



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica

TESIS

Para obtener el título de:

Ingeniero Mecánico

Presenta:

Jonathan Hernández García

Director de tesis:

Dr. Martín Salinas Vázquez

Ciudad Universitaria, México D.F., Marzo de 2012



A la Universidad Nacional Autónoma de México, mi Alma Mater.

Por permitir mi desarrollo en el ámbito profesional y personal; por abrirme las puertas del universo del conocimiento.

A la Facultad de Ingeniería.

Por brindarme la formación de la profesión que deseo ejercer y acogerme en su regazo para sentirme en casa a lo largo de mi estancia en ella.

A mis Padres.

Mi madre Margarita y mi padre José por el apoyo, comprensión y orientación que me han brindado en cada etapa de la vida; por darme la oportunidad de estudiar una carrera universitaria...simplemente les agradezco por permitirme y enseñarme a vivir

A mis hermanos.

Porque observar su dedicación constituyó un motivo para esforzarme y brindar un buen ejemplo

Al Dr. Martín Salinas Vázquez.

Por aceptar dirigir este trabajo y brindarme su apoyo para la realización del mismo.

Al Dr. Fernando Velázquez Villegas.

Por la amistad y consejos proporcionados en los últimos semestres de mi carrera, los que me ayudaron a crecer como persona.

Al Mtro. Héctor Miguel Aviña Jiménez.

Por darme la oportunidad de pertenecer a su grupo de trabajo, por la amistad, la confianza y el apoyo.

Al proyecto IMPULSA.

Por los grandes momentos que en él he vivido, las experiencias adquiridas y el compañerismo recibido de Alex, Cottier, Joel, Gabriel, Luis, José Luis, Inti, Eduardo, Rodrigo, Liliane, Sunashi, Julio y en general a todos.

A Belém e Isaac

Por su sincera amistad y apoyo; por los momentos divertidos y de reflexión.

A mis amigos de la facultad.

Germán (peluche), Emilio (Emily), Erick (erizo), Armando (cholo), Carlos, Juan Carlos (maya), Rodrigo (rockdrigo), David (deivid), Adalberto (adal), Omar, Antonio (choco), Guillermo (memo), por cada risa y momentos agradables que vivimos en la facultad

A mi Lucy

Por brindarme momentos tan bellos y maravillosos, por alentarme siempre a dar lo mejor de mí, por enseñarme la importancia de una Tesis; por mostrarme un nuevo mundo.

CONTENIDO

1	Antecedentes	1
	Estructura de la Tierra	1
	Tectónica de Placas	3
	Gradiente de temperatura en la tierra.....	4
	Flujo de calor	4
	Geotermia	5
	Recurso Geotérmico.....	5
	Clasificación de los recursos geotérmicos.....	6
	Yacimientos Geotérmicos	6
	Yacimientos de baja temperatura	7
	Yacimientos de Mediana temperatura	7
	Yacimientos de Alta temperatura	8
	Yacimientos de roca seca caliente	9
	Yacimientos Geopresurizados	11
	Exploración, análisis y explotación de un yacimiento geotérmico	11
	Energía Geotérmica.....	12
	Algunas aplicaciones de la energía geotérmica	12
	Balneología.....	12
	Calefacción de edificios y producción de ACS.....	13
	Extracción de minerales	13
	Generación de Energía Eléctrica	14
2	Generación Geotermoeléctrica.....	15
	Ciclo a contrapresión.....	16
	Ciclo de Potencia con condensador	16
	Ciclo binario.....	17
	Algunos Aspectos Económicos	19
	Aspectos Ambientales.....	20
	Sistemas avanzados de generación de energía Eléctrica usando recursos geotérmicos.....	22
	Ciclo Kalina	22
	Ciclos Híbridos	23

Plantas de Ciclo Flash-Binario Integrado.....	23
Ciclo PWG.....	25
Generación geotermoeléctrica en México y el mundo.....	26
Cerro Prieto.....	27
Los azufres.....	27
Los Humeros.....	27
Las Tres Vírgenes.....	27
Capacidad Instalada en el Mundo.....	28
3 Estudio de los Componentes del sistema PWG.....	30
Comparación Entre el ciclo binario convencional y el Ciclo PWG.....	30
Elementos que forman parte de la Propuesta de Modificación.....	31
Intercambiador de calor de Placas.....	31
Principio de funcionamiento del intercambiador de calor de placas.....	32
Placa orificio.....	32
Separador centrífugo.....	33
Análisis de requerimientos de la turbina del ciclo modificado.....	34
Tecnologías disponibles compatibles a los requerimientos de la turbina del ciclo PWG.....	37
Infinity Turbine®.....	37
Green Turbine®.....	39
4 Planteamiento de La Turbina.....	41
Definición y clasificación de las turbomáquinas.....	41
Turbinas de vapor.....	42
Tipos de turbinas.....	44
Variación de las etapas de una turbina de vapor.....	45
Diseño moderno de turbinas de impulso.....	46
Microturbinas.....	47
Elementos del sistema de transformación de energía.....	47
Estator.....	47
Rotor.....	48
Eje de rotación.....	48
Conceptos fundamentales para estudio de las turbinas.....	48
Entalpía de estancamiento.....	48

Trabajo Específico	49
Eficiencia Total-Total	49
Eficiencia Total-Estática.....	49
Grado de reacción	50
Metodología para la obtención de la geometría primitiva de la microturbina de vapor.	50
Análisis bidimensional.....	52
Análisis Termodinámico de la etapa de la turbina	54
Pérdidas, eficiencia y correlación de Soderberg.	55
Criterio de Zweifel y correcciones a la correlación de Soderberg.....	56
Correcciones para la correlación de Soderberg	56
Obtención del punto de diseño para la microturbina de vapor	58
5 Diseño de Detalle del Rotor	64
Consideraciones mecánicas para el diseño de los álabes móviles.....	64
La posición relativa entre el álabe y la raíz	64
Tipo de material a emplearse.....	64
Detalles de la hilera de agujeros	64
Requerimientos de Espesor	65
Requerimientos de un escudo contra la erosión	65
Terminología del álabe.....	65
Aspas	65
Álabe.....	65
Perfil	65
Plataforma de la Raíz.....	65
Raíz	65
Diseño bidimensional de perfiles de álabes.....	66
Determinación del perfil	66
Perfil de impulso con apertura constante del canal de expansión	66
Perfil de impulso con pequeña convergencia en el canal de expansión.....	68
Esfuerzos de operación en el álabe.....	69
Esfuerzos centrífugos directos	70
Esfuerzos de flexión por vapor.....	70
Efectos de la presión en la flexión.....	70

Esfuerzos Térmicos.....	70
Determinación de Fuerzas	71
Arrastre y sustentación	72
Resultados	72
Esfuerzos de flexión	73
6 Conclusiones	76
Referencias.....	78
ANEXO 1	81
ANEXO 2	84

Lista de Figuras

Fig. 1.1 <i>Geiser (Energía Geotérmica)</i>	1
Fig. 1.2 <i>Modelos de la estructura de la tierra</i>	2
Fig. 1.3 Placas Litosféricas.	3
Fig. 1.4 <i>Gradiente Térmico de la Tierra</i>	4
Fig. 1.5 <i>Modelo de Yacimientos de Alta Temperatura</i>	9
Fig. 1.6 <i>Esquema de un proceso HDR</i>	11
Fig. 1.7 <i>Sistema de calefacción de edificios con energía geotérmica</i>	13
Fig. 1.8 Primera Planta Geotérmica	14
Fig. 2.1 <i>Diagrama de Lindal</i>	15
Fig. 2.2 <i>Diagrama de un ciclo Típico a Contrapresión</i>	16
Fig. 2.3 <i>Diagrama de un ciclo Típico a Condensación</i>	17
Fig. 2.4 <i>Diagrama de un ciclo binario convencional</i>	17
Fig. 2.5 <i>Diagrama Presión – Entalpia de un ciclo binario</i>	19
Fig. 2.6 <i>Perforación de un pozo Geotérmico</i>	20
Fig. 2.7 <i>Panorámica Landerello Italia</i>	21
Fig. 2.8 <i>Ciclo Kalina</i>	23
Fig. 2.9 <i>Esquema de una planta de ciclo Híbrido</i>	24
Fig. 2.10 <i>Diagrama P-H del circuito del circuito 1 de ciclo binario</i>	24
Fig. 2.11 <i>Diagrama P-H del circuito del circuito2 de ciclo binario</i>	25
Fig. 2.12 <i>Esquema del Ciclo PWG</i>	26

Fig. 2.13 Fuentes energéticas utilizadas para generación en México	28
Fig. 3.1 Principio de funcionamiento de un Intercambiador de Placas	32
Fig. 3.2 Esquema de una Placa orificio	33
Fig. 3.3 Separador centrífugo	34
Fig. 3.4 Diagrama de una turbina	35
Fig. 3.5 Hoja de cálculo dinámica del ciclo PWG	35
Fig. 3.6 Diagrama T-s ciclo PWG	36
Fig. 3.7 Diseño de la Turbina Infinity	38
Fig. 3.8 Green Turbine	39
Fig. 4.1 Clasificación de las turbomáquinas según diferentes criterios	42
Fig. 4.2 Turbina de Herón	43
Fig. 4.3 Turbina de Laval	44
Fig. 4.4 Esquemas de Tipos de Turbinas [35]	45
Fig. 4.5 Flujo de Vapor a Través de las Etapas de una Turbina [36]	46
Fig. 4.6 Microturbina diseñada por la agencia de proyectos de investigación avanzada para la defensa (DARPA)	47
Fig. 4.7 . Grado de reacción y su implicación en la eficiencia Total-Estática [38]	51
Fig. 4.8 Eficiencia Total-Total en función de coeficientes [39]	51
Fig. 4.9 Triángulos de velocidad para una Etapa [40]	52
Fig. 4.10 Desviación en el perfil vs Coeficiente de pérdida inicial [42]	56
Fig. 4.11 Radio medio rotor vs Coeficiente de carga por etapa	58
Fig. 4.12 Radio medio rotor vs Número de Parsons	59
Fig. 4.13 Radio medio rotor vs Potencia	59
Fig. 4.14 Radio medio rotor vs Coeficiente de Flujo	60
Fig. 4.15 Radio medio rotor vs Ángulo del álabe	60
Fig. 4.16 Radio medio rotor vs Eficiencia Total-total	61
Fig. 4.17 Radio medio rotor vs Eficiencia Total-Estática	61
Fig. 5.1 Terminología del álabe	66
Fig. 5.2 Álabe con apertura constante del canal de expansión [45]	68
Fig. 5.3 Perfil de impulso con pequeña convergencia en el canal de expansión [46]	69
Fig. 5.4 Fuerzas y velocidades en una cascada de álaves	71
Fig. 5.5 fuerzas de arrastre y sustentación ejercidas sobre un álabe	72

Fig. 5.6 Esquema de la construcción del perfil aerodinámico.....	74
Fig. 5.7 Vista Frontal de la geometría primitiva del Rotor	75
Fig. 5.8 Vista en Tercera dimensión de la geometría primitiva del Rotor	75

Lista de Tablas

Tabla 1.1 Clasificación de los recursos geotérmicos según su temperatura [5].....	6
Tabla 2.1 Campos geotérmicos utilizados para generación eléctrica en México [19]	26
Tabla 2.2 Capacidad Geotérmica instalada a nivel mundial [22]	29
Tabla 3.1 Comparación de la potencia generada en un binario tradicional y el ciclo PWG	31
Tabla 3.2 Estados termodinámicos a la entrada y salida de la Turbina.....	36
Tabla 4.1 Triángulos de Velocidad	53
Tabla 4.2 Valores obtenidos para el punto de diseño	62
Tabla 5.1 Resumen de resultados diseño de detalle del rotor.....	74

Resumen

El uso adecuado y generación limpia de energía son temas de interés general en la actualidad. La razón de esto son los impactos climáticos, sociales y económicos, que se observan hoy en día a causa de las acciones realizadas por el hombre a partir del siglo XVIII. México posee una gran cantidad de recursos geotérmicos de baja entalpía, esto es con temperaturas menores a 190 [°C] y ocupa uno de los primeros lugares a nivel mundial en capacidad geotermoeléctrica instalada. Esto sugiere la viabilidad de la explotación de este tipo de recursos; es en este sentido que en el proyecto IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería de la UNAM se ha trabajado en el desarrollo de un ciclo termodinámico de generación eléctrica mediante energía geotérmica.

Aunque en el mundo existe tecnología que permite la explotación de la geotermia de baja entalpía (principalmente los ciclos binarios tradicionales), dicha tecnología presenta inconvenientes que pueden ser tratados con objeto de obtener eficiencias aceptables a costos más bajos. 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 constante mantenimiento, el cual resulta complicado y costoso.

Para evitar tales problemas, se propuso el uso de un sistema binario en el cual se sustituye el evaporador y el calentador por un intercambiador de calor de placas, una válvula de estrangulamiento (placa orificio) y un separador de vapor. De esta manera, sólo el intercambiador de placas entrará en contacto con el fluido geotérmico. El ciclo Térmico generado a partir de estas modificaciones recibe el nombre de ciclo PWG (Pressured Water Generation) y los requerimientos de la turbomaquinaria necesaria para la obtención de un prototipo de este ciclo, son el origen de la realización de este trabajo.

En las líneas siguientes se mencionan algunas ideas fundamentales de geotermia, así como la situación de México de este tipo de generación eléctrica. En secciones siguientes se describen las tecnologías disponibles en la actualidad para el aprovechamiento del recurso geotérmico de baja entalpía y se hace la comparación entre un ciclo binario tradicional y el ciclo PWG. Después se realiza el análisis de los requerimientos de la turbina necesaria para el ciclo termodinámico y se continúa con la exposición de la teoría necesaria para la selección del punto de diseño del dispositivo mecánico, en este punto del trabajo se obtienen los parámetros básicos de diseño de la Turbina.

En la última sección del presente trabajo se encontrará el diseño de detalle del elemento encargado de transmitir la energía cinética del chorro de vapor, obtenido en el conjunto de toberas, al eje de rotación de la máquina, el presente trabajo es realizado considerando facilidad de manufactura y un bajo costo para la obtención de un prototipo.

Objetivos

Objetivo general:

Obtener el análisis termodinámico y un primer diseño del sistema de intercambio de energía en una turbina de altas revoluciones, para el aprovechamiento de recurso geotérmico de baja entalpía.

Objetivo particular:

Determinar los valores numéricos de la geometría primitiva del rotor de turbina de altas revoluciones considerando una eficiencia aceptable con costos bajos de manufactura.



1 Antecedentes

El planeta tierra no es un cuerpo inerte y frío perdido en el espacio y arrastrado pasivamente por la fuerza gravitacional del Sol. Desde un punto de vista energético, constituye un sistema activo que recibe y comunica energía al medio que le rodea y el calor es una fuente de esa energía.

Todos los procesos geodinámicos que suceden en la Tierra, desde los procesos más superficiales, hasta los volcanes, las intrusiones, los terremotos, la formación de cordilleras y el metamorfismo, son controlados por la transferencia y generación de calor en su interior.

Hace más de 250 años se pudo constatar que en las minas la temperatura aumenta con la profundidad a una razón aproximada de $1[^\circ\text{C}]$ por cada $30 [\text{m}]$ y la existencia de volcanes con erupciones periódicas de rocas en estado de fusión, de fumarolas con vapores y gases calientes que pueden alcanzar temperaturas superiores a $100 [^\circ\text{C}]$; además de otras manifestaciones térmicas, las cuales demuestran la existencia de un calor que proviene del interior de la tierra.



Fig. 1.1 Geiser (Energía Geotérmica)

Estructura de la Tierra

Para representar la estructura interna de la Tierra existen dos modelos: el modelo geoquímico y el dinámico. Estos clasifican a la estructura de la Tierra desde la superficie hasta su centro, el cual se encuentra a una profundidad de 6.371km , en función de su composición química y de la rigidez y plasticidad, respectivamente.

La estructura interna de la tierra es revelada mediante las ondas de compresión (ondas primarias u ondas-P) y las ondas cortantes (ondas secundarias u ondas – S), las cuales atraviesan el planeta en respuesta a los terremotos. Las velocidades de las ondas varían con la presión, temperatura, mineralogía, composición química y del grado de fusión parcial. A pesar de que las variables antes mencionadas se conocen desde hace bastante tiempo, en los últimos 10 años ha sido posible el refinamiento de los mismos. Tres discontinuidades de primer orden dividen a la tierra en corteza, manto y núcleo. La discontinuidad de Mohorovicic o Moho, define la base de la corteza. Existe un

par de regiones de transición o interfaces: la interface Núcleo-Manto a 2,900 [km] y la interface Núcleo interno-Núcleo Externo alrededor de los 5,100 [km].

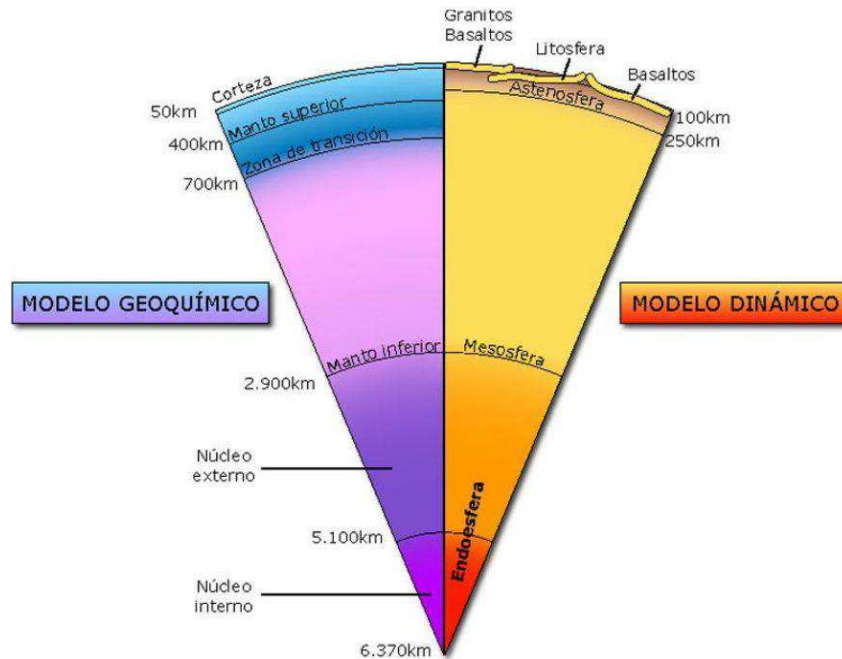


Fig. 1.2 Modelos de la estructura de la tierra

Las principales regiones de la tierra para el modelo geoquímico pueden resumirse en:

- Corteza: está constituida por rocas en estado sólido. Su espesor rara vez supera los 70Km, la densidad media es de aproximadamente [3 g/cm³] y la temperatura media en su límite inferior es de unos 400 [°C].
- Manto: Se halla inmediatamente debajo de la Corteza. Se compone de manto superior (700Km de profundidad, 1 500 [°C] de temperatura y 3.3 [g/cm³] de densidad) y de manto inferior (2,900Km de profundidad, 3 000 [°C] de temperatura y 5.7 [g/cm³] de densidad). Los materiales que constituyen el manto tienen una composición mineralógica distinta de las de las rocas de la parte superficial.
- A partir de los 2,900km se inicia la tercera capa denominada núcleo. Se compone de núcleo externo (5,100Km de profundidad, 4,000 [°C] de temperatura y 9 [g/cm³] de densidad) y de núcleo interno (hasta 6,371Km de profundidad, 6,000 [°C] de temperatura y 12 [g/cm³] de densidad) [1].

En el modelo dinámico la estructura se compone de cuatro capas:

- Litósfera (abarca los 100Km iniciales del manto superior), constituye una parte sólida y rígida.
- Astenosfera (250Km de profundidad en el manto superior), fundamentalmente es una capa sólida, aunque también contiene parte plástica.

Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica

- Mesosfera (abarca parte del manto superior y todo el manto inferior), constituye una capa sólida.
- Endosfera (abarca todo el núcleo), tiene parte fluida, correspondiente al núcleo externo, y parte sólida, correspondiente al núcleo interno

Tectónica de Placas

A partir del modelo dinámico de la tierra se originó la teoría de la Tectónica de Placas, la cual, es considerada como la revolución copernicana de las ciencias de la tierra. Gracias a esta teoría, formulada en los años sesenta del siglo pasado, tenemos un mejor conocimiento del planeta y de sus procesos. La teoría trata acerca de la dinámica de la capa más externa de la tierra, conocida como la litosfera, la cual incluye a la corteza y la parte superior del manto.

Según la teoría, la litosfera está conformada por una docena de grandes placas y otras más pequeñas. Estas placas se mueven unas con respecto a otras y, en sus bordes, interactúan entre sí, ya sea convergiendo, divergiendo o simplemente deslizándose entre ellas. Estos movimientos dan lugar a fenómenos que modifican la morfología de la corteza, que influyen en los ciclos de elementos como el carbono y el azufre. Las bordes de las placas son zonas de intensa actividad sísmica y volcánica y, por consecuencia, de anomalías geotérmicas que pueden ser aprovechadas industrialmente. Las áreas geotermales más importantes se ubican alrededor de los márgenes de placas. Como consecuencia de todo esto, la corteza terrestre se renueva periódicamente, en escalas de tiempo de millones de años [2].



Fig. 1.3 Placas Litosféricas.



Gradiente de temperatura en la tierra

La energía interna de la Tierra procede del calor acumulado en su núcleo durante el proceso de formación del planeta (hace aproximadamente 4,600 millones de años) y fundamentalmente, de las radiaciones emitidas por la desintegración atómica de elementos químicos radiactivos (uranio 238, torio 232, potasio 40, etc.) presentes en el interior de la misma. El calor almacenado en el interior de la Tierra no se encuentra uniformemente distribuido, sino que es más elevado en el núcleo (alrededor de 6,000 [°C]) y de menor intensidad en la corteza.

El gradiente térmico creado, es decir, la diferencia de temperaturas existente, origina un flujo de calor desde las zonas más calientes hacia las más frías de la corteza. El flujo de calor cerca de la superficie, que tiene lugar fundamentalmente por conducción, depende del gradiente térmico y de la conductividad térmica del material. A nivel global del planeta, a medida que se profundiza en la corteza terrestre, la temperatura suele aumentar aproximadamente 3[°C] cada 100 [m]. Sin embargo, existen zonas de la superficie terrestre que presentan anomalías geotérmicas, originadas por la ascensión, en determinadas condiciones, de parte de material fundido de las profundidades y que queda atrapado en espacios próximos a la superficie. Por tanto, en sectores de la corteza terrestre pueden existir masas de material a gran temperatura (800 [°C]- 1,000 [°C]) que pueden dar lugar a un gradiente de temperatura entre 100[°C] y 200 [°C] por kilómetro [3].

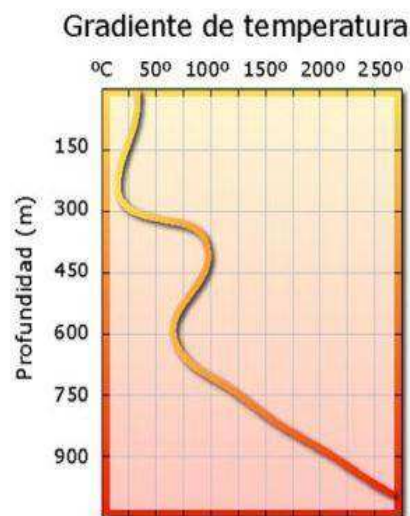


Fig. 1.4 Gradiente Térmico de la Tierra

Flujo de calor

La ecuación de conducción de calor está dada por:

$$q = kA \frac{dT}{dx} \quad 1.1$$



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



En esta expresión q [W/m^2] es el flujo de calor por metro cuadrado que fluye verticalmente a través de la Tierra, dT es la diferencia de temperatura a la distancia vertical z , y dT/z es el gradiente térmico. La constante K es la conductividad térmica del terreno en [$W/m\ ^\circ C$] y es igual al flujo de calor por segundo que atraviesa un área de 1 metro cuadrado cuando el gradiente térmico es de 1 [$^\circ C$] por metro en la dirección del flujo. Si, por ejemplo, la temperatura a 2km (2000 [m]) de profundidad es de 60 [$^\circ C$] y la temperatura en la superficie es de 10 [$^\circ C$], el gradiente de temperatura será: $(60-10)/2,000= 0.025$ [$^\circ C/m$], y si la conductividad térmica de las rocas que componen la corteza terrestre es de 2.5 [$W/m\ ^\circ C$], el flujo de calor será de $2.5 \times 0.025=0.0625$ [W/m^2]. Si existen capas delgadas con conductividades pequeñas se requieren grandes diferencias de temperatura para que el flujo de calor sea alto.

Geotermia

Es una palabra de origen griego, deriva de "geos" que quiere decir tierra, y de "thermos" que significa calor: el calor de la tierra. Se emplea indistintamente para designar tanto a la ciencia que estudia los fenómenos térmicos internos del planeta, como al conjunto de procesos industriales que intentan explotar ese calor para producir energía eléctrica y/o calor útil para el ser humano.

La energía contenida en el interior de la Tierra es inmensa, pero sólo una pequeña fracción puede ser utilizada por la Humanidad, que así lo ha venido haciendo desde las épocas glaciares; sin embargo, no es sino hasta el siglo XVIII cuando comienza a interesarse en ella desde una perspectiva científica y con miras a un uso industrializado[4].

Recurso Geotérmico

Podemos definir los recursos geotérmicos como la concentración de calor que existe en la corteza terrestre en forma y cantidad tales que su extracción económica es actual o potencialmente posible.

Esta definición está en concordancia con la que se utiliza en el sector minero y en el de hidrocarburos para recurso mineral. En la definición anterior se abandona la idea de que los recursos geotérmicos sólo puedan explotarse en forma natural, ya que puede haber en el futuro explotaciones que aprovechan el calor del subsuelo que no es de origen natural, sino provocado por la acción humana.

Algunos ejemplos de las posibilidades futuras de recursos geotérmicos los podemos encontrar en el calor que se evacua al terreno en el verano por los sistemas de intercambio de calor que utilizan bombas de calor geotérmicas y el calor que se puede recuperar en túneles ferroviarios o de carreteras y en galerías y túneles de minas subterráneas que explotan sulfuros metálicos expuestos a procesos exotérmicos de oxidación. El calor que del que se habla es de las instalaciones de ventilación forzada con aire, necesarias para la explotación comercial de los primeros y para la explotación de minerales en los segundos. En ambos casos el calor es un subproducto que es necesario evacuar.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



El concepto de recurso geotérmico es tan amplio que engloba desde el calor que se puede encontrar en los horizontes más superficiales del suelo, hasta el calor almacenado en rocas situadas a las profundidades que se podrían alcanzar con técnicas de perforación de pozos petrolíferos, que actualmente son de unos 10 [km].

Con la tecnología actual disponible para la explotación de energía geotérmica se pueden alcanzar y posteriormente captar recursos geotérmicos de hasta 5,000 [m] de profundidad y con una temperatura no mayor a los 400 [°C].

Clasificación de los recursos geotérmicos

Para realizar la clasificación de los recursos geotérmicos, uno de los criterios más utilizados es el que se basa en la temperatura del fluido geotérmico. Con esta clasificación se dividen en recursos de baja, media o alta entalpía, como se observa en la tabla según distintos autores. Este criterio es muy empleado porque permite percibir inmediatamente qué tanta energía podría ser extraída del fluido y en qué aplicaciones podría aprovecharse. En el presente trabajo se adoptará la clasificación hecha por Gunnlaugsson y Axelsson, en la que se consideran dos posibles categorías: recursos de baja o alta entalpía.

Clasificación	Muffler y Cataldi	Nicholson	Gunnlaugsson y Axelsson
Recursos de baja entalpía	< 90 [°C]	≤ 150[°C]	≤ 190[°C]
Recursos de entalpía intermedia	90-150 [°C]	-	-
Recursos de alta entalpía	>150 [°C]	> 150 [°C]	> 190 [°C]

Tabla 1.1 Clasificación de los recursos geotérmicos según su temperatura [5]

Otra manera en la que se pueden dividir los recursos geotérmicos es mediante la distinción de la fase en la que se encuentra el fluido; de esta manera pueden clasificarse como recursos geotérmicos con agua líquida como fluido dominante o recursos geotérmicos con vapor como fluido dominante.

Yacimientos Geotérmicos

Cuando en un área geográfica concreta se dan determinadas condiciones geológicas y geotérmicas favorables para que se puedan explotar de forma económica los recursos geotérmicos del subsuelo, se dice que ahí existe un yacimiento geotérmico. Las condiciones no son las mismas para cada uno de los tipos de recursos geotérmicos que fueron mencionados anteriormente.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



Los yacimientos geotérmicos pueden ser clasificados conforme a diferentes criterios: el contexto geológico, el nivel de temperatura, el modo de explotación y el tipo de utilización. La clasificación más común es la del nivel de temperatura y también será la utilizada en el presente trabajo para describir en los apartados siguientes algunos aspectos importantes de cada tipo de yacimiento.

Yacimientos de baja temperatura

Los yacimientos geotérmicos de baja temperatura, entre 30 y 90 [°C], se encuentran en cuencas sedimentarias en las que el gradiente geotérmico sea el normal o ligeramente superior. La única condición geológica requerida es la existencia a profundidad adecuada, entre 1,500 y 2,500 [m] de formaciones geológicas permeables, capaces de contener y dejar circular fluidos que extraigan el calor de las rocas. Con un gradiente geológico normal, a una profundidad de 2,500 [m], la temperatura puede alcanzar 70 [°C] o más [6].

El calor en el interior de la tierra varía con la composición química y con la edad de las rocas, razón por la cual los gradientes geotérmicos son más elevados en las cuencas sedimentarias jóvenes que en zócalos antiguos.

