



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL
ESTADO DE MORELOS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS
INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS
CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

**DISEÑO DE MICROTURBINA PARA EL
APROVECHAMIENTO DE UNA FUENTE
ENERGÉTICA DE BAJA ENTALPÍA**

T E S I S
PARA OBTENER EL GRADO DE
DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS
APLICADAS

Presenta:

Uzziel Caldiño Herrera

Directores:

Dr. Juan Carlos García Castrejón

Dr. Fernando Z. Sierra Espinosa

Sinodales:

Dr. Arturo Molina Ocampo

Dr. Gustavo Urquiza Beltrán

Dr. Oscar C. De Santiago Durán

Dr. Jose Alfredo Rodríguez Ramírez

Dr. Julio Teloxa Reyes

CUERNAVACA, MORELOS

ABRIL, 2018

A mis padres, la mayor bendición que Dios me ha dado. Sin ustedes no sería la persona que soy ahora.

Resumen

En este trabajo se muestra el diseño de un sistema energético basado en ciclo Rankine orgánico (ORC por sus siglas en inglés) para el aprovechamiento de la radiación solar directa registrada en Temixco, Morelos. El diseño consistió en definir las condiciones termodinámicas adecuadas a las que opera el sistema energético, considerando el uso de una turbina radial operando en régimen subsónico como expansor, de la cual se extrae una potencia de 10 kW. La turbina fue diseñada para trabajar de manera eficiente bajo las condiciones de operación calculadas para el sistema termodinámico y sus dimensiones satisfacen las condiciones de continuidad de flujo y los criterios adimensionales descritos en la literatura correspondiente al diseño de turbinas radiales. Finalmente se evaluó numéricamente el desempeño de la turbina de acuerdo a la variación del ángulo de comba del álabe en 16 configuraciones seleccionando la que menores pérdidas presentó.

Partiendo de los datos de radiación solar en Temixco, Morelos, disponibles a través de la Estación Solarimétrica y Meteorológica (ESOLMET) del Instituto de Energías Renovables (IER), se seleccionó el fluido de trabajo con mejor desempeño termodinámico. Se propuso una configuración del sistema que permite operar a la turbina con un flujo másico y condiciones termodinámicas constantes, independientemente de la variación de la radiación solar durante el funcionamiento del sistema. Se determinaron las condiciones de operación del sistema ORC que permiten a la turbina funcionar en un régimen subsónico y que además permiten que las condiciones termodinámicas a la salida de ésta tengan el menor grado de sobrecalentamiento posible con el fin de aprovechar de mejor manera el recurso energético.

Una vez definidas las condiciones de operación del ORC, se llevó a cabo el diseño de la turbina partiendo los datos calculados en el diseño termodinámico. Para esto se determinaron las dimensiones geométricas generales (entrada y salida del rotor) así como las condiciones cinemáticas del fluido para lograr satisfacer la potencia requerida y el criterio de diseño de operar en régimen subsónico. Con estos datos se definieron 16 configuraciones posibles haciendo variar la línea de comba del álabe a lo largo del rotor. Estas 16 configuraciones fueron analizadas numéricamente a través del software CFX 15.0 y de acuerdo a los resultados obtenidos se evaluó y comparó la eficiencia isentrópica y otras

condiciones cinemáticas de cada configuración con el fin de cuantificar los parámetros de desempeño en función a la geometría del álabe a lo largo del rotor. Finalmente se seleccionó la turbina con mejor desempeño.

En este estudio se muestra como el R245fa es el fluido de trabajo que mejor se ajusta a la radiación solar disponible. El sistema opera con una relación de presión $P_R = 2.745$ y un sobrecalentamiento del fluido a la entrada de la turbina $oh = 1.98$ K. El flujo másico calculado para lograr la potencia de 10 kW es de 0.679kg/s. Con estas condiciones de operación, el ciclo termodinámico logra una eficiencia térmica de 3.347 %. El diseño preliminar de la turbina radial quedó definido por los parámetros adimensionales calculados $\lambda = 0.4$ y $\xi = 1.1$ y de acuerdo a los estudios numéricos, la configuración de línea de comba que mejor desempeño presenta resulta en una eficiencia isentrópica de 75 %.

Las contribuciones de este trabajo se son: la metodología de la selección del fluido de trabajo y las condiciones de operación del sistema ORC considerando a una turbina radial funcionando en régimen subsónico, la metodología de diseño preliminar de una turbina radial utilizando únicamente dos parámetros adimensionales asociados con la geometría del rotor y cuantificar la influencia de la línea de comba del álabe en la generación de entropía a lo largo del rotor a través de comparar numéricamente la operación en estado estacionario de la turbina.

Abstract

In this work, the design of an energy system based on Organic Rankine cycle (ORC) for the use of direct solar radiation in Temixco, Morelos is shown. The design consisted in defining the appropriate thermodynamic conditions considering the use of a 10 kW radial inflow turbine operating in subsonic regime as the expansion device. The turbine was designed to work efficiently under the conditions calculated in the thermodynamic system and its dimensions meet the conditions of continuity and dimensionless criteria described in the literature corresponding to the radial inflow turbine design. Finally, the performance of the turbine was numerically evaluated according to the variation of the angle of blade camber line in 16 rotor configurations and the configuration with lower losses was selected.

Using the solar radiation data in Temixco, Morelos, available through the Solarimetric and Meteorological Station (ESOLMET) of the Renewable Energy Institute (IER), the most suitable working fluid is selected. In addition, a configuration that allows the turbine to be operated with a constant mass flow rate and constant thermodynamic conditions regardless the variation of the solar radiation during the operation of the system was proposed. The operating conditions of the ORC system that allow the turbine to operate in a subsonic regime and also let the turbine outlet conditions have the lower overheating conditions were selected.

Once the ORC operating conditions were defined, the turbine design was done using the thermodynamic analysis as input data. The general dimensions of the turbine were calculated as well as the kinematic parameters to satisfy the subsonic operating condition and the power requirements. Sixteen different configurations were proposed in which the camber line differs from one configuration to another. These configurations were numerically analyzed in CFX 15.0 and the isentropic efficiency along with other aerothermal parameters were evaluated along the blade camberline. The turbine with the best performance was selected.

In this work, R245fa resulted to be the most suitable working fluid. The operating conditions were defined by a pressure ratio $P_R = 2.745$ and an overheating at turbine inlet of $oh = 1.98$ K. The mass flow rate was calculated to be 0.679 kg/s. With these

operating conditions, the ORC thermal efficiency is of 3.347%. The radial inflow turbine preliminary design was defined by its two adimensional parameters $\lambda = 0.4$ and $\xi = 1.1$. The selected rotor configuration showed an isentropic efficiency of 75%.

The contributions of this work were: the working fluid and operating conditions selection methodology for the thermo-solar ORC system which used a radial inflow turbine in subsonic regime. The radial inflow turbine preliminary design methodology based on using only 2 adimensional parameters. Quantify the entropy generation along the rotor associated with the blade camberline variation.

Agradecimientos

Este trabajo de tesis es resultado del esfuerzo y apoyo directo e indirecto de diferentes personas e instituciones.

A mi asesor el Dr. Juan Carlos García Castrejón, por su tiempo, apoyo y guía en la realización de este trabajo.

A mi coasesor el Dr. Fernando Sierra, por sus comentarios e ideas para mejorar no solo este trabajo sino en general para un desarrollo académico y profesional.

Al Dr. Oscar de Santiago, por la oportunidad de conocer el ambiente profesional de investigación y desarrollo en ETU i+D.

Al Dr. Gustavo Urquiza Beltrán, por sus observaciones y comentarios que hicieron de éste un mejor trabajo.

Al Dr. Arturo Molina Ocampo, por su tiempo para revisar esta tesis y su valiosa amistad desde hace muchos años.

Al Dr. José Alfredo Rodríguez Ramírez, por sus comentarios para mejorar este trabajo.

Al Dr. Julio Teloxa Reyes, por el tiempo dedicado a revisar esta tesis.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología por el apoyo económico brindado durante la realización de mis estudios de posgrado.

A la Universidad Autónoma del Estado de Morelos por las instalaciones y equipo utilizado durante este trabajo

A Especialistas en Turbopartes por el apoyo económico y el acceso a las instalaciones durante mi estancia en Querétaro

Uzziel Caldiño Herrera

Índice general

Resumen	III
Abstract	v
Introducción	1
1. Antecedentes	5
1.1. Sistemas ORC	5
1.1.1. Configuraciones del ORC	6
1.1.2. Fluidos de trabajo	10
1.1.3. Sistemas termo-solares	11
1.2. Turbinas radiales	12
1.2.1. Diseño preliminar	14
1.2.2. Análisis CFD	14
1.2.3. Turbinas radiales en aplicaciones ORC	15
1.3. Reflexiones de la revisión bibliográfica	16
2. Metodología	17
2.1. Configuración del sistema termodinámico	17
2.1.1. Fuente energética	19
2.1.2. Selección del fluido de trabajo	20
2.1.3. Selección del fluido de trabajo	30
2.1.4. Definición de condiciones de operación	30
2.1.5. Desempeño del ORC	32
2.2. Diseño de la turbina	36
2.2.1. Diseño preliminar	36
2.2.2. Dimensiones generales del rotor	43

2.2.3.	Selección de relación de raíz y punta del álabe a la salida del rotor λ y relación de velocidad meridional de entrada y salida del rotor ξ	48
2.2.4.	Perfiles merdionales de los álabes	49
2.2.5.	Línea de comba del álabe	51
2.3.	Análisis CFD de las configuraciones posibles del rotor	53
2.3.1.	Discretización del dominio	54
2.3.2.	Condiciones de frontera	55
2.3.3.	Postprocesamiento	56
3.	Resultados	61
3.1.	Ciclo termodinámico	61
3.1.1.	Selección del fluido de trabajo	62
3.1.2.	Condiciones de operación del ORC	67
3.1.3.	Dimensionamiento de equipos en el ORC	71
3.2.	Diseño de turbina radial	74
3.2.1.	Entrada del rotor	75
3.2.2.	Cálculo de dimensiones del rotor de la turbina	79
3.2.3.	Perfiles meridionales del álabe	80
3.2.4.	Línea de comba del álabe	83
3.3.	Análisis CFD	87
3.3.1.	Discretización del dominio	87
3.3.2.	Condiciones de frontera	91
3.3.3.	Solución numérica	91
4.	Conclusiones y recomendaciones	105
4.1.	Diseño del sistema ORC	105
4.2.	Diseño de la turbina radial	106
4.3.	Recomendaciones	106

Índice de tablas

2.1. Estados termodinámicos en el ORC	18
2.2. Presiones de saturación a 300 K para los fluidos preseleccionados	23
2.3. Puntos de anclaje para los perfiles meridionales	51
2.4. Límites geométricos para una buena calidad de malla[1]	54
2.5. Condiciones de frontera	56
3.1. Parámetros para selección del fluido de trabajo	65
3.2. Posibles condiciones de operación de acuerdo a la metodología establecida	68
3.3. Condiciones de operación del ORC	70
3.4. Dimensiones de dispositivos en el ORC	72
3.5. Parámetros definidos en el diseño del ORC	74
3.6. Propiedades directamente medibles en los estados termodinámicas del ORC	74
3.7. Condiciones a la entrada de la turbina para diferentes valores de N_s y β_4	77
3.8. Condiciones cinemáticas y geométricas	82
3.9. Parámetros de los rotores elegidos como candidatos la turbina ORC según λ y ξ	83
3.10. Dimensiones del rotor de acuerdo a la selección de λ y ξ	84
3.11. Parámetros para la definición del mallado en Turbogrid	91
3.12. Condiciones de frontera para el dominio de fluido	93
3.13. Parámetros para la selección de la configuración del rotor	96

Índice de figuras

1.1. Diagrama esquemático de un ORC simple	7
1.2. Relación de la eficiencia del expansor con N_s y D_s [2]	13
2.1. Diagrama esquemático del sistema ORC propuesto	19
2.2. Curvas de saturación en un diagrama Ts de fluidos orgánicos	20
2.3. Valores de radiación para un día promedio en Temixco, Morelos.	21
2.4. Valores de radiación para el tiempo de operación del ORC	21
2.5. Diagrama esquemático del parámetro $\frac{\Delta T_t}{\Delta T_c}$	27
2.6. Diagrama esquemático del triángulo de velocidad a la entrada del rotor	29
2.7. Esquema de la metodología de selección de las condiciones de operación óptimas	32
2.8. Expansión en la turbina del ORC	38
2.9. Comportamiento de v con respecto a $N_s D_s$ y a η_{ts}	40
2.10. Comportamiento de los triángulos de velocidad en función de $N_s D_s$	41
2.11. Vista esquemática el álabe y el área que sustrae en la salida de la turbina	45
2.12. Método para la selección de dimensiones de la salida de la turbina	49
2.13. Definición de los puntos para el trazo de las curvas de Bezier en los perfiles meridionales	50
2.14. Topología para el mallado del dominio	55
2.15. Superficies correspondientes a las regiones representativas de posiciones en la coordenada m	57
2.16. Línea media representativa de la posición meridional	57
2.17. Ubicación de las regiones de interés para las gráficas del análisis de resultados	60
3.1. Condiciones de saturación de los fluidos de trabajo que satisfacen la condición de condensación requerida	62
3.2. Variación de η_{th} con respecto a P_R para diferentes valores de oh	63

3.3. Variación de η_{th} con respecto a oh para diferentes valores de P_R	64
3.4. Variación de \dot{m} con respecto a P_R para diferentes valores de oh	65
3.5. Variación de η_{th} con respecto a oh para diferentes valores de P_R	66
3.6. Comportamiento de variables de desempeño para el R245fa	67
3.7. Región que satisface las condiciones de Ma_{in} y $\frac{\Delta T_t}{\Delta T_c}$ máximos	68
3.8. Comportamiento de variables de desempeño para el R245fa	69
3.9. Diagrama T-s del ORC	70
3.10. Flujo másico en el colector solar para mantener condiciones termodinámicas en el ORC	71
3.11. Flujo másico en el colector solar para mantener condiciones termodinámicas en el ORC	72
3.12. Volumen de fluido en los tanques de almacenamiento durante la operación del ORC	73
3.13. Variación de la eficiencia en el colector y en el ORC durante la operación del sistema	73
3.14. Variables cinemáticas a la entrada del rotor para diferentes valores de N_s como función de β_4	75
3.15. Velocidad meridional normalizada con la velocidad tangencial a la entrada del rotor	76
3.16. Triángulos de velocidad para diferentes N_s y β_4	78
3.17. Región que satisface las restricciones geométricas mínimas para la geometría del rotor en función de λ y ξ	79
3.18. Comportamiento de β_5 en función de λ y xi	80
3.19. Comportamiento de $\frac{b_4}{b_5}$ en función de λ y xi	81
3.20. Comportamiento de ϕ en función de λ y xi	81
3.21. Perfiles meridionales para diferentes valores de λ y ξ	82
3.22. Perfiles meridionales de la raíz, la punta y la altura media del álabe	83
3.23. Variación de β a lo largo de m con curvas de Bezier de tercer orden	85
3.24. Variación de β a lo largo de m con curvas de Bezier de cuarto orden	85
3.25. Variación de β a lo largo de m con curvas de Bezier de quinto orden	86
3.26. Variación de la posición radial de la raíz, punta y altura media del álabe con respecto a la coordenada meridional	87
3.27. Comportamiento β θ de las líneas de comba del álabe 1 a 8	88
3.28. Comportamiento β θ de las líneas de comba del álabe 9 a 16	89
3.29. Diseño del rotor 12	90
3.30. Diseño del rotor 13	90
3.31. Dominio discretizado de acuerdo a los parámetros definidos	92
3.32. Eficiencia isentrópica en los rotores	93

3.33. Entropía generada en los rotores	94
3.34. Entropía acumulada en los rotores	94
3.35. Diferencia entre la dirección real del flujo y la dirección de diseño	95
3.36. Parámetros de desempeño para el rotor con mayor y menor eficiencia.	97
3.37. Carga en el álabe en 3 diferentes spans	98
3.38. Contornos de presión en la superficie del álabe	99
3.39. Velocidad relativa del fluido para span=20	99
3.40. Velocidad relativa del fluido para span=50	100
3.41. Velocidad relativa del fluido para span=80	100
3.42. Líneas de corriente en el canal de flujo	101
3.43. Distribución de presión en el borde de salida del rotor.	101
3.44. Distribución de temperatura en el borde de salida del rotor.	102
3.45. Distribución del número de Mach relativo en el borde de salida del rotor.	102
3.46. Distribución de velocidad relativa en el borde de salida del rotor.	103
3.47. Número de Mach relativo a la altura del borde de entrada y salida del rotor	103
3.48. Componentes de velocidad relativa a la altura del borde de entrada y salida del rotor	104

Introducción

El crecimiento acelerado en el consumo energético, el incremento en el precio de los combustibles fósiles y los efectos ambientales que produce la quema de éstos han motivado en el sector público y privado a nivel mundial el desarrollo de trabajos de investigación para lograr la implementación de nuevas tecnologías para lograr un adecuado y eficiente uso de la energía a través de fuentes energéticas alternativas a los combustibles fósiles[3, 4].

Las políticas energéticas adoptadas por diferentes países en los últimos años, entre ellos México[5, 6], han puesto un especial énfasis al uso de fuentes alternativas de energía proyectando una independencia de los combustibles fósiles a mediano plazo, lo que permitirá diversificar la oferta en el sector energético y por lo tanto producir un crecimiento tecnológico, económico y social[7].

Dependiendo de su capacidad energética y a su disponibilidad, las fuentes alternativas de energía pueden ser clasificadas en fuentes de baja entalpía y fuentes de alta entalpía. En lo que se refiere a las fuentes energéticas de baja entalpía se encuentran algunos pozos geotérmicos, la radiación solar directa, la combustión de biogás, los gases de escape en motores de combustión interna y el calor residual de procesos industriales[8]. En general este tipo de fuentes son consideradas como calor de desecho debido a la falta de tecnología que permita su aprovechamiento. Los dos principales ciclos termodinámicos que emplean calor como fuente de energía para extraer trabajo mecánico logran operar con eficiencias aceptables cuando la temperatura de la fuente es superior a 400°C. Sin embargo, una tecnología que ha probado ser una alternativa confiable y efectiva para el aprovechamiento de este tipo de fuentes es el *Ciclo Rankine Orgánico* (ORC por sus siglas en inglés)[9].

El ORC es un ciclo termodinámico muy similar al ciclo Rankine convencional. La principal diferencia es el fluido de trabajo utilizado. Siendo éste un fluido orgánico cuya composición química y mayor peso molecular le permite tener condiciones termodinámicas de evaporación mucho menores a las del agua. De esta manera extraer potencia mecánica de fuentes energéticas resulta tecnológica y económicamente factible.

De las fuentes energéticas de baja entalpía mencionadas anteriormente, la radiación solar es un recurso ampliamente disponible en el territorio mexicano. Su aprovechamiento

se ha limitado principalmente al calentamiento de agua para aplicaciones domésticas, comerciales e industriales. Sin embargo la implementación de sistemas ORC puede resultar en beneficios económicos y sociales debido a que permite obtener potencia mecánica y/o electricidad además del calentamiento de agua.

Para lograr la implementación de este tipo de sistemas; es importante llevar a cabo estudios respecto a la radiación disponible en el lugar, así como el diseño y análisis del sistema energético para definir las condiciones de operación, el fluido de trabajo y la selección y/o diseño de componentes que resulten en el mejor desempeño y funcionamiento del sistema.

En este trabajo se diseñó un sistema ORC que opera con la radiación solar registrada en Temixco, Morelos. Se calcularon los parámetros termodinámicos de operación (temperatura y presión) en cada proceso termodinámico, así como el flujo másico. Además, se propone una configuración que permite mantener sin variación las condiciones termodinámicas del fluido de trabajo independientemente de la variación de la radiación solar a lo largo del tiempo de operación del sistema.

También se realizó el diseño y análisis numérico de la turbina radial en el sistema que entregue una potencia de salida de 10 kW. Para que esto se cumpla se estudia el comportamiento del fluido durante la operación de la máquina con el fin de encontrar una relación entre la geometría de los álabes y el desempeño de la turbina.

Justificación

En este trabajo se aborda la problemática del uso de combustibles fósiles y las repercusiones que éstos tienen en el medio ambiente. Haciendo uso de las fuentes energéticas de baja entalpía se diseña la turbina de un sistema ORC que opera con radiación solar como fuente de energía, para el poblado de Temixco, ubicado en el estado de Morelos con el fin de obtener 10 kW de potencia y además lograr la menor cantidad de pérdidas de energía dentro de ella. Para lograr esto se cuenta con datos de radiación solar registrados en la Estación Meteorológica y Solarimétrica del Instituto del Energías Renovables ubicada en Temixco, los cuales fueron analizados y utilizados como datos de entrada para el diseño del sistema energético y de la turbina.

El sistema ORC debe lograr alcanzar la mayor eficiencia térmica posible dentro de las limitaciones que implica operar entre temperatura ambiente y una temperatura inferior a lo 100°C. Por esta razón se deben seleccionar adecuadamente el fluido de trabajo y las condiciones de operación del ORC, así como minimizar las pérdidas en la turbina.

Sabiendo que el fluido de trabajo es un fluido orgánico, el modelo termodinámico utilizado en los métodos de solución numérica para calcular el comportamiento del flujo

dentro del rotor durante la operación de la máquina debe ser seleccionado y acoplado correctamente con el resto de los modelos matemáticos implicados en la solución (turbulencia, acoplamiento presión/velocidad, energía) para lograr la convergencia de la solución numérica.

Con base en la aplicación de los modelos mencionados a través de la metodología propuesta en este trabajo; se busca obtener las condiciones geométricas del rotor que aseguren la potencia de diseño y el mejor desempeño posible del mismo. Con los resultados de esta investigación es posible implementar la metodología propuesta para el diseño de otras turbinas con aplicaciones ORC, así como en el desarrollo de bancos de pruebas que permitirán mejorar el funcionamiento de sistemas ORC a través de resultados experimentales.

Objetivos y alcances

Diseñar la turbina de un sistema ORC que opere bajo las condiciones energéticas proporcionadas por la radiación solar de Temixco, Morelos con el fin de extraer 10 kW de potencia.

Para lograr cumplir este objetivo general, se establecen los siguientes objetivos particulares:

- Definir el fluido orgánico de trabajo para el ciclo termodinámico.
- Diseñar el sistema ORC a partir de definir los parámetros de operación que presenten el mejor desempeño posible en el ciclo termodinámico
- Llevar a cabo el diseño preliminar de la turbina definiendo su geometría general que satisfaga las condiciones de continuidad de flujo.
- Calcular numéricamente la dinámica del flujo durante la operación de la turbina y elegir una configuración geométrica de la turbina que presente la menor cantidad de pérdidas.

A pesar de que la problemática implica un trabajo multidisciplinario para lograr la implementación de un sistema de esta naturaleza, este trabajo se acota al diseño del sistema termodinámico, que incluye la definición de la configuración y las condiciones de operación en cada proceso termodinámico, y al diseño de la turbina desde el punto de vista aerotermodinámico en estado estacionario.

Estructura de la tesis

La redacción de este trabajo se encuentra dividida en 4 capítulos descritos a continuación.

1. En el primer capítulo se presentan una revisión bibliográfica de los temas relacionados con los sistemas ORC y las turbinas radiales. Analizando su evolución a través del tiempo hasta llegar a los últimos desarrollos. De esta manera se establece el precedente sobre el conocimiento disponible actualmente a partir del cual se lleva a cabo este trabajo.
2. En el segundo capítulo se presenta la metodología desarrollada para lograr alcanzar los objetivos y resolver la problemática planteada anteriormente. Este capítulo se divide en dos partes: una que describe el diseño del sistema ORC y otra que describe el diseño de la turbina radial.
3. En el tercer capítulo se muestran los resultados obtenidos al realizar la metodología del capítulo 2. De igual manera, se divide en dos partes: una con los resultados del diseño del sistema ORC y la otra con los resultados del diseño de la turbina radial.
4. En el cuarto capítulo se muestran las conclusiones del diseño del sistema ORC y de la turbina, así como las recomendaciones que el autor considera que pueden ampliar y mejorar el diseño considerando situaciones fuera de los objetivos y alcances establecidos para este trabajo.

1

Antecedentes

El creciente interés en la implementación de sistemas ORC para el aprovechamiento de fuentes energéticas de baja entalpía ha dado lugar a un gran número de trabajos de investigación académica y de desarrollo tecnológico.

En este capítulo se lleva a cabo una revisión y discusión sobre estos trabajos con el propósito de establecer los antecedentes y las bases teóricas para el desarrollo de esta tesis. Para esto el presente capítulo se divide en dos secciones; en la primera se discuten los avances en torno a los sistemas ORC, los fluidos de trabajo y las configuraciones empleadas para las diferentes aplicaciones de estos sistemas con aplicaciones termo-solares. En la segunda sección temas relacionados a las turbinas radiales como lo es el diseño preliminar y el análisis numérico del campo de flujo en estas máquinas. Finalmente se discuten los más recientes desarrollos de turbinas radiales con aplicaciones en ORC.

1.1. Sistemas ORC

A pesar del auge que los sistemas ORC han tenido desde principios del siglo, el concepto de utilizar fluidos orgánicos en un ciclo termodinámico para extraer potencia mecánica data de mucho tiempo atrás; el primer dispositivo patentado que utilizaba éter como fluido de trabajo se planteó en 1826[9, 10]. Sin embargo, a partir del año 2000 cuando se llevan a cabo estudios y trabajos de investigación para lograr hacer de la tecnología ORC técnica y económicamente viable para la explotación de fuentes energéticas de baja temperatura motivados principalmente por la capacidad de estos sistemas de aprovechar fuentes de calor con baja temperatura que el ciclo Rankine convencional es incapaz de aprovechar[11].

La principal diferencia del ORC con el ciclo Rankine convencional radica en el fluido de trabajo utilizado, siendo éstos los fluidos orgánicos (base carbono). Debido a su

composición química, estos fluidos muestran condiciones de evaporación por debajo a las del agua. Esto que permite aprovechar pequeñas cantidades de calor que el agua no puede[12].

Un ORC simple consiste de 4 procesos termodinámicos que se enuncian a continuación.

- Incremento de presión del fluido de trabajo en estado líquido.
- Evaporación del fluido de trabajo a presión constante. Es en este proceso donde se lleva a cabo la transferencia de energía de la fuente de calor al fluido de trabajo.
- Expansión del fluido de trabajo, de este proceso se extrae la potencia mecánica.
- Transferencia de calor del fluido de trabajo hacia el ambiente para condensar el fluido y llevarlo a las condiciones de entrada a la bomba.

Como cualquier ciclo termodinámico, el ORC busca modificar las condiciones termodinámicas del fluido de trabajo a través de los procesos mencionados con el fin de extraer potencia mecánica en una turbina. Las condiciones termodinámicas de operación que mejor desempeño ofrecen varían de un fluido a otro por lo que un análisis termodinámico del ORC es necesario para determinar el fluido de trabajo que más se ajusta las condiciones disponibles en la fuente energética[13].

1.1.1. Configuraciones del ORC

Lecompte hace mención en su artículo de revisión[14] sobre 8 arquitecturas o configuraciones diferentes para los sistemas ORC. Cada una de estas configuraciones ofrece un mejor desempeño del sistema de acuerdo al tipo de fuente energética que se quiera aprovechar. Se presenta la descripción de las configuraciones que mayores avances han obtenido en la última década, así como algunos trabajos con sus principales resultados y aportaciones.

ORC simple

El ORC simple es la configuración más utilizada debido a su arquitectura sencilla y al poco mantenimiento que requiere para operar con fuentes de bajo grado ($<120^{\circ}\text{C}$). Consiste únicamente de los 4 procesos termodinámicos mencionados anteriormente. En la Fig. 1.1 se muestran los 4 componentes que integran el ORC simple. La flecha roja indica que en el evaporador ocurre una transferencia de calor de la fuente energética al fluido de

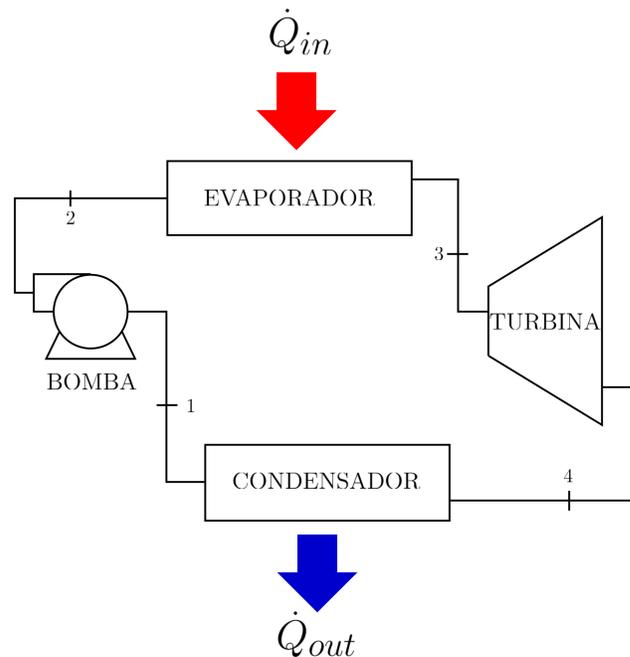


Figura 1.1: Diagrama esquemático de un ORC simple

trabajo y la flecha azul indica el calor que se transfiere del fluido de trabajo una vez que ha sido expandido en la turbina.

Dentro de los trabajos desarrollados bajo esta configuración se encuentra el de Miena[15] en donde mostró la viabilidad de un sistema ORC de 50 kW utilizando calor residual de procesos industriales cuya temperatura oscila entre 85°C y 116°C. Miena encontró que la potencia generada, así como el desempeño del sistema depende de las condiciones de operación. También concluyó que para tiempos de operación mayores a 3000 horas esta máquina es confiable y robusta como para implementarse de manera comercial.

Galloni et al.[16] probó la viabilidad de sistema ORC a partir de un prototipo sencillo de ORC en el Laboratorio de Sistemas Energéticos de la Universidad de Cassino. Utilizando el refrigerante R245fa como fluido de trabajo y haciendo variar la temperatura de la fuente de energía entre 75°C y 90°C y la presión de evaporación entre 6 y 10 bar, se obtuvo una máxima eficiencia térmica del 9% y una potencia de 1.2 kW.

ORC con recuperador

El recuperador en un ORC se utiliza para incrementar la eficiencia térmica del ciclo[17]. Su implementación se justifica cuando a la salida del expansor se tiene vapor con un considerable grado de sobrecalentamiento. De esta manera se utiliza esta energía para

precalentar el fluido que sale de la bomba, haciendo que el flujo de calor requerido por el evaporador para alcanzar el estado final en este componente sea menor que el necesario si el recuperador no existiera.

Algunos trabajos en donde se utiliza el sistema ORC con regenerador son los de Dai et al.[18] y Li et al.[19]. La principal diferencia entre el trabajo de Dai et al.[18] y el de Li et al.[19] es la disponibilidad del recurso energético utilizado. Por un lado Dai et al. consideran una disponibilidad muy grande de tal manera que se utiliza un flujo másico de 15.951 kg/s y R236ea como fluido de trabajo en el ORC, mientras que Li et al. analizó 3 fluidos de trabajo; R123, R141b y R245ca. En su análisis el flujo másico se encuentra restringido debido a la disponibilidad limitada de su fuente energética, lo que hace que un recuperador disminuya considerablemente (en proporción al flujo de calor disponible) el calor requerido para lograr las condiciones de salida del evaporador en el fluido de trabajo del ORC.

ORC regenerativo

La configuración del ORC regenerativo consiste en realizar un sangrado de la turbina para extraer vapor y aprovecharlo dentro del mismo ciclo. Esto permite incrementar en algunos casos la eficiencia térmica del ciclo dependiendo del arreglo del sangrado así como de los flujos másicos involucrados.

Mago et al.[20] llevó a cabo el análisis por primera y segunda ley de la termodinámica de un sistema ORC bajo la configuración simple y regenerativa. En su análisis consideró siempre condiciones de saturación a la entrada de la turbina e hizo variar la presión de evaporación. Para los 4 fluidos analizados reportó una mayor eficiencia por primera y segunda ley, así como menores irreversibilidades. Además mencionó que cualquier grado de sobrecalentamiento del fluido a la entrada de la turbina resulta en un decremento en la eficiencia por segunda ley. Sin embargo este autor también mencionó que existen fluidos de trabajo para los cuales la configuración del ORC regenerativo no incrementa la eficiencia del ORC.

Otro trabajo en donde se estudia un ORC regenerativo es el de Meinel et al.[21], en donde se presentó el análisis de un ORC con dos etapas de expansión en donde la primera etapa presenta un sangrado en la turbina que permite implementar una recuperación de calor interno. Esta configuración regenerativa logró un incremento en la eficiencia para fluidos isentrópicos, sin embargo para fluidos secos la configuración con recuperador mostró mejores resultados. De los fluidos analizados el etanol presentó mejores eficiencias en ambas configuraciones debido a su mayor calor latente.

Ciclo flash orgánico

El ciclo flash orgánico surge como una alternativa para aprovechar el potencial energético de pozos geotérmicos[22]. Su principio de operación consiste en hacer pasar el agua rica en sales provenientes del pozo hacia un depósito de evaporación instantánea con una presión menor. Posteriormente, el vapor se hace circular hacia una turbina y el líquido se manda directamente al condensador. Esta configuración presenta complejidades debido a que el vapor de agua es un fluido húmedo y cualquier expansión, partiendo de condiciones de saturación, inevitablemente terminará en estado de mezcla líquido-vapor. Esto origina erosión en la turbina causada por las partículas líquidas, lo que llevó a proponer el ciclo flash orgánico (OFC por sus siglas en inglés).

