PASO DOS				
1. Tamaños fijos para todas las etapas.				
Flujo de masa	5000	[kg/h]	1.389	[kg/s]
R	0.4612520	[kJ/kgK]	461.253	[kJ/kgK]
u	235.62	[m/s]		
d _m	0.25	[m]	250	[mm]
2. Tamaño de Entrada.				
Presión	8	[bar]	0.8	[Mpa]
Temperatura	199.71	[°C]	472.7057	[K]
Entalpia	2838.75	[kJ/kg]	2838746.7	[J/kg]
Entropia	6.82	[kJ/kgK]	6815.45	[J/kgK]
ρ	3.84	[kg/m ³]		
CP	2.31	[kJ/kgK]	2305.27	[J/kgK]
# de Mach	0.98	[-]		
x	-1	[kJ/kg]		
k	0	[-]		
3. Entrada Estator "1".				
Angulo α ₀	43.74	[°]	0.7633709	[rad]
Angulo β ₀	69.017	[°]		
c ₀	238.564	[m/s]		
c _{u0}	172.36	[m/s]		
c _{m0}	164.934	[m/s]		
W _{u0}	63.26	[m/s]		
W _o	176.65	[m/s]		
4. Salida del Estator, Entrada de Impulsor "1".				
Angulo α ₁	19.41	[°]	0.3386981	[rad]
Angulo β ₁	-35.34	[°]	-0.616841	[rad]
c ₁ (a*M)	496.4	[m/s]		
c _{u1}	468.2	[m/s]		
c _{m1}	164.934	[m/s]		
W _{u1}	-232.58	[m/s]		
W ₁	285.13	[m/s]		
			ρ _{0s}	0.123
			phi ₁	0.7
5. Tamaño de Estator.				
Δh'	-94750.67	[J/kg]	-94.75	[kJ/kg]
Δh's	-108440.351	[J/kg]	-108.44	[kJ/kg]
h _{2s}	2730306.31	[J/kg]	2730.31	[kJ/kg]
h ₂	2743995.99	[J/kg]	2744	[kJ/kg]
s ₁	1828.9248	[J/kgK]	1.83	[kJ/kgK]
x	0.99989			
ρ _{1_start}	4.6	[bar]	0.87	[Mpa]
T _{1_start}	148.87	[°C]	480.45	[K]
h _{conico}	2744.14	[kJ/kg]		
T _{1 (calculado)}	421.870769	[K]		
				(leer desde h-s, grafico basado en h_1)
				(calculado con Excel)
6. Impulsor.				
Angulo α ₂	62.92	[°]	1.1	[rad]
Angulo β ₂	47.47	[°]	0.83	[rad]
c ₂	185.24	[m/s]		
c _{u2}	84.33	[m/s]		
c _{m2}	164.93	[m/s]		
W _{u2}	151.29	[m/s]		
W ₂	223.81052	[m/s]		
			φ ₂	0.7
			ρ _h	0.5
7. Tamaño de impulsor.				
Δh''	-14042.44	[J/kg]	-14.04	[kJ/kg]
Δh''s	-15602.71	[J/kg]	-15.6	[kJ/kg]
Δh	-108793.1	[J/kg]	-108.79	[kJ/kg]
Δhs	-124043.1	[J/kg]	-124.04	[kJ/kg]
h _{2s}	2714703.6	[J/kg]	2714.7	[kJ/kg]
h ₂	2729953.55	[J/kg]	2729.95	[kJ/kg]
s ₂	6875.11	[J/kgK]	6.88	
x	0.9949			
ρ _{2_start}	4.25	[bar]	0.425	[Mpa]
T _{2_start}	145.96	[°C]	418.96	[K]
h _{conico}	2729.96	[kJ/kg]		
T _{2 (calculado)}	418.961097	[K]		
8. Valores importantes del Paso 1.				
ψ _{1s}	-3.92			
a ₁	-120091.97	[J/kg]	-120.09197	[kJ/kg]
φ ₀	0.7			
φ ₁	0.7			
φ ₂	0.7			
φ _{3s}	0.7			
Δh ₂	-108793.11	[J/kg]	-108.79	[kJ/kg]
Por lo tanto, los valores de Inicio de etapa 3.				
