



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Diseño conceptual y básico de un
prototipo de turbina de 30 kW
para un ciclo orgánico Rankine**

TESINA

Que para obtener el título de
Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Santiago Garrido Nuñez

DIRECTOR DE TESINA

Dr. Héctor Miguel Aviña Jiménez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2018

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS.....	iii
LISTA DE TABLAS.....	v
1 INTRODUCCIÓN.....	1
2 OBJETIVOS.....	2
3 REVISIÓN DEL ESTADO DEL ARTE.....	3
3.1 LITERATURA GENERAL SOBRE GEOTERMIA.....	3
3.2 LITERATURA GENERAL SOBRE ORC.....	7
4 SELECCIÓN DE TURBOMÁQUINA.....	9
4.1 PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN.....	9
4.2 VERIFICACIÓN DE ESFUERZOS CENTRÍFUGOS.....	15
5 TURBINA RADIAL INFLOW.....	17
5.1 INFORMACIÓN GENERAL DE LA TURBINA RADIAL INFLOW.....	17
5.2 SISTEMA DE REFERENCIA Y TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD.....	20
5.3 CICLO DE TRABAJO.....	22
5.4 COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO.....	25
5.5 DISEÑO DEL ROTOR.....	31
5.8 DISEÑO DEL ESTATOR.....	37
6 DIBUJO ASISTIDO POR COMPUTADORA DEL ROTOR.....	41
7 DIBUJO ASISTIDO POR COMPUTADORA DEL ESTATOR.....	52
8 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL ROTOR.....	58
9 CONCLUSIONES.....	67
10 REFERENCIAS.....	68
ANEXO 1. RESULTADOS OBTENIDOS PARA ROTOR Y ESTATOR.....	70

LISTA DE FIGURAS

Figura 3. 1 Estructura interna terrestre [3].....	3
Figura 3. 2 Principales usos de la energía geotérmica en función de la temperatura [3]	6
Figura 3. 3 Esquema de una planta geotérmica binaria. Fluido geotermal en rojo, secundario en verde [5].....	7
Figura 3. 4 Diagrama T,S para un ORC con sobrecalentamiento [6]	8
Figura 4. 1 Diagrama de selección de turbomáquinas según velocidades específicas y diámetros específicos. [Balje, O. E., 1962, “A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines:” Part A, “Similarity Relatives and Design Criteria of Turbines”, Trans. ASME Series A, Jan.].....	9
Figura 4. 2 Región N_s vs D_s para selección de turbina ideal. Zona roja: Rango total de selección. Zona azul: Rango ideal de selección. [Balje, O. E., 1962, “A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines:” Part A, “Similarity Relatives and Design Criteria of Turbines”, Trans. ASME Series A, Jan.].....	15
Figura 5. 1 Vista axial de una turbina radial inflow [9].....	17
Figura 5. 2 Vista radial de una turbina radial inflow con etapas [9]	18
Figura 5. 3 Vista axial de rotor en turbina radial inflow [9]	18
Figura 5. 4 Diagrama de Molliere general para el proceso de expansión [10]	19
Figura 5. 5 Sistema coordinado y velocidades de flujo en una turbomáquina. (a) Vista lateral, (b) Vista a lo largo del eje, (c) Vista superior en una superficie de flujo [9]	20
Figura 5. 6 Triángulos de velocidad para un compresor axial [9]	21
Figura 5. 7 Triángulos de velocidad y arreglo de una turbina radial inflow a 90° [9]	22
Figura 5. 8 Ciclo de trabajo [Russell Tejada, U. (2016) Análisis de factibilidad del sistema de enfriamiento de una planta cbei de 10kw, con base a un aerocondensador o condensación con agua de mar (Tesis de Maestría, Universidad Nacional Autónoma de México).]	23
Figura 5. 9 Diagrama de Molliere para ciclo de trabajo	31
Figura 5. 10 Gráfica Z vs α^2 para determinación de número de álabes. [12]	33
Figura 5. 11 Parámetros geométricos de diseño principales.....	33
Figura 5. 12 Perfil de álabes parabólico [9].....	38
Figura 5. 13 Ángulo γ_3 [9].....	39
Figura 6. 1 Dimensiones iniciales de rotor	42
Figura 6. 2 Sólido de revolución de rotor.....	42
Figura 6. 3 Base de rotor	43
Figura 6. 4 Vista Superior Rotor	44
Figura 6. 5 Perfil de álabes de rotor erróneo.....	44
Figura 6. 6 Uso de Sketch 3D.....	45
Figura 6. 7 Selección de Plano para rotor	46
Figura 6. 8 Segundo Perfil para rotor	46
Figura 6. 9 Uso de herramienta “Recubrir” para rotor.....	47
Figura 6. 10 Perfil de Álabes de Rotor Correcto en rotor.....	47
Figura 6. 11 Matriz Circular en Rotor.....	48

Figura 6. 12 Vista de Sección en Rotor	48
Figura 6. 13 Sketch Para Corte de Revolución en Rotor	49
Figura 6. 14 Perfil para Realizar Corte de Revolución en Rotor	50
Figura 6. 15 Perfil de Álabes de Rotor Final	50
Figura 6. 16 Sketch para Barreno en Rotor.....	51
Figura 6. 17 Dibujo Final de Rotor.....	51
Figura 7. 1 Dimensiones de Estator	52
Figura 7. 2 Ángulo de álabes en Estator	53
Figura 7. 3 Perfil de Álabes de Estator.....	53
Figura 7. 4 Matriz Circular en Estator	54
Figura 7. 5 Perfil de Entrada de Flujo en Estator	55
Figura 7. 6 Perfil de Salida de Flujo en Estator	55
Figura 7. 7 Uso de Herramienta “Rellenar Superficie”	56
Figura 7. 8 Datos de Sección de Entrada de Flujo.....	56
Figura 7. 9 Datos de Sección de Salida de Flujo	57
Figura 8. 1 Configuración básica en ANSYS.....	58
Figura 8. 2 Pantalla de la opción <i>Model</i>	59
Figura 8. 3 Malla automática.....	59
Figura 8. 4 Opciones de Malla	60
Figura 8. 5 Configuración de refinamiento	60
Figura 8. 6 Malla refinada	61
Figura 8. 7 Selección de empotramiento.....	61
Figura 8. 8 Selección de velocidad rotacional	62
Figura 8. 9 Condiciones de Frontera	62
Figura 8. 10 Resultados de deformación total reales.....	63
Figura 8. 11 Resultados de deformación con factor de escala de 85.....	63
Figura 8. 12 Resultados de esfuerzos de Von Mises.....	64
Figura 8. 13 Valor máximo de esfuerzo en álabes.....	65
Figura 8. 14 Valor máximo de esfuerzo en rotor	65

LISTA DE TABLAS

Tabla 3. 1 Clasificación de recursos geotérmicos [5].....	5
Tabla 3. 2 Parámetros de selección de fluido [6]	8
Tabla 4. 1 Propiedades termodinámicas a la entrada.....	10
Tabla 4. 2 Propiedades termodinámicas de admisión y descarga	11
Tabla 4. 3 Condiciones de salida para diferentes eficiencias isoentrópicas	12
Tabla 4. 4 Parámetros principales a la entrada y salida de turbina en unidades métricas	12
Tabla 4. 5 Parámetros principales a la entrada y salida de turbina en unidades inglesas	13
Tabla 4. 6 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) a 100% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades métricas.....	13
Tabla 4. 7 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) a 20% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades métricas.....	13
Tabla 4. 8 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) usando densidad de entrada y unidades métricas.....	13
Tabla 4. 9 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) a 100% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades inglesas.	13
Tabla 4. 10 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) a 20% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades inglesas.	14
Tabla 4. 11 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) usando densidad de entrada y unidades inglesas.	14
Tabla 4. 12 Diámetros específicos a diferentes diámetros (ft) a 100% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades inglesas.....	14
Tabla 4. 13 Diámetros específicos a diferentes diámetros (ft) a 20% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades inglesas.....	14
Tabla 4. 14 Diámetros específicos a diferentes diámetros (ft) usando densidad de entrada y unidades inglesas.	14
Tabla 4. 15 Características de materiales	15
Tabla 4. 16 Esfuerzos centrífugos para Acero AISI 410.....	16
Tabla 4. 17 Esfuerzos centrífugos para Aluminio.....	16
Tabla 5. 1 Datos de entrada para diseño	24
Tabla 5. 2 Relaciones importantes para el diseño [6,8]	24
Tabla 5. 3 Estados termodinámicos para el ciclo presentado	30
Tabla 5. 4 Parámetros geométricos de diseño para rotor.....	36
Tabla 5. 5 Parámetros geométricos de diseño para estator.....	40

1 INTRODUCCIÓN.

Las energías renovables son una parte crítica en el esfuerzo global por reducir las emisiones de carbono al ambiente y gracias a nuevas y constantes inversiones, el costo de la tecnología requerida para aprovecharlas ha ido bajando durante los últimos años mientras que la eficiencia cada vez incrementa más. De hecho, las energías renovables finalmente están convirtiéndose en una fuente de poder significativa a nivel global [1].

Dentro de las fuentes de energía renovable más conocidas encontramos la solar, eólica, biomasa, hidráulica y geotérmica. La energía geotérmica es aquella energía generada por la Tierra en el núcleo en forma de calor y que fluye hasta alcanzar la superficie. Según las condiciones geológicas del lugar, esta energía podrá acumularse y podrá ser aprovechada. Además, tiene la ventaja de poder ser una fuente de energía continua, es decir, que se puede explotar las 24 horas del día bajo control; a diferencia de, por ejemplo, la energía solar que tiene puntos máximos de explotación durante el día y que además depende de las condiciones climatológicas. Sin embargo, no es posible explotar la energía geotérmica por igual en todos los lugares y tiene diferentes aplicaciones según condiciones de trabajo [2]. Una forma novedosa de aprovechar la energía geotérmica de forma indirecta, es decir, para generar electricidad, es el uso de un Ciclo Orgánico Rankine (ORC), el cual tiene un funcionamiento similar al ciclo Rankine Convencional. Un ciclo Rankine convencional utiliza un fluido de trabajo (típicamente agua) que alternativamente evapora y condensa. Mediante la quema de un combustible, el vapor de agua es producido en una caldera a alta presión para luego ser llevado a una turbina donde se expandirá para generar trabajo mecánico en su eje (y a su vez podrá generar electricidad si el eje está conectado a un generador eléctrico). El vapor de baja presión que sale de la turbina se introduce en un condensador, equipo donde el vapor se condensa y cambia al estado líquido. Finalmente, una bomba se encarga de aumentar la presión del fluido en fase líquida para volver a introducirlo nuevamente en la caldera, cerrando de esta manera el ciclo.

Para el caso del ORC, aunque se utilizan los mismos componentes, lo que cambia es el fluido de trabajo que es generalmente un componente orgánico caracterizado por tener un punto de ebullición más bajo que el del agua y con un alto peso molecular con la finalidad de aprovechar las temperaturas bajas de la fuente.

Para considerar un ORC, es importante cuidar dos aspectos que son:

1. **Fluido de trabajo:** aunque existen varias publicaciones sobre la comparación de diversos fluidos de trabajo para un ORC, no se ha identificado aún un fluido ideal para el ciclo, aunque derivado de los estudios se ha llegado a la conclusión que el fluido de trabajo debe de contar con las siguientes características.
 - a) Buen desempeño termodinámico: deben proporcionar una eficiencia alta.
 - b) Alta densidad de vapor
 - c) Baja viscosidad

- d) Alta estabilidad de temperatura
- e) Bajas o nulas emisiones de gases de efecto invernadero
- f) Buena disponibilidad
- g) Bajo costo.

2. **Máquinas de expansión:** un elemento central de un ORC es el dispositivo en donde el fluido se expande y produce trabajo mecánico. Éste puede ser un expansor de tornillo, un expansor de voluta (máquina de desplazamiento positivo) o un turbo-expansor.

Este trabajo presenta una metodología basada en la teoría de la semejanza dinámica para llevar a cabo la selección de una turbomáquina ideal para un ciclo de trabajo. También se presenta una metodología que permite diseñar teóricamente el rotor y estator de la turbina seleccionada. Finalmente, se presenta el dibujo asistido por computadora de los componentes, que además de funcionar como complemento visual, servirá para verificar el diseño y se concluye con una simulación estructural del rotor diseñado.

2 OBJETIVOS.

- Presentar una síntesis e introducción de la energía geotérmica y sus usos.
- Presentar una metodología que permita el desarrollo teórico y conceptual de una turbomáquina desde su origen.
- Seleccionar el tipo de turbomáquina ideal para el ciclo que se presenta en el trabajo.
- Diseñar el rotor y estator de la turbomáquina seleccionada.
- Realizar el dibujo asistido por computadora de las piezas diseñadas teóricamente.
- Realizar simulación estructural del rotor con la finalidad de validar el diseño.

3 REVISIÓN DEL ESTADO DEL ARTE

3.1 LITERATURA GENERAL SOBRE GEOTERMIA

El aprovechamiento de la energía geotérmica ha existido por parte de la humanidad por años. Ya sea por el espectáculo que puede resultar ver geiser o bien para calentarse, bañarse o cocinar. Este aprovechamiento se limitó durante muchos años a lo que se podía obtener de forma natural en la superficie terrestre. Pero a partir del siglo XIX, gracias a los avances técnicos y científicos, fue posible comenzar a buscar a mayor profundidad y explotar de mejor manera el calor de la Tierra.

El planeta Tierra está conformado por 3 capas sucesivas principales que son:

- Núcleo: Sólido que su parte interna y líquido en su exterior. Puede llegar a temperaturas de 4200 °C.
- Manto: Envuelve al núcleo y tiene una textura plástica hacia el centro que se vuelve sólido hacia la superficie. Tiene temperaturas que van de los 3000°C a los 1000°C.
- Corteza: Corresponde a la envoltura superficial del manto. Su temperatura va desde los 1000 °C hasta los 15°C. El espesor varía desde 5km hasta 20km en profundidades oceánicas y desde 30km hasta 70km bajo los continentes.

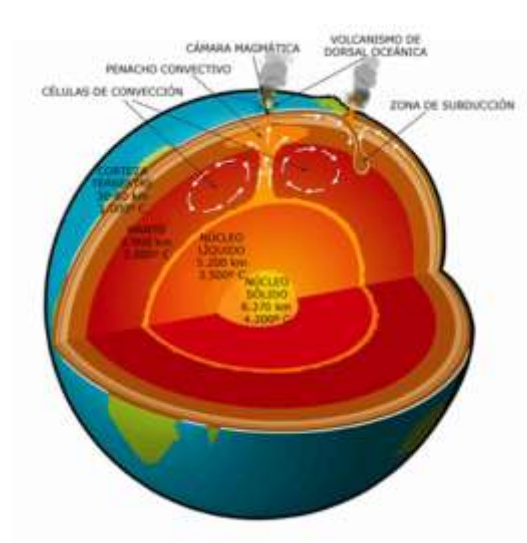


Figura 3. 1 Estructura interna terrestre [3]

El calor interno terrestre tiene los siguientes orígenes:

- Desintegración de isótopos radioactivos: presentes en la corteza y el manto, principalmente uranio 235, uranio 238 y potasio 40.
- Calor inicial: aquel calor generado durante la formación del planeta que aún llega a la superficie.
- Movimientos diferenciales: aquellos movimientos que ocurren entre las capas terrestres.
- Cristalización del núcleo: el núcleo externo está cristalizando continuamente y esto produce que en la zona de transición con el núcleo externo se libere calor.

El resultado de la estructura de la Tierra y de la generación de calor es que el 99% de la masa terrestre está sometida a una temperatura mayor a los 1000 °C y únicamente un 0.1% de la misma tenga una temperatura menor a los 100 °C [4].

El calor que es generado en el interior de la Tierra es transferido lentamente a la superficie puesto que las rocas encontradas en el camino son pésimas conductoras de calor. Sin embargo, es importante tener en cuenta los siguientes términos:

- Gradiente térmico: Variación de temperatura con respecto a la profundidad. Se expresa en $\frac{^{\circ}C}{km}$.
- Conductividad térmica: Propiedades del material que indica su capacidad de conducir el calor. Se expresa en $\frac{W}{m} \cdot ^{\circ}C$.

El producto de las dos cantidades anteriores es conocido como flujo de energía y se expresa en $m \cdot W/m^2$. El gradiente geotérmico se mide con ayuda de sondas térmicas y se tiene un valor para todo el planeta de 3.3 °C cada 100 metros. Por otro lado, el flujo de calor terrestre es del orden de $60 m \cdot W/m^2$. Sin embargo, en ciertas regiones con anomalías geotérmicas, se pueden medir valores que llegan a las centenas e incluso millares [4].

Finalmente, la propagación de calor se lleva a cabo por los tres mecanismos existentes de transferencia de calor, es decir, por conducción, que ocurre por el contacto de rocas a diferentes temperaturas, por convección, presente por el movimiento de roca fundida y agua a temperaturas elevadas y finalmente por radiación, ya que todos los cuerpos con temperaturas mayores al cero absoluto emiten radiación térmica.

En los sectores mineros y de hidrocarburos se le conoce a un recurso geotérmicos como una concentración de materiales sólidos, líquidos o gaseosos que existen de forma natural en la corteza de la Tierra en forma y cantidad tales que su extracción es actual o potencialmente posible. No obstante, hoy en día también es posible y existe la explotación de fuentes provocadas por el ser humano, por ejemplo, el calor que se puede recuperar en túneles.

La tecnología existente hoy en día permite aprovechar recursos geotérmicos de hasta 5000 metros de profundidad no mayores a 400 °C de temperatura [4].

Se dice que existe un yacimiento geotérmico cuando en un área geográfica existen ciertas condiciones geológicas y geotérmicas favorables para que se pueda explotar de forma económica el subsuelo. Estas condiciones dependen de la clasificación expuesta en la Tabla 3.1.

Tabla 3. 1 Clasificación de recursos geotérmicos [5]

RECURSOS GEOTÉRMICOS	Muffler y Cataldi (1978)	Hochstein (1990)	Benderitter y Cormy (1990)	Nicholson (1993)	Axelsson y Gunnlaugsson (2000)
BAJA ENTALPIA [°C]	<90	<125	<100	≤150	≤190
MEDIA ENTALPIA [°C]	90-150	125-225	100-200	-	-
ALTA ENTALPIA [°C]	>150	>225	>200	>150	>190

- Recursos de baja entalpia

Pueden ser encontrados en cuencas sedimentarias a una profundidad entre 1800 y 2000 metros. Caracterizados por tener temperaturas menores a los 150°C, un gradiente geotérmico de 3 a 5 °C cada 100 metros [4] y la ventaja de que presentan manifestaciones visibles en la superficie terrestre.

Dentro de las aplicaciones más comunes para este tipo de recursos se encuentran:

- Bombas de calor
- Refrigeración
- Aire acondicionado
- Calefacción

- Recursos de media entalpia

Pueden ser encontrados en cuencas sedimentarias a una profundidad entre 2000 y 4000 metros en zonas de adelgazamiento litosférico. Caracterizados por tener temperaturas entre los 150 y 200 °C [4].

Este tipo de yacimientos se presentan en lugares donde, debido a fallas y discontinuidades, el agua puede circular hacia la superficie en forma de aguas termales.

Este tipo de recursos se puede aprovechar para la generación de electricidad basada en el Ciclo Rankine Orgánico (ORC por sus siglas en inglés) en el cual se utilizan fluidos orgánicos (hidrocarburos naturales o halogenados) los cuales tienen una entalpia de evaporación baja.

- Recursos de alta entalpia

Presentan una temperatura mayor a los 200 °C y únicamente se encuentran en zonas geográficas con un gradiente geotérmico muy elevado, de hasta 30°C cada 100 metros. Se suele explotar a profundidades entre 1500 y 3000 metros [4].

Este tipo de yacimientos suelen coincidir con fenómenos geológicos remarcables como actividad sísmica o volcánica y en regiones volcánicas situadas en bordes de placas litosféricas.

Este tipo de recursos es utilizado en la generación de electricidad mediante turbinas de vapor convencionales que requieren fluidos a por lo menos 150°C. La siguiente figura muestra en espectro más general de las posibles aplicaciones de los recursos geotérmicos según su temperatura:

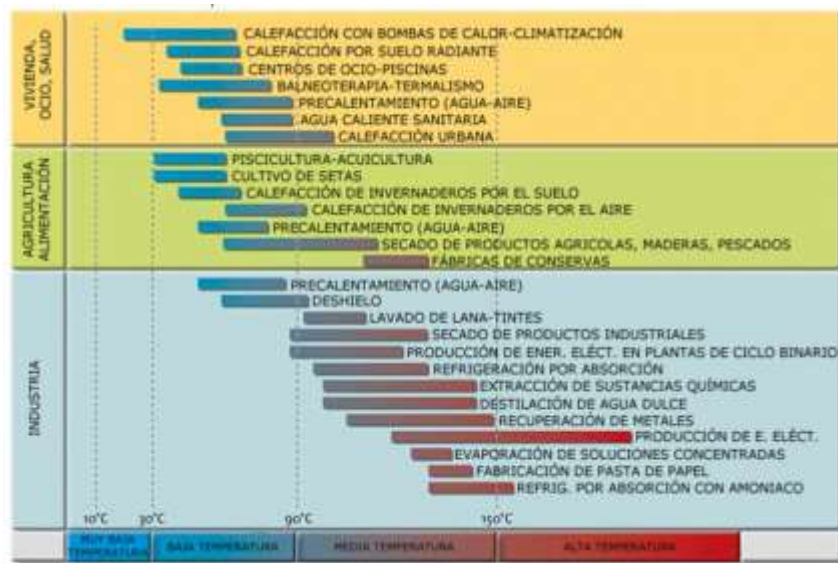


Figura 3. 2 Principales usos de la energía geotérmica en función de la temperatura [3]

3.2 LITERATURA GENERAL SOBRE ORC

También son conocidos como Ciclos Rankine Orgánicos (Organic Rankine Cycle) que utilizan fluidos orgánicos (hidrocarburos naturales o halogenados) los cuales tienen una entalpía de evaporación baja.