Existen yacimientos geotérmicos de baja temperatura en numerosas regiones del planeta, algunos ejemplos de estas regiones son: cuenca del Amazonas y del Río de la Plata en América del Sur, región de Boise (Idaho) y cuenca del Mississippi-Missouri en América del Norte, cuenca Artesiana de Australia, la Región de Pekín y de Asia central, las cuencas de París y Aquitania en Francia, la cuenca Panónica en Hungría, entre otros.

Yacimientos de Mediana temperatura

Yacimientos con recursos geotérmicos a temperaturas comprendidas entre 90 y 150 [°C] se encuentran en numerosas zonas del planeta: en cuencas sedimentarias, como las de baja temperatura, pero a profundidades comprendidas entre 2,000 y 4,000 [m]; en zonas de adelgazamiento litosférico; en zonas con elevada concentración de isótopos radioactivos; o en los mismos ámbitos geológicos que los yacimientos geológicos de alta temperatura, pero a menos profundidad, menos de 1,000 [m][7].

Este tipo de yacimientos se encuentran en un gran número de zonas muy localizadas donde, debido a las discontinuidades y fallas, el agua puede remontar fácilmente hasta la superficie, señalando su presencia mediante aguas termales.

Al igual que los yacimientos de alta temperatura precisan de una intrusión magmática como fuente de calor y de un acuífero con buena recarga. Se diferencian de ellos en que no existe capa impermeable sobre el acuífero que mantenga el calor y la presión en el yacimiento. Ejemplos de cuencas sedimentarias se encuentran en Alemania y en Austria.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



Yacimientos de Alta temperatura

Los yacimientos con fluidos geotermales o con rocas calientes a más de 150 [°C], se encuentran en zonas geográficas con gradiente geotérmico extraordinariamente elevado, hasta 30 [°C] cada 100 [m]. Esas zonas suelen coincidir con la existencia de fenómenos geológicos notables, como actividad sísmica elevada, formación de cordilleras en épocas geológicas recientes, actividad volcánica muy reciente y principalmente, regiones volcánicas situadas en los bordes de las placas litosféricas. Se suelen explotar a profundidades comprendidas entre 1,500 y 3,000 [m][8].

Es esencialmente en los bordes de las placas tectónicas y más comúnmente en las zonas frágiles de la corteza por donde el magma puede escaparse y ascender, dando nacimiento a las intrusiones plutónicas y a los volcanes. En estos casos el calor se disipa principalmente por convección y la transferencia de calor es mucho más eficaz.

Como zonas propicias para que el magma ascienda a la corteza terrestre, se pueden citar:

- Dorsales centro oceánicos: Áreas de separación de placas en donde existe una generación continua de corteza a partir de magmas ascendentes. Es el caso de Islandia, Islas Azores y el mar Rojo.
- Áreas de choque de placas: se produce la subducción de una placa bajo la otra con la consiguiente fusión de corteza y generación de magmas. Es el caso del margen occidental del Océano Pacífico y de la costa occidental de América del Sur.
- Áreas de actividad distensiva: dentro de una placa en zonas de adelgazamiento de la corteza, se pueden originar ascensos de magmas procedentes del manto. Son los casos del gran Rift de África occidental, el Rift de Río grande en América del Norte, el Graben del Rin en Europa y el Rift Baikal en Asia.
- Puntos calientes (Hot Spots): Son también áreas de actividad geotérmica situadas en el interior de las placas litosféricas. Focos de calor concentrado situados en el manto, cercanos a la base de la litosfera, que son capaces de calentar la corteza terrestre y producir actividad volcánica. Los puntos calientes permanecen fijos en el manto mientras las placas litosféricas se mueven sobre ellos.

Un modelo de yacimiento geotérmico de alta temperatura, debe reunir tres condiciones geológicas básicas:

Fuente de calor: un magma, que pueda estar a 700 – 1,000 [°C], situado a 5-10 [km] de la superficie. En determinadas zonas con fuerte actividad tectónica como los Graben (bloques hundidos y limitados por las fallas normales), el magma se encuentra más cerca de la superficie y además puede ascender por fallas.

Acuífero: una capa de rocas calientes permeables de las que el agua en circulación pueda extraer calor que esté conectada a un área de recarga superficial, a través de la cual el agua meteórica pueda reemplazar a la que se escapa por las fuentes termales o a la que es extraída mediante los

pozos de explotación. El agua dependiendo de su temperatura y presión, estará en fase líquida o en fase de vapor y podrá contener sales disueltas y gases como CO₂, SH₂, etc.

Capa impermeable: situada sobre el acuífero para que mantenga el agua atrapada y a la presión del mismo.

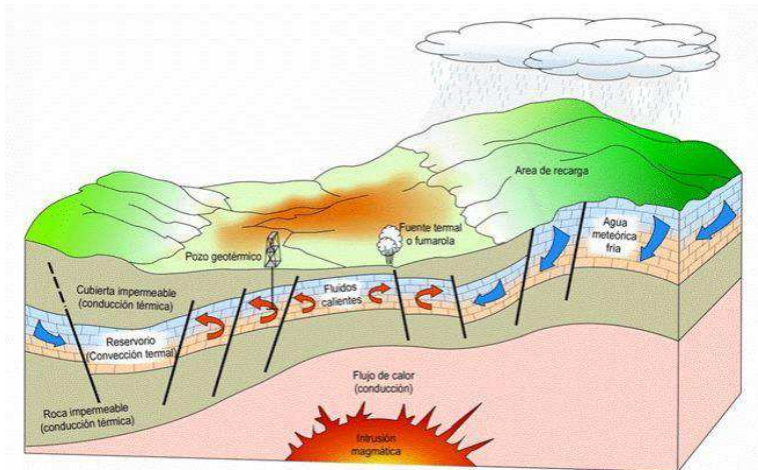


Fig. 1.5 Modelo de Yacimientos de Alta Temperatura

La Mayoría de los yacimientos de alta temperatura que son explotados en la actualidad, contienen agua a presión y temperatura elevada, ocasionalmente 300 [°C].

Cuando el agua asciende por el pozo de extracción a la superficie la presión disminuye y se genera una gran cantidad de vapor. Una vez separado el vapor con un separador de fases, se pasa a una turbina para que genere energía eléctrica. A estos yacimientos se les denomina de vapor húmedo por la presencia de agua en fase líquida en el cabezal del pozo.

Si para la presión del yacimiento la temperatura es superior a la de saturación correspondiente habrá un sobrecalentamiento sin contenido de agua líquida. En este caso, los yacimientos se llaman de vapor seco y permiten obtener mejores rendimientos en las turbinas generadoras de electricidad.

Dos excepciones al modelo de yacimiento de alta temperatura descrito anteriormente lo constituyen los llamados yacimientos de roca seca caliente (HDR por sus siglas en inglés), también llamados sistemas geotérmicos estimulados (EGS en inglés), y los llamados yacimientos despresurizados.

Yacimientos de roca seca caliente

Un recurso geotérmico es explotable actualmente para la producción de energía eléctrica si reúne cuatro condiciones: que no esté a demasiada profundidad y que en el yacimiento en que se encuentra haya calor, rocas permeables y agua suficiente.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



De esas condiciones, si se exceptúa el calor, que es el flujo de energía que el planeta proporciona y la profundidad que tiene que ser accesible con los equipos de perforación disponibles, las otras dos pueden ser mejoradas por el hombre, de ahí el nombre de Sistemas Geotérmicos Estimulados.

Los sistemas de roca seca caliente son sistemas rocosos con alto contenido energético, pero con poca o ninguna agua, conocidos como HDR por sus siglas en inglés (Hot Dry Rock). No se explotan comercialmente en la actualidad. Algunos de ellos son: Fenton Hill (Estados Unidos), Rosmanowes (Reino Unido), Soultz-sous-Forêts (Francia).

Éste es probablemente uno de los recursos geotérmicos más abundantes. El U.S. Geological Survey ha estimado que la energía almacenada en los yacimientos de roca seca caliente que se encuentran dentro de los 10 kilómetros superiores de la corteza terrestre, equivale a más de 500 veces la energía acumulada en todos los yacimientos de gas y de petróleo del mundo, lo que habla de un recurso enorme.

Con el objetivo de explotar estos yacimientos se está desarrollando la tecnología necesaria para implementar el siguiente concepto. Se perfora un pozo hasta la profundidad en que se encuentra la formación de roca seca caliente de interés. Como esta roca es esencialmente impermeable, se crea un yacimiento artificial mediante fracturamiento hidráulico, una técnica muy utilizada por las industrias del gas y del petróleo.

Posteriormente se perfora otro pozo, típicamente a algunos cientos de metros del primero, que intercepte la red de fracturas creada artificialmente. A continuación se inyecta agua a presión en uno de los pozos. Al desplazarse por la red de fracturas, el agua se calienta por contacto con la roca de alta temperatura. El agua caliente se extrae por el pozo restante. En la actualidad los proyectos de investigación acerca de HDR más importantes se están llevando a cabo en la Comunidad Económica Europea, en Japón y Australia.

En nuestro país no existe a la fecha una evaluación seria sobre el potencial de este tipo de recursos.

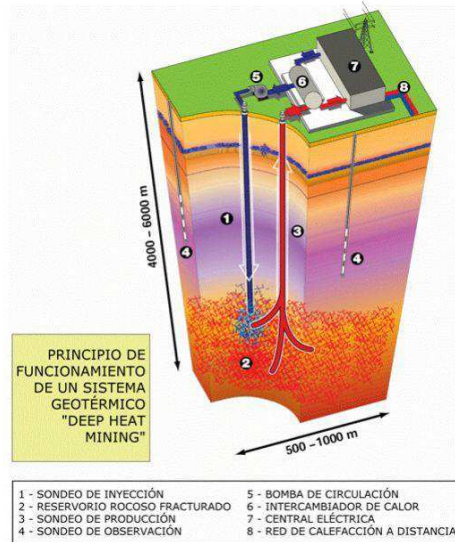


Fig. 1.6 Esquema de un proceso HDR

Yacimientos Geopresurizados

Los yacimientos geopresurizados son otro caso particular de yacimientos de alta temperatura. El agua contenida en el acuífero está sometida a grandes presiones, entre un 40 y 90% superiores a la presión hidrostática que correspondería a la profundidad a la que se encuentra.

Han sido descubiertos como consecuencia de las exploraciones petrolíferas en cuencas sedimentarias con gradiente geotérmico normal, pero en las que el agua se encuentra a una profundidad de 6,000 [m] o mayor, y por lo tanto a temperaturas superiores a 150 [°C]. Ninguno se encuentra en explotación.

Exploración, análisis y explotación de un yacimiento geotérmico

Antes de iniciar el proceso de extracción del fluido de trabajo en un yacimiento geotérmico, es necesario llevar a cabo una etapa de exploración, con la que se puede conocer el potencial energético del yacimiento y la factibilidad de explotación. Con los datos obtenidos en este proceso se puede definir el plan a seguir para el aprovechamiento del recurso o cancelar el proyecto si los resultados no son favorables.

En la fase de exploración preliminar se llevan a cabo cuatro clases de estudios: hidrológicos, con los que se puede modelar la circulación y almacenamiento de los fluidos en el subsuelo; geológicos, con los cuales se reconoce la estructura del terreno y el origen del yacimiento; geoquímicos, con los que se pueden inferir las características químicas del fluido; y geofísicos, que permiten obtener las características termodinámicas del reservorio.

Una vez hecha la exploración preliminar, se inicia la perforación de los pozos exploratorios (usualmente 3, a más de 1,000 [m] de profundidad), que sirven para obtener información precisa del yacimiento. Con esta información se pueden confirmar y perfeccionar las hipótesis y modelos



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



elaborados en la exploración superficial, y verificar que el recurso geotérmico cumpla con los requerimientos necesarios para su utilización.

Después se procede a la perforación de los pozos productores, cuya localización y número depende de la capacidad del proyecto y de la información hasta entonces recabada. El diseño de los pozos productores dependerá de la profundidad a la que se encuentre el yacimiento y del tipo de roca a perforar. En proyectos geotermoeléctricos, el diámetro de la tubería de producción o ademe de pozo normalmente se estandariza a 9 5/8" y su profundidad promedio es de unos 2000 m. En estos casos, debido a las grandes presiones y esfuerzos térmicos alcanzados, la tubería necesaria para el pozo se divide en unas cinco partes, entre las que se encuentran la tubería de anclaje (de unos 50 m de largo) y la principal, o de producción (que llega hasta el yacimiento).

Con los pozos de producción y de reinyección perforados, y sus elementos instalados (válvulas, instrumentación, etc.), se pueden elaborar pruebas que permitan conocer su comportamiento ante diversas situaciones. La información obtenida en estas pruebas es fundamental para la futura operación del proyecto geotérmico. Finalmente, después de implementar el equipo necesario (dependiendo de las características del fluido y del proyecto), se puede iniciar la explotación del yacimiento para la aplicación planteada.

Energía Geotérmica

Se define como la energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie sólida de la Tierra. Esta definición es oficial en Alemania y ha sido adoptada por el consejo Europeo de la Energía Geotérmica (EGEC). Engloba el calor almacenado en rocas, suelos y aguas subterráneas, cualquiera que sea su temperatura, profundidad y procedencia.[9]

Algunas aplicaciones de la energía geotérmica

Balneología

Aunque los antiguos que habitaban las regiones termales del planeta tenían temor a las manifestaciones más violentas del calor terrestre, como los volcanes y por ello tendían a evitarlas, no tardaron mucho tiempo en explotar los fenómenos termales más benignos, como los manantiales de agua caliente, los cuales han sido utilizados por diversas civilizaciones para diversos fines como el aseo. Por otra parte, debido a que el agua caliente es sin duda relajante para los miembros cansados, el culto de "tomar estos baños" surgió a través de los siglos. Se sostuvo que las aguas termales poseían propiedades curativas y profilácticas cuando se aplicaban externamente, como el baño o internamente, al beberlas. Fue así como surgió la industria de la balneología, la aplicación más antigua del calor de la tierra.[10]

Calefacción de edificios y producción de ACS

La capacidad total instalada en 17 países, para la calefacción y refrigeración de edificios y para la producción de agua caliente sanitaria es alrededor del 15% de la capacidad total de explotación de energía geotérmica.

El sistema de calefacción de Reykjavik, en Islandia, es probablemente el más famoso. Abastece calor a una población de alrededor de 190 000 personas.

En la figura se muestra una aplicación típica de circuito cerrado para el abastecimiento de calefacción y aporte de ACS. En ella, el agua del circuito secundario se hace circular por tuberías que, con una distribución adecuada, recorrerá una serie de edificios, complejos, centros de gran extensión o incluso grupos de viviendas particulares, proporcionando tanto calefacción, como agua caliente sanitaria. Las necesidades de calefacción prevén temperaturas de uso entre 50-60 [°C] y las de ACS entre 40 – 50 [°C], lo que lleva a estimar la temperatura del recurso geotérmico entre 80 y 90 [°C][11]



Fig. 1.7 Sistema de calefacción de edificios con energía geotérmica.

F

Extracción de minerales

Otra aplicación muy temprana de la actividad térmica natural fue para la obtención de minerales. Los etruscos extraían ácido bórico de los manantiales hirvientes, conocidos más adelante como Lagoni, al sur de la antigua ciudad Velatri (Volterra en los tiempos modernos) y lo usaban para preparar los espléndidos esmaltes con los que decoraban sus vasos.

Otro ingenioso explotador de minerales geotérmicos fue Hernán Cortés, quien los usaba con fines militares. En la época de la conquista de la ciudad de Tenochtitlán, después de siglos de inactividad, el Volcán Popocatepetl, decidió poner en escena una milagrosa erupción en el momento preciso en que la pequeña fuerza española iba avanzando sobre la ciudad capital del Imperio de Moctezuma, para los mexicas eso representaba el poder del dios Quetzalcoátl, por lo cual no resulta tan sorprendente la conquista de un imperio por una pequeña banda de



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



aventureros. Cortés decidió sacar doble provecho con la erupción del Popocatépetl, ya que fue capaz de fabricar su propia pólvora, utilizando como ingrediente el azufre depositado cerca del cráter del volcán.

La extracción de sustancias químicas de fluidos geotermales continúa. Se recupera Azufre elemental de fumarolas en Japón y Taiwan, se extraen ácido sulfúrico y sales de amonio de fluidos termales en Japón e Italia; se han producido sal común y cloruro de calcio de salmueras calientes recuperadas debajo de la arena de Mar Salton en el sur de California y además se están estudiando las posibilidades de recuperar elementos valiosos presentes en las trazas en los fluidos geotermales.

Generación de Energía Eléctrica

El adelanto más espectacular en la explotación de la energía geotérmica tuvo su primera manifestación cuando el Príncipe Piero Ginori Conti promovió por primera vez la generación eléctrica en Larderello en 1904. Primero se hicieron intentos de utilizar máquinas de vapor reciprocantes alimentadas con vapor de agua natural, pero tuvieron corta vida debido al intenso ataque químico. Después se utilizaron intercambiadores de calor para convertir en vapor “limpio” el vapor de agua natural “sucio” y más adelante se mejoró la calidad de los materiales usados en la manufactura de las unidades impulsoras primarias de manera que pudiera usarse el vapor de agua natural directamente, así fueron superándose gradualmente los problemas químicos. En 1913 se puso en servicio una estación con potencia de 250 [kW] y de ahí en adelante tuvo lugar una expansión continua en cuanto al tamaño y número de unidades [12].

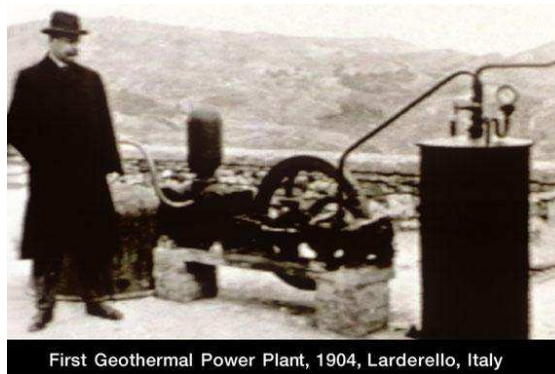


Fig. 1.8 Primera Planta Geotérmica

Hasta este punto se puede decir que la energía proveniente del interior de nuestro planeta, tiene bastantes aplicaciones, pero debido a que el avance tecnológico y el crecimiento poblacional demandan cada día una mayor producción eléctrica, es necesaria una búsqueda de fuentes alternativas de energía que sean menos agresivas con el medio ambiente; la generación geotermoeléctrica es una opción bastante viable.



2 Generación Geotermoeléctrica

Después de más de un siglo de utilización de la energía eléctrica, la corriente continua es la única que sabemos almacenar, sin embargo, todo el potencial de investigación para la producción y utilización de la energía eléctrica se ha centrado en la corriente alterna; si bien la corriente directa es más sencilla de modificar que la alterna, esta última es limitada por su más grande condicionante es muy caro obtener grandes potencias de ella, salvo cuando se obtiene por la rectificación de la corriente alterna.

Es por ello que el principal interés de la energía eléctrica se centra en la producción de corriente alterna para cualquier aplicación industrial, rectificándola a corriente continua cuando las aplicaciones así lo requieran.

La generación de electricidad es la forma de utilización más importante de los recursos geotérmicos de alta temperatura (> 150 [°C]). Los recursos de temperatura media a baja (<150 [°C]), son apropiados para muchos tipos diferentes de utilización. El diagrama clásico de Lindal, que muestra los posibles usos de los fluidos geotérmicos de diferentes temperaturas, aún se mantiene vigente, pero la generación de electricidad mediante plantas de ciclo binario puede actualmente permitir la utilización de fluidos sobre 85 [°C]

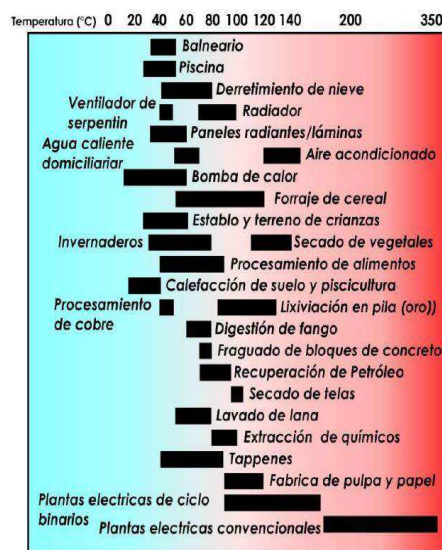


Fig. 2.1 Diagrama de Lindal

A pesar de la ineficiencia inherente al proceso de convertir calor en electricidad, impuesta por las restricciones termodinámicas, y del creciente desarrollo que han tenido las aplicaciones directas de los recursos geotérmicos, la generación eléctrica continúa siendo la forma más común del avance de la geotermia. Los ciclos empleados para tal fin en las plantas geotermoeléctricas se describirán en las siguientes líneas.

Ciclo a contrapresión

Este es el más simple y más barato, en cuanto a inversión inicial, de todos los ciclos geotérmicos. El vapor del pozo, ya sea directamente de los pozos secos o después de su separación en los pozos húmedos, se hace pasar por una turbina y se descarga a la atmósfera. Las turbinas utilizadas en este ciclo pueden consumir el doble de vapor (para la misma presión de admisión) que las de plantas de condensación; por ello desperdician mucha energía y los proyectos resultan costosos en cuanto al número de pozos. A pesar de lo anteriormente mencionado los ciclos a contrapresión tienen sus aplicaciones como plantas piloto, como plantas de reserva, para pequeños suministros locales de pozos aislados y, tal vez para cubrir las cargas máximas.

El uso de los ciclos a contrapresión es también adecuado si el contenido de gases no condensables en el vapor es muy elevado (mayor del 50%) y, por lo general, se utilizan con preferencia sobre los ciclos con condensación para contenidos de gases que exceden el 10 %, debido a la alta energía que se requiere para extraer estos gases de un condensado [13].

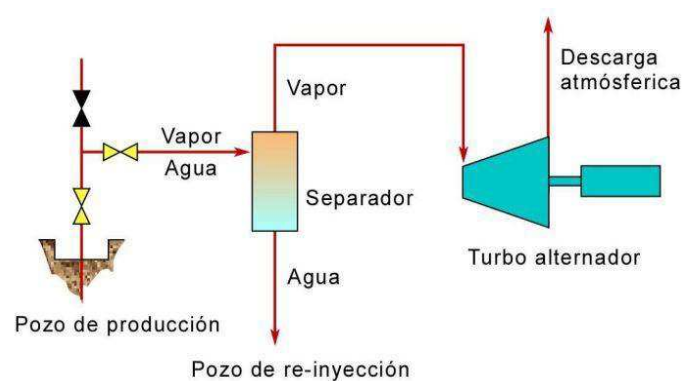


Fig. 2.2 Diagrama de un ciclo Típico a Contrapresión

Ciclo de Potencia con condensador

Las centrales a condensación son las más grandes y las de más potencia al tener una expansión mayor en la turbina, pero incluyen el costo de un condensador y una torre de enfriamiento. El vapor o mezcla extraído del pozo es llevado a un separador y un secador frecuentemente centrifugo donde se le retira la humedad (son pocos los pozos que extraen vapor seco como el de los Geysers en EU) y ya seco el vapor es expandido en una turbina para generar electricidad.

El vacío es generado por eyectores de vapor principal o por bombas de vacío, con su circuito de agua de enfriamiento acoplado a una torre de refrigeración.

La salmuera residual es reinyectada a la tierra mediante un pozo de inyección para evitar al abatimiento del acuífero, o llevada a una laguna de evaporación como en el campo de Cerro Prieto [14].

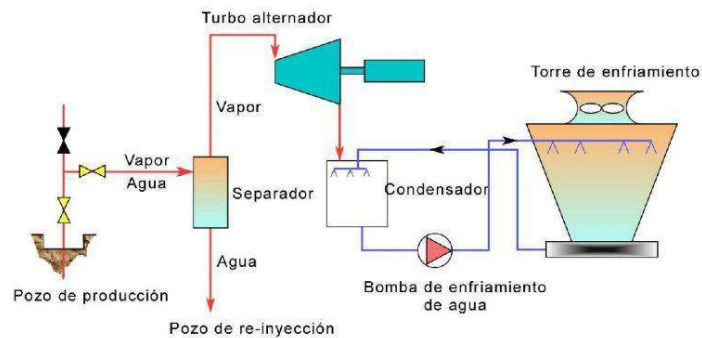


Fig. 2.3 Diagrama de un ciclo típico a Condensación

Ciclo binario

Las centrales geotérmicas de ciclo binario son las más parecidas en cuanto al principio termodinámico de operación, a las plantas de combustibles fósiles convencionales y a las centrales nucleares, en las que el fluido de trabajo se somete a un ciclo real cerrado. El fluido de trabajo es seleccionado por sus adecuadas propiedades termodinámicas.

La primera planta de ciclo binario fue puesta en operación en Paratunka, cerca de la ciudad de Petropavlovsk, Rusia, en el año de 1967[1]. Hoy en día, las centrales binarias son el tipo más utilizado en la geotermia con más de 160 unidades en funcionamiento. Estas unidades generan alrededor de 400 [MW] de potencia en 17 países, lo que representa solamente el 4% de la potencia total producida mediante energía geotérmica.[15]

En su forma más simple, una planta binaria sigue el diagrama de la Figura 2.2. Los pozos de producción están equipados con bombas, las cuales son colocadas a una profundidad que depende de las propiedades del reservorio y del caudal deseado. Se pueden agregar removedores de arena para prevenir la erosión y la limpieza de las tuberías, así como los tubos del intercambiador de calor, por lo general existen dos etapas en el proceso de evaporación del fluido de trabajo, en el precalentamiento se lleva el fluido a su punto de ebullición, el siguiente paso es el evaporador, de donde se obtiene el vapor saturado que se hace pasar por la turbina.

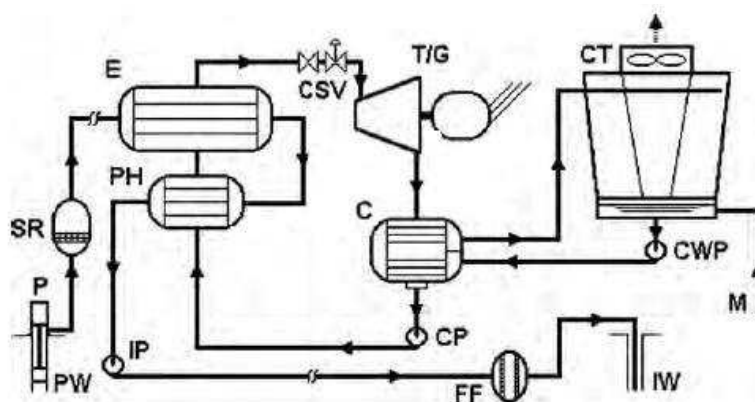


Fig. 2.4 Diagrama de un ciclo binario convencional



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



Las ventajas teóricas del ciclo son:

- Permite extraer más calor de fluidos geotérmicos, desechándolos a una temperatura más baja.
- Permite utilizar los fluidos geotérmicos que tienen temperaturas mucho menores que las que serían económicas para utilizaciones con evaporación instantánea.
- Utiliza presiones de vapor mayores que permiten utilizar una turbina muy compacta de auto arranque y evita las presiones subatmosféricas en cualquier parte del ciclo.
- Confina los problemas químicos al intercambiador de calor únicamente.
- Permite hacer uso de fluidos geotérmicos químicamente agresivos o que contienen altas proporciones de gases no condensables.
- Puede aceptar mezclas de agua/vapor sin hacer su separación.

Pero existen las siguientes desventajas

- Es necesario utilizar intercambiadores de calor que son costosos, se desperdicia temperatura y puede haber incrustaciones.
- Requiere de condensadores superficiales costosos, en vez del condensador más barato del tipo de chorro que puede utilizarse comúnmente cuando es vapor el fluido de trabajo
- Se necesita una bomba de alimentación, la cual es costosa y absorbe una cantidad sustancial de la energía generada.
- Los fluidos binarios son volátiles, a veces tóxicos y otros inflamables por lo que tienen que almacenarse con gran cuidado utilizando sellamiento.
- Se necesitan grandes cantidades de agua de enfriamiento

Los procesos termodinámicos a los que se encuentra sometido el fluido de trabajo en este ciclo, se muestran en el siguiente diagrama de Presión-Entalpía (P-h). Este tipo de diagrama es el más usado para los ciclos de refrigeración y aire acondicionado, pero se presta muy bien para su empleo en los ciclos binarios.

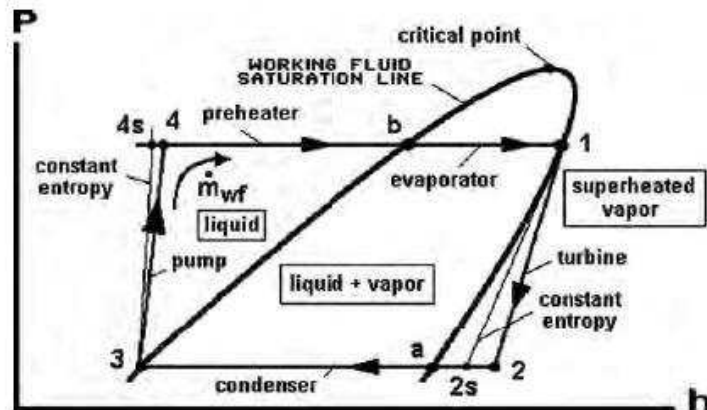


Fig. 2.5 Diagrama Presión – Entalpia de un ciclo binario

Algunos Aspectos Económicos

Los elementos que tienen que ser considerados en cualquier estimación de costos, ya sea de planta o de costos de operación y del precio de los productos de la energía geotérmica, son todos más numerosos y más complicados que en otras formas de energía.

