



**UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE MÉXICO**

---

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**DISEÑO DEL ESTATOR DE UNA TURBINA  
DE ALTAS REVOLUCIONES ACOPLADA A  
UN CICLO DE GENERACIÓN ELÉCTRICA**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

**INGENIERO MECÁNICO**

P R E S E N T A:

Oscar Inti Ehécatl Ramos Campos

DIRECTOR DE TESIS:

Dr. Martín Salinas Vázquez



Ciudad Universitaria, México D.F. febrero de 2012



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## **Agradecimientos**

Quisiera empezar disculpándome con las personas que no son mencionadas textualmente. Ya que para mí este trabajo representa el final de un ciclo y por lo tanto el agradecimiento es para todas y cada una de las personas con las que he interactuado en lo que llevo de vida. De cada una de ellas he aprendido algo y han dejado huella en mí. Sin embargo, existen personas que esculpieron algo así como el 99% de lo que me he convertido, los responsables son los siguientes.

Mis padres; **Antonia** y **Oscar**, que les puedo decir, no solo me dieron la vida, una educación y amor sin medida; me enseñaron a vivir, a ser alguien y a amar. Mis hermanas, **Quetzalli** y **Ameyalli**, mis fieles y más queridas mosqueteras, gracias por estar conmigo a lo largo del camino y por ser las mejores “hermanas mayores” que nadie pueda tener. **Germán**, no solo eres el mejor de mis tíos, eres mi alma de ingenio y creatividad.

Mi queridísima **Universidad Nacional Autónoma de México**, gracias, eres lo mejor que me ha pasado, no solo me diste un equipo de fútbol, me educaste (a veces me mal educaste un poco), me enseñaste a la gente más bonita del país, me diste criterio y carácter. **Facultad de Ingeniería**, te llevaste los mejores años de mi vida...gracias a ti y a tus profesores. Mis **Compañeros de la Carrera** (Fernando, Isaac, Oropeza, Bernardo, Alets, Isma, Diego, Etchegaray, Rebeca, Mario, Gera, Dragus, Saúl, Rover, Lis, Leo, Chava, Pedro, Cesar, René, Many, entre otros) por soportarme y compartir conmigo la enseñanza de la ingeniería mecánica.

Proyecto **IMPULSA IV** del Instituto de Ingeniería (Luis Treviño, Héctor Aviña, Salmerón, Belem, Luis Flores, Gabriel, Jhon, Omar, Rodrigo, Cottier, José Luis, Eduardo, Sunashi, Jerico, Mario, Lilia, Liliane y Alejandro), por darme la oportunidad de demostrar mis capacidades y enseñanzas. A mi asesor de tesis **Martín Salinas** por apoyarme en la realización de este trabajo.

Mis mejores amigos: **Hugo**, por ser mi incondicional mejor y más antiguo amigo. **Oscar**, por ser la peor influencia en mi vida, por enseñarme a deleitar de todo y de todos, en las buenas y en las malas. **Torsten y Fabiola**, por enseñarme un poco de lo que hay del otro lado del charco. **Jimi**, por ser siempre una risa, una broma y un apoyo. **Chino**, por enseñarme que la fiesta nunca se acaba y al Jacalito.

A mis padrinos: **Manuel, Elvira, y Elda**, por aceptar la responsabilidad de educarme, especialmente a **Rubén Barbosa**, por ser un Ingeniero modelo. A mis **Familiares** (Abuelos, tíos y primos), por estar al pendiente de mi salud y bienestar.

Finalmente pero no menos importante a mi musa **Brenda**, por quererme y dejarte querer.

## Índice

<i>Agradecimientos</i> .....	<i>i</i>
<i>Lista de Figuras</i> .....	<i>v</i>
<i>Lista de Tablas</i> .....	<i>vi</i>
<i>Nomenclatura</i> .....	<i>vii</i>
<i>Resumen</i> .....	<i>ix</i>
<i>Objetivos</i> .....	<i>x</i>
<i>Objetivos generales</i> .....	<i>x</i>
<i>Objetivos específicos</i> .....	<i>x</i>
<i>Motivación</i> .....	<i>xi</i>
<i>Introducción</i> .....	<i>1</i>
<i>Capítulo 1: Estado del Arte</i> .....	<i>3</i>
<i>Introducción</i> .....	<i>3</i>
<i>1.1 Recursos geotérmicos</i> .....	<i>3</i>
<i>1.1.1 Geotermia en el Mundo</i> .....	<i>4</i>
<i>1.1.2 Geotermia en México</i> .....	<i>7</i>
<i>1.2 Generación eléctrica con energía geotérmica</i> .....	<i>9</i>
<i>1.3 Aprovechamiento de geotermia de baja entalpía</i> .....	<i>11</i>
<i>1.4 Generación eléctrica con geotermia de baja entalpía utilizando ciclo binario</i> ...	<i>13</i>
<i>1.5 Componentes principales de un ciclo binario</i> .....	<i>14</i>
<i>1.6 Turbinas convencionales del ciclo binario, clasificación:</i> .....	<i>16</i>
<i>1.6.1 Turbinas de Acción</i> .....	<i>17</i>
<i>1.6.2 Turbinas de Reacción</i> .....	<i>17</i>
<i>1.7 Conclusiones</i> .....	<i>18</i>
<i>Capítulo 2: Planteamiento del Estudio</i> .....	<i>19</i>
<i>Introducción</i> .....	<i>19</i>
<i>2.1 Propuesta de modificación al ciclo binario convencional</i> .....	<i>19</i>

2.2 Comparación entre el ciclo binario convencional y la propuesta de modificación .....	21
2.3 Elementos de la propuesta de modificación al ciclo binario.....	22
2.4 Análisis de requerimientos de la turbina del ciclo modificado .....	25
2.5 Tecnologías disponibles compatibles a los requerimientos de la turbina del ciclo modificado .....	28
2.6 Conclusiones.....	32
Capítulo 3: Planteamiento de la turbina.....	33
Introducción.....	33
3.1 Estudio de las variables termodinámicas involucradas en la turbina.....	33
3.2 Conceptualización de la turbina de altas revoluciones.....	36
3.3 Propuesta preliminar de la turbina .....	39
3.4 Conclusiones.....	44
Capítulo 4: Diseño básico e ingeniería de detalle del Estator. ....	45
Introducción.....	45
4.1 Parámetros geométricos iniciales de la tobera. ....	45
4.1.1 Conservación de energía y gases ideales.....	46
4.2 Sección transversal de la tobera.....	50
4.3. Grado de admisión y propuesta CAD.....	52
4.4 Conclusiones.....	56
Capítulo 5: Análisis CFD de la propuesta CAD .....	57
Introducción.....	57
5.1 Simulación CFD de la propuesta geométrica de diseño .....	57
5.1.1 ¿Qué es el software PHOENICS®?.....	59
5.1.2 Simulación de la propuesta .....	60
5.2 Resultados de la propuesta .....	63
5.3 Conclusiones.....	66
Capítulo 6: Conclusiones Generales.....	67

Referencias .....	69
Anexo A.....	a
Anexo B.....	f

## Lista de Figuras

Figura 1.1 Esquema de un yacimiento geotérmico .....	4
Figura 1.2 Estructura de la Tierra.....	5
Figura 1.3 Gráfica de los combustibles y otras fuentes de energía para la generación eléctrica mundial.....	7
Figura 1.4 Ciclo de contrapresión .....	9
Figura 1.5 Ciclo de condensación.....	10
Figura 1.6 Ciclo binario.....	11
Figura 1.7 Diagrama que muestra la utilización de los fluidos geotérmicos, modificando el diagrama.....	12
Figura 1.8 Ciclo Binario .....	14
Figura 1.9 Diagrama esquemático de un Ciclo Binario básico .....	15
Figura 1.10 Esquema de una turbina de acción y una de reacción.....	17
Figura 2.1 Ciclo PWG.....	20
Figura 2.2 Propuesta de Modificación.....	23
Figura 2.3 Intercambiador de Calor de Placas .....	24
Figura 2.4 Placa orificio.....	24
Figura 2.5 Separador de flujos.....	25
Figura 2.6 Infinity Turbine.....	29
Figura 2.7 Green Turbine .....	31
Figura 3.1 Esquema de una turbina de acción .....	36
Figura 3.2 Diagrama $N_s D_s$ .....	38
Figura 3.3 Esquema del estator de la turbina.....	41
Figura 3.4 Esquema del rotor de la turbina.....	41
Figura 3.5 Diagrama $\psi - (\beta_1 + \beta_2)$ .....	43
Figura 3.6 Esquema de los álabes de la turbina.....	44
Figura 4.1 Esquema de la sección de admisión del vapor.....	46
Figura 4.2 Diagrama de la Temperatura vs entropía.....	47

<i>Figura 4.3 Diagrama del número de toberas.....</i>	<i>49</i>
<i>Figura 4.4 Perfil de la tobera supersónica (letra a).....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 4.5 Diagrama del arco de admisión.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura 4.6 Anillo de toberas .....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 4.7 CAD del estator.....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 5.1 Arco de admisión para simulación.....</i>	<i>58</i>
<i>Figura 5.2 Resultado de la simulación por PHOENICS®.....</i>	<i>59</i>
<i>Figura 5.3 Comparativa entre densidades.....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 5.4 Modelo del arco de admisión suavizado .....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 5.5 Mallado del modelo a simular.....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 5.6 Variación de la presión y la velocidad dentro de la tobera 2. a) teórica; b) simulación.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 5.7 Nodos donde se encuentran las discontinuidades en la tobera 2.....</i>	<i>65</i>

### **Lista de Tablas**

<i>Tabla 1.1 Capacidad Geotérmica Instalada en el Mundo .....</i>	<i>6</i>
<i>Tabla 1.2 Clasificación de recursos geotérmicos [°C].....</i>	<i>12</i>
<i>Tabla 2.1 Comparativa entre ciclos .....</i>	<i>21</i>
<i>Tabla 2.2 Hoja de cálculo PWG.....</i>	<i>27</i>
<i>Tabla 3.1-a; datos propuestos (N) y del ciclo PWG 3.1-b; resultados de la gráfica Ns Ds.....</i>	<i>39</i>
<i>Tabla 3.2 Discretización del estator .....</i>	<i>40</i>
<i>Tabla 3.3 Valores de los triángulos de velocidad .....</i>	<i>43</i>
<i>Tabla 4.1 Diagrama para saber dónde están los puntos 1, 2 y 3.....</i>	<i>51</i>

## Nomenclatura

A	Área	cm <sup>2</sup>
$\alpha$	Ángulo de salida de la tobera	
bar	Bares	1x10 <sup>5</sup> Pa
$\beta_n$	Ángulo de entrada y salida del álabe	
°C	Grados centígrados	
$C_n$	Velocidad perpendicular al área	m/seg
CA	Corriente alterna	
CD	Corriente directa	A
$D_m$	Diámetro medio	cm
$D_s$	Diámetro específico	
$E_n$	Energía en el punto $n$	kJ/kg
$\varepsilon$	Porcentaje de admisión de la turbina	
$F_x$	Fuerzas en dirección $x$	Newton
$g$	Aceleración de la gravedad	
$\gamma$	Coefficiente adiabático	
h	Altura del álabe	cm
$h_n$	Entalpia	kJ/kg
$h_0$	Entalpia de estancamiento	kJ/kg
$H$	Energía disponible (Carga)	kJ/kg
$J$	Grado de admisión	
K	Kelvin	
kg	Kilogramos	
kJ	Kilojoules	
m	Metro	
$m$	Masa	
$\dot{m}$	Flujo másico	kg/seg
n	Número de toberas	
N	Velocidad de giro	rpm
$N_s$	Velocidad específica	
P	Presión	Pa
Pa	Pascales	N/m <sup>2</sup>
$\Psi$	Coefficiente de pérdidas	

$Q$	Calor	$\text{kJ/kg}$
$Q_a$	Gasto volumétrico (sistema ingles)	$\text{ft}^3/\text{s}$
rpm	Revoluciones por minuto	
$\rho$	Densidad	$\text{kg/m}^3$
$s$	Entropía	$\text{kJ/kg K}$
<i>seg</i>	Segundos	
$t$	Tiempo	
$T$	Temperatura	
$u$	Velocidad tangencial	$\text{m/seg}$
$v$	Volumen específico	$\text{m}^3/\text{kg}$
$w$	Velocidad relativa	$\text{m/seg}$
$W$	Watts	$\text{J/seg}$
$W_e$	Watts eléctricos	$\text{kJ/kg}$
$\dot{W}$	Trabajo realizado	$\text{W/seg}$
$z$	Altura	$\text{cm}$

CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFE	Comisión Federal de Electricidad
FDM	Finite Difference Methods
FEM	Finite Element Methods
IGA	International Geothermal Association
IMPULSA	Investigación Multidisciplinaria de Proyectos Universitarios de Liderazgo y Superación Académica
OCDE	Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico
ORC	Organic Rankine Cycle
PWG	Pressured Water Generation

## Resumen

En los últimos años se ha observado y estudiado la presencia de un rechazo de calor en algunos procesos industriales, el cual, puede ser utilizado para obtener un beneficio secundario. Lo anterior constituye un área de oportunidad para el desarrollo científico-tecnológico, pues este campo no ha sido explorado en su totalidad, esta energía no utilizada se conoce como calor remanente y ha comenzado a ser aprovechado mediante el uso de diferentes tecnologías. El ciclo PWG es una modificación a un ciclo binario tradicional que exige la innovación de un dispositivo de turbomaquinaria que funcione de acuerdo a los requerimientos del ciclo, esto es, bajas presiones y altas revoluciones. El objetivo del estudio es determinar las principales características geométricas de una turbina para micro-generación otorgando las bases de cálculo para futuros diseños de este tipo de turbomaquinaria.

En el presente trabajo se expondrá la propuesta de diseño del sistema de transformación de energía de una microturbina de vapor con los requerimientos del ciclo PWG, el Ciclo PWG es un sistema flexible, ya que originalmente fue considerado para utilizar geotermia de baja entalpia, pero también puede utilizar una fuente de energía renovable como la solar térmica y los remanentes energéticos industriales, abarcando un mercado más amplio de necesidades de micro-generación en sitio.

El sistema de transformación de energía compuesto por el estator y el rotor. Es donde se transforma la energía térmica del fluido en energía mecánica la cual acoplada al generador proporciona la energía del sistema. Este trabajo solamente se enfoca en el diseño y análisis de las toberas, convergentes-divergentes, para el mayor aprovechamiento de la energía disponible. Primero se hará el balance de energía a través de una tobera ideal en línea recta, esto nos proporcionara las secciones críticas de la tobera. Posteriormente se propondrá una geometría (con base en diferentes toberas existentes actualmente) y se hará el modelo tridimensional en un *software* CAD. Finalmente esta propuesta será probará mediante CFD para ver si cumple con el comportamiento previamente calculado.

Al final se podrá observar como la geometría propuesta cumple con el balance de energía con base en el análisis CFD, esto significa que la propuesta puede servir para el diseño final de la turbina.

# **Objetivos**

## **Objetivos generales**

Desarrollar tecnología competitiva en el mercado mundial para la generación de energía eléctrica con recursos geotérmicos de baja entalpía, esto se llevará a cabo con el diseño, análisis y manufactura de los elementos que componen el ciclo PWG para las pruebas y el diagnóstico del mismo.

## **Objetivos específicos**

Se hará la propuesta de la sección transversal del perfil de las toberas, que forman parte del estator del sistema de transformación de energía de la microturbina de altas revoluciones, mediante:

1. La modelación del fluido a trabajar
2. La selección adecuada de la geometría correcta
3. La evaluación de la propuesta mediante CFD

## **Motivación**

La línea de trabajo del grupo IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería tiene como objetivo el aprovechamiento de los recursos renovables para el suministro energético de sistemas de desalación de agua de mar, actualmente se está usando energía geotérmica. Desde el 2007 dentro del grupo IMPULSA se ha desarrollado un sistema de generación eléctrica aprovechando los recursos de baja entalpía (ciclo PWG), dicho suministro está enfocado para sistemas diversos. Se tienen muchos antecedentes de los equipos que componen el ciclo PWG, esta tesis está enfocada al diseño de la turbina, enfocándose en la expansión del vapor.

El pertenecer al grupo IMPULSA y la necesidad que este tiene de desarrollar una turbina que cumpliera con los requerimientos del ciclo PWG, aunado al gusto desarrollado por la Turbomaquinaria, es la principal razón por la que se ha enfocado este documento al diseño y análisis del estator de la turbina, parte esencial de la generación eléctrica.

## **Introducción**

La generación de energía eléctrica no convencional se obtiene de fuentes de energía que serían una alternativa a otras tradicionales, cuyo uso es muy limitado, debido a los costos para su producción y su difícil forma para captarlas y transformarlas en energía eléctrica, entre estas se encuentran la energía solar, eólica, geotérmica y los remanentes energéticos entre otras. México enfrenta actualmente diversas problemáticas de desarrollo, entre las que se encuentra la carencia de suministro de energía eléctrica ante el crecimiento demográfico en varios sectores del país. Por lo cual se busca aprovechar los recursos de cada región para generar y suministrar en sitio esta energía a partir de energías alternativas, diversificando las formas de generación eléctrica. Un área de oportunidad que aun no es aprovechada en su totalidad, es la energía térmica de baja temperatura (80-140 °C) que se puede encontrar en la energía geotérmica de baja entalpía, en la energía solar térmica y en los remanentes energéticos industriales.

Tomando como ejemplo solo la energía geotérmica México tiene un potencial probable de generación de 200 MWe<sup>1</sup> utilizando solamente geotermia de baja entalpía, si sumamos el gran potencial solar que se tiene en casi todo el país y los remanentes energéticos industriales que no se aprovechan, se podrían generar varios cientos de MWe.

Existen pocos sistemas de transformación para la generación de energía eléctrica a partir de estos recursos. Al buscar plantear una alternativa que solucione este problema, y aprovechando los recursos que existen en el varias zonas del país, se presenta una propuesta de solución.

La UNAM, a través del macroproyecto IMPULSA IV, propone un sistema de generación eléctrica con energía limpia que, no sólo aproveche los recursos naturales de la región, sino que también ofrezca ventajas sobre otros sistemas existentes. Se trata de un sistema PWG, por sus siglas en inglés "*Pressurized Water Generation*", el cual es una modificación del ciclo binario de vapor de refrigeración, comúnmente utilizado en campos geotérmicos para aumentar el aprovechamiento de los recursos.

---

<sup>1</sup> Ordaz M. A. 2011. *Potencial Geotérmico de la República Mexicana* Comisión federal de Electricidad Michoacán México

El sistema desarrollado, posee diferencias significativas con respecto a los sistemas convencionales de generación con geotermia de baja entalpía (ciclo binario) y, más interesante aún, presenta ventajas sobre éste, entre las que se pueden mencionar: períodos de mantenimiento muy cortos, lo que significa mayor disponibilidad de los equipos, mayor aprovechamiento de la energía disponible, que se traduce en mayor extracción de energía de una fuente en sitio.

Pieza fundamental en el ciclo PWG es la turbina, la cual, es la encargada de transformar la energía térmica del fluido en energía cinética que acoplada al generador producirá la energía eléctrica. Para que esto sea posible es necesario establecer de manera correcta los requerimientos de la turbina.

Teniendo en cuenta las crisis energéticas mundiales, el aprovechamiento de las energías renovables aparece como una alternativa muy atractiva para generación eléctrica, además de ayudar a solventar los problemas de contaminación comunes en la utilización de hidrocarburos para generación eléctrica. Esta propuesta responde a las dificultades existentes, teniendo como principal meta generar electricidad de una manera más eficiente, sustentable y económicamente competitiva

En el presente trabajo de investigación se darán los pasos a seguir realizar el desarrollo del estator de una turbina, este tiene como finalidad acelerar el vapor para que este pase por el rotor y pueda así ceder su energía al eje. Primero se relatará un poco acerca de las variables termodinámicas que intervendrán en el desarrollo del diseño, después se realizará el cálculo de la sección transversal de las toberas, finalmente se hará una propuesta del arco de admisión de la turbina, este último se trabajará en un *software* CFD para verificar que el fluido tenga el comportamiento esperado.

## **Capítulo 1: Estado del Arte**

### **Introducción**

La energía del planeta es inmensa, sin embargo, las manifestaciones de estas en la superficie terrestre solamente son una pequeña fracción de ella. Esta es lo suficientemente grande para ser aprovechada por la humanidad. Cual inmensa es y qué podemos hacer para aprovecharla es lo que a continuación se expondrá. Por esto primero destacaremos la importancia de tener un panorama general de los recursos geotérmicos, fuente de energía a emplear. ya que si no se entiende el origen de la fuente de energía, los sistemas y componentes utilizados en la explotación geotérmica durante los años anteriores, no se podrá responder a la necesidad de desarrollar nuevas tecnologías para el mejor aprovechamiento de los recursos renovables. Es por eso que primero se explicará la estructura de la Tierra así como de su topología; después se analizar la posición actual de México en el ámbito geotérmico mundial, con sus cuatro plantas de generación; su funcionamiento, los componentes y las tecnologías utilizadas hoy en día en los ciclos de generación. En conjunto todo esto nos ayudará a entender la organización de los capítulos subsecuentes.

### **1.1 Recursos geotérmicos**

La geotermia es la energía que se puede extraer del interior de la tierra en forma de calor, esta energía se concentra en ciertas zonas del subsuelo las cuales se conocen como yacimientos geotérmicos *Figura 1.1*. Típicamente estos yacimientos se componen de tres elementos: (1) la fuente de calor, generalmente es una cámara magmática en proceso de enfriamiento a profundidades de entre 7 a 15 km; (2) el acuífero, se compone por la formación de ríos subterráneos, formados por la permeabilidad del suelo, capaces de almacenar agua de lluvia y (3) la capa sello, es parte de la misma formación litológica con la peculiaridad de no ser lo suficientemente permeable y de esta manera poder retener los fluidos geotérmicos.

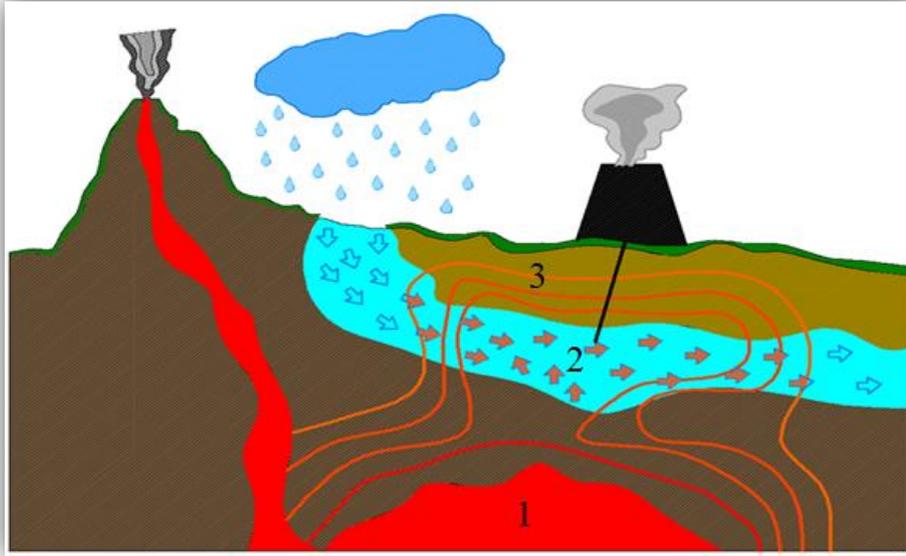


Figura 1.1 Esquema de un yacimiento geotérmico  
[Autor]

Desde sus orígenes la humanidad ha estado interactuando con fenómenos naturales relacionados a las condiciones térmicas de la Tierra. Que a lo largo de los años aprendió a manipularla para su beneficio. Desde sus primeros usos como aguas termales para aseo personal hasta la generación de energía eléctrica a gran escala pasando por muchas aplicaciones que han facilitado las actividades humanas.

### 1.1.1 Geotermia en el Mundo

#### Estructura de la tierra

La estructura de la Tierra está conformada básicamente por un núcleo sólido de 6940 km de diámetro con una temperatura promedio de 4200 °C, a su vez este núcleo está rodeado por un núcleo líquido compuesto de hierro y níquel, de un diámetro de 5200 km; rodeando a ambos núcleos se encuentra el manto con 2900 km de espesor; la envoltura externa del planeta es la litosfera que corresponde a la corteza y al nivel superior del manto, su espesor es variable oscilando entre 80 km en zonas oceánicas hasta 200 km en zonas continentales, como se muestra en la *Figura 1.2*.

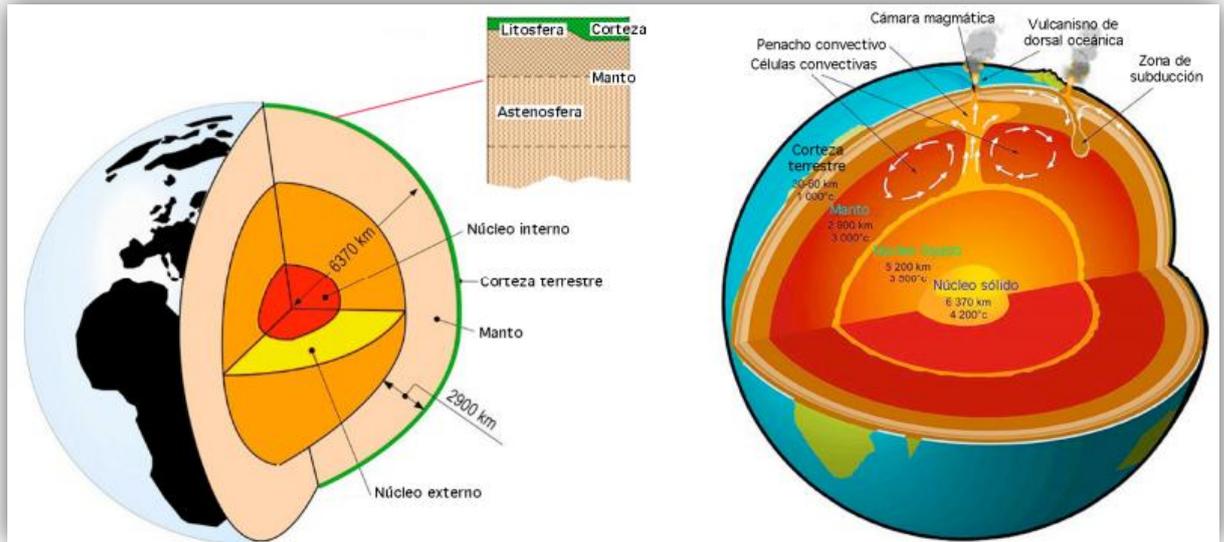


Figura 1.2 Estructura de la Tierra [1]

Existen condiciones que propician las características de los sistemas geotermales en todo el mundo. Estas condiciones se encuentran principalmente cuando el movimiento relativo entre placas tectónicas interactúa entre sí. Cuando se trata de una placa sometida a compresión esta puede aliviar el estrés de plegamiento por grietas y empujar una pieza sobre otra. Las aperturas de zanjas o de subducción son uno de los más importantes mecanismos de generación de sistemas geotermales, ya que da lugar a regiones de alta temperatura. Cuando las placas son sometidas a tensión, la liberación del esfuerzo se puede dar por la formación de grietas esto se conoce como agrietamiento, dicho agrietamiento nos lleva a un colapso de la placa o al adelgazamiento de la misma. Todas estas respuestas a los esfuerzos de las placas propician zonas geotérmicas que pueden ser explotadas.<sup>2</sup>

### Usos de la geotermia en la generación eléctrica

A pesar de tener conocimiento acerca del potencial calorífico que representan los campos geotérmicos, utilizado principalmente en cuestiones terapéuticas y de relajación o en la extracción de minerales. No fue sino hasta 1904 que se instaló en Italia, en la zona conocida actualmente como *Larderello*, una industria química para extraer el ácido bórico de los pozos de la zona. Su fundador Francisco *Larderel* desarrolló un sistema

<sup>2</sup>Ronald DiPippo, *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*, Butterworth-Heinemann, 2007, pp 7

para utilizar el calor del fluido geotérmico en vez de madera, que era lo que se utilizaba anteriormente<sup>3</sup>.

**Tabla 1.1 Capacidad Geotérmica Instalada en el Mundo**  
[2]

País	1990 MWe	1995 Mwe	2000 MWe	2005 MWe	2010 MWe
USA	2774.6	2816.7	2228	2544	3093
Filipinas	891	1227	1909	1931	1904
Indonesia	144.8	309.8	589.5	797	1197
<b>México</b>	<b>700</b>	<b>753</b>	<b>755</b>	<b>953</b>	<b>958</b>
Italia	545	631.7	785	790	843
Nueva Zelanda	283.2	286	437	435	628
Islandia	44.6	50	170	322	575
Japón	214.6	413.7	546.9	535	536
El Salvador	95	105	161	151	204
Kenya	45	45	45	127	167
Costa Rica	0	55	142.5	163	166
Resto del Mundo	94	173.9	205.2	473.1	445
<b>Total</b>	<b>5831.7</b>	<b>6866.8</b>	<b>7974.1</b>	<b>9064.1</b>	<b>10716.7</b>

Este fue el primer paso para el desarrollo de tecnología relacionada con la geotermia. Esta fuente de energía representa un importante potencial para muchos países (*Tabla 1.1*), actualmente es utilizada en más de 20 países alrededor del mundo y con un poco más de 10 mil MWe de capacidad instalada la energía geotérmica representa el 8% de la capacidad mundial<sup>4</sup>.

Tomando en cuenta una perspectiva global, la gran mayoría de los países pertenecientes a la Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económico (OCDE) no hacen uso de las energías renovables<sup>5</sup>. México no es la excepción, ya que el 73.3% de su capacidad instalada corresponde a la generación usando combustibles fósiles, el 22%

<sup>3</sup> H. Christopher. 1989. *Energía Geotérmica*. Limusa. p51

<sup>4</sup> [http://www.geothermal-energy.org/314,what\\_is\\_geothermal\\_energy.html](http://www.geothermal-energy.org/314,what_is_geothermal_energy.html) (junio del 2011)

<sup>5</sup> [http://www.oecd.org/document/43/0,3746,en\\_2649\\_34413\\_45884843\\_1\\_1\\_1\\_1,00.html](http://www.oecd.org/document/43/0,3746,en_2649_34413_45884843_1_1_1_1,00.html) (agosto del 2011)

corresponde a las hidroeléctricas y por último las fuentes alternas generan el 4.7% del total instalado<sup>6</sup>. Sin embargo según la *Energy Information Administration e International Energy*, la tendencia de las energías renovables tendrán un crecimiento del 18.4% al 23.4% en el periodo del 2007 al 2025. Esto significa una gran área de oportunidad para el desarrollo de tecnologías que utilizan energía geotérmica.

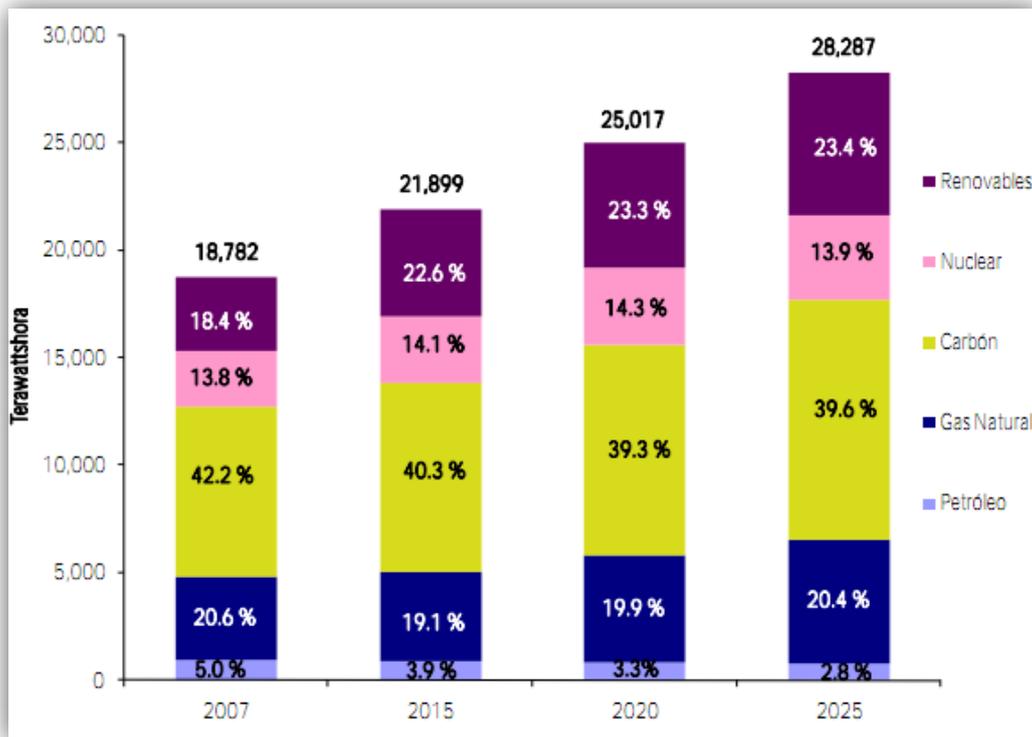


Figura 1.3 Gráfica de los combustibles y otras fuentes de energía para la generación eléctrica mundial [3]

### 1.1.2 Geotermia en México

A finales de la década de los cuarentas el ingeniero Luis de Anda de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) se interesó en aplicar las técnicas de explotación ya utilizadas en la región de *Larderello*. La primera planta de energía geotérmica en el continente Americano fue la de Pathé en el estado de Hidalgo en México en el año de 1959. Dicha planta producía alrededor de 3500 kWe sin embargo tuvo que ser cerrada debido a que el vapor ya no era suficiente. Formalmente para México empezó geotermia a escala industrial en abril de 1973 cuando se inauguró la planta de Cerro Prieto Baja California, generando 75 MWe. Actualmente México se posiciona como un

<sup>6</sup> [http://www.energia.gob.mx/res/1825/SECTOR\\_ELECTRICO.pdf](http://www.energia.gob.mx/res/1825/SECTOR_ELECTRICO.pdf) p40

líder en explotación de la geotermia ocupando el cuarto lugar con una capacidad instalada de 958 [MW] (*Tabla 1.1*). Cabe mencionar que, la geotermia se desarrolló como una fuente de energía alterna para la diversificación de la oferta, sin embargo, actualmente es una fuente de energía económica que llega a competir con centrales de ciclo combinado en cuestión de precios de mercado, además de ser una energía base para el sistema eléctrico nacional debido a su alto factor de planta.