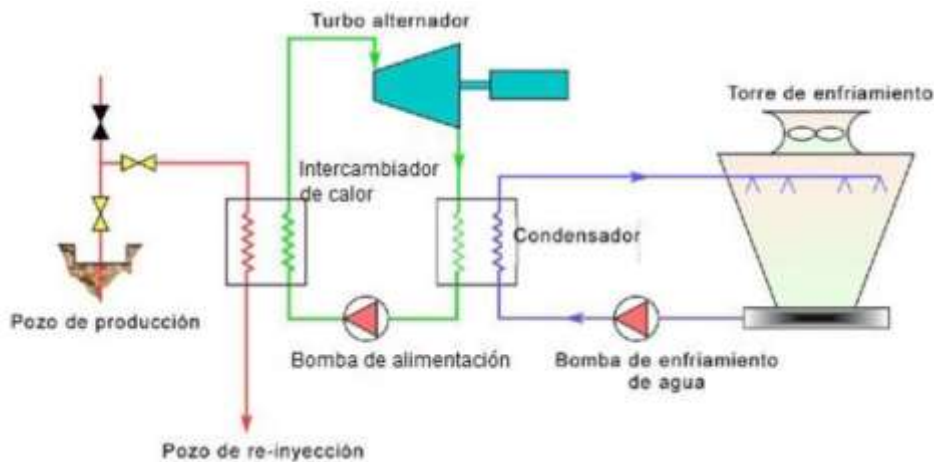


Figura 3. 3 Esquema de una planta geotérmica binaria. Fluido geotermal en rojo, secundario en verde [5]

El fluido geotérmico es aquel que entrega calor a un fluido secundario, que tiene la característica de tener un punto de ebullición de entre 28 y -12 °C y una alta presión de vapor a bajas temperaturas, a través de un intercambiador de calor. Esto permite generar vapor que acciona una turbina normal de flujo axial que posteriormente es condensado para repetir el ciclo.

Las ventajas de este tipo de ciclo son:

- Utilización de mezclas agua-vapor sin necesidad de separación
- Problemas de agresividad química confinados únicamente al intercambiador
- Se puede extraer más calor a fluidos geotérmicos lo que permite utilizar yacimientos de temperaturas bajas.

Las plantas binarias son construidas generalmente en pequeñas unidades modulares capaces de producir hasta algunos Mega Watts, pero es posible interconectar una serie de estas unidades con la finalidad de aumentar la producción. El costo de las unidades depende principalmente del fluido geotérmico utilizado que define aspectos importantes de la unidad como el tamaño de la turbina, el intercambiador de calor y sistema de enfriamiento.

Este tipo de ciclos tienen los inconvenientes de utilizar intercambiadores de calor de superficie cuyo costo es alto y eficiencia baja, utilización de refrigerantes volátiles o tóxicos y requerimientos de grandes cantidades de agua de enfriamiento.

Los fluidos orgánicos tienen la ventaja de que, a operaciones de trabajo con baja temperatura, proveen de una eficiencia de ciclo mayor que el agua. Por eso mismo, los fluidos orgánicos son preferibles en plantas pequeñas.

Los ORC no son un concepto nuevo y mucha investigación ha sido realizada en búsqueda de aplicaciones de geotermia o calor residual. Para identificar el fluido orgánico más conveniente según la aplicación se deben tomar en cuenta una serie de criterios que incluyen:

- Propiedades termodinámicas
- Estabilidad del fluido
- Aspectos de seguridad, salud y ambiente
- Disponibilidad y costos

Algunos parámetros de selección se presentan a continuación.

Tabla 3. 2 Parámetros de selección de fluido [6]

Parámetros de Selección de Fluido de Trabajo
Punto de fusión
Temperatura máxima del proceso
Presión del condensador
Temperatura del condensador
Humedad a la salida de la turbina
Eficiencia del intercambiador de calor
Gradiente de temperatura mínimo en el intercambiador de calor
Eficiencia de turbina
Eficiencia de bomba
Presión máxima del proceso

No obstante, los dos parámetros principales son las temperaturas máxima y mínima del proceso. El límite superior de la temperatura máxima de operación determina la estabilidad del fluido y la compatibilidad con otros materiales. El punto de fusión debe estar debajo de la temperatura ambiente ya que, de otro modo, el fluido puede solidificar al momento de apagado del sistema.

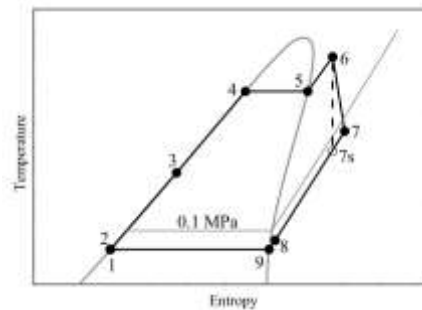


Figura 3. 4 Diagrama T,S para un ORC con sobrecalentamiento [6]

4 SELECCIÓN DE TURBOMÁQUINA

4.1 PROCEDIMIENTO DE SELECCIÓN

Muchas veces cuando se presente un ciclo termodinámico éste contendrá una turbina. No obstante, pocas veces se hace énfasis en qué tipo de turbina y esto es un punto clave para el poder cumplir con los requerimientos del ciclo. La metodología que se presenta a continuación, que se basa en la teoría de semejanza dinámica, permite al diseñador tener una noción de la turbomáquina a elegir o diseñar que será capaz de cumplir con sus necesidades. Las propiedades clave que nos ayudarán a poder definir el tipo de turbomáquina ideal son la temperatura, presión, flujo másico y potencia.

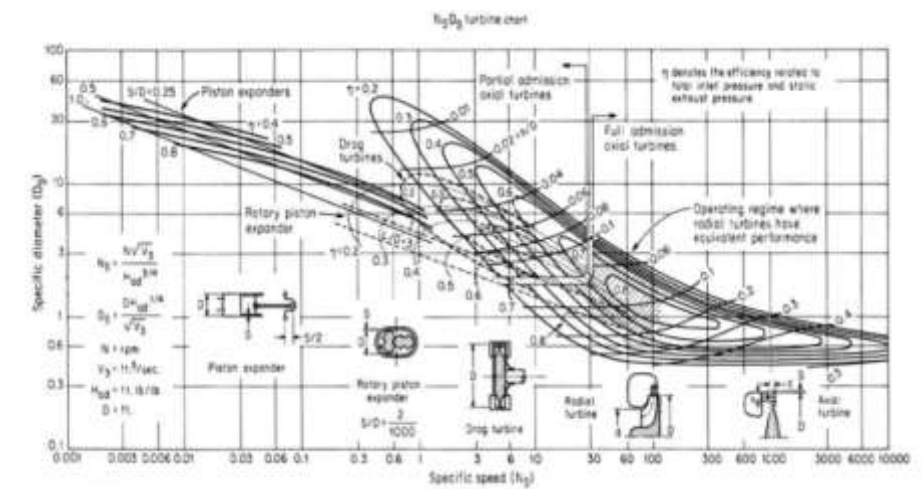


Figura 4. 1 Diagrama de selección de turbomáquinas según velocidades específicas y diámetros específicos.

[Balje, O. E., 1962, "A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines:" Part A, "Similarity Relatives and Design Criteria of Turbines", Trans. ASME Series A, Jan.]

La Figura 4.1 presenta dos parámetros adimensionales de gran importancia para el proceso de selección, el diámetro específico (DS) y la velocidad específica (Ns). El diámetro específico es un número indicativo del posible diámetro del rotor mientras que la velocidad específica permite al diseñador tener una noción de la máquina ideal según sus necesidades. A bajas velocidades específicas, las máquinas radiales son más convenientes ya que incrementan la presión del fluido de trabajo a bajos flujos másicos. Además, es importante mencionar que cada máquina tiene un punto de mejor eficiencia dentro de su propio intervalo de velocidad específica [7].

La idea principal de la metodología es definir rangos de velocidades específicas y diámetros específicos que faciliten y guíen la selección de turbomáquina.

La velocidad específica y el diámetro específico se definen según las siguientes ecuaciones:

$$Ns = \frac{\Omega * Q^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}} \quad (1.1)$$

Donde:

- Ω es la velocidad de giro
- Q es el flujo volumétrico
- ΔP es la diferencia de presiones
- ρ es la densidad del fluido de trabajo

$$Ds = \frac{D \left(\frac{\Delta P}{\rho} \right)^{\frac{3}{4}}}{Q^{\frac{1}{2}}} \quad (1.2)$$

Donde:

- D es el diámetro

Al definir la densidad en las ecuaciones (1.1) y (1.2), el diseñador puede utilizar el valor a la entrada del sistema o bien, a la salida del sistema. Esto tendrá implicaciones al definir las regiones de selección en la Figura 4.1.

Para este trabajo en particular, se han establecido como condiciones de operación el uso del fluido R245fa, una presión absoluta de entrada de 1.360 [MPa], temperatura de entrada de 376.681 K y un flujo másico de 3.680 [kg/s]. Las condiciones anteriores permiten definir el estado termodinámico a la entrada con ayuda del software REFPROP [8].

Tabla 4. 1 Propiedades termodinámicas a la entrada.

Condición	ADMISIÓN
Presión (Mpa)	1.360
Temperatura (K)	376.681
Flujo másico (kg/s)	3.680
Entalpía (kJ/kg)	476.459
Entropía (kJ/kgK)	1.794
Densidad (kg/m3)	78.801

En la Tabla 4.1 se ha incluido la densidad en la admisión, un parámetro fundamental para llevar acabo la metodología. Para calcular la densidad a la salida, se necesita proponer un proceso de expansión isoentrópico, es decir, que la entropía a la entrada se mantenga constante hasta la

salida. Para el presente trabajo, se ha determinado además como dato la presión a la descarga de 0.22 [MPa], lo cual nos permite definir el estado de salida de la turbina.

Tabla 4. 2 Propiedades termodinámicas de admisión y descarga

CONDICIÓN	ADMISIÓN	DESCARGA ISOENTRÓPICA
Presión (Mpa)	1.360	0.22
Temperatura (K)	376.681	321
Flujo másico (kg/s)	3.680	3.680
Entalpía (kJ/kg)	476.459	442.8
Entropía (kJ/kgK)	1.794	1.794
Densidad (kg/m3)	78.801	11.82

Para continuar con la metodología, será necesario calcular el trabajo isentrópico del sistema. Es común que en los análisis termodinámicos se encuentre que los cambios en la energía cinética y potencial del flujo son pequeños a comparación del cambio de entalpía, por lo que es una buena aproximación definir la eficiencia como una tasa de cambio de entalpías [7].

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{W_a}{W_s} \quad (1.3)$$

Donde:

- W_a es el trabajo real de la turbina
- W_s es el trabajo isoentrópico de la turbina

De la ecuación (1.3) podemos definir el trabajo isentrópico para nuestro ciclo.

$$W_s = h_1 - h_{2s} = 33.6 \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (1.4)$$

Debido a que en este punto del diseño se desconoce la eficiencia isentrópica del diseño y la entalpía real depende de la misma, se tendrán que proponer valores para esta variable. Se

busca abarcar un rango desde una eficiencia no deseada hasta la ideal, es decir, el 100% de eficiencia.

Esto permitirá calcular el trabajo real de la turbina y una serie de valores de densidades en la descarga y así seguir con la metodología. Vale la pena mencionar que existen dos alternativas para el cálculo de la densidad; se puede realizar con ayuda de alguna referencia como REFPROP, o bien, con la ecuación del gas ideal. En este trabajo se utilizarán las densidades referenciadas a REFPROP, pero también se incluirán las densidades calculadas con la ecuación de gas ideal con la finalidad de mostrar al lector la poca variación que existe.

Tabla 4. 3 Condiciones de salida para diferentes eficiencias isoentrópicas

CONDICIÓN	$\eta_T = 20\%$	$\eta_T = 40\%$	$\eta_T = 60\%$	$\eta_T = 80\%$	$\eta_T = 100\%$
Eficiencia (η_T)	0.20	0.40	0.60	0.80	1.00
Trabajo Real, W_a (kJ/kg)	6.72	13.44	20.17	26.89	33.61
Entropía Real, h_{2a} (kJ/kg)	469.74	463.01	456.29	449.57	442.85
Presión, P_2 (MPa)	0.22	0.22	0.22	0.22	0.22
Temperatura, T_{2a} (°C)	75.34	68.58	61.80	55.00	48.19
Densidad REFPROP, ρ_2 (kg/m ³)	10.67	10.92	11.20	11.50	11.82
Densidad Gas Ideal, ρ_2 (kg/m ³)	10.17	10.38	10.59	10.81	11.03
Flujo Vol., Q_{2a} (m ³ /s)	0.35	0.34	0.33	0.32	0.31
ΔP (Pa)	1140000	1140000	1140000	1140000	1140000

Utilizando los datos calculados en la Tabla 4.3, se pueden ahora utilizar las ecuaciones (1.1) y (1.2) para calcular la velocidad específica y el diámetro específico. Debido a que esto es una metodología de diseño y selección conceptual, se proponen diferentes valores de giro de turbina y diámetro.

De la misma forma, con la finalidad de mostrar al lector ambas posibilidades, se utilizarán los datos de descarga cuyos valores de eficiencia isoentrópica son de 20% y 100% con la finalidad de tener un rango de selección y además se utilizarán los datos a la entrada de la turbina. En las siguientes tablas se establecen los parámetros principales para aplicación de las ecuaciones (1.1) y (1.2).

Tabla 4. 4 Parámetros principales a la entrada y salida de turbina en unidades métricas

UNIDADES MÉTRICAS	Entrada	Salida	
	$\eta_T = 100\%$	$\eta_T = 20\%$	$\eta_T = 100\%$
\dot{m} (kg/s)	3.68	3.68	3.68
ρ (kg/m ³)	78.80	10.666	11.822
ΔP (Pa)	1,140,000	1,140,000	1,140,000
Q (m ³ /s)	0.047	0.36	0.33

Tabla 4. 5 Parámetros principales a la entrada y salida de turbina en unidades inglesas

UNIDADES INGLESAS	Entrada	Salida	
	$\eta_T = 100\%$	$\eta_T = 20\%$	$\eta_T = 100\%$
\dot{m} (lb/s)	8.113	8.113	8.113
ρ (lb/ft ³)	4.919	0.666	0.738
ΔP (lb/ft ²)	23,809	23,809	23,809
Q (ft ³ /s)	1.65	12.18	10.99

La razón por la que se incluye la Tabla 4.5 es porque la escala de la Figura 4.1 funciona con unidades inglesas. Se incluirán los resultados de velocidades específicas en ambos sistemas de unidades con la finalidad de mostrar al lector la posibilidad de utilización de cualquier escala, sin embargo, para los diámetros específicos se utilizarán únicamente unidades inglesas.

Tabla 4. 6 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) a 100% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades métricas.

Velocidades Específicas a 100% de Eficiencia Isentrópica usando densidad de salida													
N (rpm)	1,600	1,800	3,200	3,600	4,800	6,400	8,000	10,000	15,000	20,000	25,000	30,000	40,000
Ns	0.0171	0.0192	0.0342	0.0384	0.0512	0.0683	0.0854	0.1068	0.1602	0.2135	0.2669	0.3203	0.4271

Tabla 4. 7 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) a 20% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades métricas.

Velocidades Específicas a 20% de Eficiencia Isentrópica usando densidad de salida													
N (rpm)	1,600	1,800	3,200	3,600	4,800	6,400	8,000	10,000	15,000	20,000	25,000	30,000	40,000
Ns	0.0166	0.0187	0.0333	0.0375	0.0499	0.0666	0.0832	0.1041	0.1561	0.2081	0.2601	0.3122	0.4162

Tabla 4. 8 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) usando densidad de entrada y unidades métricas.

Velocidades Específicas usando densidad de entrada													
N (rpm)	1,600	1,800	3,200	3,600	4,800	6,400	8,000	10,000	15,000	20,000	25,000	30,000	40,000
Ns	0.0274	0.0309	0.0549	0.0618	0.0823	0.1098	0.1372	0.1716	0.2573	0.3431	0.4289	0.5147	0.6862

Tabla 4. 9 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) a 100% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades inglesas.

Velocidades Específicas a 100% de Eficiencia Isentrópica														
N (rpm)	1,600	1,800	3,200	3,600	4,800	6,400	8,000	10,000	15,000	20,000	25,000	30,000	35,000	40,000
Ns	2.204	2.479	4.408	4.959	6.611	8.815	11.019	13.774	20.660	27.547	34.434	41.321	48.208	55.095

Tabla 4. 10 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) a 20% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades inglesas.

Velocidades Específicas a 20% de Eficiencia Isentrópica														
N (rpm)	1,600	1,800	3,200	3,600	4,800	6,400	8,000	10,000	15,000	20,000	25,000	30,000	35,000	40,000
Ns	2.148	2.416	4.296	4.833	6.443	8.591	10.739	13.424	20.136	26.848	33.560	40.272	46.984	53.696

Tabla 4. 11 Velocidades específicas a diferentes velocidades de giro (rpm) usando densidad de entrada y unidades inglesas.

Velocidades Específicas con densidad a la entrada														
N (rpm)	1,600	1,800	3,200	3,600	4,800	6,400	8,000	10,000	15,000	20,000	25,000	30,000	35,000	40,000
Ns	3.541	3.984	7.082	7.967	10.623	14.164	17.705	22.131	33.197	44.263	55.328	66.394	77.460	88.525

Tabla 4. 12 Diámetros específicos a diferentes diámetros (ft) a 100% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades inglesas.

Diámetros Específicos a 100% de Eficiencia Isentrópica usando densidad de salida										
D (ft)	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.5
Ds	0.8084	1.2127	1.6169	2.0211	2.4253	2.8295	3.2338	3.6380	4.0422	6.0633

Tabla 4. 13 Diámetros específicos a diferentes diámetros (ft) a 20% de eficiencia isentrópica usando densidad de salida y unidades inglesas.

Diámetros Específicos a 20% de Eficiencia Isentrópica usando densidad de salida										
D (ft)	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.5
Ds	0.7879	1.1819	1.5758	1.9698	2.3637	2.7577	3.1516	3.5456	3.9395	5.9093

Tabla 4. 14 Diámetros específicos a diferentes diámetros (ft) usando densidad de entrada y unidades inglesas.

Diámetros Específicos usando densidad de entrada										
D (ft)	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.5
Ds	1.2990	1.9485	2.5980	3.2475	3.8970	4.5464	5.1959	5.8454	6.4949	9.7424

Es relevante que el lector note que los valores calculados para los diámetros específicos y velocidades específicos con densidad de salida cambian muy poco al variar la eficiencia isentrópica. Esto nos permitirá tener un análisis más preciso.

Para delimitar nuestro rango de selección, se hará uso del valor mínimo con eficiencia isentrópica del 20% y el valor máximo con eficiencia isentrópica del 100%. En otras palabras, de las tablas 4.9 y 4.10 podemos definir un rango de $2.148 < N_s < 55.095$ y de las tablas 4.12 y 1.13 podemos definir un rango de $0.7879 < D_s < 6.0633$.

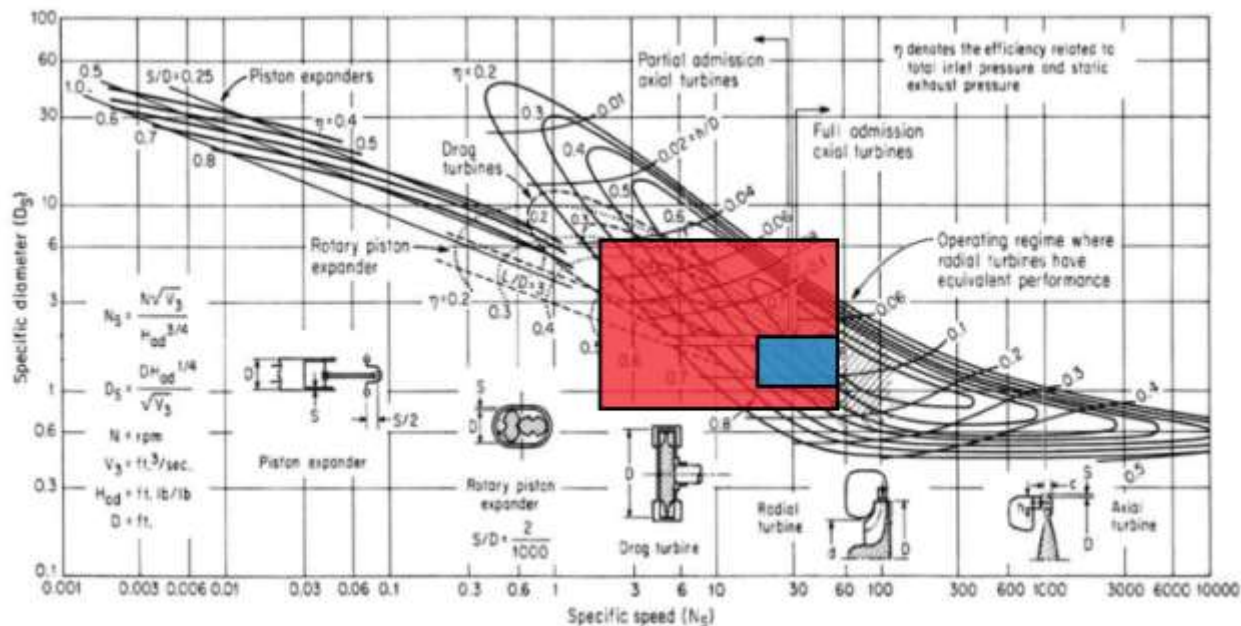


Figura 4. 2 Región N_s vs D_s para selección de turbina ideal. Zona roja: Rango total de selección. Zona azul: Rango ideal de selección. [Balje, O. E., 1962, "A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines:" Part A, "Similarity Relatives and Design Criteria of Turbines", Trans. ASME Series A, Jan.]