c ₀	185.24	[m/s]		
T _p	145.96	[°C]	418.96	[K]
ρ _p	4.25	[bar]	0.425	[Mpa]
h _p	2729953.55	[J/kg]	2729.95	[kJ/kg]
Angulo α ₀	62.92	[°]		

PASO TRES				
1. Tamaños fijos para todas las etapas.				
Flujo de mas	5000 [kg/h]	1.389 [kg/s]		
R	0.4612526 [kJ/kgK]	461.253 [kJ/kgK]		
u	235.62 [m/s]			
d _m	0.25 [m]	250 [mm]		
2. Tamaño de Entrada.				
Presión	4.25 [bar]	0.425 [Mpa]		
Temperatura	145.96 [°C]	418.961097 [K]		
Entalpia	2729.96 [kJ/kg]	2729960.2 [J/kg]		
Entropia	6.85 [kJ/kgK]	6849.23 [J/kgK]		
ρ	2.3 [kg/m ³]			
cp	-1 [kJ/kgK]	-1000 [J/kgK]		
# de Mach	0.98 [-]			
x	0.9949 [kJ/kg]			
k	-1 [-]			
3. Entrada Estator "1".				
c ₀	185.244 [m/s]			
Angulo α ₀	62.92 [°]	1.0981415 [rad]		
Angulo β ₀	47.471 [°]			
c _{u0}	84.33 [m/s]			
c _{m0}	164.934 [m/s]			
W _{u0}	151.29 [m/s]			
W ₀	223.81 [m/s]			
4. Salida del Estator, Entrada de Impulsor "1".				
Angulo α ₁	20.8 [°]	0.36298959 [rad]	rho ₀₁	0.123
Angulo β ₁	-39.71 [°]	-0.6929978 [rad]	phi ₁	0.7
c ₁ (a*M)	464.51 [m/s]			
c _{u1}	434.24 [m/s]			
c _{m1}	164.93 [m/s]			
W _{u1}	-198.62 [m/s]			
W ₁	258.17 [m/s]			
5. Tamaño de Estator.				
Δh'	-90727.38 [J/kg]	-90.73 [kJ/kg]	η _{st}	0.9
Δh''s	-102714.6 [J/kg]	-102.71 [kJ/kg]		
h _{1s}	2627245.57 [J/kg]	2627.25 [kJ/kg]		
s ₁	0.0068772 [J/kgK]	2639.26 [kJ/kg]		
h ₁	2639262.79 [J/kg]	6.88 [kJ/kg]		
x	0.9055 [-]			
P _{1 start}	2.4 [bar]	0.24 [Mpa]	(leer desde h-s grafico basado en h_1)	
T _{1 start}	126.22 [°C]	399.22 [K]	(calculado con Excel)	
h _{1 comp}	2639.24 [kJ/kg]			
T _{1 (calculada)}	399.22368 [K]			
6. Impulsor.				
Angulo α ₂	51.77 [°]	0.9 [rad]	φ ₂	0.7
Angulo β ₂	57.34 [°]	1 [rad]	σ _h	0.5
c ₂	209.95 [m/s]			
c _{u2}	129.91 [m/s]			
c _{m2}	164.93 [m/s]			
W _{u2}	105.71 [m/s]			
W ₂	195.901325 [m/s]			
7. Tamaño de Impulsor.				
Δh''	-12724.59 [J/kg]	-12.72 [kJ/kg]		
Δh''s	-14138.46 [J/kg]	-14.14 [kJ/kg]		
Δh	-103451.97 [J/kg]	-103.45 [kJ/kg]		
Δhs	-116853.04 [J/kg]	-116.85 [kJ/kg]		
h _{2s}	2613107.14 [J/kg]	2613.11 [kJ/kg]		
h ₂	2626508.2 [J/kg]	2626.51 [kJ/kg]		
s ₂	6883.01 [J/kgK]	6.88 [kJ/kg]		
x	0.96167 [-]			
P _{2 start}	2.2 [bar]	0.22 [Mpa]		
T _{2 start}	123.4014 [°C]	396.4 [K]		
h _{2 comp}	2626.56 [kJ/kg]			
T _{2 (calculada)}	396.40136 [K]			
8. Valores importantes del Paso 1.				
ψ _{1t}	-3.73 [-]			
a ₁	-98569.34 [J/kg]	-98.5693442 [kJ/kg]		
φ ₀	0.7 [-]			
φ ₁	0.7 [-]			
φ ₂	0.7 [-]			
φ _{3t}	0.7 [-]			
Δh ₂	-103451.97 [J/kg]	-103.45 [kJ/kg]		
Por lo tanto, los valores de inicio de etapa 3.				