Así, México cuenta con cuatro campos geotérmicos y un quinto en vías de explotación, estos son:

- ✓ Cerro Prieto, B.C., con 720 MWe de CI
- ✓ Los Azufres, Mich., con 188 MWe de CI.
- ✓ Los Humeros, Pue., con 40 MWe de CI.
- ✓ Las Tres Vírgenes, B.C.S., con 10 MWe de CI.
- Cerritos Colorados, Jal., con un potencial estimado por la CFE en 75 MWe.<sup>7</sup>

Cerro Prieto es el segundo campo más grande del mundo, se encuentra cerca de la frontera con Estados Unidos en el estado de Baja California, lleva en operación más de treinta años con una capacidad instalada de 720 MWe distribuida en cuatro plantas de 110 MW, cuatro de 37.5 MW, cuatro de 25 MW y una de 30 MW todas del tipo condensación.

El campo de Los Azufres se localiza en la parte central del país en el estado de Michoacán, tiene en operación 14 unidades de energía de diferentes tipos (ciclo binario, contrapresión y sin condensación) con capacidades que varían entre 1.5 a 50 MW.

Los Humeros es un campo volcánico de geotermia situado en Puebla en la parte centro del país, su capacidad instalada es de 40 MWe con ocho unidades de contrapresión de 5 MW cada una y 17 pozos de producción.

Finalmente tenemos el campo de Las Tres Vírgenes, Baja California Sur. Este es el más pequeño de los campos cuenta con dos pozos de producción para las dos plantas de 5 MW cada una.<sup>8</sup>

---

<sup>7</sup> [http://www.geotermia.org.mx/geotermia/?page\\_id=112](http://www.geotermia.org.mx/geotermia/?page_id=112) (junio 2011)

<sup>8</sup> *International Geothermal Association (IGA)*

## 1.2 Generación eléctrica con energía geotérmica

En la actualidad, México hace uso principalmente de tres ciclos de generación en sus plantas geotérmicas, estos se disponen de diferente manera según los requerimientos del pozo, por ejemplo, el tipo de fluido del mismo.

Estos ciclos son los de contrapresión, condensación y ciclo binario.

### Ciclo de contrapresión

Este ciclo también conocido como “ciclo sin condensación” es el más simple y barato, esto respecto a la inversión de inicio. Su funcionamiento es muy sencillo. El vapor del pozo pasa por el separador ciclónico extrayendo el vapor seco y mandándolo directamente a la turbina para después ser descargado a la atmosfera, en el caso de tener vapor seco directo del pozo esta pasa en automático a la turbina de generación. Este tipo de plantas son comúnmente utilizadas para plantas piloto, plantas de reserva o pequeños suministros locales<sup>9</sup>. Su eficiencia es muy baja aproximadamente la mitad de la de un ciclo con condensación, esto es que consume el doble de vapor para la misma presión de admisión y la misma generación eléctrica.<sup>10</sup>

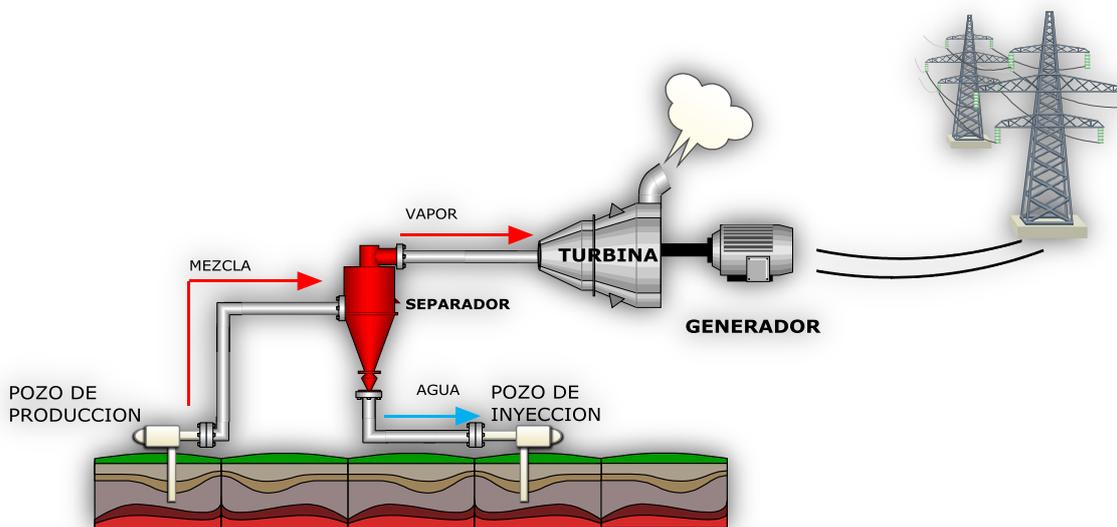


Figura 1.4 Ciclo de contrapresión  
[IMPULSA IV]

<sup>9</sup> **Planta piloto**, es una planta a escala reducida. El fin que se persigue es obtener información sobre el yacimiento térmico, que permita determinar si este es económicamente viable, así como establecer los parámetros de operación óptimos.

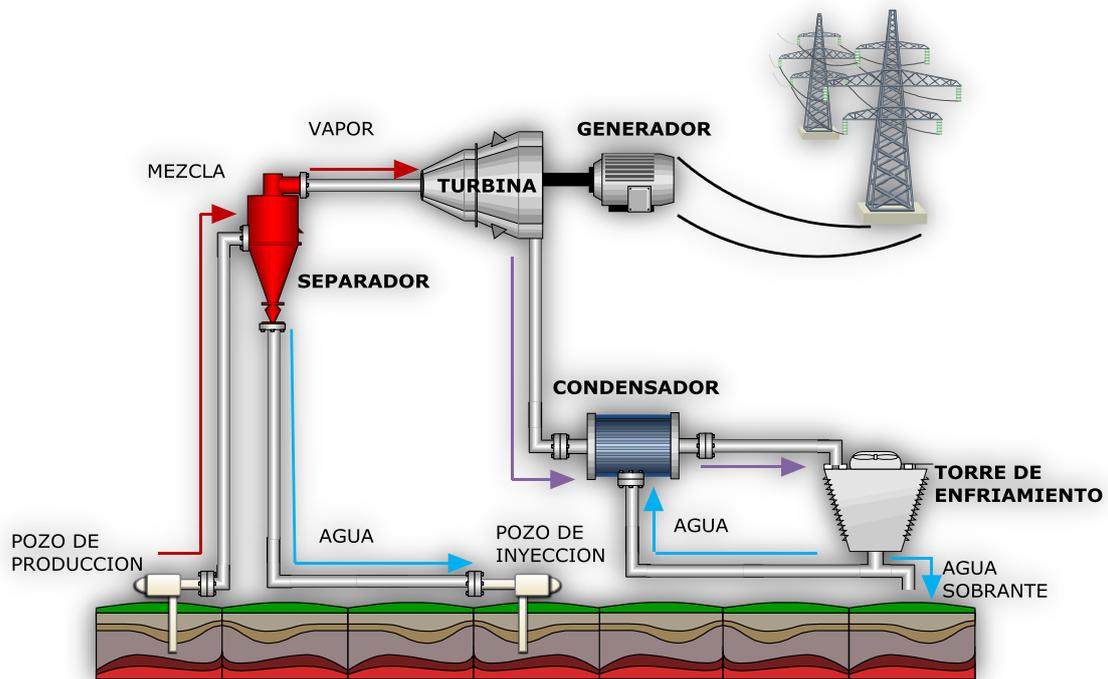
**Planta de reserva**, la finalidad de esta planta es suministrar energía base a la planta en operación en un lapso de tiempo determinado.

**Suministros locales**, son plantas pequeñas que funcionan desde pozos aislados para el abastecimiento de la población cercana a dicho pozo.

<sup>10</sup> H. Christopher. 1989. *Energía Geotermica*. Limusa. p230

### Ciclo de condensación

Este ciclo funciona de manera similar que el anterior con la única diferencia que a la salida de la turbina, el vapor extraído ingresa a un condensador, ya que no es un ciclo cerrado esto no se realiza con fines de recuperación esencialmente se hace para ser más eficiente el ciclo y de esta manera extraer más energía del vapor. Sin embargo, se tiene que tener en cuenta la cuestión ambiental, ya que muchos de los gases representan un riesgo al ambiente local de ser expuestos así.



*Figura 1.5 Ciclo de condensación  
[IMPULSA IV]*

### Ciclo binario

Las plantas binarias utilizan un fluido secundario de origen orgánico, con bajo punto de ebullición y una alta presión a bajas temperaturas. El ciclo que se presenta es un ciclo Rankin convencional y su explicación a detalle se verá en el punto 1.4 de este capítulo.

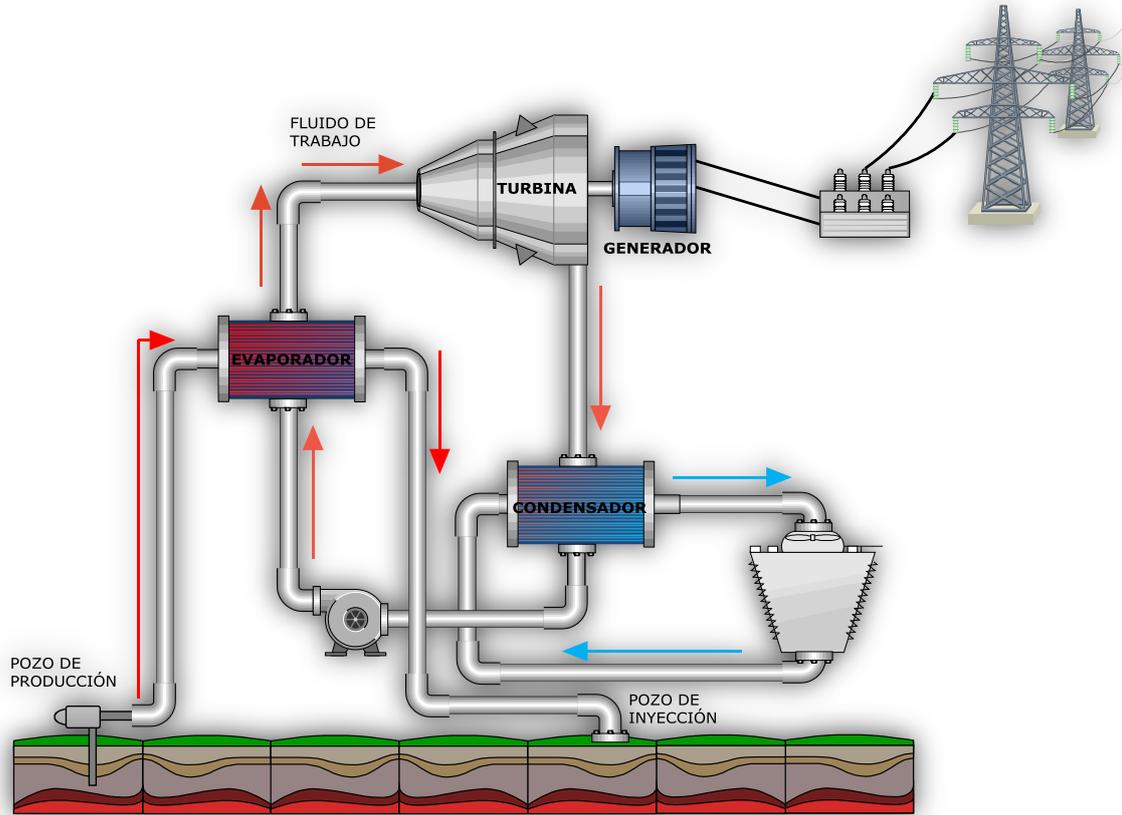


Figura 1.6 Ciclo binario  
[IMPULSA IV]

### 1.3 Aprovechamiento de geotermia de baja entalpía

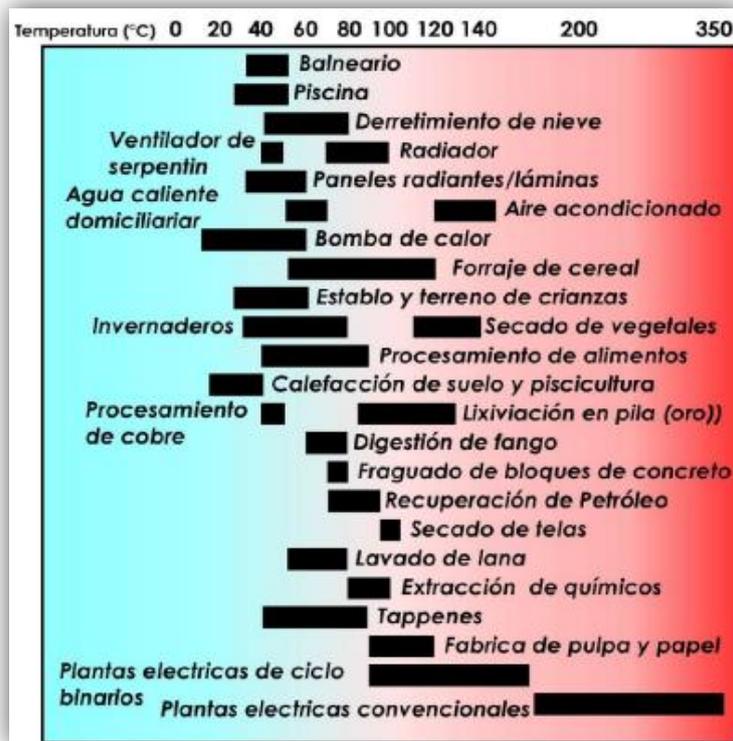
Existen diferentes denominaciones para clasificar a los campos geotérmicos; dependiendo de si es de roca caliente, o el estado físico del agua, de la cantidad de impurezas que presentan, de la presión de salida de los pozos o de su temperatura del fluido.

La discreción más utilizada comúnmente es la temperatura de los fluidos geotérmicos emanen, como medio de transporte del calor desde el acuífero hasta la superficie, este criterio se conoce como clasificación por entalpías. Por lo tanto los recursos geotérmicos se dividen en yacimientos de baja, media y alta entalpía como podemos observar en la *Tabla 1.2*.

**Tabla 1.2 Clasificación de recursos geotérmicos [°C]**  
[Autor]

	Meffler and Cataldi (1978)	Hochstein (1990)	Benderitter and Cormy (1990)	Nicholson (1993)	Axelsson and Gunnlaugsson (2000)
Recursos de baja entalpia	< 90	<125	<100	≤150	≤190
Recursos de entalpia intermedia	90-150	125-225	100-200	-	-
Recursos de alta entalpia	>150	>225	>200	>150	>190

Generalmente, los yacimientos de alta entalpia son utilizados por las plantas generadoras de electricidad debido a su alto potencial, mientras que los de media entalpia pueden utilizarse en diferentes procesos de la industria textil, metalúrgica o agropecuaria y, finalmente, la geotermia de baja entalpia es empleada en aplicaciones domésticas, de aire acondicionado o balnearios, en general el uso de recursos geotérmicos de baja entalpia para la generación eléctrica es prácticamente nulo.



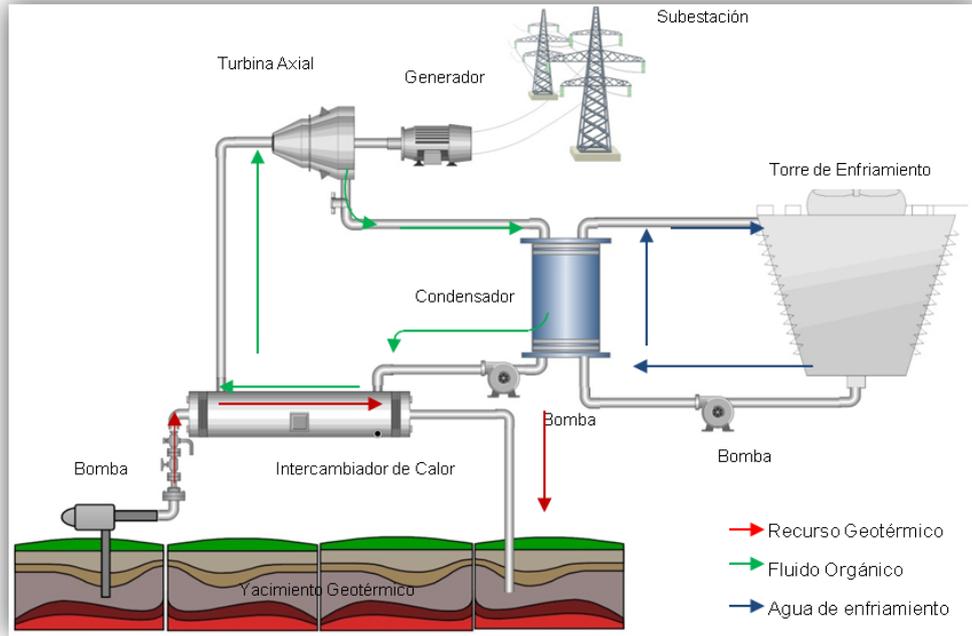
**Figura 1.7 Diagrama que muestra la utilización de los fluidos geotérmicos, modificando el diagrama**

Es por esto, que la propuesta a plantear en el capítulo siguiente, creará un área de oportunidad muy importante dentro de la geotermia para generación eléctrica, tal vez no de manera proactiva a la red eléctrica pero si de manera modular hacia la planta misma.

## **1.4 Generación eléctrica con geotermia de baja entalpia utilizando ciclo binario**

Un ciclo binario no es más que la modificación de un ciclo *Rankine* convencional, con la diferencia de que en lugar de calentar el fluido de trabajo con una caldera, normalmente fluidos orgánicos como los n-pentano u otros refrigerantes, la fuente de calor es un intercambiador de calor de carcasa y tubos, en los cuales este fluido es calentado y vaporizado, el vapor producido acciona una turbina normal de flujo axial, posteriormente es enfriado y condensado, y el ciclo comienza nuevamente *Figura 1.8*. Actualmente las plantas de ciclo binario son de las más utilizadas en la energía geotérmica con aproximadamente 162 unidades en funcionamiento distribuidas en 17 países para el año de 2007.

Una vez seleccionando un fluido secundario, el sistema binario puede diseñarse para utilizar fluidos geotermales en un amplio rango de temperatura que van de los 85°C a los 170°C. Las plantas binarias se construyen normalmente en pequeñas unidades modulares, de apenas algunos cientos de kWe de capacidad aunque en el mundo existen algunas de menor capacidad. Estas unidades de esta manera pueden ser interconectadas para constituir plantas eléctricas de decenas de MWe. Sus costos dependen principalmente de las características del yacimiento geotérmico como los son: la temperatura del fluido, la presión, la calidad de fluido (mezcla, seco o líquido), de igual manera, depende de las dimensiones de los equipos que la integran; el tamaño de la turbina, de los intercambiadores de calor y del sistema de enfriamiento.



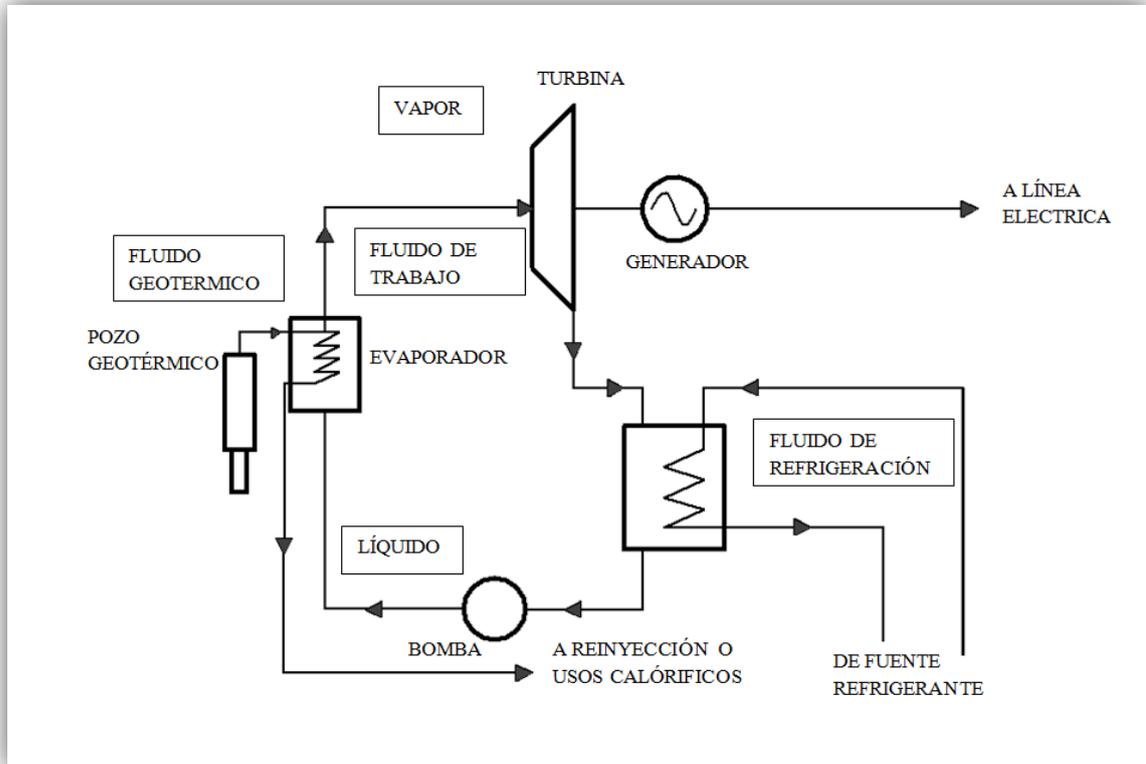
**Figura 1.8 Ciclo Binario [IMPULSA IV]**

El tamaño total de esta planta modular representa una gran ventaja debido a la flexibilidad que esta representa, ya que es posible interconectar una gran cantidad de unidades modulares estándar que sumadas dan mayores capacidades de generación

### 1.5 Componentes principales de un ciclo binario

El esquema simplificado del ciclo se puede observar en la *Figura 1.6* sus partes principales son la turbina de generación, el condensador, la Bomba de alimentación, el intercambiador de calor que se divide en el precalentamiento y el evaporador, y la torre de enfriamiento. El sistema empieza con la producción de los pozos donde el recurso geotérmico es extraído con ayuda de las bombas de alimentación. La bomba eleva la presión del fluido que se hace pasar por el intercambiador de calor donde cede energía al fluido de trabajo, primeramente el fluido geotérmico pasa por la cámara de precalentado donde el fluido binario es llevado a ebullición, posteriormente es ingresado al evaporador donde se lleva al punto de vapor saturado y de esta manera pueda acceder a la turbina de generación. Una vez en la turbina de generación el fluido pierde energía cediéndola al generador acoplado a ella. El fluido binario que se extrae de la turbina es llevado a líquido saturado en el condensador, esto se hace con ayuda de la torre de

enfriamiento. Una vez enfriado el fluido de trabajo es reingresado al intercambiador de calor y empieza el ciclo. Mientras que el flujo geotérmico que cedió energía en el intercambiador es reinyectado al subsuelo.



*Figura 1.9 Diagrama esquemático de un Ciclo Binario básico  
[Autor]*

La característica particular de un bajo punto de ebullición en los fluidos refrigerantes como lo son los freones, el insobutano, isopentano, el propano entre otros aplicados a un ciclo cerrado de turbina-alimentación-caldera ha tenido gran aceptación y sigue teniéndola debido a las ventajas que este representa:

1. Permite extraer más calor de los fluidos geotérmicos, desechándolos a una temperatura baja, aprovechando más el contenido energético
2. Permite utilizar los fluidos geotérmicos que tienen temperaturas mucho menores que las que serían económicas para la utilizaciones con evaporación instantánea
3. Utiliza presiones de vapor mayores que permiten usar una turbina muy compacta de auto arranque, y evita las presiones sub-atmosféricas en cualquier punto del ciclo
4. Confina los problemas químicos al intercambiador de calor únicamente

5. Permite hacer uso de fluidos geotérmicos químicamente agresivos o que contengan altas porciones de gases no condensables
6. Pueden aceptar mezclas de agua/vapor sin hacer su separación<sup>11</sup>

Sin embargo este tipo de ciclos aplicados a la energía geotérmica presenta algunas desventajas:

1. Es necesario la utilización de intercambiadores de calor que son costosos, se desperdicia temperatura, su mantenimiento es costoso y puede haber incrustaciones en la mayoría de los casos por el origen del agua geotérmica
2. Requiere de condensadores superficiales, en vez del condensador más barato del tipo de chorro que puede utilizarse comúnmente cuando es vapor el fluido de trabajo
3. Se necesita una bomba de alimentación, la cual es costosa y absorbe una cantidad sustancial de energía generada
4. Los fluidos binarios son volátiles, a veces tóxicos y otros inflamables, por lo que tienen que almacenarse con gran cuidado utilizando sellos especiales
5. Se necesitan grandes cantidades de agua de enfriamiento<sup>12</sup>

A pesar de esto este tipo de sistemas sigue siendo una opción para la generación de media y baja entalpia, debido al poco desarrollo tecnológico que se ha tenido.

### **1.6 Turbinas convencionales del ciclo binario, clasificación:**

Las plantas de ciclo binarios son construidas generalmente en pequeñas unidades modulares, que interconectadas entre sí pueden consolidar plantas eléctricas capaces de generar en el orden de Mega Watts. Se construyen así debido a que el fluido de trabajo es de baja presión estas consideraciones repercuten directamente en el turbina de generación, que es el dispositivo encargado de transformar la energía térmica del fluido en energía mecánica que acoplada con el generador eléctrico se convierte en energía eléctrica. El sistema de transformación de energía de las turbinas de vapor se divide principalmente en toberas y rodets, las toberas es donde el vapor se expande para poder

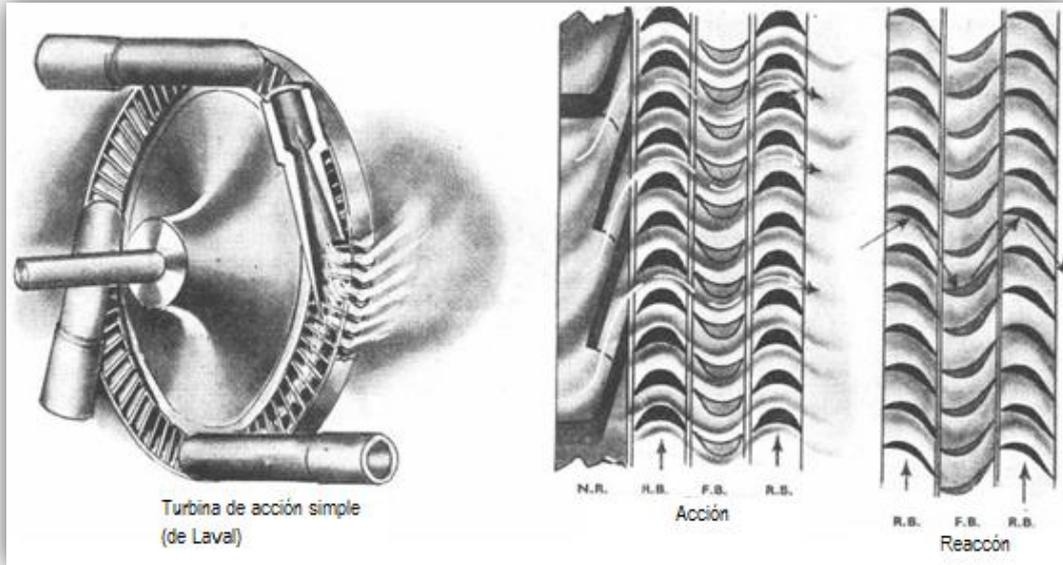
---

<sup>11</sup> Christopher Op. Cit. p232

<sup>12</sup> Ibid

entrar así al rodete, el cual está compuesto por las álabes, el rotor y el estator (si la turbina es de más de una etapa), en donde se transforma la energía térmica en mecánica.

A continuación, se hará una pequeña descripción de las turbinas frecuentemente utilizadas para este tipo de ciclos.



*Figura 1.10 Esquema de una turbina de acción y una de reacción [4]*

### **1.6.1 Turbinas de Acción**

Una turbina de vapor transforma la energía térmica del fluido binario en energía mecánica a través de un intercambio cantidad de movimiento de dicho fluido con el rotor de la turbina. La energía disponible es la diferencia de entalpías entre la entrada de la turbina y su estado final a la salida, dicha diferencia es conocida como salto entálpico. Si el salto entálpico se realiza en su totalidad en las toberas se dice que tenemos una turbina de acción, esto quiere decir que la entalpía en la salida de la tobera (para un proceso isoentrópico) es igual a la entalpía final del vapor. Esto quiere decir que la transformación en los álabes será puramente mecánica y en una sola dirección.

### **1.6.2 Turbinas de Reacción**

Debido a que no siempre se pueden usar turbinas de acción, por ejemplo cuando el salto de presión es grande, se emplean la técnica de escalonamientos, es decir, se divide la expansión del vapor en varios pasos. De esta forma las expansiones de mayor presión se

hacen en la parte de acción, y de ahí en adelante se realiza en lo que se conoce como reacción. Es decir, que el salto térmico puede realizarse tanto en el rotor como en el estator, cuando este salto ocurre únicamente en el rotor la turbina se conoce como de reacción pura.

## **1.7 Conclusiones**

El potencial geotérmico que México fue teniendo durante los últimos 20 años es una ventana de lo que se tiene que hacer para ir mitigando el problema energético del país ya que como se puede observar en la *Tabla 1.1* en el año 2005 a la fecha Indonesia nos superó en generación geotérmica aumentando su capacidad en un 33.25% mientras México se mantuvo constante con un crecimiento de apenas el 0.53%. Esto significa que Indonesia vio en la energía geotérmica un área de desarrollo importante, mientras que México se ha mantenido escéptico a este tipo de tecnologías. En resumen, no se le ha dado la suficiente importancia a dicho recurso, y es por eso que este tipo de trabajos son tan relevantes.

## **Capítulo 2: Planteamiento del Estudio**

### **Introducción**

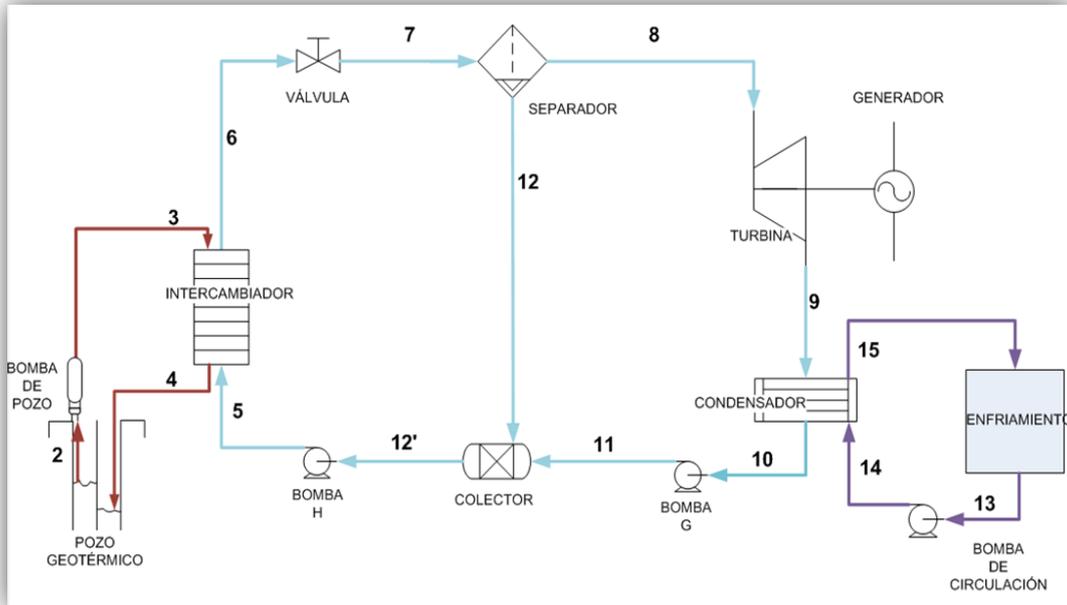
La tecnológica generada en México es mucho menor a la de otros países de América Latina con un nivel de desarrollo similar, lo que provoca un rezago en la materia, pues mientras en Brasil se destina 1 por ciento del producto interno bruto para esos rubros, en el país la asignación en el pasado año fue menor a 0.4 por ciento. Por esta razón la importancia del desarrollo de nuevas tecnologías, principalmente en el área energética. En cuestión de la explotación de los recursos geotérmicos del país, el proyecto IMPULSA IV presenta la siguiente propuesta por lo que primero se expondrá la importancia del diseño y manufactura de una microturbina con características técnicas necesarias para la operación dentro del ciclo denominado PWG. Después, se va abordar y explicar detalladamente este ciclo. Para concluir con puntos como las tecnologías disponibles en el mercado, con requerimientos afines a los necesitados en el ciclo, los cuales son de gran importancia, ya que sirven de base para el diseño en sí de la propuesta.