Nótese que la región sombreada que abarca turbomáquinas radiales permite alcanzar una eficiencia máxima cercana o igual al 80% lo que representa una opción ideal para el diseño. Los rangos ideales dentro de la región sombreada son, aproximadamente, $1.2 < D_s < 2$ y $20 < N_s < 55$. Lo anterior significa que el rango ideal de diámetro de turbina es, aproximadamente, $0.3 < D(\text{ft}) < 0.5$ y de giro de turbina de $15,000 < N(\text{rpm}) < 40,000$.

Aquí concluye metodología e ingeniería básica para la selección de la turbomáquina ideal. Adicionalmente se expondrá cómo calcular los esfuerzos centrífugos de la turbina ya que es un parámetro de funcionamiento crucial durante la operación.

4.2 VERIFICACIÓN DE ESFUERZOS CENTRÍFUGOS

El análisis de esfuerzo centrífugos depende, naturalmente, del material propuesto para la manufactura. Para el trabajo presente se realizará el análisis con dos materiales comunes para la manufactura de turbomáquinas, acero AISI 410 y aluminio 6061 T6 [7].

Tabla 4. 15 Características de materiales

Material	Densidad [kg/m3]	Resistencia a la tensión [MPa]
AISI 410 Templado Fuerte	7650-7850	620-690
Aluminio 6061 T6	2700.000	276.000

Para la calcular los esfuerzos centrífugos en los álabes se presenta la siguiente ecuación [7].

$$(\sigma_{ct}) = 2 * \pi * N^2 * \rho * A \quad (1.5)$$

Donde:

- N es la velocidad de rotación
- ρ es densidad del material
- A el área anular

La metodología para seguir consiste en utilizar el rango óptimo establecido en la Figura 4.2, tanto de la velocidad de giro como el diámetro y aplicarlo en la ecuación (1.5). Es decir, se utilizarán valores de 0.1 [m] y 0.15 [m] para el diámetro y un rango de valores desde 15,000 [rpm] hasta 40,000 [rpm].

Tabla 4. 16 Esfuerzos centrífugos para Acero AISI 410

Densidad Acero (ρ_{Ac}) [kg/m³]	7850.0											
Esfuerzos Centrífugos de la turbina considerando Acero AISI 410												
N (rpm)	15,000	15,000	20,000	20,000	25,000	25,000	30,000	30,000	35,000	35,000	40,000	40,000
Diámetro (m)	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15
Esfuerzo (MPa)	24.21	54.48	43.04	96.85	67.25	151.32	96.85	217.90	131.82	296.59	172.17	387.38

Tabla 4. 17 Esfuerzos centrífugos para Aluminio

Densidad Aluminio (ρ_{Al}) [kg/m³]	2700.0											
Esfuerzos Centrífugos de la turbina considerando Aluminio												
N (rpm)	15,000	15,000	20,000	20,000	25,000	25,000	30,000	30,000	35,000	35,000	40,000	40,000
Diámetro (m)	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15
Esfuerzo (MPa)	8.33	18.74	14.80	33.31	23.13	52.05	33.31	74.95	45.34	102.01	59.22	133.24

Al revisar los valores máximos de esfuerzos de las tablas 4.16 y 4.17, se puede concluir que no se rebasa el límite elástico y por lo tanto no existe riesgo de fallo del material, según los valores establecidos en la Tabla 4.15. Esto nos permitirá tener la posibilidad de seleccionar cualquier punto del rango de selección establecido en la Figura 4.2. Es importante mencionar que estos valores no incluyen los esfuerzos flexionantes causados por el flujo del fluido de trabajo. Además, posteriormente se realizará una validación de los valores obtenidos con la realización de una simulación estructural.

5 TURBINA RADIAL INFLOW

5.1 INFORMACIÓN GENERAL DE LA TURBINA RADIAL INFLOW

Una turbina radial inflow convencional cuenta con cinco diferentes componentes: una voluta, una rueda de toberas, un rotor y un difusor. Además, existe un paso “*vaneless passage*” que conecta la voluta a la rueda de toberas y la rueda de toberas a el rotor.

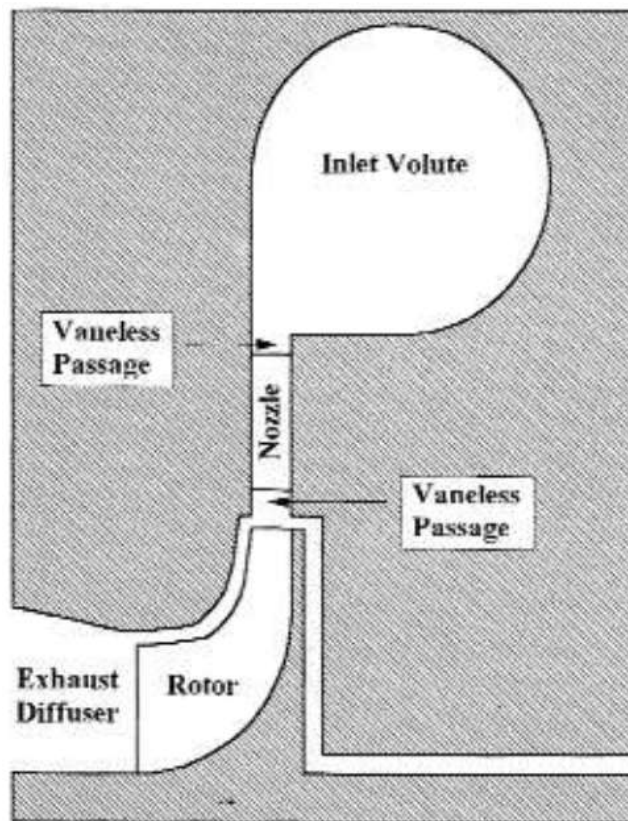


Figura 5. 1 Vista axial de una turbina radial inflow [9]

Para facilitar el proceso de diseño, es común asignar número a cada etapa de la turbina. Se le asignará (1) a la entrada de la voluta, (2) a la entrada de la rueda de toberas, (3) a la salida de la ruda de toberas, (4) a la entrada del rotor y (5) a la salida del rotor. Las siguientes imágenes facilitan el entendimiento de las diferentes etapas y facilitan la conceptualización de la turbina.

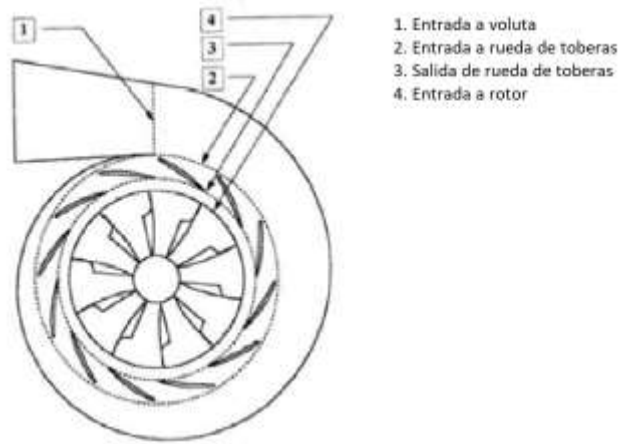


Figura 5. 2 Vista radial de una turbina radial inflow con etapas [9]



Figura 5. 3 Vista axial de rotor en turbina radial inflow [9]

El principio de trabajo de una turbina radial inflow es el aprovechar una temperatura y presión elevada de algún fluido de trabajo para hacerlo pasar por la voluta y rueda de toberas para luego ser expandido en el rotor. El cambio de momento en el fluido permitirá hacer girar el rotor y generar potencia.

Para entender mejor este proceso desde un punto de vista termodinámico, además de servir como base para el proceso de diseño, es necesario el uso y deducción de un diagrama de Molliere adecuado al ciclo.

El diagrama expuesto en la Figura 5.4 será de especial ayuda al lector ya que en él está expuesto explícitamente cómo calcular diferentes puntos necesarios para el proceso de diseño.

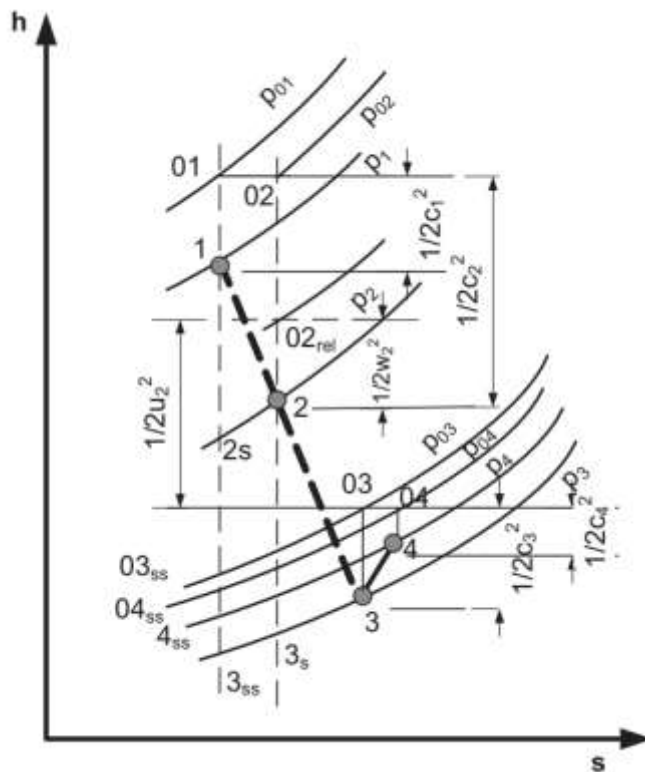


Figura 5. 4 Diagrama de Molliere general para el proceso de expansión [10]

Existen diferentes métodos para el diseño de una turbina radial inflow. En este trabajo se seguirá una metodología bidimensional, también llamada “de línea media”, la cual sirve como punto de partida para diseños más complejos que involucran el uso de programas especializados que utilizan tres dimensiones. Además, es de vital importancia hacer notar que varios autores han propuesto diferentes formas de seguir la metodología basándose en experimentos que han permitido la deducción de enfoques empíricos. Cada uno de ellos es válido y es decisión del diseñador la elección de fórmulas o relaciones que mejor se adapten al trabajo en cuestión. A lo largo de este trabajo se referirá a los autores citados para el diseño.

5.2 SISTEMA DE REFERENCIA Y TRIÁNGULOS DE VELOCIDAD

Las turbomáquinas consisten en álabes giratorios y estacionarios distribuidos alrededor de un eje común, por ello, tienden a tener una forma cilíndrica. Por esta razón, resulta conveniente utilizar un sistema de coordenadas cilíndrico alineado con el eje de rotación para su análisis [9].

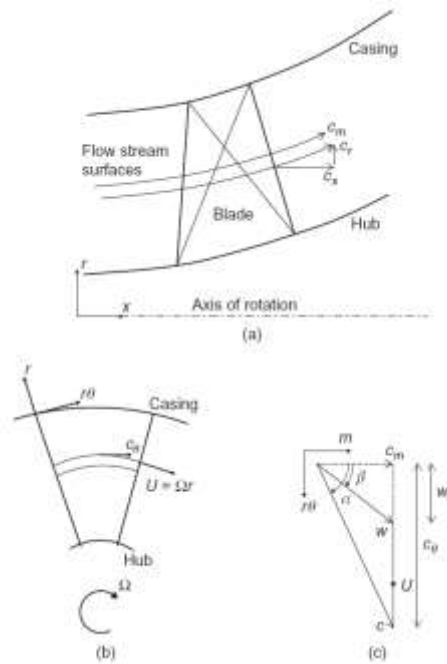


Figura 5. 5 Sistema coordinado y velocidades de flujo en una turbomáquina. (a) Vista lateral, (b) Vista a lo largo del eje, (c) Vista superior en una superficie de flujo [9]

Se pueden distinguir en la Figura 5.5 tres ejes que son referidos como axial x , radial r , y tangencial $r\theta$.

En general, se considera que el flujo a lo largo de la dirección tangencial no varía con la finalidad de facilitar el análisis. Al tomar en cuenta esta condición, se puede asumir que el flujo se mueve a lo largo de la turbomáquina en superficies de flujo axisimétricas tal y como se puede notar en la Figura 5.5 (a). La componente de velocidad a lo largo de una superficie de flujo axisimétrica es llamada velocidad meridional.

$$C_m = \sqrt{C_x^2 + C_r^2} \quad (1)$$

En turbomáquinas radiales, la velocidad de flujo axial, C_x , será cero y por lo tanto, $C_m = C_r$. La velocidad total del flujo está formada por las componentes meridional y tangencial y puede ser escrita de la siguiente forma.

$$c = \sqrt{Cx^2 + Cr^2 + C\theta^2} = \sqrt{Cm^2 + C\theta^2} \quad (2)$$

Para facilitar la comprensión de los triángulos de velocidad de una turbomáquina, a continuación, se hará una breve explicación utilizando como ejemplo un compresor de flujo axial. Sin embargo, es de suma importancia que el lector tenga en cuenta que los triángulos de velocidad para una turbina radial son diferentes, aunque cuente con las mismas componentes.

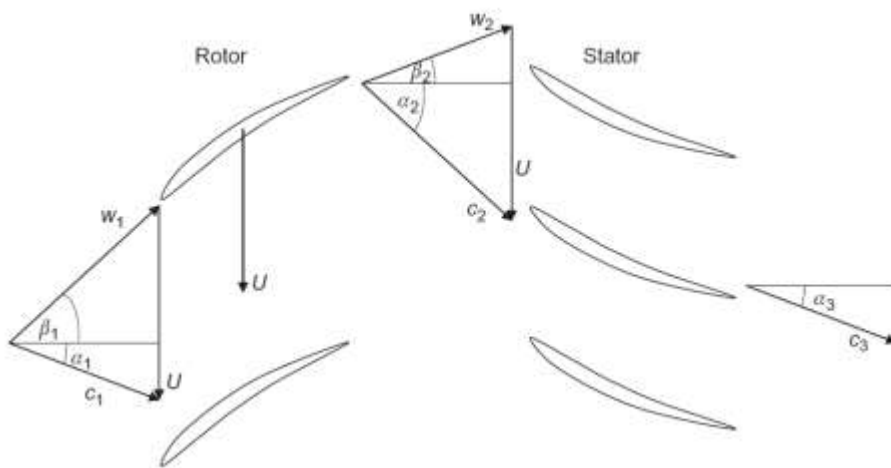


Figura 5. 6 Triángulos de velocidad para un compresor axial [9]

El flujo entra a la etapa de compresión con un ángulo de inclinación α_1 con una velocidad c_1 . Con base a una substracción de vectores, la velocidad relativa de entrada al rotor tendrá una magnitud W_1 con un ángulo de flujo relativo β_1 . Los álabes del rotor están diseñados de tal forma que el fluido cambie su dirección para que salga del rotor con una velocidad relativa w_2 y un ángulo de flujo relativo β_2 . Los álabes del rotor provocarán que la presión y temperatura de estagnación aumenten.

Al mismo tiempo, por suma de vectores, la velocidad absoluta de salida del rotor c_2 se encuentra con un ángulo de flujo α_2 . Ahora el flujo entrará al estator y saldrá con una velocidad reducida c_3 y un ángulo α_3 . Esta difusión de la velocidad c_2 a c_3 ocasiona que la presión y temperatura aumenten incluso más. Por otro lado, la velocidad U se refiere a la velocidad de álabes que se mantendrá cierta relación a la entrada y salida para evitar deformaciones.

En términos generales, existen dos tipos de turbinas radiales inflow: las turbinas cantiliver y las turbinas a 90° . En este trabajo se diseñará una turbina a 90° por lo cual no se hablará de las turbinas cantiliver.

- Turbina a 90°

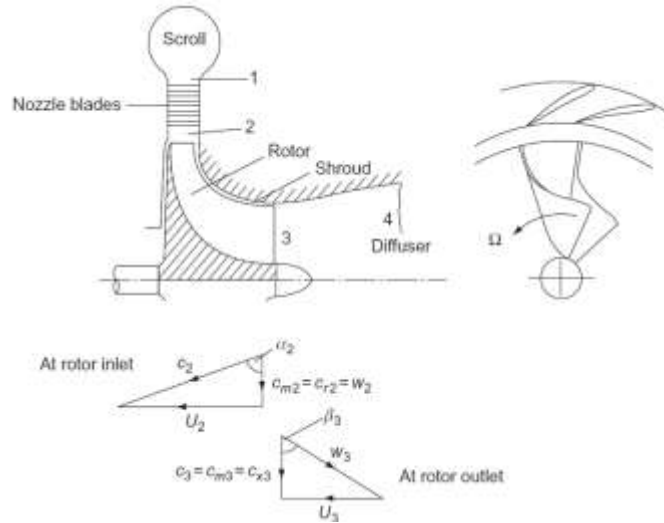


Figura 5. 7 Triángulos de velocidad y arreglo de una turbina radial inflow a 90° [9]

Una ventaja que presentan las turbinas a 90° es una mayor resistencia estructural. La Figura 5.7 muestra el típico arreglo de este tipo de turbinas y es importante hacer notar que el ángulo de entrada al rotor β_2 , es establecido como cero. En este tipo de turbinas los álabes están expuestos a altos niveles de estrés causados por la fuerza centrípeta y la inestabilidad del flujo de trabajo [9]. Además, la parte de salida de los álabes es curvada con la finalidad de eliminar o reducir al mínimo la componente tangencial de la velocidad. Como se puede notar, la apariencia de los triángulos de velocidad y arreglo son muy similares a los de un compresor centrífugo, pero con la dirección de flujo revertida.

Habiendo explicado el funcionamiento de los triángulos de velocidad, se procederá a comenzar el proceso de diseño.

5.3 CICLO DE TRABAJO

El principal objetivo del diseño del rotor de la turbina es calcular parámetros que permitan generar la geometría principal del mismo. Se considera esta etapa del diseño como la primera ya que el diseño de la rueda de toberas y voluta es muy dependiente de la geometría del rotor. En esta etapa se considerará que las pérdidas son mínimas tales que permitan que las propiedades del fluido se mantengan constantes a lo largo del rotor.

La primera fase de esta etapa consistirá en la deducción de los diferentes estados termodinámicos que permitirán construir el Diagrama de Molliere adecuado al sistema. Para esto, es necesario tener ciertos datos de entrada que condicionarán el trabajo que se busque obtener de la turbina.

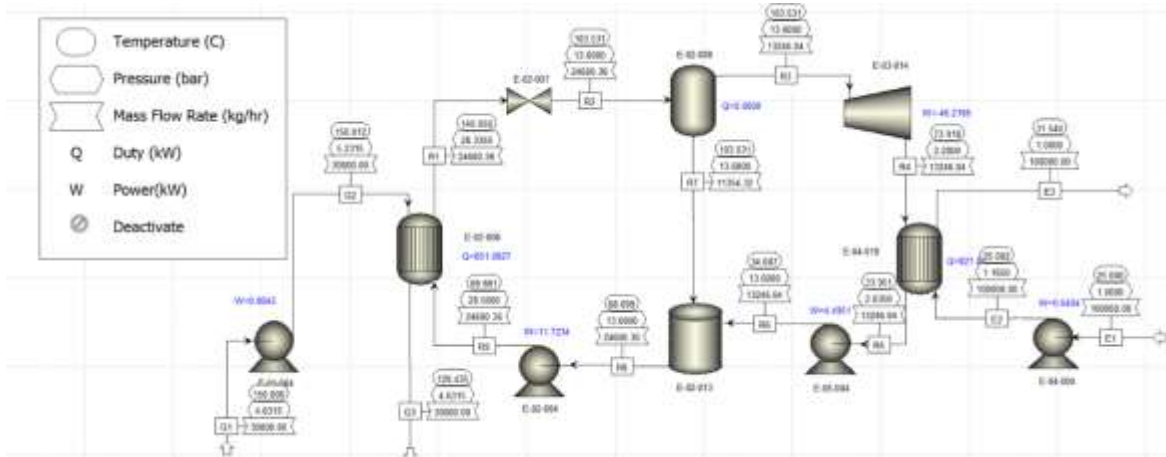


Figura 5. 8 Ciclo de trabajo [Russell Tejada, U. (2016) Análisis de factibilidad del sistema de enfriamiento de una planta cbei de 10kw, con base a un aerocondensador o condensación con agua de mar (Tesis de Maestría, Universidad Nacional Autónoma de México).]

El ciclo expuesto en la Figura 5.8 establecerá algunas de las condiciones de temperatura, presión, gasto másico y potencia necesarias para el diseño de la turbina radial inflow.

Además, será necesario proponer algunas condiciones de trabajo como el ángulo de flujo absoluto a la entrada del rotor (α_2), el diámetro de descarga de los canales de la voluta, una eficiencia de rueda de toberas, la relación de presiones entre la voluta y rotor (P_{01}/P_3), la velocidad de rotación del rotor, un coeficiente de recuperación de presión en el difusor (CPd) y un radio de rotor.

Las condiciones anteriores son conocidas como parámetros de diseño. Esto se refiere a la posibilidad de proponer valores, generalmente bajo rangos determinados experimentalmente, que el diseñador puede variar iterativamente para obtener los resultados deseados.

El rango de velocidades específicas (N_s) y diámetros específicos (D_s) determinadas previamente sirven como base para una mejor elección del diámetro y velocidad de giro del rotor. En la tabla a continuación se presentan los datos de entrada finales, pero estos pueden variar según las decisiones del diseñador.

Tabla 5. 1 Datos de entrada para diseño

Datos	
Unidades	SI
Fluido	R245fa
Ángulo de flujo a la entrada α_2 [Deg]	70.00
Ángulo de flujo a la entrada β_2 [Deg]	0
Diámetro descarga de voluta [m]	0.04
Área descarga de voluta [m ²]	0.00126
Gasto másico \dot{m} [kg/s]	3.68
Densidad voluta [kg/m ³]	78.801
Eficiencia tobera	0.8
Relación de presiones P1/P3	6.19
Velocidad del rotor [rpm]	20900
Coefficiente de Recuperación de Presión en el difusor CP_d	0.7
Constante de gas ideal [N*m/kg*K]	287
Masa molar R245fa	0.134
Diámetro rotor D2 [m]	0.15
Radio rotor r2 [m]	0.075
Área a la entrada A2 [m ²]	0.0177

Para el proceso de determinación de estados termodinámicos se hará uso del software REFPROP. Además, en la Tabla 5.2 se presentan una serie de valores y relaciones recomendadas en el diseño de turbinas radiales inflow.