Hay por supuesto más aspectos económicos que el costeo, si bien los costos deben ser siempre importantes, factores como la autosuficiencia nacional, el impacto ambiental y la conservación de la energía pueden, en la actualidad, tomar mayor importancia que las consideraciones de los costos.

Todos estos elementos deben, por lo tanto ser cuidadosamente evaluados antes de emprender un proyecto geotérmico. A continuación se enlistan algunas indicaciones de carácter general, las cuales, junto con la información acerca de las condiciones locales y del costo de los fluidos geotermales disponibles, pueden ayudar a tomar una decisión.

- El sistema recurso-planta (instalación de energía geotérmica) está constituido por los pozos geotermales, los ductos que transportan los fluidos geotermales, la planta de utilización y frecuentemente el sistema de pozos de reinyección. La interacción de todos estos elementos influye fuertemente en los costos de inversión y, por lo tanto, deben estar sujetos a un cuidadoso análisis.
- Los fluidos geotermales pueden transportarse en tuberías térmicamente aisladas, distancias razonablemente grandes. En condiciones ideales pueden ser hasta de 60 [km] de largo. Sin embargo, las tuberías, los equipos auxiliares necesarios (bombas, válvulas, etc) y su mantenimiento, son todos bastante costosos y podrían pesar fuertemente en el costo de capital y en el costo de operación de la planta geotérmica. Por lo tanto, la distancia entre el recurso y el lugar de utilización debe mantenerse lo más corta posible.
- El costo de capital de una planta geotérmica es habitualmente mayor y a veces mucho mayor, que una planta similar alimentada por combustibles convencionales.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica

Contrariamente, la energía que acciona una planta geotérmica cuesta mucho menos que el combustible convencional, y su costo corresponde al costo de mantenimiento de los elementos geotermiales de la planta (vaporductos, válvulas, bombas, intercambiadores de calor, etc.). El mayor costo de capital debería recuperarse por el ahorro en costos de energía. Por lo tanto, el sistema recurso-planta debería programarse para una duración suficiente como para amortizar el costo inicial y en lo posible para una duración mayor.

- Con el objeto de reducir los costos de mantenimiento y las paralizaciones, la complejidad técnica de la planta debería ser de un nivel accesible al personal técnico local o a los expertos que se tenga disponibles. Técnicos altamente especializados serían idealmente necesitados sólo para operaciones de mantenimiento de gran magnitud o para averías mayores.

Aspectos Ambientales

Durante la década de los años 1960, cuando el medio ambiente era más sano que en la actualidad y se estaba menos preocupado de alguna amenaza hacia nuestro planeta, la energía geotérmica era considerada una energía limpia. Actualmente no hay forma de transformar la energía a una forma que sea utilizable por el hombre sin ocasionar algún impacto directo o indirecto sobre el ambiente. La explotación de la energía geotérmica también tiene un impacto sobre el ambiente, pero sin duda es una de las formas de energía menos contaminantes.

El primer efecto perceptible sobre el ambiente es el de la perforación, ya sean pozos someros para medir el gradiente geotérmico en la fase de estudio, o bien, pozos exploratorios o de producción. La instalación de la maquinaria de sondaje, de todo el equipo accesorio vinculado a la construcción de caminos de acceso y a la plataforma de perforación. Estas operaciones modificarán la morfología superficial del área y podrían dañar las plantas y la vida silvestre local. Durante la perforación o las pruebas de flujo pueden descargarse a la atmósfera gases no deseados. Normalmente los impactos sobre el medio ambiente causados por sondajes terminan una vez que estos son completados.



Fig. 2.6 Perforación de un pozo Geotérmico

Las etapas siguientes, de instalación de tuberías que transportarán los fluidos geotérmicos y la construcción de la planta de utilización, también afectan a vegetales, animales y a la morfología



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



de la superficie. La vista panorámica se modificará a pesar que en algunas áreas tales como Larderello, Italia, las redes de tubería que cruzan el paisaje y las torres de enfriamiento de las plantas eléctricas se han convertido en una parte integral del panorama e incluso constituyen una famosa atracción turística



Fig. 2.7 Panorámica Larderello Italia

También surgen problemas ambientales durante la operación de la planta. Los fluidos geotérmicos (vapor o agua caliente) normalmente contienen gases tales como dióxido de carbono (CO_2), sulfuro de hidrógeno (H_2S), amoníaco (NH_3), metano (CH_4) y trazas de otros gases, como también químicos disueltos cuyas concentraciones usualmente aumentan con la temperatura, por ejemplo, cloruro de sodio (NaCl), boro (B), Arsénico (As) y Mercurio (Hg), son una fuente de contaminación si se descargan al ambiente. Algunos fluidos geotérmicos, tales como aquellos utilizados en calefacción distrital en Islandia, son aguas potables, pero esto es muy raro. Las aguas de desecho de las plantas geotérmicas tienen también una mayor temperatura que la del ambiente y por lo tanto constituyen una potencial contaminación termal.

La descarga de aguas de desecho también es una potencial fuente de contaminación química. El empleo de fluidos geotérmicos con altas concentraciones de constituyentes químicos tales como Boro, Flúor o Arsénico requiere que estos fluidos sean tratados y/o reinyectados en el reservorio. Los fluidos geotérmicos de baja a moderada temperatura utilizados en la mayoría de las aplicaciones de uso directo generalmente tienen bajos niveles de químicos disueltos y la descarga de los fluidos empleados es rara vez un problema mayor. Algunos de estos fluidos a menudo pueden descargarse a las aguas superficiales después de ser enfriados. Las aguas deben ser enfriadas en piletas o estanque especiales de almacenamiento para evitar modificaciones de los ecosistemas de cuerpos naturales de aguas (ríos, lagos e incluso el mar).

La extracción de grandes cantidades de fluidos de un reservorio geotermal puede ocasionar fenómenos de subsidencia, esto es, un gradual hundimiento del terreno. Este fenómeno es irreversible, pero no catastrófico ya que es un proceso lento que se distribuye sobre grandes áreas. En varios años de descenso de la superficie de la tierra podrían alcanzarse niveles indeseables, en algunos casos de unas pocas decenas de centímetros e incluso metros, y por lo tanto debería ser monitoreado en forma sistemática, ya que podría afectar la estabilidad de las construcciones geotérmicas y algunos hogares del vecindario. En muchos casos la subsidencia



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



puede ser evitada o reducida mediante la reinyección de las aguas geotermales previamente utilizadas.

La eliminación y/o reinyección de los fluidos geotermales puede gatillar o aumentar la frecuencia sísmica en ciertas áreas. Sin embargo, estos son micro sismos que sólo pueden detectarse mediante instrumentos, la explotación de recursos geotermales difícilmente podría gatillar sismos mayores, y nunca se ha sabido qué los ha provocado.

El ruido asociado al funcionamiento de plantas geotermales podría ser un problema cuando se trata de plantas geotermoeléctricas. Durante la fase de producción ocurre el mayor grado de ruido del vapor transportado a través de las tuberías y la ocasional descarga de vapor. Normalmente estos son aceptables. En las plantas eléctricas la principal contaminación acústica proviene de los ventiladores de las torres de enfriamiento, de los inyectores de vapor y el zumbido de las turbinas. En las aplicaciones directas del calor el ruido generado es normalmente despreciable.

Sistemas avanzados de generación de energía Eléctrica usando recursos geotérmicos

Los recursos geotérmicos son como las huellas dactilares de los seres humanos: no existen 2 exactamente iguales, es por ello, que los sistemas de conversión de energía deben ser seleccionados y frecuentemente adaptados para las condiciones de cada yacimiento. En líneas anteriores se describieron los ciclos convencionales de generación geotermoeléctrica, sin embargo existen algunos recursos geotérmicos que demandan sistemas de conversión de energía más sofisticados. En esta sección se describirán algunos sistemas avanzados de conversión de energía.

Ciclo Kalina

El ciclo de potencia de Kalina fue creado en 1984 por el Dr. Alexander Kalina para sustituir el ciclo Rankine de la parte baja de un ciclo combinado que operaba con una turbina de gas en la parte superior del ciclo, con esto se pretendía obtener mayor potencia de salida y se demostró que con esta nueva configuración la eficiencia era de 1.6 a 1.9 veces mayor que con el ciclo Rankine.[16]

Las mezclas Amoniaco-Agua se han utilizado desde hace mucho tiempo en los ciclos de refrigeración por absorción, pero fue hasta que Alexander Kalina presentó su ciclo que este fluido de trabajo se utilizó en los ciclos de generación de energía. En la Fig. 2.8 Se muestra el diagrama de un ciclo típico de Kalina (KCS-12). Las características que distinguen a los ciclos Kalina de los ciclos binarios convencionales son las siguientes:

- EL fluido de trabajo es una mezcla de Agua(H_2O) y Amoniaco (NH_3)
- La evaporación y la condensación se llevan a cabo a Temperatura variable.
- El ciclo incorpora recuperación de Calor proveniente de extracciones de la Turbina.
- La composición de la mezcla del Fluido de trabajo puede variar en ciertas etapas del ciclo, dependiendo de la versión.

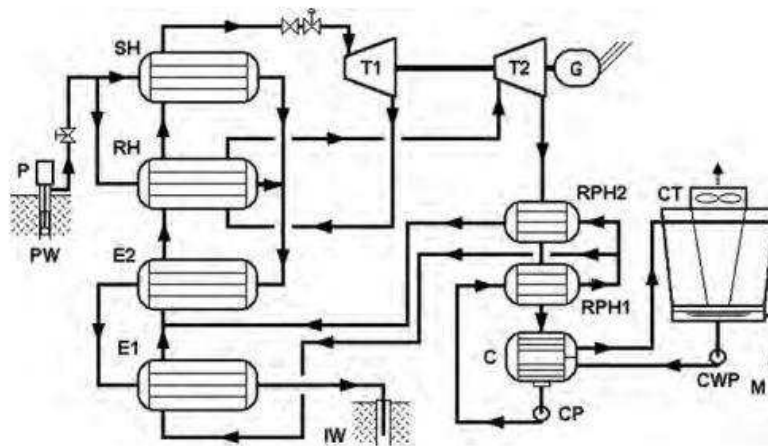


Fig. 2.8 Ciclo Kalina

Ciclos Híbridos

Un ciclo híbrido surge de la combinación de dos tipos de ciclos convencionales de generación geotermoeléctrica, es decir, de la combinación de un ciclo de evaporación instantánea y un ciclo binario.

Existen dos enfoques para el empleo de los ciclos híbridos, el primero surge como una alternativa atractiva para prolongar el tiempo de vida de una planta de evaporación instantánea, para lo cual, se adiciona un ciclo binario. El otro enfoque se debe al diseño de una planta, partiendo de cero, aprovechando así las mejores características de los dos ciclos básicos, estos sistemas se denominan, Ciclos Flash-Binarios integrados. En esta sección se hablará acerca del segundo enfoque.

Plantas de Ciclo Flash-Binario Integrado

Cuando un ciclo binario se integra a una planta de evaporación instantánea, el resultado es una planta con prácticamente cero emisiones, por esta razón, este tipo de sistemas resultan bastante atractivos en regiones donde la preocupación por el impacto ambiental es grande.

El esquema de una planta de este tipo se muestra en la Fig.2.9, el diagrama de procesos termodinámicos se proporciona en dos partes: La figura 2.10 para la parte principal de este ciclo y la segunda para el ciclo binario, ubicado aguas abajo.

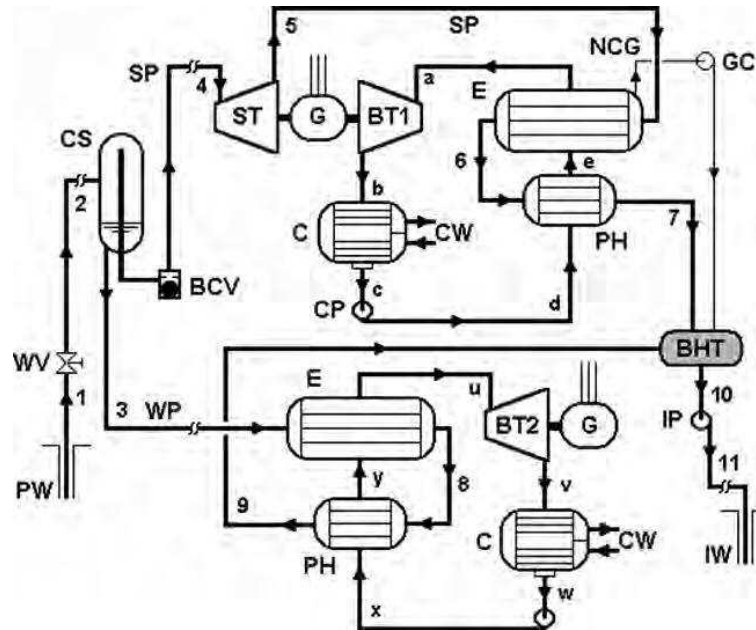


Fig. 2.9 Esquema de una planta de ciclo Híbrido

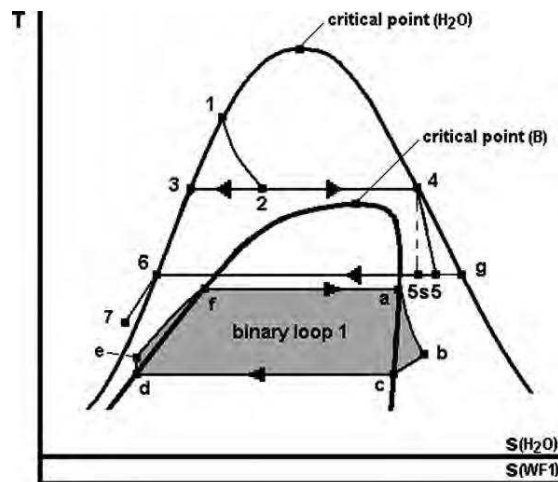


Fig. 2.10 Diagrama P-H del circuito del circuito 1 de ciclo binario

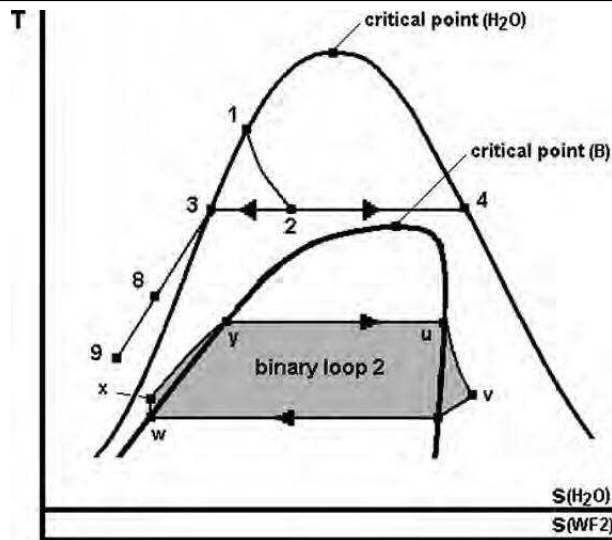


Fig. 2.11 Diagrama P-H del circuito del circuito2 de ciclo binario

En este tipo de ciclos el vapor geotérmico se hace pasar por la turbina de contrapresión, después de esto dicho flujo se condensa en el evaporador del ciclo binario de la parte superior. Las dos turbinas en la parte superior de la planta pueden ser conectadas a un generador común como se muestra en el diagrama anterior.

La salmuera separada se utiliza para precalentar y evaporar el fluido de trabajo del ciclo binario de la parte inferior de la planta. Los gases no condensables y el flujo de vapor que transita por la turbina se mezclan con la salmuera, justo antes de ser reinyectados.

En principio, este tipo de plantas no tienen emisiones hacia los alrededores. El único impacto ambiental se debe al calor cedido a la atmósfera por parte de los condensadores del ciclo binario. En el esquema se muestran condensadores enfriados por agua, pero el uso de condensadores enfriados por aire es también una opción.[17]

El trabajo que puede obtenerse en las etapas de baja presión de la Turbina, se pierde en favor de la utilización del calor de condensación, para evaporar el fluido de trabajo en el ciclo binario.

Ciclo PWG

Es un sistema ideado por miembros del proyecto IMPULSA del Instituto de Ingeniería de la UNAM, es una modificación a un ciclo binario de generación eléctrica, en la cual se sustituye el evaporador y el calentador de un ciclo binario tradicional, por un intercambiador de calor de placas, una válvula de estrangulamiento (placa orificio) y un separador de vapor.

En el sistema mencionado anteriormente, el agua geotérmica cede su energía térmica al fluido de trabajo, mediante el intercambiador de calor de placas, hasta convertirlo en líquido saturado. Posteriormente, el fluido de trabajo se hace pasar a través de la placa orificio, donde disminuye su presión y, en consecuencia, parte de él se evapora. El vapor generado es separado del líquido (en un separador ciclónico) y acciona la turbina. A continuación, el vapor se condensa y mezcla con el

líquido rechazado del separador, para finalmente ser llevado al intercambiador de placas y repetir el ciclo.[18]

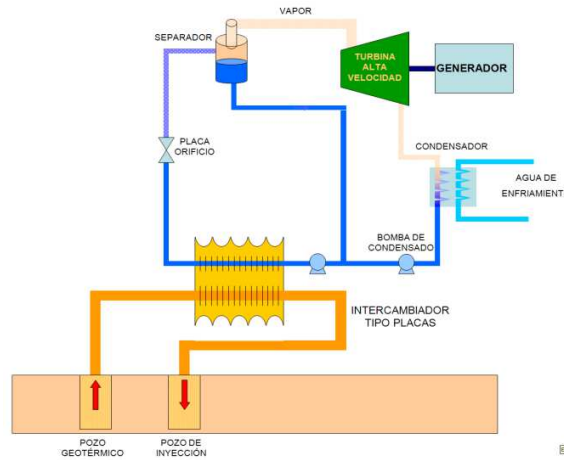


Fig. 2.12 Esquema del Ciclo PWG

Generación geotermoeléctrica en México y el mundo

México forma parte del llamado cinturón de fuego del Pacífico y por el centro del país corre el eje volcánico transversal, esto lo convierte en uno de los países con mayor potencial geotérmico, la CFE ha reportado más de 300 manifestaciones termales y existen 4 grandes campos explotados para fines eléctricos: Cerro Prieto, Los Azufres, Los Humeros y Tres Vírgenes; se tienen también varios proyectos de explotación en campos ya identificados como el de la Primavera en Jalisco. A continuación se muestra una tabla con algunas de las características de los campos geotérmicos, utilizados actualmente para la producción de energía eléctrica en nuestro país, posteriormente se mencionan particularidades de cada campo.

Central	Número de Unidades	Fecha de Entrada en Operación	Capacidad Efectiva Instalada [MW]	Ubicación
Cerro Prieto I	5	12-oct-73	180	Mexicali, Baja California
Cerro Prieto II	2	01-feb-84	220	Mexicali, Baja California
Cerro Prieto III	2	24-jul-85	220	Mexicali, Baja California
Cerro Prieto IV	4	26-jul-00	100	Mexicali, Baja California
Humeros	8	30-may-91	40	Humeros, Puebla
Los Azufres	15	04-ago-82	195	Cd. Hidalgo, Michoacán
Tres Vírgenes	2	02-jul-01	10	Mulegue, Baja California Sur

Tabla 2.1 Campos geotérmicos utilizados para generación eléctrica en México [19]



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



Cerro Prieto

Es el segundo campo más grande del mundo, se ubica en la parte norte del país, cerca de Mexicali, Baja California. Es un campo del tipo sedimentario (con los fluidos geotérmicos contenidos en rocas areniscas), asociado a la prolongación sur de la falla de San Andrés y alojado en una cuenca transtensional, cuyas primeras unidades turbogeneradoras empezaron a operar desde 1973. Hay un promedio de 164 pozos en producción continua, con profundidades promedio de 2,500 [m]. Cuenta con una capacidad instalada de 720 [MW], que representan el 75 % de la capacidad geotermoeléctrica instalada.

Los recientes registros de producción de vapor en el campo muestran una tendencia decreciente. En 2006 la producción promedio fue de 6,215 [Ton/hr]. En 2009 la producción fue de 5,100 [Ton/hr] y para el mediano plazo se estima bajará a 5,000 [Ton/hr].

Los azufres

Este campo geotérmico se localiza en la parte central de México, en el estado de Michoacán, a 2,800 [m] de altitud. Es un campo de tipo volcánico, ubicado en la Faja Volcánica Mexicana, y cuyos fluidos geotérmicos están contenidos en rocas de tipo andesítico. Cuenta con una unidad a condensación de 50 MW y cuatro de 25 MW, siete unidades a contrapresión de 5 MW y dos unidades de ciclo binario de 1.5 MW. Estas unidades son alimentadas con un promedio de 14.6 toneladas de vapor al año por 37 pozos productores.

Los Humeros

Este campo volcánico se sitúa en la parte oriental de la Faja Volcánica Mexicana, en los límites de los estados de Puebla y Veracruz, a unos 2,600 metros de altitud. Aquí también son rocas andesíticas las que alojan a los fluidos geotérmicos. Están instaladas siete unidades turbogeneradoras a contrapresión con una capacidad total de 35 MW. Estas unidades son alimentadas por alrededor de 4.4 millones de toneladas de vapor que producen los 18 pozos, explotados en este campo.

Las Tres Vírgenes

Es un campo volcánico localizado hacia la mitad de la península de Baja California, asociado a un complejo de tres volcanes cuaternarios y a los movimientos tectónicos que separan a la península del resto del continente. Sus fluidos geotérmicos están alojados en rocas intrusivas. En 2001 se instalaron en este campo dos unidades turbogeneradoras a condensación de 5 MW cada una.

Cabe mencionar que la capacidad de generación instalada en el territorio nacional, ubica a México en cuarto lugar a nivel mundial en generación de energía eléctrica mediante el uso de recurso geotérmico con 958 [MW][20].

En la siguiente imagen se muestra en forma de porcentaje, la contribución a la capacidad total instalada en el país de las diferentes fuentes de energía utilizadas para la generación de



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



electricidad, identificando que la generación por geotermia abarca como fuente solo el 2 % y la mayoría de la generación se produce a partir de los hidrocarburos con un 76%. Los datos corresponden al año 2009. [21]

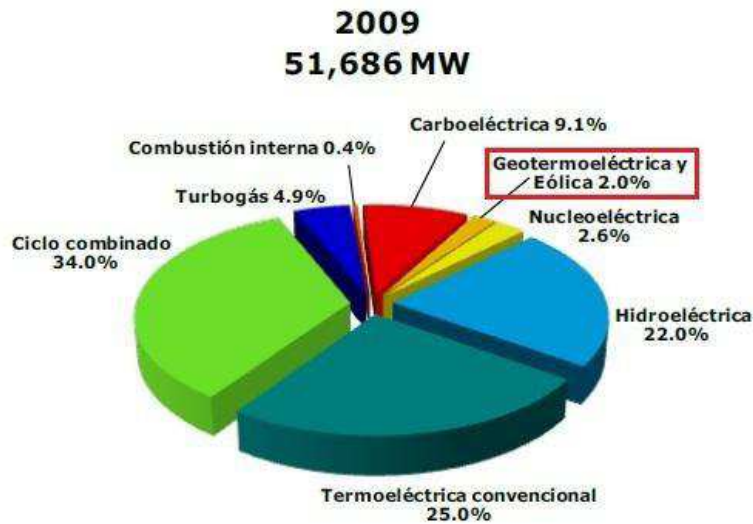


Fig. 2.13 Fuentes energéticas utilizadas para generación en México

Aunque en la actualidad la generación geotermoeléctrica no representa una gran porción de la capacidad instalada en México, la proyección futura del país en desarrollo geotérmico es muy prometedora debido a la gran cantidad de fuentes termales que se tienen identificadas.

Actualmente se encuentran en construcción dos unidades a condensación de 25 MW que se instalarán en el campo geotérmico de Los Humeros, y que deberán entrar en operación en 2012 y 2013.

Capacidad Instalada en el Mundo

Varios países alrededor utilizan la geotermia de manera directa para diversas aplicaciones (calefacción, balnearios, deshidratación de vegetales, invernaderos, secado de madera, bombas de calor, etc.), pero sólo 24 países, hasta la fecha, la emplean de manera indirecta para generar energía eléctrica.

Esos países tienen una capacidad geotermoeléctrica instalada total de más de 10 [GW], estando ahora México en cuarto lugar, como se observa en la tabla siguiente que incluye datos a mayo de 2010.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



País	MW
1.Estados Unidos	3093.5
2.Filipinas	1904
3.Indonesia	1197.3
4.México	958
5.Italia	842.5
6.Nueva Zelanda	628
7.Islandia	574.6
8.Japón	536
9.El salvador	204.4
10.Kenya	167
11.Costa Rica	165.5
12.Nicaragua	87.5
13.Rusia	81.9
14.Turquía	81.6
15.Papúa-Nueva Guinea	56
16.Guatemala	52
17.Portugal	28.5
18.China	24.2
19.Francia	16.2
20.Alemania	8.1
21.Etiopía	7.3
22.Austria	1.4
23.Australia	1.1
24.Tailandia	0.3
Total	10,716.90

Tabla 2.2 Capacidad Geotérmica instalada a nivel mundial [22]



3 Estudio de los Componentes del sistema PWG

En la presente sección se realizará una descripción a detalle de las diferencias existentes entre un ciclo binario tradicional y el ciclo PWG, propuesto por el Proyecto IMPULSA IV del Instituto de Ingeniería de la UNAM. Se procederá al análisis de los requerimientos del equipo encargado de la transformación de energía, es decir de la turbina del ciclo; finalmente se mencionaran los dispositivos con características similares a las requeridas que se encuentran actualmente disponibles en el mercado.

Comparación Entre el ciclo binario convencional y el Ciclo PWG

El ciclo PWG propone el aprovechamiento de los recursos geotérmicos de baja entalpía, encontrados en varias zonas de la República Mexicana y el mundo, como fuente de energía para un sistema de generación eléctrica. De forma alterna, se estudia el posible aprovechamiento de la energía remanente en el fluido geotérmico para la desalación de agua de mar, mediante sistemas térmicos de desalación.

En el caso de la generación eléctrica se analiza un arreglo, que consiste en la modificación a un ciclo binario tradicional, en él se propone sustituir el evaporador por un sistema de evaporación tipo flash; con ello se busca incrementar la potencia neta de la planta geotermoeléctrica, disminuir el espacio necesario para su instalación y hacer más sencillo su mantenimiento.

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 constante mantenimiento, el cual resulta complicado y costoso. Aunado a esto, las eficiencias de tales equipos son bajas 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 tales problemas se propuso el uso de un sistema binario en el cual se sustituye el evaporador y el calentador por un intercambiador de calor de placas, una válvula de estrangulamiento (placa orificio) y un separador de vapor. De esta manera sólo el intercambiador de placas entrará en contacto con el fluido geotérmico.

En tal sistema el agua geotérmica calienta al fluido de trabajo, a través del intercambiador de calor de placas, hasta convertirlo en líquido saturado. Posteriormente, el fluido de trabajo se hace pasar a través de la placa orificio, donde disminuye su presión y, en consecuencia, parte de él evapora. El vapor generado es separado del líquido (en un separador ciclónico) y acciona la turbina. A continuación, el vapor se condensa y mezcla con el líquido rechazado del separador, para finalmente ser llevado al intercambiador de placas y repetir el ciclo.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



La siguiente tabla muestra una comparativa numérica entre la Potencia neta generada utilizando un ciclo binario convencional y utilizando el ciclo PWG, se observa que existe una diferencia del 13% más en la potencia generada con el Ciclo PWG.

Gasto [Kg/s]	Potencia Neta Ciclo Binario [kW][23]	Potencia Neta Ciclo PWG [kW][24]
15	171	194
20	229	259
25	286	323
30	343	388
35	400	452
40	457	517
45	514	581

Tabla 3.1 Comparación de la potencia generada en un binario tradicional y el ciclo PWG

Una vez analizados los desempeños de ambos ciclos se procederá a describir cada uno de los elementos que se utilizan para definir el ciclo PWG, estos son: Intercambiador de calor de placas, separador centrífugo y la placa orificio; dichos elementos constituyen el sistema de obtención de vapor del ciclo termodinámico.

Elementos que forman parte de la Propuesta de Modificación

En líneas siguientes se describirán los dispositivos involucrados en el ciclo PWG, se mencionarán algunas de las ventajas por las cuales fueron seleccionados así como algunas de sus características. Los equipos propuestos para el ciclo de generación eléctrica del proyecto IMPULSA IV son: Intercambiador de calor de placas, placa orificio y un separador centrífugo.

Intercambiador de calor de Placas

Los intercambiadores de calor son dispositivos que transfieren energía térmica a partir de un fluido a otro sin mezclar los dos. Los radiadores automotores son un ejemplo común. El calor del agua caliente del motor se bombea a través del radiador, mientras que el aire está soplando a través de las aletas del radiador. La energía térmica del agua caliente del motor se transfiere al aire y así se mantiene el agua en la temperatura adecuada, para evitar que el motor se sobrecaliente. Esencialmente los radiadores automotores son intercambiadores de calor del tipo líquido-aire. Otros tipos de intercambiadores de calor son comunes en instalaciones industriales y se usan a diario, algunos ejemplos son: calderas, hornos, refrigeradores y sistemas de aire

acondicionado. Hay dos tipos principales de intercambiadores de calor, definidos por su tipo de construcción: el primero es el intercambiador de calor de coraza y tubos, el segundo es conocido como intercambiador de calor de placas.

Los intercambiadores de placas consisten en un conjunto de placas preformadas con unos canales en disposición paralela por donde circulan los fluidos. Estas placas están montadas sobre un bastidor de acero y dos placas de acero sujetadas por espárragos de apriete que compactan las placas.

Las placas están separadas por juntas de estanqueidad de caucho, facilitando en este caso el mantenimiento de las mismas. También se pueden ofrecer intercambiadores con placas soldadas sin juntas, siendo más competitivos pero no siendo posible el mantenimiento [25].