### **2.1 Propuesta de modificación al ciclo binario convencional**

Como se mencionó en el capítulo anterior los ciclos binarios representan una oportunidad de aprovechamiento geotérmico con bajas temperaturas o de baja entalpia. Sin embargo las plantas que operan con dicho ciclo presentan severos problemas de corrosión, esto debido a los tipos de intercambiadores que se emplean. Estos intercambiadores de tubos y carcasa son de baja eficiencia comparados con otros diseños de intercambiadores de calor, como los intercambiadores de placas ya que estos intercambiadores manejan menores acercamientos de temperatura, esto quiere decir que la diferencia entre la temperatura de entrada del fluido geotérmico y la temperatura de salida del fluido de trabajo es considerablemente grande. Además el mantenimiento de este tipo de dispositivos es caro y complicado.

Por ello, una propuesta que el proyecto IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería ha venido desarrollando desde el 2007 ha sido la modificación de un ciclo binario convencional que implementa agua como fluido de trabajo es por eso que a este sistema se le denomino ciclo PWG (*Pressured Water Generation*). Esta modificación consiste

en sustituir el calentador y el evaporador por un intercambiador de calor de placas, una válvula de estrangulamiento (placa orificio) y un separador de flujos. En la *Figura 2.1* se ilustra la propuesta del ciclo binario modificado. Otro cambio importante en el ciclo es la implementación de agua desmineralizada como fluido de trabajo en el ciclo.



**Figura 2.1** Ciclo PWG  
[IMPULSA IV]

En la propuesta anterior, se puede observar como el fluido geotérmico cede calor al fluido de trabajo, en este caso agua, mediante el intercambiador de calor de placas. A la salida del intercambiador el agua cambia su estado a líquido saturado, el cual se hace pasar a través de una válvula de estrangulamiento donde se expande y disminuye su presión, esto hace que parte del fluido se evapore y tengamos una mezcla. Posteriormente la mezcla pasa por un separador ciclónico, haciendo pasar sólo el vapor a la microturbina de generación y el líquido es desviado a un colector para su reingreso al intercambiador de calor de placas. El vapor acciona la microturbina donde cede su energía térmica y convirtiéndola en energía mecánica que acoplada al generador nos resulta electricidad. El condensado remanente de la turbina es enfriado en el condensador con ayuda de la torre de enfriamiento y así es llevado finalmente al colector y reingresado al ciclo.

## **2.2 Comparación entre el ciclo binario convencional y la propuesta de modificación**

Para tener una idea más clara de los beneficios que se pueden obtener de la propuesta de modificación, a continuación se presentará una comparativa de la potencia neta generada entre el ciclo binario y la propuesta de modificación. Esto se hará variando el gasto másico, entre ambos ciclos tomando en cuenta las mismas condiciones de temperatura del recurso geométrico, del agua de condensación y de las eficiencias de los equipos que los componen.

En ambos casos, el fluido de trabajo será agua (aunque también se puede desarrollar utilizando fluidos orgánicos), se contará con una entrada de agua geotérmica de 140° [C] y 4.62 [bar]. La temperatura inicial y final del agua de enfriamiento será de 20° y 30° [C] respectivamente. La presión de condensación concurrirá a 0.1 [bar]. Las eficiencias de la turbina, intercambiadores de calor y bombas son de 70%, 80% y 75% respectivamente. En los intercambiadores de calor la caída de presión es de 1 bar mientras que la caída de temperatura para en el caso del ciclo binario será de 10° [C] y de 3° [C] para el caso del ciclo PWG.

*Tabla 2.1 Comparativa entre ciclos  
[Autor]*

<b>Gasto [kg/seg]</b>	<b>Potencia Neta Ciclo Binario [kW]<sup>13</sup></b>	<b>Potencia Neta Ciclo PWG [kW]<sup>14</sup></b>
<b>15</b>	171	194
<b>20</b>	229	259
<b>25</b>	286	323
<b>30</b>	343	388
<b>35</b>	400	452
<b>40</b>	457	517
<b>45</b>	517	581

<sup>13</sup> García Jaimes O. *Los recursos geotérmicos de baja entalpía: una opción en la generación eléctrica y la desalación de agua de mar (C-4.3)* (Tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico), Facultad de Ingeniería UNAM, 2008, p. 42-48

<sup>14</sup> IMPULSA IV

Como se puede observar en la *Tabla 2.1* la potencia generada por el sistema PWG es mayor a la del binario con las mismas condiciones de entrada. Esto es gracias a la implementación de las modificaciones propuestas, ya que el intercambiador de placas tiene un mejor acercamiento de temperatura ( $3^{\circ}$  [C]) que el de carcasa y tubos ( $10^{\circ}$  [C]), aunado a lo anterior está el hecho de que este tipo de intercambiadores ocupan un espacio significativamente menor con respecto a los dos intercambiadores de carcasa y tubos del ciclo binario.

Finalmente, la propuesta de modificación incrementa el factor de planta en 8% con respecto al ciclo binario, esto debido a que el mantenimiento requerido por el intercambiador y la microturbina se efectuaría más rápido y en periodos de tiempos más espaciados.

### **2.3 Elementos de la propuesta de modificación al ciclo binario**

#### Intercambiador de calor

La propuesta de modificación del ciclo binario convencional consta de sustituir los intercambiadores de calor de carcasa y tubos por un intercambiador de placas, una placa orificio y un separador ciclónico, *Figura 2.2*. Así, la ventaja del sistema propuesto es que el intercambiador de calor de placas incrementa la eficiencia de la generación de vapor, debido a que este tipo de equipos tiene acercamientos de hasta  $1^{\circ}$  [C] entre fluidos, sus pérdidas de intercambio de calor son relativamente bajas, debido a que su coeficiente conectivo es más grande, igualmente, el espacio ocupado por dicho intercambiador es menor y su mantenimiento es más sencillo, comparado con los de carcasa y tubos.<sup>15</sup>

---

<sup>15</sup> *García Jaimes O. Op. Cit*

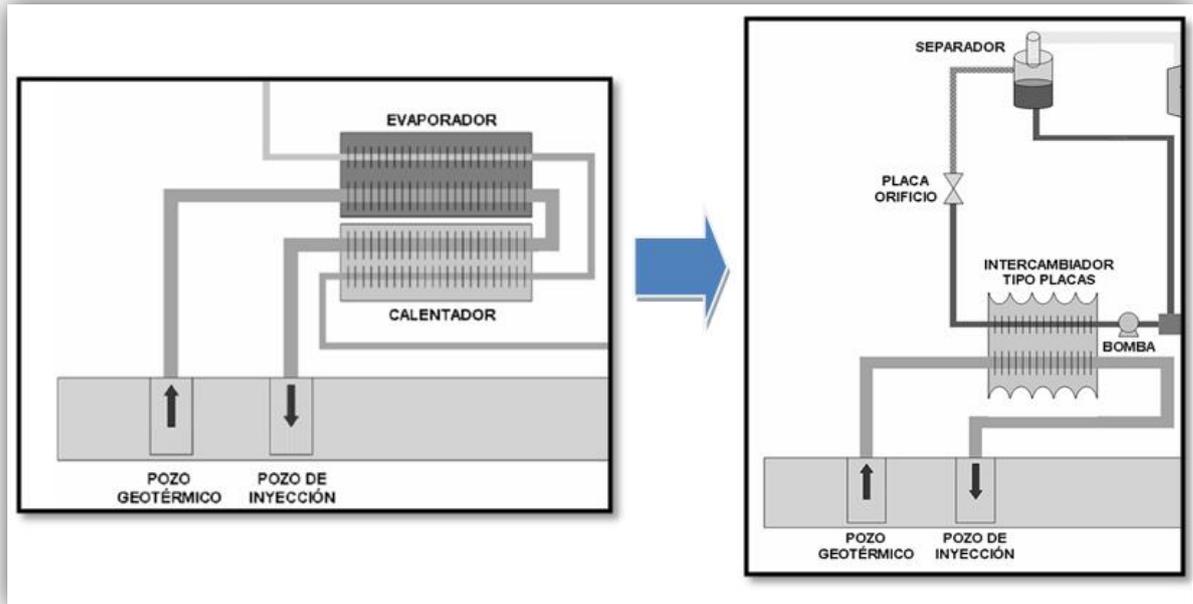


Figura 2.2 Propuesta de Modificación [26]

Este tipo de intercambiador ver *Figura 2.3* tiene una configuración de pareja de placas acanaladas y acopladas a un marco y retenidas por medio de abrazaderas. Cada placa se hace de materiales como acero inoxidable o níquel, con una serie de corrugaciones. Las placas se disponen en paquetes montados sobre rieles guía en la parte superior e inferior, unidas a la vez por tornillos de contrapresión. Las juntas o sellos sirven para controlar el flujo y contener la presión. El arreglo de las juntas de cada placa nos ayuda a distribuir el medio caliente y frío en canales de flujos alternados a través de los paquetes de placas.

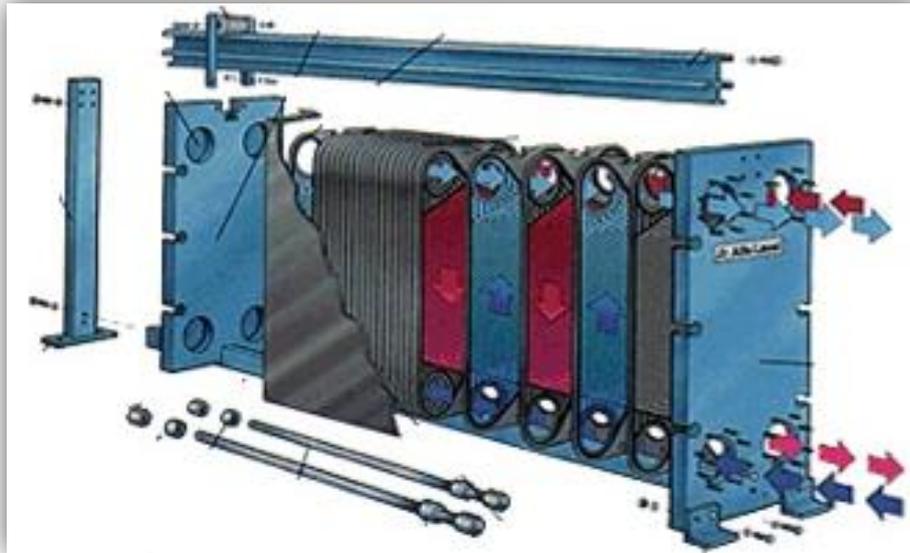


Figura 2.3 Intercambiador de Calor de Placas [6]

### Placa orificio

La placa orificio se utiliza principalmente como un elemento reductor de presión, su función es simplemente una restricción al flujo esto es importante para el ciclo ya que el fluido, proveniente del intercambiador de calor, aguas arriba de la placa orificio *flashea* aguas abajo, lo que significa que al disminuir su presión parte del fluido en líquido se evapora obteniendo una mezcla (Figura 2.4). Si bien se reduce la presión, no realiza trabajo y por lo general la transferencia de calor es pequeña. Si se elige el volumen de control lo suficientemente alejado de dicha restricción, el cambio de energía cinética resulta pequeño.

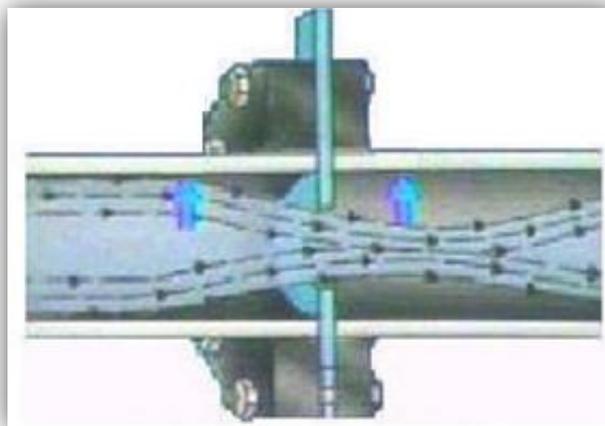


Figura 2.4 Placa orificio [7]

### Separador de flujos

La mezcla proveniente de la placa orificio entra a un separador, ya que, como dice su nombre, separa el vapor del líquido. Después envía, el vapor hacia la turbina de generación y el líquido a un mezclador, y de esta manera reinsertarlo al intercambiador de calor. El separador de vapor empleado puede ser del tipo centrífugo, con el cual logrará la separación de incluso el 99.9% del líquido. El funcionamiento de este tipo de separadores es muy sencillo, la mezcla entra por un costado de este, una vez dentro existe un dispositivo giratorio que hace que la parte líquida se quede adherida a él y el vapor sube, en la parte central ahí un tubo por el cual sale el vapor seco.



*Figura 2.5 Separador de flujos*

### **2.4 Análisis de requerimientos de la turbina del ciclo modificado**

De manera indirecta, la modificación del ciclo binario genera un área de oportunidad muy grande en un elemento concluyente dentro de la propuesta de modificación, la microturbina de generación. En este nuevo sistema con evaporación flash, y con la intención de reducir el espacio total de la planta, se consideró el uso de una microturbina de altas revoluciones (entre 10,000 y 20,000 rpm). Tales turbinas proporcionan además altas eficiencias, como la considerada en los presentes análisis, de 70%.<sup>16</sup>

---

<sup>16</sup> *García Jaimes O. Op. Cit*

Con base en un análisis termodinámico se obtuvo la *Tabla 2.2*, la cual contiene las propiedades termodinámicas de cada uno de los puntos del ciclo PWG (los cuales se pueden observar en el diagrama T-s del *Anexo A*). Los puntos 8 y 9 representan la entrada y la salida del flujo a través de la turbina, para una generación de 1 [kW]. El hecho de que se manejen bajas presiones, bajos flujos máxicos y una diferencia de entalpías considerablemente baja nos lleva a dos posibles opciones; la primera es que la turbina sea de altas revoluciones y de dimensiones pequeñas o en su defecto que esta sea de grandes dimensiones y pocas revoluciones.

En cuestión de manufactura y operación de la turbina se considera que la opción más viable es la configuración de una pequeña turbina capaz de girar a altas revoluciones.

Tabla 2.2 Hoja de cálculo PWG  
[MPUISA IV]

Punto	Recurso geotérmico			Fluido de trabajo									Agua de enfriamiento		
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	12'	13	14	15
T (°C)	120.0	120.0	94.4	91.4	117.0	93.5	93.5	45.8	45.8	45.8	93.5	91.4	20.0	20.0	30.0
P(MPa)	0.20	0.30	0.20	0.28	0.18	0.08	0.08	0.01	0.01	0.18	0.08	0.08	0.10	0.20	0.10
Gasto(Kg/seg)	0.12	0.12	0.12	0.09	0.09	0.09	0.004	0.004	0.004	0.004	0.09	0.09	0.27	0.27	0.27
Gasto(m <sup>3</sup> /seg)	0.00012	0.00012	0.00012	0.00010	0.00010	0.00853	0.00843	0.05516	0.0000041	0.0000041	0.00009	0.00010	0.00029	0.00027	0.00027
Densidad(kg/m <sup>3</sup> )	943.11	943.14	962.32	964.42	945.50	10.84	0.48	0.07	989.83	989.90	962.93	964.34	933.77	998.25	995.65
Entalpia Liq(kJ/kg)	503.81	503.94	395.80	383.24	491.08			191.81	191.81	192.02	391.71	382.98	84.01	84.13	125.82
Entalpia Gas(kJ/kg)							2665.18	2225.90							
Entalpia Mezcla (kJ/kg)						491.08		2417.71							
Calidad (%)	0.00				0.00	0.04	1.00	0.93	0.00		0.00	0.00			
Entrop Liq(kJ/kg K)	1.53	1.53	1.24	1.21	1.50	1.23	1.23	0.65	0.65	0.65	1.23	1.21	0.30		
EntropGas(kJ/kg K)							7.43								
Entrop Mezcla (kJ/kg K)						1.50		7.63							
Carga Térmica(kW)		12.46							8.99						11.21
Potencia Bomba(kW)	0.02			0.02						0.00			0.03		

En resumen, la descripción técnica de la turbina es la siguiente:

- Condiciones en la entrada: Temperatura 93.5 [°C]; Presión 0.08 [bar]
- Condiciones en la salida: Temperatura 45.8 [°C]; Presión 0.01 [bar]
- Gasto másico 0.004 [kg/s]
- Diferencia de entalpías 247.47 [kJ/kg]

El diseño de la turbina PWG ofrece ventajas sobre las turbinas existentes en el mercado, ya que muchas de ellas operan con fluidos orgánicos (mayormente inflamables, tóxicos y/o corrosivos) o presiones altas (arriba de 5 [bar]). Esto representa un mantenimiento periódico y tardado.

## **2.5 Tecnologías disponibles compatibles a los requerimientos de la turbina del ciclo modificado**

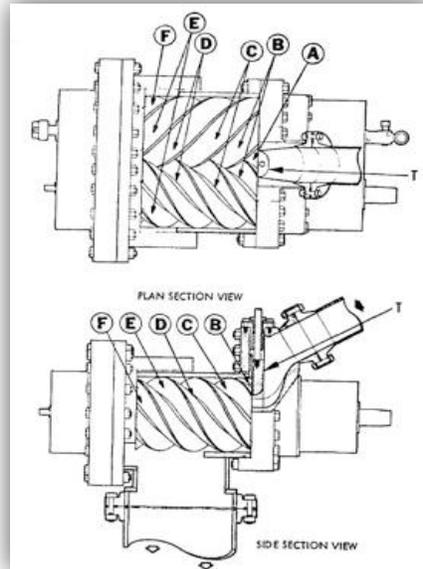
Actualmente en el mercado mundial se pueden localizar algunas microturbinas con características similares al diseño propuesto en el proyecto IMPULSA IV. Sin embargo la mayoría de estas turbinas funcionan con un Ciclo *Rankine* Orgánico (ORC) (por sus siglas en inglés *Organic Rankine Cycle*), esto es que ocupan fluidos orgánicos como fluido de trabajo. O en su defecto las presiones con las que trabajan son muy altas. A pesar de esto a continuación se hará mención de dichas tecnologías.

### *Infinity Turbine®*

La turbina *Infinity*, está acoplada a un turbogenerador funciona con un ORC. El ORC es similar al ciclo de turbina de vapor convencional, excepto que el fluido que impulsa la turbina, es un fluido orgánico de bajo punto de ebullición, que permiten que el sistema funcione de manera eficiente en fuentes de baja temperatura de calor a producir electricidad en una amplia gama de potencias.

Esta turbina tiene un diseño muy particular ya que combina el diseño del tornillo de Arquímedes con el de una turbina de reacción teniendo como resultado alabes en espiral

que van expandiendo el fluido mientras lo va recorriendo tal y como se puede observar en la *Figura 2.6* las ventajas de que cuenta con dicho sistema es que la llevan a velocidades que van de los 20, 000 a los 30, 000 rpm con una generación de 300 [W] a 1.5 [kW].



*Figura 2.6 Infinity Turbine [9]*

Tanto la turbina como el rotor magnético se unen a un mismo eje, esto para poder evitar problemas de sellado con el eje externo, además de eliminar un sistema de reducción de velocidad, como una caja de engranes, para el acoplamiento con el generador. La potencia de salida generada del tipo CD se dirige a un controlador de voltaje o en su defecto a un inversor de alimentación del tipo CA, con la finalidad de conectarse a la red local o nacional. El generador de la turbina entera está hecho de acero inoxidable 304, muy resistente y diseñado para utilizarse sin necesidad de mantenimiento en los primeros años de operación. La carcasa de la turbina está hecha de acero inoxidable 304, y utiliza anillos estándar de estanqueidad para juntas, y tornillos de 3 / 8 pulgadas para el montaje sobre dos orificios de montaje en la parte inferior y superior de la unidad.

El tamaño compacto del generador de turbina permite que sea usado en fijo, sino también móviles (transporte) de aplicaciones. El diseño del bloque modular, permite a la unidad para ser desarmado y vuelto a montar en aproximadamente menos de una hora

Las principales ventajas de este sistema son:

- Eficiencia alta de la turbina (hasta 85 por ciento)
- Baja tensión mecánica en la turbina, debido a la velocidad periférica baja
- Velocidad baja de la turbina lo que permite la transmisión directa sin reductor
- No existe erosión en los álabes, debido a la ausencia de humedad en las boquillas de vapor
- Larga vida
- No requiere de un operador
- El mantenimiento puede ser asistido por un técnico de refrigerante estándar.<sup>17</sup>

### *Green Turbine®*

Este sistema es un micro turbo generador de vapor compacto con una potencia en el rango de 1.15 kW. Tiene un peso aproximado de 8 kg, con una longitud es de 28 cm y un diámetro de 19 cm. Opera a una presión del vapor es 5,2 [bar] absolutos y una la presión de condensador de 0,1 [bar]. Su velocidad nominal es de 30, 000 [rpm]

El generador entrega 3 fases en CA, la frecuencia es de 1000 Hz. Después de la rectificación del poder se alimenta a un convertidor CD / CA, con capacidad de conversión a la salida deseada. El tamaño más pequeño de la *Green Turbine* entregará 1 [kW] mientras que el de mayor tamaño 15 [kW]. Su diseño no necesita de hojas de guía ni engranajes, aumentando la fiabilidad y la eficiencia. Las pérdidas se reducen aún más mediante el uso de una aspiradora cerca de las ruedas de la turbina y los generadores.

---

<sup>17</sup> [www.infinityturbine.com](http://www.infinityturbine.com) (octubre 2011)



*Figura 2.7 Green Turbine  
[10]*

Las ventajas de esta turbina son los siguientes:

- De alta potencia en relación al peso
- Un funcionamiento silencioso
- Sin vibraciones
- Diseño sencillo resistente
- Largos intervalos de servicio
- De bajo costo
- Combustión externa, apto para todo tipo de combustibles
- Combustión limpia, sin contaminación de los lubricantes
- Muy flexible en el tipo de energía eléctrica: CA, CD, 1 o 3 fases, voltaje, frecuencia

*Green Turbine*® ha sido desarrollada como un motor térmico capaz de funcionar con combustible de baja temperatura. Debido a ello, aprovechar al máximo se pueden hacer en las áreas de aplicación de calor residual, la energía solar y ciclo binarios.<sup>18</sup>

---

<sup>18</sup> <http://www.greenturbine.eu> (octubre 2011)

## **2.6 Conclusiones**

Por lo tanto, el diseño de una nueva turbina es que cubra los requerimientos propuestos para el ciclo PWG es muy importante, ya que al no existir una tecnología diseñada para trabajar con los datos específicos del ciclo PWG, la eficiencia del ciclo se ve afectada de manera negativa, debido a que parte medular de diseño *per se* es lograr una turbina que alcance una máxima eficiencia teniendo así un mejor aprovechamiento de la energía térmica residual de otros ciclos o del mismo pozo geotérmico.

## Capítulo 3: Planteamiento de la turbina

### Introducción

Las microturbinas de acción de flujo axial son ideales para aplicaciones donde se necesita mantener la velocidad de la máquina y la velocidad tangencial del rotor baja, estas a menudo se utilizan para rangos de velocidad cercanos a los 3 600 [rpm] con el fin de hacer funcionar un generador síncrono, también las microturbinas de impulso pueden operar con la admisión parcial sin pérdidas significativas en comparación con las turbinas de reacción<sup>19</sup>. Sin embargo en para los fines del ciclo PWG se realizará un análisis de estas en un rango de velocidad de 20 000 [rpm]. Para esto primero se hará un breve resumen de los principios y fundamentos teóricos más importantes dentro de la termodinámica y la mecánica que son de gran relevancia para el diseño de cualquier turbomáquina. Después, se hará un bosquejo sencillo de la primera propuesta de turbina, tomando en cuenta el artículo “*Analysis of Partial Admission Axial Impulse Turbines*”, se desarrollarán una serie de sencillas ecuaciones y relaciones. Finalmente, se tendrá la primera iteración del diseño de la turbina PWG.

### 3.1 Estudio de las variables termodinámicas involucradas en la turbina

En el estudio de la turbomaquinaria coexisten leyes y conceptos que ayudarán al análisis y diseño de la turbina PWG. Estos van desde termodinámica básica hasta mecánica de fluidos. Con la finalidad de facilitar lo que adelante se planteara, en esta primera parte del capítulo se realizará un resumen de los mismos.

#### Conservación de masa

Considere el flujo de vapor con densidad  $\rho$ , a través de un elemento de área  $dA$  en un lapso de tiempo  $dt$  y una componente de velocidad perpendicular al área  $c_n$ . Un elemento de la ecuación de continuidad  $d\dot{m}$  estará expresada por la fórmula (1):

$$d\dot{m} = dm/dt = \rho c_n dA \quad (1)$$

---

<sup>19</sup> <http://www.barber-nichols.com/products/turbines/default.asp> (septiembre 2011)

Para la mayor parte de esta tesis se usara el análisis en una sola dimensión, por lo tanto la velocidad y la densidad serán consideradas como constantes en cada sección del conducto y  $A_1$  y  $A_2$  son las áreas en la sección 1 y 2, entonces:

$$\dot{m} = \rho_1 c_{n1} A_1 = \rho_2 c_{n2} A_2 = \rho_n c_n A_n \quad (2)$$

### Conservación de *momentum*

Uno de los más importantes, si no es que el más importante, de los fundamentos de la mecánica es la segunda ley del movimiento de Newton o conservación de *momentum*. En esta ecuación se observa la relación entre la suma de fuerzas externas actuando sobre un elemento infinitesimal del fluido y su aceleración, dicho de otra manera al cambio en la cantidad de movimiento en la dirección de la fuerza externa resultante.

Considerando un sistema inercial con un cuerpo de masa  $m$ , y la suma de todas las fuerzas, de cuerpo y superficie, actuando en  $m$  a lo largo de una trayectoria arbitraria en dirección  $x$  es igual a la relación del tiempo  $t$  respecto al cambio total del *momentum* en  $x$ .

$$\sum F_x = \frac{d}{dt}(mc_x) \quad (3)$$

Para un volumen de control donde el fluido entra a una velocidad constante  $c_{x1}$  y sale a velocidad  $c_{x2}$ :

$$\sum F_x = \dot{m} (c_{x2} - c_{x1}) \quad (4)$$

En la mecánica de fluidos es usada con más frecuencia la ecuación de *Euler* del movimiento la cual se deriva de la segunda ley de *Newton*. Para un flujo unidimensional constante, se puede demostrar que el fluido a través del volumen de control en ausencia de fuerzas cortantes es:

$$\frac{1}{\rho} dp + c dc + g dz = 0 \quad (5)$$

Esta ecuación aplicada en un volumen de control con grosor infinitesimal en dirección del vapor da como resultado la ecuación 6:

$$\int_1^2 \frac{1}{\rho} dP + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g (z_2 - z_1) = 0 \quad (6)$$

Esta es mejor conocida como la ecuación de *Bernulli* y varía según el tipo de turbomaquinaria, si se emplea en turbomáquinas hidráulicas ( $\Delta P \approx 0$ ) la ecuación queda:

$$\frac{1}{\rho} (P_2 - P_1) + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) = 0 \quad (7)$$

### Primera ley de la termodinámica

Esta ley habla acerca del cambio en la energía interna; estableciendo que en un sistema cerrado este cambio se debe a la diferencia entre el flujo de calor de entrada y el trabajo generado, tal como se muestra en la Ec. 8.

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 (dQ - dW) \rightarrow dE = dQ - dE \quad (8)$$

Al establecer un volumen de control por el cual circula un flujo constante  $\dot{m}$ , la energía se transfiere del flujo hasta los álabes de la turbina, esto se hace mediante tres tipos; su entalpia específica  $h$ , su energía cinética  $\frac{1}{2} c^2$ , y su energía potencial  $gz$  que en este caso se considera despreciable. Se define la entalpia de estancamiento como:

$$h_0 = h_n + \frac{1}{2} C_n^2 = cte \quad (9)$$

Tomando la transferencia de calor,  $\dot{Q}$ , de los alrededores hacia el volumen de control como nula al considerarse un proceso adiabático y al trabajo realizado positivo  $\dot{W}_x$ , entonces la primera ley de la termodinámica resulta:

$$\dot{W}_x = \dot{m}(h_{01} - h_{02}) \quad (10)$$

En resumen estas son las tres ecuaciones primordiales, con sus variantes, para el estudio de las turbomáquinas. Sin embargo para diseñar una turbomáquina son necesarias muchas más que más adelante conforme se vayan necesitando se irán explicando.<sup>20</sup>

### 3.2 Conceptualización de la turbina de altas revoluciones

Para poder conceptualizar la turbina, es necesario fijar ciertos parámetros de diseño que nos permita la realización de la primera iteración. Se va comenzar en decidir el tipo de turbina que se implementará. Una de las turbinas que nos ofrecen ventajas para el máximo aprovechamiento de la energía geotérmica disponible son las turbinas axiales de acción. Estas son ideales para aplicaciones donde se necesita mantener la velocidad de la máquina y la velocidad tangencial baja del rotor. Para los sistemas de generación de energía la turbina de acción puede operar con la admisión parcial sin pérdidas significativas en comparación con las turbinas de reacción. Aunado a las ventajas técnicas, las turbinas axiales presentan mayor eficiencia, un menor diámetro y facilidad en la manufactura de la misma<sup>21</sup>. Estas son las principales ventajas por las cuales se decidió la implementación de este tipo de turbinas.

Se les denominan turbinas de flujo axial debido a que la trayectoria del flujo a través de la turbina es básicamente paralela al eje, con poco cambio en con respecto al radio. El impulso térmico es utilizado para indicar que la caída de entalpías, también conocida como carga (H), a través de la turbina se produce principalmente en la tobera y no el rotor. Cuando la caída de entalpías se produce en la tobera, prácticamente la totalidad de la energía disponible para la turbina se convierte en velocidad. Esta velocidad se dirige entonces hacia el rotor en el que se desvía por los álabes o paletas,

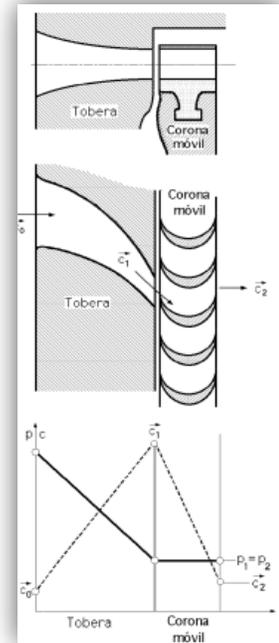


Figura 3.1 Esquema de una turbina de acción [18]

<sup>20</sup> Dixon S.L. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, Butterworth-Heinemann(C-2), 4th edition

<sup>21</sup> <http://materias.fi.uba.ar/6720/unidad5a.PDF> (septiembre 2011)

una vez desviado se vuelve a re-direccionar el flujo hacia los álabes de la siguiente etapa. Todo esto para imprimir una fuerza sobre los álabes del rotor. Las turbinas de acción tienen una ventaja en comparación con las turbinas de reacción (donde parte de la energía se expande en el rotor) en que llegan a su máximo rendimiento a una velocidad del rotor inferior tangencial. Esto puede ser importante por la alta cantidad de energía que cruza la turbina en cada etapa ya que la velocidad tangencial (velocidad periférica) puede ser limitada por consideraciones estructurales.<sup>22</sup>

Por mucho tiempo se hizo uso de conceptos como el de dos dimensiones o la teoría de cascada en conjunto con leyes y conceptos básicos de termodinámica para el diseño de las turbo máquinas. Sin embargo las turbinas de impulso de flujo axial no son susceptibles a este riguroso análisis. Es por eso que para este primer acercamiento en el diseño se hará con base en el artículo *“Analysis of Partial Admission Axial Impulse Turbines”*. En este artículo se plantea la factibilidad de simplificar el cálculo del diseño de las turbinas axiales de impulso utilizando la similitud que existe entre la velocidad específica ( $N_s$ ) y el diámetro específico ( $D_s$ ).

---

<sup>22</sup>[http://www.barber-nichols.com/products/turbines/axial\\_impulse\\_turbines/default.asp](http://www.barber-nichols.com/products/turbines/axial_impulse_turbines/default.asp) (septiembre 2011)

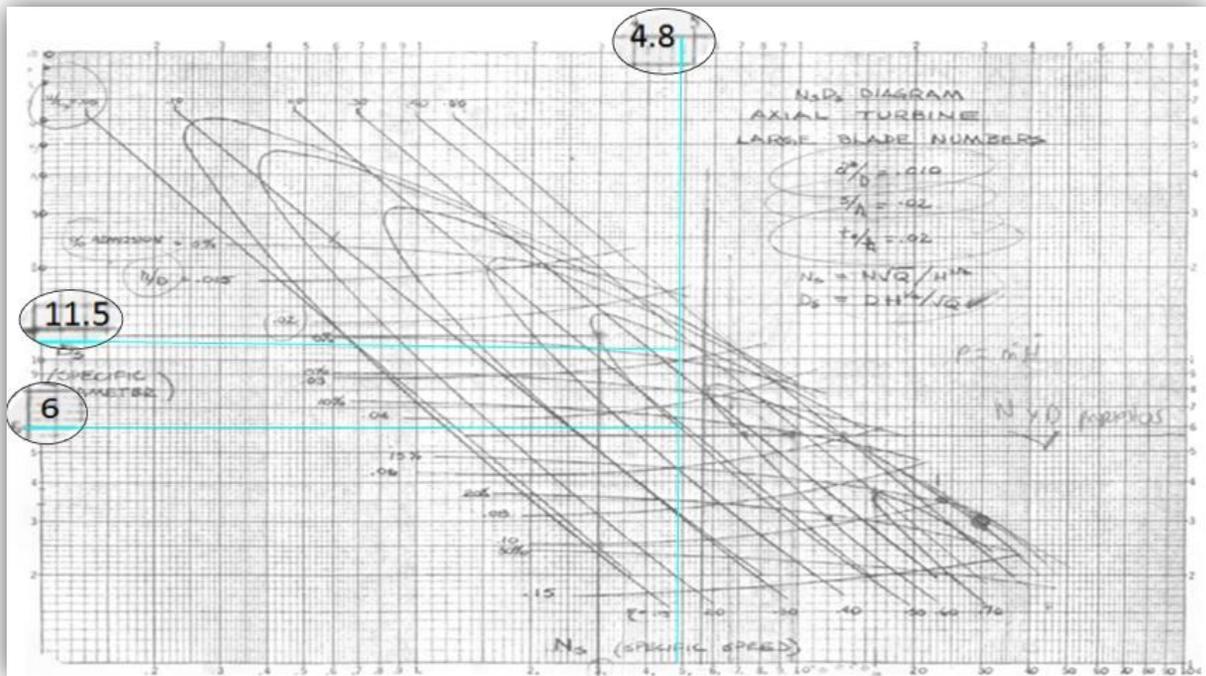


Figura 3.2 Diagrama  $N_s D_s$   
[26]

En la *Figura 3.2* podemos observar el diagrama de la velocidad específica con respecto al diámetro específico, con el podemos obtener parámetros geométricos de la turbina con base en datos del ciclo PWG. Ocuépanos a la velocidad específica para poder estimar el diámetro de la turbina ya que su ecuación es independiente de este valor como podemos ver en la ecuación 11:

$$N_s = \frac{N \cdot \sqrt{Q_a}}{H^{3/4}} \quad (11)$$

Donde  $N$  es la velocidad en *rpm*,  $Q$  es el gasto en  $ft^3/seg$ ; la carga ( $H$ ) es la energía disponible y esta referenciada en  $ft \text{ lb}_f / \text{ lb}_m$ . El gasto y la carga son obtenidos de la hoja de cálculo del ciclo PWG mientras que la velocidad es propuesta. En este caso se decidió una velocidad de 20 000 *rpm* para evitar complicaciones en el acople con el alternador.