En el OFC el líquido proveniente del pozo geotérmico se hace pasar directamente a un intercambiador de calor en donde parte de su energía es transferida al fluido orgánico evitando que exista evaporación de este último. Finalmente se hace llegar el fluido de trabajo a un tanque de evaporación instantánea en donde el vapor se hace pasar por la turbina y posteriormente al condensador y el fluido no evaporado se manda directamente al condensador.

Edrisi y Michaelides[23] presentaron un trabajo en donde se analizan 6 fluidos de trabajo operando en un OFC para un pozo geotérmico cuya fuente se encuentra a una temperatura entre 90°C y 140°C. Estos autores reportan que comparando el OFC con un ciclo binario tradicional, para todos los fluidos de trabajo se observó un incremento en la potencia producida de hasta el 25 %.

Ciclo transcrito

El ciclo transcrito tiene como característica principal que la evaporación del fluido de trabajo ocurre a una presión superior a la presión crítica del fluido de trabajo, por lo que el cambio de fase ocurre sin que exista condiciones de mezcla líquido-vapor. Esto tiene repercusiones en el desempeño del ciclo dependiendo del fluido de trabajo y de las condiciones de la fuente energética.

Schuster et al.[24] llevo a cabo estudios comparando el desempeño de dos sistemas ORC, operando bajo la configuración simple y la transcrito. Este autor reporta un incremento en la potencia de salida del 8 % cuando se utiliza la configuración transcrito, sin embargo existe una disminución en la eficiencia térmica del ciclo.

La selección correcta del fluido de trabajo para operar con un buen desempeño los ORC transcritos es muy importante. Es por esto que debido a su baja temperatura crítica, el CO₂ es la principal elección de los autores que deciden estudiar ORC transcritos[25–27]

1.1.2. Fluidos de trabajo

El fluido de trabajo se selecciona de acuerdo a las condiciones de operación del sistema, de tal manera que sus condiciones termodinámicas y de transporte se acoplen a las condiciones de la fuente energética y a las condiciones de operación del ORC. La selección del fluido de trabajo para un determinado ORC es una de las etapas más importantes y que mayor cuidado requiere durante el diseño de este tipo de sistemas[12, 17, 28]. Existen diversos trabajos que tratan sobre la selección del fluido de trabajo para las diferentes aplicaciones y configuraciones de ORC[29, 30]. Como se mencionó anteriormente, las condiciones de operación y la naturaleza de la fuente energética son determinantes para la elección del fluido de trabajo más adecuado y por lo tanto cada caso amerita su propia selección de fluido de trabajo.

Frutiger et al.[31] presentan una metodología para la selección de fluido de trabajo para ORC utilizando la ecuación de estado Peng–Robinson y el método de MonteCarlo. Considerando 1965 fluidos de trabajo, lograron elegir 15 que presentan los mejores valores de trabajo realizado por el ciclo, siendo el octafluorociclobutano la mejor opción para un caso de estudio particular.

Pili et al.[32] analizó un sistema ORC que aprovecha los gases de escape de un motor de combustión interna. De 17 fluidos de trabajo seleccionó aquellos que en su mejor condición de operación presentan las mejores relaciones de potencia-peso y potencia-volumen. Sus resultados muestran como el isobutano presenta la mejor relación peso-potencia y peso-volumen, pero son la acetona y el etanol los que producen la mayor potencia.

Saloux et al.[33] proponen una metodología para la selección de fluido de trabajo considerando criterios ambientales e ingenieriles. Considerando las condiciones de operación óptimas para cada fluido de trabajo en función de temperaturas equivalentes y superficies de transferencia de calor calcularon las presiones y temperaturas de trabajo y el flujo másico. De acuerdo a estas variables seleccionaron el fluido de trabajo más apropiado. De acuerdo a los criterios de selección, el método propuesto en este trabajo arrojó R1234ze(E), isobutano, R245fa y R245ca como candidatos.

Cálculo de propiedades termofísicas

Todos los trabajos mencionados hasta este punto hacen uso de códigos o librerías especialmente diseñadas para calcular las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo. Estas librerías son desarrolladas a partir de modelos empíricos y teóricos.

Zivani et al.[34] menciona 6 softwares que funcionan como herramientas para modelar sistemas ORC: Matlab/Simulink, EES, Python, Modelica, AMESim and Cycle-Tempo. Cinco de estos softwares utilizan además de sus propias librerías, las disponibles de forma

comercial o libre. El otro software (AMESim) hace uso únicamente su propia librería para llevar a cabo los cálculos de las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo. El desarrollo de este tipo de librerías permite ver la importancia que ha tomado el cálculo estas propiedades debido a la necesidad de conocerlas de manera precisa.

Las dos principales librerías utilizadas en los cálculos de sistemas ORC son *Refprop* y *CoolProp*, siendo la primera una herramienta elaborada por el Instituto Nacional de Estándares y Tecnología (NIST por sus siglas en inglés)[35] y la segunda una librería de licencia abierta desarrollada por Bell et al.[36]. En este trabajo se opta por utilizar *CoolProp* para el cálculo de propiedades termodinámicas y de transporte por ser de licencia abierta y porque utiliza formulaciones del estado del arte para el cálculo de propiedades termofísicas de los fluidos, además esta librería es actualizada regularmente.

El modelo teórico utilizado por *CoolProp* para los principales fluidos utilizados en este trabajo es una ecuación de estado cúbica, en particular una ecuación basada en términos de la energía de Helmholtz[37–40]. Este tipo de ecuaciones tienen como base el modelo de Aungier[41] aunque con variaciones específicas para lograr ajustar este modelo a los resultados experimentales.

1.1.3. Sistemas termo-solares

Para aplicaciones de radiación solar, los desarrollos de sistemas ORC en los últimos años van desde el diseño de configuración, selección de fluido de trabajo y diseño de componentes hasta el desarrollo de proyectos para su instalación y operación. Por ejemplo, un equipo de investigación en Tianjin, China ha estado trabajando en un sistema para producir 200 kW en esta región. Iniciando en el 2010 llevaron a cabo experimentos con colectores planos, R245fa como fluido de trabajo, una configuración de ORC simple y utilizando un expansor de pistón obteniendo una potencia de 173 kW, una eficiencia isentrópica en el expansor de 45.2% y una eficiencia térmica del sistema de 3.2%[42]. Posteriormente en 2012 reportaron obtener una ligera mejora en la eficiencia térmica logrando 3.62% a costa de incluir un regenerador en el sistema. Sin embargo encontraron que se puede mejorar el desempeño del sistema si el flujo másico se ajusta de acuerdo a la cantidad de calor disponible en los colectores solares[43]. En 2013 cambiaron el expansor por una turbina e incluyeron un almacenamiento térmico para asegurar las condiciones termodinámicas de diseño cuando la radiación solar es insuficiente[44]. Esta configuración mostró un mejor desempeño con R245fa y R123 como fluidos de trabajo. Finalmente este grupo de investigación publicó un artículo en donde se plantea el proyecto para la instalación de una planta ORC-solar[45] que producirá 200 kW utilizando una turbina como expansor, y colectores solares parabólicos para transferir el calor de la radiación solar al R123, que es el fluido de trabajo seleccionado para esta aplicación.

En 2010 Pei et al.[46] reportan el diseño y simulación numérica de un sistema ORC regenerativo operando con concentradores parabólicos compuestos de baja relación de concentración. En la simulación reportan un efecto positivo en la eficiencia térmica debido al regenerador pero un efecto negativo en la eficiencia de los colectores. Para una irradiancia de 750 W/m^2 este ORC regenerativo mostró una eficiencia de 8.6 % un valor alto comparándolo con la eficiencia lograda sin la regeneración, que es de 4.9 %.

También un equipo de investigación español ha trabajado en el desarrollo de un sistema ORC para ósmosis inversa y desalinización. Analizando 12 fluidos de trabajo y 4 tipos de colectores solares seleccionaron butano, isobutano, R245fa y R245ca como fluidos de trabajo para poder acoplar la unidad de desalinización solar con el sistema ORC de baja temperatura[47, 48].

Casile et al.[49] llevó a cabo un trabajo en donde propone una configuración de ORC solar para extraer 6 kW utilizando colectores solares planos. Esta configuración hace uso de un circuito secundario con un aceite diatérmico para transferir el calor de los colectores al fluido de trabajo del ORC. Casile et al. obtiene eficiencias térmicas de alrededor de 10 % a lo largo de un año de operación del ORC siendo la eficiencia del colector la que más variaciones sufre. Por lo tanto proponen la viabilidad de este sistema para los climas de la región del Mediterráneo.

1.2. Turbinas radiales

La selección del expansor adecuado para una determinada aplicación depende de los parámetros de operación del mismo. Esto es debido a que cada tipo de expansor muestra su mejor desempeño bajo diferentes condiciones y en general, este dispositivo es el más crítico dentro de un proceso de generación de potencia.

A partir de analizar el desempeño de diversas turbinas, Bajle[2, 50] definió que únicamente son necesarios 4 parámetros para describir completamente las características de un turbomáquina: La velocidad específica N_s , el diámetro específico D_s , el número de Mach y el número de Reynolds. En la Fig. 1.2 se muestra un diagrama hecho por Bajle en donde se describe esta relación de la eficiencia del expansor con N_s y D_s

Los parámetros adimensionales N_s y D_s se definen de acuerdo a las Ecs. (1.1) y (1.2) y dependen de 4 variables: la velocidad de rotación, el diámetro de entrada del expansor, el trabajo específico realizado por el expansor y el flujo másico que atraviesa el expansor.

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q_{in}}}{\Delta h_0^{0.75}} \quad (1.1)$$

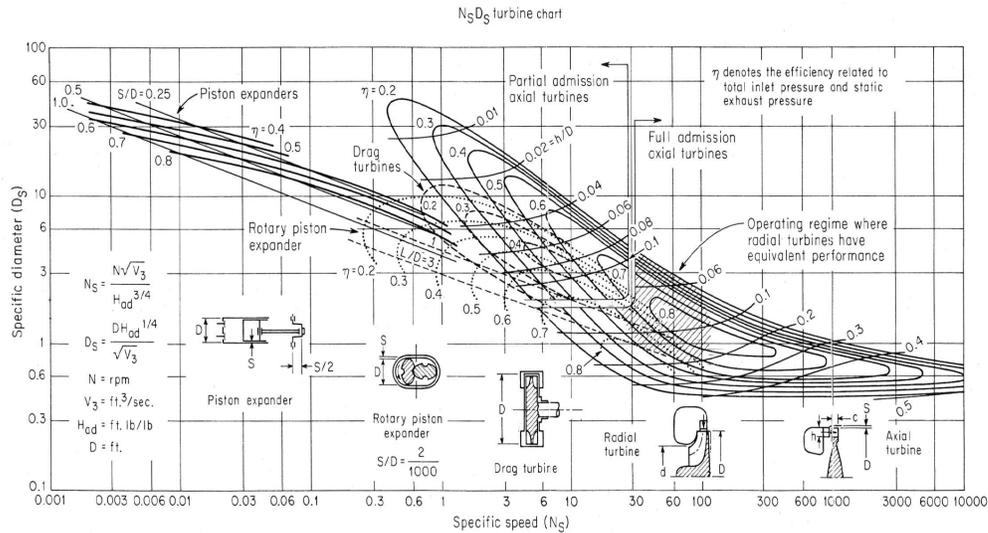


Figura 1.2: Relación de la eficiencia del expansor con N_s y D_s [2]

$$D_s = \frac{D_{in} \Delta h_0^{0.25}}{\sqrt{Q_{in}}} \quad (1.2)$$

En donde ω es la velocidad de rotación, Q_{in} es el flujo volumétrico a la entrada del expansor calculado como la relación entre el flujo másico y la densidad el fluido a la entrada del expansor, D_{in} es el diámetro de entrada del expansor y Δh_0 es el trabajo específico realizado por el expansor y es calculado como el cambio en la entalpía de estancamiento ocurrida en el expansor.

Por lo tanto, de acuerdo a estas condiciones y a la Fig. 1.2, las turbinas radiales muestran un buen desempeño cuando la velocidad de rotación es alta y los flujos másicos son pequeños, siendo las aplicaciones termosolares de los ORC una aplicación adecuada para este tipo de máquinas.

En la literatura existen pocos títulos que abordan el tema del diseño de turbinas radiales [51–57]. El motivo de esto puede ser que el uso de estos dispositivos se encuentra restringido a aplicaciones de baja potencia, tomando mayor relevancia las turbinas axiales utilizadas en las grandes plantas termoeléctricas o en la industria aeroespacial.

Sin embargo, el gran interés despertado en la última década por la explotación de fuentes energéticas de baja temperatura ha motivado el desarrollo de trabajos relacionados con el diseño, experimentación e implementación de turbinas radiales dentro de sistemas ORC, siendo este componente el más estudiado debido al impacto que tiene en la eficiencia del sistema.

1.2.1. Diseño preliminar

El diseño preliminar de las turbinas radiales consiste en definir las dimensiones geométricas elementales del rotor y de los componentes estáticos. El objetivo principal es que partiendo de las condiciones de operación de la máquina como temperatura y presión de entrada, flujo másico y potencia o presión de salida, se puedan definir las condiciones geométricas que además satisfagan la condición de continuidad considerando la expansión del fluido de trabajo a lo largo del rotor.

Se han desarrollado diversos trabajos en torno al diseño preliminar de turbinas radiales. En la década de 1970 se llevó a cabo una exhaustiva investigación en torno al correcto diseño de turbinas radiales para su implementación en transbordadores espaciales debido a su excelente relación peso-potencia cuando se trata de generación de bajas cantidades de energía[58–60]

Años más tarde, debido a la implementación de turbinas radiales en turbocargadores para mejorar la eficiencia de motores de combustión interna se llevaron a cabo nuevamente trabajos pensados en este tipo de aplicaciones[61–63]. El objetivo de las metodologías propuestas en estos trabajos era la de lograr únicamente la potencia requerida por el compresor a partir de los gases de escape del motor de combustión interna. Esto hacía que no se pusiera tanta atención en la eficiencia de la turbina siempre y cuando lograría alcanzar la potencia requerida.

1.2.2. Análisis CFD

El comportamiento dinámico de fluido de trabajo dentro del rotor de una turbina radial es complejo debido a la geometría del dominio del fluido y a que el dominio se encuentra en un marco de referencia rotativo. Lograr una solución analítica de las ecuaciones de gobierno (continuidad, momento y energía) con las condiciones de frontera presentes en una turbina radial resulta imposible con las técnicas de solución actuales. Sin embargo, el incremento en la capacidad de cómputo motivó el desarrollo e implementación de métodos numéricos para obtener soluciones aproximadas de las ecuaciones de gobierno en turbomaquinaria y de esta manera tener una idea más certera del comportamiento fluidodinámico durante la operación de la turbina. Esto permite identificar los fenómenos que causan pérdidas energéticas debido a desprendimiento de capa límite, formación de flujos secundarios o recirculaciones en el rotor.

Los primeros avances en este tema ocurrieron bajo simplificaciones y consideraciones como flujo invíscido en 2 dimensiones. Posteriormente se logró incluir los efectos viscosos y dominios tridimensionales[64, 65].

En la actualidad, con el avance de los métodos y los recursos computacionales accesibles para el sector académico e industrial, se han desarrollado códigos especialmente enfoca-

dos al análisis de flujos en turbomaquinaria[66, 67] los cuales permiten evaluar modelos geométricos y llevar a cabo predicciones numéricas[54] siempre y cuando los resultados obtenidos a partir del método numérico estén validados con resultados experimentales.

Existen códigos comerciales que permiten llevar a cabo todo el proceso del análisis numérico para flujos en turbomaquinaria. En el presente trabajo se utilizó *Ansys* a través de sus módulos de *TurboGrid*[1] y *CFX*[68] para realizar la discretización del dominio, la definición de condiciones de frontera, la selección de modelos matemáticos, la solución de las ecuaciones discretizadas y el postprocesamiento de los resultados.

1.2.3. Turbinas radiales en aplicaciones ORC

A continuación se presentan algunos trabajos realizados en los últimos años en torno a turbinas radiales para sistemas ORC.

Han et al.[69] presentó un trabajo sobre el diseño de una turbina para producir 200 kW a partir de calor residual con R245fa como fluido de trabajo. Para poder lograr una relación de expansión de 9, los autores propusieron una configuración de dos etapas con dos turbinas radiales en un solo eje. La turbina probada experimentalmente reportó un potencia generada mayor a 200 kW.

Fiaschi et al.[70] presentaron una metodología de diseño preliminar para turboexpansores radiales con aplicaciones en ORC. Su método consistió en implementar modelos de pérdidas considerando ecuaciones de gas real para los fluidos de trabajo orgánicos. Los autores plantearon el uso de este método como una etapa previa al análisis numérico del flujo en el rotor.

Wheeler y Ong[71] presentaron el diseño preliminar y análisis numérico de una turbina radial para ORC. Los modelos incluidos en el análisis numérico fueron: estado transitorio, gas real, flujo compresible ($Ma \approx 1.4$). Sus resultados y conclusiones se enfocaron a las condiciones supersónicas del flujo así como en la influencia de la los álabes fijos del inductor en el desarrollo del flujo dentro del rotor.

White y Sayma[72] reportaron en su trabajo una metodología para el diseño preliminar del turbinas radiales para ORC. El cálculo de las condiciones termodinámicas del fluido de trabajo se llevó a cabo con *Refprop*. Comparando los resultados de eficiencia total a total obtenidos a partir de su metodología con una simulación numérica en *CFX* se obtuvo 85 % y con la simulación numérica 84.87 %. Este trabajo es resultado de su investigación doctoral sobre el desarrollo de un sistema ORC enfocado en la turbina radial[73]. Su metodología de diseño consistió en un diseño preliminar y de línea media utilizando una variable adimensional que relaciona la velocidad relativa ideal y real a la salida del rotor como criterio para identificar un buen diseño.

1.3. Reflexiones de la revisión bibliográfica

De acuerdo a lo planteado en este capítulo, se sabe que existen diferentes grupos de trabajo que buscan desarrollar tanto sistemas energéticos completos como diseño de turbinas radiales para lograr aprovechar de manera más eficiente la energía disponible en fuentes de baja entalpía a través de ORC.

La selección del fluido de trabajo es un factor crucial para el buen desempeño del sistema y éste debe elegirse de acuerdo a las condiciones de la fuente energética, por este motivo es que existen muchos trabajos entorno a este tema, no obstante, no hay una metodología definida para la selección del fluido de trabajo. En este trabajo se propone una metodología de selección con base en una operación económica del condensador (temperatura y presión ambiente) y de acuerdo a la fuente (independientemente de cual sea) se selecciona el fluido adecuado.

La configuración del ORC también es un tema del cual no hay se tiene un consenso, y la razón principal es que dependiendo de las condiciones de la fuente y las restricciones que se tengan en cuando a parámetros de operación es la configuración más adecuada, sin embargo, la ventaja del ORC simple respecto a su sencillez y costos de mantenimiento y operación lo hacen la alternativa más adecuada para este autor y por lo tanto se propone el uso de esta configuración con algunos tanques de almacenamiento a fin de lograr la correcta operación del sistema.

Las condiciones de operación del sistema por lo general se tratan con variables independientes por los autores citados en este capítulo, sin embargo en este trabajo se considera la relación de presiones y el grado de sobrecalentamiento como variables a definir en función de lograr operar a la turbina en condiciones subsónicas y además restringir el grado de sobrecalentamiento a la salida de este dispositivo. De esta manera se hace más adecuada la configuración propuesta sin la necesidad de regenerador.

Finalmente respecto al diseño de turbinas, además de proponer una metodología que satisface condiciones geométricas aceptables por la literatura de turbinas radiales, se analizan 5 variables para seleccionar la mejor configuración dentro de miles posibles. Además durante el análisis detallado del flujo dentro del rotor se sientan las bases para definir modelos de pérdidas en función de la geometría del álabe, siendo este factor, determinante para la eficiencia de la turbina en hasta 4%. Hasta el momento en que se escribió esta tesis, el autor no tiene registro de algún trabajo que evalúe la relación entre la geometría del álabe, la eficiencia isentrópica y la generación de entropía.

2

Metodología

El diseño del sistema termodinámico consiste en la selección del fluido de trabajo, el cálculo de las condiciones de operación del sistema termodinámico óptimas de acuerdo a las restricciones y requerimientos de la aplicación, así como de la naturaleza, intensidad y variación la fuente energética. El diseño de la turbina consiste en definir las dimensiones geométricas del rotor de tal manera que con éstas se satisfagan las condiciones termodinámicas del sistema ORC, la potencia requerida y la continuidad de flujo.

A continuación se describe la metodología implementada para cumplir los objetivos de este trabajo. Partiendo de analizar los datos de radiación solar en Temixco, Morelos, esta información se utilizó como dato de entrada para definir las condiciones generales del ciclo termodinámico. Estos parámetros de operación, a su vez, funcionaron como datos de entrada para la selección el fluido de trabajo, que en conjunto con parámetros de operación de la turbina definieron por completo las condiciones termodinámicos del ORC. Finalmente empleando estos parámetros, la geometría básica de la turbina fue calculada. Posteriormente se definió la geometría de los álabes a partir de un conjunto de posibles configuraciones, las cuales son sometidas a un análisis numérico que describe el flujo dentro del rotor, seleccionando la configuración que presentó un mejor desempeño fluido-dinámico.

2.1. Configuración del sistema termodinámico

Para aprovechar la radiación solar a través de un ORC de manera efectiva, se eligieron las condiciones de operación de acuerdo al comportamiento de la fuente energética con el fin de aprovecharla de mejor manera . La configuración propuesta para esta aplicación consistió en un ORC simple con sus 4 componentes principales: bomba, colector solar-evaporador, turbina y condensador. La radiación solar presenta variaciones a lo largo del

día, se buscó lograr mantener condiciones termodinámicas constantes en el evaporador, que es el dispositivo en el cual la radiación solar es cedida en forma de calor al fluido de trabajo. Para asegurar la condición de propiedades termodinámicas constantes, el flujo másico que ingresa al evaporador debe variar en función de la radiación solar disponible en cada instante de tiempo. Para ello se hace uso de una válvula reguladora de caudal controlada a partir de la variable de radiación solar.

El hecho de manejar un flujo másico variable resulta complicado para la operación de la turbina, ya que el desempeño y la eficiencia de ésta dependen de las condiciones de entrada a la misma. Para evitar que el flujo másico variable en el evaporador afecte el desempeño de la turbina, se propone un tanque de almacenamiento del fluido de trabajo entre el evaporador y la turbina. Este tanque proporciona un flujo másico constante a la entrada de la turbina. El valor del flujo másico constante se calcula como el valor promedio de la masa total del fluido durante el tiempo de operación del sistema. Para asegurar la disponibilidad de fluido durante el tiempo de operación del sistema, en el tanque de almacenamiento que suministra flujo constante a la turbina (TST) se mantiene cerrada la válvula hasta asegurar que el fluido almacenado y el que se añade proveniente del colector solar permita una operación continua e ininterrumpida.

Al salir de la turbina el fluido de trabajo, es llevado a condiciones de líquido saturado en el condensador y depositado en un tanque de almacenamiento (PST) listo para su ingreso a la bomba, en donde su flujo másico es variable.

El diagrama esquemático de la configuración del sistema se muestra en la Fig. 2.1. Para identificar cada uno de los 4 estados termodinámicos que componen el ORC se utilizan como subíndices los números mostrados en este diagrama tal y como se describe en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1: Estados termodinámicos en el ORC

Estado	Entrada a	Salida de
1	Bomba	Condensador
2	Evaporador	Bomba
3	Turbina	Evaporador
4	Condensador	Turbina

Es necesario determinar el fluido de trabajo y las condiciones de operación que mejor se ajusten a la fuente energética disponible. Una vez definidos estos parámetros, se calcula la superficie de incidencia necesaria para lograr los requerimientos de potencia y flujo másico en el ORC.

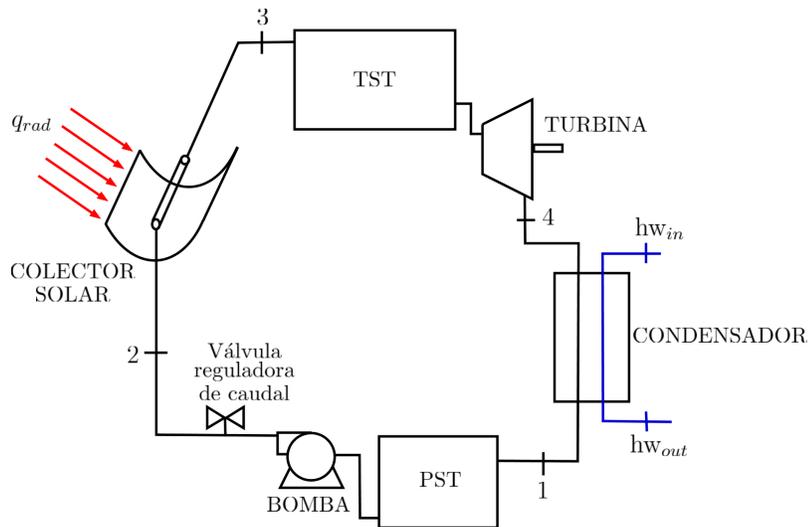


Figura 2.1: Diagrama esquemático del sistema ORC propuesto

Las condiciones de operación del sistema calculadas deben satisfacer una potencia de salida en la turbina de 10 kW y estos cálculos se llevan a cabo considerando una eficiencia isentrópica en la bomba de 0.8 y una eficiencia isentrópica en la turbina de 0.8. Para el colector solar se considera una eficiencia de acuerdo a Jaramillo et al.[74] la cual depende del incremento en la temperatura del fluido a la entrada y a la salida del colector, así como de la magnitud de la radiación solar. Además, se considera que los procesos realizados en los intercambiadores de calor ocurren de forma isobárica y que el fluido de trabajo a la entrada de la bomba es líquido saturado a temperatura ambiente (300 K). Finalmente, las condiciones termodinámicas a la entrada de la turbina se fijan como vapor sobrecalentado. El sobrecalentamiento se propone como una de las consideraciones pensando en las posibles pérdidas de presión ocurridas en el evaporador, a fin de evitar la presencia de partículas líquidas en la turbina. Sin embargo, es importante mencionar que debido al comportamiento termodinámico de los fluidos orgánicos, las curvas de vapor saturado en un diagrama Ts tienen una pendiente positiva (como se muestra en la Fig. 2.2), por lo que cualquier expansión siempre resulta en un estado final con mayor grado de sobrecalentamiento que el estado inicial.

2.1.1. Fuente energética

La información de la fuente energética se obtuvo de registros de radiación solar en Te-mixco, Morelos recopilados en la Estación Meteorológica y Solarimétrica (ESTSOLMET-IER). En este trabajo se contemplan los datos de radiación solar global, directa y difusa

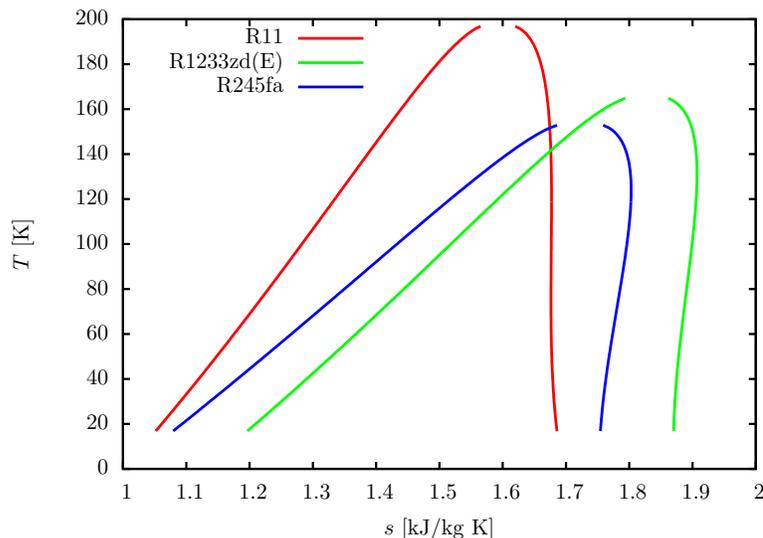


Figura 2.2: Curvas de saturación en un diagrama Ts de fluidos orgánicos

del año 2016. Los datos obtenidos de ESTSOLMET son registrados en intervalos 10 minutos, por lo que para un día completo existen 144 datos.

Con esta información se calcularon valores de irradiancia promedio para cada uno de los 144 valores de radiación a lo largo del día. En la Fig. 2.3 se muestran los valores promedio de radiación solar graficados. Estos valores se consideran como los valores representativos de la variación solar a lo largo de un día.

Se observa como existen intervalos de tiempo, sobre todo durante la noche, en los cuales los valores de radiación son prácticamente 0. Por esta razón se decidió descartarlos y únicamente considerar como tiempo efectivo de operación del sistema a los valores de radiación global superiores al promedio calculado con los 144 datos correspondientes el cual es de 268.272 W/m^2 . De esta forma se definió que el tiempo de operación efectiva del ORC es de 8:00 a 17:00 hrs ya que durante este horario, los valores de radiación siempre son mayores a 268.272 W/m^2 . Estos datos se muestran en la Fig. 2.4.

2.1.2. Selección del fluido de trabajo

La selección del fluido de trabajo se lleva a cabo en dos etapas. En la primera se seleccionan los fluidos que satisfagan las condiciones de entrada a la bomba, es decir, líquido saturado a temperatura ambiente pero que además su presión de saturación correspondiente se encuentre por encima de la presión atmosférica y por debajo de 1.75 atm. Estos valores se seleccionan para asegurar que el condensador y el tanque de almacenamiento

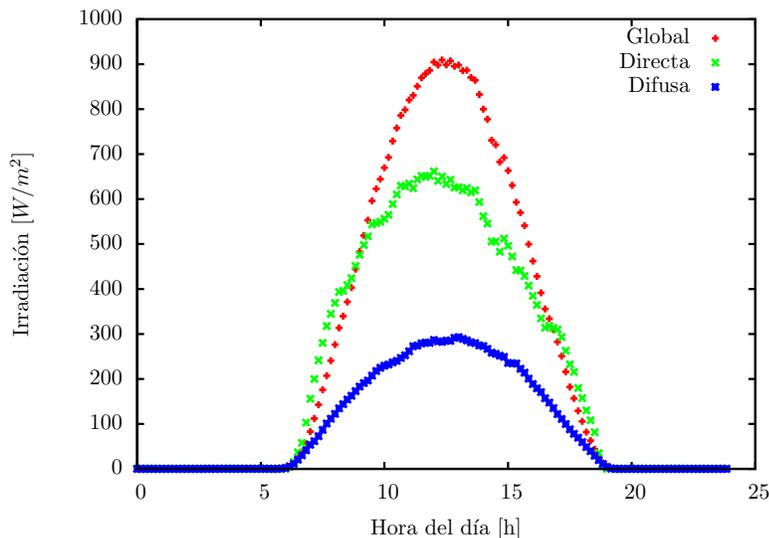


Figura 2.3: Valores de radiación para un día promedio en Temixco, Morelos.

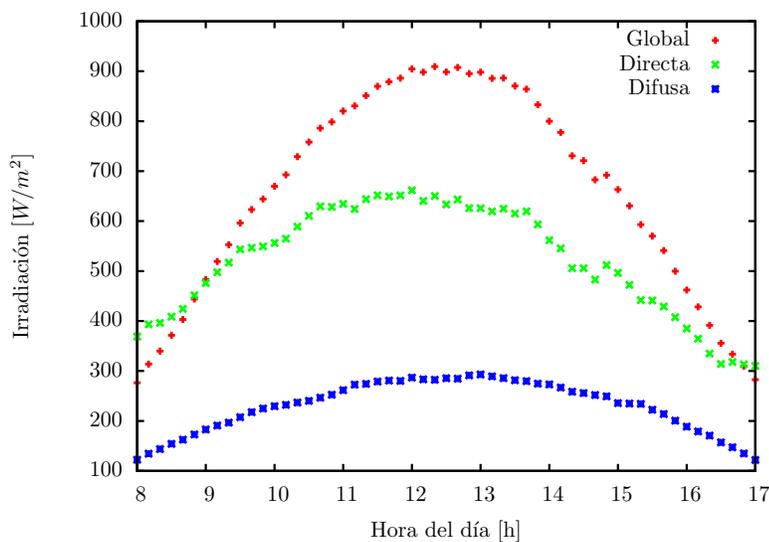


Figura 2.4: Valores de radiación para el tiempo de operación del ORC

para la bomba lleven a cabo su operación nominal bajo condiciones de presión cercanas a la atmosférica pero nunca de vacío.

El cálculo de las propiedades termodinámicas requeridas para este trabajo, se lleva a cabo utilizando CoolProp a través de códigos en Matlab. CoolProp es una librería

de propiedades termodinámicas y de transporte basada en ecuaciones de estado de alta precisión. La manera en como CoolProp calcula las propiedades termodinámicas es a través de dos ecuaciones de estado cúbicas: la ecuación de Soave-Redlich-Kwong (SRK) y la ecuación de Peng-Robinson (PR).

Además de satisfacer la condición de presión de saturación en el condensador, el flujo debe cumplir con los siguientes requisitos durante su operación.

- Número de Mach a la entrada de la turbina menor a 0.9
- Relación entre el cambio de temperatura en el condensador y en la turbina menor a 0.75
- Minimizar la velocidad de rotación de la turbina
- Maximizar la eficiencia térmica

Preselección para condiciones de condensación

Los fluidos analizados son aquellos que se encuentran disponibles en la librería de CoolProp como sustancias puras. De los 122 fluidos disponibles y analizados, únicamente 4 satisfacen las condiciones de presión de saturación entre 1 y 1.75 atm a 300 K. Lo anterior se determinó usando las ecuaciones CoolProp, el cual permite calcular a partir de dos propiedades conocidas de un estado termodinámico, cualquier otra propiedad del mismo. Las dos propiedades utilizadas para la selección de estos 4 fluidos fueron la temperatura y la calidad del fluido.