Principio de funcionamiento del intercambiador de calor de placas

Entre las placas del intercambiador de calor se forman canales, los orificios en las esquinas de las placas se sitúan de tal manera que los dos flujos circulen por canales alternos. El calor se transfiere por la placa entre los canales. Para incrementar la eficiencia al máximo se crea un flujo en contracorriente. La corrugación de las placas provoca un flujo en torbellino que aumenta la eficiencia de intercambio térmico y las protege contra la presión diferencial.

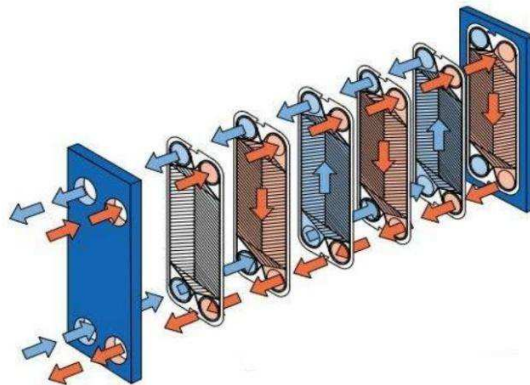


Fig. 3.1 Principio de funcionamiento de un Intercambiador de Placas

Placa orificio

Cuando un líquido se expone a una pérdida de presión repentina por debajo de su presión de saturación, todo el calor no puede ser contenido en el líquido en forma de calor sensible, el calor excedente se transforma en calor latente de vaporización. Este es el origen de la formación de burbujas de vapor dentro de los líquidos: es el llamado flash de evaporación o fenómeno de flasheo, el cual da lugar a una caída en la temperatura del líquido.

La evaporación flash se utiliza en procesos de generación de vapor como la desalinización de agua, pero también hay otros campos de aplicación de este fenómeno, tales como el depósito de una fina capa de materiales sobre una superficie [26].

La evaporación flash es una evaporación parcial, pero que presenta ventajas al no necesitar un suministro adicional de energía, es por esto que se decidió utilizarla para la obtención del vapor que transitará en la turbina de generación del ciclo PWG y el equipo necesario para este fin es la placa orificio, la cual se puede observar en la siguiente figura.

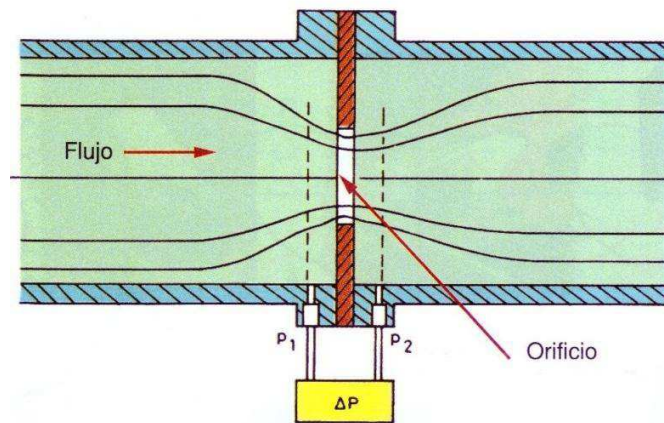


Fig. 3.2 Esquema de una Placa orificio

Separador centrífugo

Los separadores convencionales son voluminosos, pesados y presentan elevados costos operativos y de capital. Las razones anteriores condujeron a que la industria iniciara la investigación y el desarrollo de tecnologías alternas de separación de sustancias, uno de estos ejemplos son los separadores centrífugos.

Los separadores centrífugos constituyen una clasificación relativamente nueva en el campo de la separación de flujos, su acrónimo en inglés es GLCC (Gas Liquid Cylindrical Cyclones), este tipo de separadores son de un diseño sencillo, compacto y de bajo costo de separación, por ello constituyen una alternativa económicamente atractiva con respecto a los separadores convencionales [27].

Las características de desempeño de este tipo de separadores, pueden variarse de una forma relativamente sencilla, dependiendo de los requerimientos de la aplicación que se dará al equipo, las aplicaciones potenciales pueden encontrarse en procesos que necesiten desde una separación parcial de las fases, hasta procesos que requieran una separación completa de las fases del flujo, la eficiencia de separación que pueden alcanzar estos equipos es de 99.9%.

El principio bajo el que operan estos dispositivos es relativamente sencillo, el flujo multifásico ingresa por un costado, una vez dentro, existe un elemento rotatorio al cual la fase líquida se va adhiriendo y posteriormente se dirige por gravedad a la parte inferior, el vapor sube por efecto de la densidad, en la parte central existe una tubería que permite el tránsito de vapor seco.

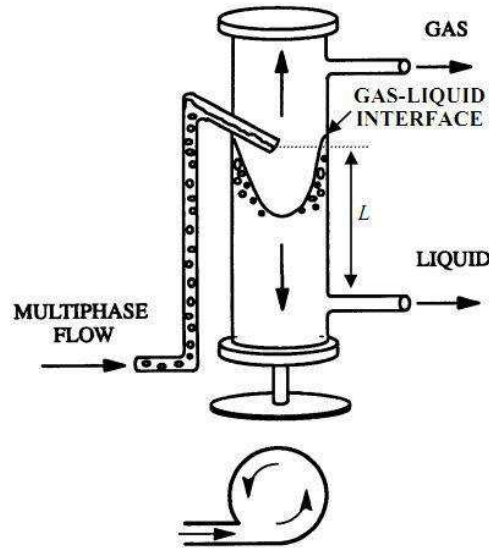


Fig. 3.3 Separador centrífugo

Análisis de requerimientos de la turbina del ciclo modificado

Para comenzar con el análisis de los requerimientos de la turbina del ciclo PWG, se debe introducir el concepto de turbina de vapor.

Una turbina de vapor es el dispositivo mecánico encargado de transformar la energía térmica del fluido en energía rotacional, la cual es transmitida a una flecha con el fin de mover un dispositivo secundario. El concepto de una turbina de vapor fue desarrollado por De Laval, Curtis y Pearson a finales del siglo XVIII. Las turbinas de vapor modernas utilizan esencialmente el mismo concepto, pero con muchas mejoras que se han realizado en los años intermedios, principalmente con el fin de incrementar la eficiencia de estas máquinas.

La turbina normalmente se compone de varias etapas y cada una de estas etapas consiste en un conjunto de álabes estáticos (Estator o toberas) y en un conjunto de álabes móviles (rotor). En el estator se convierte la energía térmica del vapor (presión y temperatura) en energía cinética (velocidad), además se dirige el flujo hacia el rotor. En los álabes móviles se transforma la energía cinética en fuerzas, causadas por la caída de presión, lo anterior se traduce en la rotación del eje de la turbina [28].

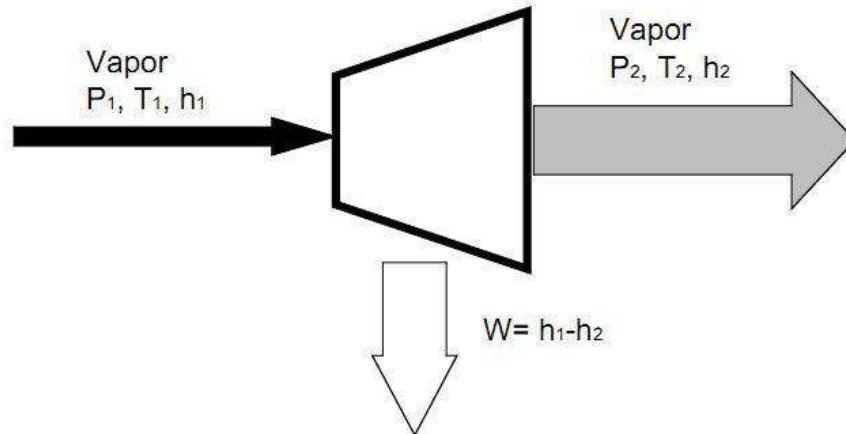


Fig. 3.4 Diagrama de una turbina

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 la obtención de las variables termodinámicas teóricas del ciclo, el proyecto IMPULSA IV ha desarrollado una hoja de cálculo dinámica que permite visualizar los valores numéricos de los aspectos termodinámicos del ciclo. A continuación se presenta el diagrama del ciclo así como una vista de la hoja de cálculo utilizada.

Punto	Rcurso geotermico			Fluido de trabajo								Agua de enfriamiento			
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	12'	13	14	15
T(°C)	120.009	120.034	94.447	91.447	117.000	93.486	93.486	45.806	45.806	45.817	93.488	91.411	20.012342	20.012342	20.012342
P(MPa)	0.199	0.499	0.199	0.481	0.181	0.080	0.080	0.010	0.010	0.180	0.080	0.080	0.3	0.4	0.3
Gasto(Kg/s)	0.082	0.082	0.082	0.074	0.074	0.003	0.003	0.003	0.003	0.071	0.074	0.074	0.185	0.185	0.185
Gasto(m³/s)	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.007	0.007	0.043	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Densidad(Kg/m³)	943.107	943.230	962.317	964.505	945.505	10.845	0.479	0.078	989.833	989.903	962.927	964.343	916.690	998.341	995.738
Entalpia Liq(KJ/Kg)	503.812	504.165	395.849	383.443	491.076			191.806	191.806	191.997	391.710	382.982	84.006	84.340	126.004
Entalpia Mezcla(KJ/Kg)						491.076		2665.178							
Calidad(x)	0.000				0.000	0.044	1.000	0.905	0.000		0.000	0.000			
Entrop Liq(KJ/Kg)	1.528	1.528	1.244	1.209	1.495	1.233	1.233	0.649	0.649	0.649	1.233	1.209	0.2964831		
Entrop Gas(KJ/Kg)							7.434								
Entrop Mezcla(KJ/Kg)						1.504		7.434							
Carga Térmica(KV)		8.846							6.996						7.7112458
Potencia Bomba(KV)	0.029			0.034						0.001			0.06		

Datos

Datos de los Equipos	
Eficiencia bomba de pozo %:	90
Eficiencia turbina %:	100
Eficiencia intercambiador %:	90
ΔP del intercambiador (bar):	3
Acercamiento de temp. Inter C:	3
Eficiencia bomba G %:	90
Eficiencia bomba H %:	90
Eficiencia Bomba de circulación %:	90
Eficiencia del Condensador %:	90

Fluidos y Unidades	
Recurso geotermico:	water
Fluido de Trabajo:	water
Fluido de enfriamiento:	water
Unidades:	C

Eficiencia termica %
9,9

Potencia	
Bruta KW	Neta KW
1.00	0.87

Fig. 3.5 Hoja de cálculo dinámica del ciclo PWG

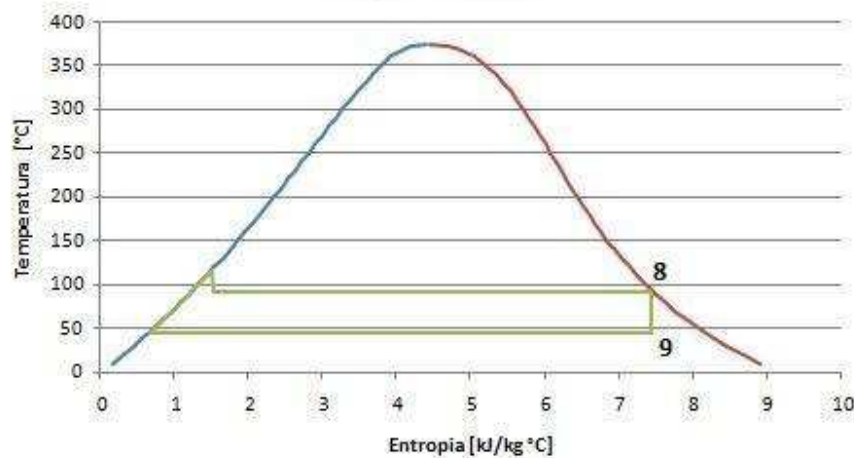


Fig. 3.6 Diagrama T-s ciclo PWG

En la figura anterior se resaltan los puntos marcados con los números 8 y 9, los cuales corresponden a las condiciones en la entrada y salida de la turbina, respectivamente. El proceso de 8 a 9 se considera idealmente isoentrópico, lo que corresponde a una eficiencia mecánica de la Turbina del 100 %, a partir de esta consideración se puede cuantificar el trabajo disponible para ser aprovechado por la Turbina. A continuación se muestran las condiciones de estado en los puntos de entrada y salida de la Turbina, así como el gasto másico que circula en dichos puntos.

Punto	8[29]	9[30]
Temperatura [°C]	93.5	45.8
Presión [Mpa]	0.08	0.01
Gasto [kg/s]	0.003	0.003
Entalpía [kJ/kg]	2665.2	2355.8
Calidad [%]	100	90.5
Entropía [kJ/kg °C]	7.4	7.4

Tabla 3.2 Estados termodinámicos a la entrada y salida de la Turbina

La condiciones en el punto 8 se determinan al saber que en éste se tiene vapor saturado a una presión de 0.08 [Mpa], la cual corresponde a la presión de evaporación en la placa orificio y las condiciones en el punto 9 se determinan idealmente al considerar la entropía de igual magnitud que en el punto 8 y fijando la presión del Condensador, con esta información es posible definir a la turbina del ciclo PWG como una turbina de Condensación con una relación de presiones igual a 8.

El trabajo disponible se define como la cantidad de energía que puede ser aprovechada por la turbomáquina y su el valor se determina empleando el siguiente modelo matemático:

$$\dot{w}_d = \dot{m} (h_8 - h_9) \quad 3.1$$



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



Al sustituir los valores de la tabla 3.2 en el modelo matemático anterior se obtiene:

$$\dot{w}_d = 0.003 \left[\frac{kg}{s} \right] (2665.2 - 2355.8) \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$
$$\dot{w}_d = 1 [kW]$$

El conjunto de datos proporcionados en la tabla 3.2 y el valor del trabajo disponible constituyen los requerimientos de la turbina de generación del ciclo PWG, la potencia de generación que se manejará para este diseño es pequeña, ya que, por ahora el objetivo es demostrar la funcionalidad del ciclo PWG. El diseño de Turbina que se manejará de aquí en adelante corresponde a una turbina de condensación, con una relación de presiones de 8 y con un trabajo disponible igual a 1[kW], aunado a lo anterior, la principal característica a cumplir es un tamaño compacto.

Tecnologías disponibles compatibles a los requerimientos de la turbina del ciclo PWG

En la actualidad el aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpía está en un gran auge, por ello en el mercado se pueden encontrar algunas microturbinas con características parecidas a las requeridas en el ciclo propuesto por el proyecto IMPULSA IV; sin embargo, la mayoría de estas turbinas funcionan acopladas a un Ciclo Rankine Orgánico (**ORC Organic Rankine Cycle**), es decir, el fluido de trabajo es un refrigerante. Otro aspecto importante es que dichas turbinas trabajan con presiones más altas a las propuestas en el Ciclo PWG. A continuación se mencionarán algunos de estos equipos.

Infinity Turbine®

La turbina *Infinity* está acoplada a un turbogenerador y forma parte de un ORC. El ORC es similar al ciclo de turbina de vapor convencional, excepto por el fluido que impulsa la turbina, el cual es un refrigerante orgánico de bajo punto de ebullición que permite que el sistema funcione de manera eficiente en fuentes de baja temperatura, para producir electricidad en una amplia gama de potencias.

El diseño es muy particular porque combina una turbina de tornillo de Arquímedes con una turbina de reacción, teniendo como resultado alabes continuos en espiral que van expandiendo el fluido mientras este transita por la máquina, su principio de operación se puede observar en la figura 3.7, el diseño de esta turbina le permite alcanzar velocidades que varían entre las 20, 000 y las 30, 000 RPMs con una generación entre 300 [W] y 1.5 [kW][31].

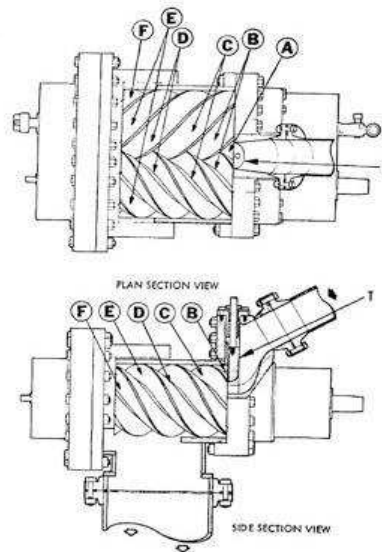


Fig. 3.7 Diseño de la Turbina Infinity

En la unidad turbogeneradora de ORC, tanto la turbina como el rotor magnético se unen a un mismo eje, esto para poder problemas de sellado con el eje externo, además de eliminar un sistema de reducción de velocidad, 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 [in] 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 transportado fácilmente, para aplicaciones que así lo requieran. El diseño del bloque modular, permite que la unidad sea desarmada y rearmada en un tiempo aproximado de una hora.

Las principales ventajas de este sistema son:

- Eficiencia alta de la turbina (hasta 85%)
- Ausencia de un reductor de velocidad.
- No erosión en los álabes debido a la ausencia de humedad en las toberas.
- Larga vida
- No requiere de un operador
- El servicio puede ser realizado por un técnico estándar.

Green Turbine®

Este sistema es un micro turbogenerador de vapor con una potencia que varía en el rango de 1 [kW] a 15 [kW]. Tiene un peso aproximado de 8 kg, su longitud es de 28 [cm] y su 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 [R.P.M]

El generador entrega 3 fases en CA, la frecuencia es de 1000 Hz. Después de la rectificación de potencia se alimenta a un convertidor DC / AC, con capacidad de conversión a la salida deseada. Su diseño no necesita de hojas 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 [32].



Fig. 3.8 Green Turbine

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: AC, DC, 1 o 3 fases, voltaje, frecuencia



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



Green Turbine ha sido desarrollada como un motor térmico capaz de funcionar con combustible de baja temperatura. Debido a ello, puede ser empleada en las áreas de calor residual, la energía solar y ciclo binarios.



4 Planteamiento de La Turbina

En el presente capítulo se comenzará con un estudio más profundo de la teoría de Turbomaquinaria, partiendo desde conceptos elementales y un poco de la historia del desarrollo de las turbinas de vapor. Se realizará el análisis más detallado de los requerimientos de la turbina del ciclo PWG y se hará especial énfasis en el sistema que denominamos de transformación de energía. Al final de la presente sección se contará con un diseño preliminar con el cual comenzará la ingeniería de detalle.

Definición y clasificación de las turbomáquinas

Las turbomáquinas constituyen una clase especial dentro de las máquinas de fluido. Las máquinas de fluido son aquellas que absorben energía de un fluido y la transforman generalmente en energía mecánica para proporcionar rotación a un eje; o bien absorben la energía del eje y la transfieren al fluido.

El fluido puede ser un líquido o un gas, el órgano intercambiador de energía, puede estar dotado de movimiento rotativo o movimiento alternativo; estos y otros factores pueden servir para clasificar las máquinas de Fluido. Se puede lograr una clasificación binaria rigurosa si atendemos al principio de funcionamiento.

Según el principio de funcionamiento las máquinas de fluido se clasifican en *Turbomáquinas y Máquinas de desplazamiento positivo*.

Las turbomáquinas se llaman también máquinas de corriente o máquinas dinámicas. En ellas el intercambio de energía es originado por la variación del momento cinético del fluido en su paso por el elemento intercambiador de energía, dotado de movimiento relativo, este elemento recibe el nombre de Rotor. La ecuación fundamental de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas, basada en el teorema del momento cinético, es básica para el estudio de estas máquinas. Con todo lo antes mencionado se puede definir una Turbomáquina como: *Una máquina de fluido cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las Turbomáquinas*. [33]

Para clasificar las Turbomáquinas se pueden seguir criterios diversos, dichos criterios son:

- Compresibilidad del Fluido
- Según el sentido de intercambio de energía
- Dirección del flujo en la Turbomáquina

A continuación se muestra un esquema con los Tipos de Turbomaquinaria, según los criterios de clasificación antes mencionados.

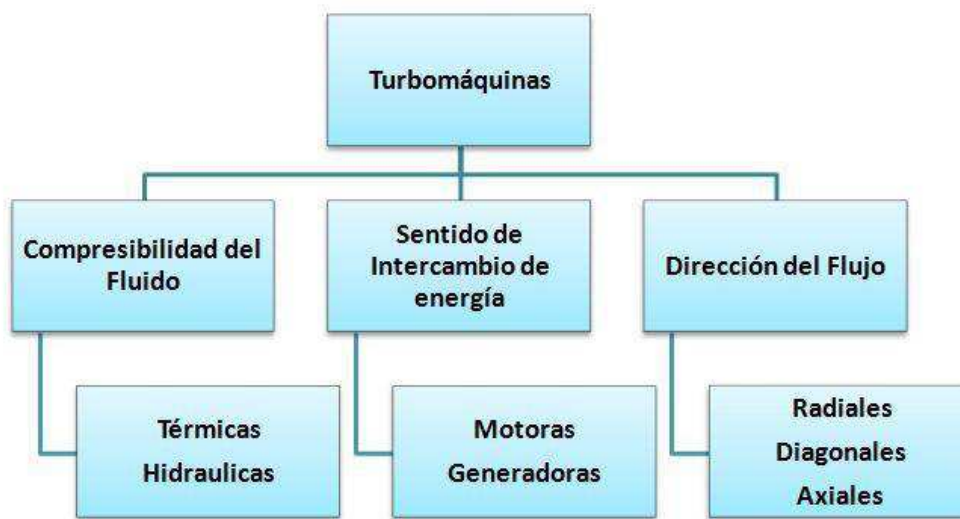


Fig. 4.1 Clasificación de las turbomáquinas según diferentes criterios

Para efectos de este trabajo se hablará de turbomáquinas térmicas motoras axiales, es decir, el dispositivo para el cual se plantea el proceso de diseño es una turbina de vapor de flujo axial.

Turbinas de vapor

La prehistoria de la turbina de vapor se remonta hasta el año 175 a.C. En que Herón de Alejandría hace ya la descripción de la primera turbina de vapor conocida. La turbina de Herón, consistía en una esfera que podía girar libremente en torno de un eje diametral, apoyada en los extremos del mismo en dos soportes, por cuyo interior hueco entraba en la esfera el vapor producido en un calderín. El vapor salía de la esfera por dos tubos diametralmente opuestos y acodados en sentidos opuestos. La turbina de Herón, en que la transformación de presión en velocidad tenía lugar totalmente en el elemento móvil, era, en la nomenclatura moderna, una turbina pura de reacción [33].

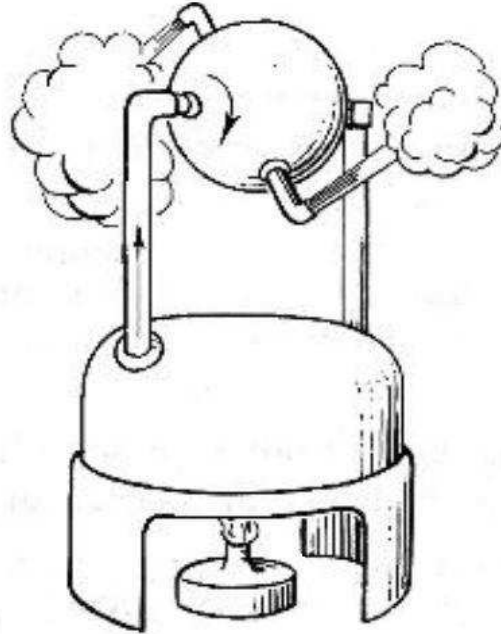


Fig. 4.2 Turbina de Herón

El desarrollo de las Turbinas de vapor, tal y como las conocemos en la actualidad se inició en el siglo XVIII. Entre los investigadores que contribuyeron al desarrollo de estas máquinas, se mencionarán a dos, cuyos trabajos son de especial relevancia.

El primero es el inventor sueco De Laval (1845-1913), quien creó como subproducto de su desnatador centrífugo, la turbina de acción de un solo escalonamiento, llamada Turbina de Laval. De Laval desarrolló para su Turbina la tobera convergente –divergente con velocidad supersónica de salida de vapor.

El segundo es el inglés Parsons (1854- 1931), quien en busca de un motor marino apropiado, desarrolló la Turbina de vapor de Reacción de varios escalonamientos

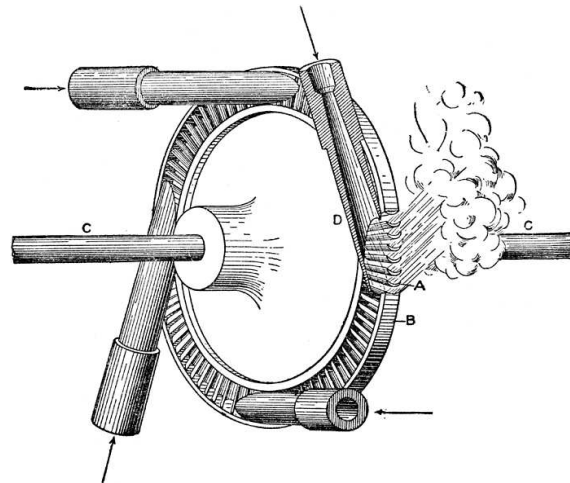


Fig. 4.3 Turbina de Laval

La figura anterior representa un esquema de la turbina de vapor más sencilla, la turbina de vapor de acción de una sola etapa, que es la turbina primitiva de Laval. Esta imagen nos servirá para explicar el funcionamiento de este tipo de dispositivos. En la Tobera fija (A) se expande el vapor incrementándose su energía cinética. La velocidad de salida del vapor depende de la presión y temperatura del mismo antes de la tobera, así como de la presión que reine a la salida de la misma, o sea, a la entrada del Rotor (B), la velocidad a la salida de la Tobera se puede controlar, determinando la presión de entrada al rotor. En las Turbinas modernas, la tobera de la figura se sustituye por una corona fija de álabes que realizan la misma función. En los álabes móviles del Rotor, el vapor cede su energía cinética, obteniéndose energía útil en el eje (C), los álabes están fijados al disco (D). En las turbinas de reacción la expansión del vapor se realiza no solo en los álabes fijos, sino también en los álabes móviles del rotor. El rotor, tanto en las turbinas de vapor, como en todas las turbomáquinas, es el órgano intercambiador entre la energía del vapor y la energía mecánica.

Tipos de turbinas

Hay dos principales tipos de Turbinas: Las de reacción y las de impulso. En una turbina de Reacción, el vapor se expande tanto en los álabes fijos como en los álabes móviles. Los álabes móviles están diseñados para utilizar la energía del chorro de vapor que proviene de los álabes fijos y para actuar como toberas de ellos mismos. Debido a la existencia de toberas móviles, una fuerza de reacción (producida por la caída de presión a través de los álabes) complementa la fuerza producida por el chorro de vapor en los álabes estacionarios. La combinación de estas fuerzas provoca rotación.

Para operar de manera eficiente la turbina de reacción, el dispositivo debe ser diseñado para minimizar las fugas alrededor de los álabes móviles. Esto se realiza con procedimientos de manufactura con tolerancias relativamente pequeñas. La turbina de reacción, por lo general, requiere de un pistón de balance (similares a los utilizados en los grandes compresores centrífugos), debido a las grandes cargas de empuje.

Las consideraciones anteriores representan una restricción para el desarrollo de este tipo de equipos, debido a que aunque su eficiencia inicial parece ser mayor, los costos de operación y mantenimiento pueden hacer de ellas una opción inviable.

Las turbinas de impulso presentan poca o nula caída de presión a través de sus álabes móviles. La energía es transferida totalmente por el chorro de vapor que impacta en los álabes. Debido a que no existe una caída de presión a través de los álabes, las tolerancias internas son relativamente grandes y no es necesario un pistón de balance. Estas características hacen de la turbina de acción un dispositivo resistente y durable que puede soportar el pesado servicio de las aplicaciones actuales de transmisión mecánica [34].

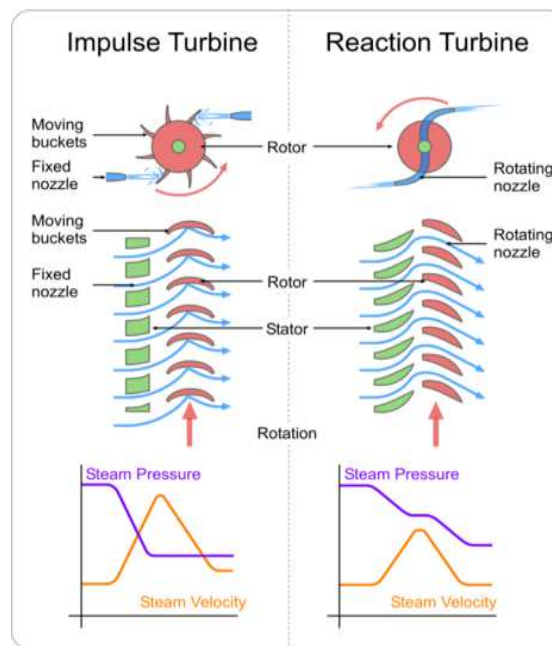


Fig. 4.4 Esquemas de Tipos de Turbinas [35]

Variación de las etapas de una turbina de vapor

En primer lugar se mencionará el caso de las Turbinas de velocidades escalonadas (Velocity-compounded o Turbina Curtis). Una etapa de Turbina Curtis consta de dos filas de álabes móviles. Las toberas dirigen el vapor hacia la primera columna, los álabes de reversa (sin transformación de energía), redireccionan el flujo hacia la segunda columna. La caída de presión a través de la tobera produce un flujo de vapor a alta velocidad. Dicha velocidad se absorbe en una serie de etapas a presión constante. Las dos filas de álabes de rotación, permiten el aprovechamiento adecuado del flujo de vapor a alta velocidad, dando lugar a pequeños diámetros de rotor y aceptables valores para la velocidad pico.