Una vez obtenido  $N_s$  se propone un diámetro específico. Esto se hace trazando una perpendicular a  $N_s$  la cual va cruzar con las curvas de eficiencia dos veces, en este caso es de 50%, lo cual nos da  $D_s$  que está definida en la *Ec. 12*.

$$D_s = \frac{D \cdot H^{1/4}}{\sqrt{Q_a}} \quad (12)$$

Con el  $D_s$  obtenido despejamos  $D$  en  $ft$  y así tenemos una estimación del diámetro obtenido, ver *Figura 3.2*, nos proporciona diferentes datos como el porcentaje de admisión, la relación entre la velocidad periférica y la velocidad total ( $u/C_0$ ) y la relación entre la altura del álabe y el diámetro ( $h/D$ ).

El caso particular a evaluar se puede observar en las *Tablas 3.1-a* y *3.1-b*:

*Tabla 3.1-a; datos propuestos (N) y del ciclo PWG 3.1-b; resultados de la gráfica  $N_s D_s$*   
[Autor]

N [rpm]	20000	a
Q [ft <sup>3</sup> /seg]	0,481	
H [lbf* ft / lbm]	40792,33	
$N_s$	4,83	

20000 @ 50%		d [cm]	% admisión	u/C <sub>0</sub>	h/D	h [cm]	b
Ds1	6	8,92	11	0,2	0,048	0,43	
Ds2	11,5	17,10	5,80	0,38	0,027	0,46	

### 3.3 Propuesta preliminar de la turbina

Como se ha mencionado anteriormente en las turbinas de acción transforman toda la energía en el estator, para realizar el análisis unidimensional se usara la carga, H, disponible en el ciclo, la cual se obtendrá de la hoja de cálculo realizada en Excel. En esta hoja la carga disponible es la diferencia de entalpias entre el punto 8 y 9. Para calcular las secciones de la tobera se usara la ecuación de conservación de masa ( $I$ ), despejando el área de la misma, de esta manera obtenemos:

$$A_n = \frac{\dot{m}}{\rho_n C_n} \quad (1 - a)$$

Inicialmente se considera un proceso isoentrópico, esto significa que la entropía no varía entre la entrada y la salida de la tobera. Para poder realizar este estudio es necesario discretizar la diferencia presiones entre la entrada y la salida de la turbina. Esto se hace con la finalidad de observar las variaciones de la entalpia y la densidad del fluido durante su

transcurso en al tobera. La entalpia servirá para la obtención de la velocidad con base en la entalpia de estancamiento  $h_o$ , la cual no se modifica en ningún punto, de la siguiente forma:

$$C_n = \sqrt{2 * (h_{n-1} - h_n) + C_{n-1}^2} \quad (13)$$

Finalmente obtenemos el número de Mach para poder corroborar si la sección del estator corresponde a una tobera subsónica o supersónica, este número se obtiene al dividir la velocidad  $C_n$  entre la velocidad del sonido en el medio. Para el caso del vapor de agua a una temperatura entre los 80 y 120 [°C] es de 477 [m/s]. Con las consideraciones y formulas previas se obtiene la *tabla 3.2*, en la cual se apreciara numéricamente la sección del estator.

**Tabla 3.2 Discretización del estator**  
[Autor]

Gasto[kg/s]	0.0080					
P [MPa]	s [kJ/kg K]	h[kJ/kg]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_n$ [m/seg]	Área [cm <sup>2</sup> ]	Diámetro [cm]
0.1	7.359	2674.95	0.590	30	4.5401	2.4043
0.096	7.359	2667.26	0.567	127.51	1.1117	1.1898
0.087	7.359	2650.91	0.520	221.29	0.6982	0.9428
0.078	7.359	2633.10	0.473	291.16	0.5837	0.8621
0.069	7.359	2613.19	0.425	352.70	0.5363	0.8264
<b>0.060</b>	<b>7.359</b>	<b>2590.98</b>	<b>0.376</b>	<b>410.87</b>	<b>0.5202</b>	<b>0.8138</b>
0.051	7.359	2565.65	0.326	468.50	0.5257	0.8182
0.042	7.359	2536.06	0.276	527.89	0.5527	0.8388
0.033	7.359	2500.32	0.223	591.73	0.6082	0.8800
0.024	7.359	2454.837	0.170	664.17	0.7141	0.9536
0.02	7.359	2426.21	0.142	705.95	0.8036	1.0115

Con ayuda de la tabla nos podemos dar cuenta que la mayor estrangulación se da a la presión de 0.06 [MPa] con un área de 0.5202 [cm<sup>2</sup>] esto representa en una sección circular un diámetro de 0.8238 [cm] y una relación de áreas de 0.34, es significa que del diámetro de entrada se reduce en un 64%. En la *Figura 3.3* se muestra un esquema de las relaciones con las que contar la tobera.

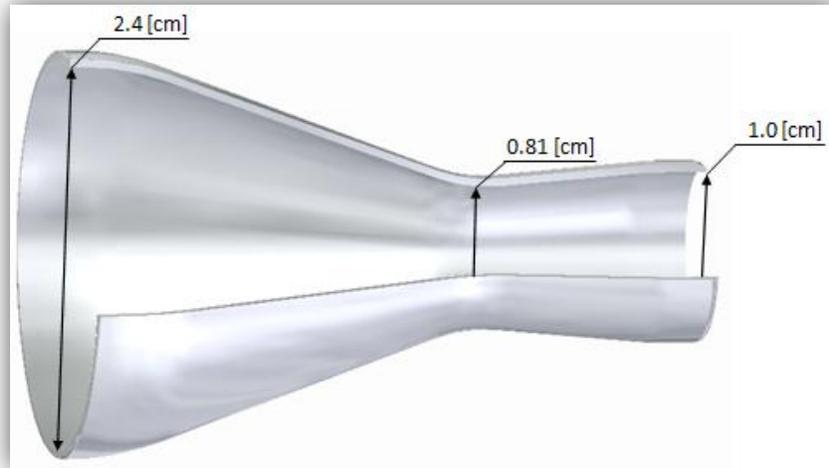


Figura 3.3 Esquema del estator de la turbina  
[Autor]

Después del estator el flujo continúa por el rotor de la turbina. En la *Figura 3.4* se muestra un diseño esquemático del rotor, en el que se aprecia las dimensiones redondeados del cálculo hecho de la *Tabla 3.b-1*. De los dos valores de dicha tabla se decidió hacer uso del diámetro específico de 11.5, por cuestión de factibilidad en la manufactura de los álabes. Estos valores son de 17.1 [cm] de diámetro y una altura del álabe de 0.46 [cm]. Para facilitar el diseño estos valores se redondean dichas cifras ver *Figura 3.4*.

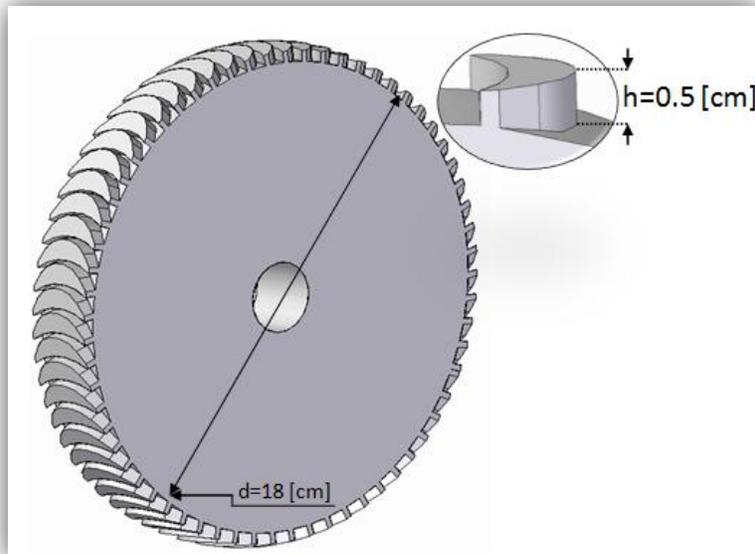


Figura 3.4 Esquema del rotor de la turbina  
[Autor]

Para el diseño de los álabes de este rotor se hizo uso de los triángulos de velocidad, con ellos se puede establecer los ángulos de entrada y salida del álabe. Esto se establece partiendo de la velocidad periférica  $u$  [m/s], la cual se determina a partir del diámetro medio del rotor y la velocidad en rpm de la siguiente forma:

$$u = rpm \cdot \frac{d}{200} \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (14)$$

Se establece el ángulo y velocidad de salida de la tobera  $\alpha_2$  y  $C_2$  respectivamente. El ángulo de salida se propone de entre el rango de  $15^\circ$  a  $30^\circ$ , se decidió fijar para esta primera iteración  $\alpha_2 = 20^\circ$  y la velocidad se obtiene del último valor de la columna  $C_n$  de la *tabla 3.1*. Mientras que la velocidad relativa de entrada  $w_2$  se establece con ayuda de la ley de los cosenos aplicada a nuestro triángulo de entrada:

$$w_2 = \sqrt{C_2^2 + u^2 - 2C_2 u \cos \alpha_2} \quad (15)$$

Con ayuda de la ley de los senos obtenemos el ángulo:

$$\beta'_2 = \sin^{-1} \left( \frac{u}{w_2} \sin \alpha_2 \right) \quad (16)$$

Con el ángulo  $\beta'_2$ , se obtiene  $\beta_2$  sumando  $\alpha_2$  y  $\beta'_2$ . Una vez calculado  $\beta_2$  y con ayuda de la *Figura 3.5* se obtendrá el coeficiente  $\psi$  que concentra las pérdidas y modifica la velocidad relativa con que el vapor circula entre los álabes, de modo que la velocidad relativa de salida  $w_3$  se obtiene de multiplicar  $w_2$  por  $\psi$ . Al ser un álabe simétrico el ángulo de entrada y de salida es el mismo.

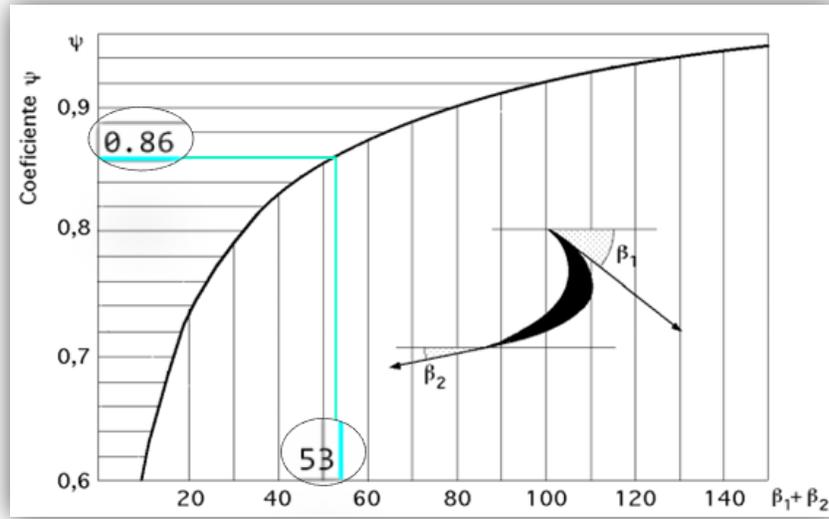


Figura 3.5 Diagrama  $\psi$ - $(\beta_1+\beta_2)$   
[18]

De manera similar que se hizo con el triángulo de entrada en el triángulo de la salida se calcula  $C_3$  y  $\alpha_3$  con las leyes de senos y cosenos como se muestra en las ecuaciones 15-a y 16-a:

$$C_3 = \sqrt{w_3^2 + u^2 - 2w_3 u \cos \beta_3} \quad (15 - a)$$

$$\alpha_2' = \sin^{-1} \left( \frac{u}{C_3} \sin \beta_3 \right) \quad (16 - a)$$

Recopilando las ecuaciones anteriores y sustituyendo los parámetros estimados de la turbina PWG se obtiene la *Tabla 3.3*

Tabla 3.3 Valores de los triángulos de velocidad  
[Autor]

Diámetro [cm]	18.00	$\beta_2+\beta_3$	53.90
N (rpm)	20000	$\psi$	0.86
$\alpha_2$	20	$\alpha_3$	43.36
Entrada		Salida	
u	188.50		
$C_2$	705.95	$C_3$	302.45
$w_2$	532.74	$w_3$	458.16
$\beta_2 = \beta_3$	26.95	$\beta_3$	26.95

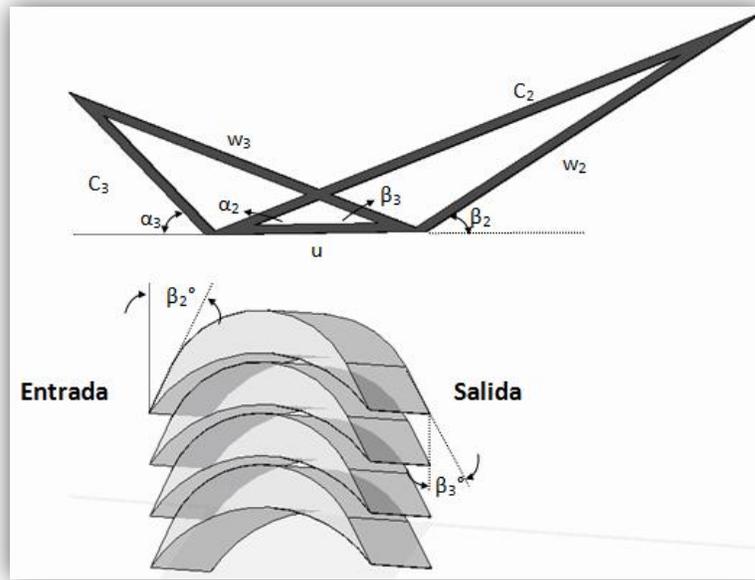


Figura 3.6 Esquema de los álabes de la turbina  
[Autor]

En la *Figura 3.6*, se sintetiza las ecuaciones derivadas de los triángulos de velocidad, dando como resultado el diseño de la geometría de los álabes. Como se mencionó con anterioridad los álabes son simétricos para facilitar la manufactura de los mismos, sin embargo si se puede observar en la *Figura 3.5* que al aumentar el ángulo de salida las pérdidas son menores y nuestro álabe se vuelve asimétrico

### 3.4 Conclusiones

Por lo tanto, con base en las ecuaciones fundamentales utilizadas en el diseño de turbinas, así como de las ecuaciones de estado para la mecánica y la termodinámica. Es posible tener una referencia de diseño con la cual establecer parámetros de diseño del estator de la turbina. Debido a que el análisis del rotor se realizó con ayuda de una referencia<sup>23</sup>, esta parte será despreciada en el prototipo final de la turbina.

<sup>23</sup> Linhardt D. "Analysis of Partial Admission Axial Impulse Turbines". ARS Journal, March, 1961

## **Capítulo 4: Diseño básico e ingeniería de detalle del Estator.**

### **Introducción**

En la ingeniería básica y de detalle quedarán reflejados definitivamente todos los requerimientos de usuario, las especificaciones básicas, la toma de datos y elaboración de requerimientos. Por lo anterior, primero se explicarán las propiedades del fluido geotérmico y los parámetros termodinámicos tomando en cuenta como base el ciclo PWG. Después, se desarrollará la propuesta de CAD que a continuación se mostrará. Cabe destacar que esta propuesta no es la final, más bien es parte de una serie de iteraciones para poder llegar a la turbina que se va a manufacturar, sin embargo se puede decir que esta propuesta es la que teóricamente se acerca más a los requerimientos del ciclo.

### **4.1 Parámetros geométricos iniciales de la tobera.**

Una vez establecido el tipo de turbina que se va emplear (acción) y realizado el cálculo de un diseño de referencia, es hora de efectuar un análisis más profundo de las turbinas de vapor, específicamente de lo que se ha denominado el sistema de transformación de energía, el cual convierte la energía calorífica del vapor en trabajo útil. Este sistema está compuesto por el estator o toberas; y el rotor que está formado a su vez por el eje y los álabes. El sistema de transformación es muy importante, debido a que es donde se puede encontrar la mayor cantidad de pérdidas por lo tanto un diseño óptimo garantiza una mayor eficiencia de la turbina. Sin embargo, por los alcances de este trabajo solamente se hará el análisis del estator.

En el estator tiene lugar la expansión total del vapor en la turbina. Esto es posible mediante la disminución de la presión y la entalpía, que da como resultado un aumento en el volumen específico y la energía cinética del fluido. Termodinámicamente es muy importante el diseño de las toberas, ya que es aquí donde se encuentran las pérdidas internas más significativas del sistema.

Antes de entrar al diafragma o estator, el vapor que fue previamente separado, entra a la turbina por la sección de admisión a través de una o más válvulas de regulación ver *Figura*

4.1. Las válvulas ayudan al control del flujo así como a minimizar la fricción y la acción del flujo turbulento del vapor<sup>24</sup>.

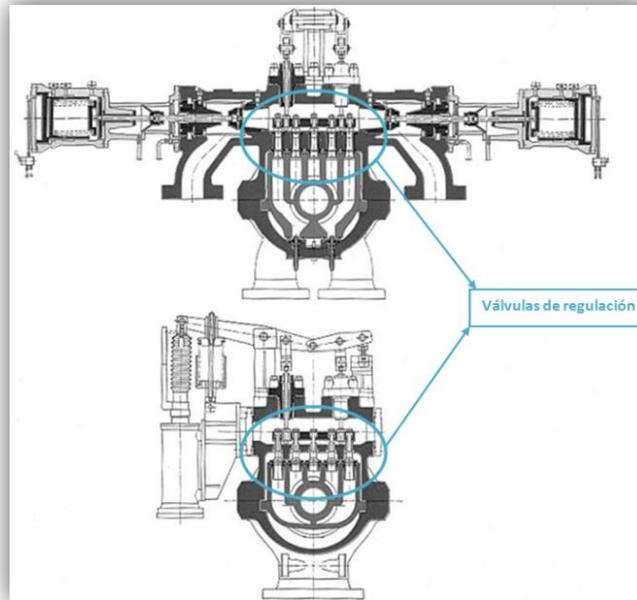


Figura 4.1 Esquema de la sección de admisión del vapor [19]

El diafragma de la turbina de acción, que es una partición estática situada antes de la rueda giratoria o rotor de la turbina; tiene como función separar la turbina en diferentes etapas (en caso de tenerlas) redirigiendo el fluido con presión cada vez menor. Para el caso de las turbinas de acción de una etapa, el diafragma contiene el anillo de toberas, en este caso su función es acelerar y dirigir el chorro de vapor a través de los alabes de la rueda contigua. Finalmente conserva el embalaje a través del cual pasa el eje que contiene al rotor en sí<sup>25</sup>.

#### 4.1.1 Conservación de energía y gases ideales

Considerando el gasto de vapor necesario para la generación eléctrica deseada en el ciclo; el estado inicial del fluido y la presión final, se puede calcular la geometría y dimensiones de las toberas. Para poder realizar el cálculo es necesario un análisis de conservación de la

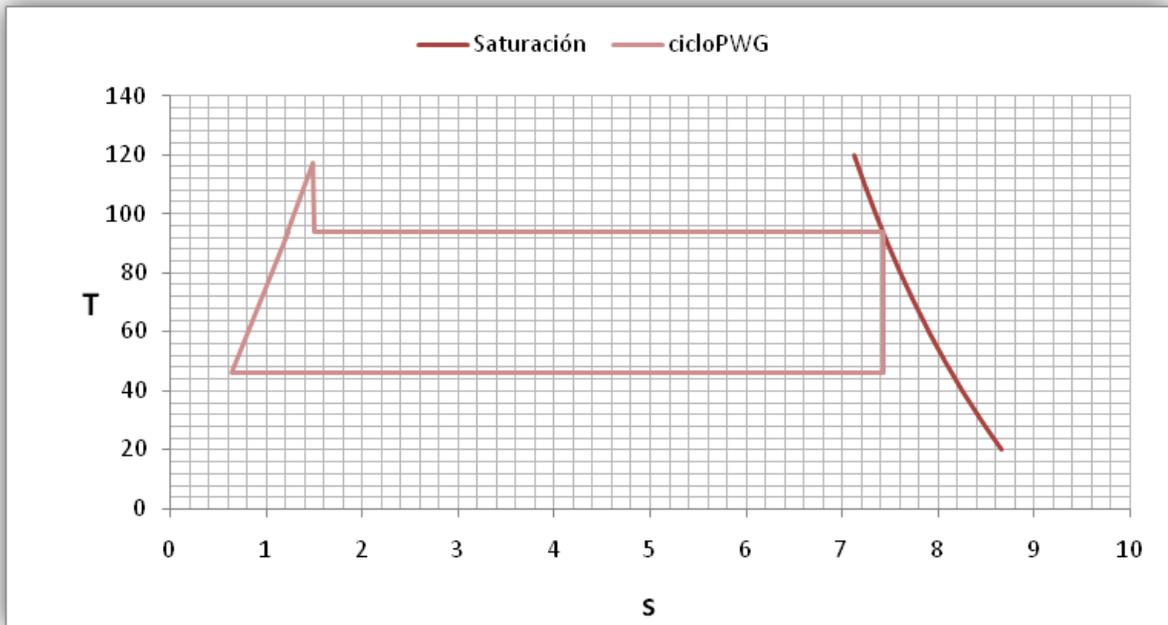
<sup>24</sup> Heinz P.. *Steam Turbines: Design, applications and re-rating*, Mc Graw Hill, 2<sup>th</sup> edition p33

<sup>25</sup> Ibid. p 37

energía y de flujo compresible, para simplificar el cálculo de dicho análisis se tomará en cuenta las siguientes condiciones:

1. Se considerara un proceso isotrópico (reversible y sin pérdidas) lo cual implica a su vez un proceso adiabático (sin transferencia de calor).
2. El análisis se hará en estado estacionario (se considera que no habrá variaciones en el tiempo).
3. El fluido de trabajo se considera un gas ideal
4. El comportamiento del fluido es compresible ya que el flujo es de velocidades muy altas
5. El flujo se considera a lo largo de una línea recta desde la entrada del fluido hasta la salida del mismo

El proceso isoentrópico (*Figura 4.2*) que muestra al ciclo PWG y la línea de saturación del agua. Cuando se habla de un proceso isoentrópico se hace mención a un proceso ideal, donde la cantidad de energía que el sistema gana por calentamiento es menor a la temperatura del sistema por el cambio en la entropía. El término adiabático del proceso hace hincapié a elementos que impiden la transferencia de calor con su entorno.



*Figura 4.2 Diagrama de la Temperatura vs entropía*  
[Autor]

Para un régimen estacionario, la ecuación de continuidad plantea que el flujo másico a través de una sección cualquiera es constante, tal y como se explica en la ecuación 2 del capítulo anterior. De igual manera en el capítulo anterior se definió la entalpia de estancamiento (Ec. 9) la cual ayudará a en la obtención de de la velocidad normal al área y finalmente se usará la siguiente ecuación de estado para gases ideales para la obtención de la densidad del fluido

$$Pv^\gamma = \frac{P}{\rho^\gamma} = cte \quad (17)$$

Se despeja  $A_2$  de la ecuación de continuidad y se sustituye en ella las ecuaciones 17 y 18. De esta sustitución se obtiene el área total de salida de la siguiente forma:

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\sqrt{2(h_1 - h_2) + C_1^2} * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \rho_1} \quad (18)$$

Los siguientes datos se obtuvieron de los puntos 8 y 9 (como entrada y salida respectivamente) de la *Tabla 4.1* del Anexo 1 y proponiendo la velocidad de entrada  $C_1$ :

- $\dot{m}=0.004$  [kg/s]
- $h_1= 2\ 665\ 178$  [J/kg]
- $h_2= 2\ 417\ 709$  [J/kg]
- $C_1= 30$  [m/s]
- $P_1= 80$  [kPa]
- $P_2= 10$  [kPa]
- $\rho_1= 0.479$  [kg/m<sup>3</sup>]
- $\gamma = 1.135^{26}$

Al sustituir los datos anteriores se obtiene que  $A_2= 0.741$  [cm<sup>2</sup>], con esta área podemos obtener el número de toberas óptimas para la microturbina mediante la siguiente hipótesis:

---

<sup>26</sup> Stodola A. *Steam Turbines: with an appendix on Gas Turbines and the future of Heat Engines*, Van Nostrand Company, 1<sup>st</sup> edition 1905 p 5

Se supone un área transversal circular de diámetro igual a la altura del álabe (como se definió en el capítulo 3 este valor es  $h = 0.5$  [cm]), esto se hace para evitar pérdidas entre el estator y el rotor, ya que si la altura del álabe es más pequeña que la de la tobera la microturbina va presentar perdidas por el vapor que no golpea dichos álabes sin embargo al tener una altura mayor por parte del álabe se garantiza que el chorro proveniente del estator va a golpear en toda la superficie de éste. Por esta razón primero se va a igualar el área total o  $A_2$  con la ecuación del área de un círculo multiplicado por una constante  $n$  que representa al número de toberas tal y como muestra la Ec. 19. Al despejar  $n$  y sustituir los valores del  $A_T$  y  $h$  se redondeará este valor hacia el entero inmediato superior garantizando de esta manera que la altura de la tobera será menor a la del álabe y teniendo así un número entero de toberas.

$$A_T = n \frac{\pi}{4} h^2 \quad (19)^{27}$$

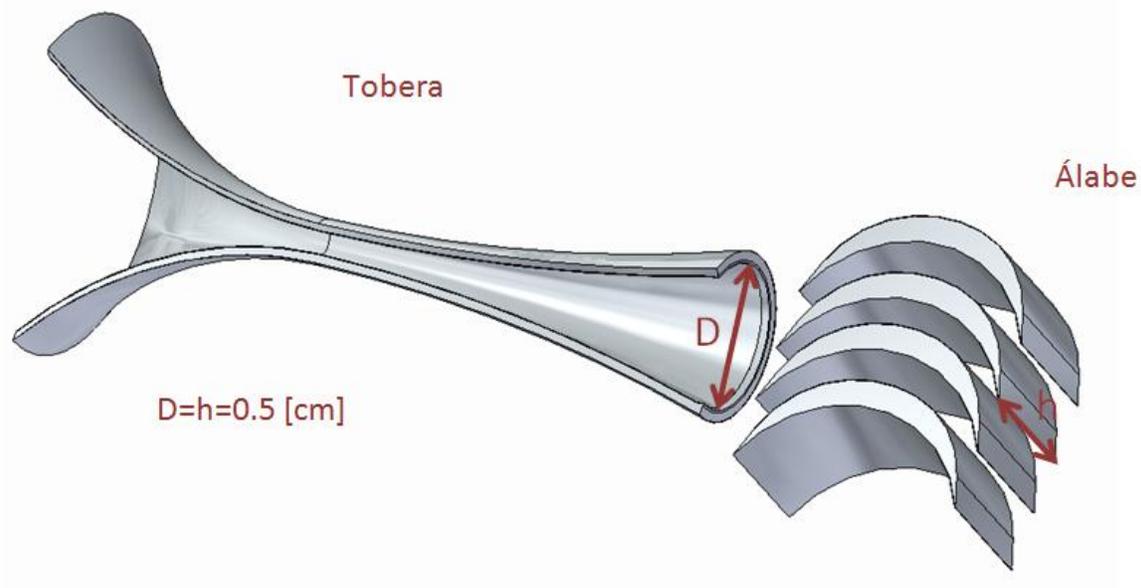


Figura 4.3 Diagrama del número de toberas  
[Autor]

<sup>27</sup> IMPULSA 2008

De dicho cálculo se obtiene que  $n= 3.77$  y si se redondea este valor  $n=4$ . Esto quiere decir que 4 es nuestro número óptimo de toberas para esta microturbina.

## **4.2 Sección transversal de la tobera**

Una vez que se calculó el número de toberas podemos calcular la sección transversal de estas. Para poder obtener los parámetros geométricos del conducto, es necesario discretizar la presión dentro de la tobera, esto se hace tomando la presión de entrada a la turbina, la presión de salida y la cantidad de pasos a discretizar.

Como se había planteado se considera un proceso isoentrópico, esto quiere decir que la entropía de entrada a la turbina se mantiene constante durante todo el conducto. Esto se ve reflejado en la columna de entropía de la *Tabla 4.1* con el mismo valor para todas las celdas.

Estas dos propiedades del fluido son las que nos van a determinar los demás valores de las columnas de esta misma tabla. Para el caso de la entalpía y de la densidad se hizo uso de la herramienta computacional REFPROP® para determinar los valores de las mismas; esto se hace ingresando el tipo de fluido de trabajo, las propiedades que se utilizarán para el cálculo y las unidades en las que se desea el valor.

*Tabla 4.1 Diagrama para saber dónde están los puntos 1, 2 y 3*  
[Autor]

	Gasto[kg/s]										
	P [MPa]	s [kJ/kg K]	H [J/kg]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	V [m/s]	Área [cm <sup>2</sup> ]	Diámetro [cm]	Sección trasversal en mm	No. Mach	$h_0$ [J/kg]	
		0.0010									
1	0.08	7.434	2665178	0.479	28.11	0.750	0.98	15.00	0.06	2665573	
	0.076	7.434	2656883	0.459	131.84	0.167	0.461	3.34	0.29	2665573	
	0.072	7.434	2648204	0.438	186.38	0.124	0.397	2.48	0.41	2665573	
	0.068	7.434	2639104	0.417	230.09	0.105	0.366	2.11	0.51	2665573	
	0.064	7.434	2629534	0.396	268.48	0.095	0.348	1.90	0.60	2665573	
	0.061	7.434	2619440	0.375	303.75	0.089	0.336	1.77	0.68	2665573	
	0.057	7.434	2608756	0.353	337.10	0.085	0.329	1.70	0.75	2665573	
	0.053	7.434	2597404	0.332	369.24	0.082	0.324	1.65	0.82	2665573	
	0.049	7.434	2585285	0.310	400.72	0.081	0.322	1.63	0.89	2665573	
2	0.045	7.434	2572281	0.288	431.95	0.081	0.321	1.62	0.96	2665573	
	0.041	7.434	2558241	0.266	463.32	0.082	0.323	1.64	1.03	2665573	
	0.037	7.434	2542969	0.244	495.19	0.084	0.327	1.68	1.10	2665573	
	0.033	7.434	2526209	0.221	527.95	0.087	0.332	1.73	1.17	2665573	
	0.029	7.434	2507613	0.198	562.07	0.091	0.340	1.82	1.25	2665573	
	0.026	7.434	2486688	0.174	598.14	0.097	0.351	1.94	1.33	2665573	
	0.022	7.434	2462708	0.150	636.97	0.105	0.366	2.11	1.42	2665573	
	0.018	7.434	2434529	0.126	679.77	0.118	0.387	2.36	1.51	2665573	
	0.014	7.434	2400188	0.101	728.54	0.137	0.418	2.74	1.62	2665573	
3	0.01	7.434	2355842	0.075	787.06	0.170	0.466	3.41	1.75	2665573	

Para las siguientes columnas se utilizarán las ecuaciones planteadas anteriormente. Primero se definirá el gasto a utilizar, este es el gasto previamente obtenido de 0.004 [kg/s] entre el número de toberas en este caso 4, teniendo así nuestro gasto por tobera de 0.001 [kg/s].

En el caso de la velocidad se utilizará la ecuación de la entalpía de estancamiento como se ha venido utilizando. Sin embargo, para determinar el valor inicial de ésta se necesita fijar el área de entrada para esto se propone un valor entero que se acerque al valor deseado de 30 [m/s], en este caso un área transversal de 15 [mm] da una velocidad de 28.11 [m/s].

Los valores del diámetro y sección transversal son dependientes del cálculo del área, el cual se obtiene de la Ec. 2 y las columnas previamente calculadas. De esta manera el diámetro y la sección transversal son un simple despeje de la ecuación de área para un círculo y para un rectángulo con la altura del álabe  $h$ .

Las últimas dos columnas nos sirven de referencia. En la del número Mach los valores nos indican si se está trabajando en flujo sónico ( $<1$ ), transónico ( $=1$ ) o supersónico ( $>1$ ). Para el caso de la entalpía de estancamiento ( $h_0$ ) ésta nos muestra si se está respetando la conservación de energía esto que se refleja en el valor constante de dicha columna.

Con ayuda de la *Figura 4.3* se pueden observar tres secciones muy importantes para el diseño de la tobera, la sección de entrada, la de estrangulamiento y la de salida las cuales están marcadas en la misma tabla y servirán para los cálculos posteriores de este capítulo.