c ₀	209.95 [m/s]			
T ₀	123.4 [°C]	396.4 [K]		
x ₀	0.96 [-]			
p ₀	2.2 [bar]	0.22 [Mpa]		
h ₀	2626508.2 [J/kg]	2626.51 [kJ/kg]		
Angulo α ₀	51.77 [°]			

PASO CUATRO				
1. Tamaños fijos para todas las etapas.				
Flujo de masa	5000	[kg/h]	1.389	[kg/s]
R	0.4612526	[kJ/kgK]	461.253	[kJ/kgK]
u	235.62	[m/s]		
d _m	0.25	[m]	250	[mm]
2. Tamaño de Entrada.				
Presión	2.2	[bar]	0.22	[Mpa]
Temperatura	123.4	[°C]	396.401364	[K]
Entalpia	2626.56	[kJ/kg]	2626562.8	[J/kg]
Entropia	6.88	[kJ/kgK]	6883.01	[J/kgK]
ρ	1.28	[kg/m ³]		
c _p	4.25	[kJ/kgK]	4252.1	[J/kgK]
# de Mach	0.98	[-]		
x	0.96167	[kJ/kg]		
k		[-]		
3. Entrada Estator "1".				
c ₀	207.654	[m/s]		
Angulo α ₀	52.59	[°]	0.917809	[rad]
Angulo β ₀	56.43	[°]		
c _{u0}	126.16	[m/s]		
c _{m0}	164.934	[m/s]		
W _{u0}	109.46	[m/s]		
W ₀	197.95	[m/s]		
4. Salida del Estator, Entrada de impulsor "1".				
Angulo α ₁	20.46	[°]	0.35709436	[rad]
Angulo β ₁	-38.62	[°]	-0.6740574	[rad]
c ₁ (a*M)	471.842113	[m/s]		
c _{u1}	442.08	[m/s]		
c _{m1}	164.934	[m/s]		
W _{u1}	-206.46	[m/s]		
W ₁	264.25	[m/s]		
ρ ₀₁			0.123	
φ ₁			0.7	
5. Tamaño de Estator.				
Δh'	-89757.37	[J/kg]	-89.76	[kJ/kg]
Δh's	-123686.1	[J/kg]	-123.69	[kJ/kg]
h ₁₁	2508876.7	[J/kg]	2502.88	[kJ/kg]
s ₁	6980.1761	[J/kgK]	2536.81	[kJ/kgK]
h ₁	2536805.43	[J/kg]	6.98	[kJ/kg]
x	0.9384			
P _{1_start}	1.019	[bar]	0.1	[Mpa]
T _{1_start}	100.28	[°C]	373.28	[K]
h _{entree}	2536.8	[kJ/kg]		
T _{1 (calculada)}	373.2829	[K]		
(leer desde h-s, grafico basado en h_1)				
(calculado con Excel)				
6. Impulsor.				
Angulo α ₂	40.87	[°]	0.71	[rad]
Angulo β ₂	74.73	[°]	1.3	[rad]
c ₂	252.05	[m/s]		
c _{u2}	190.6	[m/s]		
c _{m2}	164.93	[m/s]		
W _{u2}	45.02	[m/s]		
W ₂	158.67	[m/s]		
φ ₂			0.7	
ρ ₂			0.3	
7. Tamaño de Impulsor.				
Δh''	-12588.55	[J/kg]	-12.59	[kJ/kg]
Δh''s	-13987.28	[J/kg]	-13.99	[kJ/kg]
Δh	-102345.92	[J/kg]	-102.35	[kJ/kg]
Δh's	-137673.38	[J/kg]	-137.67	[kJ/kg]
h ₁₁	2488889.43	[J/kg]	2488.89	[kJ/kg]
h ₂	2524216.89	[J/kg]	2524.22	[kJ/kg]
s ₂	6962.89	[J/kgK]	6.96	[kJ/kgK]
x	0.9337			
P _{2_start}	0.981	[bar]	0.1	[Mpa]
T _{2_start}	99.22055	[°C]	372.22	[K]
h _{entree}	2524.34	[kJ/kg]		
T _{2 (calculada)}	372.22055	[K]		
8. Valores importantes del Paso 1.				
ψ ₁₁	-3.69			
a ₁	-92140.94	[J/kg]	-92.1409414	[kJ/kg]
φ ₀	0.7			
φ ₁	0.7			
φ ₂	0.7			
φ ₃₁	0.7			
Δh ₂	-102345.92	[J/kg]	-102.35	[kJ/kg]
Por lo tanto, los valores de inicio de etapa 1.				