Tabla 5. 2 Relaciones importantes para el diseño [6,8]

Relacions y Valores recomendados para el diseño	
Parámetro	Rango recomendado
α_2	[68,76]
β_2	[-20,40]
C3/U2	[0.15,0.5]
W3/W2	[2,2.5]
U2/Co	[0.55,0.8]
b2/r2	[0.1,0.3]
r3h/r2	≤ 0.7
r3h/r3s	≤ 0.4

Donde:

- b2 es el ancho de álabe a la entrada.

- r_2 es el radio del rotor.
- r_{3h} es el radio de eje a la salida.
- r_{3s} es el radio de la cubierta a la salida.
- W_3 es una velocidad relativa a la salida del rotor.
- W_2 es una velocidad relativa a la entrada del rotor.
- U_2 es velocidad de álabe a la entrada.
- C_o es velocidad de chorro

5.4 COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO

Para llevar a cabo el diseño, el cálculo de estados termodinámicos partiendo de los datos de entrada, así como el cálculo de los triángulos de velocidad es fundamental.

El proceso de diseño puede resultar un tanto abrumador inicialmente ya que, además de ser un proceso iterativo, es un proceso donde se tienen que determinar estados termodinámicos con ayuda de alguna tabla o REFPROP pero además, hay estados que únicamente se pueden definir partiendo de valores de velocidades del fluido de trabajo. Se buscará explicar detalladamente al lector el proceso a seguir.

Inicialmente se parte únicamente con los valores de los estados 1 y 4, es decir, los estados reales del proceso. Con el fin de llevar un orden, se comenzará el análisis partiendo del estado real 1, es decir, a la entrada de la rueda de toberas.

1. Al tener valores de presión y temperatura, podemos determinar el estado termodinámico 1 y obtener los demás valores con ayuda de alguna tabla o bien, como se hizo en este trabajo, con el software REFPROP.
2. Basándonos en la Figura 5.4, podemos encontrar las relaciones de energía existentes entre el estado 1 y el estado 01. Para poder realizar esta operación, es necesario calcular la velocidad absoluta de salida de la voluta c_1 , la cual se puede obtener con la ecuación de conservación de masa.

$$\dot{m} = \rho * c_1 * A \quad (3)$$

3. Habiendo calculado el valor de c_1 , será posible determinar la entalpia del estado 01, además, como se puede notar en la Figura 5.4, el estado 01 es un estado isoentrópico respecto al estado 1. Al tener estos dos valores, será posible determinar completamente el estado 01.

La siguiente etapa en la determinación de estados termodinámicos puede resultar un tanto confusa ya que, para poder determinar el estado real 2, será necesario determinar previamente estados relacionados a la misma etapa.

4. Comenzaremos con el estado 2s. Revisando la Figura 5.4, podemos notar que el estado 2s es isoentrópico respecto al estado 1. Para poder definir este estado completamente será necesaria otra propiedad.
5. Revisando el estado 02, se puede notar que es isoentálpico respecto al estado 01. El tener la entalpía del estado 02 nos permitirá calcular la entalpía del estado 2. Esto se puede revisar en la Figura 5.4

$$h_2 = h_{02} - \frac{c_2^2}{2} \quad (4)$$

Sin embargo, resulta evidente que no se cuenta con el valor de velocidad absoluta a la entrada del rotor c_2 , por lo cual habrá que calcularlo.

Para el cálculo de la velocidad c_2 , será necesario calcular la componente tangencial y meridional de la misma. Para ello, partiremos calculando la velocidad del álabe U_2 .

$$U_2 = \frac{\pi * n * D_2}{60} \quad (5)$$

Donde:

- D_2 es el diámetro del rotor.
- n son las revoluciones del rotor.

Refiriéndonos a la Figura 5.6 (c), se puede notar la dependencia, dada por el ángulo β a la entrada, que existe entre la componente tangencial C_θ y la velocidad de álabe U . Como se mencionó, en este trabajo se elaborará una turbina radial inflow a 90° y por ello, el ángulo β está definido como cero. Sin embargo, a continuación, presentamos una fórmula general para el posible caso de un ángulo β diferente de cero.

$$C_\theta = U * \cos(\beta) \quad (6)$$

Con base a la Figura 5.6 (c), podemos definir ahora la componente meridional c_m .

$$c_m = \frac{C_\theta}{\tan(\alpha)} \quad (7)$$

Finalmente, podemos calcular la velocidad absoluta de entrada C según la ecuación (2).

6. Ahora que contamos con la entalpía del estado 2 (h_2), podemos calcular la entalpía del estado 2s. Según la Figura 5.4, podemos definirla de la siguiente forma.

$$h_{2s} = h_{02} - \frac{(h_{02} - h_2)}{\eta_{tob}} \quad (8)$$

Con esto podemos definir completamente el estado 2s.

7. Revisando la Figura 5.4, el estado 2s y el estado 2 están unidos por una isobara. Es decir, que podemos definir el estado 2 al conocer presión y entalpía.
8. El estado 02 relativo es isoentrópico respecto al estado 2, calcularemos la entalpía de la siguiente forma para definir el estado.

$$h_{02\ rel} = h_2 + \frac{W_2^2}{2} \quad (9)$$

Sin embargo, no contamos con la velocidad relativa de entrada al rotor W_2 . El cálculo de W_2 resulta innecesario en una turbina radial a 90° ya que $W_2 = C_m$, sin embargo, a continuación, se presenta cómo calcularla para cualquier caso. Será necesario primero calcular la componente tangencial W_θ y meridional W_m de la velocidad relativa.

$$W_\theta = U - C_\theta \quad (10)$$

$$W_m = C_m \quad (11)$$

$$W = \sqrt{W_\theta^2 + W_m^2} \quad (12)$$

Con esto, no sólo se habrá definido el estado 02 relativo, sino que también se habrá definido completamente el triángulo de velocidad a la entrada.

9. Definir el estado 02 será muy sencillo ya que contamos con la entalpía al ser isoentálpico respecto al estado 01 e isoentrópico respecto al estado 2.

10. Para definir el estado 3, comenzaremos utilizando la relación de presiones establecida en los datos de entrada. Este valor es definido iterativamente según las condiciones del ciclo de trabajo.

$$P3 = \frac{P1}{RP} \quad (13)$$

Ocurre algo similar a lo presentado en el proceso para calcular es estado 2, es decir, necesitaremos apoyarnos del triángulo velocidad a la salida para definir el estado 3.

11. Comenzaremos con el estado 03 al definir la entalpía del estado. Según la Figura 5.4 podemos definirla de la siguiente forma.

$$h03 = h02 \text{ rel} - \frac{U2}{2} \quad (14)$$

12. Ahora calcularemos la velocidad de salida C3. Para esto se hace uso de una relación establecida empíricamente que se muestran en la Tabla 5.2 [7]. Por lo tanto, se ha definido lo siguiente.

$$\frac{C3}{U2} = 0.25 \quad (15)$$

13. Para calcular la entalpía del estado 3 se refiere a la Figura 5.4 para establecer lo siguiente.

$$h3 = h03 - \frac{C3^2}{2} \quad (16)$$

El estado 3 queda completamente definido al conocer entalpía y presión.

14. Refiriéndose a la Figura 5.4, el estado 3s comparte una isobara con el estado 3 además de ser isoentrópico con el estado 2. Por ello, podemos definir completamente el estado.
15. El estado 03 es isoentrópico respecto al estado 3, por ello, contamos con el valor de la entropía y la entalpía calculada en la ecuación (14) para definir el estado.

16. El estado 3ss comparte una isobara con el estado 3 además de ser isoentrópico con el estado 1. Por ello, se puede definir el estado completamente.
17. El estado 03ss comparte una isobara con el estado 03 además de ser isoentrópico con el estado 1. Por ello, se puede definir el estado completamente.
18. Para definir el estado 4, como se mencionó en el punto 1, se pueden utilizar las propiedades de temperatura y presión dadas. Sin embargo, si se realizara esto, habría una desconexión entre los estados previamente calculados y el estado 4 y 04. Por ello, se opta por seguir una ruta alterna. Se calculará la entalpía del estado 4 con base a la Figura 5.4.

$$h4 = CPd * (h03 - h3) + h3 \quad (17)$$

El valor de CPd (Coeficiente de recuperación en el difusor) fue dado en los datos de entrada y es un valor propuesto.

19. Tomando alguna de las dos propiedades dadas en la Figura 5.5 y la entalpía calculada, podemos definir el estado termodinámico. En el caso de este trabajo, se tomó la presión. Al realizar esto, es posible calcular la temperatura con REFPROP y se obtuvo un valor de 328.239 [K]. A continuación, se calcula el porcentaje de error.

$$\%E = \frac{Abs(347.068 [K] - 328.529 [K])}{347.068 [K]} * 100 = 5.34\% \quad (18)$$

Un error el 5.34% se considera aceptable.

20. Finalmente, el estado 04 es isoentrópico respecto al estado 4, además de ser isoentálpico respecto al estado 03. Con estas dos propiedades podemos definir el estado termodinámico.
21. Aun habiendo definido los todos los estados termodinámicos, se debe definir el triángulo de velocidad a la salida. Primero, se define la componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida $C_{\theta 3}$ como cero ya que esto minimiza las pérdidas de energía cinética a la salida al definir que no habrá remolinos [7]. Sin embargo, algunos diseñadores podrían optar por un valor diferente a cero si esto beneficia el proceso de difusión.

$$C_{\theta 3} = 0 \quad (19)$$

22. Una vez más se utilizará una de las relaciones establecidas en la Tabla 5.2. Esta relación involucra las velocidades relativas de salida y entrada del rotor, W_2 y W_3 , respectivamente y se ha definido de la siguiente forma.

$$\frac{W3}{W2} = 2 \quad (20)$$

Esta relación permitirá calcular el valor de W3.

23. Finalmente, para calcular el valor de la velocidad de álabe a la salida U3, se utiliza el Teorema de Pitágoras.

$$U3 = \sqrt{W3^2 - C3^2} \quad (21)$$

Para definir completamente el triángulo de velocidad a la salida, se calcula el ángulo de flujo absoluto a la salida β_3 de la siguiente forma.

$$\beta_3 = \arccos\left(\frac{C3}{W3}\right) \quad (22)$$

Al finalizar esta etapa del diseño, se habrán definido todos los estados termodinámicos del sistema, así como las componentes principales del triángulo de velocidad a la entrada (C2, U2 y W2) y las componentes principales del triángulo de velocidad a la salida (C3, U3 y W3).

Después de haber seguido la metodología expuesta anteriormente, se obtienen los siguientes valores.

Tabla 5. 3 Estados termodinámicos para el ciclo presentado

Estado/Propiedad	Presión [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/Kg-K]	Densidad [kg/m3]	Temperatura [K]	Cp [kJ/Kg-K]	Cv [kJ/Kg-K]	Coef. Adiabático
1	1.360	476.459	1.794	78.801	376.681	1.387	1.079	1.285
0.1	1.416	477.157	1.794	82.687	378.324	1.410	1.086	1.299
2	0.496	461.900	1.805	26.045	346.697	1.084	0.958	1.132
2s	0.496	458.086	1.794	26.486	343.189	1.090	0.958	1.138
02 rel	0.545	463.685	1.805	28.652	349.403	1.099	0.966	1.138
0.2	1.120	477.157	1.805	61.606	372.499	1.272	1.046	1.216
3	0.220	449.370	1.814	11.493	327.935	0.987	0.895	1.103
3s	0.220	446.396	1.805	11.633	324.922	0.987	0.893	1.105
0.3	0.230	450.212	1.814	11.994	329.045	0.991	0.898	1.104
3ss	0.220	442.824	1.794	11.807	321.303	0.987	0.891	1.109
03ss	0.230	443.643	1.794	12.323	322.419	0.992	0.894	1.110
4	0.220	449.960	1.816	11.482	328.539	0.987	0.896	1.103
0.4	0.223	450.212	1.816	11.629	328.871	0.989	0.896	1.103

Código de Colores:

- Amarillo: Valores obtenidos analíticamente
- Blanco: Valores obtenidos con REFPROP.

Con los datos expuestos en la Tabla 5.3 es posible dibujar el diagrama de Molliere del ciclo.

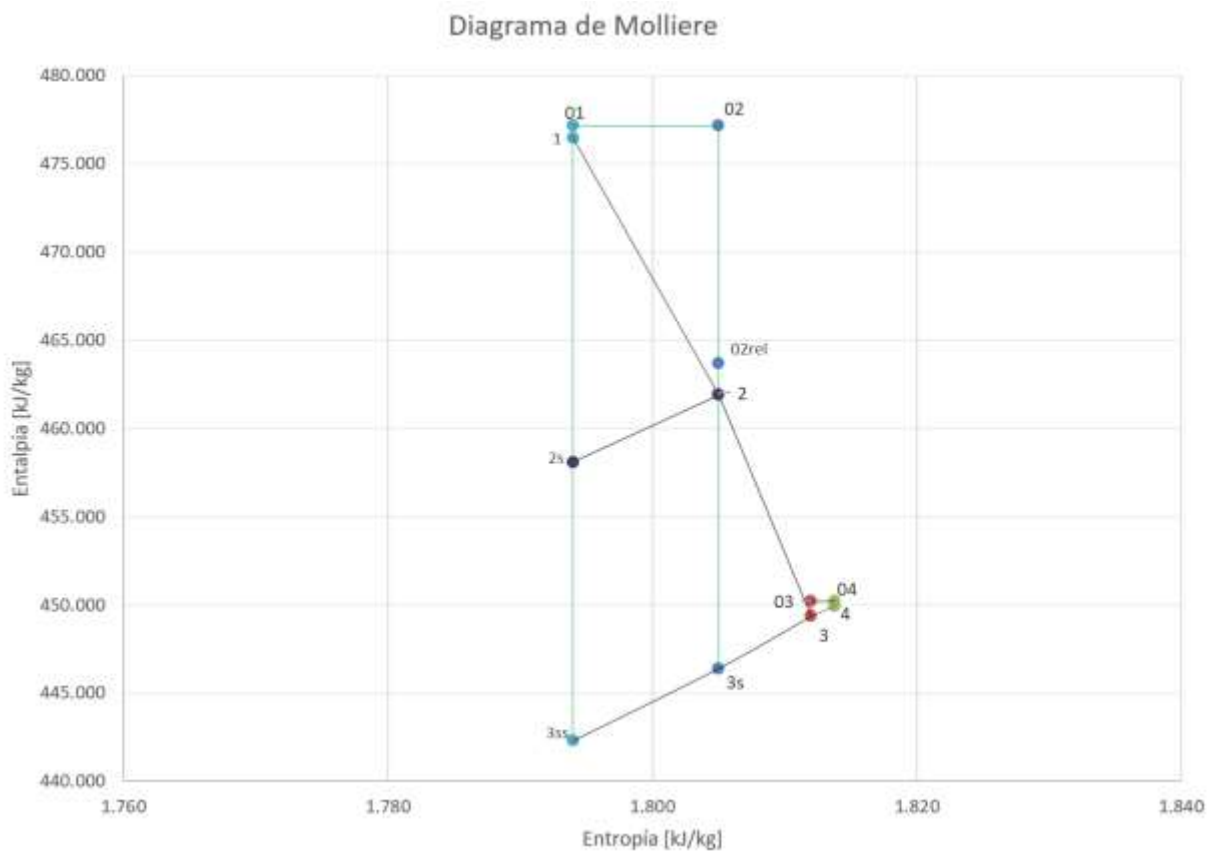


Figura 5. 9 Diagrama de Molliere para ciclo de trabajo

5.5 DISEÑO DEL ROTOR

Ahora que se han definido todos los estados termodinámicos del ciclo y las componentes de los triángulos de velocidad, es posible comenzar con el diseño del rotor de la turbina. Este es un proceso iterativo en el que el diseñador podrá adaptar algunas relaciones para los fines deseados.

Comenzaremos por definir la potencia de la turbina.

$$\dot{W} = (h_2 - h_3) * \dot{m} \quad (23)$$

Aplicando la ecuación (23) se obtiene un valor de potencia de $P=46.109$ [kW]. Este es un valor muy importante para el diseño ya que tiene que cumplir con los requerimientos de potencia de la turbina deseada, pero además debe ser capaz de proveer suficiente potencia para energizar las bombas del ciclo. Revisando nuestro ciclo se necesitan por lo menos 46 [kW]. Por lo tanto, esto es un buen indicador de un diseño correcto.

En algunos casos, la energía cinética del fluido de trabajo no puede ser utilizada al final del proceso, es decir, parte de la energía del fluido no está contribuyendo a la cantidad de energía producida. En estos casos se utiliza la “eficiencia total-estática” definida como:

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3ss}} \quad (24)$$

También se define una relación de potencia S_w con la finalidad de tener un valor adimensional de la potencia [11].

$$S_w = \frac{\dot{W}}{m * h_{01}} \quad (23.a)$$

El número de álabes (Z) es un parámetro importante en el diseño de cualquier turbomáquina. En el caso de turbinas radiales inflow, diferentes métodos han sido deducidos tanto experimentalmente como analíticamente [12]. La metodología para seguir queda a criterio del diseñador. En el caso de este trabajo se utilizó una versión simplificada de la ecuación de Whitfield [11] definida de la siguiente forma.

$$Z = \frac{1}{\cos^2(\alpha_2)} \quad (25)$$

La siguiente gráfica muestra una relación de las ecuaciones para definir el número de álabes más relevantes hoy en día.

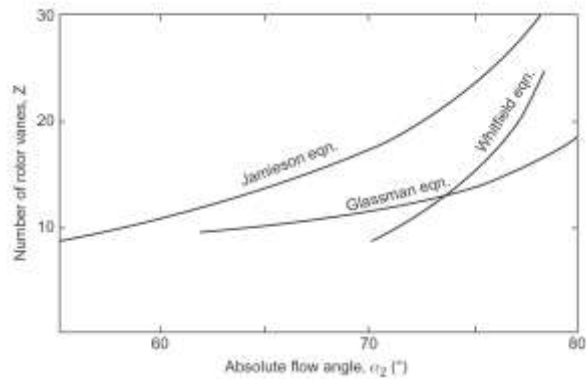


Figura 5. 10 Gráfica Z vs α_2 para determinación de número de álabes. [12]

A continuación, se presenta una representación axial de una turbina radial inflow a 90° en la que se señalan los parámetros necesarios para definir la geometría de esta.

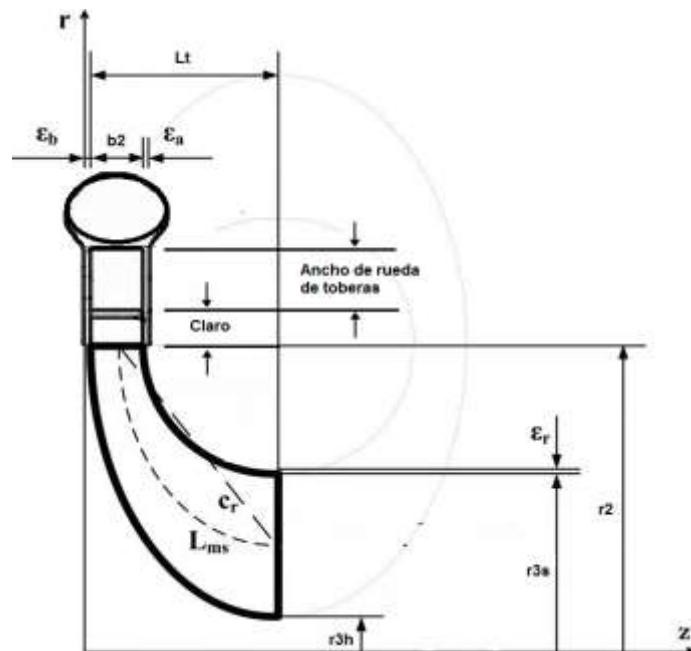


Figura 5. 11 Parámetros geométricos de diseño principales.

Donde:

- b_2 es el ancho de ábete a la entrada.
- L_t es la longitud de la turbina.
- C_r es la longitud de la cuerda del rotor.
- r_2 es el radio del rotor.

- r_{3h} es el radio de eje a la salida.
- r_{3s} es el radio de la cubierta a la salida.
- L_{ms} es la longitud media del rotor.
- e_b , e_r y e_a son anchos del álabe.

En este punto el lector puede notar la importancia de la determinación de los estados termodinámicos y triángulos de velocidad ya que serán fundamentales para el cálculo de los parámetros geométricos.

Para definir b_2 se utiliza la ecuación de conservación de masa de la siguiente forma:

$$b_2 = \frac{\dot{m}}{\pi * D_2 * C_{m2} * \rho_2} \quad (26)$$

Ahora se tiene que hacer uso de una de las relaciones establecidas en la Tabla 5.2 y se definió de la siguiente forma.

$$v = \frac{r_{3h}}{r_{3s}} = 0.4 \quad (27)$$

Para definir r_{3s} se utiliza la siguiente ecuación [12]:

$$r_{3s} = \frac{r_2 * C_{m3} * \tan(\beta_3)}{U_2} \quad (28)$$

Se recuerda al lector que al definir la definir las ecuaciones (2) y (19) es posible calcular C_m .

El obtener el valor de r_{3s} permite calcular una relación más que será útil para el diseño.

$$\frac{r_{3s}}{r_2} = 0.6837 \quad (29)$$

Además, combinando las ecuaciones (27) y (28), es posible calcular el valor de r_{3h} .