### **4.3. Grado de admisión y propuesta CAD**

Las secciones de entrada (1), de estrangulamiento (2) y de salida (3) no es lo único que se requiere para determinar la geometría de la tobera, es necesario tomar en cuenta diferentes aspectos como, el ángulo de salida de la tobera, el largo del conducto, las ondas de choque que se van a generar, etc. Por ejemplo, en el caso particular de una tobera supersónica el punto crítico de diseño consiste en proponer una geometría la cual ayude a tener una expansión adecuada dentro de las toberas. El resultado de esta correcta expansión es que las ondas de choque resbalen sobre las paredes de la tobera. Las ondas de choque dentro de las toberas son fenómenos físicos que pueden llegar a

ser nocivos para las mismas por lo tanto para evitarlas es necesario definir curvas suaves que permitan la circulación del fluido sin este tipo de eventos. Cabe mencionar que siempre que exista flujo con número *Mach* mayor o igual a 1, siempre se van a formar ondas de choque. En las turbinas que manejan flujo supersónico, estas ondas se deben generar en el rotor. El rotor debe de ser diseñado, manufacturado y, si se requiere, con tratamiento térmico para soportar los efectos de dicho acontecimiento.<sup>28</sup>

Tomando en cuenta lo anterior se propusieron diferentes perfiles de tobera que cumplieran con las secciones calculadas. La geometría propuesta se basó en diferentes geometrías que se extrajeron de publicaciones, donde sus autores proponen una forma muy parecida a la que se usó. Aunado a esto, en todo momento se previó que la onda de choque deslizara sobre las paredes de la tobera, esto se logró usando curvas suaves en el perfil.

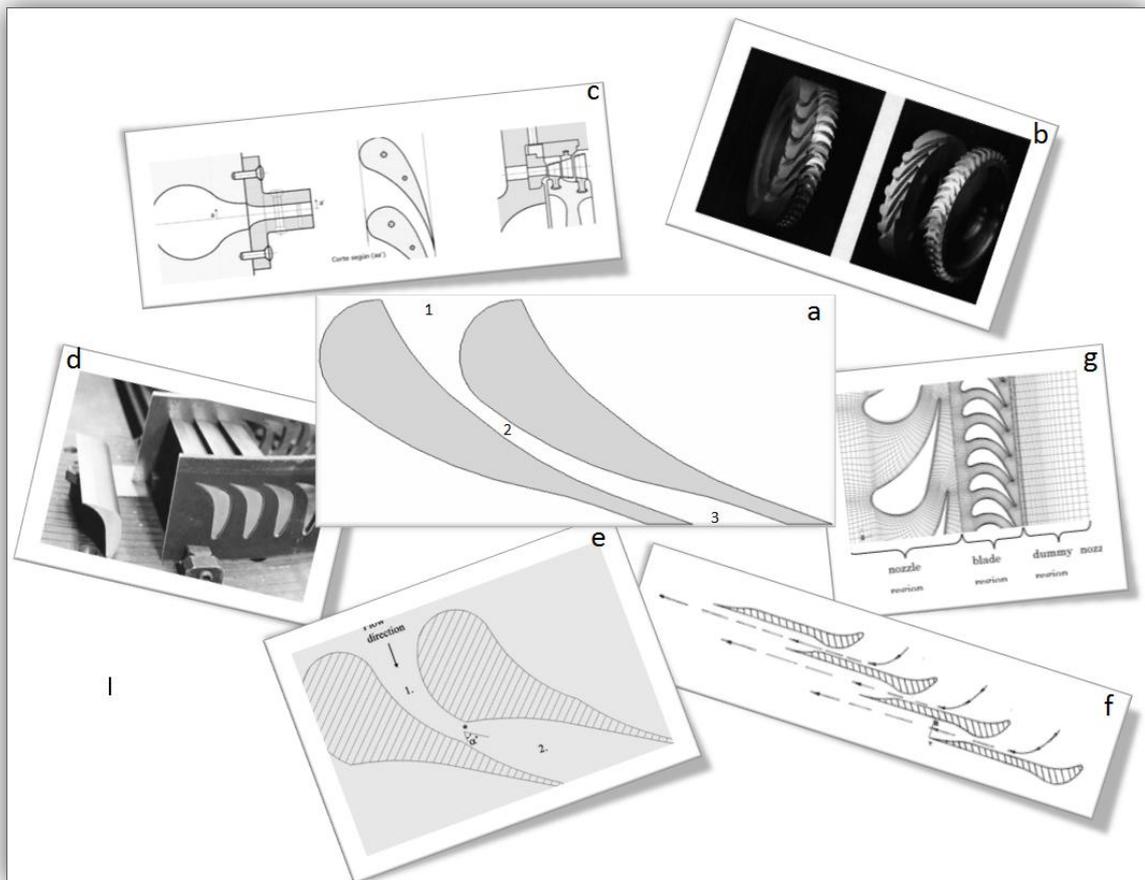


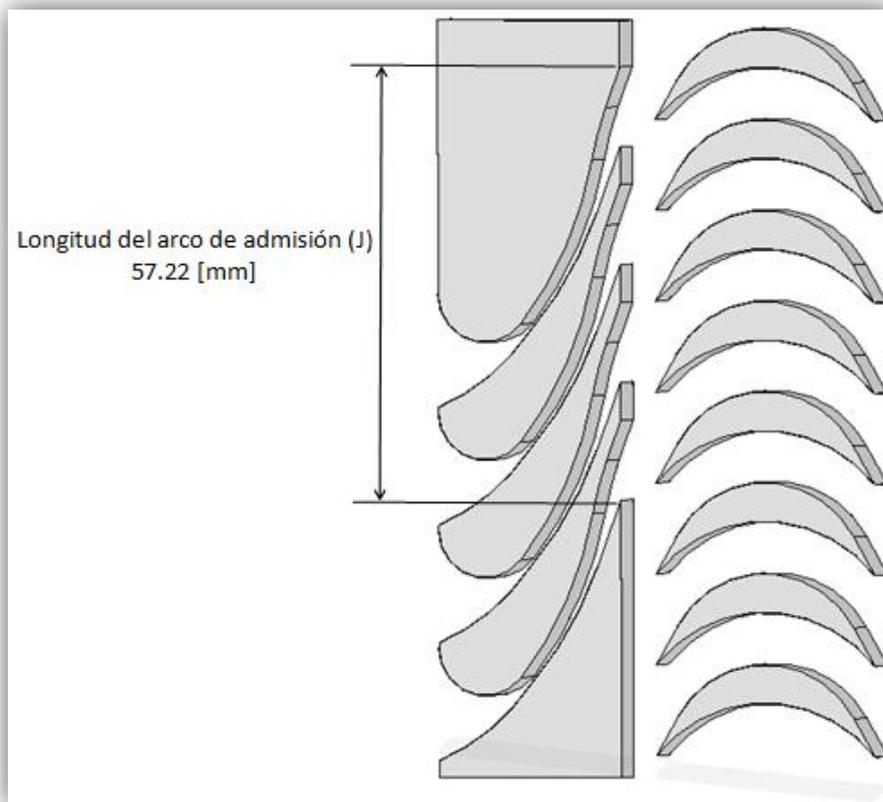
Figura 4.4 Perfil de la tobera supersónica (letra a)  
[b) 26, c) 18, d) 19, e) 29, f) 30, g) 27]

<sup>28</sup> Kurt C. *Termodinámica*, Pearson, 6ª edición p 343

Posteriormente se puede realizar el esquema del arco de admisión del estator. Esto se hace con el perfil del álabe y el número óptimo de toberas para la turbina. Con ayuda del diagrama del arco de admisión (*Figura 4.5*) podemos observar la longitud de este, esta es la distancia que ocupa la sección transversal de las salidas de las toberas en relación al perímetro del estator. Con este parámetro podemos calcular el grado de admisión de la turbina empleando la siguiente regla de tres:

$$\varepsilon = \frac{J}{\pi D_m} \times 100 \quad (20)$$

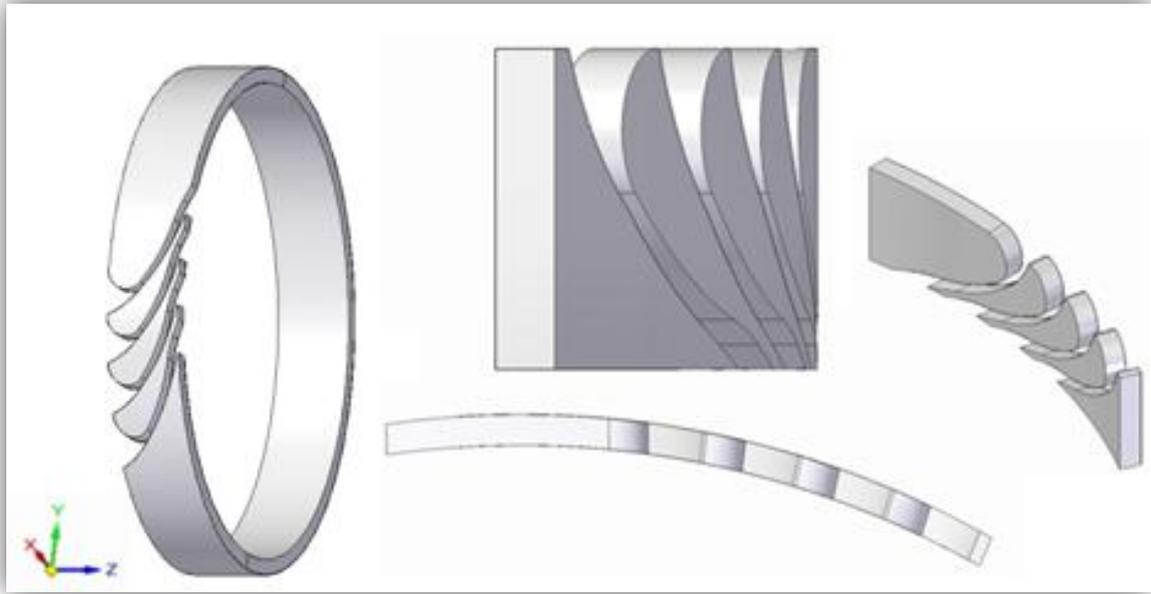
Donde  $\varepsilon$  es el porcentaje de admisión,  $J$  es el arco de admisión y  $\pi D_m$  representa el perímetro medio del rotor, para esta propuesta se usará un diámetro medio de 16 [cm]<sup>29</sup>. Con estos datos el porcentaje de admisión de esta tobera es de 11.38%.



*Figura 4.5 Diagrama del arco de admisión*  
[Autor]

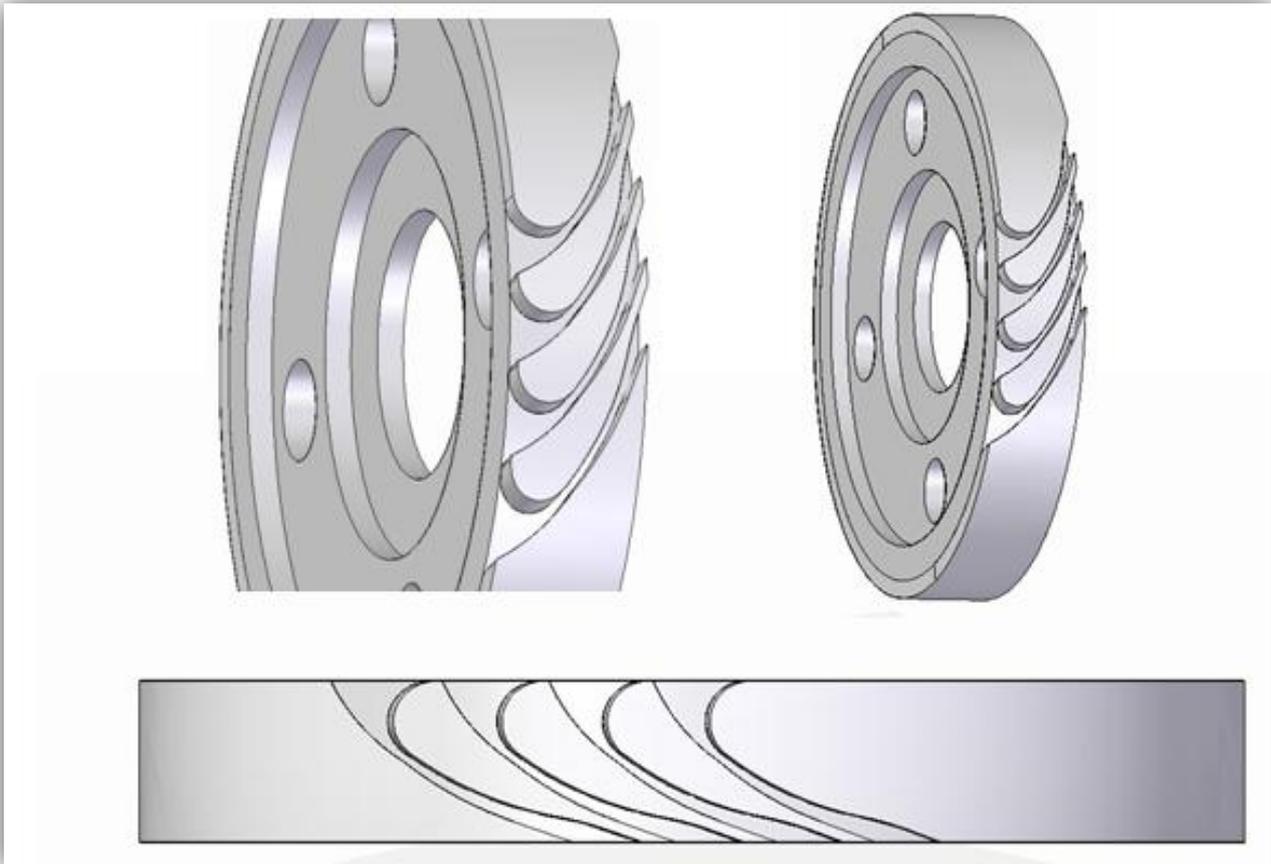
<sup>29</sup> Hernández García J. *Diseño del rotor de una turbina de altas revoluciones acoplada a un ciclo de generación eléctrica* (Tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico), 2012, Facultad de Ingeniería UNAM

Para poder integrar el perfil al diafragma es necesario que no pierda las dimensiones al momento de adaptarlo a la curvatura del diafragma. Por lo tanto, antes de realizar el ensamble del estator se realizará el CAD de lo que se llamará anillo de toberas el cual va a contener a las toberas respetando las dimensiones de la sección transversal.



*Figura 4.6 Anillo de toberas  
[Autor]*

Finalmente ver *Figura 4.6*, el anillo de toberas ensambla al diafragma del estator. Recordando que este elemento es el que va sujeto a la carcasa y que contendrá los rodamientos del eje del rotor.



*Figura 4.7 CAD del estator  
[Autor]*

Se pueden ver cuatro orificios en el diafragma por los cuales se sujetará esta pieza a la carcasa de la turbina por medio de tornillos. También se ve la oquedad en donde irá empotrado el rodamiento que contendrá al eje. Las dimensiones de estos orificios no se han calculado aún pero se decidió colocarlos para que se tenga una idea del estator real que se desea.

#### **4.4 Conclusiones**

De todo el estator la parte que cobra más importancia es el arco de admisión, justamente por donde se va acelerar el flujo. Parte trascendental de dicho arco es la geometría propuesta de las toberas, ya que en esta se contienen las dimensiones más pequeñas y la que necesitan mejor acabado para evitar ondas de choque. Por lo tanto a la hora de determinar el proceso de manufactura y el tipo de herramienta se debe de hacer la selección que permita respetar dichas dimensiones y acabados.

## Capítulo 5: Análisis CFD de la propuesta CAD

### Introducción

El desarrollo de nuevas técnicas computacionales como la Dinámica de Fluidos Computacionales o CFD (*Computational Fluid Dynamics*) tienen una historia que empezó en los 50's. este tipo de técnicas utiliza el método de diferencias finitas o FDM (*Finite Difference Methods*) y el método de elementos finitos o FEM (*Finite Element Methods*) para los cuales da solución de ecuaciones diferenciales parciales. Esta característica es por la cual se decidió hacer el análisis en CFD. En primer lugar se explicará, en qué consiste el *software* que se va emplear, después se explicará la manera en que se hizo la simulación y finalmente se hará un análisis de los resultados con los elementos correspondientes.

### 5.1 Simulación CFD de la propuesta geométrica de diseño

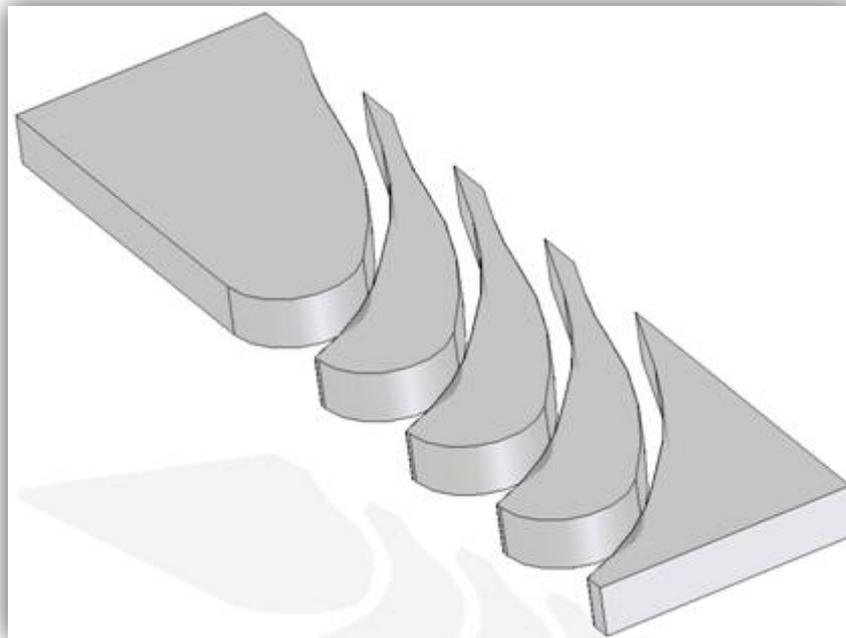
La geometría propuesta en el capítulo anterior es un acercamiento al prototipo final de la misma, es por eso que, para que se pueda llegar un perfil óptimo que cubra los requerimientos del ciclo es necesario ir modificando la propuesta. Lo que se presenta en este trabajo es un diseño robusto de lo que llegará a ser el estator de la microturbina.

Actualmente las paqueterías de cómputo ayudan al desarrollo de diversas áreas, y la ingeniería no está exenta de esto, con la creación y perfeccionamiento de programas que facilitan al usuario en diferentes tareas. El caso particular de los programas conocidos como CFD ayuda a la solución de problemas relacionados con fluidos. Estas paqueterías, que mediante métodos numéricos, predicen fenómenos físicos mediante el siguiente procedimiento:

- El pre-procesamiento; es necesario asistir al programa con los siguientes elementos:
  - Se define la geometría del problema (límites físicos)
  - Se define el modelo físico; ecuaciones de movimiento, de energía, conservación de masa y constitutivas
  - El volumen que ocupará el fluido se divide en celdas o mallas, estas pueden ser uniformes o pueden no serlo

- Se definen las condiciones de frontera; esto es el comportamiento y la interacción del fluido con su entorno
- La simulación: la computadora resuelve las ecuaciones de forma iterativa de un estado estable o transitorio.
- El post-procesamiento; se utiliza para el análisis de la solución. Este consta de visualización de gráficas, tablas y esquemas de la geometría

Para poder empezar a depurar el diseño de los perfiles de las toberas se hará uso del *software* PHOENICS®, con el cual se realizará las simulaciones del *jet* de vapor dentro de las toberas. Para simplificar el análisis, se trabajara el “arco de admisión” de curvatura infinita, esto quiere decir, que al ser una pequeña porción de la circunferencia esta se toma como un pedazo de recta, *Figura 5.1*. De esta manera será más fácil introducir el CAD de las toberas al programa, así como poner las condiciones de entrada y de salida.



*Figura 5.1 Arco de admisión para simulación*  
[Autor]

### 5.1.1 ¿Qué es el software PHOENICS®?

El software PHOENICS® (*Parabolic Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integrated Code Series*) es el principal producto de la empresa *Concentration Heat and Momentum Ltd* (CHAM), que se encuentra en *Wimbledon*, Inglaterra. Esta paquetería es de propósito general para procesos que involucran el flujo de fluidos, junto con las tensiones y las temperaturas de los sólidos en contacto con ellos<sup>30</sup>.

La principal ventaja de este software radica en la facilidad de establecer escenarios con los cuales, los subconjuntos son seleccionados por medio de los parámetros elegidos por el usuario. Ya que, este proporciona un entorno preciso y robusto para la resolución y simulación de procesos que incluyan el tratamiento de flujos de fluidos, calor o transferencia de masa, reacciones químicas y fenómenos de combustión en aplicaciones de ingeniería y para el tratamiento de problemáticas medioambientales.

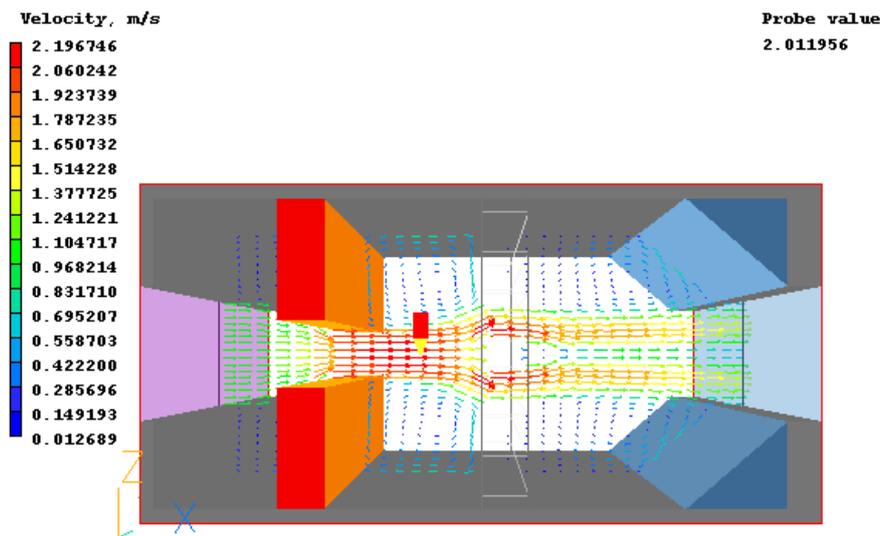


Figura 5.2 Resultado de la simulación por PHOENICS®  
[Tutoriales de PHOENICS VR]

El software usa el método numérico de volúmenes finitos para dar solución a las ecuaciones que describen el fenómeno. Este método discretiza el dominio en pequeños volúmenes de control, los cuales están asociados a un punto nodal; el tiempo se discretiza de forma similar. La ecuación diferencial resultante se integra en cada volumen de control y en cada intervalo temporal, y el resultado es una serie de ecuaciones discretizadas que relaciona los valores para un determinado grupo de puntos nodales

<sup>30</sup> <http://www.cham.co.uk/> (enero 2012)

### 5.1.2 Simulación de la propuesta

Para iniciar la simulación es fundamental tener definidos los elementos que intervendrán en la simulación; por ejemplo; las coordenadas, las propiedades del fluido, las condiciones de entrada y de salida. Para esta simulación en particular las coordenadas serán cartesianas y las condiciones de entrada y salida se establecerán con base en los requerimientos del ciclo vistos en el capítulo anterior. Sin embargo definir las propiedades del fluido representara una tarea más laboriosa.

La parte más importante de las propiedades del fluido es la densidad, ya que representa la compresibilidad del flujo y permite tener un flujo supersónico en la salida de la misma. Sin embargo, también es una propiedad no lineal y necesariamente variable. El *software* PHOENICS tiene diferentes opciones para modelar la densidad. Se decidió escoger la opción donde el flujo se comporte como un gas ideal, según se había propuesto anteriormente. Para habilitar esta opción se necesitan dos cosas; primero, la constante del gas y el índice adiabático. Este último fue definido en el capítulo anterior con el valor de 1.135 (coeficiente para líquido recién saturado), valor se dejará igual. No obstante, para la constante del gas fue necesario modelar la ecuación.

$$RHO = \left( (P + PREF) / GASCON * TABS \right)^{\frac{1}{GAMMA}} \quad (21)$$

Lo que se hizo fue variar el valor de la constante del gas a partir del promedio de las constantes generadas en el capítulo anterior. Se obtuvo con base en esta iteración que el valor constante que mejor se ajustaba era el de 500, esto se pudo comprobar al graficar los valores de densidad de la *Figura 4.4* con los obtenidos en la *Ec. 21*. Como se puede observar en la *Figura 5.3*, el acercamiento que se tiene, utilizando esta constate de gas ideal, es prácticamente el mismo que el de la *Tabla 4.1*.

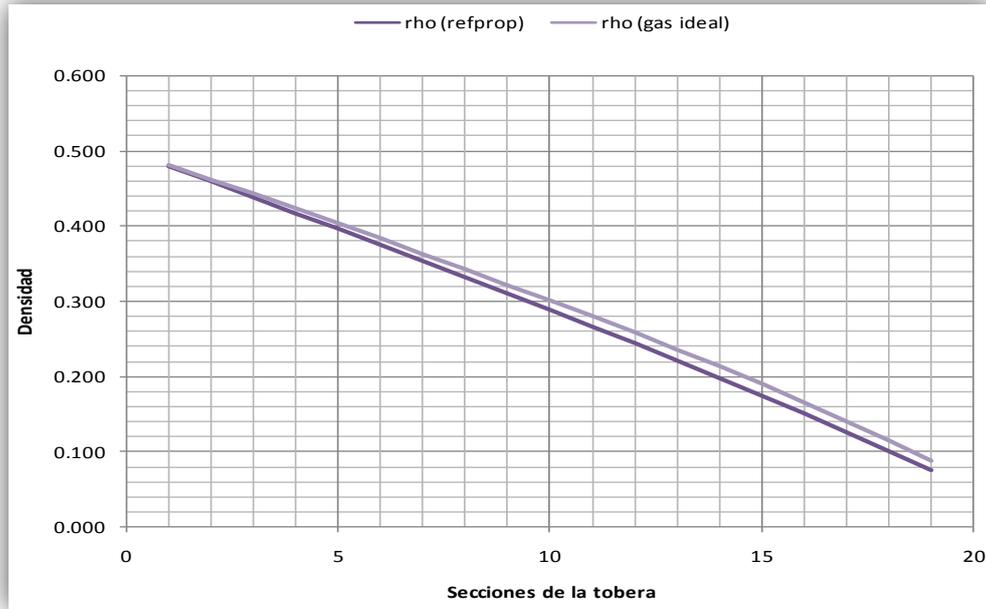


Figura 5.3 Comparativa entre densidades  
[Autor]

El siguiente paso es importar el modelo CAD del “arco de admisión”. Para esto, previamente se utilizó el *software* 3DSudio Max® para suavizar las superficies de los canales de la tobera. Esto se hizo así para evitar que los resultados de la simulación se vean influenciados por los vértices de las superficies. Una vez importado el “arco de admisión” y colocado dentro del volumen de control se continúa con la creación de la entrada de vapor, en esta entrada se colocan los requerimientos de la turbina, tomando en cuenta la presión de referencia ( $P_{REF}=100,000$  [Pa]), en el caso particular de esta simulación se ocupó una presión de entrada de  $-20,000$  [Pa] y una temperatura de  $93.5$  [°C], esto asociado a un flujo de masa de  $0.004$  [kg/s]. De igual manera, se procede a crear la salida de vapor con una presión de  $-90,000$  [Pa] y una temperatura de  $45.8$  [°C].

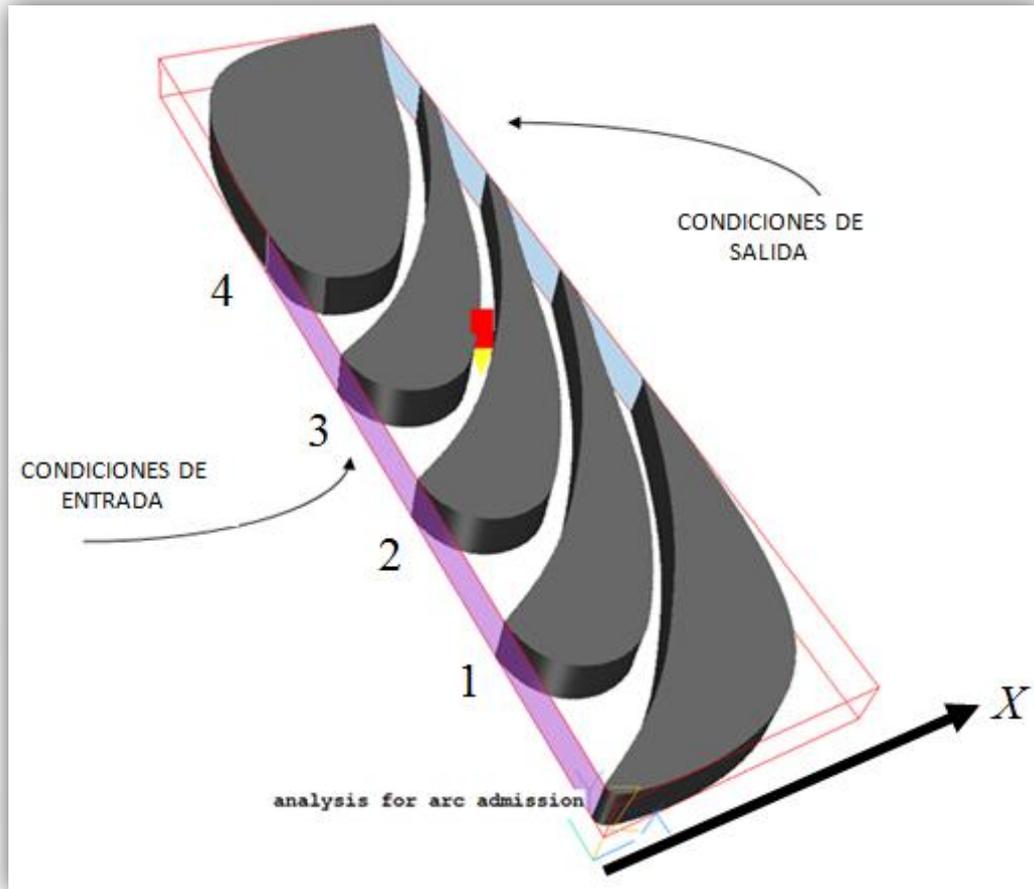


Figura 5.4 Modelo del arco de admisión suavizado  
[Autor]

Las simulaciones con CDF se realizan mediante la discretización del sistema, por lo que la malla a utilizar juega un papel muy importante. Al tener una geometría con dimensiones tan pequeñas fue necesario ocupar un máximo factor de celdas de 0.003 en la dirección de  $X$ ; de 0.002 en dirección  $Y$ ; y finalmente de 0.05 en la dirección  $Z$ . Por último, para poder empezar la simulación se establecen el número de iteraciones. Un número muy bajo de iteraciones arrojará un resultado donde no converge la solución, mas un número excesivo de estas tardara mucho en dar resultados, haciendo un uso innecesario de tiempo de cómputo. Por esta razón se decidió empezar en 10,000 iteraciones al ver que los resultados aún no convergían pero que faltaba poco se aumentó a 20,000, donde se observó una convergencia de las dos propiedades de interés, la velocidad y la presión.

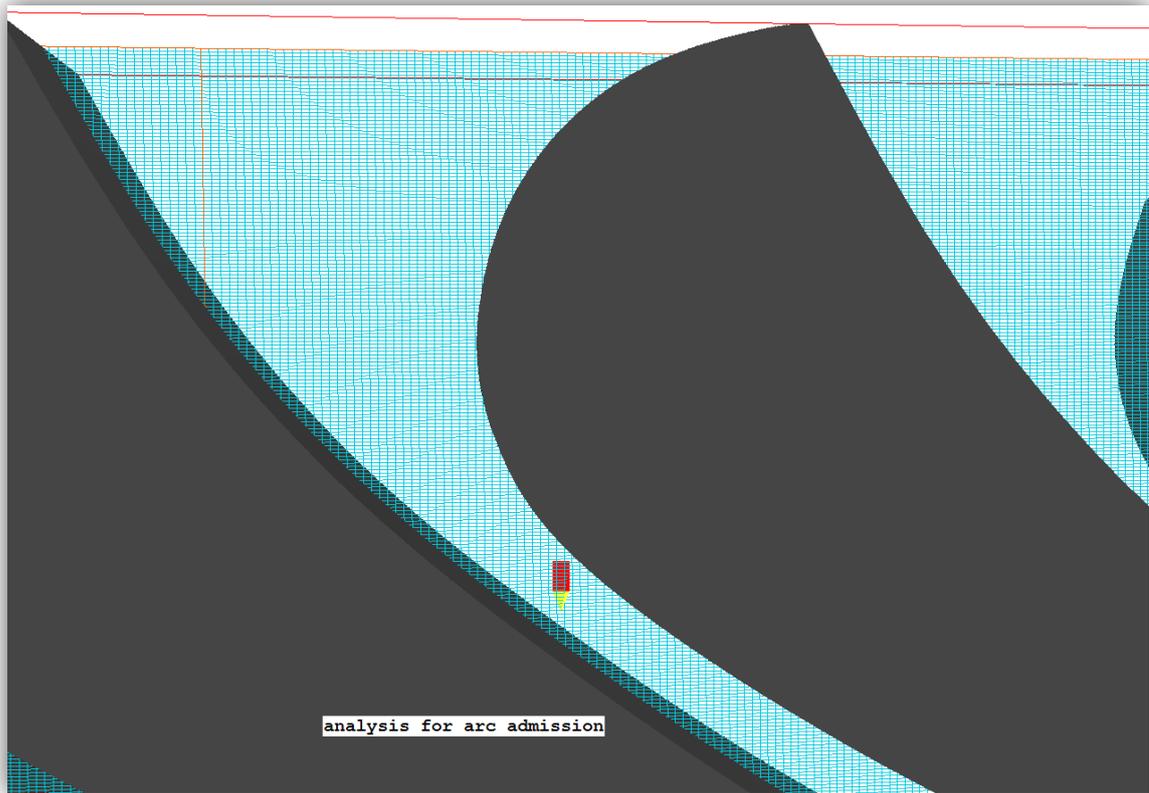


Figura 5.5 Mallado del modelo a simular  
[Autor]

## 5.2 Resultados de la propuesta

Una vez establecidos el tipo de fluido, las condiciones de entrada y de salida, el tamaño de la malla y el número de las iteraciones se corre la simulación y se espera a que el programa termine de hacer los cálculos. Una vez que se hayan terminado los cálculos, y se esté seguro de la convergencia de resultados, se pasa al análisis e interpretación. Para hacer dicho análisis se realizará la gráfica, *Figura 5.6-b*), de la velocidad media de la tobera junto con la caída de presión a lo largo de las secciones de la misma. Dicho análisis se hará sobre la tobera número 2, tomando los valores de presión y velocidad en el centro de la tobera cada cinco celdas en dirección  $X$ , con esto y tomando en cuenta el número de celdas que se estableció (333) y nos da 67 lecturas para poder realizar la gráfica.