La sintaxis utilizada en este trabajo para hacer mención de la utilización de CoolProp corresponde a una función de tres variables como se muestra a continuación.

$$[x, y, \dots] = \text{CoolProp}(a, b, \text{fluido}) \quad (2.1)$$

Donde x y y son las propiedades termodinámicas a calcularse, mientras que a y b son las dos propiedades conocidas. En la Tabla 2.2 se muestran las presiones de saturación correspondientes para cada fluido a la entrada de la turbina.

Análisis termodinámico de ORC

Para elegir el fluido de trabajo que mejor se ajuste a esta aplicación de ORC solar, se debe analizar el comportamiento termodinámico durante la operación del ciclo sabiendo que las únicas dos variables independientes que faltan por definir, y que rigen el desempeño del sistema son: la presión de evaporación y el grado de sobrecalentamiento a la entrada de la turbina. La presión de condensación en cada fluido de trabajo es diferente, por

Tabla 2.2: Presiones de saturación a 300 K para los fluidos preseleccionados

Fluido	P_{sat} [bar]
R11	1.131
R1233zd(E)	1.386
R245ca	1.076
R245fa	1.590

lo cual se utiliza el parámetro adimensional P_R que es la relación entre la presión de evaporación y la presión de condensación.

$$P_R = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4} \quad (2.2)$$

El análisis se llevó a cabo teniendo como variables independientes a P_R y al grado de sobrecalentamiento a la entrada de la turbina, el cual a partir de ahora se representa por oh . El análisis del sistema termodinámico se llevó a cabo utilizando la sintaxis mostrada en la Ec. (2.1) cuando CoolProp fue requerido.

Partiendo de que la presión y temperatura del estado 1 son conocidas, el resto de las propiedades de este estado se calculó como:

$$[h_1, s_1, \rho_1] = \text{CoolProp}(T_1, P_1, \text{fluido}) \quad (2.3)$$

El estado 2 se definió calculando la presión P_2 , ésta se calcula a partir de la definición de P_R . Conociendo la eficiencia isentrópica de la bomba, se puede calcular la entalpía correspondiente a un incremento de presión adiabática para posteriormente aplicar la definición de eficiencia isentrópica (ver Ec. (2.5)) y conocer la entalpía real del estado 2.

$$h_{2s} = \text{CoolProp}(P_2, s_1, \text{fluido}) \quad (2.4)$$

$$\eta_b = \frac{h_2 - h_1}{h_{2s} - h_1} \quad (2.5)$$

$$h_2 = \eta_b(h_{2s} - h_1) + h_1 \quad (2.6)$$

De esta forma ya son conocidas dos propiedades del estado 2 y esto permite calcular el resto de las propiedades termodinámicas de dicho estado.

$$[T_2, s_2, \rho_2] = \text{CoolProp}(P_2, h_2, \text{fluido}) \quad (2.7)$$

El proceso de evaporación y sobrecalentamiento del fluido de trabajo se consideró isobárico y su condición final depende del grado de sobrecalentamiento oh . Para definir este estado se calcula en primer lugar la temperatura de saturación T_{3sat} correspondiente a la presión de evaporación P_3 sabiendo que el estado de saturación corresponde a una calidad del vapor $x = 1$.

$$T_{3sat} = \text{CoolProp}(P_3, x = 1, \text{fluido}) \quad (2.8)$$

Una vez conocida la temperatura de saturación de este proceso se le sumó el sobrecalentamiento, el cual es una variable independiente para el análisis termodinámico del ORC.

$$T_3 = T_{3sat} + oh \quad (2.9)$$

De esta manera ya son conocidas dos propiedades termodinámicas del estado 3: T_3 y P_3 . Ahora es posible calcular el resto de las propiedades correspondientes al este estado termodinámico.

$$[h_3, s_3, \rho_3, a_3] = \text{CoolProp}(T_3, P_3, \text{fluido}) \quad (2.10)$$

El estado 4 del ORC corresponde a la salida de la turbina y a la entrada del condensador. En el proceso de expansión, el fluido alcanza la presión de condensación P_4 . Es necesario conocer una propiedad más de este estado para definirlo por completo. Conociendo la eficiencia isentrópica de la turbina, se procede a calcular la entalpía correspondiente a una expansión adiabática para posteriormente aplicar la definición de eficiencia isentrópica (ver Ec. (2.12)) y conocer la entalpía real del estado 4.

$$h_{4s} = \text{CoolProp}(P_4, s_3, \text{fluido}) \quad (2.11)$$

$$\eta = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.12)$$

$$h_4 = h_3 - \eta_t(h_3 - h_{4s}) \quad (2.13)$$

De esta manera es posible calcular a partir de las dos propiedades conocidas, el resto de las propiedades que definen el estado 4 del ORC.

$$[T_4, s_4, \rho_4] = \text{CoolProp}(P_4, h_4, \text{fluido}) \quad (2.14)$$

La eficiencia térmica, el trabajo específico desarrollado en la turbina y el flujo másico necesario a la entrada de la turbina para lograr la potencia de salida requerida en el diseño

son las variables del sistema calculadas a partir de este análisis termodinámico que sirven como referencia para elegir la viabilidad de un fluido u otro. Por otro lado, hay variables que dependen de condiciones termodinámicas, pero además de condiciones propias de turbinas radiales. Estas propiedades requieren que se hagan consideraciones sobre este dispositivo para que de acuerdo a lo reportado en la literatura, su operación sea eficiente. Estas variables son: velocidad de rotación de la turbina, número de Mach a la entrada de la turbina.

A continuación se describe la manera en como calcular estos parámetros a partir de los resultados obtenidos del análisis termodinámico del ORC y de los conceptos elementales del diseño de turbinas radiales.

Eficiencia térmica

La eficiencia térmica de un ciclo termodinámico es la relación que existe entre el trabajo neto producido y el calor suministrado al sistema. En el caso de ORC analizado se calcula como:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (2.15)$$

Se busca para cualquier caso, que la eficiencia térmica sea la mayor posible, sin embargo debido a la baja diferencia de temperaturas entre la mayor y menor temperatura en el ORC, la eficiencia térmica siempre tendrá un valor pequeño.

Flujo másico

El flujo másico \dot{m} está directamente relacionado con las dimensiones de los equipos que integran el sistema ORC y afecta directamente la potencia de salida en la turbina y la potencia requerida por la bomba para lograr el incremento de presión requerido. También tiene una influencia importante en la superficie de transferencia de energía en los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) así como en los flujos de la corriente de enfriamiento en el caso del condensador y de la fuente energética en el caso del evaporador. Para el cálculo de este parámetro se considera la potencia de salida requerida en la turbina y el cambio entálpico que ocurre en ésta al expandir el fluido de trabajo

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{turb}}{h_3 - h_4} \quad (2.16)$$

Relación de diferencia de temperaturas entre el proceso de condensación y el proceso de expansión

Esta relación permite evaluar el aprovechamiento de la energía térmica de una manera distinta a como lo hace la eficiencia. Debido al comportamiento termodinámico de los fluidos orgánicos, éstos presentan un pendiente positiva en su curva de vapor saturado en un diagrama T-s. Esta situación permite que cualquier expansión (isentrópica o real) a partir de condiciones de vapor saturado nunca termine en condiciones de mezcla líquido-vapor (como ocurre con el agua). En lugar de esto, el fluido adquiere un mayor grado de sobre calentamiento al ser expandido. Desde el punto de vista de desempeño de la turbina este es un comportamiento positivo ya que se evita la condensación en el proceso, la cual es perjudicial para la vida de los álabes.

Sin embargo, al analizar el ciclo termodinámico globalmente esto resulta en que el condensador debe desechar ese grado de sobrecalentamiento producido por la expansión previo a realizar la condensación como tal. Toda la energía térmica desechada antes de iniciar la condensación es energía que bien puede ser aprovechada en la turbina por sus condiciones de vapor sobrecalentado, sin embargo debido al comportamiento termodinámico del fluido es desechada.

A continuación se muestra la manera de calcular este parámetro una vez que sean conocidos todos los estados termodinámicos del ORC.

$$\frac{\Delta T_{cond}}{\Delta T_{turb}} = \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_4} \quad (2.17)$$

En la Fig. 2.5 se muestra esquemáticamente lo que representa esta relación de cambio de temperatura en los procesos mencionados. La intención de este parámetro es mantener lo más bajo posible el cambio de temperatura en el condensador, sin embargo, como se ha mencionado anteriormente, es físicamente imposible lograr que este valor sea 0 por la naturaleza del fluido. Se eligió un valor de 0.5, que implica que el cambio de temperatura en la turbina será el doble que el ocurrido en el condensador, por lo que la energía útil en forma de vapor rechazada al ambiente por el condensador es por mucho la mitad de la energía aprovechada en la turbina

Velocidad de rotación

La velocidad de rotación de la turbina se calcula a partir del número adimensional conocido como velocidad específica N_s , el cual es un parámetro propio de la metodología para el diseño de turbinas. Este parámetro se define como:

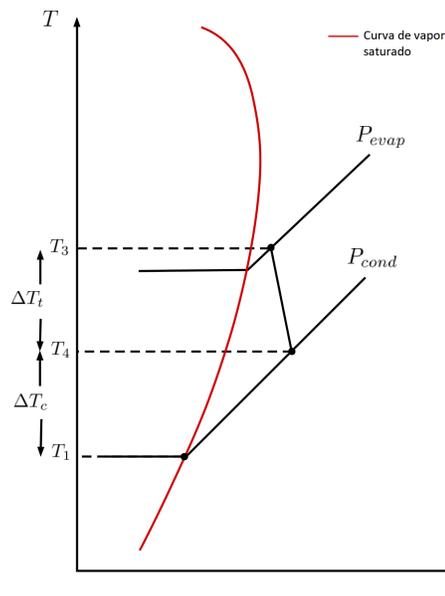


Figura 2.5: Diagrama esquemático del parámetro $\frac{\Delta T_t}{\Delta T_c}$

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho_{in}}}}{\Delta h_{0s}^{0.75}} \quad (2.18)$$

De acuerdo a estudios experimentales llevados a cabo con un gran número de turbinas radiales, se concluyó que la eficiencia máxima lograda en estos dispositivos ocurre cuando el valor de N_s es cercano a 0.6[54, 57].

Además de esto existe otro número adimensional que está asociado a el diámetro máximo de la turbina, este es el diámetro específico D_s y se define como

$$D_s = \frac{D_{in} \Delta h^{0.25}}{\sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho_{in}}}} \quad (2.19)$$

De acuerdo a los mismos estudios experimentales se ha demostrado que las mayores eficiencias se observan cuando el producto $N_s D_s$ es cercano a 2[54, 57]. Para fines de la selección del fluido de trabajo y de la definición de las condiciones de operación del ORC se utilizan los valores mostrados a continuación para proceder con el cálculo

$$D_s = 3.5 \quad N_s D_s = 2.3$$

Lo que implica que $N_s = 0.657$

Sin embargo, en la sección correspondiente al diseño de la turbina, se presenta un estudio con más detalle respecto a estas variables y su influencia en el desempeño de la turbina como dispositivo.

Conociendo entonces el valor de N_s , la velocidad de rotación en radianes por segundo se calcula a partir de la Ec. (2.18) como:

$$\omega = N_s \Delta h^{0.75} \sqrt{\frac{\rho_{in}}{\dot{m}}} \quad (2.20)$$

Número de Mach a la entrada de la turbina

El número de Mach a la entrada de la turbina Ma_3 es la relación que existe entre la velocidad absoluta del fluido y la velocidad del sonido en el fluido en este mismo punto. Si bien es posible trabajar con condiciones supersónicas en el diseño de turbinas, para este trabajo se busca lograr condiciones subsónicas en la turbina. El número de Mach a la entrada de la turbina se calcula de la siguiente forma.

$$Ma_{in} = \frac{C_{in}}{a_3} \quad (2.21)$$

Para calcular este parámetro se debe conocer la velocidad del fluido a la entrada de la turbina C_{in} . Esto se logra a partir de la velocidad de chorro (spouting velocity) C_{0s} la cual se define como la velocidad que alcanzaría el fluido de trabajo si este fuera expandido en una tobera ideal para la misma relación de expansión P_R .

$$C_{0s} = \sqrt{2\Delta h_{0s}} \quad (2.22)$$

En donde Δh_{0s} es el cambio entálpico considerando una expansión isentrópica entre el estado 3 y el estado 4 del ORC. Partiendo ahora de la relación de velocidades v (variable utilizada en el diseño de turbinas) se puede expresar la velocidad tangencial de la punta del álabe como

$$U_{in} = v C_{0s} \quad (2.23)$$

En donde v se puede sustituir con variables adimensionales propias de la metodología del diseño de turbinas radiales N_s y D_s descritas anteriormente

$$v = \frac{N_s D_s}{2\sqrt{2}} \sqrt{\eta_t} \quad (2.24)$$

Considerando que por diseño, a la salida de la turbina el flujo presenta dirección completamente axial, la velocidad tangencial del fluido a la entrada del rotor se calcula a partir de la ecuación de Euler para turbomaquinaria.

$$C_{\theta in} = \frac{\eta_t \Delta h_{0s}}{U_{in}} \quad (2.25)$$

La velocidad absoluta del flujo a la entrada del rotor es la suma vectorial de la velocidad tangencial y la velocidad meridional. Esta última depende de la dirección de la velocidad relativa fluido con respecto a la dirección meridional, de acuerdo a Dixon[57] el ángulo óptimo para evitar la formación de recirculaciones β_{in} y que el fluido se desprenda de las superficies de presión y succión de los álabes se encuentra entre -20° y -40° [54], para fines de este trabajo se considera un valor de -30° . En la Fig. 2.6 se muestra un diagrama esquemático del triángulo de velocidad para una dirección de velocidad relativa con signo negativo.

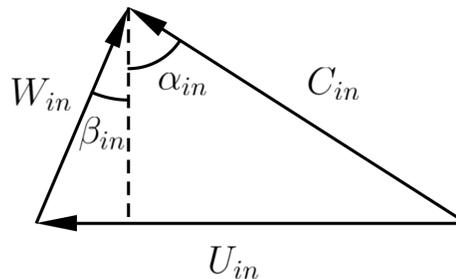


Figura 2.6: Diagrama esquemático del triángulo de velocidad a la entrada del rotor

La componente meridional de la velocidad de calcula como

$$C_{m in} = \frac{C_{\theta in}}{\tan \alpha_{in}} \quad (2.26)$$

Donde α_{in} es el ángulo de la velocidad absoluta del fluido con respecto a la dirección meridional. Para calcular este ángulo se parte de la definición de la tangente del ángulo α_{in} y β_{in} .

$$\tan \alpha_{in} = \frac{C_{\theta in}}{C_{m in}} \quad (2.27)$$

$$\tan \beta_{in} = \frac{U_{in} - C_{\theta in}}{C_{m in}} \quad (2.28)$$

Al igualar $C_{m\ in}$ de las Ecs. (2.27) y (2.28) y despejar α_{in} se obtiene:

$$\alpha_{in} = \arctan \left(\frac{\tan \beta_{in}}{1 - \frac{U_{in}}{C_{\theta in}}} \right) \quad (2.29)$$

Finalmente la velocidad absoluta es

$$C_{in} = \sqrt{C_{m\ in}^2 + C_{\theta in}^2} \quad (2.30)$$

De esta manera se tienen los datos necesarios para aplicar la Ec. (2.21).

2.1.3. Selección del fluido de trabajo

Aplicando la metodología descrita anteriormente para un rango de P_R de 1 a 5 y un rango en oh de 0 a 10 se calcula el flujo másico y la eficiencia térmica para cada uno de los fluidos preseleccionados.

La razón del rango seleccionado para P_R es que de acuerdo con Baskarone[56], las turbinas radiales pueden lograr relaciones de expansión en una sola etapa de hasta 6, por lo que elegir este rango de P_R para el análisis de esta aplicación del ORC es coherente con las aplicaciones de este tipo de expansores. Por otro lado, el grado de sobrecalentamiento del fluido a la entrada de la turbina oh tiene repercusiones en la eficiencia térmica del sistema y en el aprovechamiento del calor sensible durante la expansión. Por esta razón se busca mantener lo más bajo posible el valor de oh sin que éste sea cero, para que de esta manera prevenir el ingreso de vapor húmedo al rotor causado por las posibles de presión ocurridas en el estator y en el proceso de evaporación.

Del análisis de los fluidos preseleccionados se elige como fluido de trabajo a aquella sustancia que muestre el mayor trabajo específico logrado en la turbina, manteniendo un valor de P_R menor, así como el menor flujo másico necesario para lograr la potencia de salida en la turbina. La razón de mantener un bajo valor de P_R es para lograr equipos menos robustos por la manera en como esto repercute en los costos de equipos y el espacio de instalación. La misma razón se aplica para buscar un flujo másico bajo, ya que a mayor flujo másico, mayor será el volumen de los tanques de almacenamiento.

2.1.4. Definición de condiciones de operación

Una vez que el fluido de trabajo fue seleccionado a partir de su eficiencia térmica, flujo másico requerido en la turbina y a la energía específica producida en la turbina. Se seleccionan los parámetros de operación (P_R y oh) que permiten que las restricciones de

número de Mach a la entrada de la turbina Ma_{in} y relación de diferencia de temperaturas entre el proceso de condensación y el proceso de expansión $\frac{\Delta T_c}{\Delta T_t}$ sean cumplidas, y maximizando la eficiencia térmica. Al restringir los parámetros mencionados a valores máximos, muchos valores de P_R y oh son descartados y únicamente se mantiene como condiciones de operación factibles, una región reducida de estos parámetros de operación.

El procedimiento para la definición de las condiciones de operación del ORC consiste en descartar la combinación de puntos P_R y oh a partir de restricciones de los parámetros mencionados y elegir la combinación de estas variables que mejor comportamiento presenten.

La primera restricción que se fija para descartar condiciones de P_R y oh es el número de Mach a la entrada de la turbina. Como se mencionó anteriormente, en este trabajo se busca un diseño que satisfaga condiciones subsónicas, esto es, $Ma_{in} < 1$. El valor máximo permitido para el número de Mach a la entrada de la turbina para este trabajo se define como $Ma_{in_{max}} = 0.9$.

La segunda restricción es la relación de diferencia de temperaturas entre el proceso de condensación y el proceso de expansión. Este parámetro determina el aprovechamiento de la energía térmica en la turbina y que tanta energía aprovechable se desecha en el condensador. Como se mencionó anteriormente se busca que su valor sea lo menor posible y esto implica disminuir el grado de sobrecalentamiento del fluido de trabajo a la entrada de la turbina. Para este trabajo se define un valor $\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{t_{max}}} = 0.5$

Descartando todos los casos que no satisfacen las restricciones definidas anteriormente en el análisis del ORC, el rango de las variables P_R y oh se reduce a una región menor que la evaluada de acuerdo a los rango de P_R y oh . En la Fig. 2.7 se muestra un diagrama esquemático de las curvas que representan las restricciones mencionadas y por lo tanto la región disponible sobre la cual se satisfacen estas dos restricciones.

De acuerdo al comportamiento de cada una de las dos líneas restrictivas mostradas en la Fig. 2.7, se pueden elegir las condiciones de operación P_R y oh según el comportamiento de los parámetros de desempeño del ciclo dentro de la región acotada por estas líneas. A continuación se describe la metodología para selección de 3 posibles condiciones de operación que, de acuerdo al comportamiento del flujo másico y eficiencia térmica ofrecen un buen desempeño del sistema dentro de lo permitido por las restricciones de $\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{t_{max}}}$ y Ma_{in} .

El primer punto corresponde a la intersección de las curvas que definen $Ma_{in_{max}}$ y $\frac{\Delta T_{cond}}{\Delta T_{turb_{max}}}$. Este punto se identifica de acuerdo a la Fig. 2.7 con una relación de presiones $P_{R_{max}}$ y un sobrecalentamiento oh_{max} . El segundo punto corresponde a la máxima relación de presión posible cuando el sobrecalentamiento es 0 y a un sobrecalentamiento mínimo para lograr $\frac{\Delta T_{cond}}{\Delta T_{turb_{max}}}$ ($P_{R_{max}} @ oh_{min}$ y $oh_{max} @ P_{R_{min}}$ en la Fig. 2.7). Finalmente el tercer punto corresponde a la relación de presiones del segundo punto y a un sobrecalentamiento

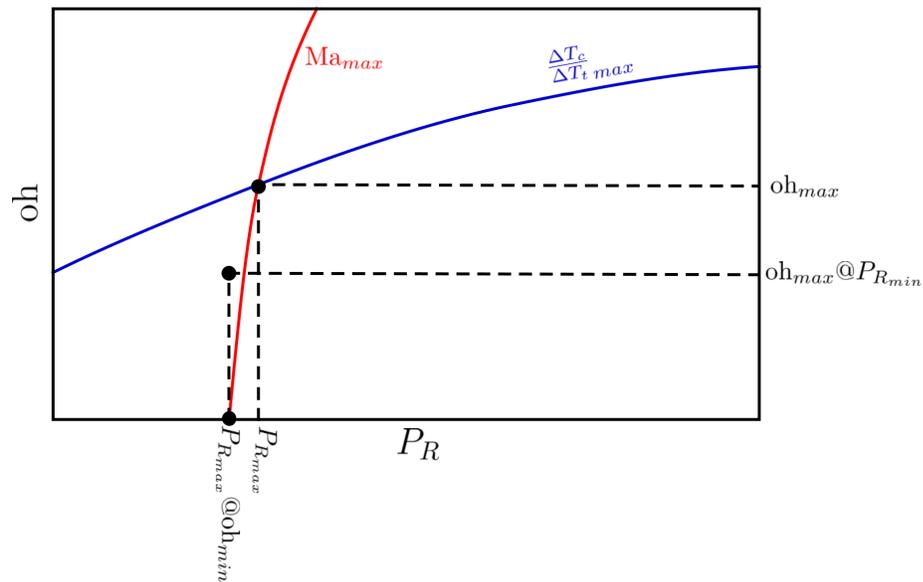


Figura 2.7: Esquema de la metodología de selección de las condiciones de operación óptimas

igual a 0 (condiciones de vapor saturado). Estos puntos se muestran en la Fig. 2.7. De estos 3 puntos se selecciona el que mejor comportamiento termodinámico presente de acuerdo a las variables calculadas. Se busca la mayor eficiencia térmica posible y la menor velocidad de rotación posible. El flujo másico correspondiente a la condición de operación elegida debe mantenerse lo más bajo posible para que los flujos en los intercambiadores de calor también sean bajos.

2.1.5. Desempeño del ORC

Una vez que las condiciones de operación han sido definidas, se debe analizar el sistema de acuerdo a la disponibilidad de energía en forma de radiación solar durante el tiempo de operación del sistema (Sección 2.1.1). Esto para definir la superficie de incidencia radiativa necesaria para satisfacer el flujo másico promedio calculado en el análisis anterior, además de calcular las dimensiones de los tanques de almacenamiento que suministran el fluido de trabajo a la bomba y turbina.

Flujo másico en el colector solar

Para lograr satisfacer las condiciones termodinámicas definidas, el flujo másico que atraviesa el colector solar del tipo cilindro-parabólico (Parabolic trough solar collector) debe ajustarse a las condiciones de radiación solar presentes en cada instante de tiempo. Se debe lograr que el flujo de calor que ingresa al colector a través de la radiación solar \dot{Q}_{col} se transfiera al fluido de trabajo a tal ritmo que la temperatura y entalpía a la salida del colector sea siempre la misma.

El flujo de calor que ingresa al colector solar se define como:

$$\dot{Q}_{col} = A_{inc} q'' \eta_{col} \quad (2.31)$$

En donde A_{inc} es la superficie de incidencia radiativa, q'' es la irradiancia y η_{col} es la eficiencia del colector solar la cual se calcula de acuerdo con Jaramillo et al.[74] como:

$$\eta_{col} = 0.6224 - 2.227 \frac{T_3 - T_2}{q''} \quad (2.32)$$

Por otro lado, el flujo de calor transferido al fluido de trabajo depende del estado termodinámico inicial y final de éste, así como del flujo másico que atraviesa el colector solar.

$$\dot{Q}_{col} = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (2.33)$$

Igualando las Ecs. (2.32) y (2.33) se puede calcular el flujo másico instantáneo necesario para alcanzar las condiciones termodinámicas deseadas en el ORC.

$$\dot{m} = \frac{q'' A_{inc} \eta_{col}}{h_3 - h_2} \quad (2.34)$$

Para cada valor de irradiancia solar durante el tiempo de operación del ORC existe un valor propio de flujo másico en el colector y de eficiencia en este dispositivo.

La manera en como se relaciona el valor de flujo másico instantáneo calculado en la Ec. (2.34) con el valor de flujo másico calculado durante el análisis termodinámico del ORC (Ec. (2.16)) es a través de un valor medio. La masa total de fluido de trabajo utilizada a lo largo del día dividida entre el tiempo de operación del ORC da como resultado el flujo másico que debe ingresar a la turbina. Para hacer coincidir el valor medio con el calculado en la Ec. (2.34), se hace variar el valor de la superficie de incidencia hasta que la condición de flujo másico queda satisfecha. A continuación se describe la manera en como ésto se llevó a cabo.

Se calcula el flujo másico necesario para lograr la condición termodinámica requerida en el proceso de evaporación que ocurre en el colector solar para cada valor de radiación

solar en el tiempo de operación del ORC a través de la Ec. (2.34). Sabiendo que las mediciones de irradiancia son tomadas en intervalos de 10 minutos, la masa de fluido correspondiente a ese periodo de tiempo es el flujo másico correspondiente multiplicado por 600 segundos, de tal forma que la masa de fluido total utilizado durante la operación del ORC es

$$m_{fl} = \sum_{i=1}^{55} \dot{m}_i \cdot 600 \quad (2.35)$$

En donde la sumatoria se lleva a cabo desde 1 hasta 55 debido al número de datos correspondientes a la operación desde las 8:00 a las 17:00 horas. El flujo másico correspondiente a este valor de masa de fluido utilizada durante la operación del ORC es

$$\dot{m}_{fl} = \frac{m_{fl}}{32400} \quad (2.36)$$

En donde el valor de 32400 corresponde al tiempo en segundos de las 9 horas de operación del sistema. Finalmente, si el valor de flujo másico \dot{m}_{fl} es menor que el flujo másico calculado durante el análisis termodinámico y la definición de condiciones de operación \dot{m} (Ec. (2.16)), se incrementa el valor de la superficie de incidencia A_{inc} , mientras que si es menor se reduce el valor de la superficie de incidencia y se rehace el cálculo de flujo másico \dot{m}_{fl} . Esta acción iterativa se realiza hasta alcanzar una diferencia máxima entre \dot{m} y \dot{m}_{fl} menor a 0.0001 kg/s.

Una vez que la convergencia de este proceso iterativo termine se conoce la superficie de irradiancia necesaria para que el sistema opere de acuerdo al diseño establecido.

Volumen de los tanques de almacenamiento

Finalmente los tanques de almacenamiento del fluido de trabajo deben de ser dimensionados. Recordando que en el tanque PST se almacena el fluido de trabajo proveniente de la turbina, la cual tiene un flujo másico constante y además tiene como salida el flujo másico variable que la bomba entrega al colector solar. El volumen de este tanque debe ser igual al volumen total del fluido utilizado durante la operación del ORC, ya que al finalizar el tiempo de operación del sistema, todo el fluido queda almacenado en este tanque para su utilización al comienzo del siguiente día de operación. Entonces, el volumen de este tanque es igual a la masa total de fluido dividido entre la densidad del fluido correspondiente al estado termodinámico 1.

$$V_{PST} = \frac{m_{fl}}{\rho_1} \quad (2.37)$$

De acuerdo a lo planteado en la configuración del sistema ORC, para lograr el flujo continuo e ininterrumpido del fluido de trabajo, el ORC comienza su operación al proporcionar el flujo másico necesario por la bomba para lograr las condiciones termodinámicas a la salida del colector solar. Este fluido se almacena en el TST por un determinado tiempo hasta asegurar que independientemente de la variación del flujo másico a la entrada de este tanque, nunca haga falta fluido de trabajo para la entrada de la turbina.

El tiempo necesario para lograr esto se calcula a través de un balance de masa en los tanques de almacenamiento; evitando que en el cálculo existan resultados negativos se asegura la presencia de fluido de trabajo durante la operación del ORC.

Las ecuaciones que describen el balance de masa para el TST son:

$$m_{TST} = \dot{m}(t) \cdot t \quad \text{Para } t < t_e \quad (2.38)$$

$$m_{TST} = m_{TST}(t_e) + \dot{m}(t) \cdot (t - t_e) - \dot{m}_{fl} \cdot (t - t_e) \quad \text{Para } t_e < t < t_o \quad (2.39)$$

$$m_{TST} = m_{TST}(t_o) - \dot{m}_{fl} \cdot (t - t_o) \quad \text{Para } t > t_o \quad (2.40)$$

En donde t es el tiempo al cual se está calculando la masa de fluido en el TST, t_e es el tiempo al cual comienza la salida del fluido de trabajo del tanque hacia la turbina y t_o es el tiempo al cual deja de bombearse fluido al colector solar y corresponde a las 9 horas de operación del ORC.

Para el cálculo del volumen del PST se realiza un balance de masa similar al hecho para el TST. Las ecuaciones que rigen este balance de masa son:

$$m_{PST} = m_{PST_0} - \dot{m}(t) \cdot t \quad \text{Para } t < t_e \quad (2.41)$$

$$m_{PST} = m_{PST}(t_e) - \dot{m}(t) \cdot (t - t_e) + \dot{m}_{fl} \cdot (t - t_e) \quad \text{Para } t_e < t < t_o \quad (2.42)$$

$$m_{PST} = m_{PST}(t_o) + \dot{m}_{fl} \cdot (t - t_o) \quad \text{Para } t > t_o \quad (2.43)$$

En donde los subíndices de t son los mismos del balance de masa del TST. Para el cálculo de el volumen total del PST se hace una estimación inicial de m_{PST_0} y se modifica de acuerdo al comportamiento de variación del volumen de fluido en el tanque a fin de evitar que éste sea negativa. De esta manera se minimiza el tamaño del PST y se asegura la disponibilidad del fluido de trabajo para la operación del ORC.

2.2. Diseño de la turbina

Una vez que todas las condiciones de operación han sido definidas en el sistema termodinámico; los componentes que integran el sistema deben ser diseñados para que se ajusten al diseño termodinámico. La turbina es el componente que mayor atención requiere para su diseño debido a la complejidad del flujo que ocurre en ella y a la facilidad que tiene de generar pérdidas de eficiencia. Por esta razón en este trabajo se dedica especial atención a su diseño.

Partiendo de las condiciones de operación del ORC se determinan las dimensiones generales del rotor. Posteriormente la geometría detallada, que consiste en las curvas que componen las superficies superior e inferior del canal de flujo y la línea de comba del álabe. Se propusieron 16 diferentes configuraciones de línea de comba respetando los valores de ángulo inicial y final calculados. Finalmente se analiza la dinámica del flujo dentro del rotor para las configuraciones definidas y se selecciona la que mejor desempeño ofrezca. Partiendo de lo analizado para el ciclo termodinámico, en donde se consideró la dirección del flujo relativo a la entrada del rotor como $\beta_{in} = 30^\circ$, se calcula ahora los efectos de variar este parámetro y otros como N_s y S_s dentro del rango sugerido por Moustapha et al.[54].

2.2.1. Diseño preliminar

Tomando a las condiciones de operación del ORC obtenidas del análisis termodinámico previo como datos de entrada para el diseño preliminar de la turbina, se conocen las propiedades termodinámicas que la turbina debe lograr a la entrada y a la salida de la misma.

El diseño preliminar consiste en definir las dimensiones del rotor que permitan que estas condiciones termodinámicas ocurran tras el proceso de expansión. Las variables a definir en esta etapa son:

- Radio del rotor a la entrada de la turbina
- Altura del álabe a la entrada de la turbina
- Ángulo del flujo con respecto a la dirección meridional
- Radio del rotor a la salida de la turbina en la punta del álabe
- Radio del rotor a la salida de la turbina en la raíz del álabe
- Ángulo del álabe a la salida del rotor

- Número de álabes
- Distancia axial del rotor

En el diseño preliminar se utilizan dos parámetros adimensionales que tienen que ver con la geometría del rotor y con la cinemática del mismo: λ es la relación entre la altura de la raíz del álabe y la altura de la punta del álabe a la salida del rotor mientras que ξ es la relación entre la velocidad meridional a la salida del rotor y la velocidad meridional a la entrada del rotor[73].

Estos dos parámetros funcionan como variables independientes durante el diseño preliminar, por lo que se buscó encontrar los valores de λ y ξ que mejor desempeño permitan lograr en la turbina. El desempeño se define a partir de 2 parámetros: la relación entre el radio medio a la salida y el radio a la entrada $\frac{r_5}{r_4}$ y la relación entre el radio de la punta del álabe a la salida y el radio de entrada $\frac{r_{5t}}{r_4}$ [57].

Condiciones termodinámicas en la turbina

Las condiciones termodinámicas dentro de la turbina deben ser definidas partiendo de los datos calculados en el diseño termodinámico del ORC. El proceso termodinámico que ocurre durante la expansión del fluido de trabajo en la turbina se muestra de forma esquemática en la Fig. 2.8a. Los números corresponden a puntos específicos en el estator y en el rotor de la turbina, en la Fig. 2.8b se muestra a que región corresponde cada punto. De esta imagen se destacan los puntos 1, 4 y 5 que corresponden a la entrada al estator, la entrada al rotor y la salida del rotor respectivamente.