La siguiente relación permitirá calcular el radio de salida del rotor r_3 con ayuda del radio de cubierta a la salida r_{3s} apoyándose de la ecuación (27) [9].

$$\frac{r_3}{r_{3s}} = 0.5 * (1 + v) \quad (30)$$

Con los valores calculados de r_{3s} y r_{3h} , podemos calcular el área a la salida del rotor A_3 , definir el ancho de álabe a la salida b_3 y calcular el radio de salida de rotor r_3 .

$$A_3 = \pi * (r_{3s}^2 - r_{3h}^2) \quad (31)$$

$$b_3 = r_{3s} - r_{3h} \quad (32)$$

$$r_3 = \frac{r_3}{r_{3s}} * r_{3s} \quad (33)$$

Al haber llegado a este punto, es importante el tener alguna forma de validar los datos de diseño obtenidos. Para esto se utiliza el número de Mach mínimo de estagnación M_{02} y el número de Mach a la entrada del rotor M_2 . Se busca que $M_2 = M_{02}$ con la finalidad de asegurar que el gasto másico propuesto sea efectivamente proporcionado [4,6].

$$M_{02}^2 = \left(\frac{Sw}{(\gamma - 1)} \right) * \left(\frac{2 * \cos(\beta_2)}{(1 + \cos(\beta_2))} \right) \quad (34)$$

$$M_2^2 = \frac{M_{02}^2}{(1 - 0.5(\gamma - 1) * M_{02}^2)} \quad (35)$$

Se define ahora la velocidad absoluta a la salida del difusor C_4 con la finalidad de obtener concordancia en las velocidades del flujo de trabajo.

$$C_4 = \sqrt{2 * (h_{04} - h_4)} \quad (36)$$

También se puede calcular el área de salida del difusor A_4 para el posible diseño de este.

$$A4 = \frac{\dot{m}}{\rho4 * C4} \quad (37)$$

Tras haber validado el proceso de diseño hasta este punto, es posible ahora calcular el resto de los valores geométricos. A continuación, se presentan las ecuaciones para calcular Lms y Cr. Estos valores permitirán calcularla longitud de la turbina [9].

$$Lms = \left(\frac{\pi}{2}\right) * \sqrt{\frac{\left(r2 - r3 + \frac{2 * b2}{D2}\right)^2 + \left(\frac{b3}{2}\right)^2}{2}} \quad (38)$$

$$Cr = \frac{2 * \sqrt{2} * Lms}{\pi} \quad (39)$$

Ahora se necesita calcular la siguiente relación geométrica que permitirá calcular la longitud de la turbina utilizando el Teorema de Pitágoras.

$$a = r2 - r3h - \frac{b3}{2} \quad (40)$$

$$Lt = \sqrt{Cr^2 - a^2} \quad (41)$$

Al llegar a este punto se ha definido completamente la geometría básica necesaria para el diseño del rotor de la turbina. A continuación, se muestra una tabla con los valores esenciales para el diseño.

Tabla 5. 4 Parámetros geométricos de diseño para rotor

Parámetros rotor	
η_{ts} [%]	78.479
α_2 [Grados]	70.00
β_2 [Grados]	0
β_3 [Grados]	69.9137
r2 [m]	0.0750
r3 [m]	0.0359
r3h [m]	0.0205
r3s [m]	0.0513
b2 [m]	0.0050
b3 [m]	0.0308
A2 [m ²]	0.0177

A3 [m2]	0.0069
Lms [m]	0.0894
Lt [m]	0.0703
Número de álabes Z	9

5.8 DISEÑO DEL ESTATOR

Si bien el fluido de trabajo interactúa en primera instancia con el estator, a comparación del rotor, éste depende en gran parte del rotor para ser diseñado. Varios valores geométricos calculados para el rotor serán utilizados para el diseño del estator, también conocido como rueda de toberas.

Revisando la Figura 2.1, el lector puede notar que existen dos pasajes vacíos “*vaneless passage*” que existen con la finalidad de influenciar el desempeño aerodinámico [13]. El primer pasaje vacío será ignorado puesto que sería parte del posible diseño de una voluta, sin embargo, el segundo es importante de considerar para el diseño del estator. Este pasaje vacío será propuesto con un valor radial de 5 [mm] agregados al valor calculado del radio y además permitirá proponer el valor del radio interno o radio de salida r_{2e} del estator.

$$r_{2e} = r_2 + \text{Espaciamiento} \quad (42)$$

El valor del espaciamiento es propuesto en concordancia con los valores geométricos del rotor. Es un valor que puede ser variado iterativamente puesto que influirá parte del diseño del estator.

A continuación, se establecerá una relación empírica que relaciona el radio de entrada del estator r_{1e} y el radio de salida del estator r_{2e} [9].

$$1.1 \leq \frac{r_{1e}}{r_{2e}} \leq 1.7 \quad (43)$$

Al definir esta relación es posible calcular el valor de r_{1e} .

Ahora, también es posible definir el ancho del estator (b_e) de la siguiente forma:

$$b_e = r_{1e} - r_{2e} \quad (44)$$

A comparación de la geometría del rotor, la del estator depende en gran medida de los álabes que lo rodean. Existen dos formas de calcular el número de álabes de un rotor. Es posible hacer un análisis del perfil aerodinámico del álabes partiendo de relaciones y ecuaciones conocidas en el ámbito aerodinámico que permiten definir una serie de parámetros tales como la longitud de cuerda (c), el ángulo de caída máximo (b) y su posición (a).

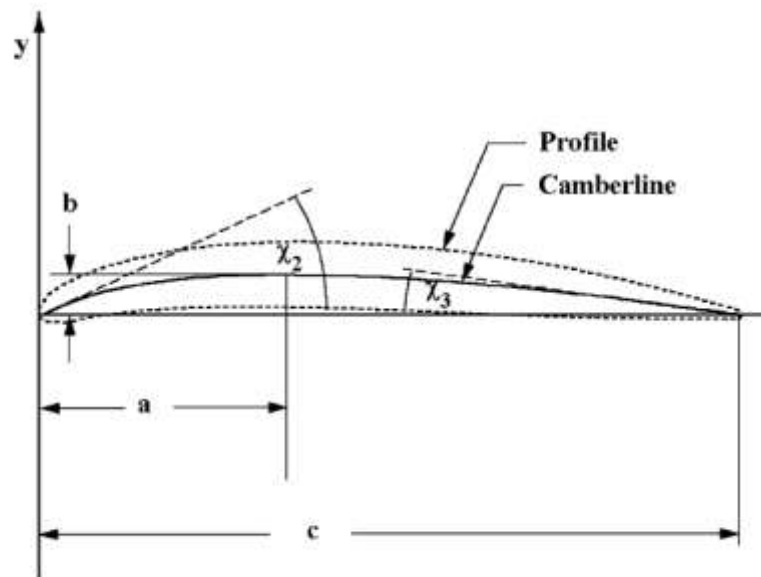


Figura 5. 12 Perfil de álabes parabólico [9].

En este trabajo no se seguirá esta metodología ya que se aparta del tema central que es el diseño del estator y se vuelve acerca del diseño aerodinámico de un perfil. Sin embargo, se optará por una metodología alterna en la que se calculará el valor de la longitud de la cuerda (c) y esto permitirá definir el número de álabes y la distancia entre ellos; de tal forma que se pueda definir completamente la geometría.

Para calcular la longitud de cuerda se hará uso de una relación trigonométrica relacionando el ancho del estator y el ángulo absoluto de salida del estator (γ_3). El ángulo γ_3 resulta ser el mismo que el ángulo α_2 establecido en el diseño del rotor ya que son ángulos opuestos por un vértice.

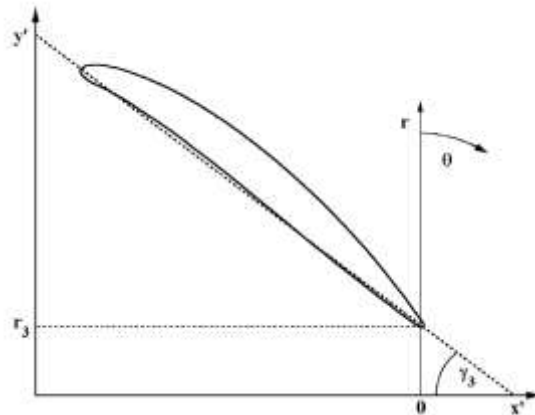


Figura 5. 13 Ángulo γ_3 [9].

Conociendo los valores de b_e y γ_3 , es posible calcular la longitud de la cuerda de un ábabe con una simple relación trigonométrica [9].

$$c = \frac{b_e}{\text{sen}(\gamma_3)} \quad (45)$$

Ahora se hará uso de otra relación empírica que relacionará la longitud de la cuerda del ábabe con el paso o arco que existe entre dos álabes a la salida del estator (S_{2e}).

$$\frac{S_{2e}}{c} = 0.75 \quad (46)$$

La relación (46) es una relación típica en el diseño de turbinas [9] y nos permite calcular el valor de S_{2e} y calcular el número de álabes (N_e) que habrá en el estator de la siguiente forma.

$$N_e = \frac{2 * \pi * r_{2e}}{S_{2e}} \quad (47)$$

Ahora, al conocer N_e , podemos calcular el valor del arco que existe entre dos álabes a la entrada del estator (S_{1e}) de la misma forma, pero despejando el valor deseado.

$$S_{1e} = \frac{2 * \pi * r_{1e}}{N_e} \quad (48)$$

Conociendo los valores geométricos calculados es posible definir completamente la geometría del estator. Sin embargo, es posible definir una serie de valores adicionales con la finalidad de definir aún más el estator. Se puede calcular una aproximación del área de entrada y salida que existe entre cada álabe, $A1e$ y $A2e$, respectivamente. Además de calcular un valor conocido como longitud de garganta Lg que representa la longitud vertical mínima, siguiendo el perfil del álabe, que existe entre dos álabes y el área de la misma Ag .

$$A1e = b2 * S1e \quad (49)$$

$$A2e = b2 * S2e \quad (50)$$

$$Lg = S2e * \cos(\alpha2) \quad (51)$$

$$Ag = Lg * b2 \quad (52)$$

La razón por la que se utiliza el valor del ancho de álabe de rotor $b2$ es porque el estator debe tener la misma altura con la finalidad de dirigir correctamente el fluido de trabajo.

Con esto acaba el diseño del estator y ahora contamos con las dimensiones geométricas para proceder a dibujar tanto el rotor como el estator. Resulta muy importante reiterar al lector que todo el proceso puede resultar iterativo. Las alternativas de diseño van desde proponer diferentes valores iniciales tales como los que se mencionan en la Tabla 5.1, utilizar diferentes valores para las relaciones establecidas empíricamente, los cuales se pueden encontrar en la Tabla 5.2 o bien seguir otro tipo de metodología. Queda a criterio del diseñador la selección de la metodología y relaciones que mejor se adapten a sus necesidades.

A continuación, se presentan los valores geométricos calculados para el estator de este trabajo.

Tabla 5. 5 Parámetros geométricos de diseño para estator.

Parámetros estator	
$r2e$ [m]	0.0755
$b2$ [m]	0.0050
be [m]	0.0302
$A1e$ [m ²]	0.0001754
$A2e$ [m ²]	0.0001210
Lg [m]	0.0082
Ag [m ²]	0.0000414
Número de álabes, Ne	19

6 DIBUJO ASISTIDO POR COMPUTADORA DEL ROTOR

El dibujo asistido por computadora del rotor y del estator se llevará a cabo con el software SolidWorks 2017. La complejidad dependerá de la habilidad y familiaridad del diseñador con el software, sin embargo, en esta sección, se procurará explicar al lector la metodología seguida para realizar el dibujo, es decir, el uso y funcionamiento de las funciones utilizadas. No obstante, se considera que el lector tiene por lo menos una noción del funcionamiento básico del software. Además, para validar valores geométricos, el lector puede recurrir a la Tabla 5.4.

La explicación se llevará a cabo en pasos cronológicos.

1. Se comenzará dibujando la geometría del rotor sin álabes. Para ello, se hará uso de la herramienta de sólido de revolución. El sketch que será utilizado para esto estará compuesto de la Longitud de la turbina (L_t), el Radio del Rotor (r_2) y el Radio de eje a la salida (r_{3h}). El Ancho de álabe a la salida (b_3) se incluye con la finalidad de mostrar la concordancia geométrica, aunque en este paso no influya directamente en el dibujo. Además del valor de L_t , se añaden 0.03 [m] de longitud verticales que serán la base del rotor; este valor fue propuesto.

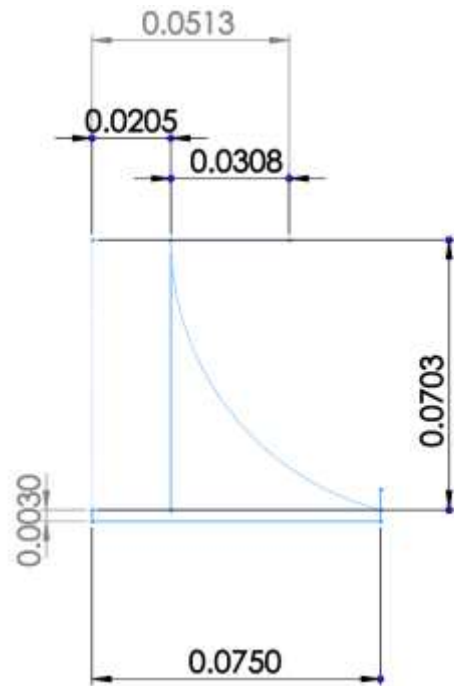


Figura 6. 1 Dimensiones iniciales de rotor

Al hacer un sólido de revolución con la geometría mostrada en la Figura 6.1 se obtendrá lo siguiente.

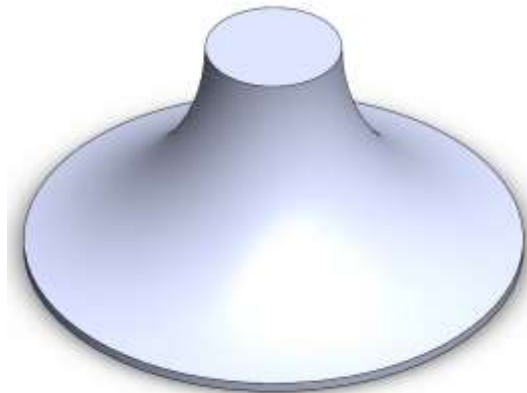


Figura 6. 2 Sólido de revolución de rotor

2. Ahora que se tiene la geometría básica, se dibujará lo que eventualmente será un álabe. Para ello, se necesitará dibujar una serie de perfiles que eventualmente servirán para crear una curva tridimensional y generar el álabe. El primer perfil será realizado en la base inferior del rotor. Será un perfil rectangular con un ancho de 0.03 [m], valor

propuesto según estándares de diseño [9] y un largo de valor del radio del rotor. Si bien es evidente que uno de los lados largos del rectángulo estrictamente no es igual al valor del radio del rotor, la diferencia es despreciable.

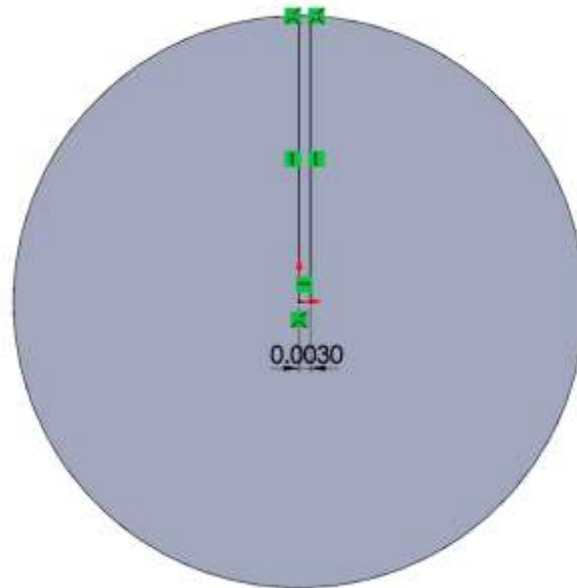


Figura 6. 3 Base de rotor

El segundo perfil se realizará en la base superior del rotor. La idea es la misma que para el primer perfil, pero en esta ocasión, el perfil no puede quedar encima del primero ya que no tendría curvatura alguna el álabe. La separación de perfiles queda a criterio del diseñador y puede resultar iterativo con la finalidad de tener una geometría convergente. Este es un parámetro que no se puede definir bajo la metodología seguida en el capítulo 5.5.

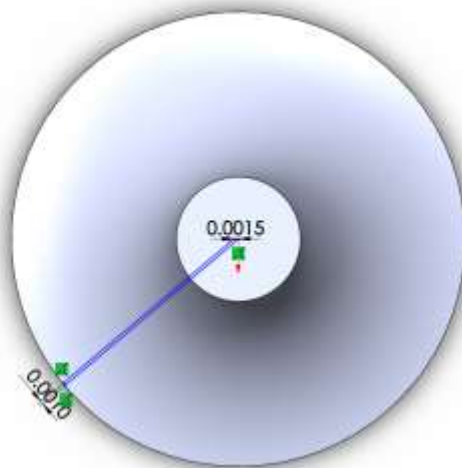


Figura 6. 4 Vista Superior Rotor

Se puede notar en la Figura 6.4 que el ancho del perfil es variable. Esto fue decisión particular para este trabajo y puede o no aplicarse para otros trabajos. Los valores también fueron tomados de valores estándares de diseño [9].

Se recomienda al diseñador dar la condición de coincidente a los vértices que coinciden con el límite radial del rotor ya que permitirá arrastrar la geometría entera y facilitar el proceso iterativo.

Con los dos perfiles realizados hasta ahora, se podría realizar la curva tridimensional que sería la base para formar un álabe, sin embargo, no se lograría cumplir con la condición de diseño para el valor de β_2 y, por ende, se una turbina radial inflow de 90° . Con la finalidad de mostrar visualmente el inconveniente, se mostrará el posible resultado final erróneo.



Figura 6. 5 Perfil de álabe de rotor erróneo

Se puede ver que en la parte inferior del álabe no se tiene un valor de 90° , por lo tanto, se necesitará de un perfil extra para definir mejor la ruta seguida por el perfil. Esto es una parte crítica para el dibujo correcto del perfil

Se necesitará apoyarse de un Sketch 3D, donde dibujaremos la curva que serviría de guía para el perfil del álabe, pero que además será clave para poder dibujar el tercer perfil. El dibujo de esta curva puede ser iterativo ya que, como se mencionó previamente, la trayectoria debe poder converger entre perfiles.

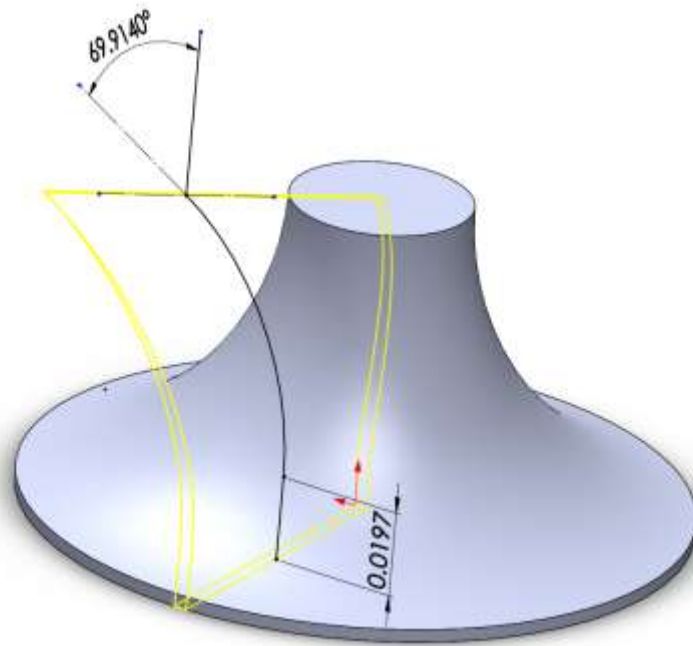


Figura 6. 6 Uso de Sketch 3D

Para este trabajo en particular, se comenzó con el dibujo de una línea recta perpendicular de 0.0197 [m] al punto medio del primer perfil. Esto con la finalidad de asegurar los 90° y valor de β_2 . La longitud de la línea fue decidida iterativamente.

Posteriormente, se dibujó una curva que partiera desde el punto final de la recta anterior y que llegara hasta el segundo perfil dibujo. Se aplicaron condiciones de tangencia entre las dos líneas con la finalidad de tener un perfil suave y se definió una cota de valor angular, que representa el valor de β_3 , que permite definir correctamente la curvatura de la línea.

Para realizar la cota angular, se utilizaron tres curvas de construcción o de apoyo. La primera simplemente fue dibujada sobre el segundo perfil dibujado. La segunda fue dibujada perpendicularmente a partir del punto donde se tocan la primera curva de apoyo y la curva 3D. La tercera fue dibujada con la finalidad de seguir la trayectoria de la curva 3D. La cota fue finalmente establecida entre la segunda y tercera línea de construcción.

Si bien con las condiciones establecidas se tiene un perfil suave, la curva sigue siendo compuesta por dos líneas. Esto permitirá utilizar el punto de contacto entre las dos líneas para realizar un plano que servirá de base para el tercer perfil. La gran ventaja de seguir esta metodología es que el diseñador puede alternar la altura de la línea perpendicular y el plano se modificará automáticamente, moviendo el tercer perfil sin necesidad de operaciones extra.

Para definir el nuevo plano se utilizarán únicamente dos referencias, la base del rotor que dará la orientación del plano y el punto de contacto entre las líneas que dará el desfase.

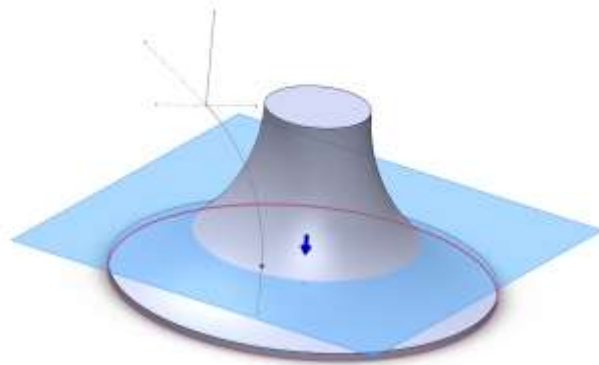


Figura 6. 7 Selección de Plano para rotor

Al definir el nuevo plano, se dibujará un nuevo Sketch en él y se hará el mismo perfil que se fue realizado en la base del rotor. A continuación, se muestra una vista isométrica con la finalidad de mostrar que los perfiles son idénticos.