c ₀	252.05	[m/s]		
T ₀	99.22	[°C]	372.22	[K]
P ₀	0.981	[bar]	0.0981	[Mpa]
x ₀	0.9337			
h ₀	2524216.89	[J/kg]	2524.22	[kJ/kg]
Angulo α ₀	40.85	[°]		

PASO CINCO				
1. Tamaños fijos para todas las etapas.				
Flujo de masa	5000	[kg/h]	1.389	[kg/s]
R	0.4612526	[kJ/kgK]	461.253	[kJ/kgK]
u	235.62	[m/s]		
d _m	0.25	[m]	250	[mm]
2. Tamaño de Entrada.				
Presión	0.981	[bar]	0.0981	[Mpa]
Temperatura	99.22	[°C]	372.22055	[K]
Entalpia	2524.34	[kJ/kg]	2524336.06	[J/kg]
Entropia	6.96	[kJ/kgK]	6962.89	[J/kgK]
ρ	0.62	[kg/m ³]		
c _p	4.22	[kJ/kgK]	4215.48	[J/kgK]
# de Mach	0.98	[-]		
x	0.9937	[kJ/kg]		
k		[-]		
3. Entrada Estator "1".				
c ₀	207.654	[m/s]		
Angulo α ₀	52.59	[°]	0.9178094	[rad]
Angulo β ₀	56.43	[°]		
c _{u0}	126.16	[m/s]		
c _{m0}	164.934	[m/s]		
W _{u0}	109.46	[m/s]		
W ₀	197.95	[m/s]		
4. Salida del Estator, Entrada de Impulsor "1".				
Angulo α ₁	22.84	[°]	0.39864512	[rad]
Angulo β ₁	56.43	[°]	-0.8133439	[rad]
c ₁ (a*M)	424.901399	[m/s]		
c _{u1}	391.58	[m/s]		
c _{m1}	164.934	[m/s]		
W _{u1}	-155.96	[m/s]		
W ₁	227	[m/s]		
			rho ₀₁	0.123
			phi ₁	0.7
5. Tamaño de Estator.				
Δh'	-68710.48	[J/kg]	-68.71	[kJ/kg]
Δh's	-100300.67	[J/kg]	-100.3	[kJ/kg]
h _{1s}	2424035.39	[J/kg]	2424.04	[kJ/kg]
h _{2s}	2455625.58	[J/kg]	2455.63	[kJ/kg]
s ₁	7049.7561	[J/kgK]	7.05	[kJ/kgK]
x	0.91733			
P _{1_start}	0.51	[bar]	0.05	[Mpa]
T _{1_start}	81.96	[°C]	354.96	[K]
h _{entree}	2455.61	[kJ/kg]		
T _{1 (calculado)}	354.960768	[K]		
				(leer desde h-s, grafico basado en h_1)
				(calculado con Excel)
6. Impulsor.				
Angulo α ₂	45.95	[°]	0.8	[rad]
Angulo β ₂	65.24	[°]	1.14	[rad]
c ₂	229.46	[m/s]		
c _{u2}	159.53	[m/s]		
c _{m2}	164.96	[m/s]		
W _{u2}	76.09	[m/s]		
W ₂	146.335	[m/s]		
			φ ₂	0.7
			ρ ₂	0.5
7. Tamaño de Impulsor.				
Δh''	-9636.7	[J/kg]	-9.64	[kJ/kg]
Δh''s	-10707.45	[J/kg]	-10.71	[kJ/kg]
Δh	-78347.18	[J/kg]	-78.35	[kJ/kg]
Δh's	-111008.11	[J/kg]	-111.01	[kJ/kg]
h _{1s}	2413327.94	[J/kg]	2413.33	[kJ/kg]
h _{2s}	2445988.88	[J/kg]	2445.99	[kJ/kg]
s ₂	7065.77	[J/kgK]	7.07	[kJ/kgK]
x	0.91525			
P _{2_start}	0.46	[bar]	0.05	[Mpa]
T _{2_start}	79.40373	[°C]	352.4	[K]
h _{entree}	2445.99	[kJ/kg]		
T _{2 (calculado)}	352.40373	[K]		
8. Valores importantes del Paso 1.				
ψ _{1t}	-2.82			
a ₁	-73580.4	[J/kg]	-73.580403	[kJ/kg]
φ ₀	0.7			
φ ₁	0.7			
φ ₂	0.7			
φ _{3t}	0.7			
Δh ₂	-78347.18	[J/kg]	-78.35	[kJ/kg]
Por lo tanto, los valores de inicio de etapa 1.				