En el diagrama h-s mostrado en la Fig. 2.8a se observa como la entalpía de estancamiento se mantiene constante en el estator debido a que en esta región de la turbina no se considera que exista transferencia de calor ni de trabajo en el sistema. Sin embargo, la presión de estancamiento sufre un decremento debido a las pérdidas. Del estado 01 se conocen dos de sus propiedades y por lo tanto es posible calcular el resto de propiedades de este estado termodinámico.

$$[h_{01}, \rho_{01}, s_{01}] = \text{CoolProp}(T_{01}, P_{01}, \text{fluido}) \quad (2.44)$$

Para definir el estado 04, que corresponde a la entrada del rotor de la turbina, se conoce únicamente h_{04} . Sin embargo, de acuerdo a Aungier[55], es posible estimar la caída de presión que ocurre en el estator a partir de la diferencia de entalpía de estancamiento isentrópica entre la entrada y la salida de la turbina $\Delta h_{0_{ss}}$, la eficiencia total a estática η_{ts} y la densidad y presión de estancamiento a la entrada de la turbina.

$$P_{04} = P_{01} - \frac{\rho_{01} \Delta h_{0_{ss}} (1 - \eta_{ts})}{4} \quad (2.45)$$

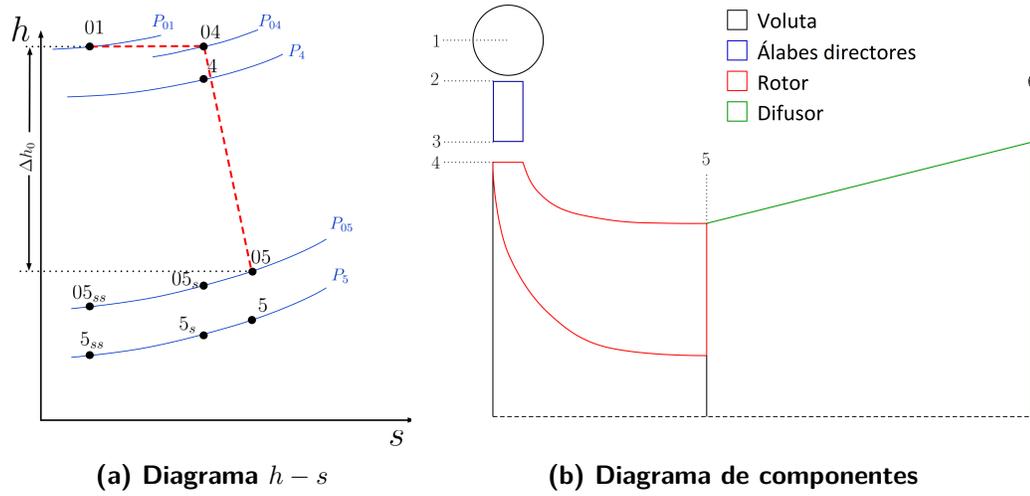


Figura 2.8: Expansión en la turbina del ORC

Con dos propiedades del estado 04 (P_{04} y h_{04}) se calculan el resto de las propiedades correspondientes a la entrada del rotor.

$$[T_{04}, \rho_{04}, s_{04}] = \text{CoolProp}(P_{04}, h_{04} \text{ fluido}) \quad (2.46)$$

Para las condiciones termodinámicas a la salida del rotor se usa el concepto de eficiencia total a estática

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_5}{h_{01} - h_{5ss}} \quad (2.47)$$

En donde h_{5ss} es la entalpía correspondiente a una expansión isentrópica desde P_{01} hasta P_5 . Este estado se le identifica con el subíndice 5_{ss} tal como se muestra en la Fig. 2.8a. Para calcular el valor de h_{5ss} se utilizan la presión de salida P_5 y la misma entropía del estado 01.

$$P_5 = \frac{P_{01}}{P_R} \quad (2.48)$$

$$[T_{5ss}, h_{5ss}, \rho_{5ss}] = \text{CoolProp}(P_5, s_{01} \text{ fluido}) \quad (2.49)$$

Entonces la entalpía real empleando el concepto de eficiencia total a estática η_{ts} es

$$h_5 = h_{01} - \eta_{ts}(h_{01} - h_{5ss}) \quad (2.50)$$

A partir de P_5 y h_5 se calcula el resto de las propiedades correspondientes al estado 5.

$$[T_5, rho_5, s_5, a_5] = \text{CoolProp}(P_5, h_5, \text{fluido}) \quad (2.51)$$

Es importante mencionar que la eficiencia isentrópica considerada para el diseño termodinámico en la sección anterior es la misma que la eficiencia total a estática utilizada en el diseño preliminar del rotor.

Análisis cinemático a la entrada del rotor

Para el análisis de las condiciones cinemáticas en la entrada del rotor se evalúa el impacto que tiene la variación de los parámetros adimensionales N_s y D_s , así como el ángulo del flujo a la entrada de la turbina en el triángulo de velocidad correspondiente a esta región del rotor. Recordando que para la selección de los parámetros termodinámicos de operación del ORC se calculó la velocidad de rotación del rotor y el número de Mach a la entrada de la turbina partiendo de valores de N_s , D_s y β_4 fijos. Se analizó la influencia de estos parámetros en las condiciones cinemáticas a la entrada del rotor.

A partir del trabajo isentrópico $\Delta h_{0_{ss}}$ desarrollado por la turbina, se calculó el parámetro C_{0_s} de acuerdo a la Ec. (2.22). Este valor se utilizó para determinar, en conjunto con N_s , D_s y η_{ts} , la relación de velocidades v según la Ec. (2.24). La velocidad específica es un número adimensional que permite estimar la eficiencia de la turbina de acuerdo a sus condiciones termodinámicas y a su velocidad de rotación. Se definió según la Ec. (2.18) y de acuerdo a Moustapha et al.[54] las mayores eficiencias en turbinas radiales se logran cuando el valor de N_s se encuentra entre 0.4 y 0.8. Por otro lado el diámetro específico D_s , de manera similar a N_s , permite elegir la dimension bajo la cual ocurre el mejor desempeño de acuerdo a las condiciones termodinámicas de la turbina. Se define de acuerdo a la Ec. (2.19) y de acuerdo a Moustapha et al.[54] el mejor desempeño ocurre cuando el producto $N_s D_s$ es cercano a 2.

Si se sustituyen las Ecs. (2.22), (2.18) y (2.19) en la Ec. (2.24) la relación de velocidades se puede escribir como

$$v = \frac{N_s D_s}{2\sqrt{2}} \sqrt{\eta_{ts}} \quad (2.52)$$

En la Fig. 2.9 se muestra como varía el valor de v cuando el producto $N_s D_s$ y el valor de η_{ts} varían. Analizando la Ec. (2.52) se sabe que para lograr la máxima eficiencia teórica ($\eta_{ts} = 1$) se debe cumplir que $N_s D_s = 2$ y $v = \frac{1}{\sqrt{2}}$.

Realizar el diseño con una $\eta_{ts} = 1$ resulta poco realista, por esta razón, en este trabajo se propone una eficiencia total a estática η_{ts} de 0.8 y un diámetro específico D_s

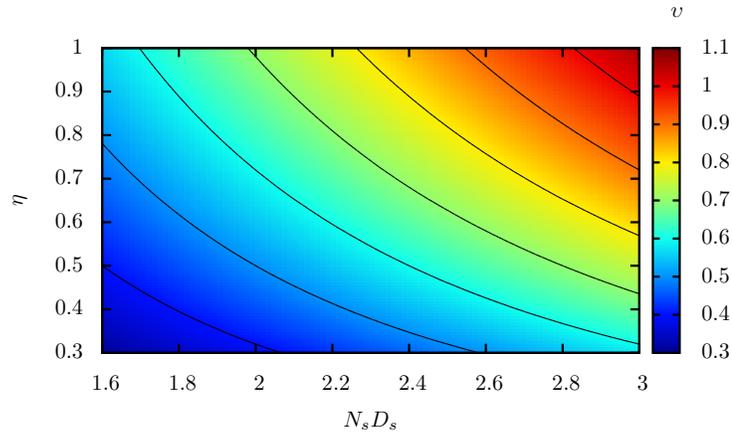


Figura 2.9: Comportamiento de v con respecto a $N_s D_s$ y a η_{ts}

de 3.5. Existen distintas combinaciones de $N_s D_s$ y v que satisfacen el valor propuesto de η_{ts} y por lo tanto se debe seleccionar los valores que resulten en mejores condiciones cinemáticas.

Se muestra el análisis cinemático a la entrada del rotor en función de N_s para conocer la influencia de este parámetro en las variables resultantes. Partiendo de un valor de $N_s D_s$ se puede calcular v a partir de la Ec. (2.52), y una vez que se define el valor de v se puede calcular la velocidad tangencial de la punta del álabe a partir de la Ec. (2.23).

En este punto se debe hacer una importante consideración de diseño; se busca que a la salida del rotor, la dirección del flujo en el marco de referencia absoluto sea completamente axial, esto es, que no exista componente tangencial ($C_{\theta 5} = 0$). Esta consideración permite que a la salida del rotor el flujo sea más ordenado y existan menos pérdidas debido a recirculación y vorticidad en esta región de la turbina. Esta consideración tiene una repercusión importante a la entrada del rotor debido a que la ecuación de Euler para turbomáquinas queda de la siguiente forma.

$$\Delta h_0 = C_{\theta 4} U_4 \quad (2.53)$$

En donde Δh_0 se calcula de acuerdo a la eficiencia total a estática como

$$\Delta h_0 = \eta_{ts} (h_{01} - h_{5ss}) \quad (2.54)$$

De esta manera se determina la componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada de la turbina para que satisfaga la ecuación de Euler.

$$C_{\theta 4} = \frac{\Delta h_0}{U_4} \quad (2.55)$$

Recordando que U_4 depende directamente de $N_s D_s$, se puede deducir la siguiente relación

$$\frac{U_4}{C_{\theta 4}} = \frac{(N_s D_s)^2}{4} \quad (2.56)$$

Se observa que de acuerdo al valor de $N_s D_s$, el lado izquierdo de la ecuación puede ser mayor, menor o igual a 1. Para cada uno de estos 3 casos, el triángulo de velocidad formado por la velocidad absoluta, la velocidad relativa y la velocidad lineal de rotación presenta diferentes configuraciones asociadas directamente con el ángulo formado por la velocidad relativa del flujo medido con respecto a la dirección meridional β_4 . La Fig. 2.10 muestra este comportamiento del triángulo de velocidad a la entrada del rotor de acuerdo a los valores de $N_s D_s$.

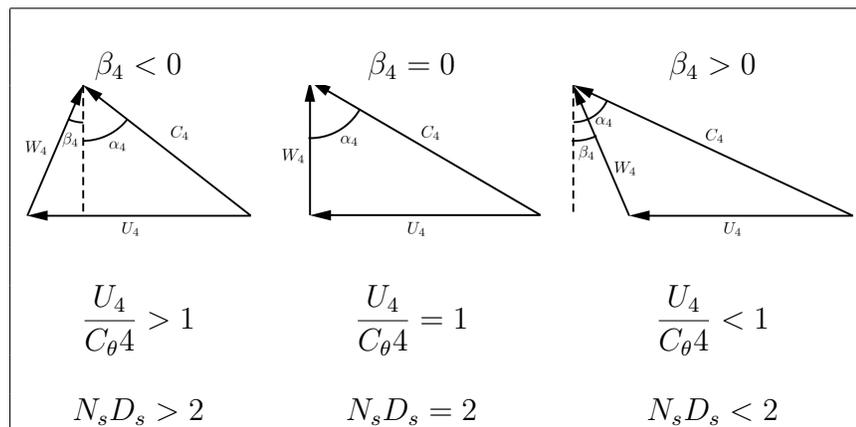


Figura 2.10: Comportamiento de los triángulos de velocidad en función de $N_s D_s$

En turbinas radiales, se ha establecido que la condición que permite un desarrollo del flujo sin formación de flujos secundarios ni recirculaciones a través del canal formado por los álabes depende directamente del ángulo β_4 el cual debe encontrarse entre -20° y -40° . Para asegurar esta condición de operación, el valor de $N_s D_s$ debe ser mayor a 2 de acuerdo con la Fig. 2.10.

Con base en esto, se calculan los valores de U_4 , $C_{\theta 4}$ y β_4 . En este punto el triángulo de velocidades a la entrada del rotor se encuentra completamente definido. El ángulo formado por la velocidad absoluta del flujo medido con respecto la dirección meridional α_4 se calcula como

$$\alpha_4 = \arctan \frac{\tan \beta_4}{1 - \frac{U_4}{C_{\theta 4}}} \quad (2.57)$$

La componente meridional de la velocidad absoluta es

$$C_{m4} = \frac{C_{\theta 4}}{\tan \alpha_4} \quad (2.58)$$

Y a partir de relaciones trigonométricas se calculan el resto de las componentes absolutas y relativas que integran el triángulo de velocidades a la entrada del rotor.

$$C_4 = \sqrt{C_{\theta 4}^2 + C_{m4}^2} \quad (2.59)$$

$$W_{\theta 4} = C_{\theta 4} - U_4 \quad (2.60)$$

$$W_4 = \sqrt{W_{\theta 4}^2 + C_{m4}^2} \quad (2.61)$$

El número de Mach absoluto y relativo así como la velocidad de rotación son otros parámetros importantes que se calculan en esta etapa del diseño. Estos parámetros, junto con las variables previamente calculadas, definen que valores de N_s y β_4 son los que mejor se ajusta a la operación del rotor dentro de los rangos sugeridos por Moustapha et al. [54]

Una vez definidas las condiciones cinemáticas, pueden usarse estos valores para definir las condiciones termodinámicas estáticas en la entrada del rotor correspondientes, las cuales son necesarias para dimensionar la máquina. La entalpía estática a la entrada del rotor se calcula a partir de la entalpía de estancamiento conocida, y la velocidad absoluta.

$$h_4 = h_{04} - \frac{1}{2} C_4^2 \quad (2.62)$$

Sabiendo que la entropía del estancamiento s_{04} y la entropía estática s_4 es la misma (ver Fig. 2.8a), se calcula, en conjunto con la entalpía estática, el resto de propiedades de este estado termodinámico.

$$[a_4, \rho_4, T_4] = \text{CoolProp}(h_4, s_4, \text{fluido}) \quad (2.63)$$

A partir de este análisis es posible calcular el número de Mach absoluto y relativo, el valor de α_4 y las componentes de la velocidad absoluta y relativa en la entrada del rotor como función de β_4 .

$$\text{Ma}_4 = \frac{C_4}{a_4} \quad (2.64)$$

$$\text{Ma}_{4rel} = \frac{W_4}{a_4} \quad (2.65)$$

$$\omega = \frac{N_s \Delta h_0^{0.75}}{\sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho_5}}} \quad (2.66)$$

Las condiciones de β_4 y N_s seleccionadas para el diseño de la turbina deben corresponder al menor número de Mach posible, al menor ángulo α_4 posible y a un valor de $\frac{C_{m4}}{U_4}$ menor a 1 y mayor a 0.25. La razón de estos valores es para evitar triángulos de velocidad con componentes tangenciales de la velocidad absoluta muy grandes y además mantener dimensiones geométricas realistas para la etapa de manufactura ya que las dimensiones de la velocidad están asociadas directamente con las dimensiones geométricas como se describe en las siguientes secciones.

2.2.2. Dimensiones generales del rotor

El dimensionamiento geométrico del rotor se lleva a cabo a partir de las condiciones cinemáticas y termodinámicas calculadas previamente. Para asegurar que el flujo másico en la turbina logre alcanzar la velocidad calculada a la entrada y a la salida del rotor, se calcula el área de flujo que la turbina debe cumplir en estos puntos a partir de la ecuación de continuidad.

$$\dot{m} = C_m \rho A \quad (2.67)$$

En donde A es área de sección transversal por la que el fluido atraviesa durante su recorrido. De acuerdo a la geometría de la turbina radial, a la entrada de la turbina el área de flujo corresponde a un cascaron cilíndrico de radio r_4 y altura b_4

$$A_{in} = 2\pi r_4 b_4 \quad (2.68)$$

A la salida de la turbina el área de flujo corresponde a una sección anular formada por dos círculos concéntricos de radio r_{5h} y r_{5t} .

$$A_{out} = \pi(r_{5t}^2 - r_{5h}^2) \quad (2.69)$$

El número de álabes y su espesor son parámetros muy importantes para definir las dimensiones del rotor, ya que el espacio ocupado por éstos disminuye el área transversal atravesada por el flujo, de tal forma que el área real que el flujo atraviesa a la entrada y salida del rotor es el área calculada anteriormente menos el área ocupada por los álabes en la región correspondiente. De acuerdo a un estudio de Glassman, el número de álabes en el rotor se calculan como:

$$N_R = \frac{\pi}{30}(110 - \alpha_4) \tan \alpha_4 \quad (2.70)$$

Entrada del rotor

En la entrada del rotor, el valor de r_4 queda definido por la velocidad de rotación ω y la velocidad U_4 .

$$r_4 = \frac{U_4}{\omega} \quad (2.71)$$

De acuerdo a Moustapha et al.[54] el espesor de los álabes a la entrada del rotor es uniforme para toda la altura del álabe b_4 y es proporcional a r_4

$$t_4 = 0.04r_4 \quad (2.72)$$

para definir la altura del álabe a la entrada del rotor se despeja éste de la ecuación de continuidad en esta región de la turbina. Considerando ahora el área bloqueada por los álabes, la altura del álabe se calcula como

$$b_4 = \frac{\dot{m}}{C_m A \rho_4 (2\pi r_4 - N_R t_4)} \quad (2.73)$$

Salida del rotor

Las dimensiones a la salida del rotor dependen de la altura del álabe b_5 , del espesor de éste en la raíz y en la punta (t_{5h} y t_{5t} respectivamente) y de la dirección del flujo a la salida del rotor con respecto a la dirección meridional β_5 . El espesor del álabe a la salida del rotor, al igual que en el caso de la entrada, son proporcionales a r_4

$$t_{5h} = 0.02r_4 \quad (2.74)$$

$$t_{5t} = 0.01r_4 \quad (2.75)$$

El área efectiva por la que el fluido atraviesa al salir de la turbina es la región anular conformada por los dos círculos concéntricos de radio r_{4t} y r_{5h} menos la superficie bloqueada por los álabes en su borde de salida. En la Fig. 2.11 se muestra esquemáticamente el álabe en un plano $m - \theta$ en donde se puede ver la manera en como el borde de salida del álabe resta área de flujo a la superficie delimitada por la sección anular conformada por los círculos concéntricos de radio r_{5h} y r_{5t} .

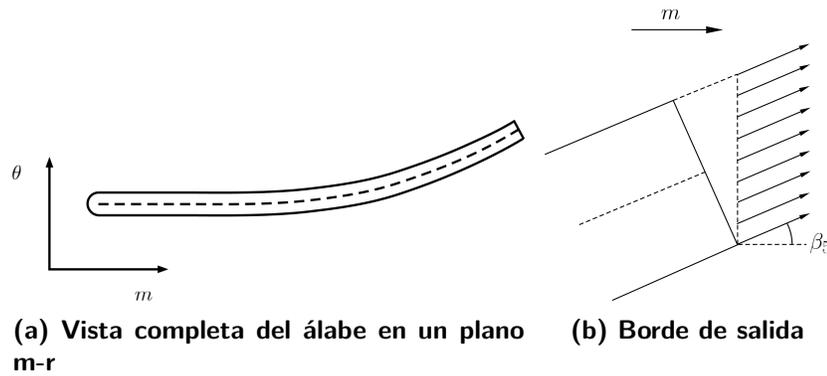


Figura 2.11: Vista esquemática del álabe y el área que sustrae en la salida de la turbina

La dirección meridional es la que se considera en la ecuación de continuidad y por lo tanto la proyección del espesor del álabe perpendicular a esta dirección es la que se sustrae de la sección anular. El área efectiva a la salida del rotor se calcula entonces como

$$A_5 = \pi(r_{5t}^2 - r_{5h}^2)(1 - B_{K5}) \quad (2.76)$$

En donde B_{K5} es el bloqueo de los álabes a la salida del rotor y se define como

$$B_{K5} = \frac{A_{bb}}{\pi(r_{5t}^2 - r_{5h}^2)} \quad (2.77)$$

En donde A_{bb} es el área bloqueada por los álabes en la salida del rotor. Esta depende de los espesores en la punta y en la raíz considerando que la forma geométrica en la sección anular a la salida del rotor que proyectan los álabes son trapecios.

$$A_{bb} = N_R \left(\frac{(t_{eh} - t_{et})(r_{5t} - r_{5h})}{2} \right) \quad (2.78)$$

Los valores de t_{eh} y t_{et} son los espesores efectivos que afectan al área de flujo, y de acuerdo a la Fig. 2.11 dependen del valor del ángulo β_5 el cual hasta este punto del diseño no ha sido calculado, por lo que para una primera estimación se fija un valor cualquiera (realista y coherente) β_{5i} .

$$t_{eh} = \frac{t_{5h}}{\cos \beta_5} \quad (2.79)$$

$$t_{et} = \frac{t_{5t}}{\cos \beta_5} \quad (2.80)$$

Ahora se tiene una ecuación para calcular el área efectiva de flujo a la salida del rotor de la turbina. Esta ecuación hasta este punto contiene dos incógnitas, r_{5h} y r_{5t} , para solucionar esta situación se hace uso del parámetro adimensional λ .

$$\lambda = \frac{r_{5h}}{r_{5t}} \quad (2.81)$$

El valor de λ , de acuerdo a Dixon[57], debe ser cercano a 0.4, y de acuerdo al planteamiento de esta metodología de diseño, este parámetro es una de las variables independientes, por lo que se analiza su influencia en la geometría del rotor haciéndolo variar en un rango cercano 0.4

Definiendo el valor de λ se puede expresar el área de flujo a la salida de la turbina en función de una sola variable desconocida. Se elige r_{5t} como la variable a calcular. De esta manera el área A_5 se expresa como:

$$A_5 = \frac{1}{2} r_{5t} (\lambda - 1) (N_R (t_{5h} - t_{5t}) + 2\pi r_{5t} (\lambda + 1)) \quad (2.82)$$

De la ecuación de continuidad se sabe que A_5 debe ser igual a

$$A_5 = \frac{\dot{m}}{\rho_5 C_{m5}} \quad (2.83)$$

De donde no se conoce el valor de C_{m5} . Sin embargo de acuerdo a Moustapha et al.[54] el parámetro ξ permite relacionar la velocidad meridional a la entrada de la turbina con la velocidad meridional a la salida de la turbina. Los resultados experimentales con diferentes turbinas muestran que el valor de ξ debe ser entre 0.8 y 1.2. Recordando que de acuerdo a la metodología definida para este trabajo, el parámetro ξ es una de las variables independientes para determinar la geometría de rotor, se establece el rango de análisis para esta variable como el definido por Moustapha et al.[54]

$$\xi = \frac{C_{m5}}{C_{m4}} \quad (2.84)$$

De tal forma que para lograr satisfacer la condición de continuidad de flujo con el flujo másico definido y la velocidad meridional deseada, el valor de A_5 debe ser

$$A_5 = \frac{\dot{m}}{\rho_5 \xi C_{m4}} \quad (2.85)$$

Sustituyendo la Ec. (2.85) en (2.82) y resolviendo para r_{5t} se obtiene que la solución positiva que tiene significado físico en la definición de la geometría del rotor es:

$$r_{5t} = \frac{N_R \left(\frac{t_{5h}}{\cos \beta_5} - \frac{t_{5t}}{\cos \beta_5} \right) (\lambda - 1)}{4\pi(\lambda^2 - 1)} - \frac{\sqrt{(\lambda - 1) \left(N_R^2 \left(\frac{t_{5h}}{\cos \beta_5} - \frac{t_{5t}}{\cos \beta_5} \right)^2 (\lambda - 1) + 16A_5\pi(\lambda + 1) \right)}}{4\pi(\lambda^2 - 1)} \quad (2.86)$$

Para calcular r_{5t} se considera un valor de β_{5i} correspondiente a una estimación inicial entre 0° y 90° . Con el valor calculado de r_{5t} se calculan el resto de parámetros cinemáticos y geométricos incluidos un nuevo valor de β_5 .

$$r_{5h} = \lambda r_{5t} \quad (2.87)$$

$$r_5 = \frac{r_{5t} + r_{5h}}{2} \quad (2.88)$$

$$U_5 = \omega r_5 \quad (2.89)$$

De acuerdo a la consideración de flujo puramente axial a la salida de la turbina, el triángulo de velocidades a la salida del rotor corresponde a un triángulo rectángulo en donde

$$W_5 = \sqrt{U_5^2 + C_{m5}^2} \quad (2.90)$$

y finalmente el ángulo β_5 es

$$\beta_5 = \arctan \frac{U_5}{C_{m5}} \quad (2.91)$$

Este valor obtenido de β_5 se compara con el propuesto β_{5i} . Si la diferencia entre estos es mayor a un criterio de error, que en el caso de este trabajo es de 0.1, entonces se le asigna el valor de β_5 a β_{5i} y se repite el procedimiento hasta lograr alcanzar el criterio de error aceptable.

Finalmente, la distancia axial del rotor L_Z se debe calcular. De acuerdo a Aungier[55], esta distancia debe ser directamente proporcional a la altura del álabe a la salida de la turbina.

$$L_Z = 1.5(r_{5t} - r_{5h}) \quad (2.92)$$

2.2.3. Selección de relación de raíz y punta del álabe a la salida del rotor λ y relación de velocidad meridional de entrada y salida del rotor ξ

El cálculo de las dimensiones correspondientes a la salida del rotor se llevó a cabo al aplicar la metodología de diseño preliminar descrita anteriormente haciendo variar a λ y a ξ como dentro de los rango mencionados en la sección anterior, y los cuales son definidos de acuerdo a los casos que la literatura reportan como rotores eficientes. Aplicando la metodología descrita anteriormente se conocen una gran cantidad de configuraciones geométricas posibles para el rotor a diseñar; una para cada combinación de λ y ξ calculada.

De todos estos conjuntos de configuraciones posibles, se descartan aquellos que no satisfacen con los rangos definido a continuación de dos parámetros adimensionales asociados con la geometría del rotor.

El primero de estos parámetros es $\frac{r_{5t}}{r_4}$. Su valor siempre debe ser menor a 1, ya que en caso contrario, la punta del álabe a la salida del rotor se encontraría por encima del radio de entrada del rotor, sin embargo este valor no puede ser tan pequeño ya que esto implica que el área a la salida del rotor disminuye, y para poder satisfacer las condiciones de continuidad de flujo la velocidad C_{m5} debe incrementarse. Para lograr mantener una velocidad meridional moderada a la salida del rotor (sabiendo que ξ debe rondar la unidad) el área de flujo debe incrementarse ya que la densidad del fluido disminuye durante el proceso de expansión en la turbina. Un valor pequeño de $\frac{r_{5t}}{r_4}$ obligaría a que la raíz del álabe se encuentre muy cerca del eje de rotación, haciendo complicada su manufactura e incrementando los esfuerzos mecánicos en esta región. Se establece que el valor máximo de $\frac{r_{5t}}{r_4}$ sea 0.95 y el valor mínimo de 0.5.

El segundo parámetro de selección es ϵ el cual se define como la relación entre r_5 y r_4 . De acuerdo a Rodger y Geiser, el valor de este parámetro debe ubicarse entre 0.5 y 0.65. Para este análisis se establece un ϵ máximo de 0.65 y un mínimo de 0.35.

De todas las combinaciones de ξ y λ analizadas se descartan aquellas que no satisfagan las condiciones establecidas, esto es, solo son elegibles combinaciones de ξ y λ que se ubiquen en la región comprendida entre las isolíneas de ϵ y $\frac{r_{5t}}{r_4}$ de los valores máximos y mínimos correspondientes. Para elegir la configuración más adecuada se seleccionan 9 posibles candidatos que de acuerdo al comportamiento de las isolíneas de ϵ y $\frac{r_{5t}}{r_4}$ pueden

ser descartados o se confirmados para su selección. La selección de estos 9 precandidatos consiste en encontrar la intersección de $\lambda = 0.3, 0.4, 0.5$ con $\epsilon = 0.35, 0.5, 0.65$ y los que se encuentren dentro de la región comprendida entre las isóneas de ϵ y $\frac{r_{5t}}{r_4}$ máximos y mínimos son analizados en sus variables de operación como β_5 , ϕ y $\frac{b_4}{b_5}$. De acuerdo a estos resultados se selecciona la configuración geométrica con mejor desempeño de acuerdo a estas variables. Los criterios de selección son los siguientes:

- Ángulo β_5 lo más agudo posible
- El valor de ξ debe ser lo más cercano a 1
- El valor de ϕ debe ser menor a 1

En la Fig. 2.12 se muestra esquemáticamente un caso en donde 6 de los 9 candidatos se encuentran dentro de la región elegible de acuerdo las condiciones geométricas.

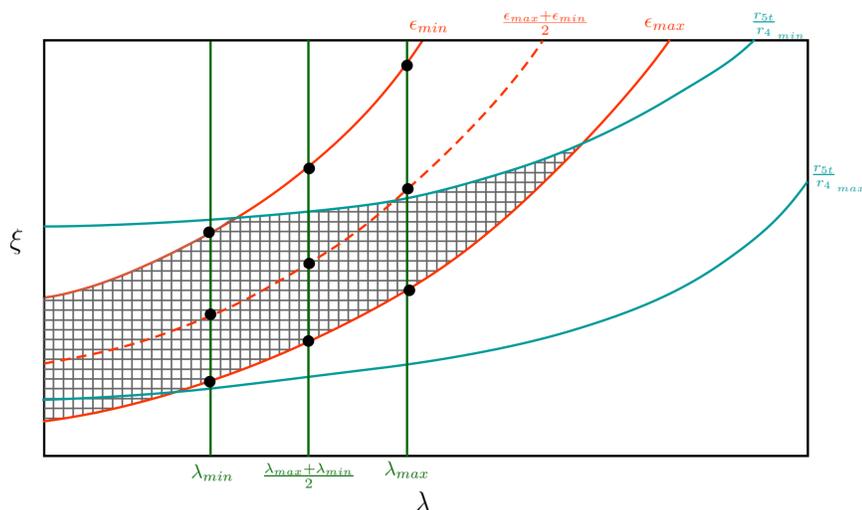


Figura 2.12: Método para la selección de dimensiones de la salida de la turbina

2.2.4. Perfiles meridianales de los álabes

Una vez que las dimensiones generales de la turbina han sido calculadas, se determina la geometría del perfil meridional de la raíz y la punta del álabe, esto es, las coordenadas (r, z) que definen la posición de la raíz y la punta del álabe a lo largo del canal de flujo. Estas curvas definen la región que confina al fluido durante su trayecto dentro de la

turbina. Al ser revolucionadas alrededor del eje de rotación forman la pared superior e inferior de la turbina.

Existen diferentes maneras de definir las dos curvas meridionales de la raíz y la punta del álabe. Aungier[55] sugiere arcos circulares de 90° en donde sus extremos corresponden a la punta del álabe a la entrada y a la salida del álabe para la curva meridional de la punta, y la raíz a la entrada y a la salida para la curva meridional de la raíz.

En este trabajo se utilizan curvas de Bezier de cuarto orden para definir los perfiles meridionales de la raíz, la punta, y la altura media de los álaves. Los 5 puntos de anclaje necesarios para la curva de Bezier de cuarto orden para cada uno de los perfiles (raíz y punta) se muestran en la Fig. 2.13. En donde todos estos valores fueron calculados en el diseño preliminar del rotor.

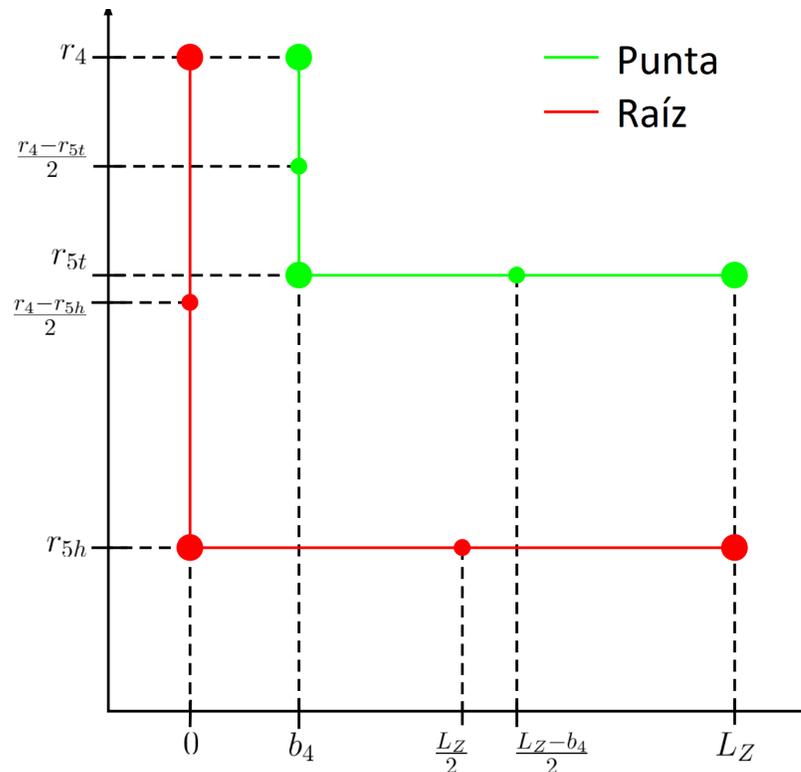


Figura 2.13: Definición de los puntos para el trazo de las curvas de Bezier en los perfiles meridionales

La curva de Bezier de cuarto orden se define por la siguiente expresión

$$B(t) = P_0(1-t)^4 + 4P_1t(1-t)^3 + 6P_2t^2(1-t)^2 + 4P_3t^3(1-t) + P_4t^4 \quad (2.93)$$

En donde P_0 corresponde al punto inicial y P_4 al punto final de la curva. En la Tabla 2.3 se muestran todos los puntos requeridos para aplicar la Ec. (2.93) y definir los 3 perfiles meridionales (raíz, punta y altura media del álabe). Para cada uno de los perfiles meridionales existen entonces dos ecuaciones, una que determina la coordenada r y otra que determina la coordenada z .