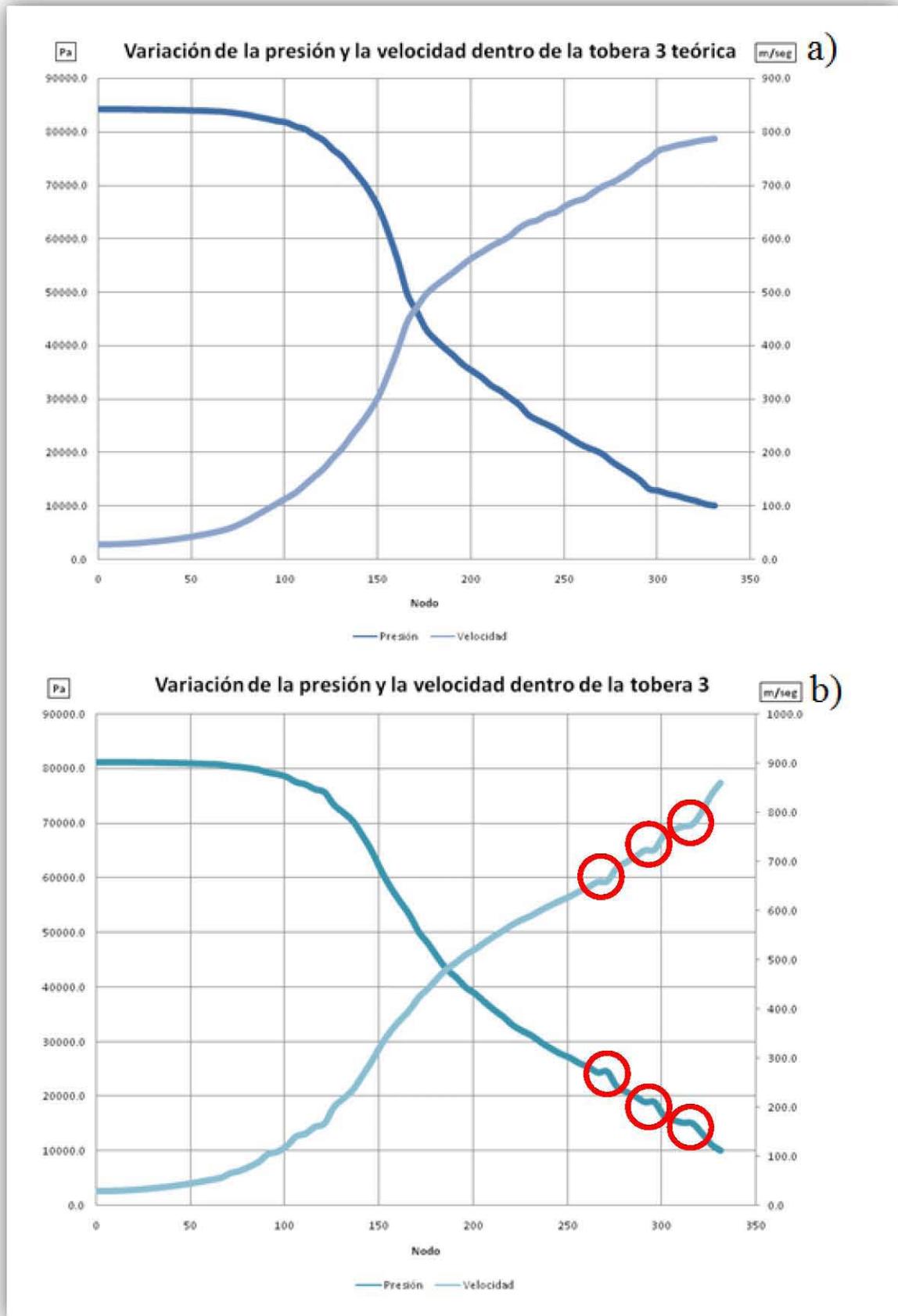


Figura 5.6 Variación de la presión y la velocidad dentro de la tobera 2. a) teórica; b) simulación [Autor]

Como se puede observar en la figura anterior, en la gráfica de la simulación a lo largo de la tobera se tiene una aceleración casi uniforme del flujo, caso muy parecido con la variación de presiones. Sin embargo, se observa dos pequeñas variaciones (encerradas en círculos rojos) de estas dos propiedades. Al ser una caída en el aumento de la velocidad y una expansión en el flujo, esto se podría interpretar como la generación de tres pequeñas ondas de choque. Sin embargo, al observar la *Figura 5.7* se puede apreciar que no existe un reflujos en la sección, como se puede verificar en simulaciones anteriores. Por lo tanto podemos concluir que estas discontinuidades se podrían mitigar si refinamos más la malla en la dirección Y, ya que justamente en esta sección se encuentra el mayor desplazamiento en esta dirección.

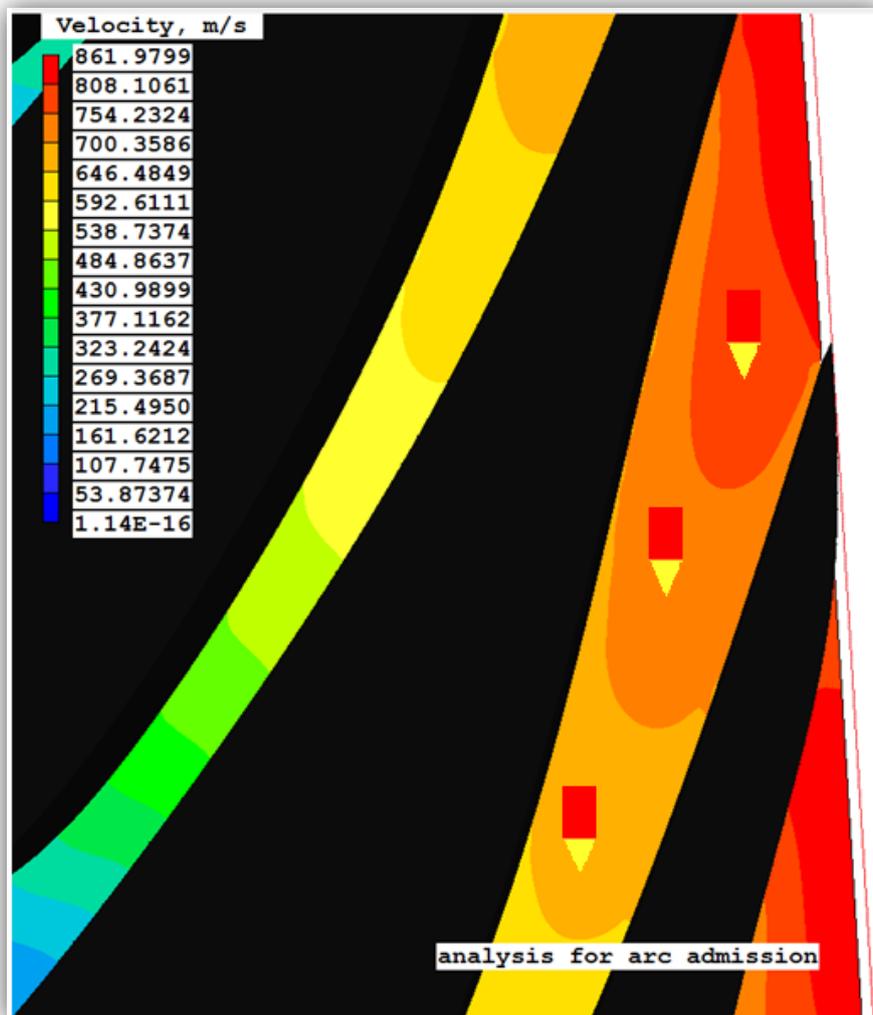


Figura 5.7 Nodos donde se encuentran las discontinuidades en la tobera 2  
[Autor]

### **5.3 Conclusiones**

El CFD como todas las herramientas de cómputo son herramientas que auxilian en la solución de problemas de ingeniería, sin embargo se tiene que tener cuidado con la interpretación de resultados. Ya que, el usuario puede cometer errores al plantear condiciones de frontera. En este trabajo se encontraron irregularidades arrojadas por la simulación, sin embargo, independientemente de estas se puede observar un comportamiento cercano al esperado. Esto genera un área de oportunidad para futuras investigaciones, ya que, en estos trabajos se puede generar una malla más fina, aumentar el número de caras que componen las superficies de las toberas o se puede proponer otro tipo de geometría.

## **Capítulo 6: Conclusiones Generales**

En los procesos geotérmicos como en muchos procesos industriales, es poco, el aprovechamiento de remanentes energéticos de baja temperatura, o simplemente no se han utilizan. Este problema se debe al insuficiente desarrollo tecnológico en el área, ya que son pocos los países cuentan con tecnologías parecidas.

México cuenta con un alto potencial en la generación de electricidad con energía geotérmica, sin embargo, este potencial no se ve refregado en la generación actual de dicho recurso, ya que, podría ser mucho mayor si el país invirtiera más en la exploración y explotación de yacimientos geotérmicos. Aunado al problema de la explotación de yacimientos, existe un rezago en la tecnología utilizada actualmente en las plantas de generación, esto debido al bajo aprovechamiento del recurso, por esta razón, es que la industria energética debe realizara un mayor aprovechamiento de los pozos, tanto los que ya están en operación como de los que se planea instalar. Esto se alcanzaría utilizando técnicas como la propuesta del ciclo PWG. Actualmente si se cuenta con temperaturas del fluido geotérmico por debajo de un rango de temperatura (de 100° a 120° [C]) los ciclos binarios pueden generar un porcentaje de su capacidad instalada. La ventaja del ciclo PWG es que con temperaturas por debajo del rango, el sistema puede generar a un valor nominal, debido a que está diseñado para trabajar a estas temperaturas. En conjunto con un arreglo modular de ciclos PWG podrían aumentar la potencia de generación

Debido a la importancia de generar turbomaquinaria especializada para aprovechar al máximo estos energéticos de baja temperatura es necesario tener un diseño final del sistema de toberas óptimo, ya que en esta sección es donde el fluido se acelerará y donde se encuentran la mayor cantidad de pérdidas. En este trabajo se realizaron pasos básicos a seguir, para obtener la geometría primitiva del sistema de transformación de energía, el cual, da las bases para el cálculo analítico de este tipo de dispositivos. Ya que el diseño del arco de admisión es sumamente importante al ser un elemento termodinámico donde se encuentra el mayor porcentaje de perdidas.

Como se observa en la *Figura 5.6*, la diferencia entre los valores teóricos calculados y los arrojados por el CFD son muy pequeños, y para casos prácticos se puede considerar despreciable. Esto significa que el comportamiento de la tobera resultó como se esperaba y que el proyecto podría ser viable, claro, tomando en cuenta que para

manufacturar la turbina es necesario seguir realizando investigación correspondiente a los sellos, la carcasa, el eje, etc.

Para continuar con el trabajo propuesto es necesario enfocar la investigación en cuatro aspectos generales; el primero es, el perfeccionamiento de la propuesta de geometría, mediante un mejor acabado para evitar las ondas de choque, esto se podrá realizar con ayuda de análisis mediante CFD en el cual se tendrá que mejorar la generación de una malla más fina, el número de iteraciones y el aumento del número de caras al exportar el modelo computacional. De esta manera se podrán obtener los planos necesarios para la manufactura de la turbina.

El segundo aspecto es el análisis de los esfuerzos en las paredes de las toberas, este análisis nos servirá para realizar la selección del material que mejor se acople a las necesidades del estator. Cabe destacar que al hacer esta parte se puede auxiliar de normas o estándares en la fabricación de turbinas, esto para tomar en cuenta la cuestión del desgaste y la corrosión.

El tercero se enfocará en la selección y/o el diseño de los elementos que complementan la turbina, como válvulas de admisión, tornillería, escape, rodamientos, sistema de enfriamiento, sistema de admisión, lubricación, instrumentación y control entre otros. Es importante que en este punto no se deje pasar por alto la eficiencia termodinámica, las vibraciones generadas y la velocidad crítica, la deformación térmica, la fatiga, la operación a carga media, etc.

Finalmente, se debe de encontrar el proceso de manufactura indicado para cada elemento de la turbina, ya que, debe de brindarle a cada elemento el acabado preciso para que su funcionamiento sea el óptimo. Es importante que aunque este es el último aspecto que se revisa nunca se debe de perder de vista, debido a que muchas veces el diseño que se hace tomando en cuenta el método de manufactura que se va emplear.

## Referencias

1. <http://es.libros.redsauce.net/> (agosto 2011)
2. <http://www.geothermal-energy.org/> (junio 2011)
3. [http://www.energia.gob.mx/res/1825/SECTOR\\_ELECTRICO.pdf](http://www.energia.gob.mx/res/1825/SECTOR_ELECTRICO.pdf) (mayo 2011)
4. <http://www.engwonders.byethost9.com> (octubre 2011)
5. [http://www.geotermia.org.mx/geotermia/?page\\_id=112](http://www.geotermia.org.mx/geotermia/?page_id=112) (junio 2011)
6. <http://www.separationequipment.com/> (septiembre 2011)
7. <http://sensoresdecaudal.blogspot.com> (septiembre 2011)
8. <http://www.refrigeracionindustrial.com> (agosto 2011)
9. <http://www.infinityturbine.com> (octubre 2011)
10. <http://www.greenturbine.eu> (octubre 2011)
11. [http://www.barber-nichols.com/products/turbines/axial\\_impulse\\_turbines/default.asp](http://www.barber-nichols.com/products/turbines/axial_impulse_turbines/default.asp) (noviembre 2011)
12. <http://www.cham.co.uk/> (octubre 2011)
13. DiPippo, Ronald. *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Envirometal Impact*. Butterworth-Heinemann, 2007
14. Christopher, H. *Armstead. Energía Geotermica*. Limusa. 1989
15. Sierra, J.L., Pedro G. *Energía Geotérmica*. 1998
16. White, Frank M. *Mecánica de fluidos*. Mc Graw Hill, 6ª Edición
17. Dixon, S.L. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, Butterworth-Heinemann*. 4th Edition
18. Fernández Díez, Pedro. *Turbinas De Vapor De Acción*. <http://libros.redsauce.net/>
19. Bloch, Heinz P. *Steam Turbines: Design, applications and re-rating*. Mc Graw Hill, 2<sup>nd</sup> Edition
20. Stodola A. *Steam. Turbines: with an appendix on Gas Turbines and the future of Heat Engines*. Van Nostrand Company, 1<sup>st</sup> Edition 1905
21. Mataix C. *Turbomáquinas Térmicas: Turbinas de Vapor, Turbinas de Gas y Turbocompresores*. CIE Inversiones Editoriales Dossat 2000, 3ª Edición 1991
22. Kurt C. Roll. *Termodinámica*. Pearson, 6ª edición

23. Chung T. J. *Computational Fluid Dynamics*. Cambridge University Press. 2002, 1st edition
  
24. Oziel García Jaimes. *Los recursos geotérmicos de baja entalpía: una opción en la generación eléctrica y la desalación de agua de mar* (Tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico). Facultad de Ingeniería UNAM. México, 2008
25. Jonathan Hernández García. *Diseño del rotor de una turbina de altas revoluciones acoplada a un ciclo de generación eléctrica* (Tesis para obtener el título de Ingeniero Mecánico). Facultad de Ingeniería UNAM. México, 2012
26. Kuo-Hua Chu. *A Theoretical and experimental investigation of two-dimensional effects on unsteady flow in a partial admission turbine* (Tesis para obtener el grado de Doctor en Ciencias). Massachusetts Institute of Technology. USA, 1965
27. Aki Grönman. *Numerical modeling of small supersonic axial flow turbines* (Tesis para obtener el grado de Doctor en Ciencias). Lappeenranta University of Technology. Finland, 2010
  
28. Linhardt Hans D. *Analysis of Partial Admission Axial Impulse Turbines*. ARS Journal, March, 1961
29. Sakai, Naoto. *Numerical Study of Partial Admission Stage in Steam Turbine*. JSME International Journal, 2006
30. Stranford B. S. *The Performance of Supersonic Turbine Nozzle*. Ministry of Aviation, 1962
  
31. Programa de obras e inversión del sector eléctrico (POISE) 2010-2024, Comisión Federal de Electricidad
32. Costos y Parámetros de Referencia para la Formulación de Proyectos de Inversión en el Sector Eléctrico (COPAR), 2007, Comisión Federal de Electricidad
33. Mary H. Dickson y Mario Fanelli (Traducción en español: Alfredo Lahsen), *¿Qué es la Energía Geotérmica?*, IGA

## Anexo A

### Programa para el cálculo del ciclo PWG

Punto	Recurso geotérmico			Fluido de trabajo									Agua de enfriamiento		
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	12'	13	14	15
T (°C)	120.0	120.0	94.4	91.4	117.0	93.5	93.5	45.8	45.8	45.8	93.5	91.4	20.0	20.0	30.0
P(MPa)	0.199	0.299	0.199	0.281	0.181	0.080	0.1	0.01	0.010	0.180	0.080	0.080	0.1	0.2	0.1
Gasto(kg/s)	0.115	0.115	0.115	0.092	0.092	0.092	0.004	0.004	0.004	0.004	0.088	0.092	0.269	0.269	0.269
Gasto(m <sup>3</sup> /s)	0.000122	0.000122	0.000120	0.000096	0.000098	0.008526	0.008434	0.055163	0.000004	0.000004	0.000092	0.000096	0.000288	0.000269	0.000270
Densidad(kg/m <sup>3</sup> )	943.11	943.14	962.32	964.42	945.50	10.84	0.48	0.07	989.83	989.90	962.93	964.34	933.77	998.25	995.65
Entalpia Liq(kJ/kg)	503.81	503.94	395.80	383.24	491.08			191.81	191.81	192.02	391.71	382.98	84.01	84.13	125.82
Entalpia Gas(kJ/kg)							2665.18	2225.90							
Entalpia Mezcla (kJ/kg)						491.08		2417.71							
Calidad (%)	0.00				0.00	0.04	1.00	0.93	0.00		0.00	0.00			
Entrop Liq (kJ/kg K)	1.528	1.528	1.244	1.209	1.495	1.233	1.233	0.649	0.649	0.649	1.233	1.209	0.296		
Entrop Gas(kJ/kg K)							7.434								
Entrop Mezcla (kJ/kg K)						1.504		7.628							
Carga Térmica(kW)		12.46							8.99						11.21
Potencia Bomba(kW)	0.02			0.02						0.001			0.03		

Ciclo PWG (datos para el capítulo 4)  
[IMPULSA IV]

<b>Datos de los Equipos</b>	
Eficiencia bomba de pozo %	75
Eficiencia turbina %	50
Eficiencia intercambiador %	80
$\Delta P$ del intercambiador (bar)	1
Acercamiento de temp Inter°C	3
Eficiencia bomba G %	75
Eficiencia bomba H %	75
Eficiencia Bomba de circulación %	75
Eficiencia del Condensador %	80

<b>Fluidos y Unidades</b>	
Recurso geotérmico	water
Fluido de Trabajo	water
Fluido de enfriamiento	water
Unidades	C

<b>Potencia</b>	
Bruta KW	Neta KW
<b>1.00</b>	<b>0.85</b>

<b>Eficiencia térmica %</b>
<b>3.4</b>

\*Comentarios

**Descripción General**

La Tabla al inicio de esta Hoja de cálculo, presenta las propiedades más importantes de cada estado termodinámico del ciclo PWG. Las celdas con el color de relleno  corresponden a los datos necesarios para determinar los estados del ciclo termodinámico. Las Propiedades necesarias son:

- 1.- Temperatura del recurso geotérmico
- 2.- Gasto másico del recurso Geotérmico
- 3.- Presión de la placa orificio en la que se realiza la Evaporación Flash ( Esta presión se elige a partir de la comparación entre la potencia generada por el ciclo y su eficiencia como función de ésta propiedad).
- 4.- Presión en el condensador (Se definió con base en valores obtenidos de literatura y del análisis de mercado)
- 5.- Temperatura aguas arriba de la torre de enfriamiento. Es necesario proponer un incremento de temperaturas para definir el gasto másico de fluido de enfriamiento, ya que la carga térmica de la torre de enfriamiento depende de estas dos variables y es necesario definir una de ellas, la temperatura se propuso de 20 °C por ser una de las condiciones estándar.
- 6.- Temperatura aguas abajo de la torre de enfriamiento. (El incremento deseado en la torre de enfriamiento fue definido en 10 [°C], por tanto la temperatura en este estado será : Temp Aguas arriba +  $\Delta T$ )
- 7.- Presión del fluido de trabajo dentro de la torre de enfriamiento. (fue elegida como una de las condiciones estándar)

**Datos De los Equipos**

La Tabla con título "Datos de Equipos" contiene las eficiencias de cada uno de los dispositivos involucrados en el ciclo termodinámico, sus valores pueden cambiar dependiendo de los datos de placa del equipo que decida utilizarse o de los resultados experimentales obtenidos de los diseños que se realicen para el proyecto. La intención de ésta tabla es poder retroalimentar la hoja a fin de tener una buena aproximación teórica del desempeño del ciclo. Cabe mencionar que los datos que se encuentran actualmente en esta tabla están basados en búsqueda bibliográfica y datos de proveedores de equipos, si se elige utilizar bombas de alta eficiencia, los datos deberán ser modificados.

**Fluidos y unidades**

Esta tabla contiene los nombres de los fluidos utilizados en el ciclo y de las unidades utilizadas en el ciclo, constituye las celdas de referencia para el funcionamiento del complemento REFPROP.

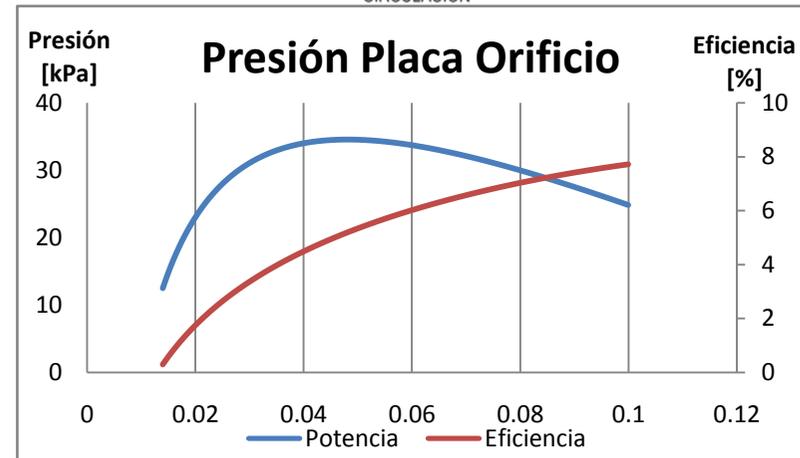
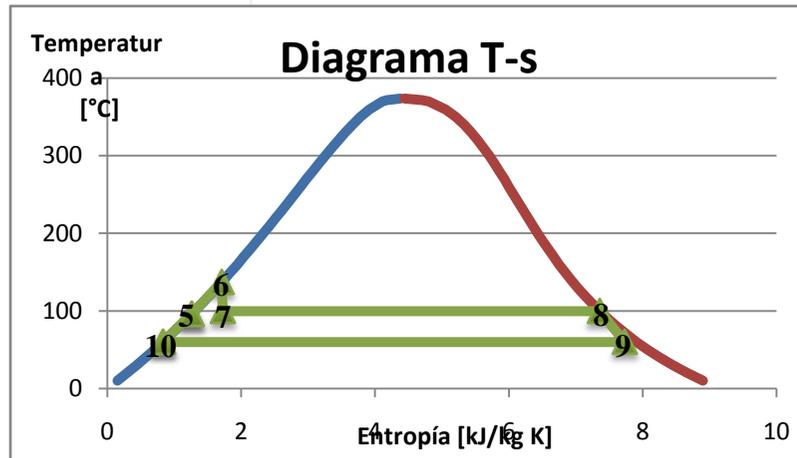
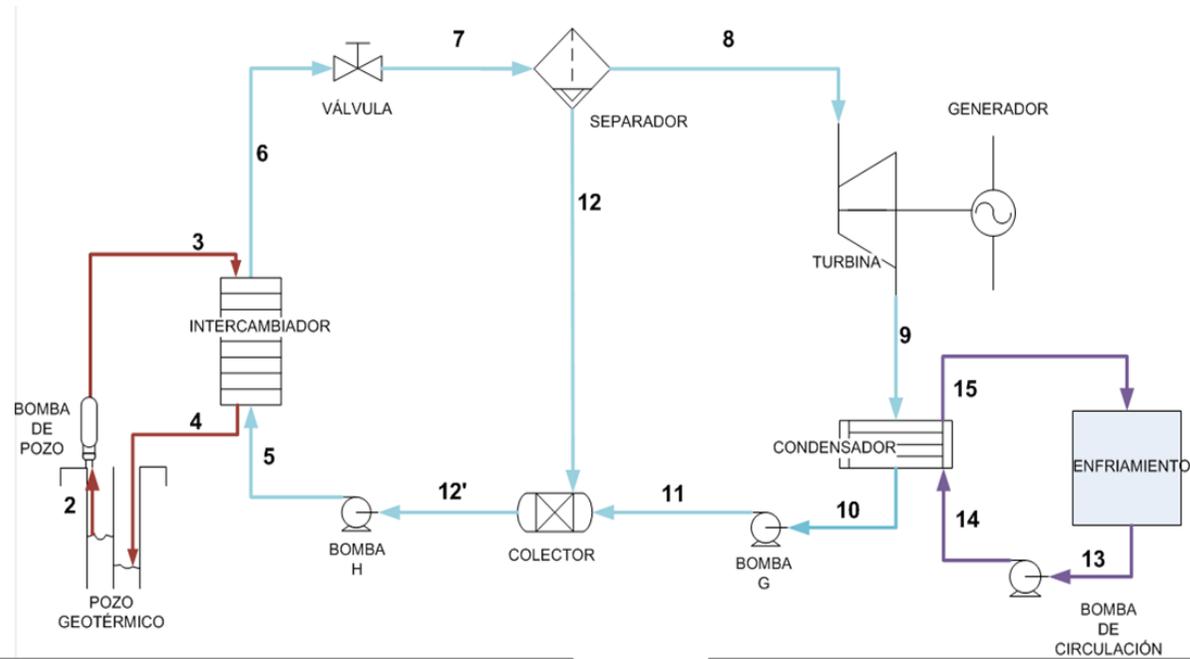
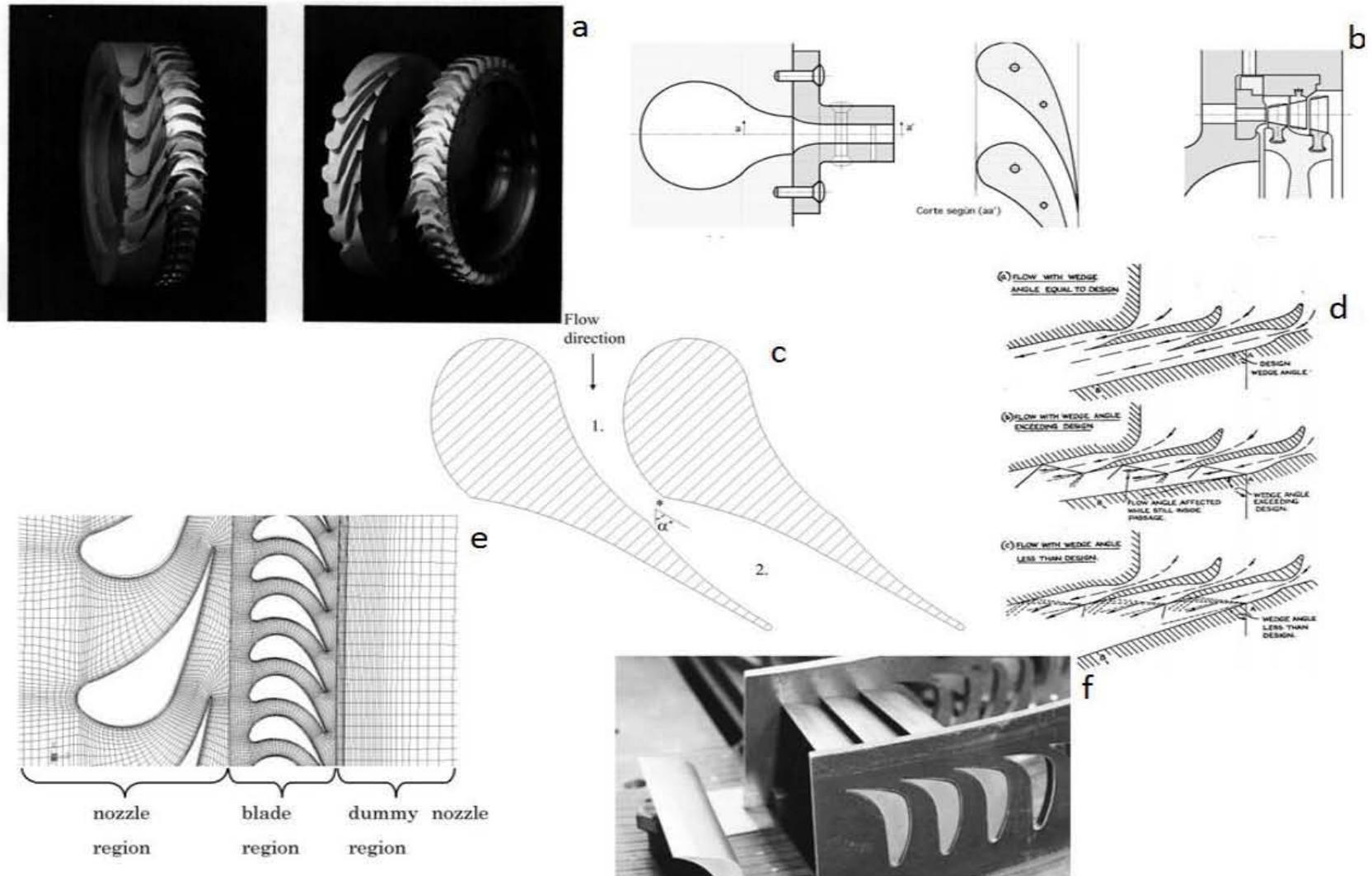


Figura A.1 (a) Diagrama del Ciclo PWG; (b) Grafica Potencia vs eficiencia; (c) Diagrama T-s del ciclo PWG [IMPULSA IV]



Grafica A.1 Geometrías de diferentes turbinas  
[a) 26, b) 18, c) 29, d) 30, e) 27, f) 19]

## **Anexo B**

Artículo para el Congreso de Turbomaquinaria CIATEQ 2012



## PROPUESTA DEL DISEÑO ANALÍTICO PARA UNA TURBINA EXPERIMENTAL PARA MICRO-GENERACIÓN

### AUTOR

Héctor Miguel Aviña Jiménez,  
Líder de Proyecto,  
Instituto de Ingeniería UNAM  
[havinaj@iingen.unam.mx](mailto:havinaj@iingen.unam.mx),  
Torre de Ingeniería 6º nivel,  
Circuito escolar, Ciudad  
Universitaria México D.F.

### AUTOR

Oscar Inti Ramos Campos,  
Ingeniero,  
Instituto de Ingeniería UNAM  
[oramosc@iingen.unam.mx](mailto:oramosc@iingen.unam.mx),  
Torre de Ingeniería 6º nivel,  
Circuito escolar, Ciudad  
Universitaria México D.F.

### AUTOR

Jonathan Hernández García  
Ingeniero  
Instituto de Ingeniería UNAM  
[ahernandezga@iingen.unam.mx](mailto:ahernandezga@iingen.unam.mx),  
Torre de Ingeniería 6º nivel,  
Circuito escolar, Ciudad  
Universitaria México D.F.

## RESUMEN

En los últimos años se ha observado y estudiado la presencia de un rechazo de calor en algunos procesos industriales, el cual, puede ser utilizado para obtener un beneficio secundario. Lo anterior constituye un área de oportunidad para el desarrollo científico-tecnológico, pues este campo no ha sido explorado en su totalidad, esta energía no utilizada se conoce como calor remanente y ha comenzado a ser aprovechado mediante el uso de diferentes tecnologías. El proyecto IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería de la UNAM al identificar el potencial de esta energía residual, propone la posibilidad de micro-generación eléctrica aprovechando este recurso. En el presente trabajo se expondrá la propuesta de diseño de una microturbina de vapor con los requerimientos del ciclo denominado “PWG” (Pressured Water Generation), el Ciclo PWG es un sistema flexible, ya que originalmente fue considerado para utilizar geotermia de baja entalpía, pero también puede utilizar una fuente de energía renovable como la solar térmica y los remanentes energéticos industriales, abarcando un mercado más amplio de necesidades de microgeneración en sitio.