c ₀	229.46	[m/s]		
T ₀	79.4	[°C]	352.4	[K]
x ₀	0.92			
ρ ₀	0.46	[bar]	0.046	[Mpa]
h ₀	2445988.88	[J/kg]	2445.99	[kJ/kg]
Angulo α ₀	45.95	[°]		

PASO SEIS				
1. Tamaños fijos para todas las etapas.				
Flujo de masa	5000	[kg/h]	1.389	[kg/s]
R	0.4612526	[kJ/kgK]	461.253	[kJ/kgK]
u	235.62	[m/s]		
d _m	0.25	[m]	250	[mm]
2. Tamaño de Entrada.				
Presión	0.46	[bar]	0.046	[Mpa]
Temperatura	79.4	[°C]	352.403733	[K]
Entalpia	2445.99	[kJ/kg]	2445985.36	[J/kg]
Entropia	7.07	[kJ/kgK]	7065.77	[J/kgK]
ρ	0.31	[kg/m ³]		
c _p	4.2	[kJ/kgK]	4195.01	[J/kgK]
# de Mach	0.98	[-]		
x	0.915245	[kJ/kg]		
k		[-]		
3. Entrada Estator "1".				
c ₀	229.464	[m/s]		
Angulo α ₀	45.95	[°]	0.80204438	[rad]
Angulo β ₀	65.235	[°]		
c _{u0}	159.53	[m/s]		
c _{m0}	164.934	[m/s]		
W _{u0}	76.09	[m/s]		
W ₀	181.64	[m/s]		
4. Salida del Estator, Entrada de Impulsor "1".				
Angulo α ₁	22.53	[°]	0.3932069	[rad]
Angulo β ₁	-45.52	[°]	-0.79438875	[rad]
c ₁ (a*M)	430.46559	[m/s]		
c _{u1}	397.61	[m/s]		
c _{m1}	164.934	[m/s]		
W _{u1}	-161.99	[m/s]		
W ₁	231.18	[m/s]		
ρ ₀₁			0.123	
phi ₁			0.7	
5. Tamaño de Estator.				
Δh'	-60323.41	[J/kg]	-66.32	[kJ/kg]
Δh's	-102944.79	[J/kg]	-102.94	[kJ/kg]
h ₁₁	2342040.57	[J/kg]	2343.04	[kJ/kg]
h ₂	2779601.95	[J/kg]	2379.66	[kJ/kg]
s ₁	7145.41471	[J/kgK]	7.15	[kJ/kgK]
x	0.89946			
P _{1_start}	0.239	[bar]	0.02	[Mpa]
T _{1_start}	64.11	[°C]	337.11	[K]
h _{entree}	2379.65	[kJ/kg]		
T _{1 (calculado)}	337.110968	[K]		
η _{is}	0.9			
(leer desde h-s, grafico basado en h_1)				
(calculado con Excel)				
6. Impulsor.				
Angulo α ₂	90	[°]	1.57	[rad]
Angulo β ₂	34.99	[°]	0.61	[rad]
c ₂	164.93	[m/s]		
c _{u2}	0	[m/s]		
c _{m2}	164.93	[m/s]		
W _{u2}	235.62	[m/s]		
W ₂	287.611	[m/s]		
φ ₂	0.7			
ρ _h	0.5			
7. Tamaño de Impulsor.				
Δh''	-9301.92	[J/kg]	-9.3	[kJ/kg]
Δh''s	-10335.46	[J/kg]	-10.34	[kJ/kg]
Δh	-75625.33	[J/kg]	-75.63	[kJ/kg]
Δh's	-113280.25	[J/kg]	-113.28	[kJ/kg]
h ₁₁	2332705.11	[J/kg]	2332.71	[kJ/kg]
h ₂	2370360.03	[J/kg]	2370.36	[kJ/kg]
s ₂	7191.22	[J/kgK]	7.19	[kJ/kgK]
x	0.9			
P _{2_start}	0.2	[bar]	0.02	[Mpa]
T _{2_start}	60.208643	[°C]	333.21	[K]
h _{entree}	2370.36	[kJ/kg]		
T _{2 (calculado)}	333.208643	[K]		
8. Valores importantes del Paso 1.				
ψ ₁₁	-2.72			
a ₁	-88350.62	[J/kg]	-88.350616	[kJ/kg]
φ ₀	0.7			
φ ₁	0.7			
φ ₂	0.7			
φ ₃₁	0.7			
Δh ₂	-75625.33	[J/kg]	-75.63	[kJ/kg]
Por lo tanto, los valores de inicio de etapa 3.				
c ₀	164.93	[m/s]		
T ₀	60.21	[°C]	333.21	[K]
x ₀	0.9			
ρ ₀	0.2	[bar]	0.02	[Mpa]
h ₀	2370360.03	[J/kg]	2370.36	[kJ/kg]
Angulo α ₀	51.77	[°]		