Tabla 2.3: Puntos de anclaje para los perfiles meridionales

Punto	Raíz		Punta		R. medio	
	z	r	z	r	z	r
P_0	0	r_4	b_4	r_4	$0.5b_4$	r_4
P_1	0	$\frac{r_4 - r_{5h}}{2}$	b_4	$\frac{r_4 - r_{5t}}{2}$	$0.5b_4$	$\frac{r_4 - r_5}{2}$
P_2	0	r_{5h}	b_4	r_{5t}	$0.5b_4$	r_5
P_3	$\frac{L_Z}{2}$	r_{5h}	$\frac{L_Z + b_4}{2}$	r_{5t}	$\frac{L_Z + \frac{b_4}{2}}{2}$	r_5
P_4	L_Z	r_{5h}	L_Z	r_{5t}	L_Z	r_5

2.2.5. Línea de comba del álabe

Finalmente, para completar el diseño de la turbina, es necesario determinar la coordenada angular de los álabes en el rotor, sabiendo que la ubicación de la raíz y la punta ya se encuentran definidas a través de los perfiles meridionales. Esta coordenada angular en el espacio geométrico que determina el dominio del rotor está asociada con el ángulo β correspondiente a la dirección del flujo visto en el marco de referencia relativo a través de la siguiente relación.

$$\frac{d\theta}{dm} = \frac{\tan \beta}{r} \quad (2.94)$$

En donde θ es la coordenada angular, m es la coordenada meridional y r es la coordenada radial definida por la altura del álabe.

Del análisis anterior se conocer los valores de β a la entrada y a la salida del rotor, sin embargo nada se ha definido respecto a la variación de β a lo largo de la coordenada meridional. De la Ec. (2.94) se sabe que para definir la posición θ en cualquier punto a lo largo del del álabe es necesario conocer los valores de β y r a lo largo de la componente meridional del rotor.

En la definición de los perfiles meridionales, se calculó el perfil meridional correspondiente a la altura media del álabe, de tal manera que se conoce la coordenada r a lo largo de z para un span de 0.5 en el álabe. Es en esta región en donde se calcula la coordenada θ que define la posición del álabe y a partir de esto se calcula la configuración geométrica de todo el álabe en el rotor.

Para poder resolver la Ec. (2.94) para θ se debe conocer también la funcionalidad que tiene β con respecto a m . Se propone utilizar una curva de Bezier sabiendo que los puntos de anclaje inicial y final ya se encuentran definidos por β_4 y β_5 .

La coordenada meridional m se considera normalizada, por lo que una vez llevado a cabo el análisis, se puede sustituir con la distancia axial z siendo $m = 0$ cuando $z = 0$ y $m = 1$ cuando $z = L_Z$. Sabiendo esto, la función $r_m(m)$ se conoce a partir de la curva de Bezier calculada con los puntos de anclaje de la Tabla 2.3 y puede ser expresada como una función polinomial de 4 grado.

$$r(m) = am^4 + bm^3 + cm^2 + dm + e \quad (2.95)$$

Donde:

$$a = P_{0r} - 4P_{1r} + 6P_{2r} - 4P_{3r} + P_{4r}$$

$$b = 4(3P_{1r} - P_{0r} - 3P_{2r} + P_{3r})$$

$$c = 6(P_{0r} - 2P_{1r} + P_{2r})$$

$$d = 4(P_{1r} - P_{0r})$$

$$e = P_{0r}$$

Como se mencionó anteriormente, la definición de $\beta(m)$ se lleva a cabo también como una función polinomial a través de una curva de Bezier. El grado de la ecuación polinomial depende del número de puntos de anclaje utilizados para definir la curva de Bezier. Para una curva de Bezier de grado n se necesitan $n + 1$ puntos de anclaje, sin embargo se sabe que $\beta(0) = 0$ y $\beta(1) = \beta_5$, por lo tanto estos dos puntos de anclaje ya están definidos.

Los restantes $n - 1$ puntos de anclaje se eligen de las combinaciones que se forman al dividir m_{max} y β_{max} en n segmentos de igual magnitud. Siendo que la distancia entre segmentos es, para m de $\frac{m_{max}}{n}$ y para β de $\frac{\beta_{max}}{n}$.

Dependiendo del orden de la curva de Bezier, existe un número diferente de curvas posibles de acuerdo a la combinación de los puntos de anclaje definidos. El número de curvas posibles de formar en función del orden de la curva de Bezier está definido por la siguiente ecuación

$$N_c = (n + 1)^{n-1} \quad (2.96)$$

En donde N_c es el número de curvas posibles y n es el orden de la curva de Bezier. De tal forma que para $n = 3, 4, 5$ se cumple lo siguiente

- Para $n=5$ existen 1296 curvas
- Para $n=4$ existen 125 curvas
- Para $n=3$ existen 16 curvas

Una vez conocida la variación de β a lo largo de m es posible conocer la coordenada θ correspondiente a la altura media del álabe a lo largo de todo el rotor. Esto se hace resolviendo la Ec. (2.94) para θ

$$\theta(m) = \int_0^1 \frac{\tan \beta(m)}{r(m)} dm \quad (2.97)$$

Cada una de las curvas $\beta(m)$ para la altura media del álabe (span de 0.5) representa una configuración diferente del rotor, y su influencia en el desempeño global del mismo debe ser evaluado. Hasta este punto la metodología permite definir complemente la geometría del rotor necesaria para que opere dentro de las condiciones termodinámicas calculadas, que produzca la potencia de diseño y que además satisfaga condiciones geométricas y cinemáticas que forman parte de las consideraciones en el diseño.

2.3. Análisis CFD de las configuraciones posibles del rotor

De acuerdo a la elección del orden de la curva de Bezier en la línea de comba que define la variación de β a lo largo de m para la altura media del álabe será el número configuraciones del rotor de la turbina que son analizados a través de dinámica de fluidos computacional. Llevando a cabo el análisis de resultados obtenidos del cálculo numérico del comportamiento del flujo dentro del rotor durante la operación de la turbina se selecciona el que mejor desempeño muestre, siendo la eficiencia isentrópica la principal variable de selección, más no la única analizada debido a la importancia e influencia de otras variables cinemáticas y termodinámicas.

El cálculo numérico consiste en resolver las ecuaciones de gobierno del fluido de trabajo dentro del dominio geométrico correspondiente al rotor y los álabes. Las condiciones de frontera son las calculadas en la selección de condiciones de operación del ORC y en el análisis termodinámico y cinemático a entrada de la turbina. Haciendo uso del software comercial *Ansys, Inc* se resuelve numéricamente la dinámica del flujo dentro del rotor.

Se utilizaron los productos *Turbogrid* para la discretización del dominio y *CFX* para la definición de métodos de solución, definición de condiciones de frontera, solución del problema y postprocesamiento.

Este análisis numérico se lleva a cabo para diferentes rotores, sin embargo de acuerdo a la metodología seguida para calcular la geometría de dicho componente, las dimensiones generales son las mismas, y la única diferencia es la manera en como está definida la línea de comba del álabe, y por lo tanto la ubicación de éste dentro del rotor. Por lo tanto, el preprocesamiento, la solución y el postprocesamiento de cada configuración analizada se lleva a cabo siguiendo el mismo procedimiento.

A continuación se describe la metodología seguida a través los programas de cómputo correspondientes para lograr la solución del campo de flujo y de las variables termodinámicas en todo el dominio del rotor, partiendo de la geometría calculada en secciones anteriores.

2.3.1. Discretización del dominio

Partiendo de la geometría, se define un canal de flujo que contenga al álabe y la región de fluido correspondiente. Esto se hace desplazando angularmente la línea de comba $\frac{\pi}{N_R}$ tanto a la derecha, como a la izquierda de la posición del álabe.

Una vez que el canal de flujo se encuentra definido se procede a la discretización del dominio de flujo en el canal. Para lograr esto se utiliza el software *Turbogrid*, el cual emplea una topología especial para el mallado de turbinas radiales. En la Fig. 2.14 se muestra esta topología (vista álabe a álabe en un span de 0.5), para cual se deben definir algunos parámetros propios de las técnicas de discretización a fin de lograr una buena calidad en la malla. La calidad de la malla se satisface cuando todos los elementos de la misma cumplen con ciertos límites geométricos, los cuales se muestran en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4: Límites geométricos para una buena calidad de malla[1]

Parámetro	Valor máximo	Valor mínimo
Ángulo de cara	165 °	15°
Relación de volumen del elemento	2	0
Relación de longitud de arista	100	1

En la Fig. 2.14 el área azul corresponde al álabe, y la región inmediata alrededor del álabe corresponde a la capa límite (en color naranja). En esta región el mallado es más fino debido a que los efectos que produce el sólido en el campo de flujo hacen que la

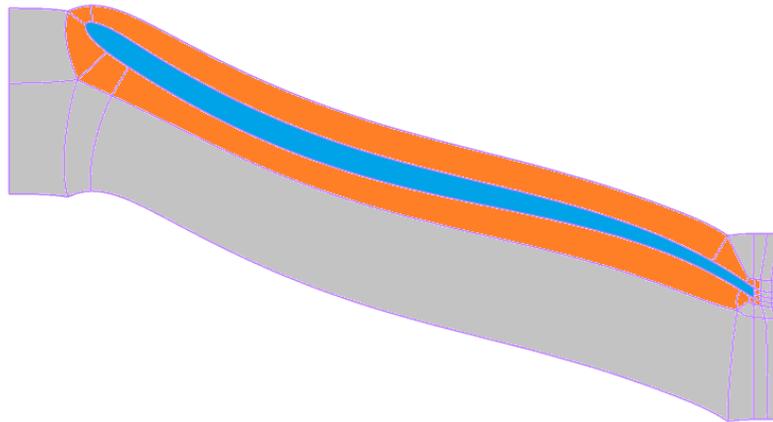


Figura 2.14: Topología para el mallado del dominio

distancia entre un elemento y otro sea mucho menor para así no perder detalle de la evolución del flujo. Su dimensión así como el tamaño de sus elementos se define a partir de un factor base y de un factor de aspecto para que sean proporcionales al tamaño global de la malla. En color gris se muestra la malla global, la cual queda definida en el tamaño de sus elementos por un factor global de tamaño.

Para todas las configuraciones analizadas se utiliza esta topología y los mismos factores para definir el tamaño de los elementos. Al cambiar la geometría del álabe de una configuración a otra, se debe cuidar que en los casos en que la coordenada θ del álabe a la salida del rotor se mayor, ya que es en estos casos cuando la calidad de la malla puede verse afectada debido a los ángulos de los elementos pueden ser demasiado agudos. Por esta razón, para seleccionar los parámetros que definen el mallado, se utiliza la configuración que presente el valor más grande de θ a la salida del rotor de las configuraciones a analizar.

2.3.2. Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera dependen del fluido de trabajo y de las condiciones de operación seleccionadas a través del procedimiento descrito en subsecciones anteriores. En la Tabla 2.5 se muestran las variables que son necesarias para que el solver pueda crear la matrices de solución.

Además de esto se debe incluir el fluido de trabajo y la ecuación que relaciona sus propiedades termodinámicas para que así la ecuación de energía pueda ser resuelta, así como seleccionar el modelo de turbulencia adecuado.

Tabla 2.5: Condiciones de frontera

Entrada	
Presión total	P_{04}
Temperatura total	T_{04}
Comp axial	0
Comp radial	$\cos \alpha_4$
Comp tangencial	$-\sin \alpha_4$
Salida	
Presión estática	P_5
Otros	
Velocidad de rotación	ω
Pared lateral derecha	Periodicidad
Pared lateral izquierda	Periodicidad

2.3.3. Postprocesamiento

Una vez que se tengan los resultados, estos deben ordenarse y analizarse para poder cuantificar el desempeño de cada una de las configuraciones evaluadas. Para esto se propone calcular el valor promedio de las propiedades del flujo (presión, temperatura, velocidad, número de Mach, etc) en diferentes regiones geométricas representativas del recorrido del fluido a lo largo del canal de flujo. Estas regiones se determinan al ubicar los puntos que corresponden a un valor de m constante, es decir, que al proyectar las líneas de comba correspondientes a las diferentes alturas del álabe, aquellos puntos que compartan el mismo valor en su coordenada meridional m forman la superficie representativa de ese valor de m . En la Fig. 2.15 se muestran 11 de las 20 de estas superficies (en color gris) sobre las cuales se calculan los valores promedio de las propiedades del flujo. En color azul se muestran las superficies correspondientes a la entrada y a la salida del rotor.

De igual forma, la línea media puede funcionar como una región representativa del flujo a lo largo de la coordenada meridional del canal de flujo. Esta línea se define como la línea de comba a la altura media del álabe desplazada angularmente $\frac{\pi}{N_R}$ radianes, lo que la ubica justamente entre dos álabes del rotor y a la altura media del álabe (a la mitad del canal de flujo). En la Fig. 2.16 se muestra (en color rojo) la línea media en un rotor.

Una vez que las propiedades del flujo son conocidas tanto en las superficies representativas, como en la línea media, se hace una comparación de los resultados obtenidos para cada una de estas regiones, para de esta forma validar que son representativas de la

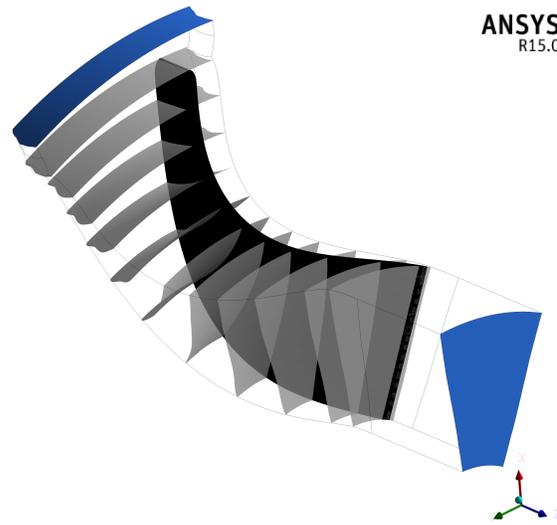


Figura 2.15: Superficies correspondientes a las regiones representativas de posiciones en la coordenada m

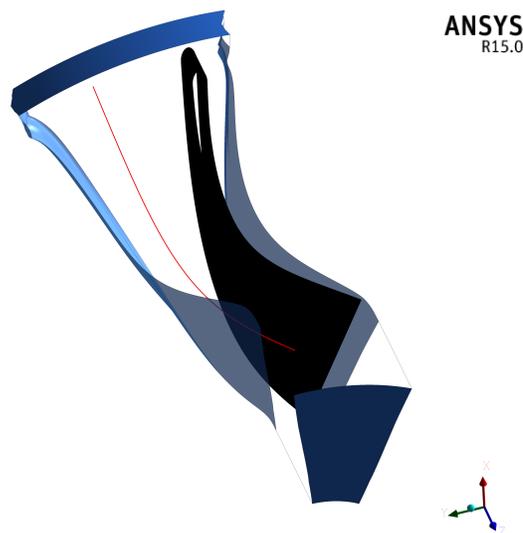


Figura 2.16: Línea media representativa de la posición meridional

coordenada meridional.

Posteriormente se calculan 3 parámetros importantes: la eficiencia isentrópica, la

generación de entropía y la dirección del flujo (ángulo β) a lo largo del recorrido del flujo en el rotor.

Eficiencia isentrópica y entropía generada

Estos parámetros se calculan a partir de la presión total y la temperatura total en cada una de las superficies representativas de la coordenada meridional en el rotor. A través de CoolProp se calculan tanto la entalpía como la entropía correspondiente a los 20 puntos correspondientes y para la entrada del rotor.

$$[h_{0i}, s_{0i}] = \text{CoolProp}(P_{0i}, T_{0i}, \text{fluido}) \quad (2.98)$$

$$[h_{0in}, s_{0in}] = \text{CoolProp}(P_{0in}, T_{0in}, \text{fluido}) \quad (2.99)$$

Una vez que la entalpía y entropía son conocidas la entropía generada y la entropía acumulada se calculan de la siguiente forma

$$s_{gen\ i} = s_i - s_{i-1} \quad (2.100)$$

$$s_{acum\ i} = s_{in} + s_i \quad (2.101)$$

Y la eficiencia isentrópica se calcula como

$$\eta_i = \frac{h_{0in} - h_{0i}}{h_{0in} - h_{0is}} \quad (2.102)$$

En donde h_{0in} es la entalpía total en la entrada del rotor, h_{0i} es la entalpía total en la i -ésima superficie representativa de la coordenada meridional y h_{0is} es la entalpía total que el fluido alcanzaría en la i -ésima superficie representativa de la coordenada meridional si la entropía permaneciera constante desde la entrada del rotor.

Dirección del flujo

La dirección que el flujo adquiere mientras fluye a través del rotor se define con el ángulo formado entre el vector de velocidad relativa y la dirección meridional en el rotor. Para la i -ésima posición meridional asociada a las superficies representativas de esta coordenada, el ángulo $\beta_{fl\ i}$ se calcula como

$$\beta_{fl\ i} = \arctan \frac{W_{\theta i}}{W_{m i}} \quad (2.103)$$

Estos valores de β_{fli} se comparan con los correspondientes a $\beta(m)$ (variación de β a lo largo de m para definir la posición angular del álabe en el rotor) a fin de cuantificar que tanto se apega la dirección real del flujo con la dirección propuesta al definir la comba del álabe. Para esto se grafica para cada posición meridional la diferencia entre $\beta(m)_i$ y β_{fli} . Entre más cercanos sean a 0 los valores resultante de esta diferencia, más se apega el comportamiento real del flujo con el comportamiento de diseño propuesto al definir $\beta(m)$. Para cuantificar esto se calcula la diferencia acumulada de esta variable a lo largo de la coordenada m considerando el valor absoluto de $\beta(m)_i - \beta_{fli}$. El valor de mayor magnitud es el que representa la configuración que menos se apega al comportamiento de diseño.

De igual manera se puede identificar en que intervalo de m ocurre la mayor diferencia entre al dirección real del flujo y la dirección de diseño, y asociar esta variación con la definición de $\beta(m)$.

Selección del rotor

Comparando la variación a lo largo de m de la eficiencia isentrópica, la generación de entropía y la dirección real del flujo se elige la configuración del rotor más conveniente de acuerdo al análisis de estos parámetros. Una vez que la elección ha sido hecha se analizan las variables de campo en regiones particulares dentro del dominio de fluido y para la mejor configuración del rotor se presentan la siguiente información.

- Carga en los álabes para span=20, 50, 80
- Contornos de Mach relativo para span= 20, 50, 80
- Contornos de presión en la salida del rotor
- Contornos de Mach relativo en la salida del rotor
- Gráfica de Mach en el borde de entrada a lo largo de la altura del álabe
- Gráfica de Mach en el borde de salida a lo largo de la altura del álabe
- Gráfica de velocidad meridional en el borde de salida a lo largo de la altura del álabe
- Gráfica de Mach en el borde de entrada a lo largo de la coordenada angular
- Gráfica de Mach en el borde de salida a lo largo de la coordenada angular

- Gráfica de velocidad meridional en el borde de entrada a lo largo de la coordenada angular
- Gráfica de velocidad meridional en el borde de salida a lo largo de la coordenada angular
- Líneas de corriente en el canal de flujo
- Contornos de velocidad relativa en el plano meridional

Respecto a las gráficas mencionadas, donde se muestra el comportamiento de alguna variable de campo en el borde de entrada y salida a lo largo de la altura del álabe, así como en el borde de entrada y salida a lo largo de la coordenada angular, la representación geométrica dentro del dominio de fluido de estas regiones se muestran en la Fig. 2.17

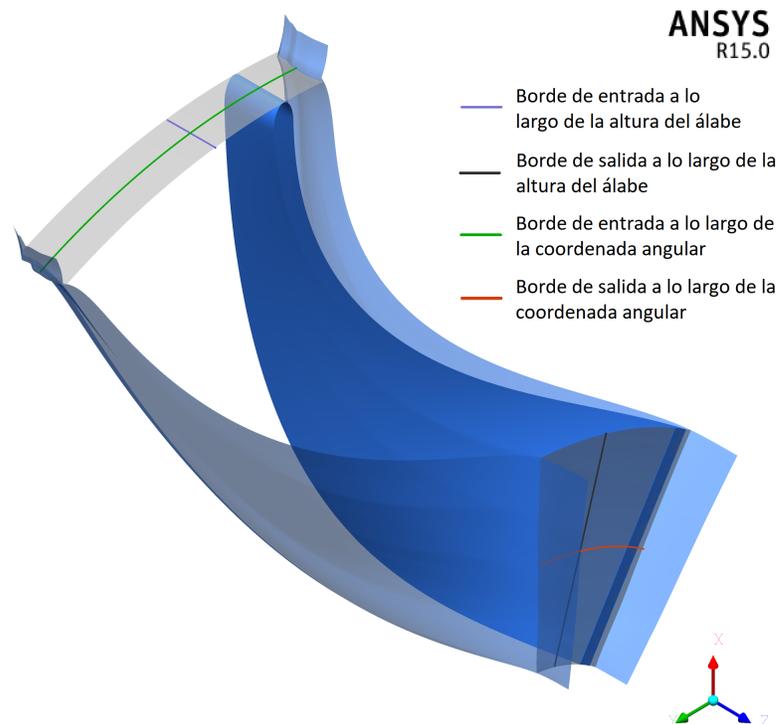


Figura 2.17: Ubicación de las regiones de interés para las gráficas del análisis de resultados

3

Resultados

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos de aplicar la metodología del capítulo anterior para el diseño de un sistema termodinámico y la turbina del mismo cuya fuente energética es la radiación solar de Temixco, Morelos. Estos resultados consisten en determinar el fluido de trabajo que mejor desempeño ofrece para esta aplicación específica, además se seleccionan las condiciones de operación que permiten un desempeño adecuado del sistema. Finalmente, en lo que respecta al diseño del ciclo termodinámico, se dimensionan los componentes generales que integran el ORC: tanques de almacenamiento y superficie de incidencia radiativa, de acuerdo con la variación de la radiación a lo largo del día.

Respecto a la turbina, a partir de las condiciones termodinámicas, se definen las dimensiones geométricas que la entrada y salida del flujo deben cumplir para satisfacer las condiciones termodinámicas y de continuidad, se definen los perfiles meridionales, así como la línea de comba del álabe. Para esto último, se analizan a través de CFD diferentes configuraciones posibles de turbinas y se selecciona la que mejor desempeño fluidodinámico presente, estimando así una relación entre la geometría del álabe y el desempeño de la turbina.

3.1. Ciclo termodinámico

De los 122 fluidos de trabajo disponibles en la librería de COOLPROP únicamente 4 logran satisfacer la condición de líquido saturado a 300 K a presión de entre 1 y 1.75 atm. En la Fig. 3.1 se muestra la curva de saturación de estos 4 fluidos para temperaturas entre 300 y 360 K

Sabiendo que las variables independientes en el análisis termodinámico del ORC son la relación de presiones P_R y el grado de sobrecalentamiento oh del fluido a la entrada de

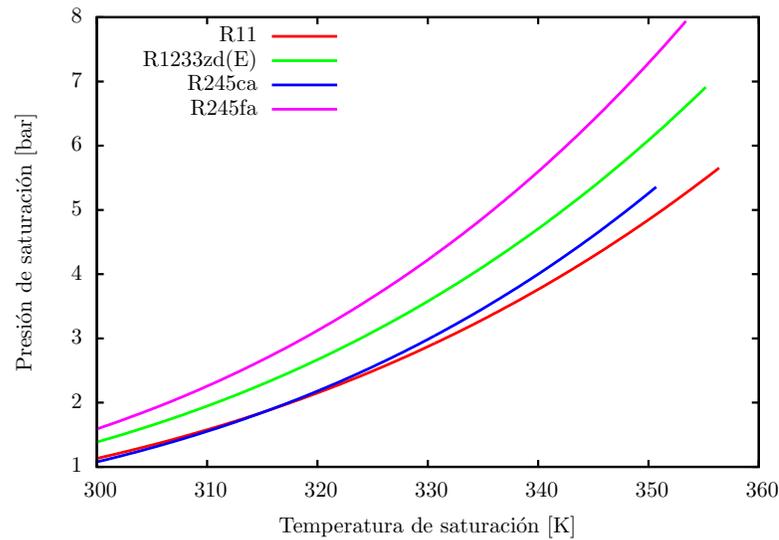


Figura 3.1: Condiciones de saturación de los fluidos de trabajo que satisfacen la condición de condensación requerida

la turbina, la Fig. 3.1 permite conocer la temperatura de saturación para un valor dado de P_R . La temperatura de entrada en la turbina tiene un grado de sobrecalentamiento cercano a 0, por lo que esta la temperatura de entrada a la turbina puede ser estimado como la temperatura de saturación a la presión de evaporación correspondiente.

El desempeño del ORC se mide a través de los siguientes parámetros: \dot{m} , Δh_t y η_{th} , en donde el flujo másico \dot{m} corresponde al necesario para lograr la potencia de 10 kW a la salida de la turbina y por lo tanto esta asociado directamente con el cambio entálpico que experimenta el fluido en el proceso de expansión Δh_t . Se busca que \dot{m} sea lo más pequeño posible ya que esto reduce las dimensiones tanto de los tanques de almacenamiento como de la superficie de incidencia radiativa. Por otro lado, se busca que la eficiencia térmica η_{th} sea lo más alta posible ya que de esta forma se obtiene un mayor aprovechamiento de la radiación solar.

3.1.1. Selección del fluido de trabajo

La variación de la eficiencia térmica en el ORC depende principalmente de P_R . Para los 4 fluidos analizados se observa el mismo comportamiento. Conforme la relación de presión P_R se incrementa el valor de η_{th} también lo hace para cualquier valor de sobrecalentamiento a la entrada de la turbina oh , sin embargo mientras oh varía, el valor de η_{th} se mantiene prácticamente igual para cualquier valor de P_R . En las Figs. 3.2 y 3.3 se

muestra este comportamiento

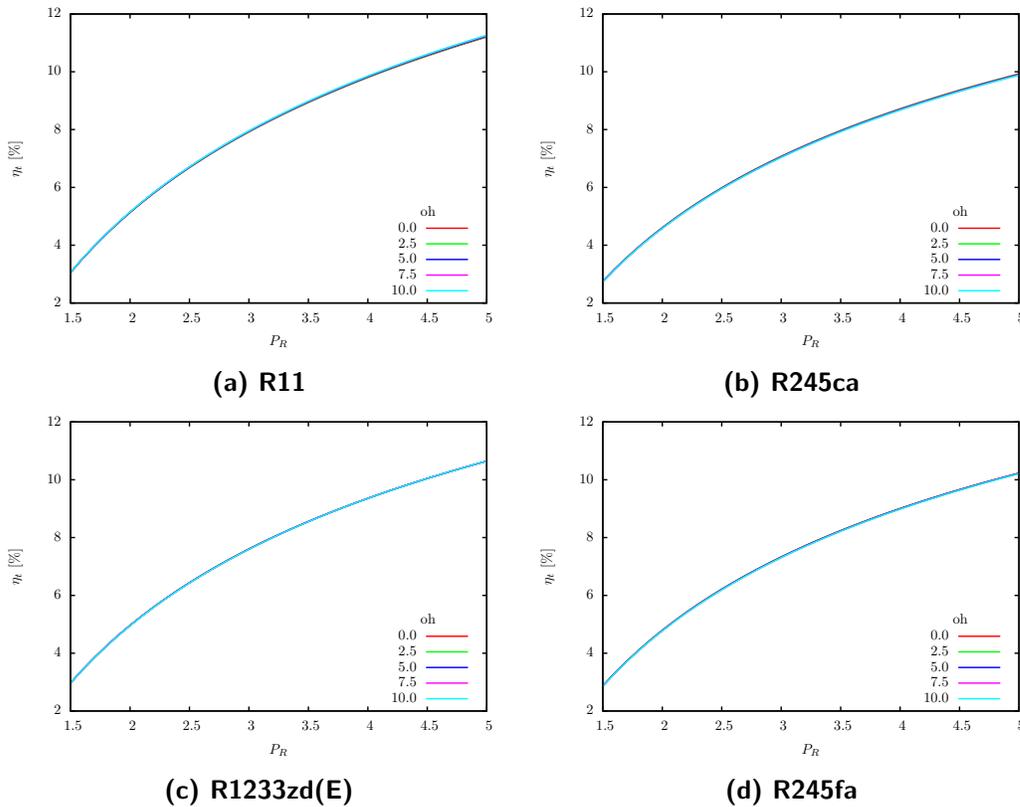


Figura 3.2: Variación de η_{th} con respecto a P_R para diferentes valores de oh

En la Fig. 3.2 se puede observar la variación de η_{th} con respecto a P_R para diferentes valores de sobrecalentamiento del fluido a la entrada de la turbina. Conforme P_R aumenta también lo hace η_{th} , sin embargo no se observa variación significativa entre una línea de oh constante y otra. Esto se confirma en la Fig 3.3 en donde se muestra la variación de η_{th} con respecto a oh para diferentes valores de P_R . A medida que oh se incrementa se observa que la variación de η_{th} es despreciable. Por lo tanto la mayor dependencia de η_{th} es con respecto a P_R . Este comportamiento ocurre en los 4 fluidos analizados, pero los valores de η_{th} difieren de un fluido a otro.

El comportamiento del flujo másico con respecto a P_R y oh puede observarse en las Figs. 3.4 y 3.5. A medida que P_R incrementa el valor de \dot{m} disminuye y conforme oh aumenta \dot{m} también disminuye. La influencia de P_R en el flujo másico es mucho mayor que la de oh . Sin embargo, a diferencia del caso de la eficiencia térmica, la influencia de

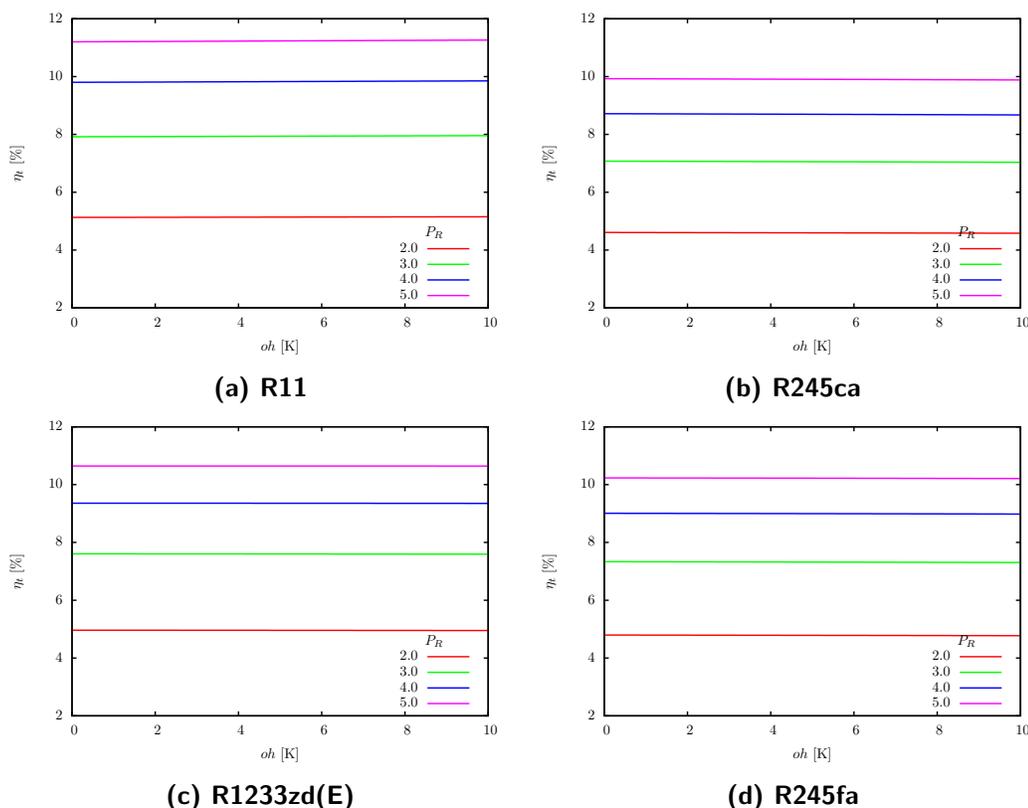


Figura 3.3: Variación de η_{th} con respecto a oh para diferentes valores de P_R

oh no es despreciable.

En la Tabla 3.1 se muestran los valores de eficiencia y flujo másico para los 4 fluidos de trabajo analizados. Considerando que la influencia del grado de sobrecalentamiento es despreciable en este caso, se muestran los parámetros de desempeño únicamente a diferentes valores de P_R para $oh = 5$.

Se observa como para todos los valores de P_R el R11 presenta siempre una mayor eficiencia térmica así como también el mayor flujo másico. El menor flujo másico lo ofrece el R1233zd(E) en todos los valores de P_R analizados con una eficiencia térmica superior a la del R245ca y el R245fa, sin embargo, para cuando $P_R = 5$ la eficiencia del R1233zd(E) y la del R245fa son muy similares.