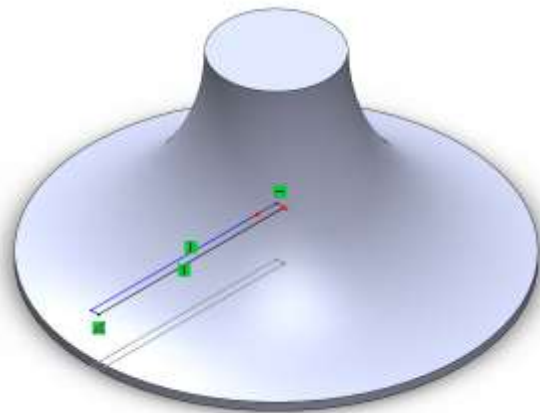


Figura 6. 8 Segundo Perfil para rotor

Se utilizará la herramienta de "Recubrir (*Lofted Boss*)". Esta herramienta necesita de perfiles y curvas de guía. En el caso de este trabajo, se definen los tres perfiles y la curva guía dibujada.

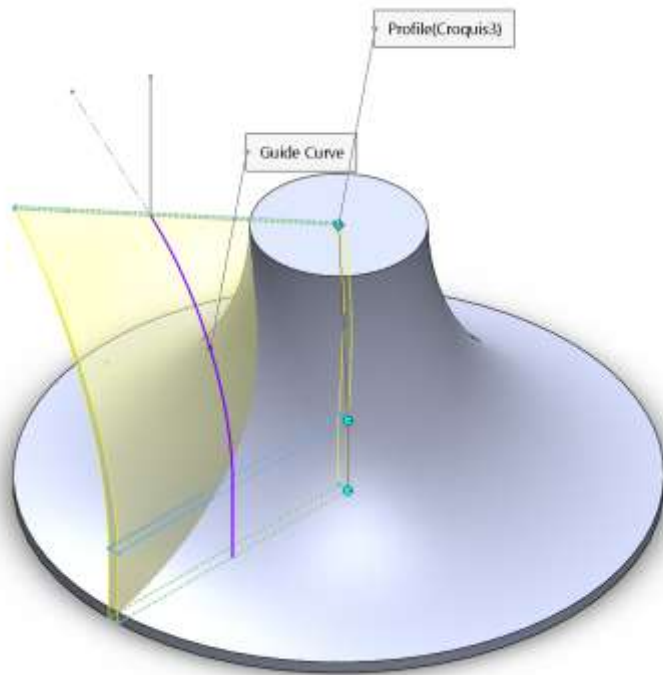


Figura 6. 9 Uso de herramienta “Recubrir” para rotor

Dentro de las opciones de la herramienta, es conveniente que el diseñador habilite “*Merge tangent faces*” con la finalidad de tener un perfil único sin separaciones.

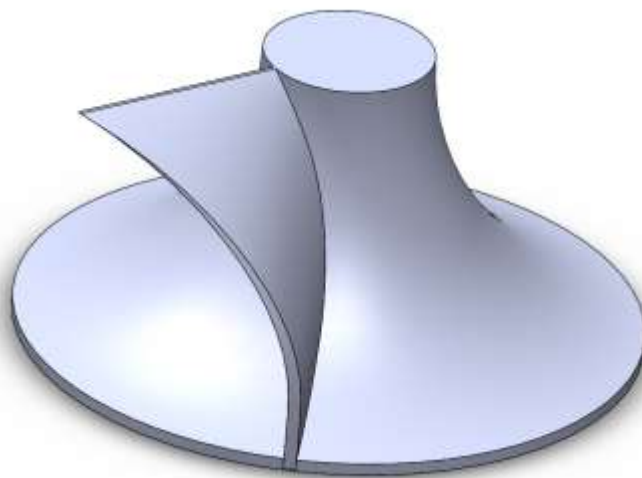


Figura 6. 10 Perfil de Ábabe de Rotor Correcto en rotor

Llegar a definir el perfil preliminar del álabe es un gran indicio de un diseño correcto. El diseñador se puede encontrar con complicaciones como que el perfil no converja, lo que necesitará de cambios en el diseño de algunos de los elementos anteriores.

3. El perfil de álabe que se puede observar en la Figura 6.10 no es el final y aún necesita ser más definido. No obstante, primero se hará una “Matriz circular (*Circular Pattern*)” con la finalidad de dibujar el número de álabes definido en el proceso de diseño. Al utilizar la herramienta se definirá el número de repeticiones deseada, es decir, 9 para este trabajo y una separación de igual dimensión entre cada una.



Figura 6. 11 Matriz Circular en Rotor

4. Ahora se definirá completamente el perfil del álabe. Primero se utilizará la opción de “Vista de sección (*Section View*)” con la finalidad de poder realizar un Sketch a la mitad del rotor.

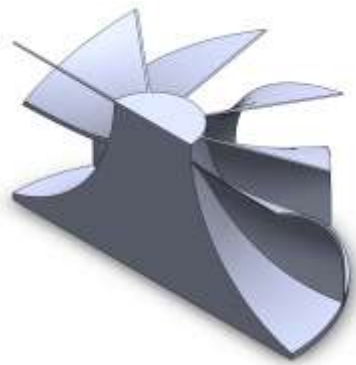


Figura 6. 12 Vista de Sección en Rotor

El perfil que se realizará es muy similar al realizado en el paso 1. En esta ocasión sí se definirá el Ancho de álabe a la salida (b3) y se involucrará el Ancho de álabe a la entrada (b2).

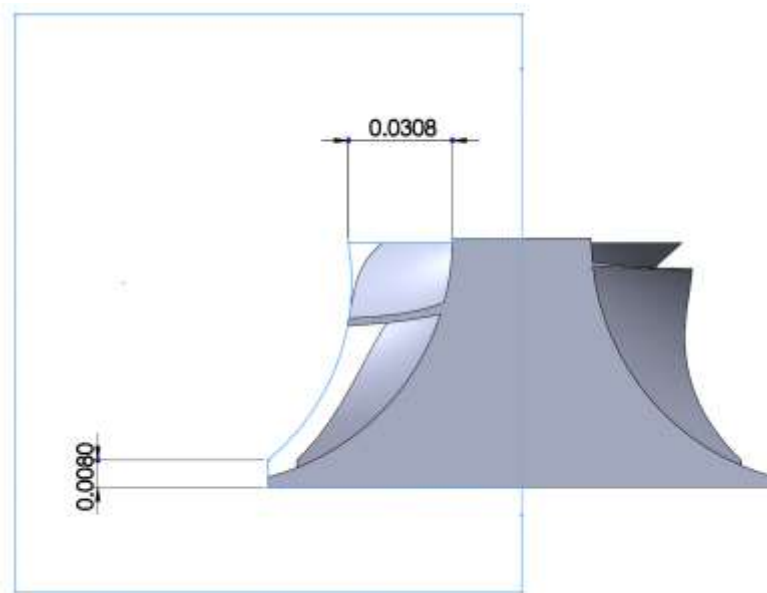


Figura 6. 13 Sketch Para Corte de Revolución en Rotor

El perfil dibujado es mucho más sencillo. Únicamente se tienen que acotar los valores de b_3 y b_2 , sin embargo, es importante considerar la base que se le dibujó al rotor de 0.03 [m] tal como se explicó en el paso 1; es por lo que se definió la cota vertical como 0.08 [m].

El resto del perfil que asimila un rectángulo puede ser dibujado aleatoriamente siempre y cuando rodee toda la geometría ya que servirá para realizar un corte de revolución. La curva que une las rectas que definen b_3 y b_2 fue también definida aleatoriamente puesto que es otro parámetro que no es posible definir con una metodología no tridimensional. Finalmente, la razón por la que se añadió un pequeño escalón en la parte superior del rotor fue meramente estética.

Se procede ahora a utilizar la herramienta de “Corte de Revolución (*Revolved Cut*)”. Esta herramienta únicamente necesita un contorno cerrado que servirá de base para el corte, dado por el perfil dibujado, y una línea de referencia para el corte en revolución.

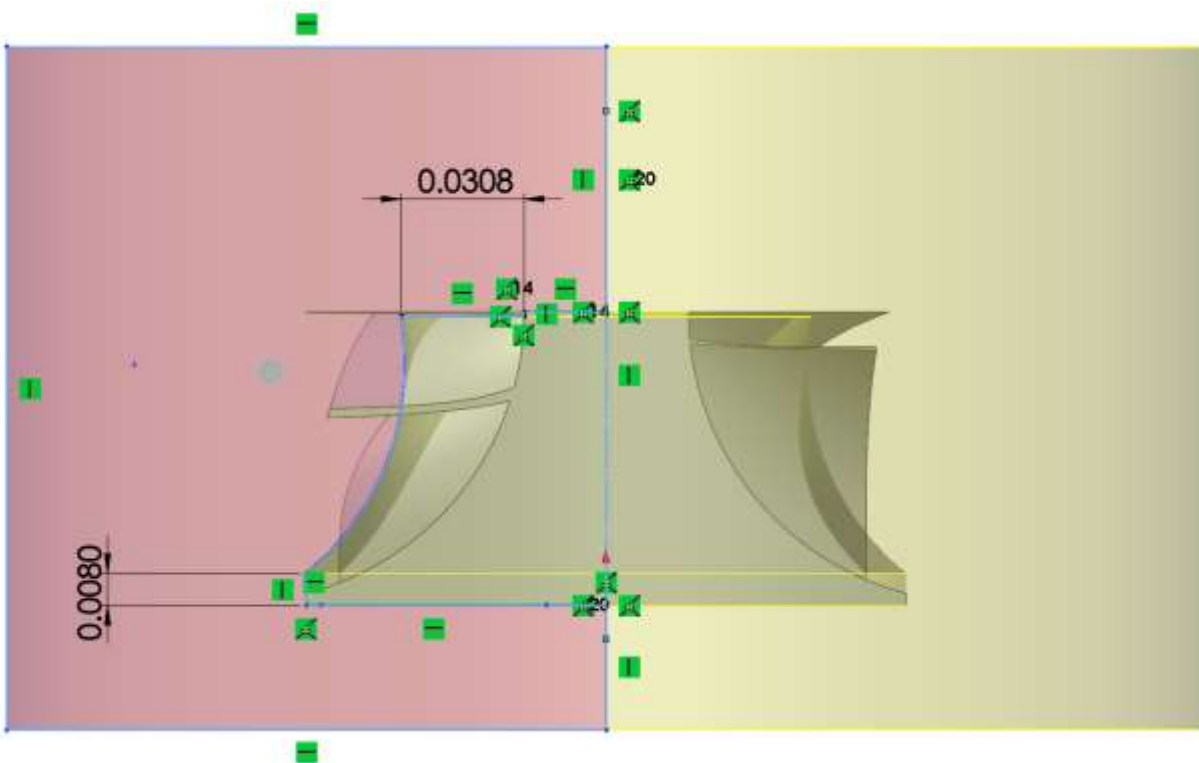


Figura 6. 14 Perfil para Realizar Corte de Revolución en Rotor

Tras realizar el corte, se habrá definido completamente el perfil del álabe.



Figura 6. 15 Perfil de Álabe de Rotor Final

5. Finalmente, se dibujará un círculo en la parte superior del rotor que después servirá para dibujar un barreno. El valor de este círculo dependerá del generado al que se acople el rotor. Para este trabajo se definió un valor de 0.019 [m].



Figura 6. 16 Sketch para Barreno en Rotor

Ahora se utilizará la herramienta de “Cortar-Extruir (*Extruded Cut*)” y simplemente se hará un corte que abarque todo el largo del rotor.



Figura 6. 17 Dibujo Final de Rotor

Aquí concluye el dibujo asistido por computadora del rotor. A comparación del diseño teórico, el dibujo y la complejidad del mismo depende más de la habilidad del diseñador, pero se ha procurado crear una metodología a seguir donde se abarquen los pasos convencionales y se expliquen las herramientas necesarias para llevar a cabo el proceso. Vale la pena mencionar que no existe una solución única para conseguir un modelo correcto y puede resultar un proceso muy iterativo, pero se obtendrá un resultado correcto si se respetan los valores obtenidos en el diseño teórico.

7 DIBUJO ASISTIDO POR COMPUTADORA DEL ESTATOR

El dibujo asistido por computadora del estator involucra un proceso mucho más sencillo y breve a comparación del rotor. De igual forma, por la naturaleza del diseño teórico, involucra que el diseñador proponga algunos elementos geométricos.

1. Se comenzará dibujando la geometría base del estator, es decir, se dibujarán los valores relacionados al radio de salida del estator (r_{2e}), el ancho del estator (b_e) y un valor de base igual al del rotor, es decir, de 0.03 [m].

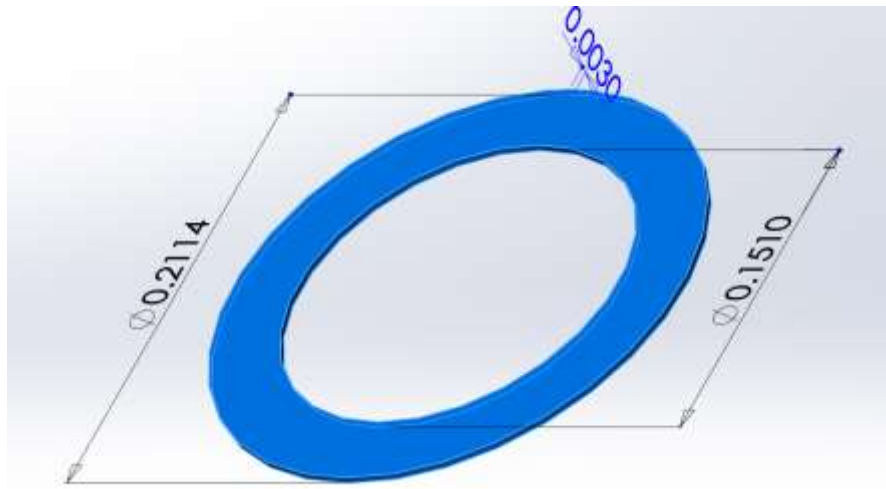


Figura 7. 1 Dimensiones de Estator

2. De forma similar al rotor, se dibujará el perfil de uno de los álabes del estator con la finalidad de aplicar una matriz circular que lo distribuya la cantidad de veces necesarias según el diseño teórico. A comparación de los álabes del rotor que fueron definidos con varios parámetros geométricos, para los álabes del estator no se cuentan con muchos datos por lo establecido al inicio del Capítulo 5.8. Por ello, el dibujo del álabe del estator, bajo la metodología seguida, es prácticamente elección del diseñador. En este trabajo se eligió como perfil a aproximar el NACA 4412 por su facilidad de diseño.

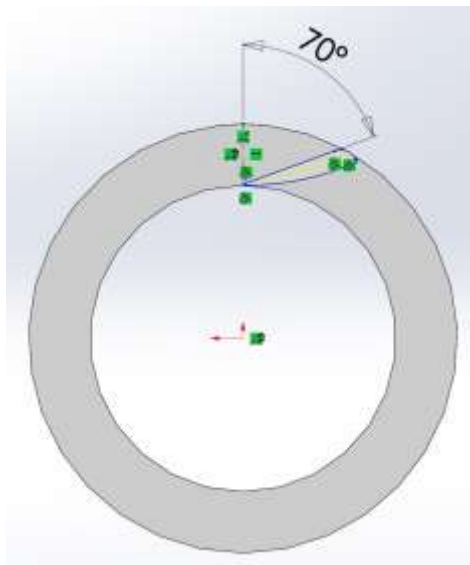


Figura 7. 2 Ángulo de álabe en Estator

El primer parámetro que limita el dibujo del álabe son los 70° del ángulo γ_3 , se crea una línea que delimitará los extremos de la geometría. Sin embargo, el resto de los parámetros geométricos del álabe fueron definidos iterativamente con la finalidad de obtener un perfil suave y coincidente con los límites de la rueda de toberas.

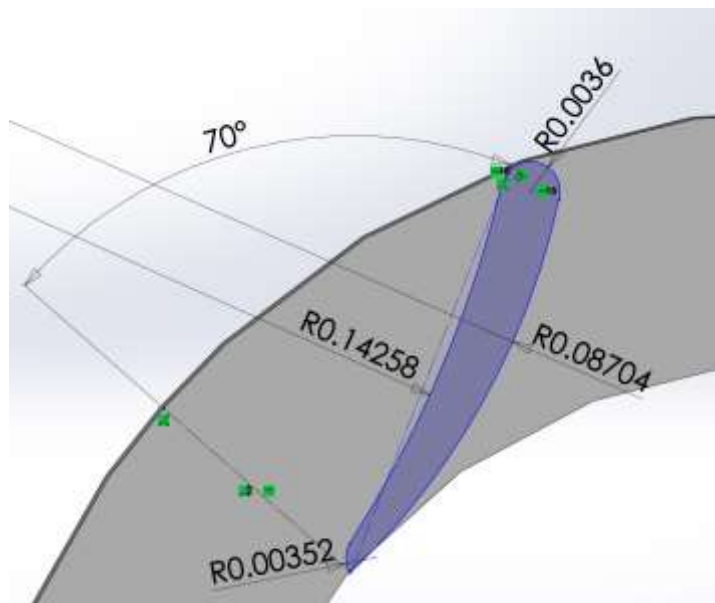


Figura 7. 3 Perfil de Álabe de Estator

La Figura 7.3 muestra el perfil del álabe del estator y las medidas con las que fue dimensionado. Cabe recalcar que es un diseño de álabe aproximado, pero por lo establecido en el Capítulo 5.8 se considera correcto.

Tras haber dibujado el álabe, una vez más se hace uso de la herramienta “Matriz circular (*Circular Pattern*)” tal como en el diseño del rotor. Esta vez se utiliza un número de 19 instancias a repetir según los resultados del diseño teórico, alrededor de 360°.

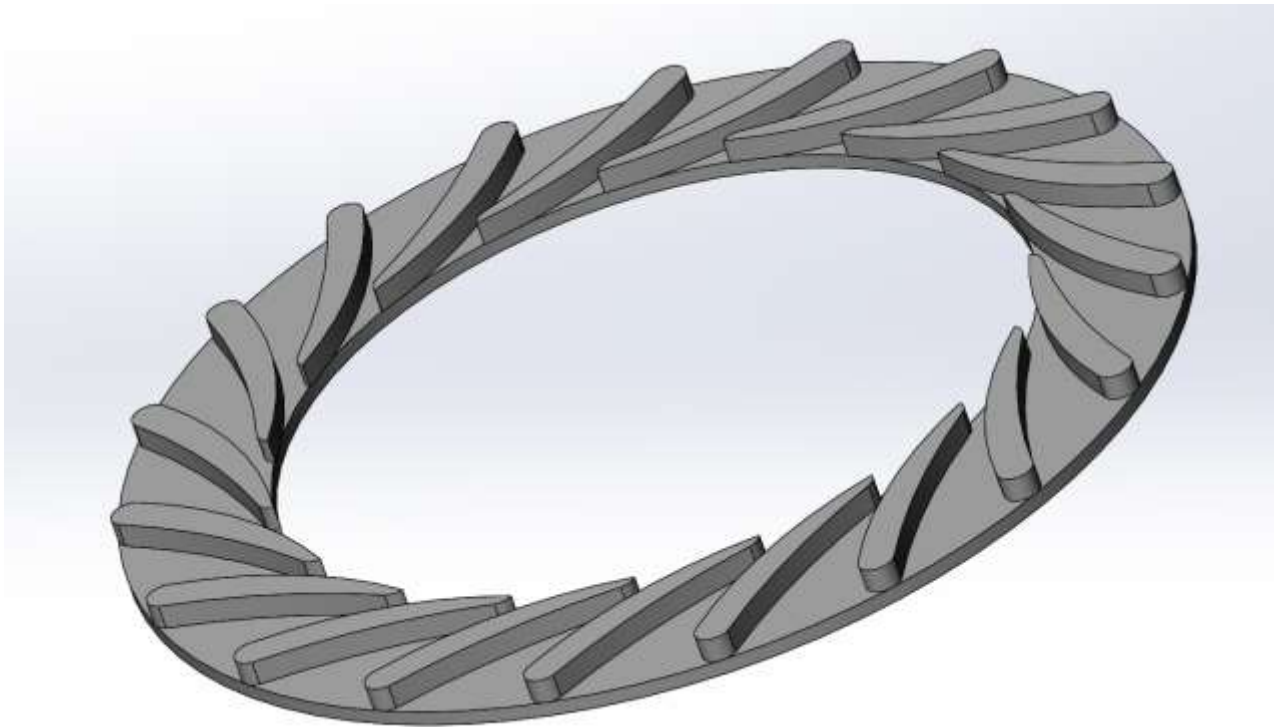


Figura 7. 4 Matriz Circular en Estator

Aquí termina la metodología seguida para el dibujo asistido por computadora del estator. Puede resultar confuso para el lector comprender cómo son relevantes los valores que no se utilizaron obtenidos en la Tabla 5.5. Sin embargo, dos de esos valores servirán de comprobación para validar el diseño del estator, el área de entrada y salida entre cada álabe.

Para realizar esta comprobación, se necesitará dibujar dos perfiles en las secciones donde pasará el fluido de trabajo con ayuda de Sketches 3D.

Primero, para la sección o área de entrada entre cada álabe.