En la Turbina de presiones escalonadas (pressure-compounded o turbina Rateau), la energía térmica del vapor de agua es transformado en trabajo por las toberas estacionarias (diafragmas) que direccionan el vapor contra una sola columna de álabes móviles. Como en una turbina Curtis, las caídas de presión suceden casi completamente a través de las toberas.

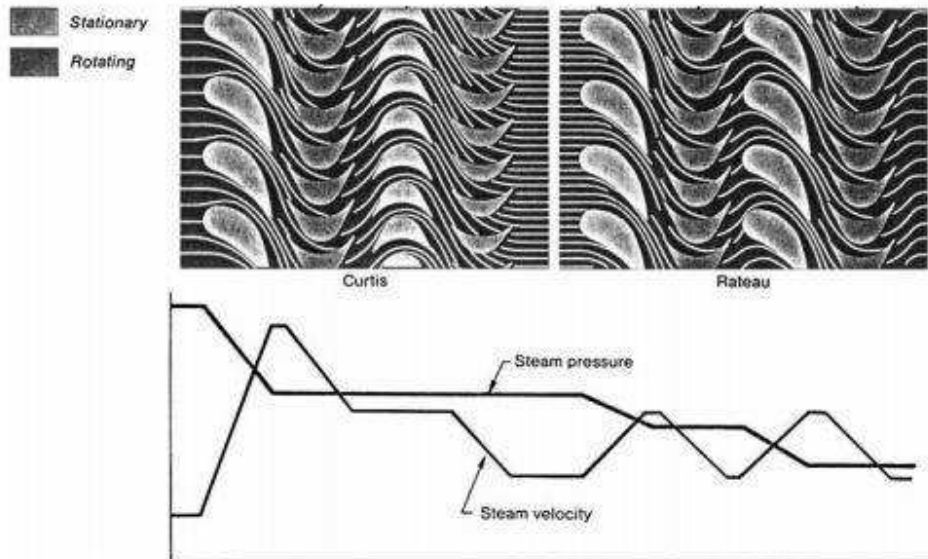


Fig. 4.5 Flujo de Vapor a Través de las Etapas de una Turbina [36]

Diseño moderno de turbinas de impulso

La importancia de la eficiencia de la turbina de vapor ha seguido aumentando en los años recientes, hoy en día no hay turbinas de Impulso puro. Los fabricantes de turbinas de vapor están empleando una combinación de las características del diseño de Impulso con las características de las turbinas de reacción para mejorar aún más el desempeño de los dispositivos.

Los fabricantes mejoran el desempeño de las turbinas añadiendo en las etapas de alta presión una pequeña cantidad de reacción, esto no implica controles de fugas ni reducción en las tolerancias de manufactura. Las unidades de baja presión se diseñan con grados de reacción más elevados que nunca, debido al uso de códigos avanzados para el diseño de formas complejas de álabes. La generosa tolerancia que brinda la construcción del tipo rotor y diafragma reduce la necesidad de un control de fugas. Los datos de campo han demostrado que las turbinas de acción de diseño moderno mantienen un alto nivel de desempeño a través del tiempo y son mucho más tolerantes a la suciedad. Esto es importante ya que la suciedad puede tener un impacto significativo en las cargas de empuje.



Microturbinas

El término de microturbinas se emplea para referirse a turbomáquinas térmicas de pequeña escala, este concepto es empleado generalmente para referirse a Turbinas de gas, para efectos de este trabajo, el término se empleará para Turbinas de Vapor. En los últimos años, el uso de las microturbinas ha crecido debido a la necesidad de distribución de energía eléctrica y al desarrollo de proyectos que combinan el uso de Calor y Potencia. El rango de las microturbinas va desde unidades portátiles que producen menos de 1 [kW] hasta sistemas de tamaño comercial que producen decenas o cientos de kilowatts. Parte del éxito de las microturbinas se debe a los avances en electrónica que permiten el funcionamiento con bajo mantenimiento y la interconexión con la red eléctrica comercial. En la electrónica de potencia, la tecnología de conmutación elimina la necesidad de la sincronización del generador con la red eléctrica, esto permite, por ejemplo, que el generador pueda ser integrado con el eje de la microturbina, éste puede también funcionar como motor de arranque.

Las microturbinas presentan muchas ventajas comparadas con los generadores operados con motores de pistón, entre otras se encuentran, densidad de potencia superior, emisiones extremadamente bajas y pocas partes móviles; sin embargo, los generadores operados con motores de pistón son más rápidos para responder a los cambios en la potencia de salida. [37]



Fig. 4.6 Microturbina diseñada por la agencia de proyectos de investigación avanzada para la defensa (DARPA)

Elementos del sistema de transformación de energía

Para efectos del presente trabajo, se define como sistema de transformación de energía al conjunto de tres elementos de la microturbina de vapor, estos son:

Estator

El estator es el conjunto de álabes estacionarios o toberas diseñado para que en él se lleve a cabo la expansión de vapor de una presión a otra, incrementando así la energía cinética y direccionando el flujo de vapor a la siguiente columna de álabes móviles. Los perfiles de este



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica

elemento se diseñan de tal forma que existan las menores pérdidas posibles. Las principales funciones del estator en una turbina son:

- Proporcionar un área de escape necesaria suficiente para asegurar que el fluido de trabajo se expanda hasta la presión y velocidad adecuadas, antes de ingresar a la siguiente columna de álabes.
- Direccionar el flujo de vapor a la siguiente columna de álabes móviles con el ángulo de diseño seleccionado. Esto debe ser realizado para minimizar el efecto de la incidencia del flujo de vapor a las condiciones de diseño.
- Proporcionar, cuando es requerido, una etapa intermedia de sellado para minimizar las fugas existentes entre cada una de las columnas de álabes móviles.

Rotor

Se denomina rotor al elemento que agrupa los álabes móviles de la turbina de vapor. Es en este elemento donde la potencia generada por la turbina es obtenida. El punto más importante para este elemento es el diseño del perfil de los álabes.

En el siguiente capítulo del presente trabajo se realizará un estudio más detallado de este elemento de la turbina de vapor.

Eje de rotación

Es el principal elemento rotativo en una turbina de vapor, este se coloca sobre cojinetes axiales, se encuentra sometido a esfuerzos de flexión debido a su propio peso y se deforma axial y radialmente debido a los efectos térmicos y esfuerzos de tensión. Por estas razones se debe someter a una cuidadosa evaluación tomando en cuenta los elementos que estarán unidos a él, como puede ser el caso de los álabes.

Algunos de los aspectos que deben tomarse en cuenta para determinar la forma del eje son:

- El diámetro requerido
- Las condiciones del vapor que rodea al eje
- El daño por corrosión
- El material requerido

Conceptos fundamentales para estudio de las turbinas

En esta sección se definirán conceptos esenciales para el estudio de las turbinas desde el punto de vista termodinámico. Dichos conceptos son:

Entalpía de estancamiento

En las turbomáquinas que trabajan con flujos compresibles, ocurren grandes cambios en las etapas como resultado de los cambios en la presión ocasionados por los procesos de



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



expansión o compresión. Para cada punto en el flujo es conveniente combinar los términos de energía. La entalpía "h" y la energía cinética, " $\frac{1}{2} C^2$ ", se combinan y el resultado es llamado entalpía de estancamiento " h_0 ." La entalpía de estancamiento es constante en procesos que no involucran realización de trabajo o transferencia de calor.

$$h_0 = h + \frac{1}{2} c^2 \quad 4.1$$

Donde:

h: Entalpía estática

c: Velocidad total del fluido

Trabajo Específico

Se define el trabajo específico como el trabajo realizado por cada unidad de masa, este puede expresarse como la diferencia de las entalpías de estancamiento.

$$\Delta W = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_{01} - h_{03} \quad 4.2$$

Eficiencia Total-Total

Existen muchas formas para expresar la eficiencia, la elección de una de estas formas depende en gran medida de si la energía cinética de salida se emplea útilmente o se desperdicia. Un ejemplo donde la energía cinética no se desperdicia es en la última etapa de las turbinas de gas de los aviones, donde la energía cinética contribuye al impulso. Del mismo modo, la energía cinética a la salida de una etapa de una Turbina multietapa, donde esta se emplea en la siguiente etapa, es otro ejemplo. Para este tipo de casos, la definición de eficiencia que se utiliza es la eficiencia total-total η_{tt} .

$$\eta_{tt} = \frac{\Delta W}{\Delta W_s} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03s}} \quad 4.3$$

Eficiencia Total-Estática

Cuando la energía cinética de salida no se emplea útilmente y es completamente desperdiciada la eficiencia adiabática relevante es la Eficiencia Total-Estática η_{ts} . En este caso el trabajo ideal de la turbina es obtenido entre los estados 01 y 2s. Entonces la Eficiencia Total-Estática se define como:

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3s}} \quad 4.4$$



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



Grado de reacción

Varias definiciones de reacción están disponibles, sin embargo la más utilizada define la reacción como la relación entre la caída en la entalpia estática del rotor y la caída de la entalpia estática de la etapa. El grado de reacción permite clasificar los diferentes tipos de Turbinas de flujo axial.

$$R = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3} \quad 4.5$$

Si se hace un adecuado manejo matemático, obtenemos que:

$$R = \frac{c_x}{2U} (\tan \beta_3 - \tan \beta_2) \quad 4.6$$

Donde

c_x : Componente axial de la velocidad total del fluido

β_2 : Ángulo de entrada del álabe

β_3 : Ángulo de salida del álabe

Cabe mencionar que para todos los conceptos mencionados en la presente sección el subíndice "1" corresponde a la entrada del estator, el subíndice "2" a la salida del mismo y entrada al rotor, y el subíndice "3" a la salida del rotor de una etapa de Turbina, esto puede observarse en el esquema de la "Fig. 4.9"

Metodología para la obtención de la geometría primitiva de la microturbina de vapor.

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, un rango adecuado es que el valor de dicho parámetro sea mayor a 80% para la eficiencia Total-Total del dispositivo. En la "Fig.4.7" 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.

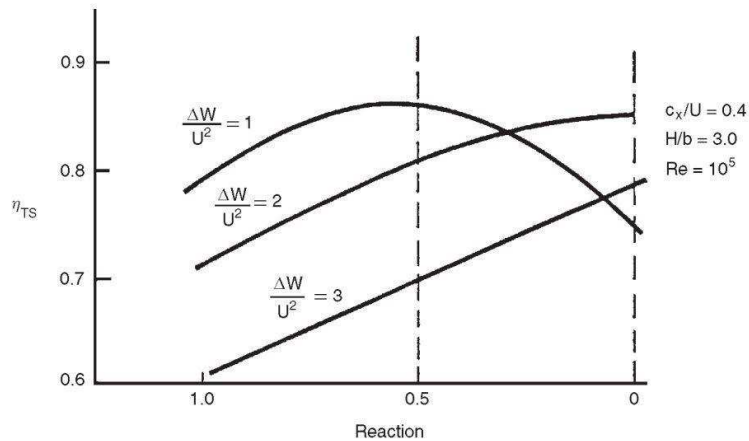


Fig. 4.7 . Grado de reacción y su implicación en la eficiencia Total-Estática [38]

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 “ ϕ ” y el coeficiente de carga por etapa “ ψ ”. En la Fig. 4.8 se puede apreciar el impacto de los coeficientes antes mencionados en el desempeño del dispositivo. Los modelos matemáticos de estos coeficientes son:

$$\psi = \frac{\Delta W}{U^2} \quad 4.7$$

$$\phi = \frac{C_x}{U} \quad 4.8$$

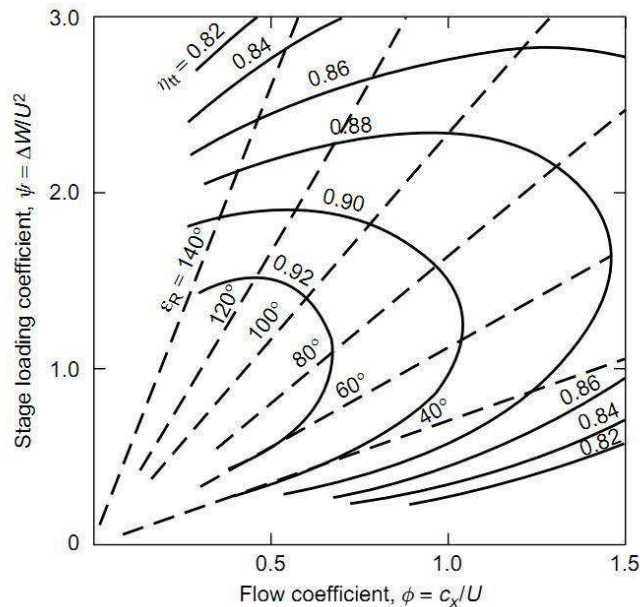


Fig. 4.8 Eficiencia Total-Total en función de coeficientes [39]

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 " α_1 " y se acelera hasta una velocidad absoluta " c_2 " a un ángulo " α_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 " β_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 " β_3 " a la salida del rotor; el flujo absoluto correspondiente " c_3, α_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 [40]. A continuación se muestra en la "Fig. 4.9" lo antes mencionado.

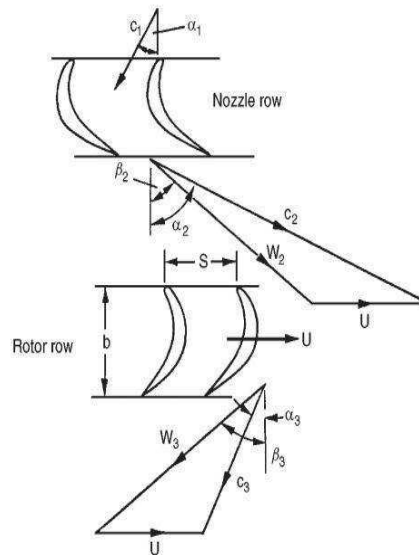


Fig. 4.9 Triángulos de velocidad para una Etapa [40]

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, esta última delimitada por las características de los generadores eléctricos disponibles en el mercado que puedan ser acoplados a la turbina. El generador seleccionado para acoplarse a la Turbina posee una velocidad angular de 20,000 [R.P.M]. Poder acoplar ambos dispositivos sin necesidad de un tren de engranes evitaría pérdidas. Además de la eficiencia un requerimiento para la fabricación de unidades Modulares es el espacio, con una velocidad de rotación mayor, el diámetro medio de los rotores disminuye, esto podrá visualizarse mejor hacia el final del presente capítulo.

La velocidad máxima ideal que se obtuvo mediante el empleo de la ley de conservación de la energía y la ecuación de estado es:



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



$$C_2=787 \text{ [m/s] [41]}$$

El cálculo de esta velocidad fue realizado de forma más exacta por otro miembro del equipo de diseño de la turbina, en la referencia anterior puede encontrarse más información en este sentido. 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 “ β_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:

$$\alpha_2 = \beta_2 + \sin^{-1}(U \sin(\frac{\pi}{2} - \beta_2)) \quad 4.9$$

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

$$w_2 = C_2 \cos(\alpha_2) \cos(\beta_2) \quad 4.10$$

$$w_3 = w_2 \quad 4.11$$

$$C_3^2 = U^2 + w_3^2 - 2Uw_3 \cos(\frac{\pi}{2} - \beta_2) \quad 4.12$$

$$\alpha_3 = \cos^{-1} \frac{C_3}{C_2 \cos(\alpha_2)} \quad 4.13$$

Las velocidades obtenidas para este tipo de turbina fueron con un ángulo “ β_2 ” = 34[°] son:

Triángulos de velocidad	
C_{2y} [m/s]	526.7612132
C_{3y} [m/s]	101.5573175
C_{2x} [m/s]	584.1190511
W₂ [m/s]	621.6065107
U [m/s]	314.1592654
W₃ [m/s]	621.6065107
C₃ [m/s]	592.8819061
C_{3x} [m/s]	584.1190511

Tabla 4.1 Triángulos de Velocidad

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.

$$\Delta W = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = h_{01} - h_{03} = U(C_{y2} + C_{y3}) \quad 4.14$$

Sabiendo que:

$$h_{01} = h_{02} \quad 4.15$$

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

$$h_2 + \frac{1}{2}w_2^2 = h_3 + \frac{1}{2}w_3^2 \quad 4.16$$

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 entalpia 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:

$$\eta_{tt} = h_1 - h_3 / h_1 - h_{3ss} \quad 4.17$$

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 “ ψ ” y el coeficiente de flujo “ ϕ ”, los cuales se definieron en las ecuaciones

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

$$\frac{1}{\eta_{tt}} = 1 + \frac{1}{2\psi} \left\{ \zeta_R \left[\phi^2 + \left(\frac{\psi}{2}\right)^2 \right] + \zeta_N \left[\phi^2 + \left(1 + \frac{\psi}{2}\right)^2 \right] \right\} \quad 4.18$$

Donde:

ζ_R : Coeficiente de pérdidas en el Rotor [–]

ζ_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 adimensionales que son:

$$h_2 - h_{2s} = \frac{1}{2} C_2^2 \zeta_N \quad 4.19$$

$$h_3 - h_{3s} = \frac{1}{2} w_3^2 \zeta_R \quad 4.20$$

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:

$$\zeta^* = 0.04 + 0.06 \left(\frac{\varepsilon}{100} \right)^2 \quad 4.21$$

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.4 10" se puede observar el comportamiento de " ζ^* " con respecto a " ε ".

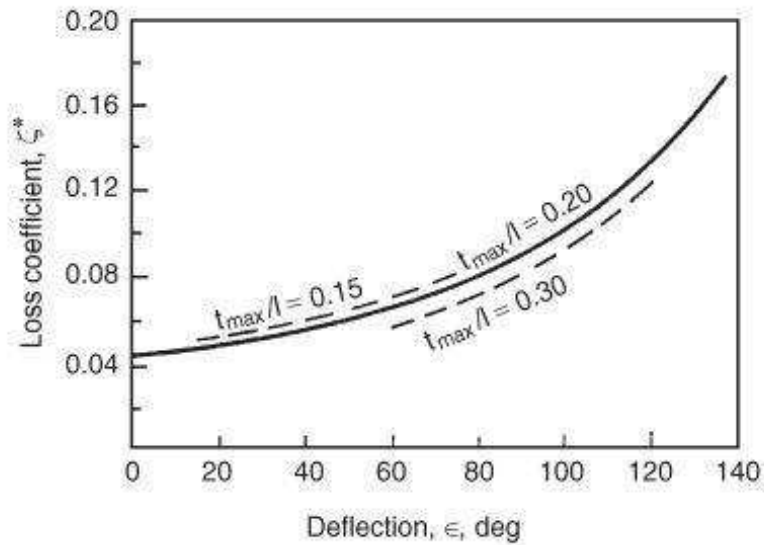


Fig. 4.10 Desviación en el perfil vs Coeficiente de perdida inicial [42]

Criterio de Zweifel y correcciones a la correlación de Soderberg

Es conveniente meditar un poco acerca de la relación espacio-cuerda en una turbina, ya que este es un factor que impacta fuertemente en la eficiencia. Ahora bien, si el espaciado entre los álabes es pequeño, el fluido tiende a recibir la máxima cantidad de orientación de los álabes, pero las pérdidas por fricción son muy grandes. Por otra parte, cuando los álabes se encuentran demasiado separados, las pérdidas por fricción son muy pequeñas, sin embargo, la pobre orientación del flujo produce grandes pérdidas debido a la separación de flujo.

Estas consideraciones fueron tomadas en cuenta por Zweifel (1945) para formular su criterio de obtención de la relación espacio-cuerda óptima. Esencialmente, el criterio de Zweifel es una relación entre el la cargas tangenciales ideal y actual del álabe (ψ_T), este valor es constante para pérdidas mínimas. Las Cargas tangenciales en el álabe se obtienen de la distribución de presiones real e ideal en las superficies del álabe.

El modelo matemático obtenido por Zweifel es el siguiente y será empleado para obtener el espaciamiento óptimo de los álabes en la geometría primitiva.

$$\psi_T = Y/Y_{id} = 2(s/B) \cos \alpha_2^2 (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \quad 4.22$$

Correcciones para la correlación de Soderberg

La expresión de la Curva de Soderberg, mencionada anteriormente, se puede aplicar cuando se cumplen las siguientes condiciones: Relación de Aspecto ($H/b=3$), $b_{max}/l= 0.2$, $Re \leq 10^5$ y $\epsilon \leq 120^\circ$, cuando las condiciones se encuentran dentro de este rango la correlación a demostrado tener un



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



error menor al 3%, no obstante, se han desarrollado correcciones al modelo inicial de Soderberg, estas correcciones son las que a continuación se describen.

Si la relación de Aspecto H/B es diferente de 3, la corrección para el coeficiente nominal de pérdidas es:

Para Toberas,

$$1 + \zeta_1 = (1 + \zeta^*) \left(0.993 + 0.021 \frac{B}{H} \right) \quad 4.23$$

Para rotores,

$$1 + \zeta_1 = (1 + \zeta^*) \left(0.975 + 0.075 \frac{B}{H} \right) \quad 4.24$$

Donde

ζ_1 es el coeficiente de pérdidas a un número de Reynolds de 10^5 :

B: espesor del rotor [cm]

H: altura del álabe [cm]

La siguiente corrección se lleva a cabo cuando el número de Reynolds es diferente a 10^5 , para este trabajo el cálculo del número de Reynolds se basa en la velocidad de salida C_2 y en el diámetro hidráulico D_h de la sección. El modelo matemático para el número de Reynolds es:

$$Re = \frac{\rho_2 C_2 D_h}{\mu} \quad 4.25$$

Donde,

$$D_h = 2sH \frac{\cos \alpha_2}{s \cos \alpha_2 + H} \quad 4.26$$

La corrección por el número de Reynolds es:

$$\zeta_2 = \left(\frac{10^5}{Re} \right)^{1/4} \zeta_1 \quad 4.27$$

Los modelos matemáticos mencionados a lo largo de la presente sección constituyen la base para la elección y justificación del punto de diseño de la microturbina de vapor, en líneas siguientes se mostrarán los valores obtenidos del empleo de los modelos matemáticos y se llegará a los datos geométricos de la geometría primitiva del rotor de la microturbina.



Obtención del punto de diseño para la microturbina de vapor

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

Una vez determinada la geometría de las toberas se procede a realizar el estudio termodinámico elemental del dispositivo, empleando los modelos matemáticos descritos con anterioridad, 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 20,000[r.p.m.]

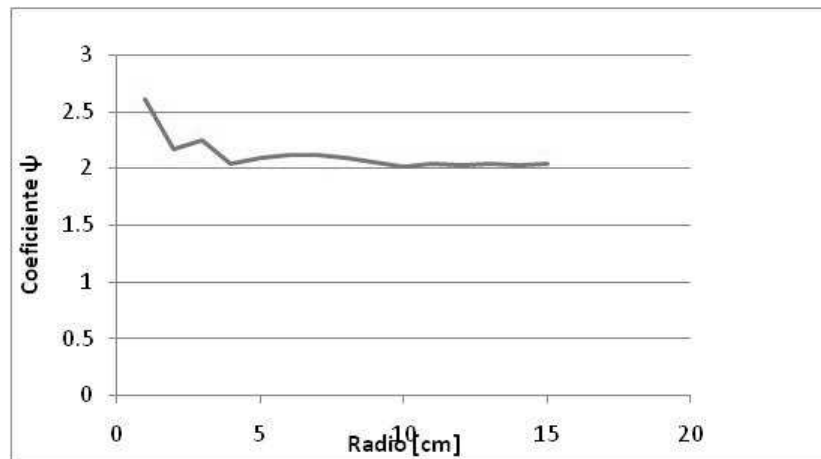


Fig. 4.11 Radio medio rotor vs Coeficiente de carga por etapa

En la “Fig. 4.11” 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 [43] indica que el procedimiento utilizado fue adecuado ya que es éste un valor característico de las turbinas de acción. La justificación de la obtención de este valor en el coeficiente de carga se encuentra en la siguiente expresión:

$$R = \frac{\phi}{2} (\tan \beta_3 - \tan \beta_2) = 1 - \frac{\psi}{2} \quad 4.28$$

De la ecuación anterior observamos que si deseamos fijar el valor del grado de reacción en 0, el coeficiente de carga por etapa se deberá fijar en “2”

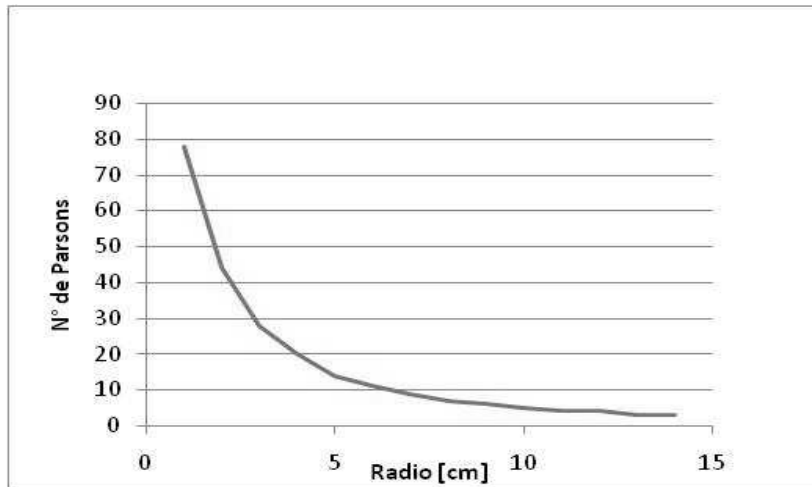


Fig. 4.12 Radio medio rotor vs Número de Parsons

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 [44]. En nuestro grafico podemos observar que este parámetro se comporta de manera inversamente proporcional al radio del Rotor, es decir el número de etapas se reduce a medida que aumentamos el diámetro.

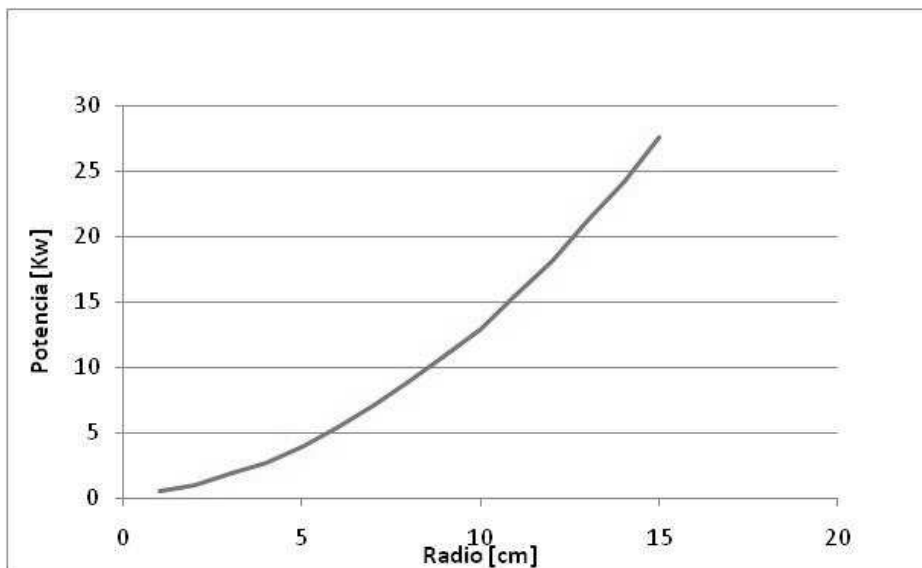


Fig. 4.13 Radio medio rotor vs Potencia



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



La "Fig. 4.13" 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.

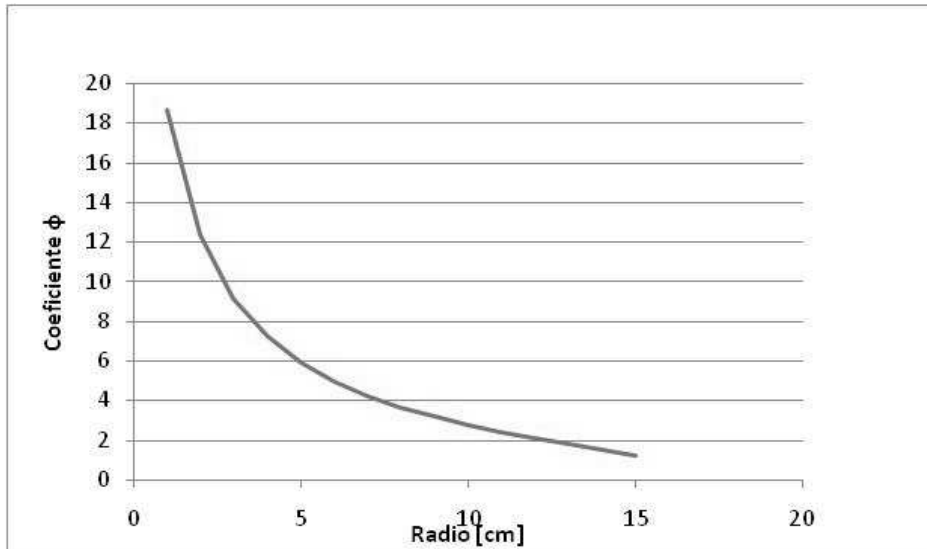


Fig. 4.14 Radio medio rotor vs Coeficiente de Flujo

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

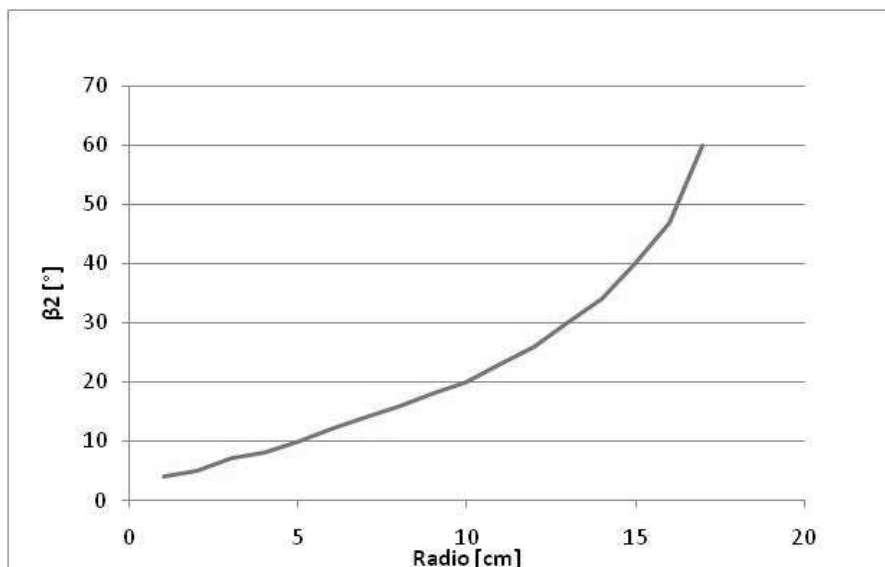


Fig. 4.15 Radio medio rotor vs Ángulo del álabe



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



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 “ ψ ” y “ ϕ ”. 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.