La principal desventaja del R11 es su composición química, la cual corresponde a un clorofluorocarbono (CFC) y está asociada a un alto potencial de degradación de ozono (ODP por sus siglas en inglés), siendo su valor igual a 1[37]; el más alto posible

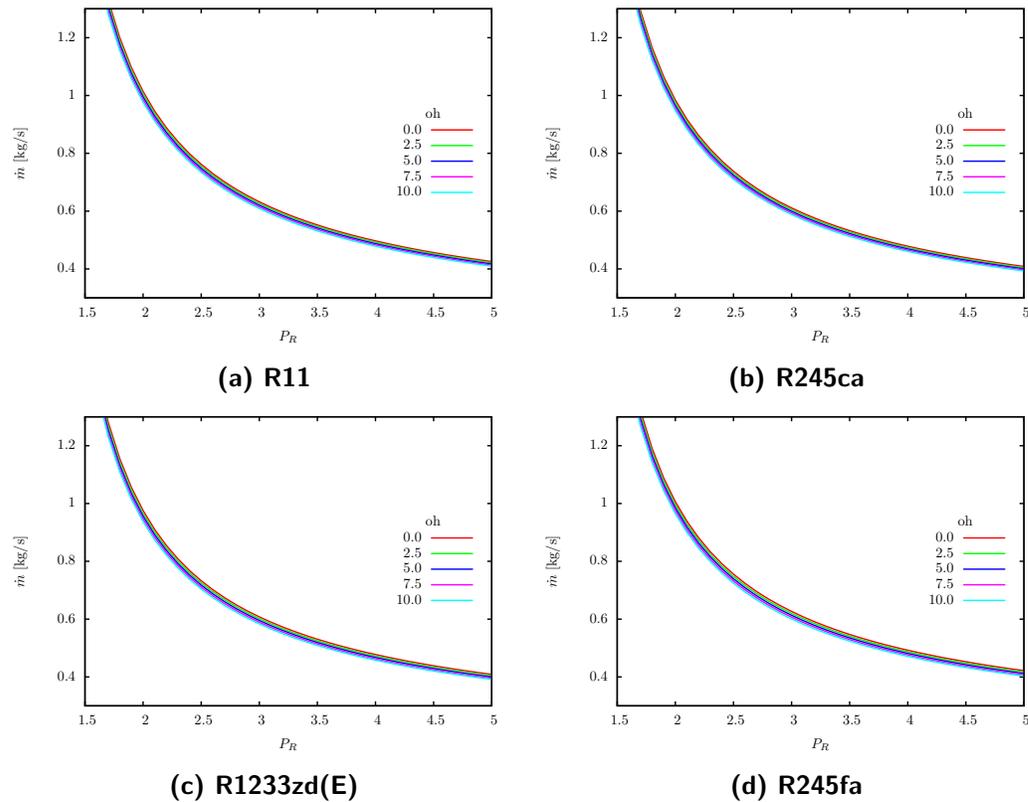


Figura 3.4: Variación de \dot{m} con respecto a P_R para diferentes valores de oh

Tabla 3.1: Parámetros para selección del fluido de trabajo

P_R	R11		R245fa		R245ca		R1233zd(E)	
	η	\dot{m}	η	\dot{m}	η	\dot{m}	η	\dot{m}
	[%]	[kg/s]	[%]	[kg/s]	[%]	[kg/s]	[%]	kg/s]
2	5.14	0.995	4.78	0.985	4.59	0.966	4.96	0.957
3	7.94	0.621	7.32	0.614	7.06	0.600	7.60	0.596
4	9.83	0.488	8.99	0.482	8.70	0.470	9.35	0.468
5	11.23	0.417	10.22	0.412	9.91	0.401	10.64	0.400

e incluso es usado como referencia máxima para definir el nivel de afectación que una sustancia presenta referente a la degradación ozono. Por este motivo, y a pesar de su

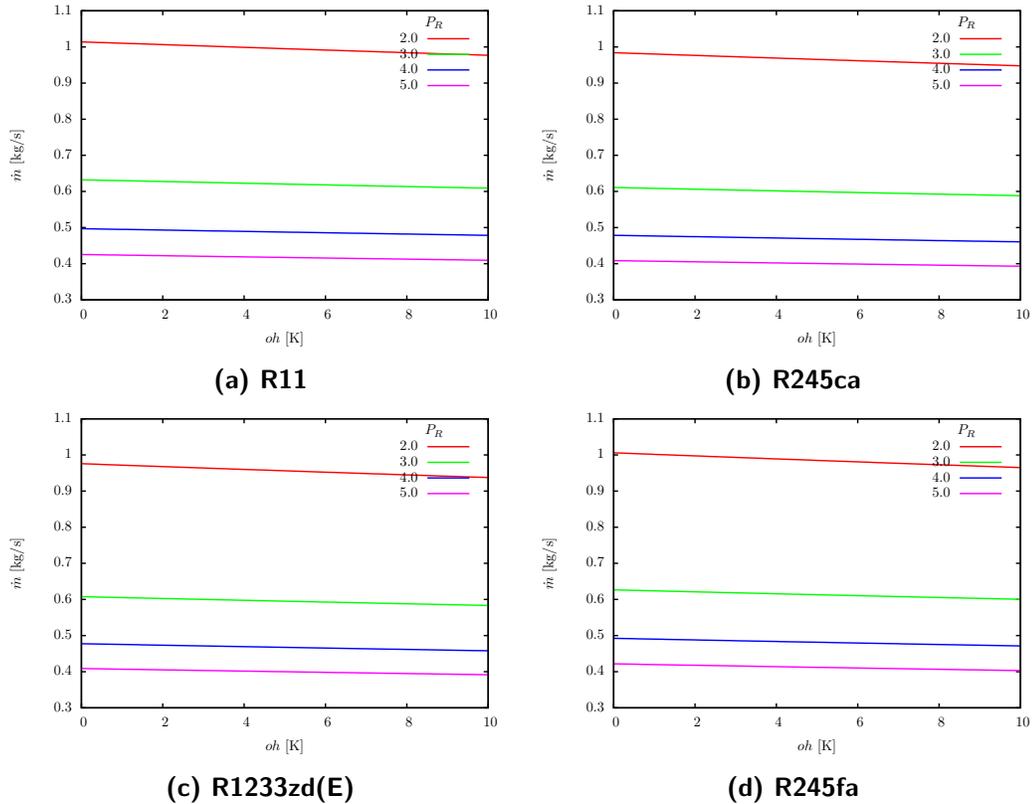


Figura 3.5: Variación de η_{th} con respecto a oh para diferentes valores de P_R

buen desempeño termodinámico este fluido es descartado para su uso en el ORC.

El R1233z(E) es una hidrofluoroolefina (HFO) con la característica de ser muy amigable con el ambiente. Su potencial de calentamiento global (GWP por sus siglas en inglés) es de alrededor del 0.1 % de los presentes en los refrigerantes del tipo HFC. Su desempeño termodinámico en este análisis es el que mejor eficiencia térmica presenta después del R11, sin embargo, al ser un refrigerante de cuarta generación desarrollado para sustituir al R134a[38] su costo es elevado y por lo tanto se descarta como fluido seleccionado.

En cuanto al R245fa y R245ca, su composición química corresponde a hidrofluorcarbono (HFC), los cuales al no contener bromo ni cloro no degradan la capa de ozono, su desventaja es que presentan un valor de GWP de 1030, siendo clasificado como medianamente dañino para el ambiente[40].

Debido a sus propiedades termodinámicas y a su desempeño bajo las condiciones de operación consideradas para este trabajo, además de su costo y su impacto ambiental, se

selecciona al R245fa como fluido de trabajo. En la Fig. 3.6 se muestra el comportamiento de las 4 variables que definen el desempeño del ORC para el R245fa para el rango de P_R y oh analizados.

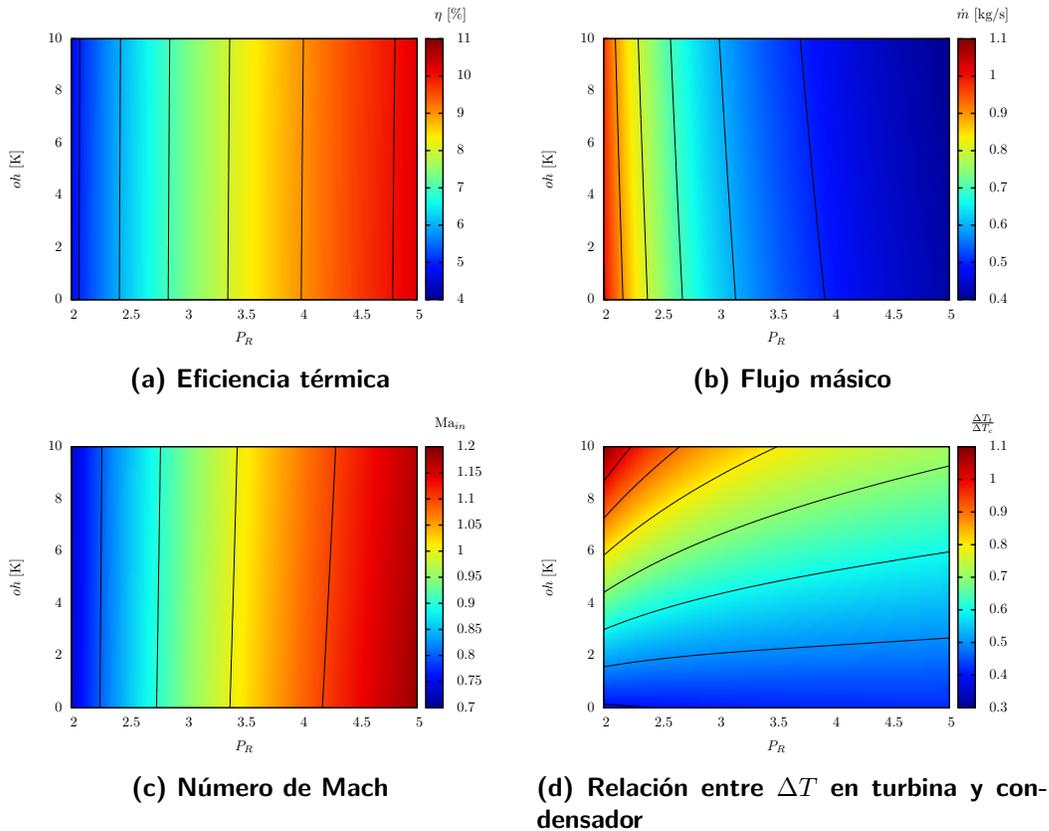


Figura 3.6: Comportamiento de variables de desempeño para el R245fa

Como es de esperarse, la mejor eficiencia térmica y el menor flujo másico ocurre cuando el valor de P_R es mayor, sin embargo estas condiciones también presentan altos números de Mach.

3.1.2. Condiciones de operación del ORC

Las condiciones de operación se determinan a partir de restricciones asociadas con el comportamiento de la turbina radial. Limitando el número de Mach a la entrada del

rotor y la relación entre la diferencia de temperaturas en la turbina y en el condensador a $Ma_{in}=0.9$ y a $\frac{\Delta T_t}{\Delta T_c}=0.5$. En la Fig. 3.7 se muestran las líneas que corresponden estos valores. Además, también se muestra en la región sombreada, la combinación de condiciones P_R y oh que satisfacen tanto las restricciones de Ma_{in} como de $\frac{\Delta T_t}{\Delta T_c}$

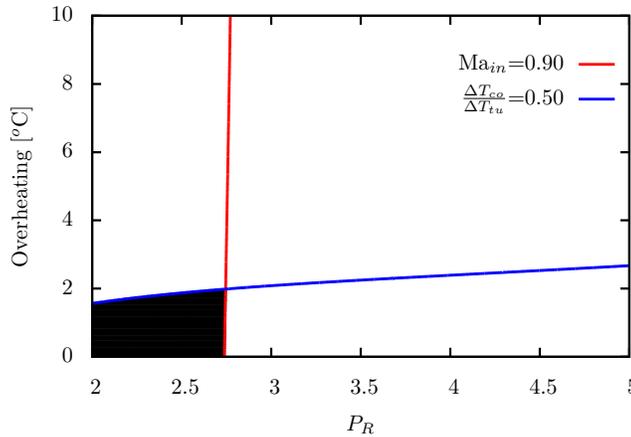


Figura 3.7: Región que satisface las condiciones de Ma_{in} y $\frac{\Delta T_t}{\Delta T_c}$ máximos

Los 3 puntos dentro del diagrama $P_R - oh$ que son alternativas para funcionar como condiciones de operación del ORC de acuerdo a la metodología descrita en el capítulo anterior se muestran en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2: Posibles condiciones de operación de acuerdo a la metodología establecida

Candidato	P_R [-]	oh [K]	η_{th} [%]	\dot{m} [kg/s]	Ω [RPM]	Ma_{in} [-]
1	2.745	1.98	6.750	0.679	34291.25	0.896
2	2.738	0	6.739	0.687	33952.85	0.896
3	2.738	1.56	6.735	0.682	34132.91	0.895

De acuerdo a las consideraciones bajo las cuales el ORC debe operar, la condición con un sobrecalentamiento nulo a la entrada de la turbina es descartada. De las dos condiciones de operación restantes, la número 1 presenta la mayor eficiencia térmica,

así como el menor flujo másico y la menor velocidad de rotación. El número de Mach a la entrada del rotor es prácticamente la misma para las 3 opciones de operación. Por lo anterior se decide optar por las condiciones de operación número 1 de la Tabla. 3.2. En la Fig. 3.8 se muestra la variación de η_{th} , \dot{m} , Ma_{in} y ω dentro de la región efectiva para la operación del ORC. Se puede observar como la principal variable que afecta al comportamiento de estos parámetros es la relación de presiones P_R , sin embargo para lograr satisfacer la condición de $\frac{\Delta T_t}{\Delta T_c} \leq 0.5$ el valor de oh es relevante y se limita a un valor entre 1.5 y 2 dependiendo de P_R .

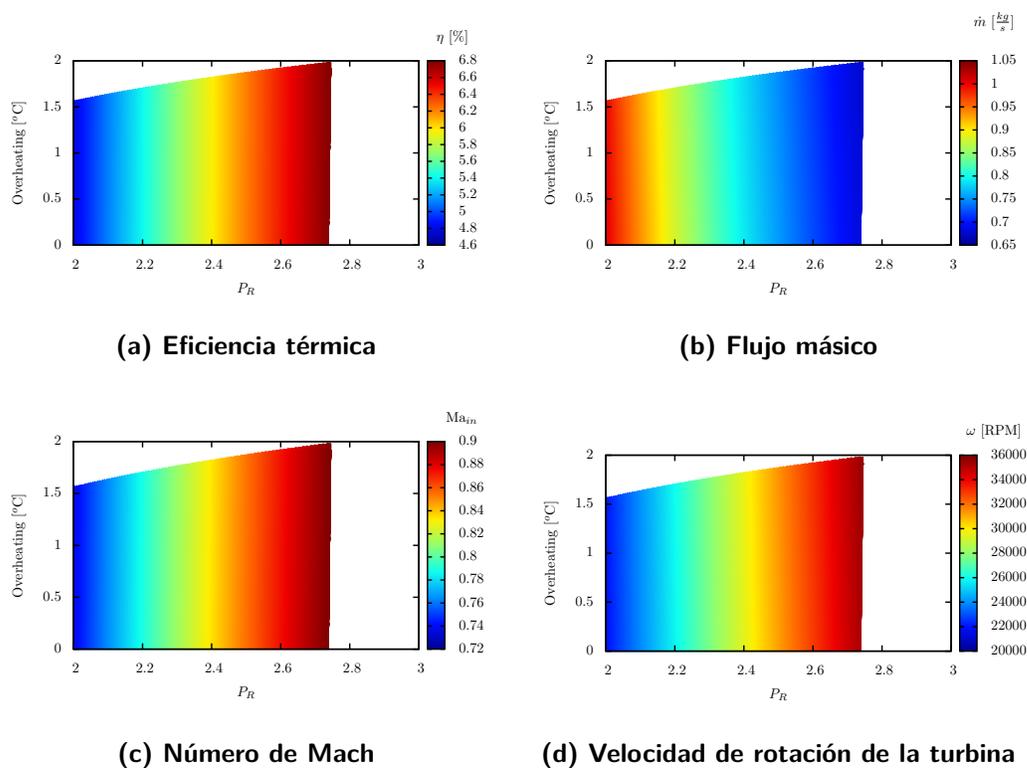


Figura 3.8: Comportamiento de variables de desempeño para el R245fa

En la Tabla 3.3 se muestran las condiciones termodinámicas bajo las cuales se lleva a cabo la operación del ORC en donde los estados termodinámicos son enumerados de acuerdo a la nomenclatura del diagrama de la Fig. 2.1, recordando que los parámetros P_R y oh seleccionados corresponden a:

$$P_R = 2.745 \quad oh = 1.98 K$$

Con estos valores se lleva a cabo el análisis para el dimensionamiento de los equipos que componen el sistema ORC y además sirven para iniciar el diseño de la turbina.

Tabla 3.3: Condiciones de operación del ORC

Estado	P [bar]	T [K]
1	1.590	300.00
2	4.365	300.07
3	4.365	333.12
4	1.590	311.04

En la Fig. 3.9 se muestra el diagrama Temperatura-entropía (T-s) del ORC con las condiciones de operación calculadas y registradas en la Tabla 3.3.

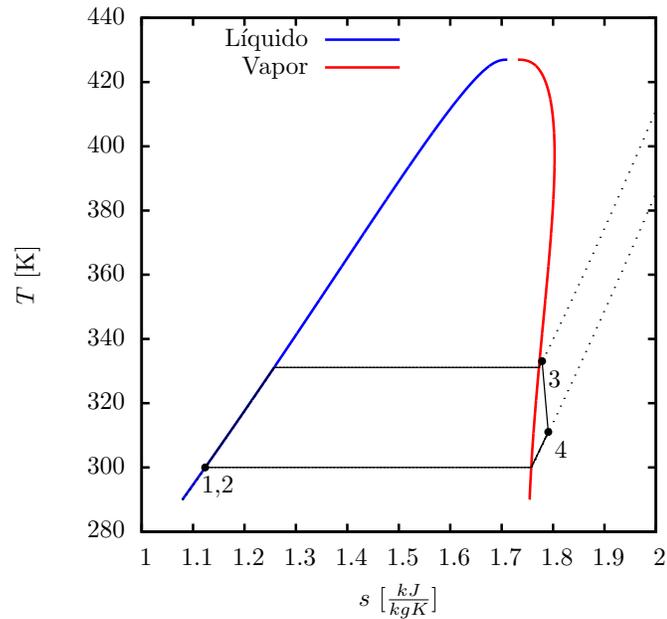


Figura 3.9: Diagrama T-s del ORC

3.1.3. Dimensionamiento de equipos en el ORC

Una vez que son conocidas las condiciones termodinámicas que el fluido de trabajo debe alcanzar en cada estado termodinámico, se deben calcular las dimensiones de los componentes que integran el sistema. Este dimensionamiento se lleva a cabo tomando en cuenta los datos de la variación de radiación solar.

Para mantener las condiciones termodinámicas del fluido de trabajo en el estado 3 del ORC, independientemente de la variación de la radiación solar, el flujo másico que debe ingresar al colector solar debe variar de acuerdo a la energía disponible. Esta variación del flujo másico en el colector se muestra en la Fig. 3.10.

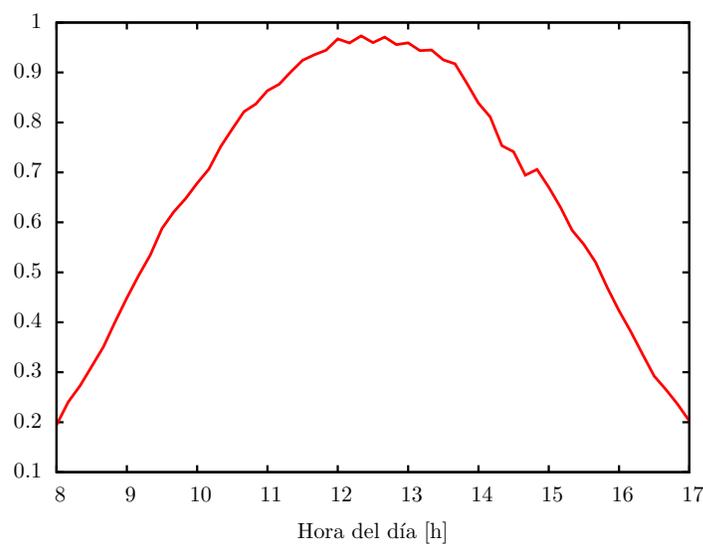


Figura 3.10: Flujo másico en el colector solar para mantener condiciones termodinámicas en el ORC

Como se mencionó anteriormente, existen dos tanques de almacenamiento del fluido, uno que entrega caudal variable a la bomba (PST), y otro que entrega un caudal constante a la turbina (TST) (ver Fig. 3.11). Una vez conocido el flujo másico requerido en el colector se pueden dimensionar los tanques a fin de que permitan almacenar el volumen de fluido suficiente para asegurar su disponibilidad durante todo el tiempo de operación. Esto se logra a partir del balance de masa descrito en el capítulo anterior, buscando que el volumen dentro de los tanques de almacenamiento sea, en cualquier instante de tiempo evaluado, mayor o igual a 0. En la Tabla 3.4 se muestran las dimensiones, tanto de los tanques de almacenamiento como la superficie de incidencia necesaria para que el ORC logre las condiciones de operación requeridas.

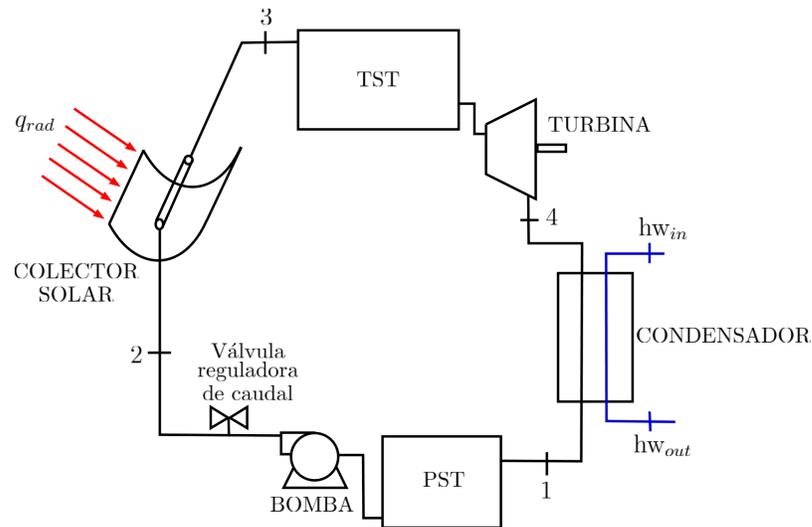


Figura 3.11: Flujo másico en el colector solar para mantener condiciones termodinámicas en el ORC

Tabla 3.4: Dimensiones de dispositivos en el ORC

	Valor	Unidades
Volumen TST	150.07	m ³
Volumen PST	2.8	m ³
Superficie de incidencia	424.3	m ²

Al iniciar la operación del ORC el volumen del PST es de 2.8 m³, mientras que el volumen del TST es de 0 m³. Durante los primeros 40 minutos el fluido únicamente fluye del PST al TST, una vez que este tiempo transcurre ambos tanques permiten la salida de fluido de trabajo, cada uno de acuerdo a los requerimientos establecidos (del PST un flujo variable y del TST un flujo constante).

En la Fig. 3.12 se muestra el volumen presente de fluido de trabajo en cada uno de los tanques de almacenamiento en función del tiempo de operación del ORC. La razón para la diferencia entre el volumen del TST y del PST es la condición termodinámica del fluido en cada tanque. En el PST se tiene líquido saturado a 300 K, lo que resulta en una densidad de $1333.4 \frac{kg}{m^3}$, mientras que en el TST se tiene vapor sobrecalentado a 333.12 K y 4.365 bar, lo que resulta en una densidad de $23.809 \frac{kg}{m^3}$.

La eficiencia del colector solar depende entre otras variables, de la cantidad de calor

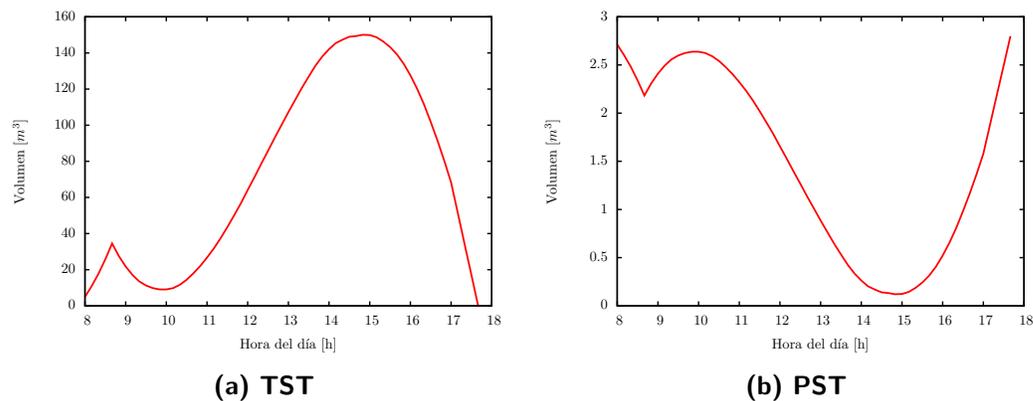


Figura 3.12: Volumen de fluido en los tanques de almacenamiento durante la operación del ORC

radiativo. Al ser este parámetro una cantidad variable a lo largo de la operación de ORC, la eficiencia del colector solar también varía, y por lo tanto también lo hace la eficiencia térmica del ORC. En la Fig. 3.13 se muestra como estas eficiencias varían a lo largo del tiempo de operación del ORC. Los valores promedio de estos parámetros durante el tiempo de operación del sistema son de 49.59 % y 3.347 % para el colector y el ORC respectivamente

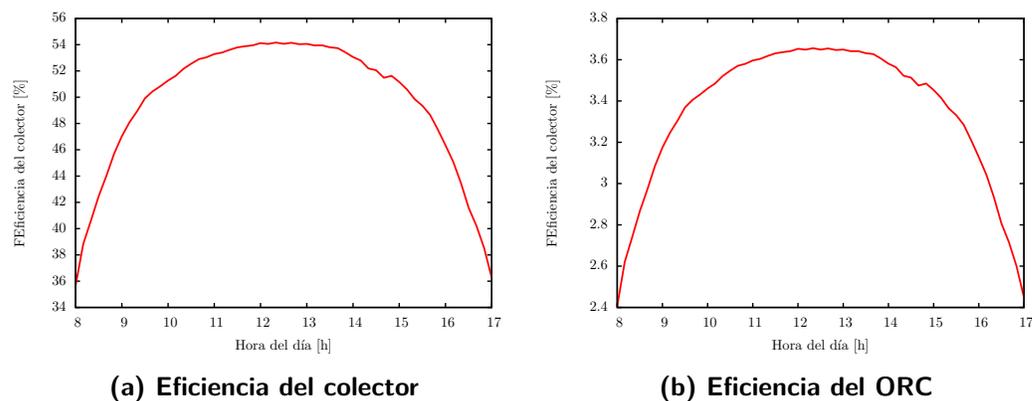


Figura 3.13: Variación de la eficiencia en el colector y en el ORC durante la operación del sistema

En este punto del diseño, todo lo relacionado con el ciclo termodinámico ha sido

definido y se puede continuar con el diseño de la turbina partiendo de la información calculada en esta etapa del diseño. A manera de resumen, en la Tabla 3.5 se muestran los datos más relevantes calculados para la parte termodinámica del diseño realizado en este trabajo y en la Tabla 3.6 las propiedades termodinámicas directamente medibles de cada estado del ORC de acuerdo a la Fig. 3.11.

Tabla 3.5: Parámetros definidos en el diseño del ORC

Parámetro	Valor	Unidades
Fluido	R245fa	
Relación de presión	2.745	
Sobrecalentamiento	1.98	K
Flujo másico en la turbina	0.678	kg/s
Volumen del TST	150.07	m ³
Volumén del PST	2.8	m ³
Superficie de incidencia	423.3	m ²

Tabla 3.6: Propiedades directamente medibles en los estados termodinámicas del ORC

Estado	P [bar]	T [K]	ρ [kg/m ³]
1	1.590	300.00	1333.4
2	4.365	300.06	1334.1
3	4.365	333.11	23.80
4	1.590	311.03	8.67

3.2. Diseño de turbina radial

El diseño de la turbina radial consiste en definir la geometría y dimensiones del rotor a fin de que éste satisfaga las condiciones de potencia y continuidad de flujo, además de lograr que en su desempeño fluidodinámico las pérdidas sean minimizadas. La sintaxis utilizada a partir de este punto del diseño para identificar las regiones en donde se analizan o se llevan a cabo cálculos corresponden a la mostradas en la Fig. 2.8b.

3.2.1. Entrada del rotor

Partiendo de las condiciones de entrada a la turbina (estado 3 del ORC) de la Tabla 3.6 se lleva a cabo el análisis cinemático a la entrada del rotor. Recordando que para definir los valores de Ma_{in} y ω se utilizaron valores de β_4 y N_s fijos y nominales de acuerdo a la literatura referente al diseño de turbinas radiales. Sin embargo, en la Fig. se muestra el comportamiento de variables cinemáticas tales como el ángulo del flujo absoluto a la entrada del rotor α_4 , la componente meridional de la velocidad absoluta a la entrada del rotor C_{m4} y los número de Mach absoluto y relativo Ma_4 y Ma_{4rel} como función de β_4 cuando este varía en un rango de -40° y -20° según la recomendación de Moustapha et al. [54] y para diferentes valores de N_s .

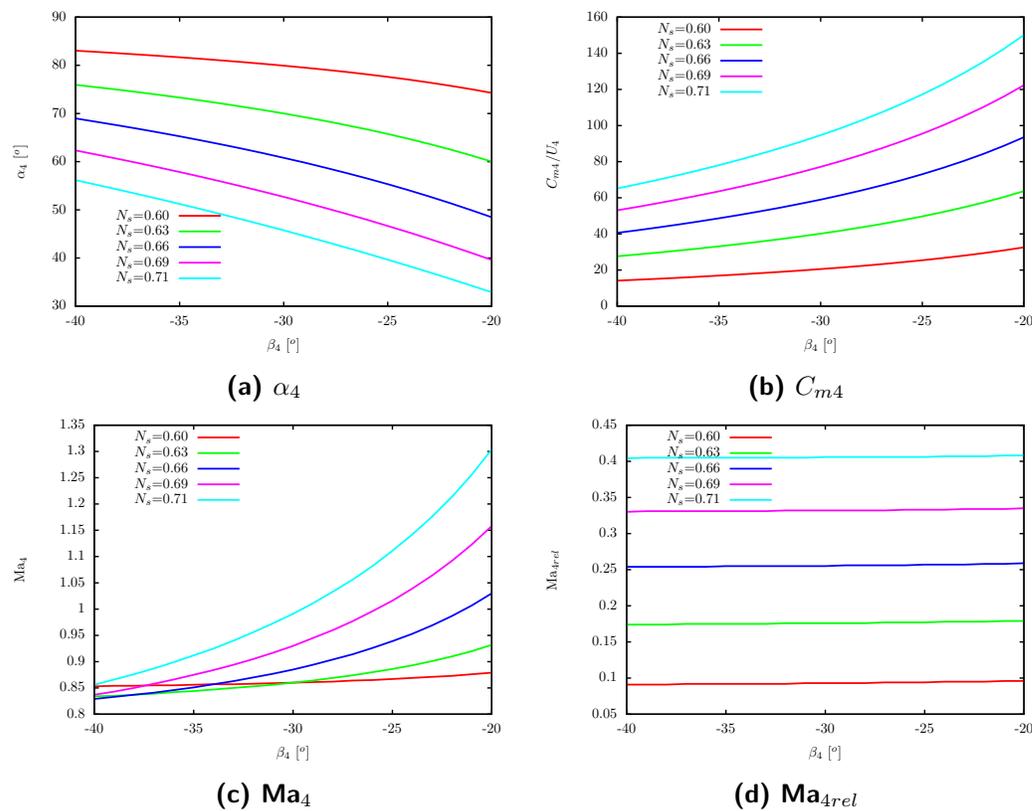


Figura 3.14: Variables cinemáticas a la entrada del rotor para diferentes valores de N_s como función de β_4

Se puede observar en la Fig. 3.14a como α_4 disminuye conforme β_4 se hace más

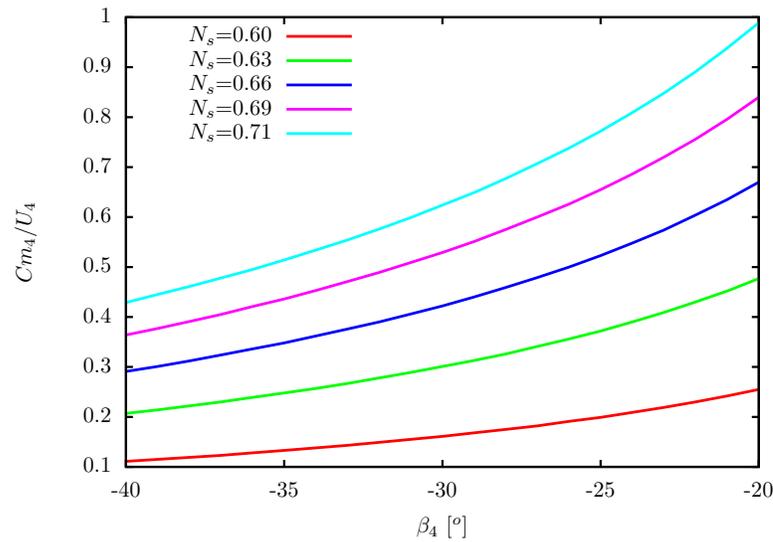


Figura 3.15: Velocidad meridional normalizada con la velocidad tangencial a la entrada del rotor

agudo, es decir, que su valor absoluto se hace menor. En el rango analizado de β_4 la rapidez de cambio de α_4 con respecto a β_4 es mayor conforme N_s aumenta.