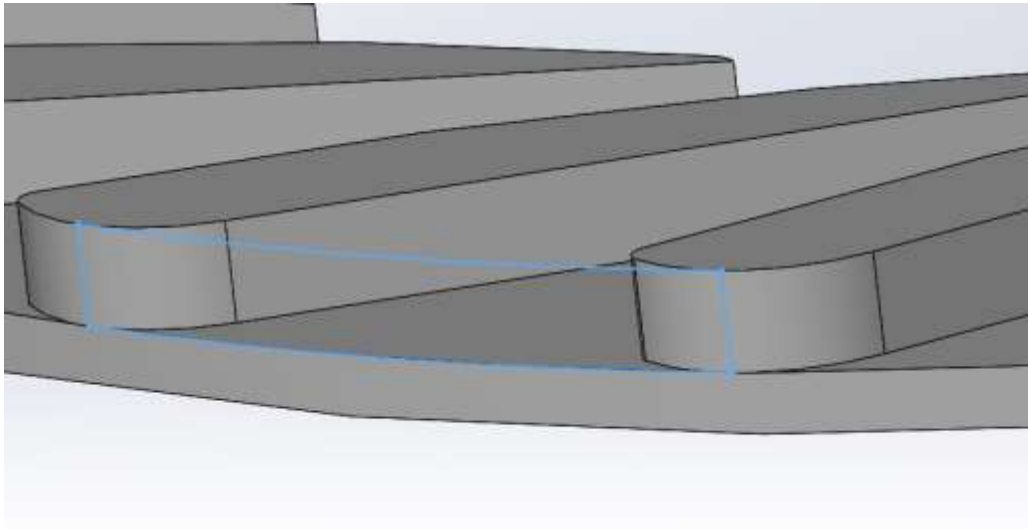


Figura 7. 5 Perfil de Entrada de Flujo en Estator

Y a continuación, para la sección o área de salida entre cada álabe.

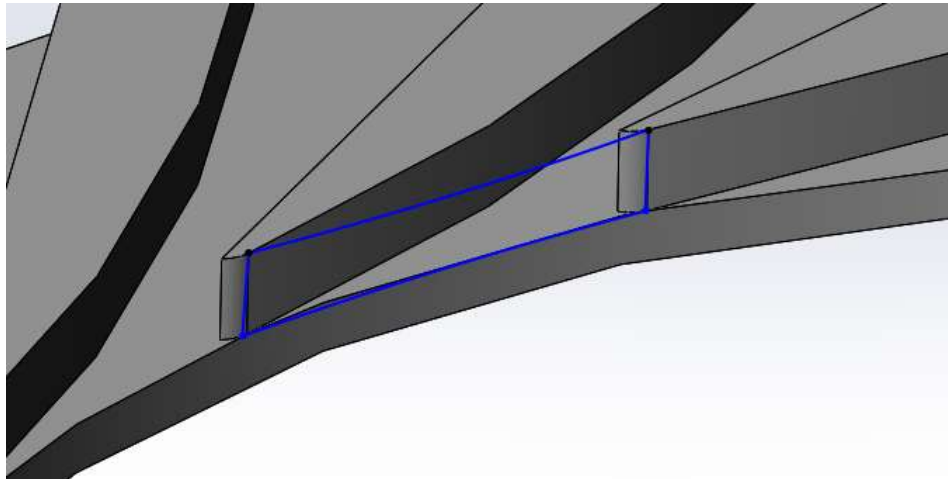


Figura 7. 6 Perfil de Salida de Flujo en Estator

A continuación, se utilizará la herramienta “Rellenar Superficie (*Fill*)” con la finalidad de crear superficies cuyo volumen sea cero o prácticamente irrelevante, pero que con ayuda del software se podrá calcular el valor del área para cada superficie y así verificar el diseño. La herramienta mencionada únicamente necesita del perfil dibujado para crear la superficie.

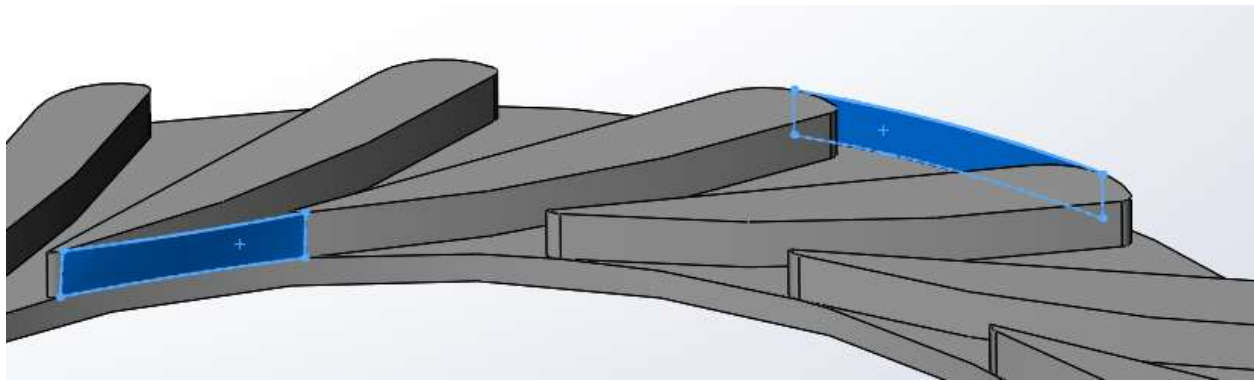


Figura 7. 7 Uso de Herramienta “Rellenar Superficie”

Al haber realizado las superficies, se puede utilizar la herramienta de “Medir (*Evaluate*)”. Simplemente se necesitará seleccionar alguna de las dos superficies y el software mostrará el valor de área respectivo.

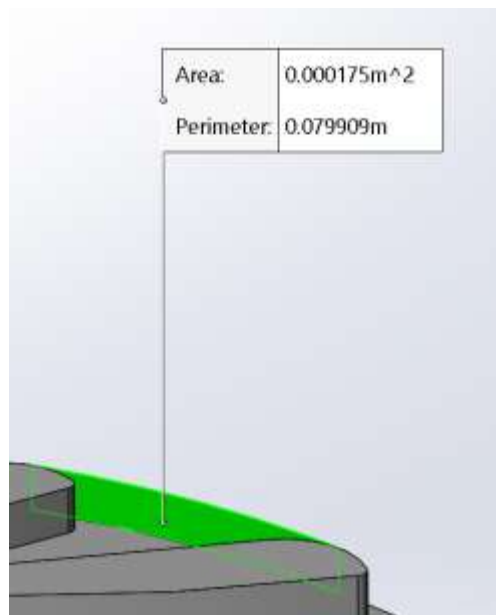


Figura 7. 8 Datos de Sección de Entrada de Flujo

Como se puede ver en la Figura 7.8 el área aproximada de entrada entre cada álabe (A_{1e}) es de 0.000175 [m²] por lo que el valor coincide perfectamente con el calculado teóricamente y que es mostrado en la Tabla 5.5.

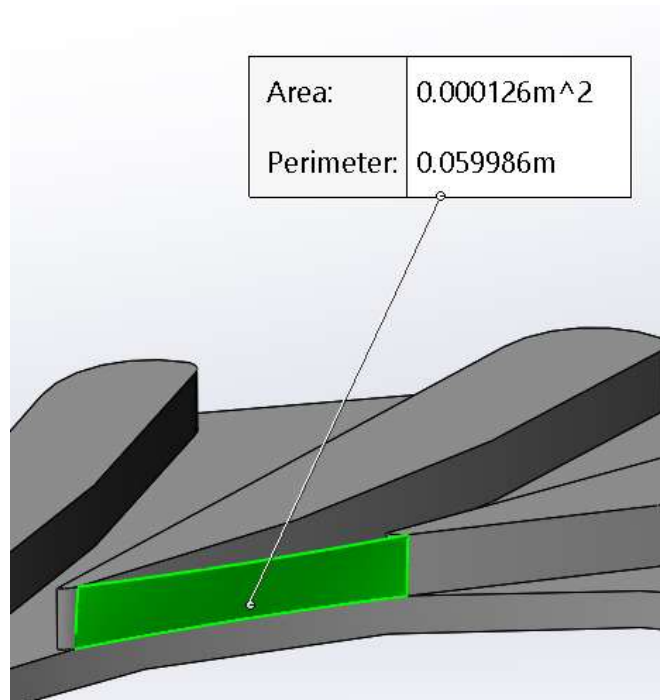


Figura 7. 9 Datos de Sección de Salida de Flujo

En la Figura 7.9 se puede ver el valor de área de salida entre cada álabe (A_{2e}) con un valor aproximado de 0.000126 [m²]. El valor calculado teóricamente fue de 0.0001210 [m²], es decir, hubo un error de alrededor de 4% lo cual se considera aceptable.

La técnica de comprobación expuesta para las áreas mencionadas, si bien es una aproximación, es muy benéfica puesto que permite validar el diseño teórico del estator y ver la precisión del mismo.

8 SIMULACIÓN ESTRUCTURAL DEL ROTOR

Al final del Capítulo 4 se realizó un análisis teórico aproximado de los esfuerzos que podrían sufrir los álabes en una serie de configuraciones de velocidades y diámetros. En los capítulos posteriores se han definido ambos parámetros y, en conjunto con el dibujo asistido por computadora del rotor, es posible realizar una simulación para verificar dichos valores.

Como referencia, los resultados del análisis teórico indican que, con una velocidad de 20900 revoluciones por minuto, un diámetro de 0.15 metros y utilizando aluminio 6061 t6, existe un esfuerzo máximo de 36.38 [MPa].

La simulación se realizará en el software ANSYS, utilizando el módulo de “*Static Estructural*”. Se espera que el lector sepa el funcionamiento y uso básico del software. Una gran ventaja de ANSYS es que permite importar geometrías realizadas en SolidWorks sin ningún inconveniente y es el primer paso por realizar. A continuación, se debe arrastrar el módulo previamente mencionado para que el software entienda que se utilizará la geometría previamente importada con el módulo seleccionado.

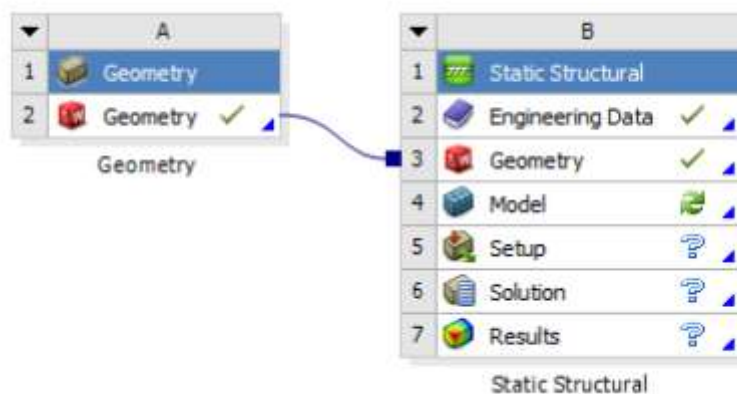


Figura 8. 1 Configuración básica en ANSYS

En esencia, lo que se puede observar en la Figura 8.1 es que los elementos que ANSYS ha detectado correctamente (indicado por una palomita) y los elementos que no se han configurado o que no existen que son el resto. El primer paso será mallar la geometría y para ello se seleccionará la opción de *Model*, donde se definirán las secciones de *Setup*, *Solution* y *Results*.

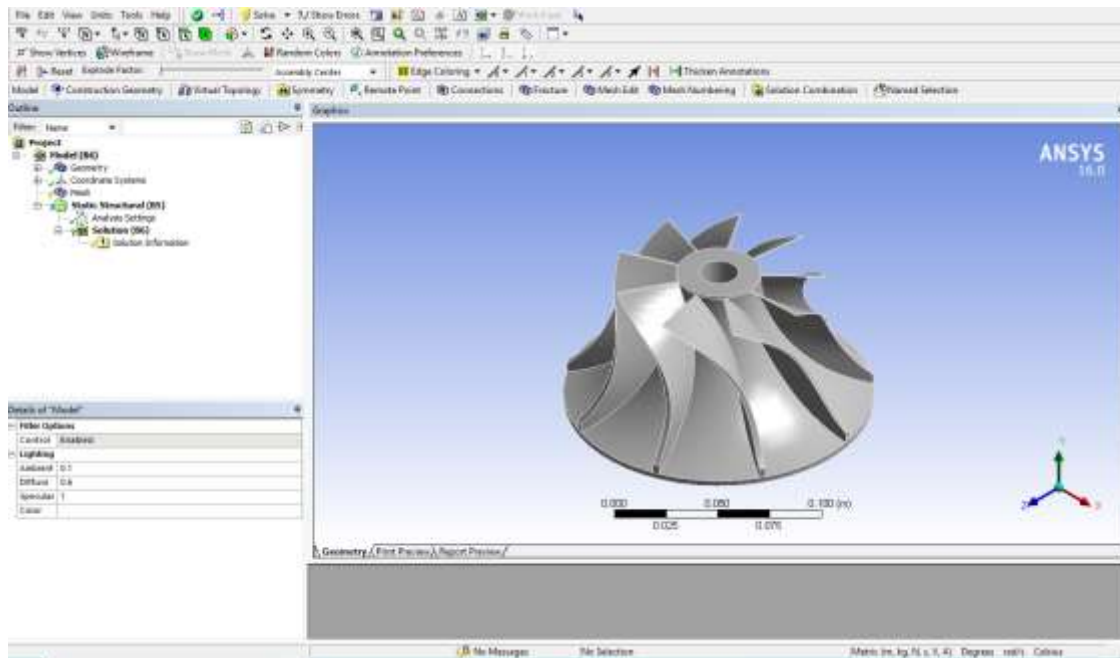


Figura 8. 2 Pantalla de la opción *Model*

En la sección de *Outline* se puede observar que existe la opción de *Geometry* donde se podrá asignar el material deseado de la biblioteca que posee ANSYS. Después, es necesario utilizar la opción de *Mesh*. Al dar click derecho, se desplegarán una serie de opciones que el usuario puede seleccionar a su conveniencia. Lo primero a realizar es una malla automática al simplemente dar click en *Generate Mesh*.

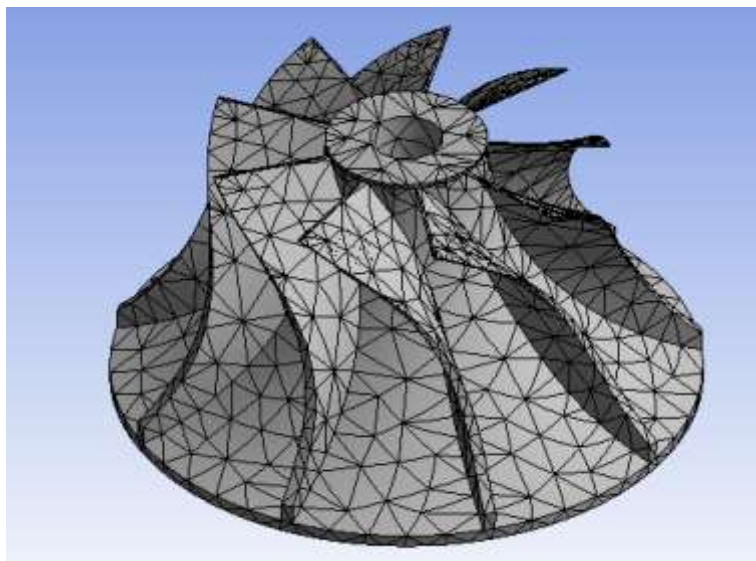


Figura 8. 3 Malla automática

Es decisión del usuario si esa malla es satisfactoria o no. Con el fin de obtener resultados más precisos, considerando el equipo de cómputo disponible, se seleccionaron las siguientes configuraciones de malla.

Details of "Mesh"	
Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Si...	On: Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Fast
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Nor...	Default (18.0 °)
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (3.2761e-005 m)
<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (3.2761e-003 m)
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (6.5523e-003 m)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1.850)
Minimum Edge L...	8.3045e-004 m

Figura 8. 4 Opciones de Malla

Adicionalmente, se realizó un refinamiento con la siguiente configuración sobre las caras largas de los álabes.

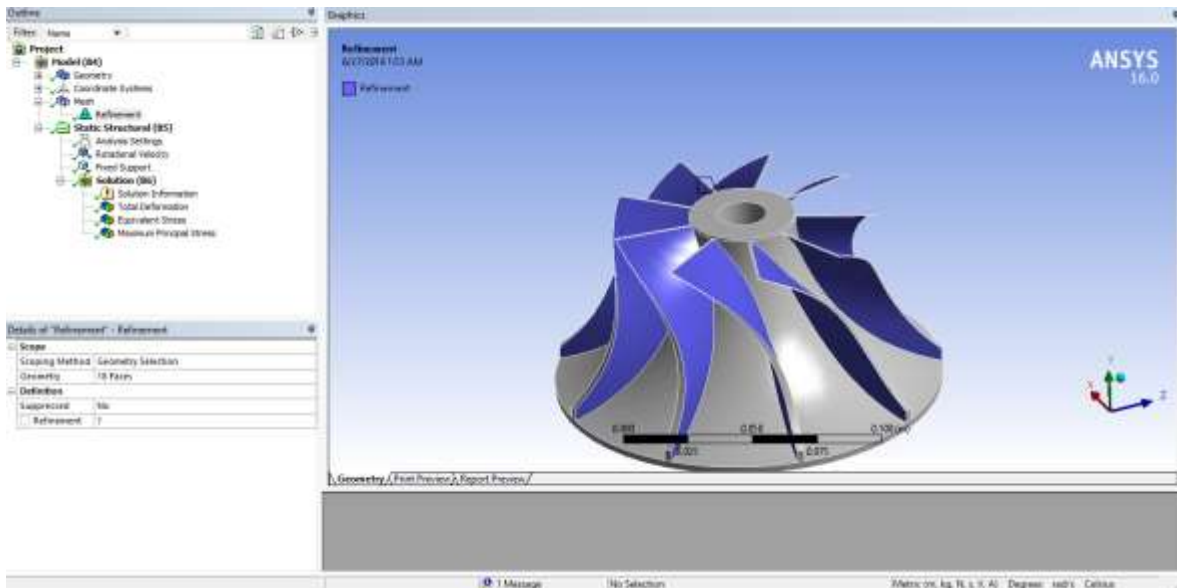


Figura 8. 5 Configuración de refinamiento

Las configuraciones realizadas permiten obtener una malla mucho más fina, con un énfasis en las caras principales y las zonas de unión.



Figura 8. 6 Malla refinada

De igual forma en la sección de *Outline*, se puede dar click derecho sobre *Static Structural* para insertar condiciones de frontera para la simulación. Primero se insertará un *Fixed Support* que servirá para empotrar el rotor. En este caso se realizará sobre el barreno donde iría el generador eléctrico.

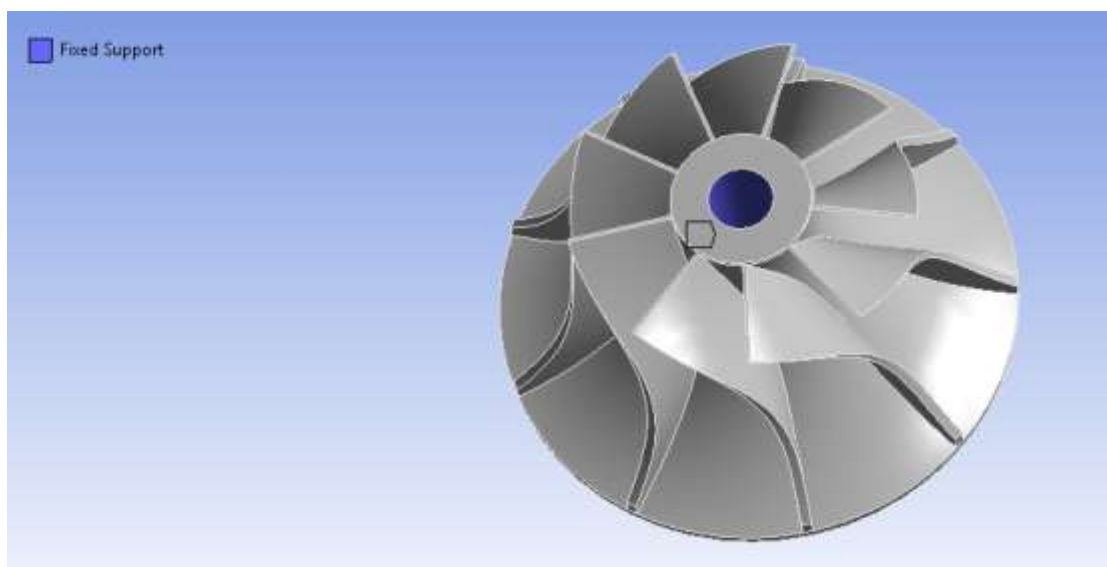


Figura 8. 7 Selección de empotramiento

Ahora se establecerá una condición de *Rotational Velocity*, para ello se debe seleccionar el eje de rotación, los cuerpos a los que se aplicará y la magnitud.

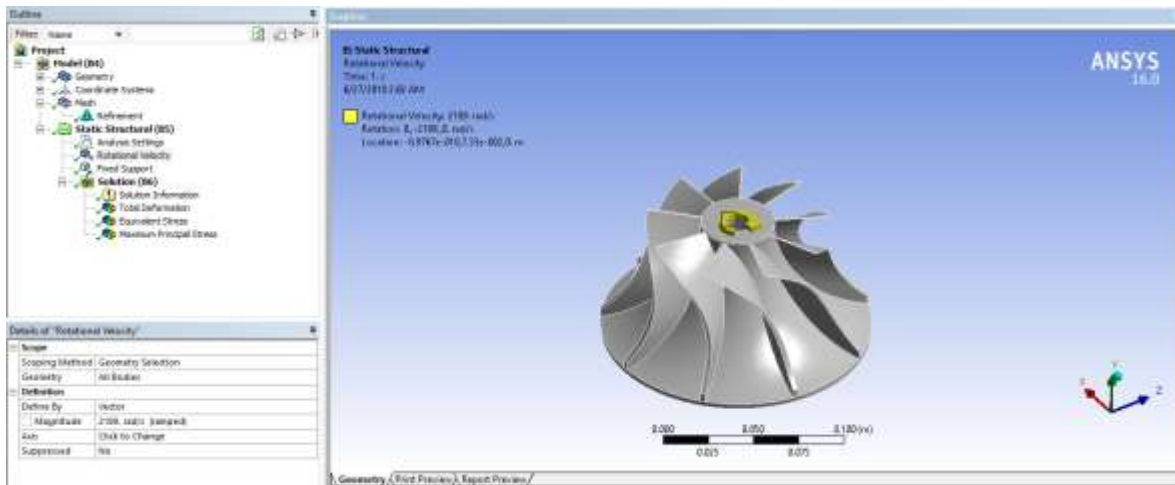


Figura 8. 8 Selección de velocidad rotacional

Con los dos pasos en conjunto se tienen las condiciones de frontera básicas para realizar un análisis estructural.