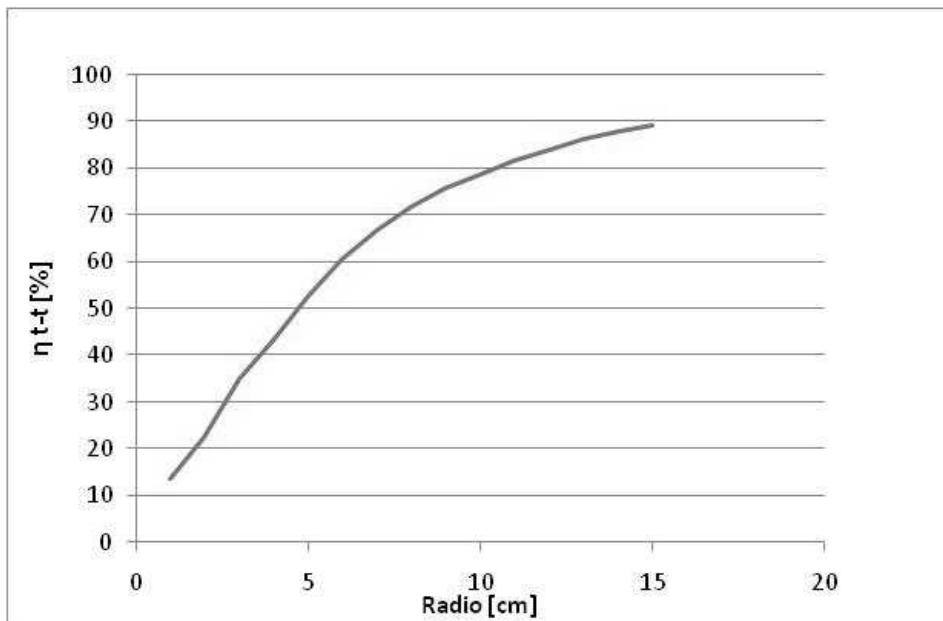


Fig. 4.16 Radio medio rotor vs Eficiencia Total-total

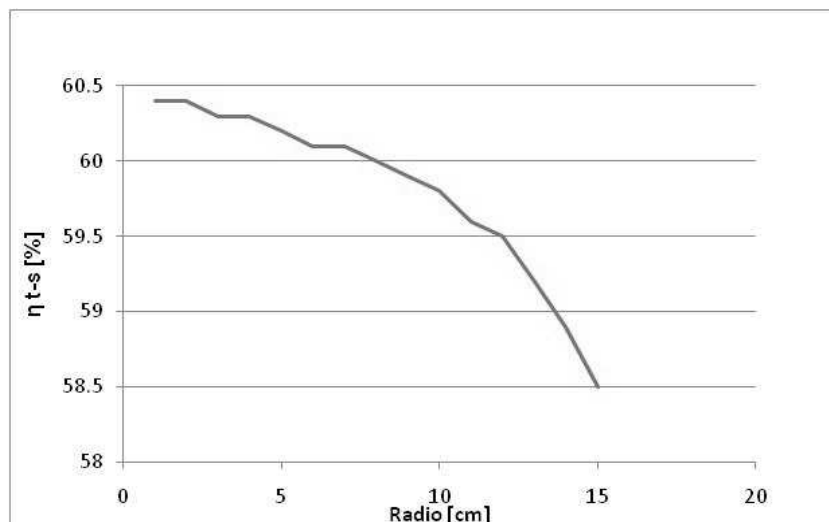


Fig. 4.17 Radio medio rotor vs Eficiencia Total-Estática



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



De las “Figuras 4.16 y 4.17”, 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:

Valores obtenidos para el punto de diseño	
Radio [cm]	15
Ψ	2.0
Potencia [kW]	0.75
Parsons	3
Φ	1.5
β [°]	34
η Total-total %	90.1
η Total-estatica %	60.3
Espesor Rotor [cm]	2
Espaciamiento álabes [cm]	1.7
Altura álabes[cm]	1

Tabla 4.2 Valores obtenidos para el punto de diseño

Es importante señalar que la elección de la velocidad angular del dispositivo impacta en las dimensiones del rotor de la turbina, para aclarar esto se empleará el modelo matemático del trabajo específico desarrollado por la turbina en función de las velocidades en el rotor:

$$\Delta W = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = U(C_{y2} + C_{y3}) \quad 4.29$$

Una manera para que el trabajo específico desarrollado por dos turbinas sea el mismo, es que los valores numéricos de las variables también lo sean. Para el tamaño de una turbina es de especial interés la velocidad de rotación U, la cual podemos expresar en términos de



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



$$U = \omega * r \quad 4.30$$

Donde

ω : *velocidad angular* [rad/s]

r : *radio medio del rotor* [m]

Entonces, para conservar el valor de diseño de la velocidad de rotación, si se reduce la velocidad angular debe aumentar el radio del rotor, si se aumenta la velocidad angular el radio medio del rotor debe reducirse. Por ejemplo, si la velocidad de rotación de diseño es $U=314.16$ [m/s] y la velocidad angular es 376.99 [rad/s] que corresponde a una frecuencia de 3600 [rpm], el radio medio del rotor es de 83.3 [cm] es decir un diámetro medio de 1.66 [m], además de esto pueden considerarse las implicaciones del momento angular, por estas razones y por requerimientos de diseño, se ha elegido un tamaño compacto del dispositivo



5 Diseño de Detalle del Rotor

En esta sección se hará especial énfasis en el diseño del perfil del álabe, se comenzará por definir los requerimientos y funciones de los álabes, la describirá terminología empleada para el diseño y manufactura de los álabes; finalmente se determinarán las cargas aerodinámicas

Consideraciones mecánicas para el diseño de los álabes móviles

Los componentes rotativos de la turbina, abarcan principalmente el rotor y el eje de rotación. La potencia desarrollada por la turbina es generada en los álabes del rotor, donde se aprovecha la energía cinética contenida en el chorro de vapor, la cual, por la forma aerodinámica del álabe, produce un empuje sobre el mismo. El empuje es transmitido por los álabes hacia el eje de rotación y del eje de rotación hacia los otros componentes (bombas, generadores u otros dispositivos mecánicos).

Los álabes están conformados por 2 partes principales:

El álabe que es diseñado y colocado de tal forma que se forma un canal entre los álabes, en el cual el fluido se expande, o en el caso de un perfil de impulso puro, a través del cual el vapor transita, es aquí donde se transmite la mayor cantidad de energía cinética.

La raíz que es diseñada para sujetar el álabe al rotor, para mantener la posición relativa adecuada entre los álabes adyacentes y para transmitir las fuerzas del rotor hacia el eje de rotación.

Estas dos partes de la turbina se definen ingenierilmente por la forma, acabado superficial, proceso de manufactura y tolerancias, para realizar las especificaciones adecuadas de estas dos partes principales deben tomarse en cuenta, entre otros, los siguientes aspectos:

La posición relativa entre el álabe y la raíz

Este aspecto se refiere a la colocación del álabe con respecto de la superficie donde se encuentra la raíz, en términos de la posición axial, la posición tangencial y del ángulo de ataque del álabe

Tipo de material a emplearse

El material del álabe debe cumplir con la composición química, las propiedades mecánicas, tratamientos térmicos y la estructura microscópica deseada para poder utilizar el dispositivo por prolongados tiempos de operación.

Detalles de la hilera de agujeros

Si se produce una hilera de agujeros en el álabe, esto representa una discontinuidad y una fuente potencial de daño lo que produce muchas veces el agrietamiento de los álabes. Es importante que los agujeros producidos cumplan los siguientes puntos:

- Acabado superficial que no induzca a la concentración de esfuerzos
- Una mezcla entre la superficie del agujero y el álabe que no genere esfuerzos excesivos ni vibración en el álabe cuando el vapor transite a sus alrededores.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



- Alineamiento de los agujeros de forma radial y axial.

Requerimientos de Espesor

La forma, extensión y espesor de los segmentos adelgazados del perfil debe mantenerse en los valores de diseño

Requerimientos de un escudo contra la erosión

Los escudos para la erosión se encuentran frecuentemente unidos a la superficie de succión en el borde de entrada a los álabes que operan en una región de mezcla. Estos escudos son unidos normalmente por un cordón de soldadura, pero algunos fabricantes emplean el endurecimiento térmico en las áreas donde el álabe se encontrará expuesto a la erosión.

Terminología del álabe

Existe una gran variedad de formas utilizadas para describir y definir álabes. El problema en la discusión de álabes se debe a que los términos utilizados por un fabricante, no coinciden generalmente con los de otro. A continuación se definen los términos utilizados en la presente sección:

Aspas

Son el componente total y comprenden la raíz, el álabe y otros accesorios del dispositivo que son maquinados como una parte del total.

Álabe

El álabe es la porción aerodinámica que se extiende desde el bloque de la raíz hasta la punta del elemento. Para álabes móviles, la punta corresponde al diámetro mayor del perfil aerodinámico y para álabes fijos corresponde al diámetro menor.

Perfil

El perfil es la forma o sección transversal del perfil aerodinámico. Esta forma puede mantenerse constante a lo largo de los álabes de altura radial (álabes cilíndricos) o puede cambiar de sección a sección para adaptarse al cambio de las condiciones del vapor (álabes de torbellino).

Plataforma de la Raíz

Es la porción del bloque de la raíz que se encuentra entre el álabe y los empotramientos de la raíz que conduce a las superficies de carga.

Raíz

Es la porción por debajo del álabe y la plataforma que contiene los puntos de transferencia de carga del rotor hacia el eje de rotación.



Fig. 5.1 Terminología del álabe

Diseño bidimensional de perfiles de álabes

Con excepción del perfil de placa plana, el cual no es muy utilizado en la actualidad, el perfil más simple para diseñar y con posibilidades de ser manufacturado es aquel que requiere un ancho constante del pasaje de expansión a lo largo de toda su altura radial.

Las características necesarias para la obtención de la forma del perfil son las obtenidas en el capítulo anterior y a continuación se detallará el procedimiento para la obtención de la forma de algunos tipos de perfil de álabes

Determinación del perfil

Los perfiles para cualquier tipo de álabe pueden ser definidos de múltiples formas, por ejemplo: construcción geométrica y construcción por cálculos. Los métodos que se expondrán en la presente sección, pueden ser considerados como no exhaustivos, pero proporcionan una clara información acerca de los métodos disponibles para el diseñador y que son empleados en la industria. A continuación se describirán dos tipos de perfiles.

Perfil de impulso con apertura constante del canal de expansión

Se considerará el método para la obtención del perfil de impulso más sencillo. Esto es aquel que proporciona una apertura constante del canal de expansión. Para ilustrar este método, se asume un canal que requiere un ángulo de entrada β_2 y un ángulo de descarga β_3 , estos ángulos se hallaron con la metodología expuesta en el cuarto capítulo del presente trabajo.

Para determinar tal perfil se dibujan dos radios "R1" y "R2", estos radios poseen un centro común "K". Los dos arcos producen un pasaje de apertura constante. La diferencia entre estos dos radios "R1" y "R2" es igual al valor de la garganta "O". Para lograr los ángulos de entrada y salida, el arco de radio más pequeño "R2" posee dos líneas tangenciales dibujadas desde el círculo hasta el tamaño del espesor del álabe, dichas líneas poseen un ángulo β_2 en la entrada del álabe y un ángulo β_3 a la salida. Estos pares de líneas y arcos, definen un pasaje que cumple con los requerimientos termodinámicos obtenidos del análisis termodinámico del dispositivo.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



Para determinar el perfil requerido que proporcione un determinado canal de expansión, es necesario desplazar el centro del arco con radio mayor, el valor de esta distancia de desplazamiento es el valor del paso "P" entre álabes. El resultado de todo lo anterior es el perfil rudimentario con espesor "B".

Para completar la construcción de este perfil se pueden requerir ciertos refinamientos para asegurar que las condiciones de operación se encuentren en rangos aceptables, dicho refinamiento puede incluir incrementar la longitud de la cola del álabe una pequeña distancia "a" que se mide desde el punto final del arco. Una ventaja de este incremento aparece cuando este perfil se emplea en un álabe cilíndrico, donde el paso aumenta con la altura del álabe y el pequeño incremento "a" ayuda a contener una porción de la descarga de la sección recta de la superficie de succión. Otro refinamiento se refiere a redondear el borde de la entrada al álabe.

Normalmente es necesario organizar los arcos R1 y R2 de tal forma que el espesor de la cola de descarga posea un valor suficiente de espesor "b", que pueda resistir las fuerzas inducidas en el álabe debidas a su masa durante el movimiento de rotación y adicionalmente debe resistir las fuerzas inducidas por el cambio en la cantidad de movimiento del vapor que transita alrededor del perfil aerodinámico.

El perfil que proporciona una apertura constante del pasaje de expansión, es relativamente simple de diseñar, este perfil puede ser manufacturado con relativa facilidad y un mínimo costo si el mismo perfil puede emplearse a lo largo de toda la altura radial del álabe. Al emplear un perfil de este tipo se violan en ambas superficies ciertos requerimientos del flujo de vapor, debido a la existencia de zonas de transición entre los arcos y las líneas tangentes

Las desviaciones de los requerimientos teóricos, que se obtienen al emplear este perfil pueden provocar el desprendimiento de la capa límite en los puntos de transición, lo que se puede traducir en pérdidas; sin embargo, este tipo de perfiles constituyen una opción económica y mecánicamente atractiva porque se obtienen rendimientos aceptables y la manufactura resulta sencilla al compararlos con perfiles más sofisticados. El uso principal de este tipo de álabes se localiza en elementos expuestos a fuertes cargas de trabajo y expuestas a deterioros mecánicos, esto debido a que las pérdidas provocadas por el deterioro mecánico son considerablemente mayores a las ocasionadas por el desprendimiento de la capa límite.

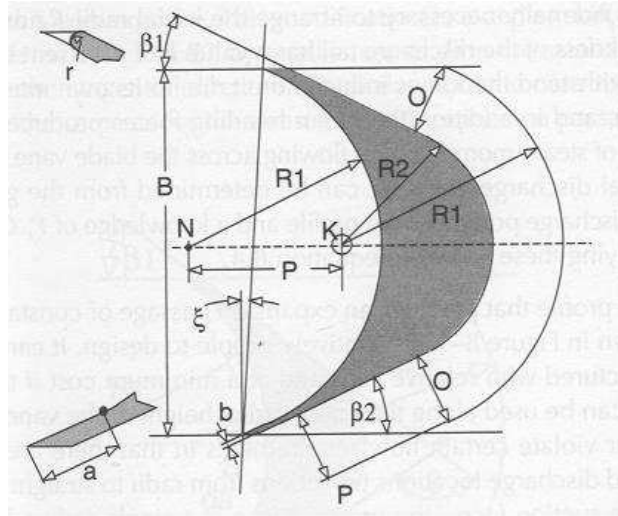


Fig. 5.2 Álabes con apertura constante del canal de expansión [45]

Perfil de impulso con pequeña convergencia en el canal de expansión

El perfil de álabes anteriormente descrito puede ser fácilmente modificado mediante simples cambios a su diseño original para producir un perfil de álabes que proporcione un pasaje de expansión con forma convergente. La modificación se lleva a cabo desplazando el centro del arco con diámetro menor "R2", desde el punto "J" hasta el punto "K", este desplazamiento se realiza con pequeñas cantidades de longitud en la dirección axial "da" y en la dirección tangencial "dt". El procedimiento para la construcción de este tipo de perfil es básicamente el mismo que para el perfil con apertura constante del pasaje de expansión.

Las cantidades más adecuadas para el desplazamiento del centro del arco "R2" son normalmente determinadas por un proceso de prueba y error, el diseño debe ser comprobado para garantizar que la divergencia del perfil es evitada. Debido al cambio de centro puede obtenerse una nariz de entrada más delgada. Este cambio puede resolverse realizando un redondeo en la nariz o con algunos otros ajustes menores.

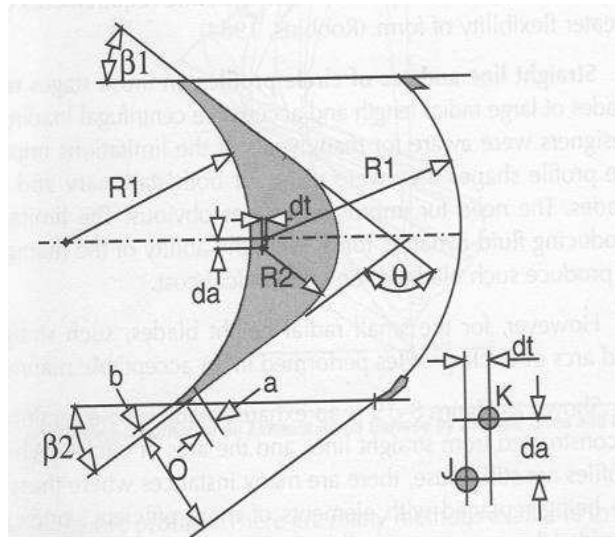


Fig. 5.3 Perfil de impulso con pequeña convergencia en el canal de expansión [46].

Esfuerzos de operación en el álabe

Los esfuerzos inducidos en los álabes móviles de una turbina se deben a las cargas centrífugas originadas por el movimiento de rotación. Existen muchos otros momentos de flexión que resultan de la expansión del vapor alrededor de los álabes, estos esfuerzos pueden ser amplificados debido a irregularidades en el flujo. Estas irregularidades aumentan la dificultad del análisis de esfuerzos totales, ya que dichos esfuerzos tienen una naturaleza impredecible que conduce a una cuantificación con poca exactitud de las magnitudes de los mismos. Otras formas de esfuerzos por flexión son introducidos debido a los efectos de la flexión centrífuga y a los álabes sin torsión. Estos últimos esfuerzos adquieren importancia sólo en álabes de gran longitud, en este tipo de etapas se debe realizar un cuidadosos análisis de los mismos y deben ser tomados en cuenta.

Adicionalmente a los esfuerzos de flexión y los esfuerzos centrífugos existe un tipo adicional de esfuerzos introducido como consecuencia de los cambios de temperatura en el vapor que fluye a través de los álabes. Estos esfuerzos térmicos transitorios se encuentran en función de la manera en que la planta es operada y el diseñador no tiene control sobre ellos. En este sentido el diseñador sólo puede hacer recomendaciones acerca de la forma en que el dispositivo puede y debe ser operado. La magnitud de estos esfuerzos térmicos es dependiente de la razón de cambio de la temperatura y de la habilidad del material del álabe de transmitir calor de la superficie al interior del mismo.

El procedimiento de diseño utilizado por la mayoría de los fabricantes es realizar el análisis de esfuerzos mediante procedimientos matemáticos sencillos que toman en cuenta las dimensiones de la geometría del álabe. Estos métodos son aplicados a álabes de altura radial pequeña y se asume que los esfuerzos inducidos a lo largo del resto del álabe son relativamente iguales a los obtenidos para alturas pequeñas. Los métodos de diseño modernos implican el uso de técnicas numéricas para el análisis de esfuerzos, un ejemplo de estos métodos numéricos es el Elemento



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



finito (FEA por sus siglas en inglés), sin embargo, el uso de esta herramienta no elimina la realización de un procedimiento sencillo para la obtención de los datos duros que se introducirán al programa.

En caso de que el diseño de álabes propuesto o que el nivel de esfuerzos determinado por una metodología simple deje lugar a dudar acerca de la viabilidad del diseño, el diseñador puede elegir entre modificar el perfil propuesto o emprender un análisis más extenso utilizando técnicas avanzadas de diseño, como son los métodos computacionales.

Antes de finalizar el diseño es necesario analizar la capacidad de éste para resistir los tipos de esfuerzos, a los cuales se encontrará expuesto el elemento durante la operación. Estos esfuerzos son predecibles y es por ello que su magnitud puede ser determinada; son los esfuerzos impredecibles aquellos que normalmente ocasionan los problemas de operación y dan origen a la necesidad de reemplazar piezas. Algunos de los esfuerzos que deben considerarse en el diseño de álabes son:

Esfuerzos centrífugos directos

Los esfuerzos centrífugos directos que se producen en cada sección transversal del álabes son consecuencia de la carga centrífuga de cada sección. Esto es la fuerza centrífuga producida por la masa del álabes. Es posible considerar también la masa de algunos accesorios.

Para los tipos básicos de álabes, estos esfuerzos pueden calcularse con una precisión aceptable mediante cálculos realizados a partir de modelos matemáticos fundamentales de la mecánica de sólidos.

Esfuerzos de flexión por vapor

El cambio en la cantidad de movimiento del vapor cuando este transita alrededor de los álabes produce un empuje sobre estos últimos. Este empuje es positivo sobre la superficie de presión y puede descomponerse en dos componentes, una en la dirección axial y otra en la dirección tangencial, estas componentes inducen un esfuerzo de flexión en cada sección por encima de la raíz, lo que produce un esfuerzo de flexión desarrollado a lo largo de la longitud del álabes y que tiene un máximo en la sección correspondiente a la raíz.

Efectos de la presión en la flexión

Además del cambio de momentum en el vapor que pasa a través de los álabes, existe un efecto de flexión adicional producido por la diferencial de presión que se presenta en el rotor de la turbina. Esta diferencial de presión resulta del efecto de cada expansión de presión o reacción en el canal del álabes. Este momento de flexión se presenta en la dirección axial.

Esfuerzos Térmicos

Los esfuerzos Térmicos inducidos en el álabes son consecuencia de la operación normal y la operación transitoria. Estos esfuerzos ocurren debido a la diferencia de temperaturas que se presenta en todo el elemento, luego entonces, estos esfuerzos son mayores cuando el cambio en la temperatura es rápido y diferentes partes del elemento se expanden y se contraen a diferentes

razones. La diferencia entre las expansiones y contracciones de los diferentes elementos, ocasionan tensión interna en el álabe, la cual produce los esfuerzos. La magnitud de estos esfuerzos depende mayormente de la tensión interna que a su vez depende de la variación de la temperatura.

Determinación de Fuerzas

En el análisis que se presenta a continuación el fluido es asumido como incompresible y el flujo se asume estable. La suposición de flujo estable es válida para una columna aislada de álbes, pero en una turbina, el movimiento relativo entre las columnas de álbes sucesivas proporcionan efectos por los cuales el flujo puede considerarse inestable. Así también, la suposición de flujo incompresible se debe a que la mayoría de las pruebas se llevan a cabo a bajos números de Mach, donde los efectos de la compresibilidad son despreciables. Existe un gran número de técnicas disponibles para correlacionar los efectos compresibles e incompresibles

Una porción de una cascada aislada de álbes se muestra en la Fig. 5.5. Las fuerzas X y Y son aplicadas por unidad de profundidad desde el álabe hacia el fluido, estas fuerzas son poseen la misma magnitud y sentido opuesto a las fuerzas aplicadas desde el fluido al álabe por unidad de superficie. Se muestra una superficie de control, se determinan las fronteras aguas arriba y aguas abajo del perfil, las fronteras de la superficie de control coinciden con las líneas medias del vapor.

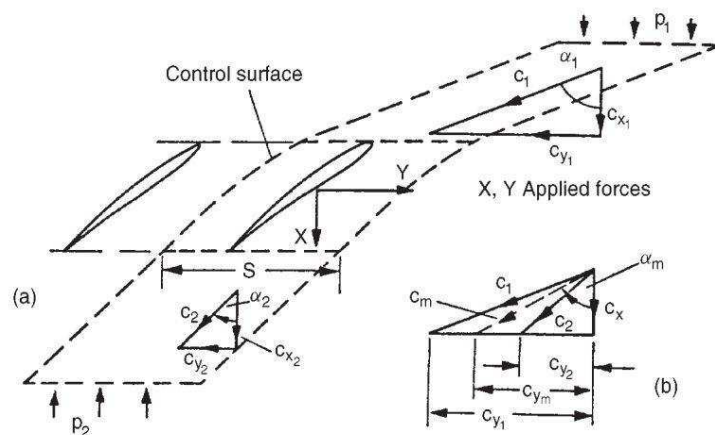


Fig. 5.4 Fuerzas y velocidades en una cascada de álbes

Aplicando el principio de continuidad por unidad de profundidad y tomando en cuenta las suposiciones antes mencionadas se tiene que:

$$C_1 \cos \alpha_1 = C_2 \cos \alpha_2 = C_x \quad 5.1$$

Si se aplica la ecuación de Momentum en las direcciones x y y, tomando en cuenta una velocidad axial constante se obtiene que:

$$X = (p_2 - p_1)s \quad 5.2$$

$$Y = \rho s C_x (C_{y1} - C_{y2}) \quad 5.3$$

Las ecuaciones anteriores son completamente válidas para un flujo que toma en cuenta las pérdidas de presión en la cascada.

Arrastre y sustentación

Si se define la velocidad media “ C_m ” como:

$$C_m = \frac{C_x}{\cos \alpha_m} \quad 5.4$$

Y se define “ α_m ” como:

$$\tan \alpha_m = \frac{1}{2} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \quad 5.5$$

Considerando una profundidad de la cascada de álabes igual a la unidad, una fuerza sustentadora “L” actúa en la dirección perpendicular a la velocidad “ C_m ”, una fuerza de arrastre “D” actúa en dirección paralela a “ C_m ”. La siguiente figura muestra las fuerzas L y D como las fuerzas de reacción ejercidas por el álabe sobre el fluido.

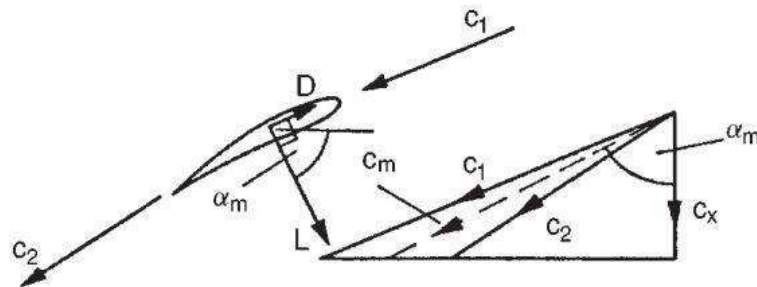


Fig. 5.5 fuerzas de arrastre y sustentación ejercidas sobre un álabe

Los resultados experimentales se expresan frecuentemente en términos de la sustentación y el arrastre ya que tienen un mejor uso que cuando se expresan en términos de las fuerzas axial y tangencial. Las fuerzas de arrastre y sustentación pueden expresarse como:

$$L = X \sin \alpha_m + Y \cos \alpha_m \quad 5.6$$

$$D = Y \sin \alpha_m - X \cos \alpha_m \quad 5.7$$

Resultados



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



En la presente sección se mostrarán los perfiles para el álabe generados a partir de los datos obtenidos en el capítulo anterior, el perfil seleccionado fue el de apertura constante del canal de expansión debido a sus ventajas de manufactura. Para generar los perfiles se determinó el número de álabes y el espesor de álabe mediante las siguientes ecuaciones:

$$N^{\circ} \text{ álabes} = \frac{\pi * D_m}{s} \quad 5.8$$

$$t_{max} = 0.2 l \quad 5.9$$

Donde:

t_{max} : espesor máximo del álabe

l : longitud del álabe

La longitud del álabe la determinamos con el diámetro del arco "R1" el cual tiene en nuestro diseño un valor de 4 [cm], el ángulo de apertura del arco es de 60[°], equivalente a una sexta parte de una revolución, por lo tanto:

$$l = \pi * D / 6 \quad 5.10$$

Esfuerzos de flexión

Es importante mencionar que por definición, un esfuerzo es una fuerza aplicada por unidad de superficie, para el cálculo planteado en este trabajo las fuerzas de arrastre y sustentación se deben únicamente a la fuerza "Y", pues en una turbina pura de impulso, no hay cambio de presión a lo largo del rotor, por ello el valor de "X" es igual a 0. El valor el Esfuerzo de Flexión lo obtenemos mediante la siguiente ecuación.

$$\tau = \frac{L}{A_{\text{álabe}}} \quad 5.11$$

Donde

$$A_{\text{álabe}} = l * H \quad 5.12$$

l es la longitud del álabe y H es su altura

La siguiente tabla resume los resultados obtenidos y las imágenes posteriores muestran parte del trabajo realizado, los datos contenidos en ella se obtuvieron a partir de Hojas de cálculo Dinámicas realizadas por el autor.