En la Fig. 3.14c se aprecia como Ma_4 aumenta su valor conforme el valor absoluto de β_4 disminuye, sin embargo la influencia de β_4 en la variación Ma_4 es mayor conforme N_s aumenta. Por ejemplo, para $N_s = 0.6$ en todo el rango analizado de β_4 , el valor de Ma_4 aumenta. En lo que respecta a Ma_{4rel} (Fig. 3.14d), su valor depende principalmente de N_s siendo mayor conforme N_s aumenta, pero manteniéndose sin variación significativa al variar β_4 .

En la Fig. 3.15 se muestra como variable dependiente la relación entre C_{m4} y U_4 y como variable independiente el ángulo β_4 . Esta relación es importante debido a que el valor de C_{m4} define la altura del álabe a lo largo de todo el recorrido de este en el rotor de acuerdo a la ecuación de continuidad, por lo tanto se busca que su valor sea moderado, y como el valor de U_4 se utiliza como velocidad característica del modelo físico representado en el rotor, normalizar a C_{m4} con esta velocidad es una buena referencia para seleccionar los valores de β_4 y N_s con los cuales trabajará el rotor.

En la Tabla 3.7 se muestran las variables de importancia para la entrada de la turbina obtenidas para valores de $N_s D_s$ de 2 a 2.5 y β_4 de -40° , -30° y -20° . Recordando que el valor de D_s se fijó en 3.5, se muestran los valores de N_s , α_4 , Ma_4 , Ma_{4rel} , C_{m4} y C_{m4}/U_4 .

Este análisis en la entrada del rotor utilizando a N_s y a β_4 como variables indepen-

dientes se llevó a cabo debido a que la selección de las condiciones de operación de la turbina en el estudio termodinámico del ORC y la selección del fluido de trabajo considera un ángulo β_4 de -30° y un valor N_s de 0.657 (el cual corresponde a $N_s D_s = 2.3$). Sin embargo, una vez establecidas las condiciones termodinámicas de operación del ORC, es importante que se conozcan las implicaciones de hacer variar parámetros como β_4 y N_s , ya que éstos son parámetros definidos y seleccionados de acuerdo a su comportamiento en las variables cinemáticas buscando lograr el mejor desempeño en el rotor.

En la Tabla 3.7 se muestran los valores de las variables cinemáticas a la entrada del rotor para valores de N_s que van de 0.6 a 0.714, los cuales sabiendo que el valor de D_s se fijo en 3.5, corresponden a $N_s D_s > 2$ asegurado de esta forma que el valor de β_4 sea siempre negativo (ver Fig. 2.10), además para cada uno de los valores de N_s se muestran 3 valores de β_4 correspondientes a -40° , -30° y -20° siguiendo la recomendación de Moustapha et al[54].

Tabla 3.7: Condiciones a la entrada de la turbina para diferentes valores de N_s y β_4

N_s [-]	β_4 [°]	α_4 [°]	Ma_4 [-]	Ma_{4rel} [-]	C_{m4} [m/s]	C_{m4}/U_4 [-]
0.600	-40	83.04	0.853	0.091	14.132	0.111
	-30	79.93	0.860	0.093	20.540	0.161
	-20	74.27	0.879	0.096	32.581	0.255
0.628	-40	68.98	0.829	0.254	40.599	0.291
	-30	70.01	0.860	0.176	40.168	0.301
	-20	60.02	0.932	0.179	63.717	0.477
0.657	-40	68.98	0.830	0.254	40.671	0.291
	-30	60.81	0.885	0.255	59.005	0.422
	-20	48.46	1.030	0.259	93.597	0.670
0.685	-40	62.33	0.837	0.330	53.083	0.364
	-30	52.69	0.930	0.332	77.149	0.529
	-20	39.60	1.158	0.335	122.378	0.840
0.714	-40	56.16	0.856	0.404	65.147	0.429
	-30	45.75	0.991	0.406	94.682	0.624
	-20	32.91	1.304	0.408	150.191	0.989

Los criterios para elegir el valor de N_s y β_4 corresponden a un número de Mach (tanto absoluto como relativo) por debajo de 0.85 a fin de asegurar condiciones subsónica en todo el rotor, a un ángulo α_4 no tan cercano ni a 90° ni a 0° a fin de evitar complicaciones

en el diseño de las toberas en el estator y a un valor de $\frac{C_{m4}}{U_4}$ entre 0.25 y 1. La razón de estos valores es la de evitar triángulos de velocidad con componentes tangenciales de la velocidad absoluta $C_{\theta 4}$ muy grandes y además mantener dimensiones geométricas realistas para la etapa de manufactura ya que las dimensiones de la velocidad están asociadas directamente con las dimensiones geométricas.

A continuación se describe un análisis del comportamiento de los parámetros cinemáticos a la entrada del rotor de acuerdo a los resultados de análisis realizados, los cuales se muestran en la Tabla 3.7 y en la Fig. 3.14.

Para α_4 se observa como su valor incrementa conforme el valor absoluto de β_4 aumenta así como cuando N_s aumenta, así como también conforme el valor de N_s disminuye, sin embargo es mayor la influencia de N_s en el incremento de α_4 siendo que al variar β_4 de -40° a -20° el valor de α_4 tiene una variación de entre 8° y 24° para cualquier valor de N_s mientras que cuando N_s varía entre 0.6 y 0.714, la variación de α_4 es de entre 27° y 42° para cualquier valor de β_4 .

Para Ma_4 se observa que incrementa su valor conforme N_s aumenta, y además se obtienen menores valores de este parámetro cuando el valor absoluto de β_4 es mayor. En lo que respecta a Ma_{4rel} , su valor incrementa ligeramente conforme el valor absoluto de β_4 disminuye para cualquier N_s , sin embargo entre mayor es N_s su valor incrementa aun que en el rango analizado de N_s su valor siempre se mantiene por debajo de 0.5

En cuanto a C_{m4} se observa que conforme N_s se incrementa, también lo hace C_{m4} y su variación con respecto a β_4 corresponde a aumenta si el valor absoluto de β_4 disminuye.

En la Fig. 3.16 se muestran los triángulos de velocidad de acuerdo al valor de N_s y β_4 mostrados en la Tabla 3.7. La escala empleada es la misma en ambos ejes a fin de permitir observar sin distorsiones la geometría de estos triángulos, sobre todo lo correspondiente a su altura, que corresponde a C_{m4} .

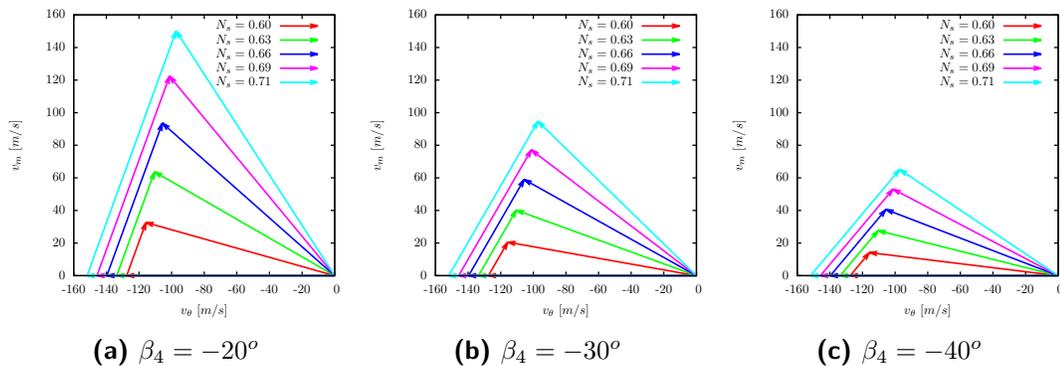


Figura 3.16: Triángulos de velocidad para diferentes N_s y β_4

De acuerdo a los criterios de elegibilidad de N_s y β_4 se decide emplear los siguientes valores para continuar con el diseño, sabiendo que satisfacen los requerimientos cinemáticos de diseño.

$$N_s = 0.628 \quad \beta_4 = 30^\circ$$

3.2.2. Cálculo de dimensiones del rotor de la turbina

Con los valores de N_s y β_4 definidos, se lleva a cabo el cálculo de las dimensiones de la entrada y salida de la turbina utilizando los parámetros λ y ξ como variables independientes en los intervalos definidos en la metodología del capítulo anterior. Aplicando las restricciones de ϵ y $\frac{r_{5t}}{r_4}$, la región de combinaciones λ - ξ que satisfacen dichas restricciones se muestran en la Fig. 3.17

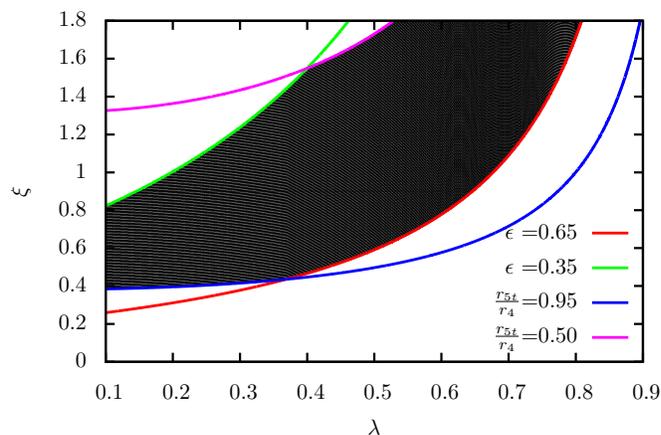


Figura 3.17: Región que satisface las restricciones geométricas mínimas para la geometría del rotor en función de λ y ξ

Para seleccionar la combinación λ - ξ apropiada dentro de la región acotada a través de las restricciones establecidas se analizan los resultados de acuerdo a la metodología descrita en la sección 2.2.3. En las Figs. 3.18, 3.19 y 3.20 se muestra el comportamiento de los parámetros β_5 , $\frac{b_4}{b_5}$ y ϕ respectivamente, esto permite estimar los valores de λ y ξ que muestren el mejor comportamiento de estos parámetros en la región susceptible de selección.

Lo que se busca de estos tres parámetros mencionados anteriormente es lo siguiente:

- El valor de β_5 debe ser lo más agudo posible a fin de disminuir el bloqueo generado por los álabes a la salida del rotor
- El valor de ϕ debe ser lo más cercano a la unidad sin que su valor sea mayor a este valor[54]
- El valor de $\frac{b_4}{b_5}$ debe encontrarse por debajo de 0.5 a fin de que la expansión producida por el cambio en la densidad del fluido de la entrada a la salida del rotor no produzca condiciones de velocidad elevadas a la salida del rotor.

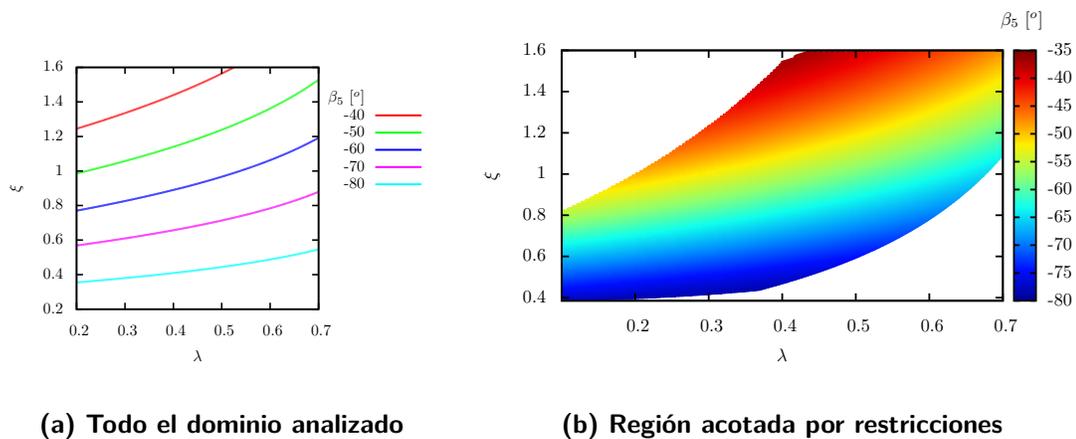


Figura 3.18: Comportamiento de β_5 en función de λ y ξ

En la Tabla 3.8 se muestran las combinaciones de λ y ξ que son candidatas a fungir como las seleccionadas para definir la geometría del rotor. Esta decisión se toma de acuerdo al comportamiento de los parámetros mencionados anteriormente

La geometría obtenida con la combinación $\lambda = 0.3$ y $\xi = 1.237$ muestra un buen desempeño de acuerdo a los criterios de selección enunciados en el capítulo anterior ya que el ángulo β_5 es suficientemente agudo, el valor de ϕ se encuentra dentro del rango propuesto por Dixon[57], el valor de ϵ también cumple con los rangos definidos en la metodología, así como también lo hace el valor de $\frac{b_4}{b_5}$.

3.2.3. Perfiles meridionales del álabe

Para definir el perfil meridional se analizan valores cercanos a $\lambda = 0.3$ y $\xi = 1.237$ que se encuentren dentro de la región seleccionable de la Fig. 3.17. Sabiendo que algunos

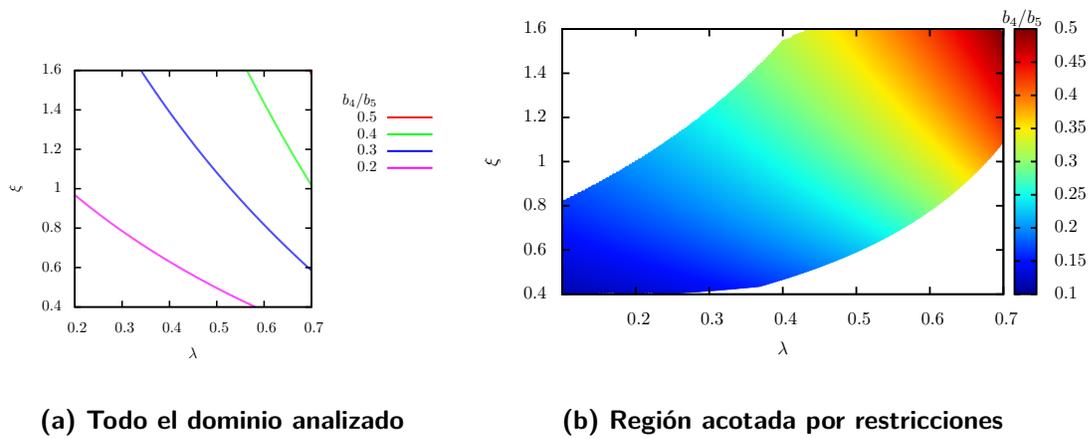


Figura 3.19: Comportamiento de $\frac{b_4}{b_5}$ en función de λ y ξ

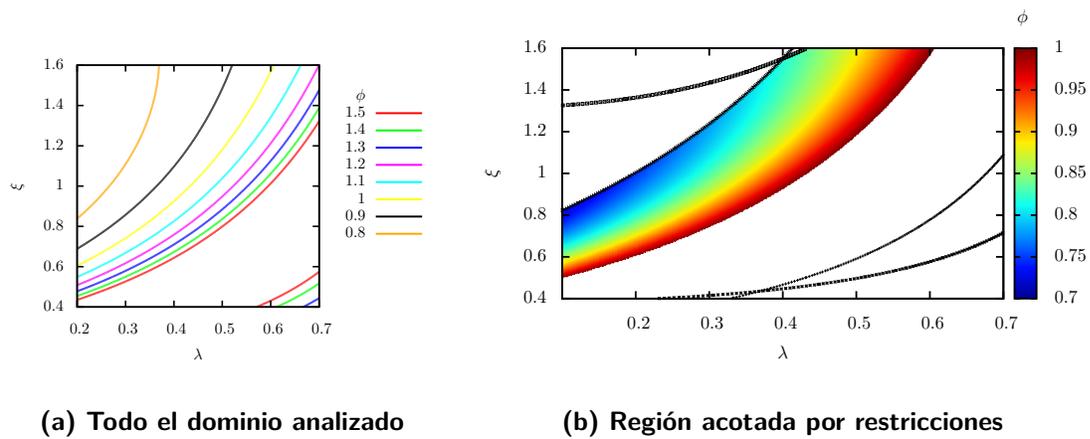


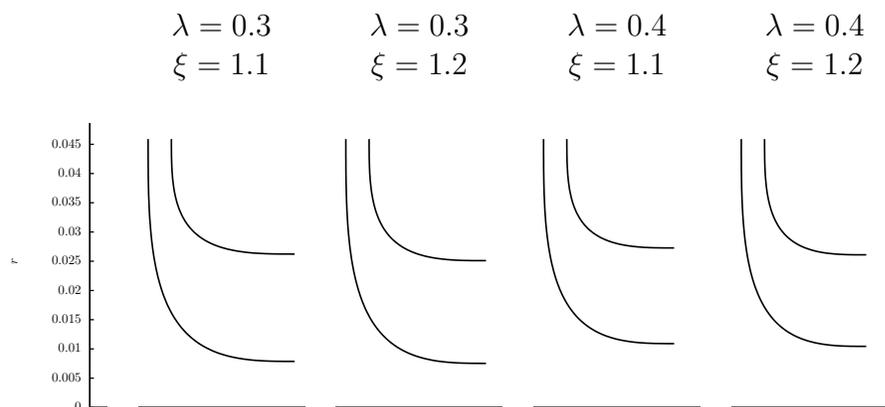
Figura 3.20: Comportamiento de ϕ en función de λ y ξ

de los parámetros de selección pueden alcanzar valores más cercanos a los deseados de acuerdo a lo establecido en la metodología de diseño del capítulo anterior. En la Fig. 3.21 se muestran 4 perfiles meridionales para el mismo número de combinaciones de λ y ξ y en la Tabla 3.9 se muestran los parámetros geométricos y cinemáticos correspondientes

Tabla 3.8: Condiciones cinemáticas y geométricas

λ	ξ	ϵ	$\frac{r_{5t}}{r_4}$	$\frac{b_4}{b_5}$	ϕ	β_5
0.3	0.618	0.50	0.769	0.177	1.199	-69.612
0.4	0.768	0.50	0.714	0.222	1.184	-65.222
0.5	0.980	0.50	0.667	0.285	1.160	-59.492
0.4	0.467	0.65	0.928	0.171	6.350	-77.806
0.5	0.591	0.65	0.867	0.219	4.506	-74.712
0.3	1.237	0.35	0.539	0.252	0.780	-43.275
0.4	1.549	0.35	0.500	0.317	0.818	-36.937

empleados para la construcción de dichos perfiles a través de curvas de Bezier, a fin de seleccionar dentro de estos 4 al que mejores condiciones geométricas presente (β_5 , ϕ y $\frac{b_4}{b_5}$).

**Figura 3.21: Perfiles meridionales para diferentes valores de λ y ξ**

De acuerdo a los criterios de selección descritos en la metodología del capítulo anterior se eligen los siguiente valores para definir la configuración geométrica y los perfiles meridionales del rotor para esta aplicación de ORC. Esto debido al buen comportamiento que muestran para los parámetros β_5 , ϕ y $\frac{b_4}{b_5}$

$$\lambda = 0.4 \quad \xi = 1.1$$

Tabla 3.9: Parámetros de los rotores elegidos como candidatos la turbina ORC según λ y ξ

λ	ξ	ϵ	ϕ	$\frac{b_4}{b_5}$	β_5
0.3	1.1	0.371	0.802	0.238	-48.328
0.3	1.2	0.355	0.784	0.249	-44.582
0.4	1.1	0.416	0.899	0.267	-51.521
0.4	1.2	0.398	0.866	0.279	-47.817

En la Fig. 3.22 se muestra la geometría del rotor en un plano meridional mientras que en la Tabla 3.10 se muestran las dimensiones geométricas correspondientes.

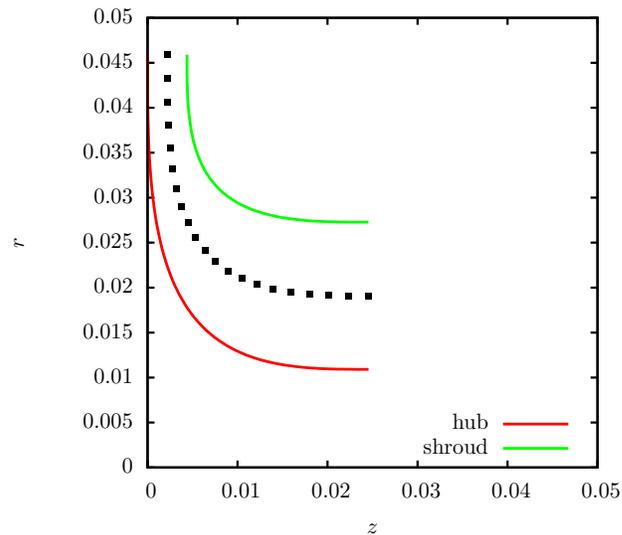


Figura 3.22: Perfiles meridionales de la raíz , la punta y la altura media del álabe

3.2.4. Línea de comba del álabe

Para definir por completo la geometría del rotor es necesario conocer la curvatura de álabe a lo largo del rotor. Esta curvatura del álabe tiene el objetivo de modificar la dirección del flujo mientras éste se desarrolla a lo largo del rotor. Del diseño preliminar del rotor se sabe que a la entrada del rotor la dirección de la velocidad relativa del flujo

Tabla 3.10: Dimensiones del rotor de acuerdo a la selección de λ y ξ

Dimensión	Valor	Unidades
r_4	45.89	mm
b_4	4.37	mm
r_{5t}	27.27	mm
r_{5h}	10.91	mm
L_Z	24.54	mm
N_R	12	álabes
β_5	-51.52	°
t_4	1.8	mm
t_{5h}	0.91 mm	
t_{5t}	0.46	mm

es de β_4 con un ángulo de álabe 0 a la entrada[54], y se debe asegurar que a la salida del rotor la dirección del álabe coincida con la dirección de la velocidad relativa del flujo β_5 .

Se conoce entonces la dirección que la velocidad del fluido debe cumplir a la salida del rotor, pero nada se sabe sobre el comportamiento de ésta durante su trayectoria dentro del rotor. Es entonces este comportamiento el que se debe resolver para definir la geometría que el álabe debe presentar para satisfacer la dirección de la velocidad del fluido.

De acuerdo a la metodología descrita en el capítulo anterior, la definición de β a lo largo del rotor se lleva a cabo con curvas de Bezier fijando los puntos de anclaje inicial y final con 0 y β_5 respectivamente y el número de puntos de anclaje depende del orden de la curva de Bezier. Según la Ec. (2.96) dependiendo del orden de la curva de Bezier existen un cierto número de curvas que se pueden construir para satisfacer los puntos de anclaje siendo que para curvas de Bezier de orden 3, 4 y 5 se tienen 16, 125 y 1296 curvas respectivamente. En las Figs. 3.23, 3.24 y 3.25 se muestran las combinaciones posibles de $\beta(m)$ con curvas de Bezier de orden 3, 4 y 5 respectivamente.

Se decide utilizar las curvas de Bezier de tercer orden para definir el comportamiento de β a lo largo de la dirección meridional m , por lo que son 16 las configuraciones que deben ser analizadas. Esto permite estudiar la relación entre la configuración geométrica del álabe (de acuerdo a la variación de β con respecto a m) y el desempeño fluido-dinámico, para que así, se pueda establecer una metodología de selección geométrica en función del desempeño del rotor para analizar curvas más complejas.

Una vez que las curvas que definen la variación de β a lo largo del rotor en la altura

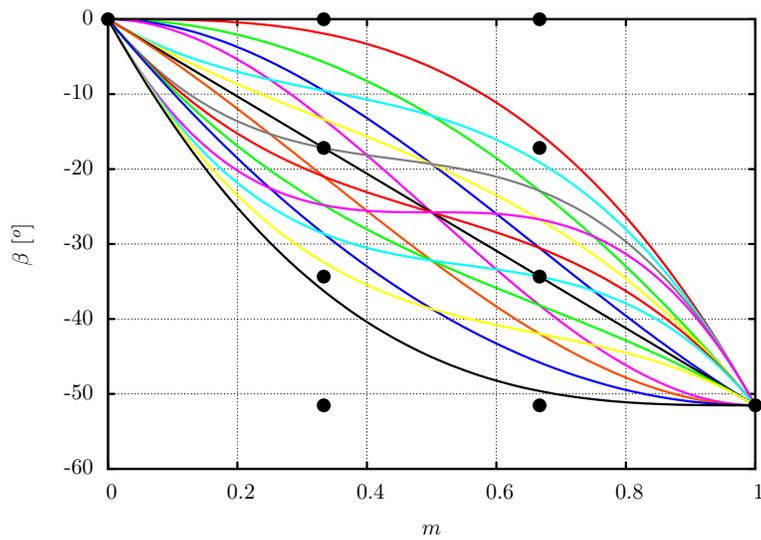


Figura 3.23: Variación de β a lo largo de m con curvas de Bezier de tercer orden

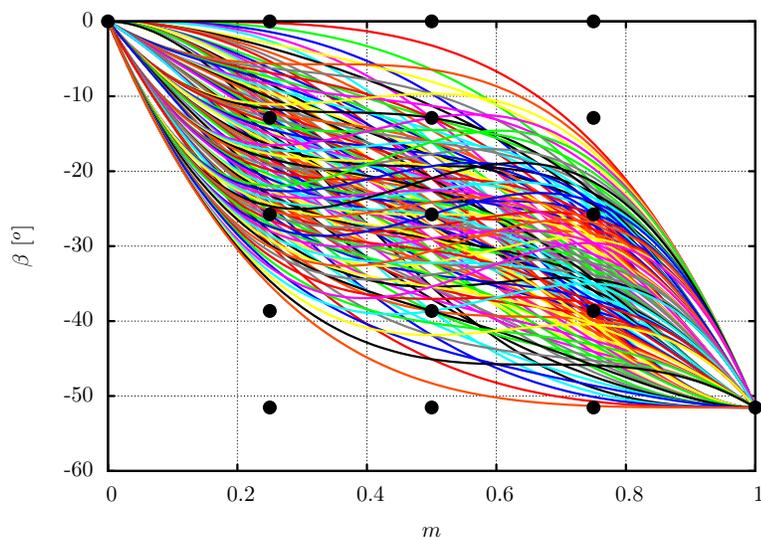


Figura 3.24: Variación de β a lo largo de m con curvas de Bezier de cuarto orden

media del álabe son conocidas, se debe calcular la coordenada θ en la cual la línea de comba de álabe se ubica dentro del rotor. Para lograr esto se necesita la posición radial en donde se quiere conocer la posición del álabe. De los datos calculados para la definición de los perfiles meridionales se conoce la posición radial a lo largo de la coordenada meridional

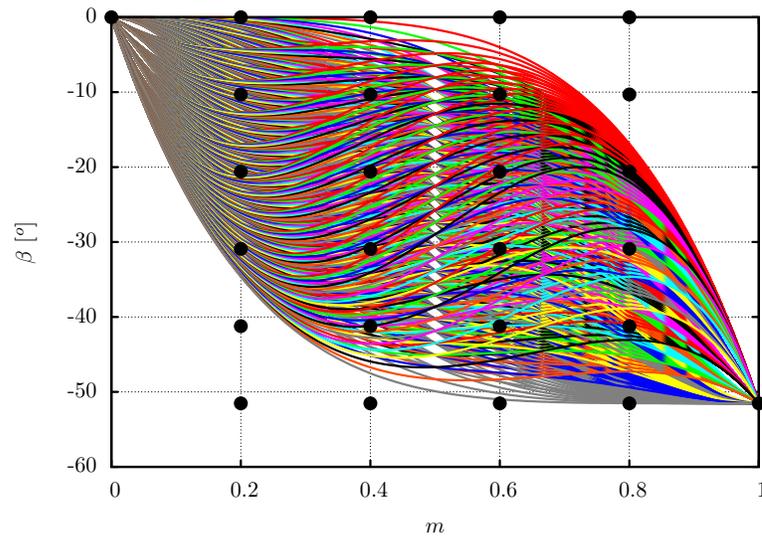


Figura 3.25: Variación de β a lo largo de m con curvas de Bezier de quinto orden

para la raíz, la punta y la altura media del álabe como se muestra en la Fig. 3.26.

En las Figs. 3.27 y 3.28 se muestran las 16 curvas $\beta(m)$ y respectivamente su curva correspondiente $\theta(m)$ calculada de acuerdo a la Ec. (2.97) utilizando la altura media del álabe (línea azul en la Fig. 3.26).

Para definir por completo la geometría del rotor y por lo tanto el dominio del fluido sobre el cual se lleva a cabo el análisis CFD, se utiliza el mismo valor de θ calculado para la altura media de álabe tanto en la raíz como en la punta (ver Fig. 3.26). De esta manera se define por completo la geometría de un canal de flujo en el rotor. Para definir geoméricamente los restantes canales, simplemente se modifica la coordenada angular θ dependiendo del número de álabes en el rotor, es decir, para un rotor de n álabes se utilizan las mismas coordenadas r, z y la coordenada θ viene a ser $\theta + \frac{360}{n}$.

En las Figs. 3.29 a la 3.30 se muestran las geometrías de los rotores que corresponden a las líneas de comba 12 y 13. Los 16 rotores definidos por las líneas de comba calculadas son analizados en su comportamiento fluido-dinámico a través de cálculo numérico. La única diferencia entre los rotores analizados es la manera en como el álabe logra llevar la dirección del fluido de trabajo de β_4 en la entrada del rotor a β_5 a la salida del mismo.

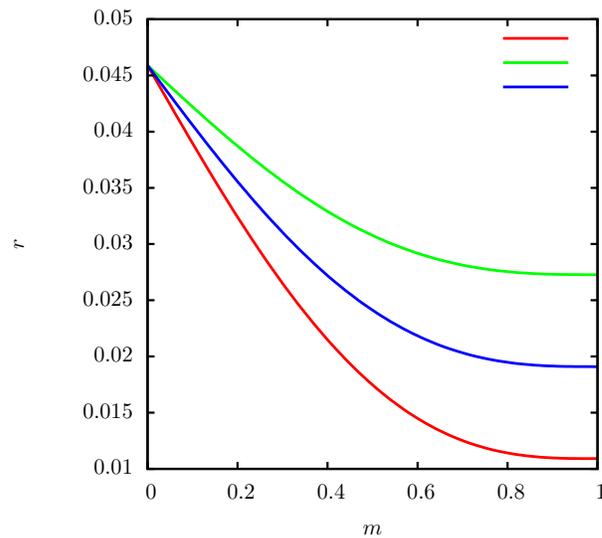


Figura 3.26: Variación de la posición radial de la raíz, punta y altura media del álabe con respecto a la coordenada meridional

3.3. Análisis CFD

Para cada una de las 16 configuraciones geométricas correspondientes a las 16 líneas de comba para definir el perfil del álabe se lleva a cabo un análisis numérico para determinar el comportamiento detallado del flujo en el rotor durante la operación del mismo. Conociendo la distribución de las variables de campo es posible definir y cuantificar la influencia que tiene la geometría del álabe en el desempeño de la turbina y de esta forma seleccionar la que mejores resultados presente.

Partiendo de las 16 configuraciones del rotor, el procedimiento para el análisis numérico descrito en el capítulo anterior consiste en tres etapas: preprocesamiento, solución y postprocesamiento.

3.3.1. Discretización del dominio

En el preprocesamiento se discretiza el dominio del fluido en pequeños elementos sobre los cuales se resuelven las ecuaciones de gobierno. Para lograr esto y además asegurar los mismos criterios de discretización, se utiliza la misma topología, los mismos métodos y los mismos parámetros de discretización para las 16 configuraciones de rotor.