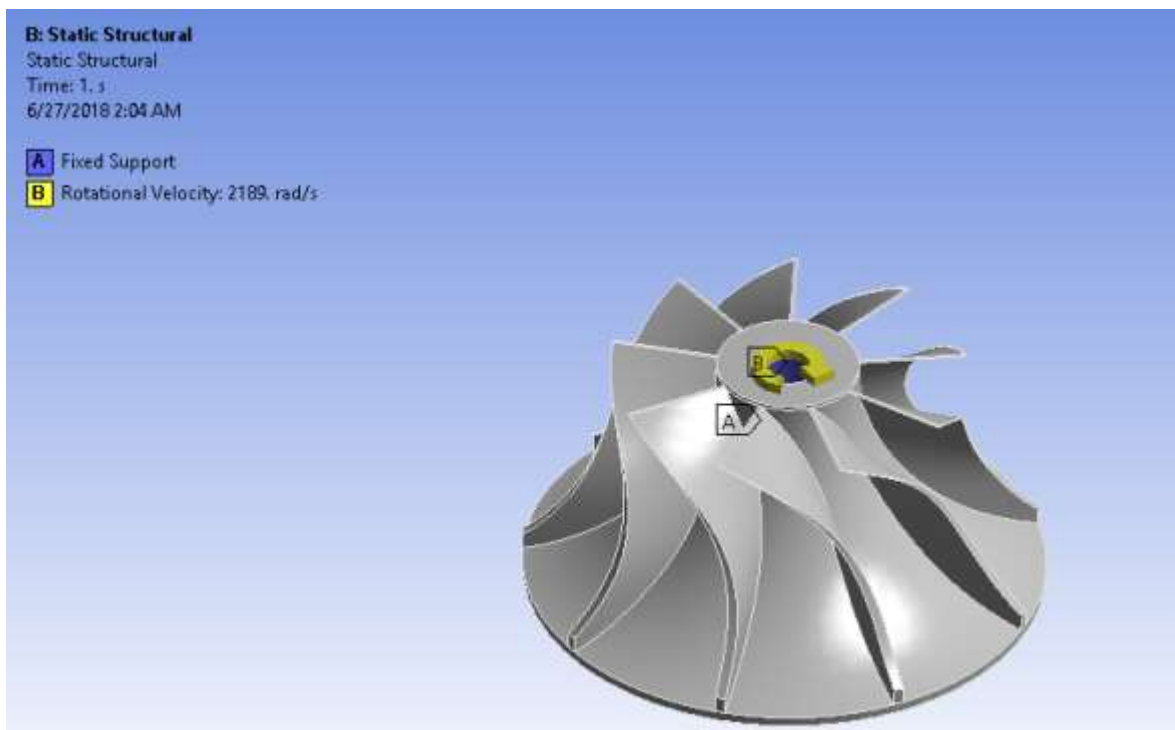


Figura 8. 9 Condiciones de Frontera

Una vez más en la sección de *Outline*, se modificarán ahora los resultados que se desean obtener. Para ello, se debe dar click derecho sobre *Solution* donde el usuario tiene la opción de insertar una gran cantidad de resultados deseados. En el caso de este trabajo se seleccionará *Total Deformation* y *Equivalente Stress* que equivalen a la deformación total y el esfuerzo equivalente de Von Mises. Habiendo definido esto, el usuario puede dar click derecho una vez más sobre *Solution* y elegir *Evaluate All Results*.

A continuación, se muestran los resultados de la deformación total con un factor de escalamiento unitario, es decir, real y uno de 85.

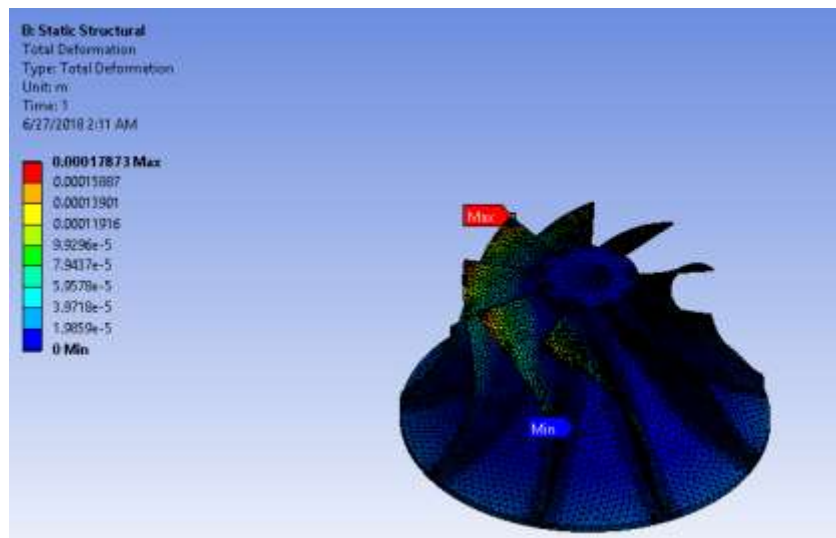


Figura 8. 10 Resultados de deformación total reales

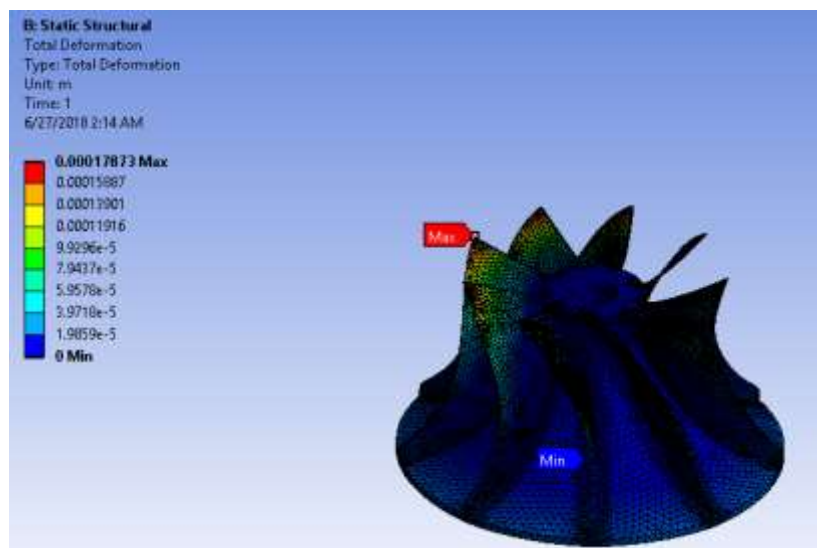


Figura 8. 11 Resultados de deformación con factor de escala de 85

La gran ventaja de visualizar los resultados con una escala mayor a la real es que se pueden notar con facilidad las zonas más vulnerables, sin embargo, los resultados de deformación son los mismos. Se puede notar que las zonas más vulnerables a una deformación son los extremos u orillas superiores de los álabes, sin embargo, la deformación sería de apenas 0.1 milímetros lo cual es completamente descartable. Esto se podría minimizar aún más incrementando un poco el espesor de los álabes en caso de que fuera necesario, sin embargo, para este trabajo se considera innecesario. Además, este resultado es esperado puesto que es la sección más vulnerable y con menos soporte del rotor.

A continuación, se muestran los resultados de los esfuerzos de Von Mises.

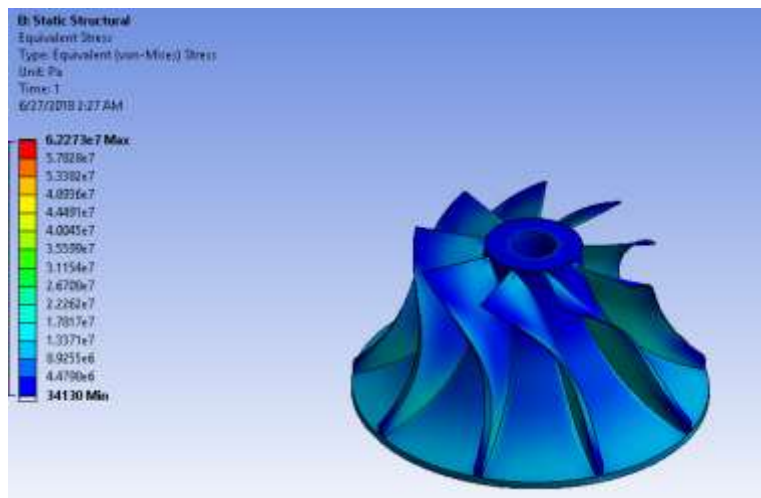


Figura 8. 12 Resultados de esfuerzos de Von Mises

Una vez más se obtienen resultados esperados ya que los valores más importantes de esfuerzos se encuentran en las uniones de los álabes con el cuerpo base del rotor. Sin embargo, con el fin de validar los resultados teóricos, se ubicará el valor de esfuerzo más grande en los álabes.

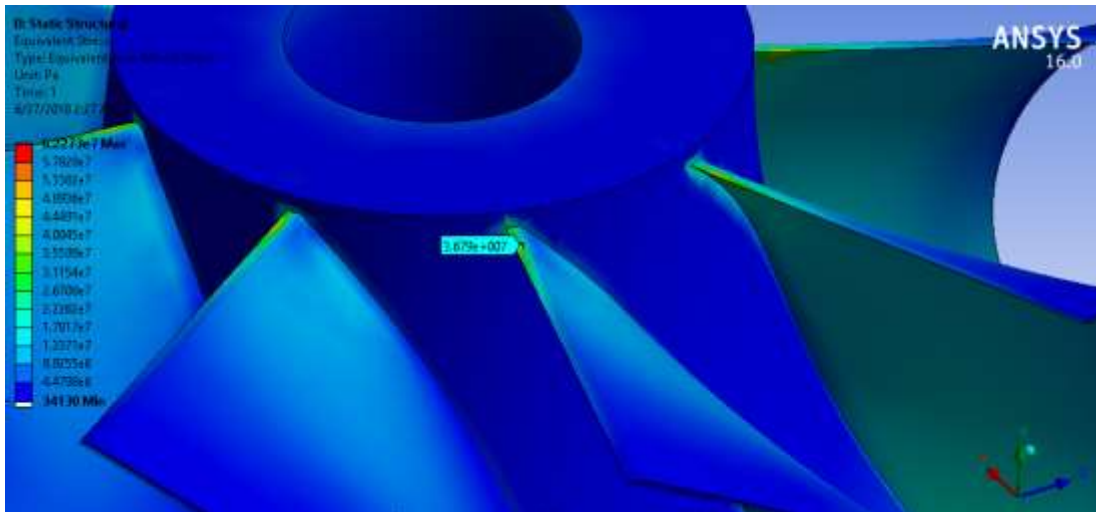


Figura 8. 13 Valor máximo de esfuerzo en álabes

Al realizar esto, tal como se puede ver en la Figura 8.13, se obtiene un valor de 36.79 [MPa] lo cual muy cercano al valor teórico de 36.38 [MPa] lo cual indica que los cálculos teóricos son correctos y el material seleccionado puede cumplir su función en cuanto a un análisis estructural.

Con la finalidad de esclarecer los resultados, a continuación, se muestra el valor de esfuerzo máximo obtenido en la solución, el cual se encuentra en la base del rotor.

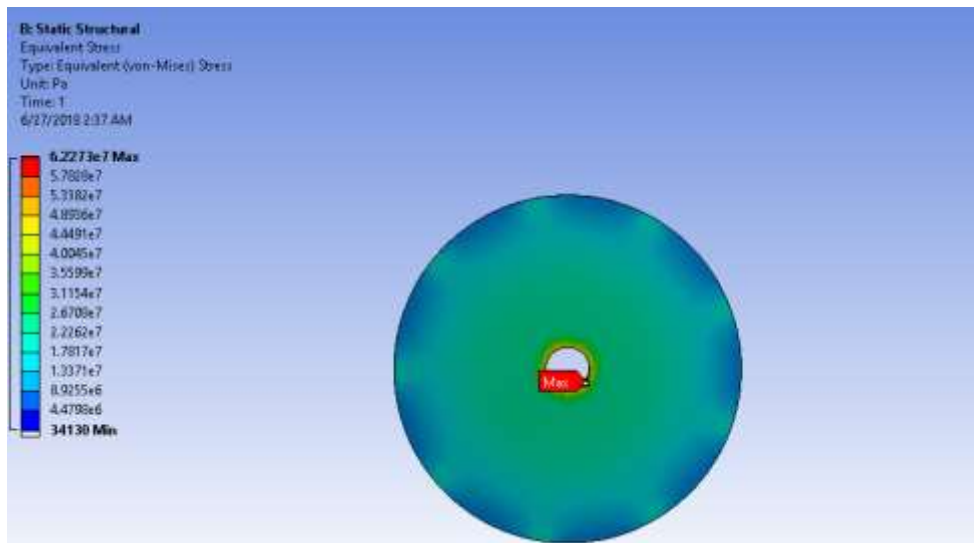


Figura 8. 14 Valor máximo de esfuerzo en rotor

La razón por la que se presenta este resultado simplemente es por la condición de empotramiento que se ha aplicado; el análisis teórico no considera ninguna condición de este

tipo. Sin embargo, esto ayuda a reafirmar el funcionamiento del material ya que se presenta un valor de 62.27 [MPa] y la resistencia a la tensión del material en cuestión es de 276 [MPa].

Con esta simulación ha sido posible validar el análisis teórico estructural y además reafirmar el funcionamiento bajo condiciones de trabajo más cercanas a la realidad. No obstante, es de suma importancia recalcar que esta simulación no involucra los esfuerzos aplicados por el fluido de trabajo.

9 CONCLUSIONES

En este trabajo se ha llevado a cabo el proceso de selección de una turbomáquina en el que una turbina radial ha resultado ideal. Se diseñó teóricamente el rotor y estator de una turbina radial inflow a 90° y se han explicado de forma muy detallada las metodologías de diseño seguidas y convenientes para obtener resultados positivos.

Además, se ha dibujado en SolidWorks 2017 tanto el rotor como el estator y de igual forma se han explicado los pasos fundamentales de la metodología de dibujo y el uso de herramientas relativamente avanzadas del software. Finalmente, se ha realizado una simulación en ANSYS con la finalidad de validar todo el procedimiento previamente realizado, desde la correcta selección y verificación de esfuerzos, hasta el dibujo asistido por computadora. El trabajo en su totalidad representa un aprendizaje enorme en el tema de turbomáquinas y es recomendado a cualquier persona que se interese por el tema. Además, este trabajo servirá como base para futuros estudiantes interesados en mejorar el desarrollo o partir desde cero para uno nuevo.

Otra gran ventaja es las posibilidades de aprendizaje y desarrollo que se presentan en el mismo trabajo, por ejemplo, el diseño de un álabe de estator más preciso y fundamentado o el diseño de una voluta. Todo el proceso de aprendizaje y de diseño se ha intentado presentar de una forma muy amena y que cualquier persona interesada en el tema pueda entender. Sin embargo, es definitivamente recomendado y se alienta a que el lector acuda por lo menos a los libros y artículos citados ya que en ellos se puede encontrar muchísimo más conocimiento y ayudarán a entender mejor cualquier tema.

Los resultados teóricos obtenidos son muy satisfactorios ya que fue posible validarlos al momento de utilizar SolidWorks y ANSYS y todos entran en los parámetros nominales de diseño que se han establecido a lo largo de los años en el ámbito de las turbomáquinas. El desarrollo e investigación de turbinas radiales y ciclos orgánicos Rankine resulta imperativo debido a la importancia y ventaja que han ganado a lo largo de los últimos años. Permiten la utilización de recursos con baja calidad energética que de otro modo serían desaprovechados o ignorados.

10 REFERENCIAS

- [1]. UNEP (2015). Renewables re-energized: green energy investments worldwide surge 17% to \$270 billion in 2014, Septiembre de 2017. Obtenido de: <http://www.unep.org/newscentre/default.aspx?DocumentID=267888cArticleID=34875>.
- [2]. ALARCON Flores, Rodrigo. Propuesta de diseño de un intercambiador de calor tubular para el aprovechamiento de recursos geotérmicos de baja entalpia. Tesis [Ingeniero mecánico]. Ciudad de México, México. Universidad Nacional Autónoma de México, 2012.
- [3]. Geothermie-Perspectives de l'ADEME et du BRGM. Febrero de 2018. Obtenido de: <http://www.geothermie-perspectives.fr/>.
- [4]. LLOPIS Trillo, Guillermo. y Angulo. Vicente. Guía de la energía geotérmica. Madrid, Comunidad de Madrid, 2008.
- [5]. DICKSON. M y FANELLI. M, 2004
- [6]. DRESCHER y BRÜGGEMAN, 2006
- [7]. VALLE, Efraín. Desarrollo de Microturbina de 10 kW Para Uso de Vapor De Baja Entalpia. Especialistas en Turbopartes División Aeronáutica, 2016.
- [8]. LEMMON, E.W., HUBER, M.L., MCLINDEN, M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2013.
- [9]. AUNGIER, R.H. Turbine Aerodynamics Axial-Flow and Radial-Inflow. New York, ASME PRESS, 2005.
- [10]. FIASCHI, Daniele. MANFRIDA, Giampaolo y MARASCHIELLO, Francesco. Design and performance prediction of radial ORC turboexpanders. Applied Energy. Elsevier, 2014.
- [11]. WHITFIELD, A. The Preliminary Design of Radial Inflow Turbines. ASME Journal Turbomachinery, 1990.
- [12]. DIXON, S. Thermodynamics of Turbomachinery. Fluid Mechanics. Elsevier-Butterworth-Heinemann, 2008.
- [13]. WATANABE, I. ARIGA, I. y MASHIMO, T. Effect of Dimensional Parameters of Impellers on Performance Characteristics of a Radial-Inflow Turbine. New York. ASME, 1970.

A N E X O S

ANEXO 1. RESULTADOS OBTENIDOS PARA ROTOR Y ESTATOR.

Análisis rotor	
Potencia [kW]	46.1089352
Eficiencia total-estática (η_{ts})	0.784794713
Trabajo isentrópico Ws	30.06280598
Relación Sw	0.026258874
Velocidad absoluta de salida de voluta, c1 [m/s]	37.35435833
Velocidad sónica estancamiento, a01 [m/s]	373.4755469
Velocidad de álabe a la entrada, U2 [m/s]	164.1482162
Componente tangencial Velocidad absoluta entrada, C θ 2 [m/s]	164.1482162
Componente meridional Velocidad absoluta entrada, Cm2 [m/s]	59.74506469
Velocidad absoluta entrada rotor, c2 [m/s]	174.682883
Component tangencial velocidad relativa entrada, W θ 2 [m/s]	0
Component meridional velocidad relativa entrada, Wm2 [m/s]	59.74506469
Velocidad relativa entrada rotor, w2 [m/s]	59.74506469
Relación U2/c2	0.939692621
Relación c3/U2	0.25
Eficiencia estator	0.8
Velocidad de chorro, co [m/s]	232.1406335
Relación co/U2	1.414213562
Relación U2/co	0.707106781
Velocidad álabe salida rotor, c3 [m/s]	41.03705404
Componente tangencial velocidad absoluta salida, C θ 3 [m/s]	0
Relación W3/W2	2
Velocidad relativa salida rotor, w3 [m/s]	119.4901294
Velocidad álabe a la salida, U3 [m/s]	112.2223294
Ángulo de flujo absoluto a la salida, β 3 [rad]	1.220224747
Ángulo de flujo absoluto a la salida, β 3 [Deg]	69.914
Gasto másico adimensional, θ	0.001896579
Número de álabes	9
Ancho álabe a la entrada, b2 [m]	0.005018556
Relación r3h/r3s, v	0.4
Relación, r3s/r2	0.68366463
Radio de cubierta a la salida del rotor, r3s [m]	0.051274847
Radio de eje a la salida, r3h [m]	0.020509939
Relación r3/r3s	0.7
Ancho de álabe salida (r3s-r3h), b3 [m]	0.030764908
Radio salida rotor, r3 [m]	0.035892393
Área salida rotor, A3 [m ²]	0.006938058
Relación A3/A2	0.392613754
Relación b2/D2	0.033457041
Mach mínimo estancamiento, M02	0.303736177
Mach a la entrada M2	0.305749972

Velocidad absoluta salida difusor, c_4 [m/s]	22.47692019
Área salida del difusor, A_4 [m ²]	0.014259603
Diámetro salida difusor, D_4 [m]	0.134743794
Longitud media rotor, L_{ms} [m]	0.089355851
Longitud cuerda rotor, Cr [m]	0.080448531
Longitud turbina, L_t [m]	0.070303351

Análisis estator	
Espaciamiento [m]	0.0005
Radio rotor, r_2 [m]	0.075
Radio salida estator, r_{2e} [m]	0.0755
Relación entre radio entrada y salida estator, r_{1e}/r_{2e}	1.4
Radio entrada estator, r_{1e} [m]	0.1057
Ancho de rueda de toberas, b_e [m]	0.0302
Cuerda de álabe de tobera, c [m]	0.032138169
Relación S_{2e}/c	0.75
Arco entre dos álabes a la salida, S_{2e} [m]	0.024103627
Número de Álabes, N_e	19
Arco entre dos álabes a la entrada, S_{1e} [m]	0.034954352
Área entre dos álabes a la salida, A_{2e} [m ²]	0.000120965
Área entre dos álabes a la entrada, A_{1e} [m ²]	0.00017542
Longitud de garganta, L_g [m]	0.008243926
Área de garganta, A_g [m ²]	0.00004137
Ángulo absoluto a la salida del estator, γ_3 [Deg]	70