El ciclo “PWG” es una modificación a un ciclo binario tradicional que exige la innovación de un dispositivo de turbomaquinaria que funcione de acuerdo a los requerimientos del ciclo, esto es, bajas presiones y altas revoluciones. Para poder desarrollar esta turbina se hará la propuesta del diseño de las etapas necesarias para el máximo aprovechamiento de la energía. El objetivo del estudio es determinar las principales características geométricas de una turbina para microgeneración otorgando las bases de cálculo para futuros diseños de este tipo de turbomaquinaria.

## PALABRAS CLAVE

Microturbina, Microgeneración, Ciclo binario, ciclo PWG, energía residual, geotermia, Baja entalpía



## NOMENCLATURA

$A_n$	Área transversal en el punto $n$
$\alpha$	Ángulos de velocidad absoluta
$\beta$	Ángulos de velocidad relativa
$C$	Velocidad absoluta
$C_n$	Velocidad normal en el punto $n$
$\eta$	eficiencia
$\gamma$	Índice adiabático
$h_0$	Entalpía de estancamiento
$h_n$	Entalpía en el punto $n$
$H$	Altura del álabe
$L$	Longitud de la tobera
$\dot{m}$	Flujo másico
$P_n$	Presión en el punto $n$
$\phi$	Coefficiente de flujo
$\psi$	Coefficiente de carga por etapa
$\rho_n$	Densidad en el punto $n$
$s$	Entropía
$T$	Temperatura
$U$	Velocidad de Rotación
$w$	Velocidad relativa
$W$	Trabajo específico
$\dot{W}$	Potencia
$\zeta$	Coefficiente de pérdidas

## • INTRODUCCIÓN

La generación de energía eléctrica no convencional se obtiene de fuentes de energía que serían una alternativa a otras tradicionales, cuyo uso es muy limitado, debido a los costos para su producción y su difícil forma para captarlas y transformarlas en energía eléctrica, entre estas se encuentran la energía solar, eólica, geotérmica y los remanentes energéticos. México enfrenta actualmente diversas problemáticas de desarrollo, entre las que se encuentra la carencia de suministro de energía eléctrica ante el crecimiento demográfico en varios sectores del país. Por lo cual se busca aprovechar los recursos de cada región para generar y suministrar en sitio esta energía a partir de energías alternativas, diversificando las formas de generación eléctrica. Un área de oportunidad que aun no es aprovechada en



su totalidad, es la energía térmica de baja temperatura (80-140 °C) que se puede encontrar en la energía geotérmica de baja entalpía, en la energía solar térmica y en los remanentes energéticos industriales.

Tomando como ejemplo solo la energía geotérmica México tiene un potencial probable de generación de 200 MWe [1] utilizando solamente geotermia de baja entalpía, si sumamos el gran potencial solar que se tiene en casi todo el país y los remanentes energéticos industriales que no se aprovechan, se podrían generar varios cientos de MWe.

Existen pocos sistemas de transformación para la generación de energía eléctrica a partir de estos recursos. Al buscar plantear una alternativa que solucione este problema, y aprovechando los recursos que existen en el varias zonas del país, se presenta una propuesta de solución.

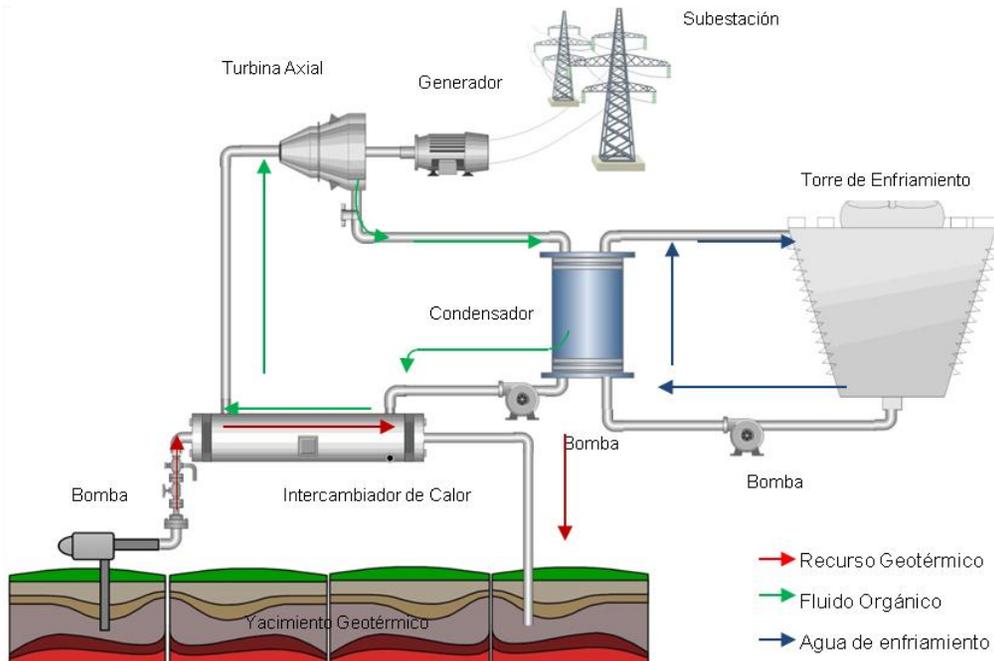
La UNAM, a través del macroproyecto IMPULSA IV, propone un sistema de generación eléctrica con energía limpia que, no sólo aproveche los recursos naturales de la región, sino que también ofrezca ventajas sobre otros sistemas existentes. Se trata de un sistema PWG, por sus siglas en inglés “*Pressurized Water Generation*”, y ha sido inspirado por el ciclo binario de vapor de refrigeración, comúnmente utilizado en campos geotérmicos.

El sistema desarrollado, posee diferencias significativas con respecto a los sistemas convencionales de generación con geotermia de baja entalpía (ciclo binario) y, más interesante aún, presenta ventajas sobre éste, entre las que se pueden mencionar: períodos de mantenimiento muy cortos, lo que significa mayor disponibilidad de los equipos, mayor aprovechamiento de la energía disponible, que se traduce en mayor extracción de energía de una fuente en sitio.

Teniendo en cuenta las crisis energéticas mundiales, el aprovechamiento de las energías renovables aparece como una alternativa muy atractiva para generación eléctrica, además de ayudar a solventar los problemas de contaminación comunes en la utilización de hidrocarburos para generación eléctrica. Esta propuesta responde a las dificultades existentes, teniendo como principal meta generar electricidad de una manera más eficiente, sustentable y económicamente competitiva.

## • ANTECEDENTES

Una de las implementaciones que se aplica a las plantas termoeléctricas que aprovechan la energía geotérmica, es un sistema de generación mediante un ciclo binario. El ciclo binario, es un sistema por medio del cual se transfiere calor desde un fluido de mayor temperatura (agua geotérmica) a otro de menor temperatura (fluido de trabajo), con el fin de evaporarlo y generar electricidad mediante el uso de un sistema turbina-generator. Se denomina “ciclo” porque se utiliza un fluido de trabajo, que generalmente es un fluido orgánico (refrigerante) que transita en un circuito cerrado pasando por varios intercambiadores de calor y “binario” porque se utilizan dos fluidos. Con esta implementación, las centrales termoeléctricas pueden aprovechar la energía residual de cualquier proceso o fluido caliente “Fig. 1”.



**Figura 1.- Planta convencional de ciclo binario**

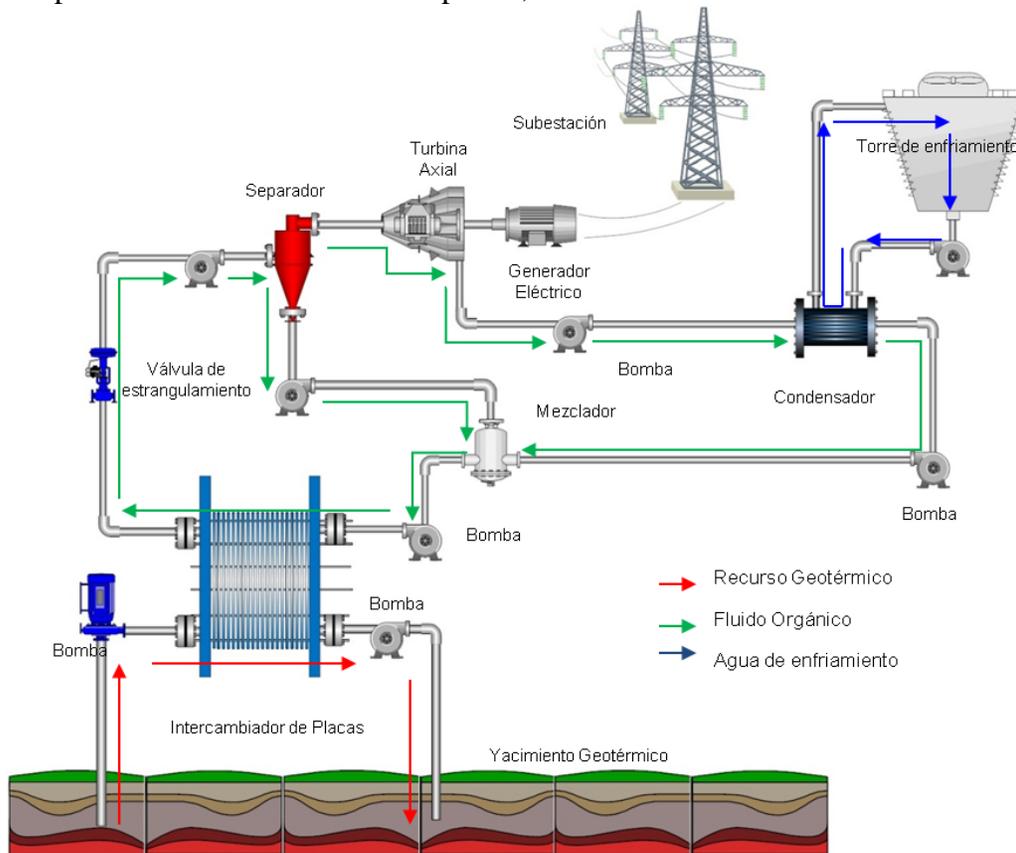
Uno de los inconvenientes que presenta el ciclo binario tradicional es que el evaporador y el calentador, al estar en contacto directo con el agua geotérmica, sufren de severos problemas de corrosión e incrustación, por lo que tienen que ser sometidos a mantenimientos constantes que resultan complicados y costosos. Aunado a esto, la eficiencia de tales equipos es baja; y si se desea un mayor acercamiento entre las temperaturas de los fluidos contenidos en ellos, el tamaño de las unidades debe ser mucho mayor.

Para evitar dichos problemas, se propone el uso de un sistema binario modificado, en el cual se sustituya al evaporador y el calentador por un intercambiador de calor de placas, una válvula de estrangulamiento (placa orificio) y un separador de flujos. De esta manera, sólo el intercambiador de placas entrará en contacto con el fluido geotérmico.

Adicionalmente y por necesidades del ciclo propuesto, se propone el uso de una turbina de alta velocidad para cumplir con las características del ciclo de generación.

En tal sistema, “ver Fig. 2”, el agua geotérmica calienta al fluido de trabajo (el cual puede ser un refrigerante o agua previamente tratados), a través del intercambiador de calor de placas, hasta llevarlo a la condición de líquido saturado. Posteriormente, el fluido de trabajo se hace pasar a través de la placa orificio, donde disminuye su presión y, como consecuencia, parte de él se evapora teniendo un proceso isoentálpico. La mezcla bifásica generada (vapor-líquido) se conduce a un separador de fases centrífugo. El vapor separado se dirige hacia la turbina donde se realiza el trabajo y el líquido se reintegra al ciclo. A continuación, el vapor es condensado y se bombea hasta alcanzar la presión del separador y

se mezcla con el líquido en un dispositivo llamado colector, para finalmente ser bombeado a la presión del intercambiador de placas, donde se cierra el ciclo.



**Figura 2.- Esquema del ciclo PWG**

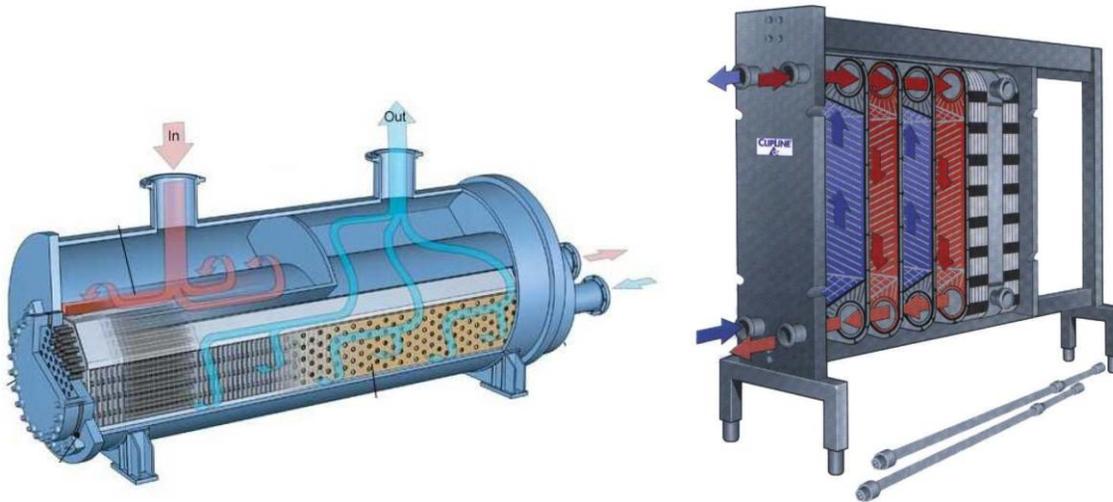
A pesar de parecer un sistema más aparatoso por la cantidad de equipos utilizados, los elementos complementarios son sencillos en su caracterización y mantenimiento.

### **Diferencia entre el Ciclo PWG y el ciclo binario convencional**

La principal diferencia que presenta el sistema PWG sobre una planta de ciclo binario convencional es que, al emplear un intercambiador de calor de placas, la eficiencia en la generación de vapor se incrementa, ya que este tipo de equipos permiten acercamientos de hasta 1 °C entre los fluidos; sus pérdidas son bajas, lo cual es sumamente importante en el aprovechamiento de la energía geotérmica. El espacio ocupado por estos intercambiadores es menor y su mantenimiento es más sencillo, comparado con los de carcasa y tubos. En la “Fig. 3” se muestran ambos intercambiadores: puede observarse que el área de intercambio en el de placas es extensa, en comparación con el de tubo y coraza. Si se



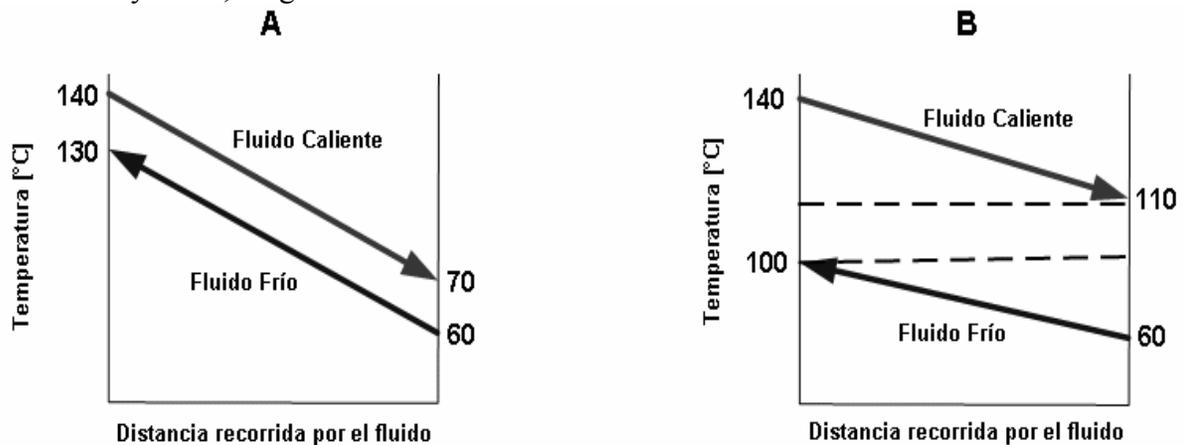
deseara incrementar el área de un intercambiador de placas, bastaría con agregar más láminas, sin necesidad de comprar un nuevo equipo.



**Figura 3.- Intercambiadores de calor**

[2]

El acercamiento de temperaturas logrado por ambos intercambiadores se puede observar en la “fig. 4”. En uno de placas, “Fig. 4-A”, el fluido frío puede alcanzar una temperatura mayor que la de salida del fluido caliente [3] lo cual no sería posible con un intercambiador de carcasa y tubos, “Fig. 4-B”.



**Figura 4.- Acercamiento de temperaturas dentro de (A) Intercambiador de placas, y (B) Intercambiador de carcasa y tubos**



En este nuevo sistema con evaporación *flash*, y con la intención de reducir el espacio total de la planta, se considera el uso de una turbina de alta velocidad. Este tipo de turbina se selecciono debido a las características que se tendrán del vapor en este ciclo. El separador de vapor empleado es centrífugo, ya que con él se logra una separación de incluso el 99.9% del líquido [3].

El sistema desarrollado, posee diferencias significativas con respecto a los sistemas convencionales de generación con geotermia de baja entalpía (ciclo binario) y, más interesante aún, presenta ventajas sobre éste, entre las que se pueden mencionar:

- Períodos de mantenimiento muy cortos, lo que significa mayor disponibilidad de los equipos.
- Mayor aprovechamiento de la energía disponible, que se traduce en mayor extracción de energía de una fuente.
- El espacio que necesita para su instalación es relativamente menor con respecto a los ciclos binarios convencionales.

El aprovechamiento de esta energía renovable aparece no solo como una alternativa muy atractiva para generación eléctrica en zonas aisladas y con el recurso geotérmico de baja entalpía con la ventaja de ayudar a solventar los problemas de contaminación comunes en la utilización de hidrocarburos. Esta propuesta responde a las dificultades existentes, teniendo como principal meta generar electricidad de una manera más eficiente, sustentable y económicamente competitiva. La parte medular de la propuesta es el diseño de una turbina que cumpla con las características necesarias para la propuesta.

## • **DESARROLLO TEÓRICO**

Esta adaptación del ciclo binario exige nuevos requerimientos de turbomaquinaria específicamente de una turbina especial la cual se propone que sea de un diámetro pequeño, de un solo paso, de acción y de altas revoluciones en seguida se justificará el porque de estas características.

Los requerimientos de una turbomáquina quedan determinados por los valores de las variables termodinámicas involucradas en el proceso, en nuestro caso concreto, el proceso es dictado por el ciclo de generación eléctrica PWG.

Para poder dar un ejemplo de los requerimientos necesarios para la propuesta del diseño de la turbina, se ocupará una generación de “30 [kW]” brutos, arrojando las siguientes características de fluido de trabajo en la turbina:

- Condiciones en la entrada: Temperatura 93.5 [°C]; Presión 0.08 [bar]
- Condiciones en la salida: Temperatura 45.8 [°C]; Presión 0.01 [bar]
- Gasto másico 0.13 [kg/s]
- Diferencia de entalpías 154.7 [kJ/kg]

En el presente artículo se hará el análisis del sistema de transformación de energía, el cual convierte la energía calorífica del vapor en trabajo útil. Este sistema está compuesto por el estator (toberas) y el rotor que está formado a su vez por el eje y los álabes. El sistema de



transformación es muy importante, debido a que es aquí donde se pueden encontrar la mayor cantidad de pérdidas y por lo tanto un diseño óptimo garantiza una mayor eficiencia de la turbina.

Dentro de una turbina de vapor, el vapor entra por los gobernadores, que son los encargados de suministrar el flujo necesario a la presión indicada a cada una de las toberas las cuales están encajadas de transformar toda la energía térmica del vapor en energía cinética (esto al ser una turbina de acción) y de esta manera entrar a los álabes del rotor y que a su vez esta acoplada al generador.

Para extraer la energía de manera eficiente con este tipo de presiones, se puede hacer de dos maneras;

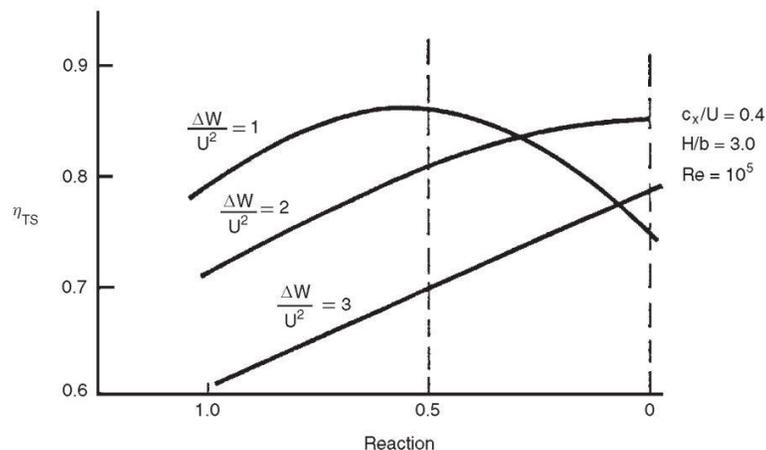
- La primera sería tener un diámetro de rotores muy grande, esto es alrededor de dos metros
- La segunda sería tener una microturbina de altas revoluciones (esto es alrededor de 20 000 rpm). Por cuestiones de manufactura y de espacio se ha decidido realizar la microturbina de altas revoluciones.

## • METODOLOGÍA

El primer paso para comenzar con el diseño de una turbina, es seleccionar el tipo de ésta, existen varias formas de clasificarlas, pero la de mayor relevancia para efectos de este estudio es:

- Turbinas de Acción
- Turbinas de Reacción.

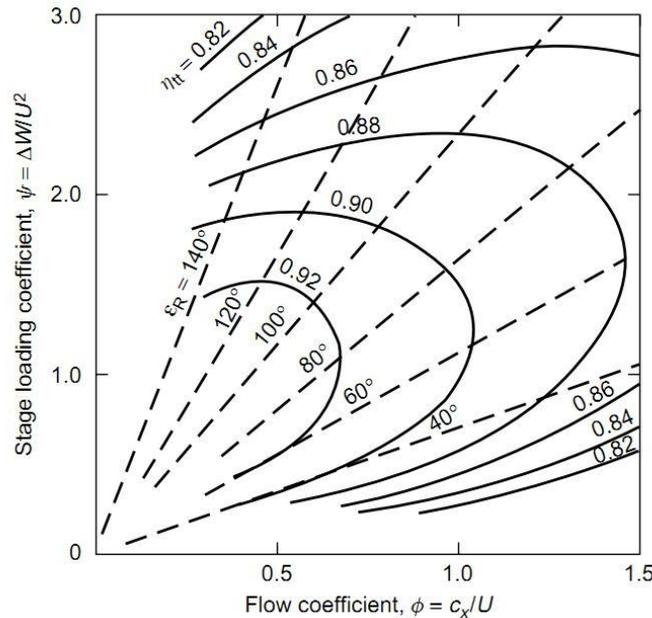
El criterio de diseño que se empleará en este trabajo es por eficiencia. En la “Fig.5” se muestra que las turbinas de acción presentan buen desempeño para diferentes factores de carga por etapa, es por ello y por su facilidad de manufactura que en turbinas de una sola etapa se elige por el diseño de una turbina de acción.



**Figura 5. Grado de Reacción y su implicación en la eficiencia Total-Estática**



La selección del punto de diseño de la Turbina se realiza con base en la definición de eficiencia “Total-Total” mediante el coeficiente de flujo “ $\phi$ ” y el coeficiente de carga por etapa “ $\psi$ ”. En la “Fig. 6” se puede apreciar el impacto de los coeficientes antes mencionados en el desempeño del dispositivo.



**Figura 6.- Eficiencia Total-Total en función de Coeficientes**

### **Análisis de las toberas**

Una vez establecido el tipo de turbina que se va emplear (acción) se efectuará un análisis más profundo del sistema de transformación de energía, el cual convierte la energía calorífica del vapor en trabajo útil. El vapor proveniente del separador entra al estator dónde se expande totalmente. Esto significa que es aquí donde el fluido se acelera, mediante la disminución de la presión y la entalpía, lo que provoca un aumentando en el volumen específico y la energía cinética del fluido.

Termodinámicamente es muy importante el diseño de las toberas, ya que aquí se encuentran las pérdidas internas más significativas del sistema.

Antes de entrar al diafragma o estator, el vapor que fue previamente separado, ingresa a la turbina por la sección de admisión a través de una o más válvulas de regulación. Las válvulas ayudan al control del flujo así como a minimizar la fricción y la acción del flujo turbulento del vapor [4].

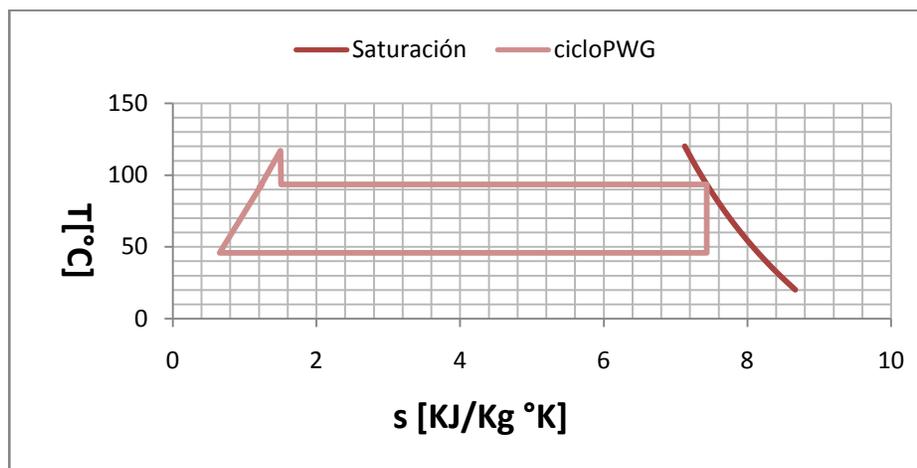
Considerando el gasto de vapor necesario para la generación eléctrica deseada en el ciclo; el estado inicial del fluido y la presión final, se puede calcular la geometría y dimensiones de las toberas. Para poder realizar el cálculo es necesario un análisis de conservación de la



energía y de flujo compresible, para simplificar el cálculo de dicho análisis se tomará en cuenta las siguientes condiciones:

1. Se considerara un proceso isotrópico (reversible y sin pérdidas) lo cual implica a su vez un proceso adiabático (sin transferencia de calor).
2. El análisis se hará en estado estacionario (se considera que no habrá variaciones en el tiempo).
3. El fluido de trabajo se considera un gas ideal
4. El comportamiento del fluido es compresible ya que el flujo es de velocidades muy altas
5. El flujo se considera a lo largo de una línea recta desde la entrada del fluido hasta la salida del mismo

El proceso isoentrópico se puede observar en la “Fig. 7” que muestra al ciclo PWG y la línea de saturación del agua.



**Figura 7.- Diagrama de la Temperatura vs entropía**

Para un régimen estacionario, la ecuación de continuidad plantea que el flujo másico a través de una sección cualquiera es constante. Con ayuda de la entalpia de estancamiento se obtendrá la velocidad normal al área de la siguiente manera:

$$\dot{m} = A_n \cdot C_n \cdot \rho_n \quad (i)$$

$$h_0 = h_n + \frac{1}{2} C_n^2 = cte \quad (ii)$$

$$C_n = \sqrt{2(h_{n-1} - h_n) + C_{n-1}^2} \quad (ii - b)$$

Finalmente, se usará la ecuación de estado para gases ideales, que se presenta a continuación para la obtención de la densidad del fluido

$$Pv^\gamma = \frac{P}{\rho^\gamma} = cte \quad (iii)$$

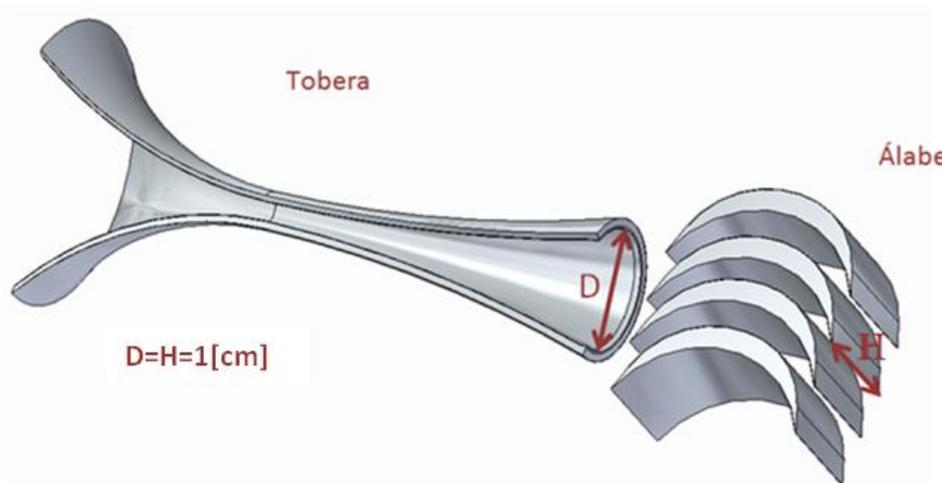
Se despeja “ $A_2$ ” de la ecuación de continuidad y se sustituye en ella las ecuaciones *ii-b* y *iii*. De esta sustitución se obtiene el área total de salida de la siguiente forma:

$$A_n = \frac{\dot{m}}{\sqrt{2(h_{n-1} - h_n) + C_{n-1}^2 * \left(\frac{P_n}{P_{n-1}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \rho_{n-1}}} \quad (iv)$$

Haciendo uso de los datos de temperatura, presión y diferencia de entalpías que requiere la turbina y proponiendo los siguientes datos, se podrá hacer una discretización de las propiedades con base en las presiones.

- $C_1 = 30$  [m/s]
- $\gamma = 1.135$  [5]

Para obtener la geometría primitiva es necesario hallar el número óptimo de toberas y con ello definir la fracción del flujo para cada una de ellas, esto se realizará al sustituir el área final de la discretización que es " $A_2 = 20.32$  [cm<sup>2</sup>]" Se propone un área transversal circular de diámetro igual a la altura del álabe (como se va explicar más adelante " $H = 1$  [cm]"), esto se hace para evitar pérdidas entre el estator y el rotor, ya que si la altura del álabe es más pequeña que la de la tobera, la microturbina presentaría pérdidas por el vapor que no golpea dichos álabes, sin embargo, al tener una altura mayor por parte del álabe se garantiza que el chorro proveniente del estator impacte en toda la superficie de éste. Por esta razón primero se igualará el área total ( $A_2$ ) con la ecuación del área de un círculo multiplicado por una constante " $n$ " que representa al número de toberas.



**Figura 8.-Diagrama del diámetro de la tobera frente la altura del álabe**

Al despejar " $n$ " y sustituir los valores del " $A_T$ " y " $H$ " se redondeará este valor hacia el entero inmediato superior garantizando de esta manera que la altura de la tobera será menor a la del álabe y teniendo así un número entero de toberas.

$$A_T = n \frac{\pi}{4} H^2 \quad (v)$$



Finalmente, el número óptimo de toberas es “26” con el cual se hará la discretización concluyente de las presiones con el porcentaje de vapor correspondiente para cada una de las toberas. Para el caso de la entalpía y de la densidad se hizo uso de la herramienta computacional REFPROP® para determinar los valores de las mismas; esto se hace ingresando el tipo de fluido de trabajo, las propiedades que se utilizarán para el cálculo y las unidades en las que se desea el valor. Esta discretización se puede observar en la *Tabla 1*, de dónde se obtiene las secciones transversales de la tobera, estas son tres; la entrada, la de estrangulamiento y la de salida.

Para determinar la longitud “L” de la tobera media, se hará tomando en cuenta un eje recto y una sección transversal circular. En la cual se hará una variación lineal de la presión a lo largo de la tobera, esto quiere decir que a un mismo “ $\Delta L$ ” corresponderá un “ $\Delta P$ ” [6].

Las secciones de entrada (1), de estrangulamiento (2) y de salida (3) no es lo único que se requiere para determinar la geometría de la tobera, es necesario tomar en cuenta las ondas de choque, por ejemplo, en el caso particular de una tobera supersónica el punto crítico de diseño consiste en tener una expansión adecuada, para evitar la generación de ondas de choque. Las ondas de choque dentro de las toberas son fenómenos físicos que pueden llegar a ser destructivo para las mismas, por lo tanto para evitarlas es necesario definir curvas suaves que permitan la circulación del fluido sin este tipo de eventos. Cabe mencionar que siempre que exista flujo supersónico hay ondas de choque. En las turbinas que manejan flujo supersónico, estas ondas se deben generar en el rotor; el cual debe estar diseñado, manufacturado y si se requiere con tratamientos térmicos para soportar los esfuerzos de dicho acontecimiento [7].