Datos para la construcción de la geometría primitiva del rotor	
Radio Arco "R1" [cm]	2
Radio Arco "R2" [cm]	0.98
Ángulo Entrada [°]	34
Ángulo de Salida [°]	34
Espaciamento entre álabes [cm]	1.7
Longitud de la cuerda	2.09
Altura del álabe [cm]	1
Espesor del álabe [cm]	0.42
Fuerza X [N]	0
Fuerza Y [N]	371
Fuerza de Arrastre D [N]	207.67
Fuerza de Sustentación L [N]	307.9
Esfuerzo de Flexión [Mpa]	1.47
Numero de álabes	56
Garganta [cm]	1.02

Tabla 5.1 Resumen de resultados diseño de detalle del rotor

De los datos mostrados en la tabla anterior, el radio del arco "R1", la altura del álabe son datos propuestos, los demás derivan del empleo de los modelos matemáticos expuestos en los capítulos 4 y 5 del presente trabajo. La altura del álabe fue elegida con base en las dimensiones de las toberas propuestas para esta turbina en la referencia [41]. Para el radio del arco "R1", se buscó una línea curva suave que cumpliera con el espesor del rotor, el espesor fue seleccionado de 2 [cm] debido a que existen placas comerciales de aluminio y acero cuyos valores nominales se encuentran cerca de este valor.

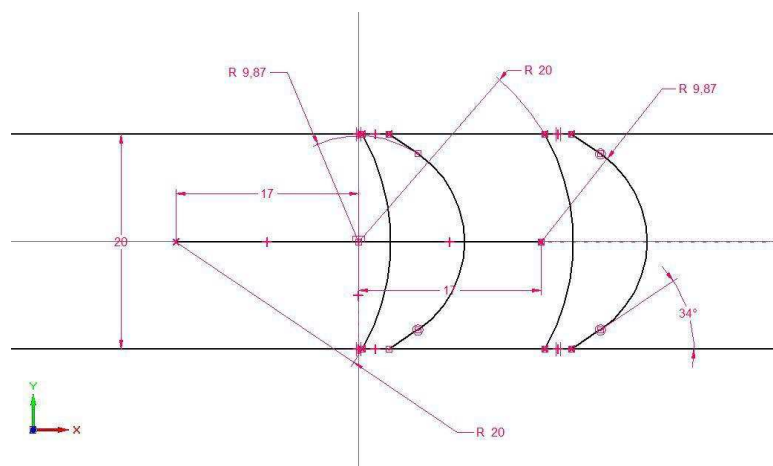


Fig. 5.6 Esquema de la construcción del perfil aerodinámico.

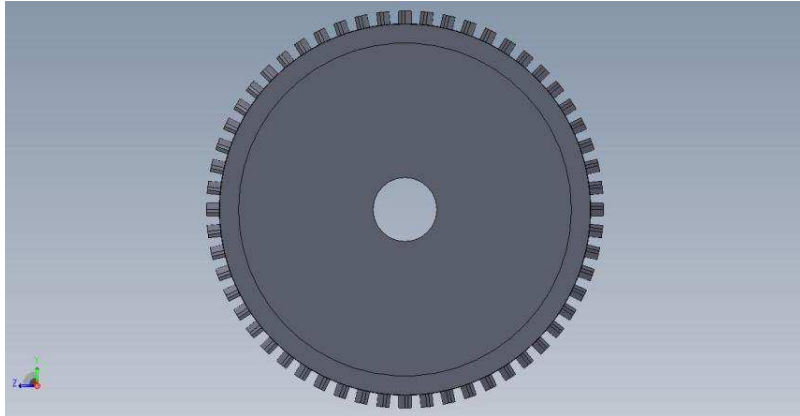


Fig. 5.7 Vista Frontal de la geometría primitiva del Rotor

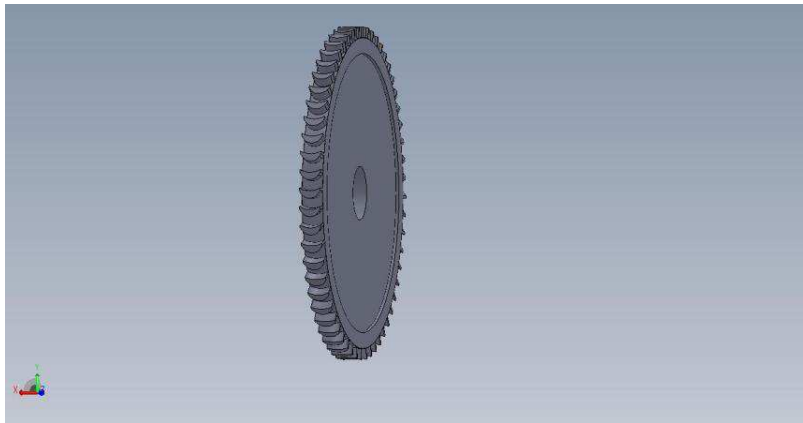


Fig. 5.8 Vista en Tercera dimensión de la geometría primitiva del Rotor



6 Conclusiones

En el presente trabajo se propone una metodología básica, que permite obtener el punto de diseño y la geometría primitiva del Rotor de una microturbina de vapor, con ello se presentan las bases para el desarrollo tecnológico de este tipo de dispositivos. Los resultados fueron obtenidos a partir de hojas de cálculo desarrolladas por el autor, para que a partir de simples cambios en las variables, ya sea del ciclo termodinámico o del diseño de la turbina, se observaran los cambios en la geometría del elemento.

Las conclusiones que derivan de la realización del presente trabajo son:

- Del objetivo general del éste trabajo se puede concluir que el análisis termodinámico de la turbina se llevó a cabo satisfactoriamente, se cuantificó la eficiencia del dispositivo y se observó la relación entre ésta y las variables geométricas del rotor, esto se realizó mediante el empleo de los modelos matemáticos del capítulo 4.
- Con base en los valores de los conceptos básicos termodinámicos de la turbina fue seleccionado 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 valor de eficiencia es superior al 80%, con ello respetamos el criterio de diseño por eficiencia tomado para realizar éste trabajo.
- El valor de diámetro medio podría reducirse si se opta por el diseño de una turbina de múltiples etapas; para efectos de este trabajo, por facilidad de manufactura y aumento en el costo de producción del dispositivo, el diseño de una turbina de vapor de múltiples etapas fue descartado.
- Se debe obtener un diseño aerodinámico para el perfil de los álabes, para reducir las pérdidas.
- Es necesaria la vinculación con personal de centros especializados en el desarrollo de Turbomaquinaria, para verificar la validez de los resultados obtenidos, ya que este trabajo parte de la idea de que la teoría y correlaciones que se aplican a las grandes Turbinas pueden aplicarse también a las microturbinas.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



Trabajo Futuro

- Evaluar la viabilidad de validación mediante análisis CFD y de ser necesario, realizar las modificaciones pertinentes en la geometría del sistema de transformación de energía.
- Obtener el análisis de esfuerzos para los parámetros geométricos seleccionados y así poder realizar la selección de materiales. Aunque en el presente trabajo se muestra un método simple para la obtención de las cargas aerodinámicas, por la velocidad de rotación del dispositivo los esfuerzos centrífugos del mismo deberán ser estudiados con especial cuidado.
- Diseñar y/o seleccionar los demás sistemas involucrados en una turbina de vapor como son: Rodamientos, Sistema de Lubricación, Sistemas de Control, entre otros.
- Obtener un prototipo para la comprobación experimental
- Continuar con el desarrollo de Tecnología Mexicana para el aprovechamiento de energías renovables y remanentes energéticos



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



Referencias

- [1] C. Condie Kent. Earth as an evolving planetary system. El sevier Academic Press. London 2005
- [2] H. Dickson Mary& Fanelli Mario. ¿Qué es la energía Geotérmica?. Istituto di Geoscienze e Georisorse,CNR,Italia.
- [3 -8] Llopis Trillo Guillermo & Rodrigo Angulo Vicente. Guía de la Energía Geotérmica. Madrid, España.
- [9] <http://egec.info/about/#about> geothermal
- [10] H Christopher & H Armstead. Energía Geotérmica. Noriega Editores, México 1989.
- [11]] H. Dickson Mary& Fanelli Mario. ¿Qué es la energía Geotérmica?. Istituto di Geoscienze e Georisorse,CNR,Italia.
- [12] Quijano León José Luis. Manual de Geotermia. 2007
- [13-14] H Christopher & H Armstead. Energía Geotérmica. Noriega Editores, México 1989.
- [15] DiPippo Ronald. Geothermal Power Plants. BH.
- [16] Johnson Maria. Advanced Power Cycles with Mixtures as the Working Fluid.Doctoral Thesis.Royal Institut of technology, Stockolm, Suecia 2003.
- [17] DiPippo Ronald. Geothermal Power Plants. BH.
- [18] 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, 2008
- [19-21] <http://www.CFE.gob.mx>
- [22] <http://www.geotermia.org.mx/geotermia>
- [23] 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, 2008
- [24] IMPULSA IV
- [25] Sadik Kakac & Honglan Liu. Heat Exchangers: selection, rating and Thermal Design. 2nd Edición. CRC Press LLC 2002.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica



- [26] D. Saury, S. Hardmand, Msiroux. Experimental study of flash evaporation of a water film. EL SEVIER 2001.
- [27] Gene E. Kouba, Ovadia Shoham & Siamack Shirazi. Design and performance of gas liquid cylindrical cyclones separators. BHR Group 7 th International Conference 1995.
- [28] <http://www.energy.qld.gov.au/electricity/infosite/index.htm>.
- [29] 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, 2008
- [30] IMPULSA IV
- [31] <http://www.infinityturbine.com/presentation/IT10.html>.
- [32] <http://www.greenturbine.eu/en/home.php>.
- [33] Mataix Claudio. Turbomáquinas Térmicas. Inversiones Editoriales Dossat 2000.
- [34] Heinz P. Bloch & Murari P. Singh. Steam Turbines Design, Applications and Rerating. Mc Graw Hill. 2009 2 da Ed.
- [35] <http://articulos.mem.wikispaces.net/turbina>
- [36] Heinz P. Bloch & Murari P. Singh. Steam Turbines Design, Applications and Rerating. Mc Graw Hill. 2009 2 da Ed.
- [37] Claire Soares, P.E. Microturbines: Applications for distributed energy systems. Butterworth-Heineman. USA. 2007
- [38-40] Dixon S.L. 1998. Fluid Mechanics, Thermodynamics of turbomachinery, Butterworth-Heinemann, Liverpool, UK. Chap IV
- [41] Ramos Campos Inti. Diseño del estator de una microturbina acoplada a un ciclo de generación eléctrica. UNAM 2012. (Tesis para obtener el título de Ingeniero mecánico)
- [42] Dixon S.L. 1998. Fluid Mechanics, Thermodynamics of turbomachinery, Butterworth-Heinemann, Liverpool, UK. Chap
- [43] Sanders W. P. 2004. Turbine Steam Path Mechanical Design and Manufacture, Volumen IIIb. Penn Well Corporation
- [44] Fernandez Diez P. 2008. "Turbinas de vapor", Universidad de Cantabria, Santander, España.



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica

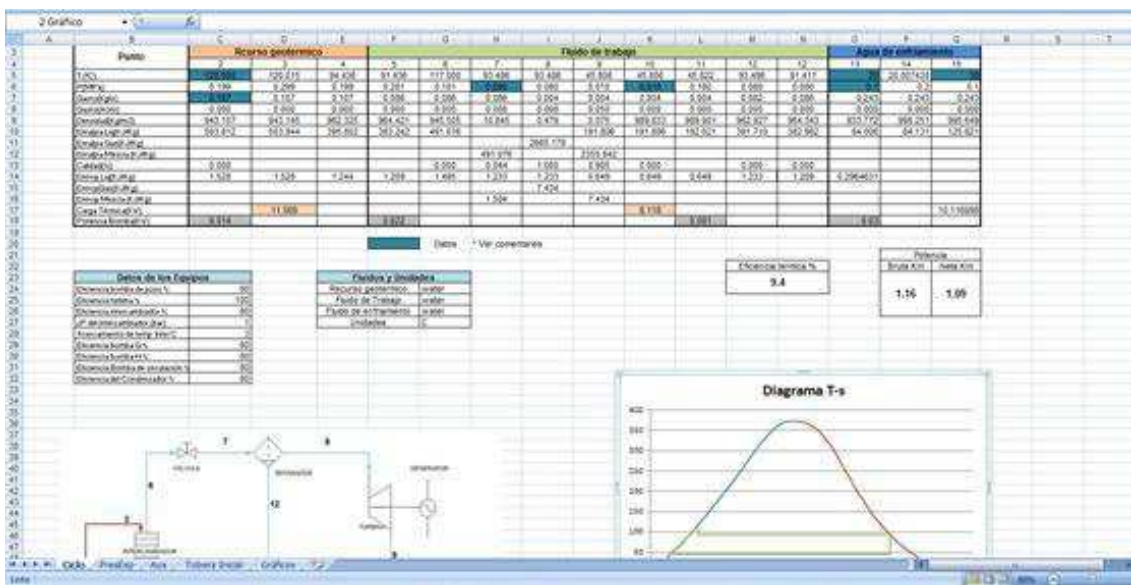


[45-46] Sanders W. P. 2004. Turbine Steam Path Mechanical Design and Manufacture, Volumen IIIb. Penn Well Corporation

ANEXO 1

Hojas de Cálculo

Para cuantificar las propiedades termodinámicas en los puntos del ciclo PWG donde se debe instalar la turbina de altas revoluciones fue necesaria la elaboración de una hoja de cálculo dinámica, la cual tiene como entradas la temperatura y gasto másico del recurso geotérmico y permite evaluar el desempeño termodinámico del ciclo PWG para diferentes condiciones geofísicas. La hoja se realizó empleando las funciones pre-cargadas de EXCEL, utilizando el complemento REFPROP y se complementó con programación en el lenguaje VISUAL BASIC.



Anexo1 Fig.1 Hoja de Cálculo Ciclo Termodinámico

Hoja de Cálculo ciclo Termodinámico PWG

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

- Temperatura del recurso geotérmico
- Gasto másico del recurso Geotérmico
- 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.
- Presión en el condensador (Se definió con base en valores obtenidos de literatura y del análisis de mercado)
- 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



Diseño del Rotor de una Turbina de Altas Revoluciones Acoplada a un Ciclo de Generación Eléctrica

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.

- 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 : Temperatura Aguas arriba + ΔT
- Presión del fluido de trabajo dentro de la torre de enfriamiento. Ésta 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.

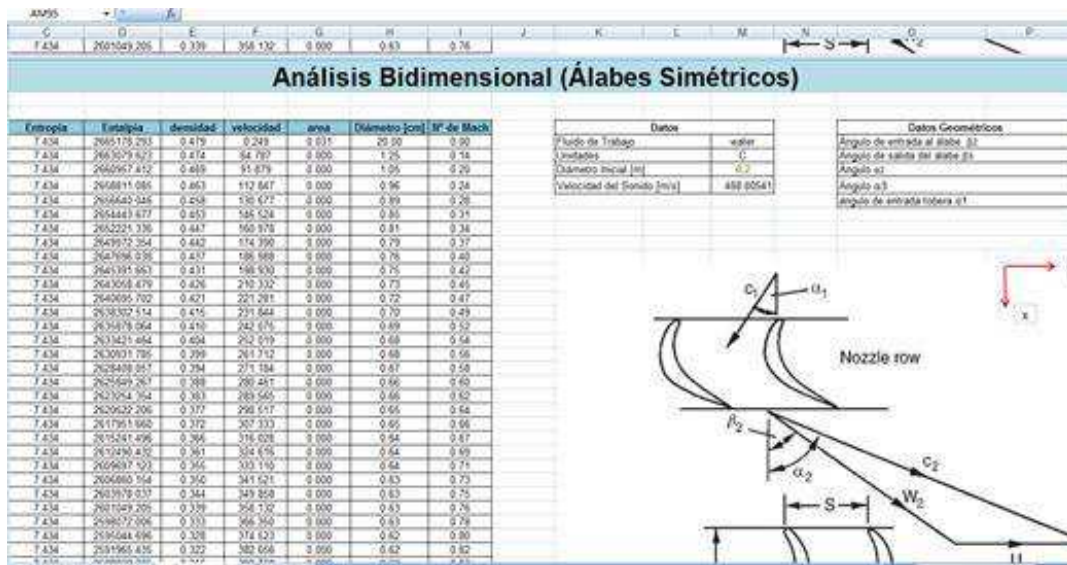
Fluidos y unidades

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.

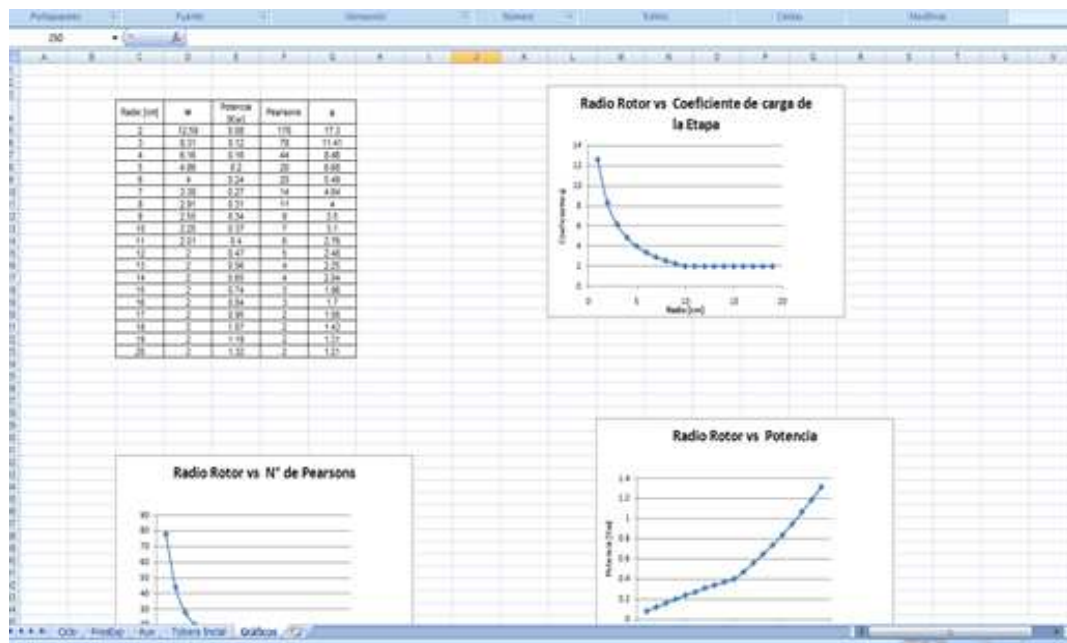
Hoja de cálculo para la selección del punto de diseño de la turbina

En esta hoja de cálculo se introdujeron las ecuaciones para el análisis bidimensional de la Turbina, se utilizó la teoría descrita en los capítulos 4 y 5 de la presente Tesis, al realizar la comprobación de cálculos se observó que al calcular el trabajo específico los resultados eran diferentes cuando se utilizaba el modelo de la diferencia de entalpías de estancamiento y se comparaba con el modelo que tiene al trabajo específico en función de las velocidades de la etapa, sin embargo a medida que se cambiaba el ángulo del perfil de los álabes, estos valores se asemejaban cada vez más hasta ser iguales, así que se realizó la iteración de los ángulos hasta obtener el valor mínimo para el que el trabajo específico era el mismo calculado por diferentes modelos matemáticos y ese valor se tomó como el valor real.

Después se graficaron los resultados obtenidos a partir de la variación del diámetro de la turbina, ya que esta característica impacta fuertemente en todos los parámetros de diseño tomados en cuenta para este trabajo.



Anexo1 Fig.6.2 Hoja de Punto de diseño de la Turbina



Anexo1 Fig.6.3 Gráficos de Resultados



ANEXO 2

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,
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,
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,
Torre de Ingeniería 6º nivel,
Circuito escolar, Ciudad
Universitaria México D.F.

EXPERIMENTAL

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 en específico el rotor y estator, 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 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 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.

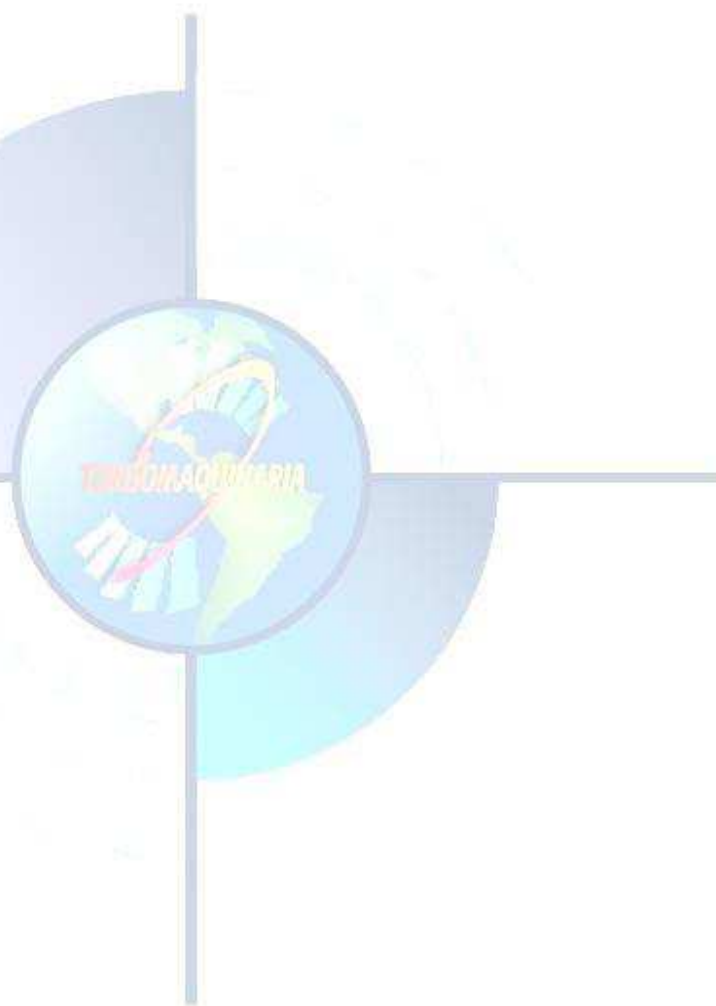


PALABRAS CLAVE

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

NOMENCLATURA

A_n	Área transversal en el punto n
α	Ángulos de velocidad absoluta
β	Ángulos de velocidad relativa
C	Velocidad absoluta
C_n	Velocidad normal en el punto n
η	eficiencia
γ	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
ϕ	Coefficiente de flujo
ψ	Coefficiente de carga por etapa
ρ_n	Densidad en el punto n
s	Entropía
T	Temperatura
U	Velocidad de Rotación
w	Velocidad relativa
W	Trabajo específico
\dot{W}	Potencia
ζ	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".

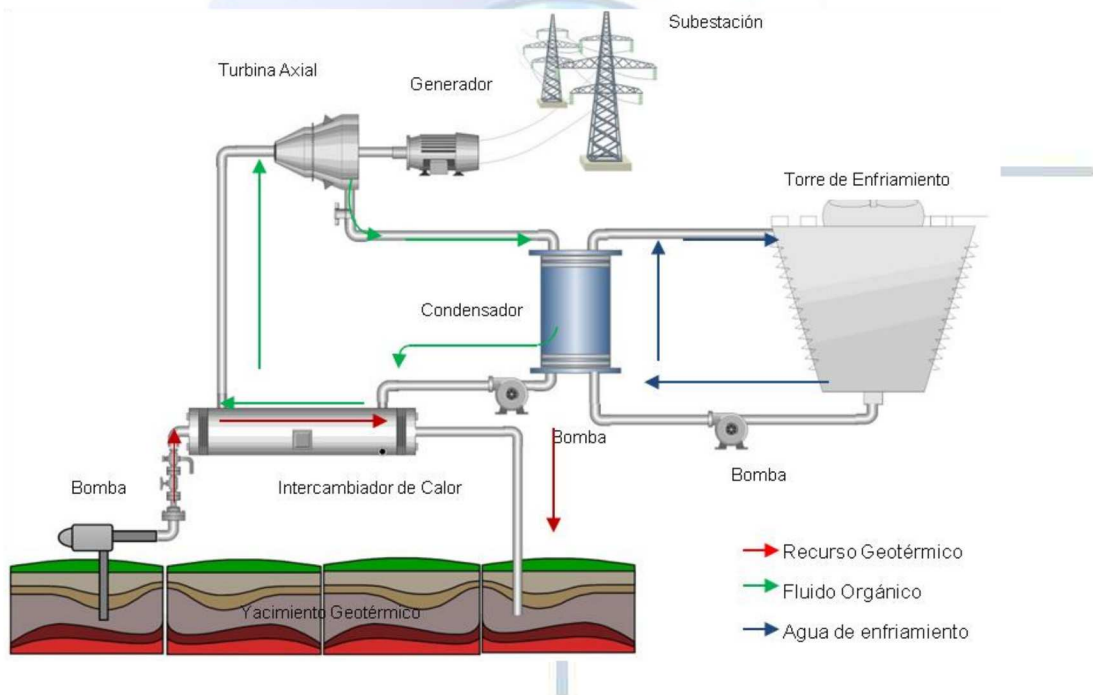


Figura 1.- Planta convencional de ciclo binario

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.

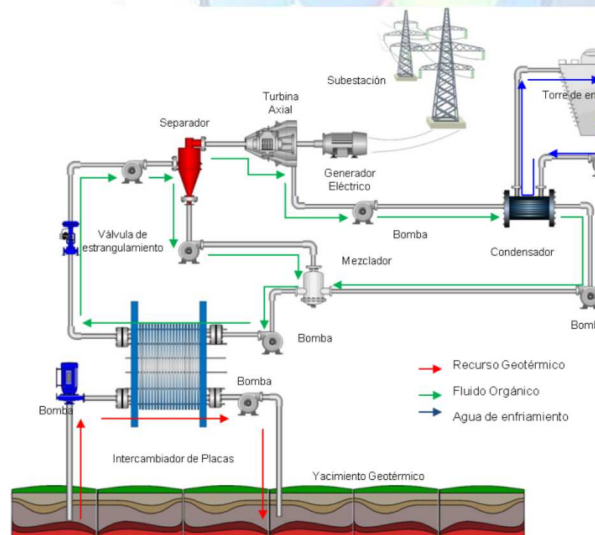


Figura 2.- Esquema del ciclo PWG



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.

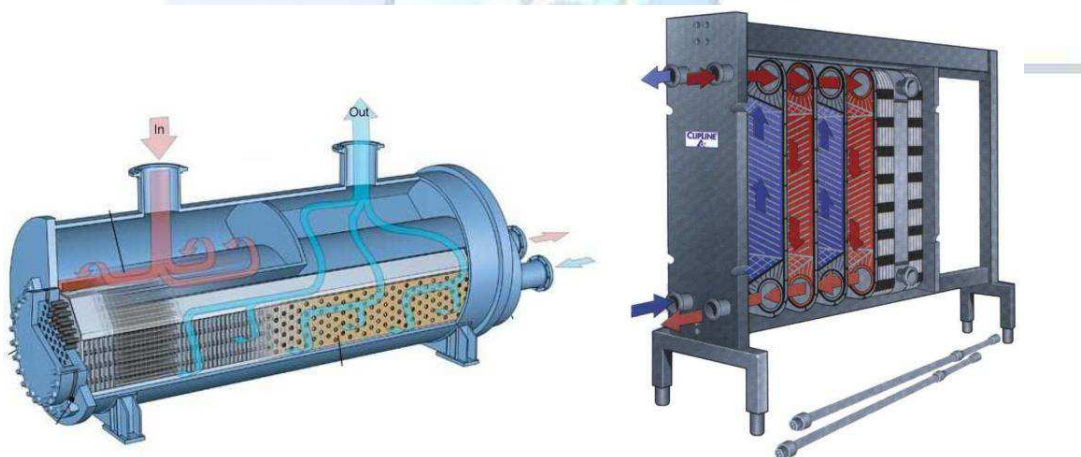


Figura 3.- Intercambiadores de calor [2]

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”.

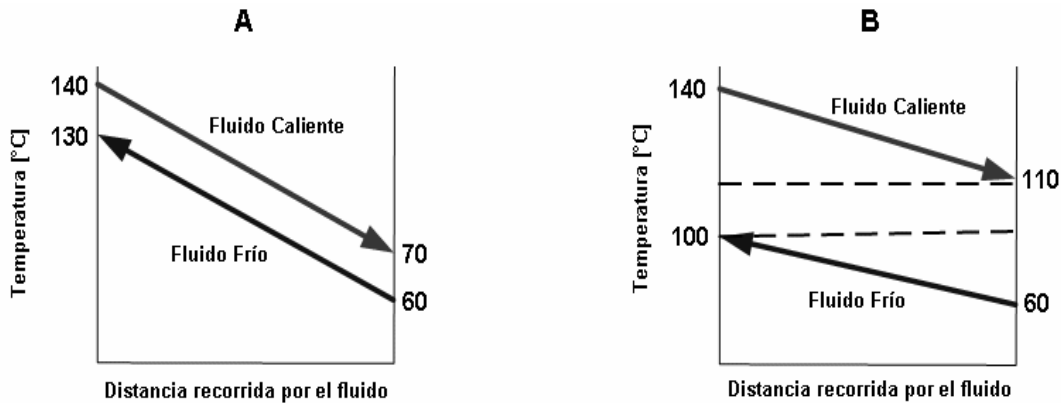


Figura 4.- Acercamiento de temperaturas dentro de (A) Intercambiador de placas, y (B) Intercambiador de carcasa y tubos

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 Termodinámica 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.