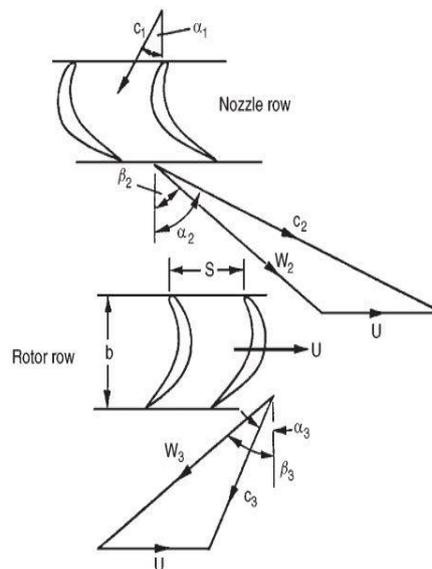


		Gasto[kg/s]	0.0047							
	$\Delta L$	P [MPa]	s [kJ/kg K]	h[J/kg]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	V [m/s]	Área [cm <sup>2</sup> ]	Diámetro [cm]	No. Mach	$h_0$
<b>1</b>	0.0	0.08	7.434	2665178	0.479	45.87	2.121	1.6435	0.163	2667865.81
	0.2	0.076	7.434	2656883	0.459	136.73	0.744	0.9731	0.329	2667865.81
	0.4	0.072	7.434	2648204	0.438	189.87	0.561	0.8451	0.441	2667865.81
	0.6	0.068	7.434	2639104	0.417	232.92	0.480	0.7818	0.533	2667865.81
	0.8	0.064	7.434	2629534	0.396	270.91	0.435	0.7439	0.615	2667865.81
	1.0	0.061	7.434	2619440	0.375	305.91	0.407	0.7196	0.692	2667865.81
	1.2	0.057	7.434	2608756	0.353	339.04	0.389	0.7039	0.764	2667865.81
	1.4	0.053	7.434	2597404	0.332	371.02	0.379	0.6944	0.834	2667865.81
<b>2</b>	1.6	0.049	7.434	2585285	0.310	402.36	0.374	0.6897	0.903	2667865.81
	1.8	0.045	7.434	2572281	0.288	433.47	0.373	0.6894	0.972	2667865.81
	2.0	0.041	7.434	2558241	0.266	464.74	0.377	0.6930	1.041	2667865.81
	2.2	0.037	7.434	2542969	0.244	496.51	0.386	0.7006	1.111	2667865.81
	2.4	0.033	7.434	2526209	0.221	529.19	0.399	0.7127	1.183	2667865.81
	2.6	0.029	7.434	2507613	0.198	563.24	0.419	0.7300	1.258	2667865.81
	2.8	0.026	7.434	2486688	0.174	599.24	0.446	0.7538	1.338	2667865.81
	3.0	0.022	7.434	2462708	0.150	638.00	0.486	0.7863	1.423	2667865.81
	3.2	0.018	7.434	2434529	0.126	680.74	0.543	0.8315	1.518	2667865.81
	3.4	0.014	7.434	2400188	0.101	729.44	0.632	0.8970	1.626	2667865.81
<b>3</b>	3.6	0.01	7.434	2355842	0.075	787.89	0.785	1.0000	1.755	2667865.81

**Tabla 1.- Discretización de una sola tobera**

## Análisis bidimensional

Se asume que en la etapa de una turbina, el fluido entra al estator con una velocidad absoluta “ $c_1$ ” a un ángulo “ $\alpha_1$ ” y se acelera hasta una velocidad absoluta “ $c_2$ ” a un ángulo “ $\alpha_2$ ”. Todos los ángulos se miden a partir de la dirección axial. A la entrada del rotor la velocidad relativa “ $w_2$ ”, con un ángulo “ $\beta_2$ ”, se encuentra substrayendo vectorialmente la velocidad de rotación “ $U$ ” de la velocidad absoluta “ $c_2$ ”. El flujo relativo en el rotor, se acelera hasta la velocidad “ $w_3$ ” con ángulo “ $\beta_3$ ” a la salida del rotor; el flujo absoluto correspondiente “ $c_3, \alpha_3$ ” se obtiene sumando vectorialmente la velocidad de rotación “ $U$ ” a la velocidad relativa “ $w_3$ ”. Esto constituye los llamados triángulos de Velocidad de la Turbomaquinaria [8]. A continuación se muestra en la “Fig.9” lo antes mencionado.



**Figura 9.- Triángulos de velocidad para una Etapa**

Para obtener los valores de las velocidades involucradas en este análisis, es necesario contar con dos datos de entrada, en el presente trabajo estos datos de entrada son proporcionados por el análisis de la velocidad máxima posible en el conjunto de toberas y la velocidad de rotación, delimitada por las características de los generadores eléctricos disponibles en el mercado, que puedan ser acoplados a la turbina.

La velocidad máxima ideal que se obtuvo del análisis termodinámico de las Toberas es:  
 $C_2=787$  [m/s]

Con este dato se construyeron los triángulos de velocidad para los tipos básicos de diseño de turbinas. La variable independiente elegida para la construcción de los triángulos de velocidad fue el ángulo “ $\beta_2$ ” que corresponde al ángulo de la velocidad relativa “ $w_2$ ” en el rotor y que también corresponde al ángulo de entrada al álabe. A continuación se realizará la descripción para el caso en que el valor del grado de reacción es “0”, esto corresponde a álabes simétricos, es decir “ $\beta_2=\beta_3$ ”

Los modelos matemáticos empleados para la construcción de los triángulos de velocidad son:

$$\alpha_2 = \beta_2 + \sin^{-1}(U \sin(\frac{\pi}{2} - \beta_2)) \quad (vi)$$



$$\beta_3 = \beta_2 \quad (vii)$$

$$w_2 = C_2 \cos(\alpha_2) \cos(\beta_2) \quad (viii)$$

$$w_3 = w_2 \quad (ix)$$

$$C_3^2 = U^2 + w_3^2 - 2Uw_3 \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_2\right) \quad (x)$$

$$\alpha_3 = \cos^{-1} \frac{C_3}{C_2 \cos(\alpha_2)} \quad (xi)$$

Las velocidades obtenidas para este tipo de turbina fueron con un ángulo “ $\beta_2$ ” = 34° son:

**Tabla 2.- Triángulos de Velocidad**

Triángulos de Velocidad	
<b>C<sub>2y</sub> [m/s]</b>	526.7612132
<b>C<sub>3y</sub> [m/s]</b>	101.5573175
<b>C<sub>2x</sub> [m/s]</b>	584.1190511
<b>W<sub>2</sub> [m/s]</b>	621.6065107
<b>U [m/s]</b>	314.1592654
<b>W<sub>3</sub> [m/s]</b>	621.6065107
<b>C<sub>3</sub> [m/s]</b>	592.8819061
<b>C<sub>3x</sub> [m/s]</b>	584.1190511

Una vez obtenidas las velocidades involucradas en la etapa de la turbina se procedió a realizar el análisis termodinámico, en el cual se pretende obtener datos teóricos del desempeño del equipo.

### **Análisis Termodinámico de la etapa de la turbina**

El trabajo realizado sobre el rotor por unidad de masa (el trabajo específico) es igual al cambio en las entalpías de estancamiento que ocurre cuando el flujo pasa a través de la etapa.

$$\Delta W = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_{01} - h_{03} = U(C_{y2} + C_{y3}) \quad (xii)$$

Sabiendo que:

$$h_{01} = h_{02} \quad (xiii)$$

Y con un adecuado manejo matemático y de conceptos, tenemos que:

$$h_2 + \frac{1}{2}w_2^2 = h_3 + \frac{1}{2}w_3^2 \quad (xiv)$$

Para el caso del grado de reacción igual a “0”, tenemos que “ $w_2=w_3$ ”, por lo tanto, “ $h_2=h_3$ ”. Dado que conocemos la entalpía estática en “2” y que conocemos todos los valores involucrados en los triángulos de velocidades, no habría problema en corroborar los datos numéricos en ambos casos, esto con el fin de conocer la eficiencia de la etapa cuyo modelo matemático basado en entalpías estáticas se expresa de la siguiente forma:

$$\eta_{tt} = h_1 - h_3 / h_1 - h_{3ss} \quad (xv)$$

En la práctica resulta más común el empleo de un modelo matemático de la eficiencia “Total-Total” de la Turbomaquinaria basado en el coeficiente de carga por etapa “ $\psi$ ” y el coeficiente de flujo “ $\phi$ ”, los cuales se definen como:



$$\psi = \frac{\Delta W}{U^2} \quad (xvi)$$

$$\phi = \frac{C_x}{U} \quad (xvii)$$

El modelo matemático que surge de la utilización de estos conceptos es:

$$\frac{1}{\eta_{tt}} = 1 + \frac{1}{2\psi} \left\{ \zeta_R \left[ \phi^2 + \left( \frac{\psi}{2} \right)^2 \right] + \zeta_N \left[ \phi^2 + \left( 1 + \frac{\psi}{2} \right)^2 \right] \right\} \quad (xviii)$$

Donde:

$\zeta_R$ : Coeficiente de pérdidas en el Rotor

$\zeta_N$ : Coeficiente de pérdidas en las Toberas

### Pérdidas, eficiencia y correlación de Soderberg.

Los efectos de las irreversibilidades a través del rotor y estator, son expresados en términos de las diferencias en las entalpías estáticas, por ello, pueden definirse coeficientes de pérdida dimensionales que son:

$$h_2 - h_{2s} = \frac{1}{2} C_2^2 \zeta_N \quad (xix)$$

$$h_3 - h_{3s} = \frac{1}{2} w_3^2 \zeta_R \quad (xx)$$

En el siglo pasado fue desarrollado un método para la obtención de parámetros de diseño, el cual ensambla la información de eficiencias globales de gran variedad de turbinas. El sistema fue desarrollado por “Soderberg” y ha sido altamente empleado en el diseño de las turbinas. En el presente trabajo se hace uso de la llamada correlación de “Soderberg” que combinada con un criterio de selección de la relación de espacio-cuerda (space-chord ratio) para álabes de turbina, proporciona los parámetros geométricos de nuestra llamada geometría primitiva.

La correlación obtenida por “Soderberg” utilizada para la obtención de los coeficientes de pérdida es:

$$\zeta^* = 0.04 + 0.06 \left( \frac{\varepsilon}{100} \right)^2 \quad (xxi)$$

Donde:

$\varepsilon = (\beta_1 + \beta_2)$  y recibe el nombre de Desvío (Deflection)

Con esta correlación se puede obtener un coeficiente inicial para el diseño de la turbina, en la “Fig. 10” se puede observar el comportamiento de “ $\zeta^*$ ” con respecto a “ $\varepsilon$ ”.

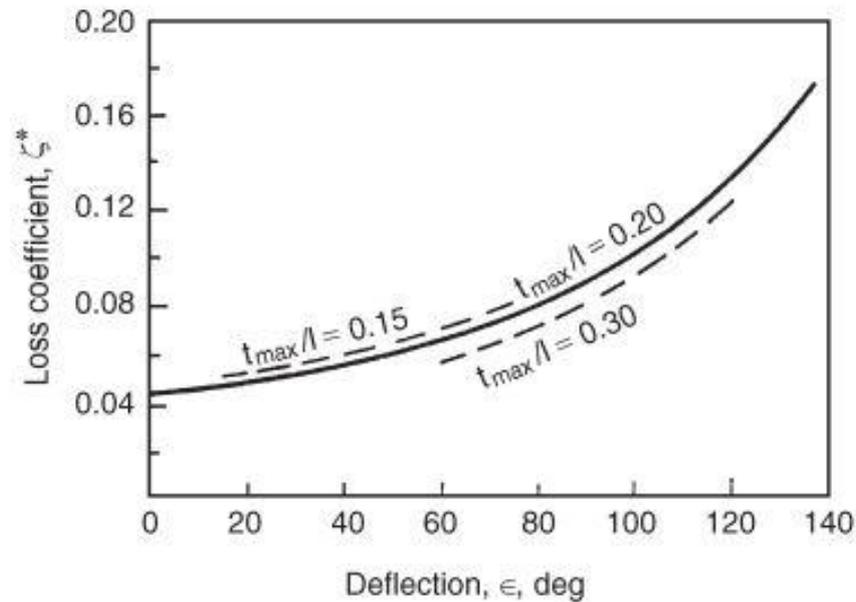
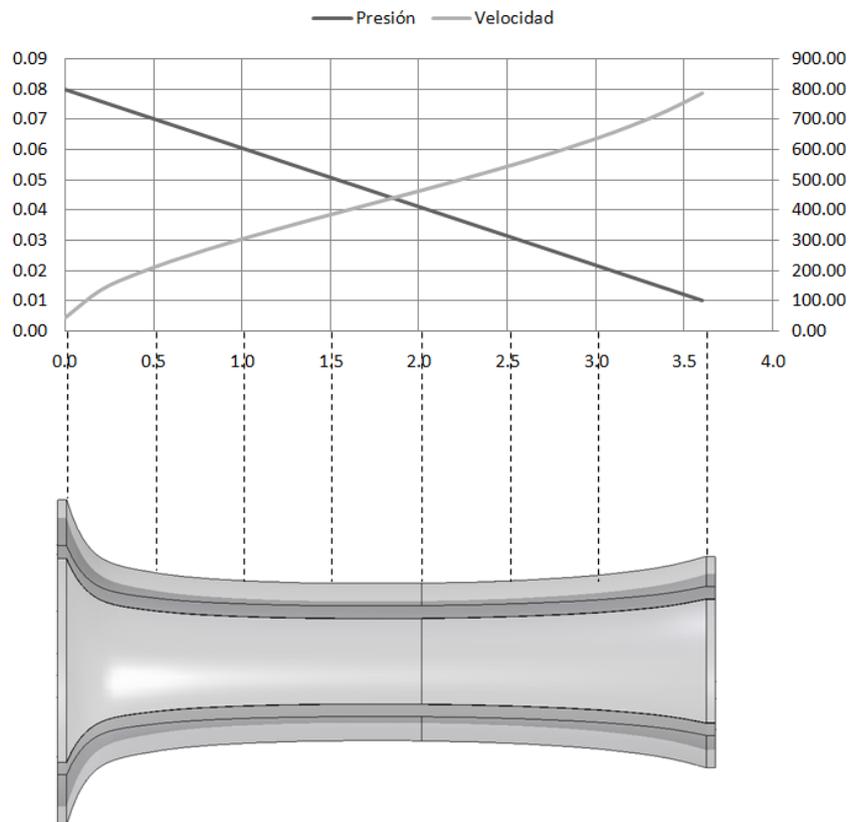


Figura 10.- Desviación en el perfil vs Coeficiente de pérdida inicial

Al agrupar las ecuaciones matemáticas mencionadas anteriormente se pueden obtener datos del desempeño de una turbina para distintas condiciones geométricas, en la siguiente sección se presentarán los resultados obtenidos de este estudio.

## • RESULTADOS

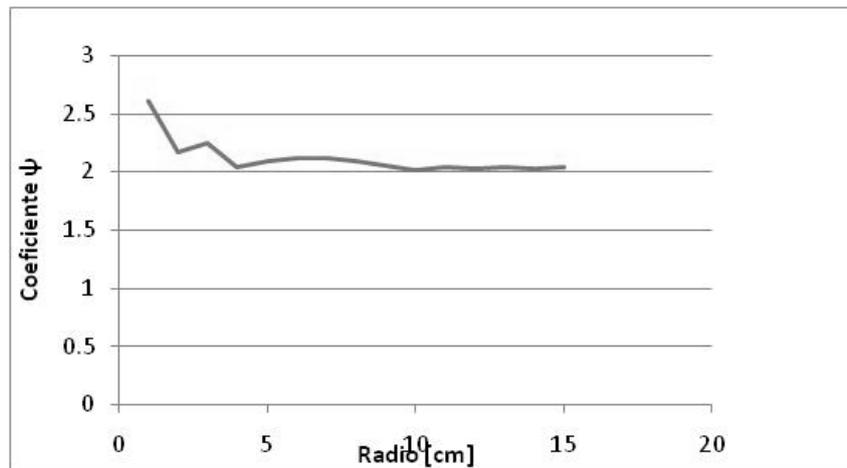
Para tener un ejemplo de la caída de presión frente al aumento de la velocidad se tomará en cuenta el análisis de la “Tabla 1”. Para facilitar la visualización, se hará el diseño de una de las 26 toberas que se necesitan para el estator, esto se hizo utilizando la columna de la variación de la longitud  $L$  y la columna del área transversal. El resultado de dicho diseño es se muestra en la “Fig. 11”:



**Figura 11.- Variación de la presión y la velocidad dentro de la tobera**

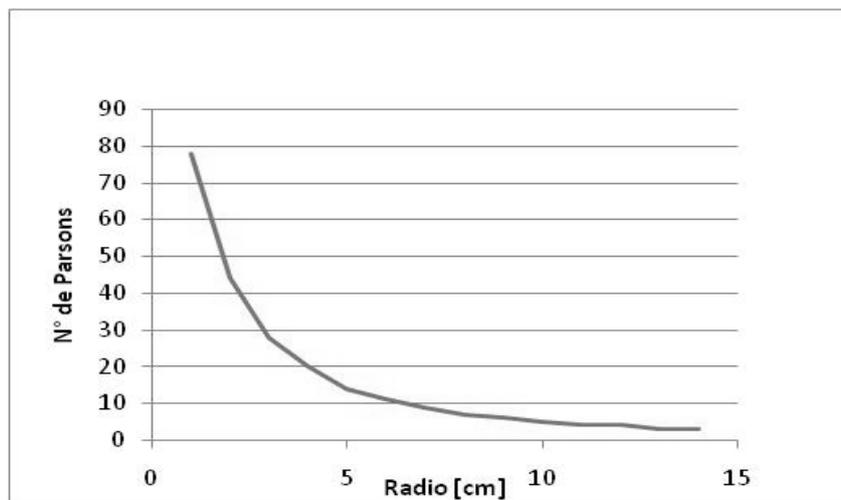
Esta geometría brinda la ventaja de un buen rendimiento dentro de las toberas, aunado a esto, la forma circular de la sección transversal reducirá el rozamiento a un mínimo [5].

Una vez determinada la geometría de las toberas se procede a realizar el estudio termodinámico elemental del dispositivo, empleando los modelos matemáticos descritos en la sección anterior, se obtuvieron los siguientes resultados, para ello el radio del rotor fue elegido como variable. Es importante señalar que una variación de 1 [cm] en el radio, impacta fuertemente en la velocidad de rotación “U” para los triángulos de velocidad, ya que el generador que se pretende acoplar a esta turbina opera a 20000[r.p.m.]



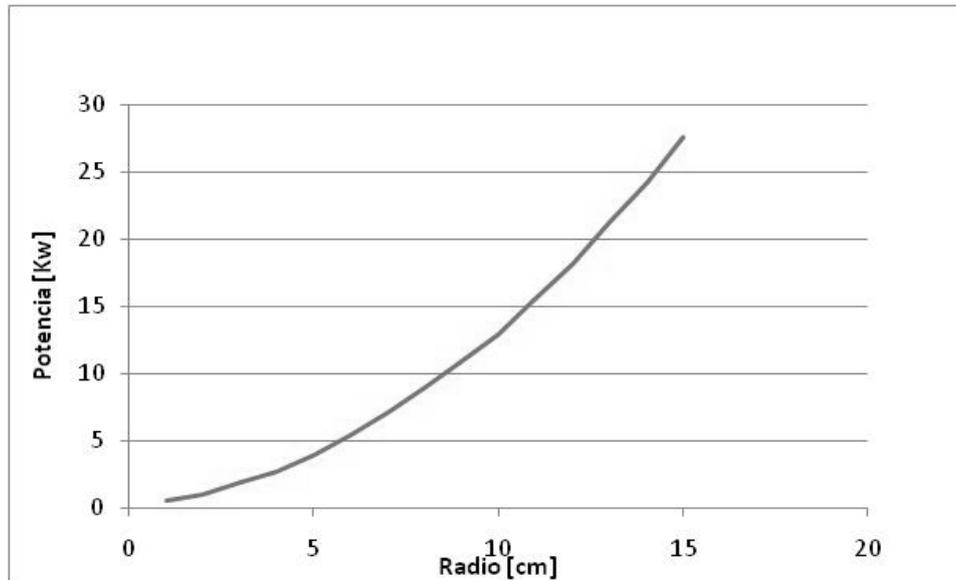
**Figura 12.- Radio medio rotor vs Coeficiente de carga por etapa**

En la “Fig. 12” anterior se puede visualizar que para valores del radio medio mayores a “5”, el valor del coeficiente de carga por etapa se encuentra alrededor de “2”, este resultado, al compararlo con algunos autores [9], indica que el procedimiento utilizado fue adecuado ya que es este un valor característico de las turbinas de acción.



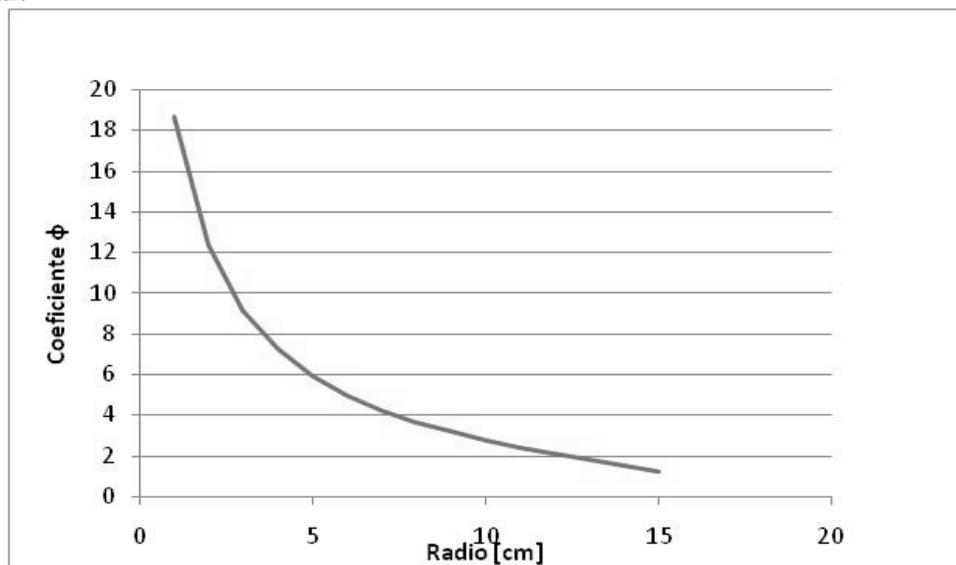
**Figura 13.- Radio medio rotor vs Número de Parsons**

El factor de calidad o número de Parsons es un parámetro importante en el diseño de turbinas debido a que proporciona el número máximo de etapas que pueden formar parte de la Turbina [10]. En nuestro grafico podemos observar que este parámetro se comporta de manera inversamente proporcional al radio del Rotor.



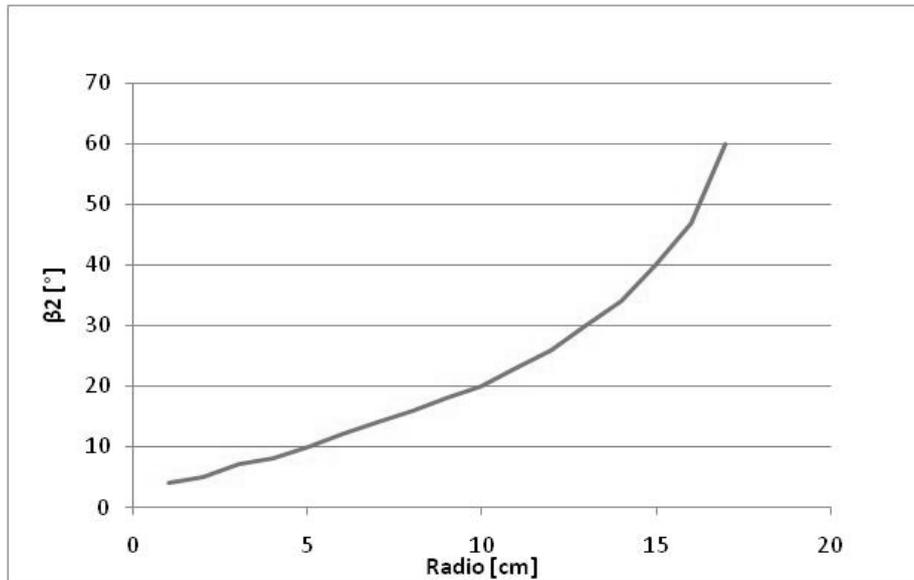
**Figura 14.- Radio medio rotor vs Potencia**

La “Fig. 14” es de especial relevancia debido a que en ella se puede observar que a medida que aumentamos las dimensiones del radio medio del rotor, aumentamos el aprovechamiento de la energía en la turbina, es de especial importancia debido a que la elección de las dimensiones del rotor se verá restringida por los posibles materiales a emplear.



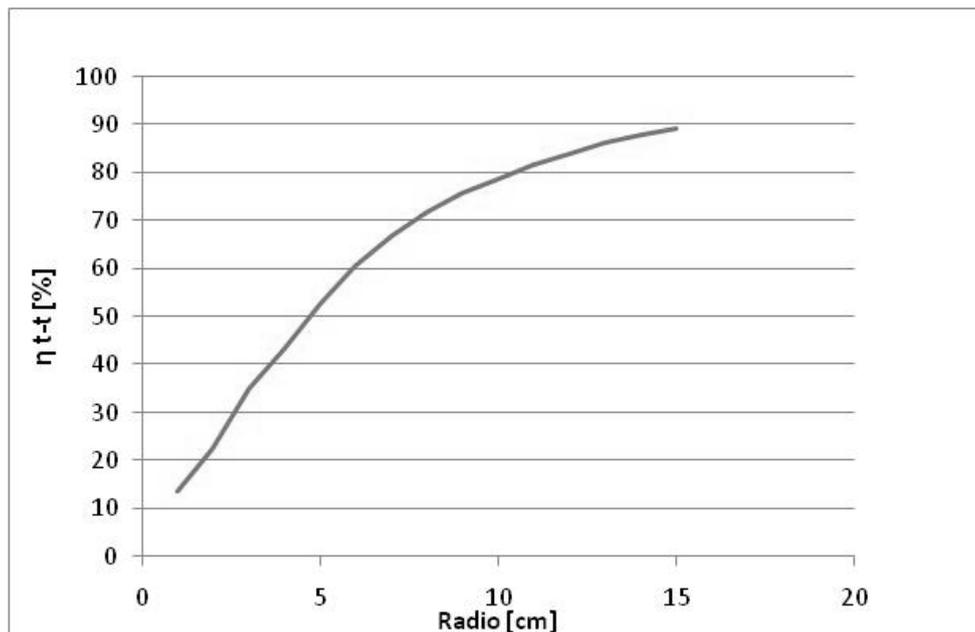
**Figura 15.- Radio medio rotor vs Coeficiente de Flujo**

Para obtener un buen desempeño de la Turbina, es necesario contar con un valor bajo del coeficiente de flujo, el gráfico nos muestra que a medida que se aumenta el diámetro del Rotor, este coeficiente reducirá su valor.

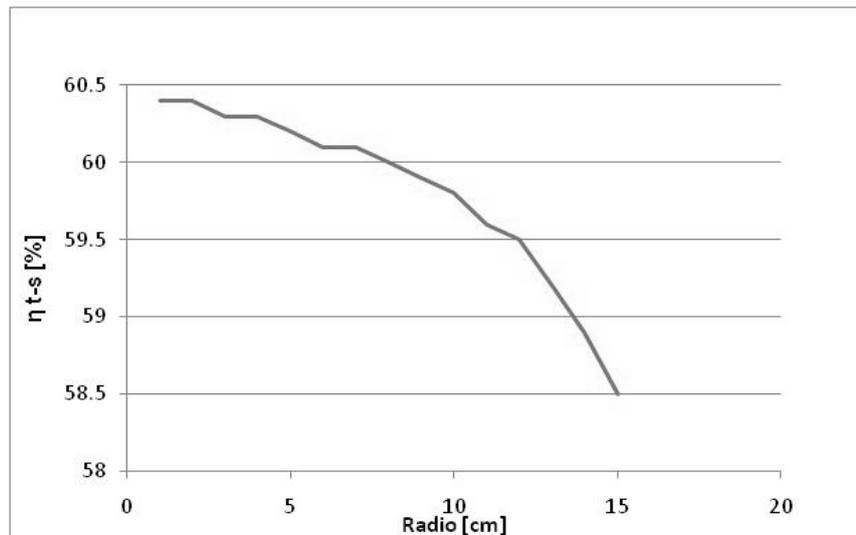


**Figura 16.- Radio medio rotor vs Ángulo del álabe**

El ángulo del álabe se ve afectado en forma proporcional con el aumento del radio medio, la elección del ángulo del álabe puede expresarse en función de los coeficientes “ $\psi$ ” y “ $\phi$ ”, cabe mencionar que para este análisis existe un solo valor del ángulo del álabe, debido a que se está en el caso de álabes simétricos.



**Figura 17.- Radio medio rotor vs Eficiencia Total-total**



**Figura 18.- Radio medio rotor vs Eficiencia Total-Estática**

De las “Figuras 17 y 18”, se puede observar que la eficiencia “Total-Total” de la turbina se comporta de manera directamente proporcional al diámetro del Rotor, por el contrario, la eficiencia “Total-Estática” tiene un comportamiento inversamente proporcional, lo que aportará un criterio de definición del punto de diseño, ya que se buscará un valor del diámetro del rotor para que ambas eficiencias se encuentren en rangos aceptables.

Los valores numéricos del punto de diseño seleccionado a partir del empleo de los modelos matemáticos y la metodología expuesta en el presente trabajo son:

<b>Radio [cm]</b>	15
<b><math>\Psi</math></b>	2.02
<b>Potencia [kW]</b>	24.13
<b>Parsons</b>	3
<b><math>\phi</math></b>	1.5
<b><math>\beta</math> [°]</b>	34
<b><math>\eta</math> Total-total %</b>	90.1
<b><math>\eta</math> Total-estatica %</b>	60.3
<b>Espesor Rotor [cm]</b>	6
<b>Espaciamento álabes [cm]</b>	5
<b>Altura álabes[cm]</b>	1

**Tabla 3.- Resultados para la construcción de la geometría primitiva**



## • **ANÁLISIS Y DISCUSIÓN**

El diseño de las toberas con sección transversal circular presenta una ventaja frente a otras secciones comúnmente ocupadas (sección cuadrada o rectangular). Esto es, la facilidad de manufactura, ya que con técnicas como la electro-erosión, el hilo caliente o la fresadora, se pueden obtener este tipo de geometrías adecuadamente. Sin embargo, uno de sus principales problemas, es que en el plano de la salida, la sección transversal se vuelve elíptica, esto produce desprendimiento de corriente y un jet de peor calidad hidrodinámica [5]. Al diseñarse así la tobera, se permite que el cálculo de pérdidas hidráulicas sea más sencillo, dividiendo esta en secciones, y calculando el diámetro hidráulico para cada una de ellas.

De los gráficos de la sección anterior se puede observar que el diámetro medio es la variable de mayor importancia para el desempeño de la turbina, sin embargo, es necesario precisar una condición para detener el aumento del tamaño del rotor, ya que como puede observarse, en el dominio utilizado, la potencia es directamente proporcional al diámetro del rotor, esto podría malinterpretarse, definiendo que con un determinado diámetro se puede obtener la energía equivalente al salto entálpico, para el que se ha diseñado la turbina, esto sería incorrecto, ya que no existe una máquina 100% eficiente.

En lo respectivo al coeficiente de carga por etapa, los valores obtenidos se encuentran muy próximos a “2”, el cual es un valor adecuado para el diseño de las turbinas de impulso.

El número de Parsons es una variable de suma importancia, debido a que indica el número máximo de etapas que se podrían construir para la turbina, en el dominio de valores utilizado, podemos percatarnos que el número máximo de etapas es “3”, pero que no sería conveniente fabricar una turbina de impulso de múltiples etapas porque el costo del equipo sería excesivo.



## • **CONCLUSIONES**

Se selecciona el valor de 30 [cm] para el diámetro medio de la Turbina, ya que es un valor donde todas las variables bajo estudio se encuentran en rangos aceptables y nuestro criterio de diseño por eficiencia es respetado.

Se debe obtener el análisis de esfuerzos para los parámetros geométricos seleccionados y así poder realizar la selección de materiales.

Es necesario seleccionar y/o diseñar los elementos complementarios para la obtención de un prototipo de turbina

Se evaluará la viabilidad de validación mediante análisis CFD y de ser necesarios se realizarán las modificaciones pertinentes en la geometría del sistema de transformación de energía.

Este trabajo muestra los pasos básicos a seguir para obtener la geometría primitiva del sistema de transformación de energía, el cual, da las bases para el desarrollo tecnológico de este tipo de dispositivos.

## **AGRADECIMIENTOS**

Al proyecto IMPULSA IV.



## REFERENCIAS

- [1] Ordaz M. A., Flores A. M. Ramírez S. G. 2011 “Potencial Geotérmico de la República Mexicana” Comisión federal de Electricidad Michoacán México
- [2] Alfa Laval 2007 [www.Alfalaval.com](http://www.Alfalaval.com)
- [3] Aceves A. 1984. “Design Approach of Steam-Water Separators and Steam Dryers for Geothermal Applications”
- [4] Heinz P. Bloch. *Steam Turbines: Design, Applications and Re-rating*. Mc Graw Hill, 2th edition pp33
- [5] Stodola A. 1905. *Steam Turbines: with an appendix on Gas Turbines and the future of Heat Engines*, Van Nostrand Company, 1ª edición. pp 5
- [6] Mataix C. 1991. *Turbomáquinas Térmicas: Turbinas de Vapor, Turbinas de Gas y Turbocompresores*, CIE Inversiones Editoriales Dossat 2000, 3ª Edición, pp 269
- [7] Kurt C. Roll. *Termodinámica*, Pearson, 6ª edición pp 343
- [8] Dixon S.L. 1998. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of turbomachinery*, Butterworth-Heinemann, Liverpool, UK. Chap IV
- [9] Sanders W. P. 2004. *Turbine Steam Path Mechanical Design and Manufacture, Volumen IIIb*. Penn Well Corporation
- [9] Alcocer, S.M.; Hiriart, G. 2008. An applied research program on water desalination with renewable energies. *Am. J. Environ. Sci.* 4, 204–211
- [10] Fernandez Diez P. 2008. “*Turbinas de vapor*”, Universidad de Cantabria, Santander, España.
- [11] López Sánchez, A, Báncora Alsina, C, Prol Ledesma, RM, Hiriart, G (2006), A New Geothermal Resource in Los Cabos, Baja California Sur, México
- [12] Aviña H., Monzalvo M. 2008, “Reporte de Trabajo, Exploración La Joya 1 Ensenada Baja California México”, Proyecto IMPULSA UNAM