El sustento de las posibilidades de diámetro de rotor descritas anteriormente se encuentra en la obtención de la velocidad de rotación, el modelo matemático del trabajo específico desarrollado por la turbina en función de las velocidades en el rotor es:

$$\Delta W = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = U(C_{y2} + C_{y3}) \quad (i)$$

Una manera para que el trabajo específico desarrollado por dos turbinas sea el mismo es que los valores numéricos de las variables también lo sean. Para el tamaño de una turbina es de especial interés la velocidad de rotación U , la cual podemos expresar en términos de

- $U = \omega * r$
- Donde
- ω : *velocidad angular*
- r : *radio medio del rotor*

Entonces, para conservar el valor de diseño de la velocidad de rotación, si se reduce la velocidad angular debe aumentar el radio del rotor, si se aumenta la velocidad angular el radio medio del rotor debe reducirse. Por ejemplo, si la velocidad de rotación de diseño es $U=314.16$ [m/s] y la velocidad angular es 376.99 [rad/s] que corresponde a una frecuencia de 3600 [rpm], el radio medio del rotor es de 83.3 [cm] es decir un diámetro medio de 1.66 [m], además de esto puede considerarse las implicaciones del momento angular, por estas razones y por requerimientos de diseño, se ha elegido un tamaño compacto del dispositivo



- **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 son:

- 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.

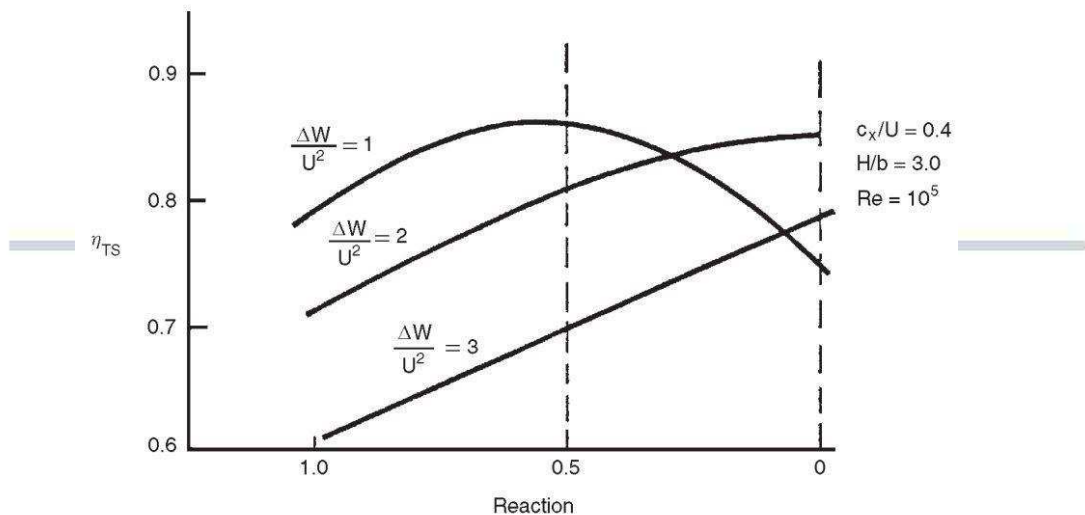


Figura 5. Grado de Reacción y su implicación en la eficiencia Total-Estática

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 " ϕ " y el coeficiente de carga por etapa " ψ ". En la "Fig. 6" se puede apreciar el impacto de los coeficientes antes mencionados en el desempeño del dispositivo.

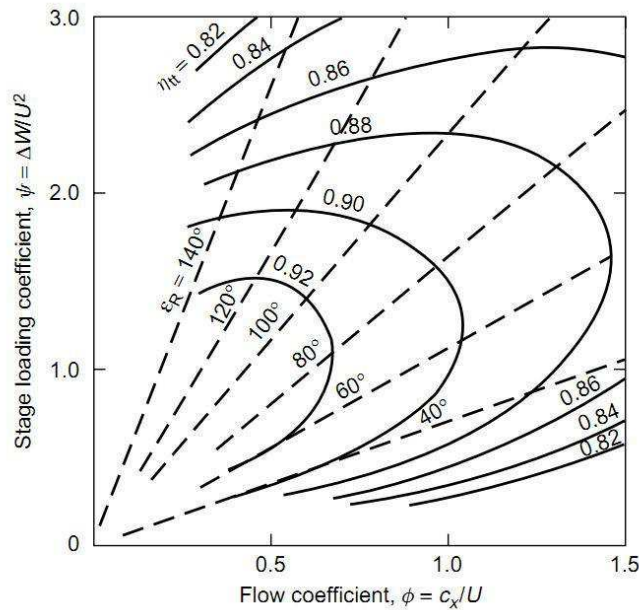


Figura 6.- Eficiencia Total-Total en función de Coeficientes

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. Siendo en este lugar, donde el fluido se acelera mediante la disminución de la presión y la entalpía, lo que provoca un aumento en el volumen específico y la energía cinética del fluido.

Termodinámicamente es muy importante el diseño de las toberas, debido a 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 perdidas) 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 entalpía de estancamiento se obtendrá la velocidad normal al área de la siguiente manera:

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

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



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

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

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

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

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

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 “ $A_2 = 20.32$ [cm²]”. 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.

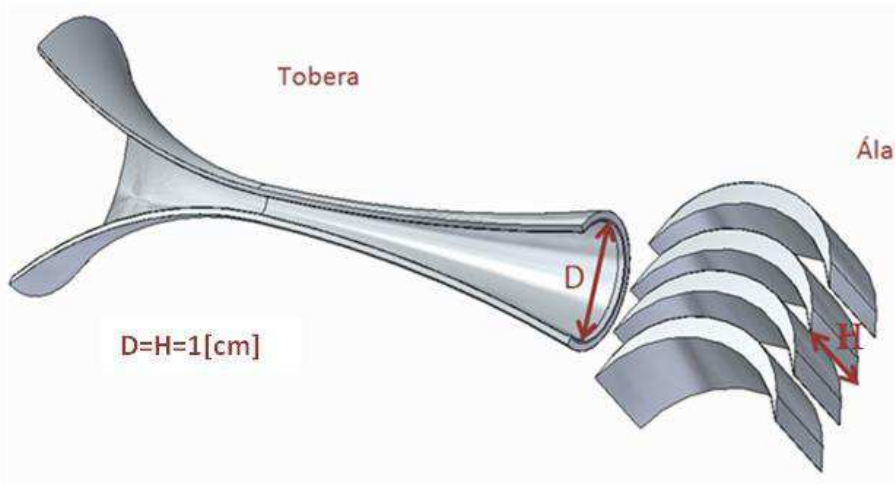


Figura 8.-Diagrama del diámetro de la tobera frente la altura del álabe

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.

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

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 “ ΔL ” corresponderá un “ ΔP ” [6].

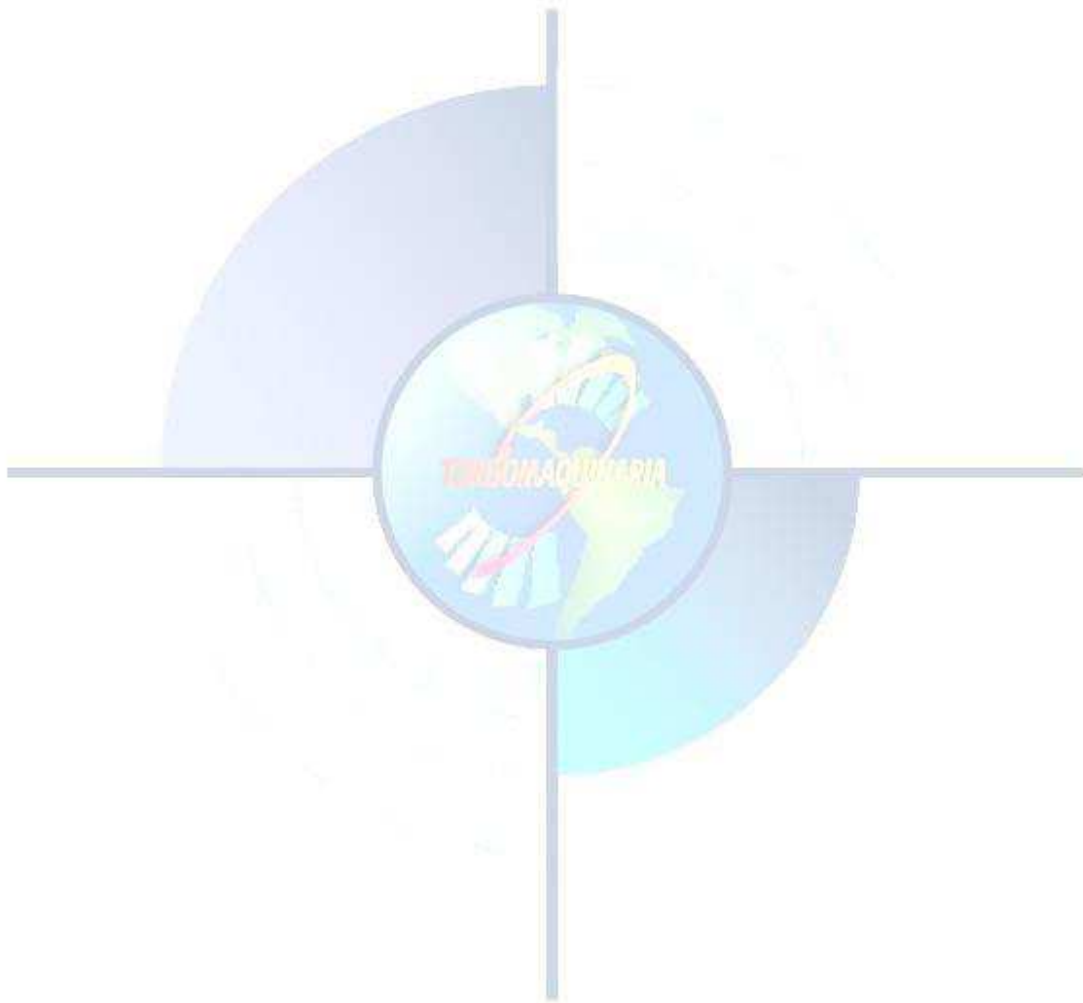
Las secciones de entrada (1), de estrangulamiento (2) y de salida (3) no es lo único que se requiere para determinar la geometría de la tobera, es necesario tomar en cuenta las ondas de choque, por ejemplo, en el caso particular de una tobera supersónica el punto crítico de diseño consiste en tener una 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



**XIII CONGRESO Y EXPOSICIÓN
LATINOAMERICANA DE
TURBOMAQUINARIA**
12 al 15 de marzo de 2012
Querétaro, Qro.



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].





**XIII CONGRESO Y EXPOSICIÓN
LATINOAMERICANA DE
TURBOMAQUINARIA**
12 al 15 de marzo de 2012
Querétaro, Qro.



		Gasto[kg/s]								
		0.0047								
	ΔL	P [MPa]	s [kJ/kg K]	h[J/kg]	ρ [kg/m ³]	V [m/s]	Área [cm ²]	Diámetro [cm]	No. Mach	h_0
1	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
	2	1.6	0.049	7.434	2585285	0.310	402.36	0.374	0.6897	0.903
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



**XIII CONGRESO Y EXPOSICIÓN
LATINOAMERICANA DE
TURBOMAQUINARIA**
12 al 15 de marzo de 2012
Querétaro, Qro.



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	
3	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 " α_1 " y se acelera hasta una velocidad absoluta " c_2 " a un ángulo " α_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 " β_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 " β_3 " a la salida del rotor; el flujo absoluto correspondiente " c_3, α_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.

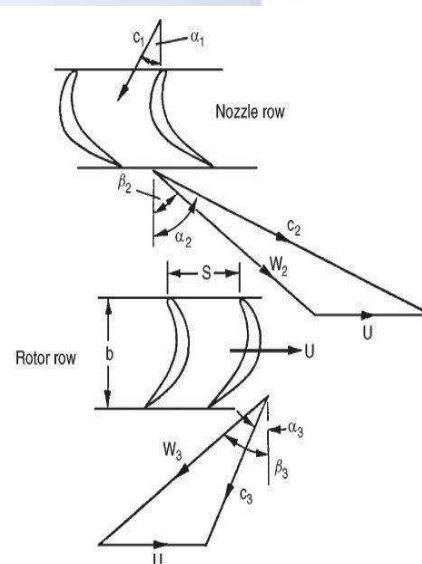


Figura 9.- Triángulos de velocidad para una Etapa

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:

$$C_2=787 \text{ [m/s]}$$



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 “ β_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:

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

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

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

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

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

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

Las velocidades obtenidas para este tipo de turbina fueron con un ángulo “ β_2 ” = 34° son:

Tabla 2.- Triángulos de Velocidad

Triángulos de Velocidad	
C_{2y} [m/s]	526.7612132
C_{3y} [m/s]	101.5573175
C_{2x} [m/s]	584.1190511
W₂ [m/s]	621.6065107
U [m/s]	314.1592654
W₃ [m/s]	621.6065107
C₃ [m/s]	592.8819061
C_{3x} [m/s]	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.

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

Sabiendo que:

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

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

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

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:

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

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 " ψ " y el coeficiente de flujo " ϕ ", los cuales se definen como:

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

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

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

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

Donde:

ζ_R : Coeficiente de pérdidas en el Rotor

ζ_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 adimensionales que son:

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

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

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:

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

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 " ζ^* " con respecto a " ε ".

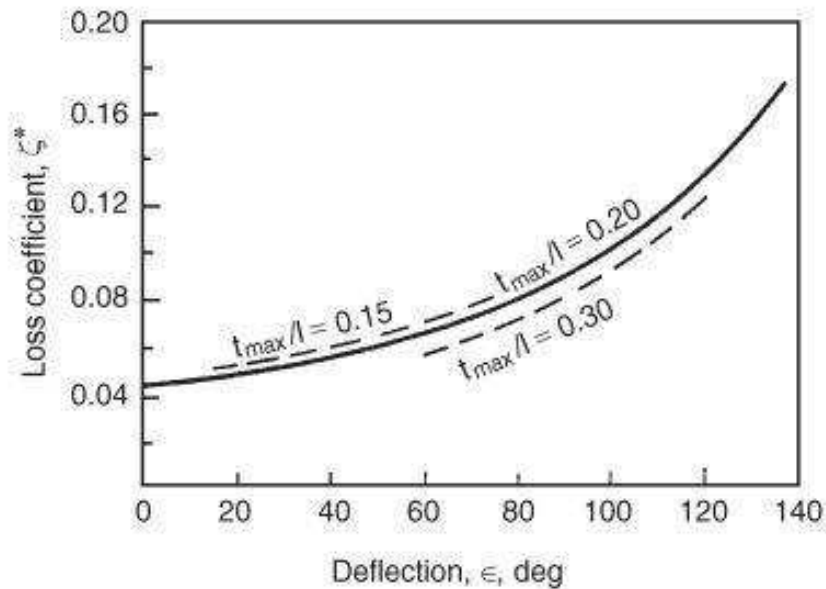


Figura 10.- Desviación en el perfil vs Coeficiente de perdida inicial

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":

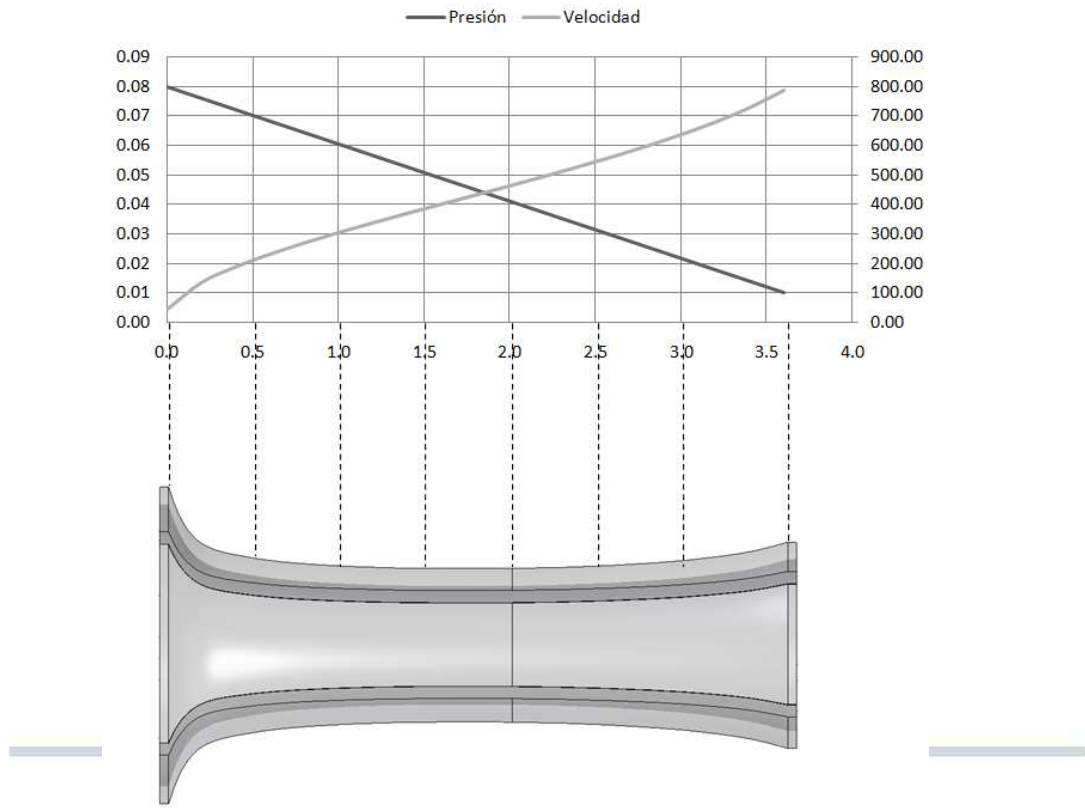


Figura 11.- Variación de la presión y la velocidad dentro de la tobera

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.]

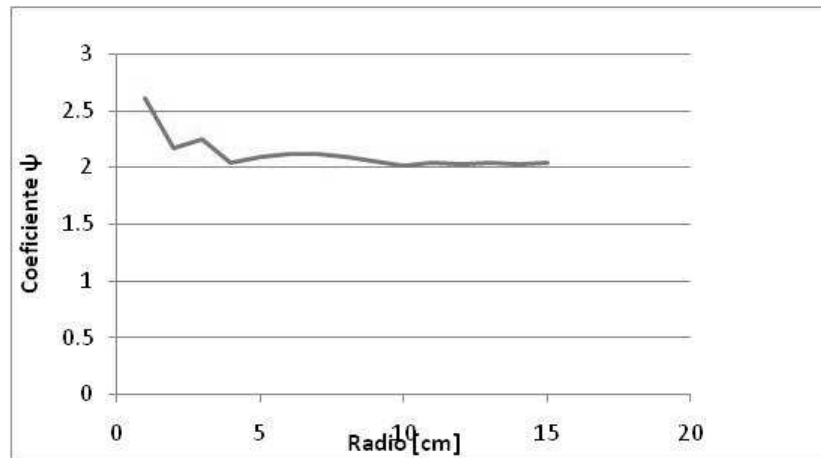


Figura 12.- Radio medio rotor vs Coeficiente de carga por etapa

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.

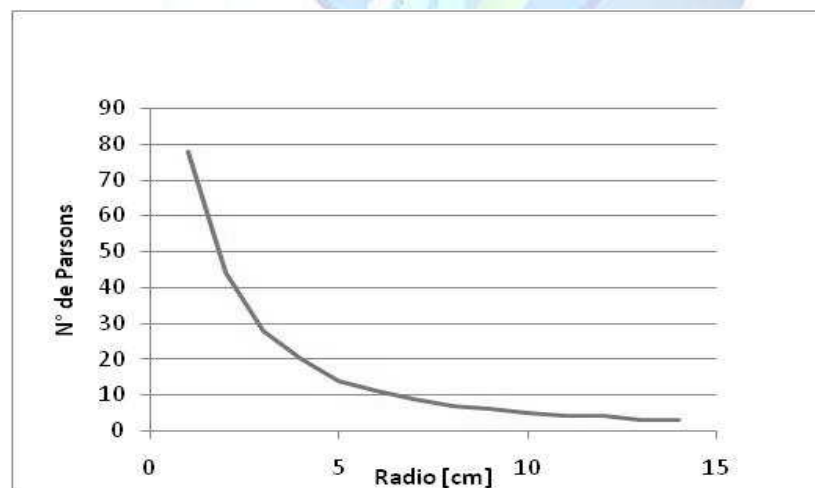


Figura 13.- Radio medio rotor vs Número de Parsons

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.

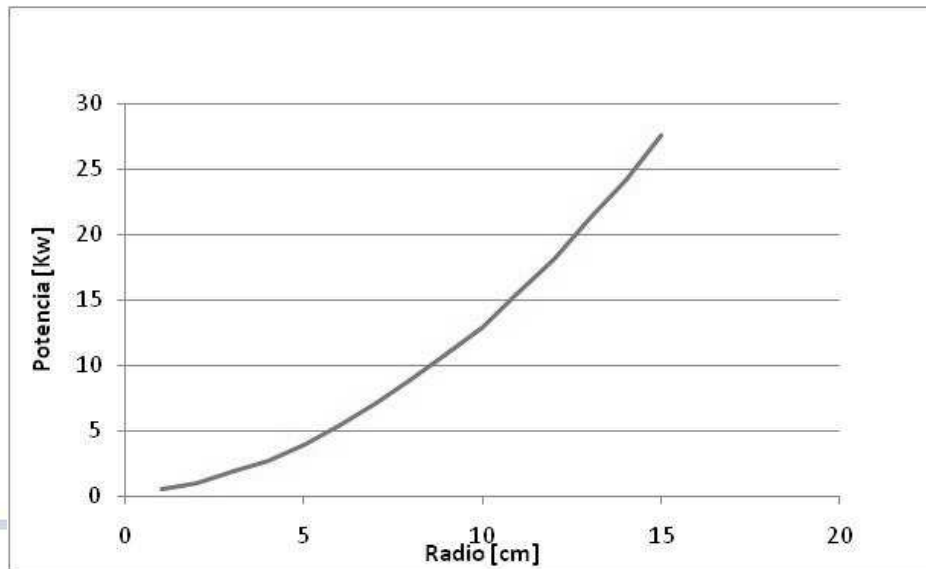


Figura 14.- Radio medio rotor vs Potencia

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.

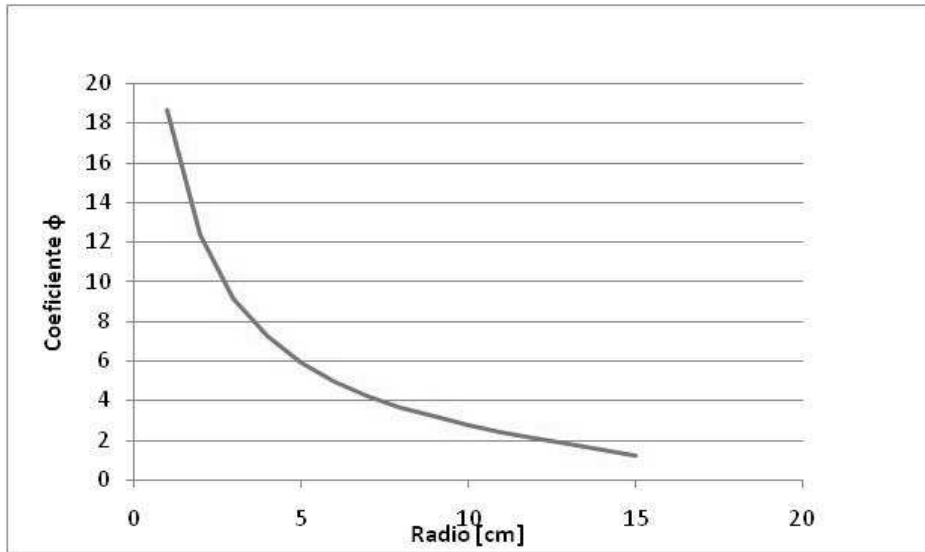


Figura 15.- Radio medio rotor vs Coeficiente de Flujo

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.

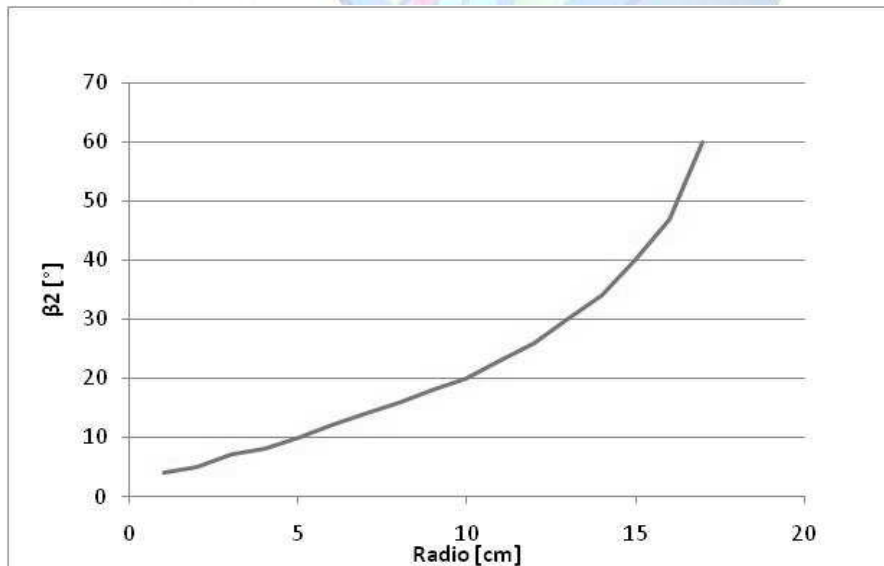


Figura 16.- Radio medio rotor vs Ángulo del álabe

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 “ ψ ” y “ ϕ ”, 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.

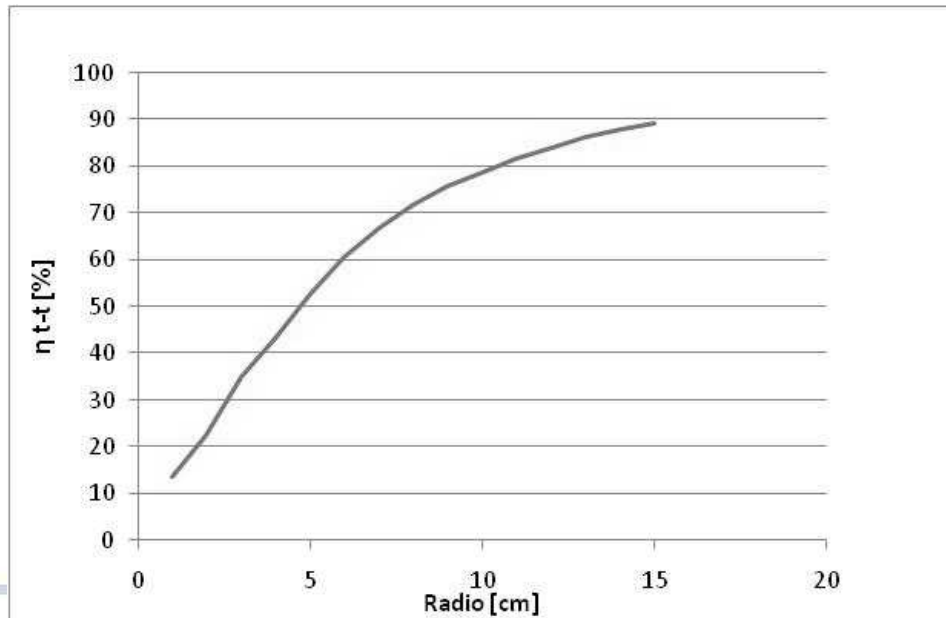


Figura 17.- Radio medio rotor vs Eficiencia Total-total

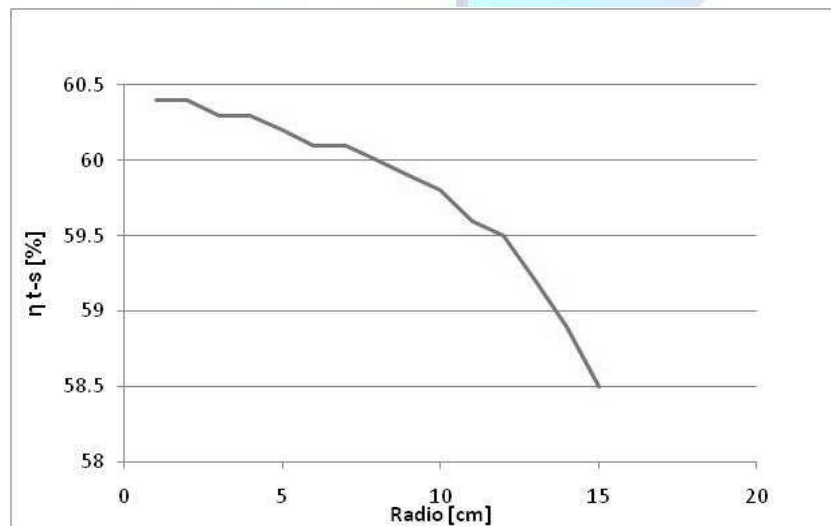


Figura 18.- Radio medio rotor vs Eficiencia Total-Estática



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:

Radio [cm]	15
Ψ	2.02
Potencia [kW]	24.13
Parsons	3
ϕ	1.5
β [°]	34
η Total-total %	90.1
η Total-estatica %	60.3
Espesor Rotor [cm]	6
Espaciamento álabes [cm]	5
Altura álabes[cm]	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.



**XIII CONGRESO Y EXPOSICIÓN
LATINOAMERICANA DE
TURBOMAQUINARIA**

12 al 15 de marzo de 2012
Querétaro, Qro.



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

Instituto de Ingeniería de la UNAM, proyecto IMPULSAIV, Dr. Martin Salinas, M. en C. Fernando Aboites y al Ing. Juan Salmerón,



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
- [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, 1^a edición. pp 5
- [6] Mataix C. 1991. *Turbomáquinas Térmicas: Turbinas de Vapor, Turbinas de Gas y Turbocompresores*, CIE Inversiones Editoriales Dossat 2000, 3^a Edición, pp 269
- [7] Kurt C. Roll. *Termodinámica*, Pearson, 6^a 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