Utilizando el software *TurboGrid* se emplea la topología definida como *ATM Optimized* la cual divide una superficie de span constante en diferentes regiones para realizar el

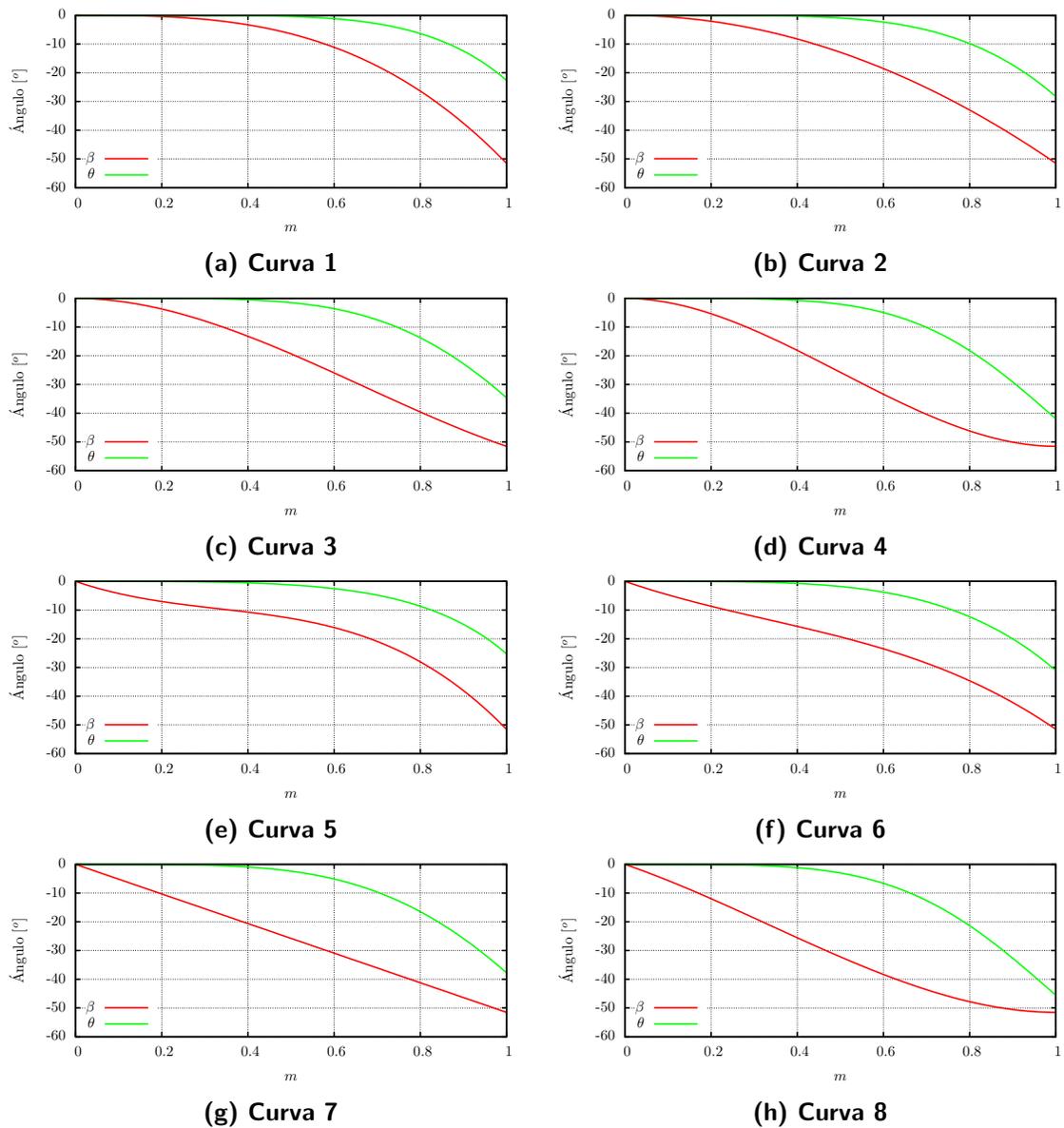


Figura 3.27: Comportamiento β θ de las líneas de comba del álabe 1 a 8

mallado del dominio como se muestra en la Fig. 2.14. Bajo esta topología es necesario definir algunos parámetros que regulan el tamaño de los elementos, así como el refinamiento correspondiente a la capa límite en la cercanía del álabe y de las paredes superior

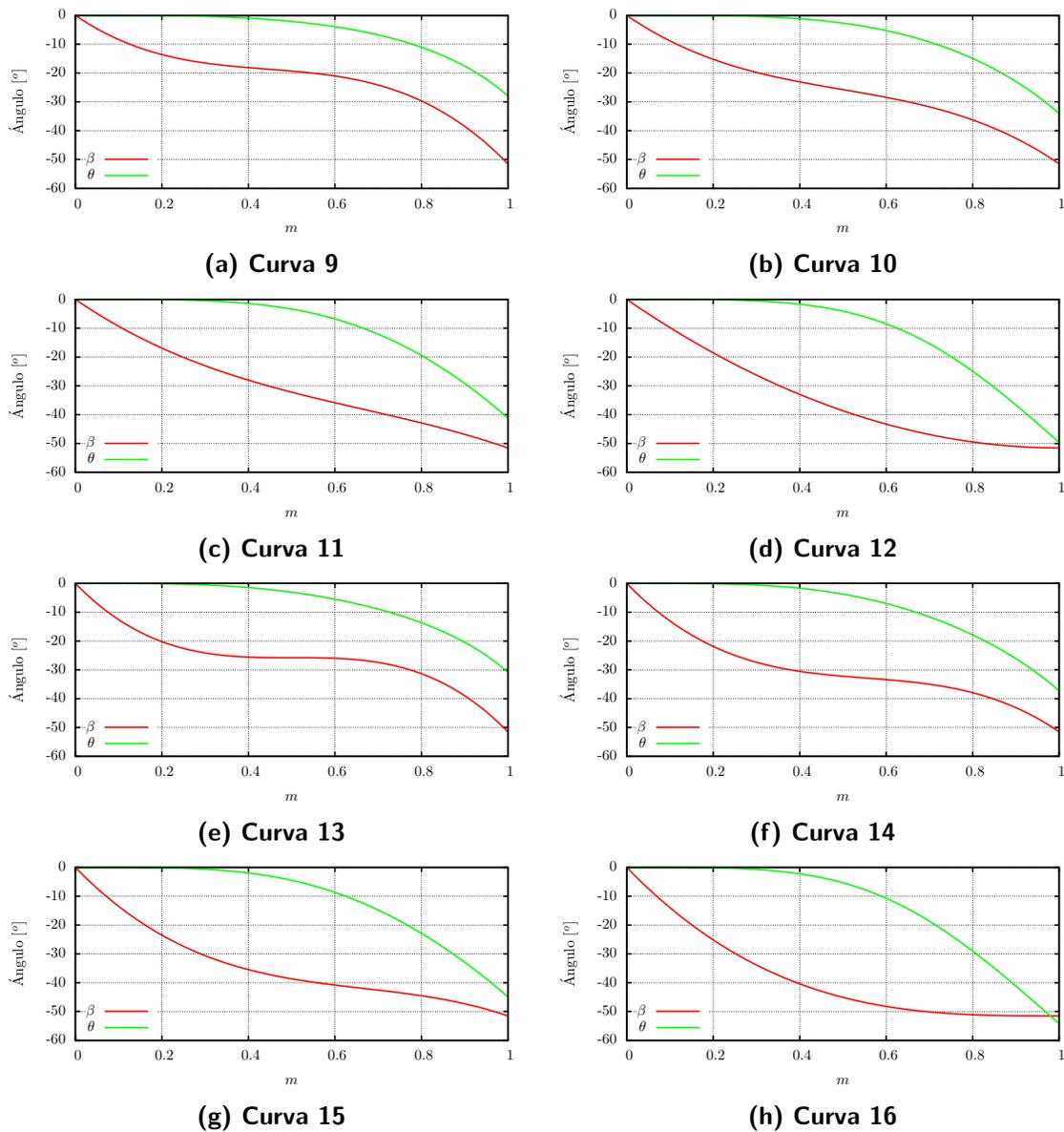


Figura 3.28: Comportamiento β θ de las líneas de comba del álabe 9 a 16

e inferior. Estos parámetros se muestran en la Tabla 3.11

Una vez definidos estos parámetros se obtiene un mallado del dominio del fluido que satisface los límites geométricos establecidos como aceptables en los elementos mostrados

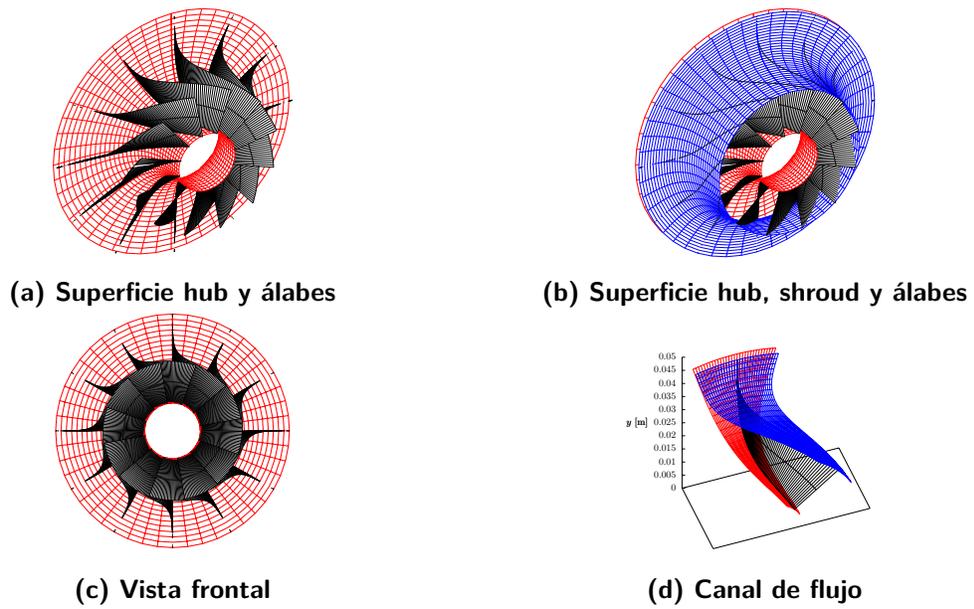


Figura 3.29: Diseño del rotor 12

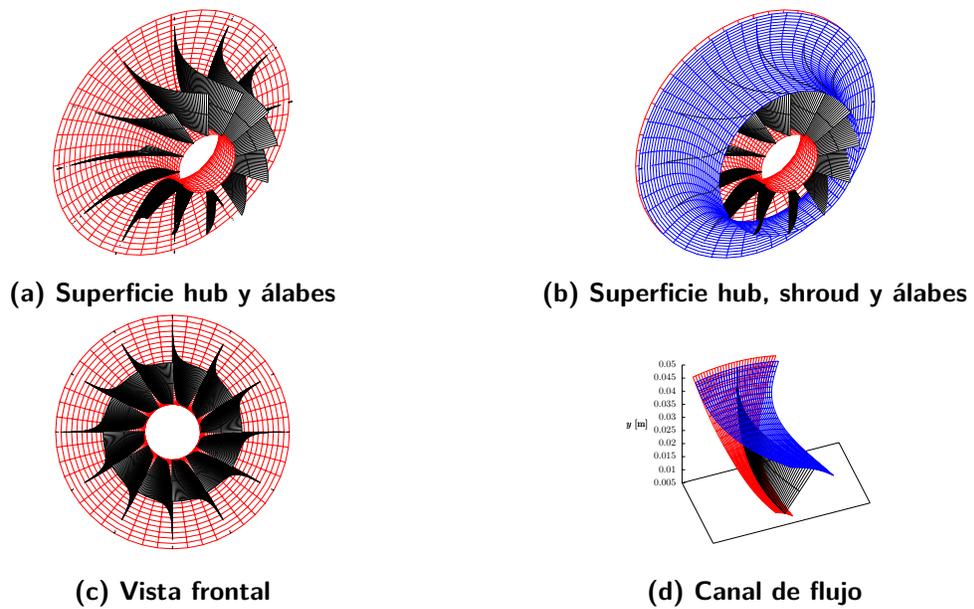


Figura 3.30: Diseño del rotor 13

Tabla 3.11: Parámetros para la definición del mallado en TurboGrid

Mesh Size	
Método	Global Size Factor
Factor de tamaño	1.3
Capa límite	
Factor base	0.5
Factor de proporción	3
Passage	
Método	Element Count and Size
# de elementos	90
Elementos cercanos a la pared	9.6×10^{-5} m
Inlet/Outlet	
Tipo de malla	H-Grid
# de elementos (entrada)	5
# de elementos (salida)	30

en la Tabla 2.4. En la Fig. 3.31 se muestra el dominio de rotor 1 discretizado de acuerdo a los parámetros de la Tabla 3.11. Estas condiciones de discretización resultaron en un mallado de 1,302,847 nodos y 1,237,680 elementos.

3.3.2. Condiciones de frontera

En el software *CFX-Pre* se importa el archivo generado en *TurboGrid* y se establecen los parámetros de operación del rotor incluyendo las condiciones de frontera. En la Tabla 3.12 se muestran las propiedades físicas y sus respectivos valores utilizados como condición de frontera, así como la región geométrica del dominio en donde son empleadas. Estos valores son obtenidos a lo largo de este proceso de diseño.

3.3.3. Solución numérica

La solución numérica se llevó utilizando el software *ANSYS INC* en una estación de trabajo con 32 procesadores lógicos Intel(R) Xeon @ 3.10 GHz, un sistema operativo Windows 8 de 64 bits y 32 GB de memoria RAM. El tiempo de computo para cada estudio fue de entre 2 y 2.5 horas.

Para seleccionar la mejor configuración geométrica del álabe del rotor se calcula la

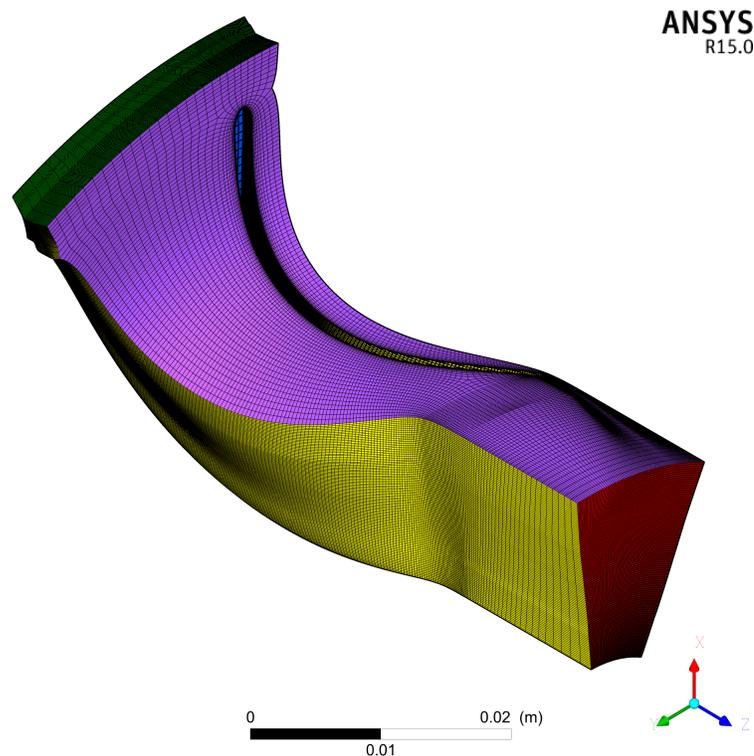


Figura 3.31: Dominio discretizado de acuerdo a los parámetros definidos

variación 3 parámetros a lo largo de la coordenada meridional normalizada del rotor: la eficiencia isentrópica, la generación de entropía y la diferencia entre la dirección de diseño y la dirección real del flujo. En las Figs. 3.32, 3.33, 3.34 y 3.35 se muestra el comportamiento de estas variables respectivamente a lo largo de la coordenada m para las 16 configuraciones analizadas.

Se puede apreciar en la Fig. 3.32 como de manera general para los 16 rotores analizados, la eficiencia isentrópica disminuye, siguiendo un comportamiento similar para todos los rotores estudiados excepto los 1, 8 y 12, los cuales presentan el siguiente comportamiento.

Para el rotor 1 la eficiencia isentrópica desciende rápidamente en el intervalo de 0 a 0.3 de la coordenada meridional, sin embargo a partir de este punto el decremento en su eficiencia es menor con respecto a la coordenada meridional mostrando un comportamiento cuasi-lineal para valores de m entre 0.3 y 0.8. A partir de $m = 0.8$ el decremento en la eficiencia se incrementa hasta llegar a su mínimo en el borde de salida del álabe.

Tabla 3.12: Condiciones de frontera para el dominio de fluido

Entrada	
Presión total	3.873 bar
Temperatura total	330.309 K
Comp axial	0
Comp radial	0.341821
Comp tangencial	-0.939764
Salida	
Presión estática	1.485 bar
Otros	
Velocidad de rotación	2907.01 rad/s
Pared lateral derecha	Periodicidad
Pared lateral izquierda	Periodicidad

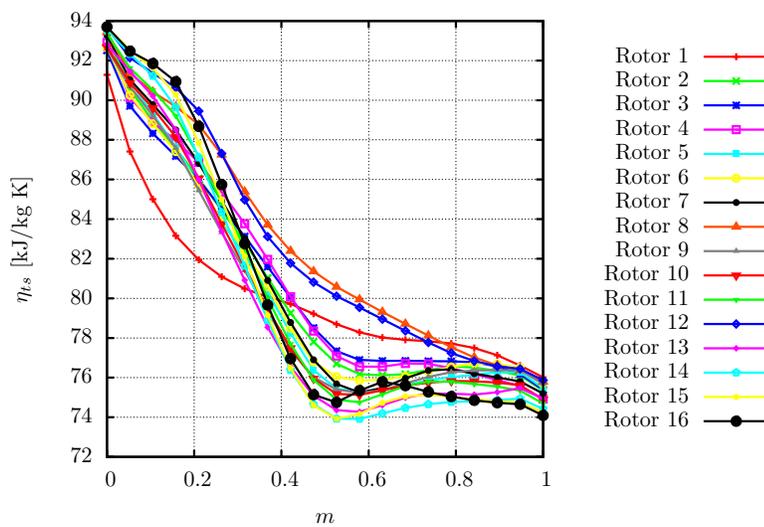


Figura 3.32: Eficiencia isentrópica en los rotores

Para los rotors 8 y 12 se observa un comportamiento más cercano a lo lineal por intervalos, mostrando una caída más acelerada para cuando m se encuentra entre 0.2 y 0.5

Para el resto de los rotors la eficiencia presenta una caída acelerada en el intervalo

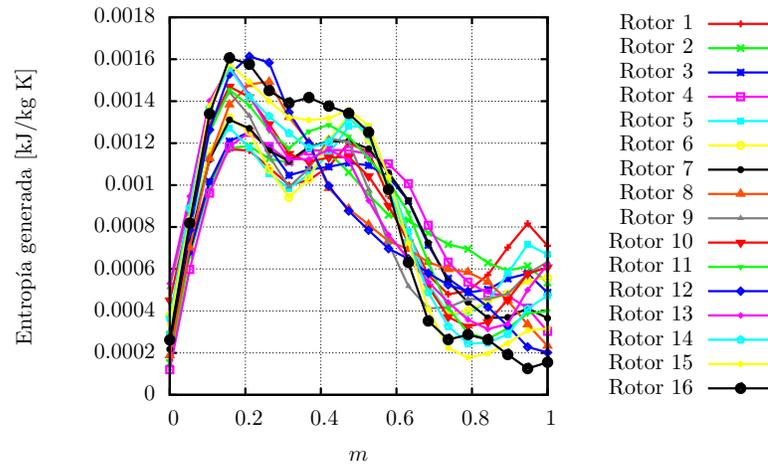


Figura 3.33: Entropía generada en los rotores

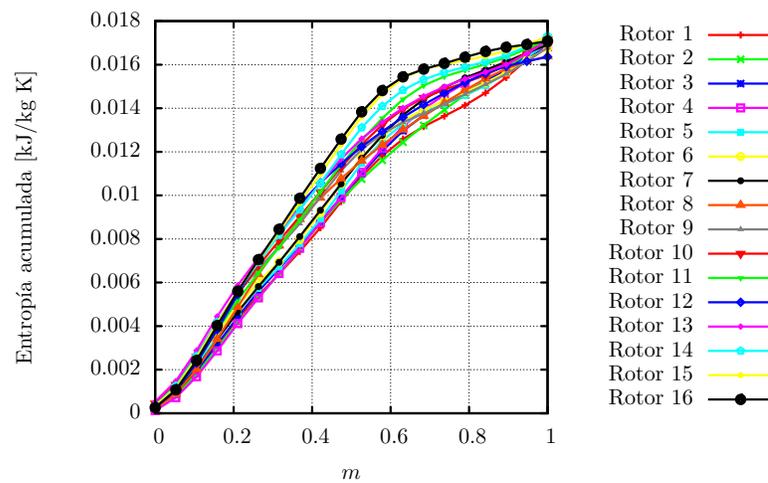


Figura 3.34: Entropía acumulada en los rotores

de m entre 0 y 0.5. Posteriormente, para valores de m entre 0.5 y 0.8 la eficiencia se mantiene constante o incluso se incrementa (producto de la poca entropía generada en esta región), para finalmente en el último recorrido a lo largo del rotor presentar un ligero decremento.

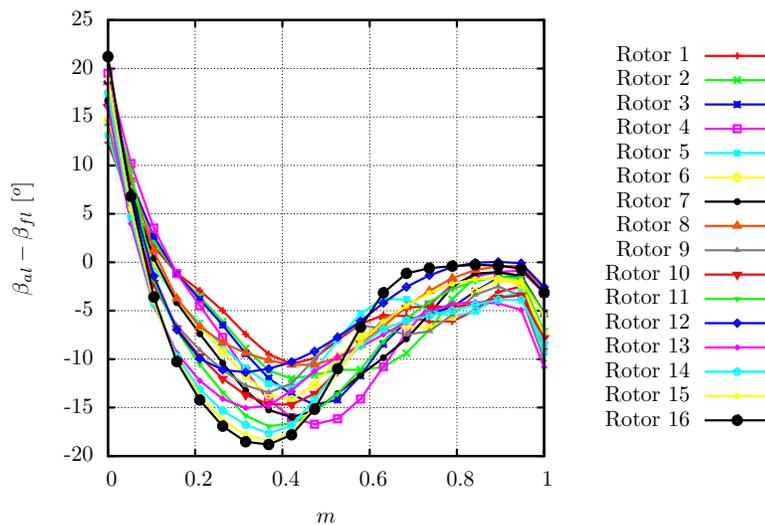


Figura 3.35: Diferencia entre la dirección real del flujo y la dirección de diseño

En la Fig. 3.33 se observa la entropía generada mientras el fluido de trabajo recorre el canal de flujo de cada rotor. De acuerdo a su definición en la Ec. (2.100) se puede observar las regiones del rotor en donde se genera más entropía y por lo tanto en donde se produce mayor pérdida de eficiencia. En general se observa que existe una mayor generación de entropía en el intervalo de m entre 0 y 0.3, y la menor generación de entropía para cuando m va de 0.7 a 1.

Para la entropía acumulada a lo largo del rotor se puede observar en la Fig. 3.34 como el comportamiento de este parámetro es muy similar en todas las configuraciones de rotors analizados, sin embargo debido a que existen intervalos de m en los que existe más entropía generada de acuerdo a la Fig. 3.33, la entropía acumulada durante todo el rotor es mayor en ciertas configuraciones.

Finalmente la variación entre la dirección del flujo de diseño y la dirección real del flujo se muestra en la Fig. 3.35. Aquí se puede observar como para todas las configuraciones analizadas la dirección del fluido al ingresar al rotor mantiene una diferencia importante con la dirección de diseño la cual corresponde a $\beta(m)$. Esto es debido a que se considera una dirección del flujo a la entrada del rotor de 30° con el fin de evitar la formación de flujos secundarios dentro del mismo[54]. También se observa como existen configuraciones que para lograr apegarse a la dirección de diseño a partir de la la disparidad inicial, presentan variaciones de hasta 20° , como es el caso de la configuración 16 para $m \approx 0.4$, mientras que las configuraciones 1 y 12 tiene una variación máxima de aproximadamente 10° la cual ocurre en $m \approx 0.3$ para la configuración 12 y en $m \approx 0.4$ para la configuración

1. Finalmente todas las configuraciones tienden a disminuir la variación entre la dirección real y la dirección de diseño cerca del borde de salida, siendo que en algunos casos como en las configuraciones 8, 12 y 16 esta diferencia es cercana a 0, o en otros casos como en la configuración 13 esta diferencia es cercana a 5°.

En la Tabla 3.13 se muestran los valores totales para cada configuración analizada de los parámetros que determinan su desempeño aerodinámico. Se puede observar que la configuración 12 presenta la mayor eficiencia isentrópica y por lo tanto la menor entropía generada, así como la segunda mejor variación de la dirección real con respecto a la dirección de diseño. Por lo tanto se seleccionó esta configuración. Por otro lado, la eficiencia isentrópica mas baja, que corresponde a la que mayor entropía generó ocurre en la configuración 13 y a esta configuración corresponde la segunda peor variación de la dirección real con respecto a la dirección de diseño. Estos valores corresponden a la salida del rotor y no al borde de salida del álabe, esto con el fin de evaluar el desempeño del rotor completo de acuerdo la Fig. 2.15 y no entre entrada del rotor y borde de salida del álabe (lo cual proporciona información incompleta).

Tabla 3.13: Parámetros para la selección de la configuración del rotor

Rotor	η_{tt} [%]	s_{gen} [J/kg K]	$\Delta\beta_{fl-r}$ [°]
1	74.475	17.993	175.95
2	74.498	17.823	191.98
3	74.220	17.872	195.67
4	74.072	17.665	215.80
5	74.399	17.918	193.90
6	74.099	18.007	202.57
7	74.188	17.809	214.78
8	74.710	17.370	178.20
9	73.585	18.266	216.30
10	73.053	18.445	224.15
11	73.713	17.954	233.48
12	75.000	17.207	177.39
13	72.483	18.677	243.92
14	72.951	18.296	254.17
15	73.207	18.082	241.10
16	73.192	17.858	230.18

Es importante hacer énfasis en que la única diferencia en las configuraciones analizadas es la geometría del álabe, sin que ésta afecte los valores calculados en el diseño preliminar de la dirección inicial y final del fluido en el rotor.

En la Fig. 3.36 se muestra la variación de los parámetros de desempeño de la configuración 12 y 13 así como la curva $\beta(m)$ y $\theta(m)$. De esta manera se puede conocer la influencia de éstas últimas con el desempeño de rotor.

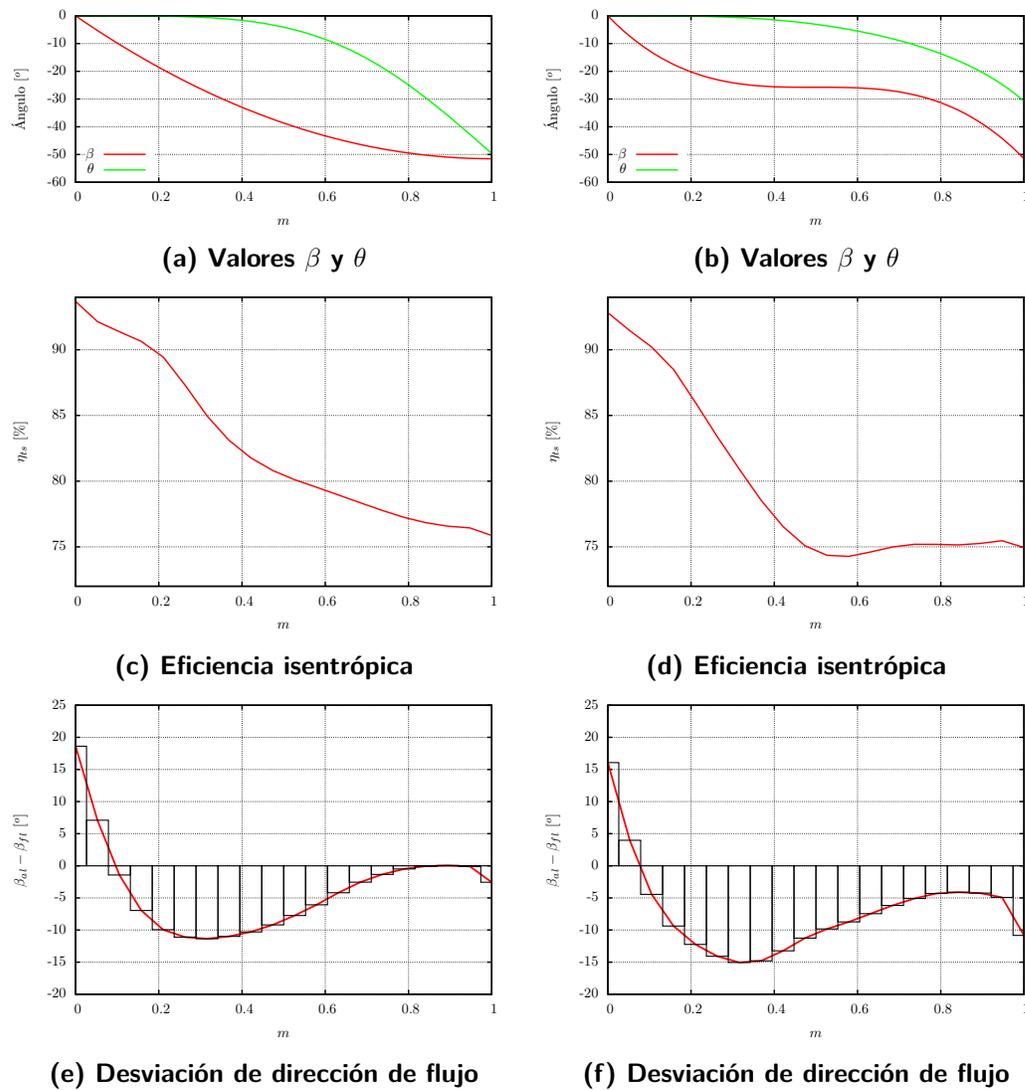


Figura 3.36: Parámetros de desempeño para el rotor con mayor y menor eficiencia.

Comportamiento aerodinámico de la configuración 12

A continuación se muestra a través de gráficas de contorno y de perfiles, la variación de las propiedades de campo del rotor seleccionado. El análisis del comportamiento de las propiedades de campo como los vectores de velocidad, la distribución de presión, el número de Mach entre otras permite localizar regiones específicas donde existen pérdidas energéticas, por lo que entender la naturaleza de estos posibles fenómenos comienza a identificarlos.

En las Fig. 3.37, se muestra la distribución de la presión a lo largo del álabe para los spans de 20, 50 y 80. Se puede observar como la distribución de la presión es la misma para los 3 spans mostrados en el lado presión del álabe, mientras que en el lado succión se observa el mismo comportamiento pero con magnitudes diferentes para los 3 spans mostrados.

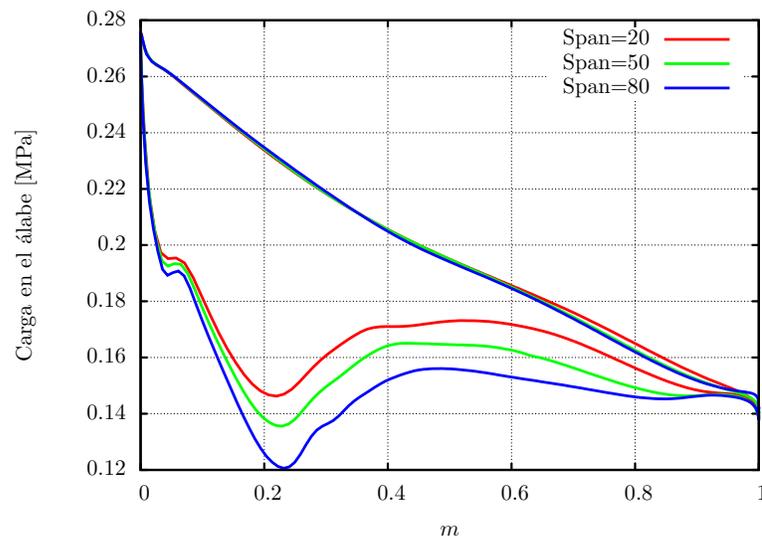


Figura 3.37: Carga en el álabe en 3 diferentes spans

Este comportamiento uniforme de la distribución de presión en el álabe ocasiona que la mayor fuerza que produce el torque en el rotor ocurra en $m \approx 0.2$ y esa fuerza es mayor a medida que el span incrementa, debido a la baja presión en el lado succión. Al ocurrir la mayor fuerza a una mayor altura del álabe esto es benéfico para el torque producido, sin embargo incrementa los esfuerzos mecánicos en la raíz del álabe. En la Fig. 3.38 se muestran los contornos de presión en ambos lados del álabe permitiendo observar con mayor detalle lo que ocurre en la Fig. 3.37.

El comportamiento de la velocidad a lo largo del rotor se muestra en las Figs. 3.39,

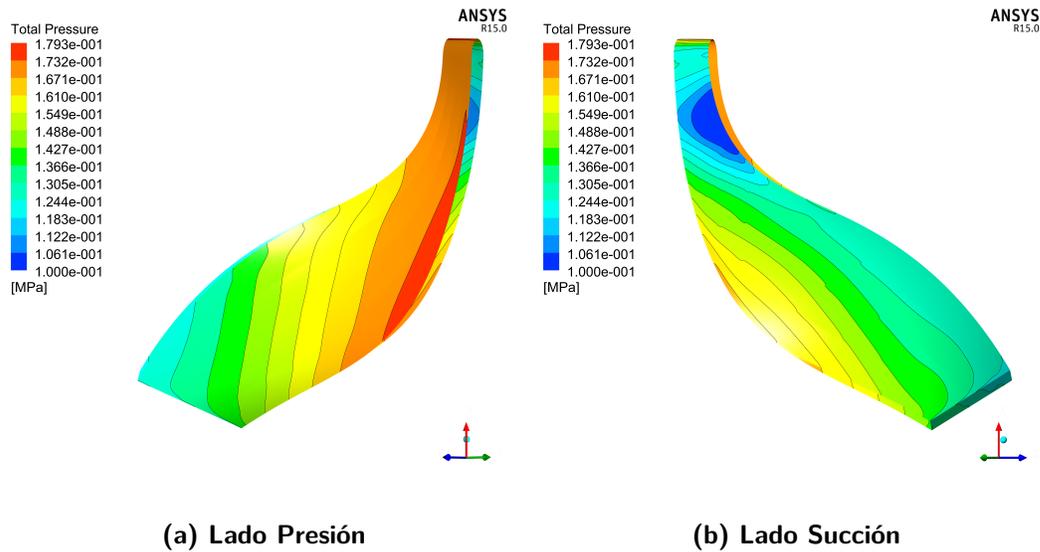


Figura 3.38: Contornos de presión en la superficie del álabe

3.40 y 3.41 para spans de 20,50 y 80 respectivamente. Se puede observar como el flujo en general sigue la dirección establecida por la comba del álabe en cualquier altura y no hay formación de recirculaciones ni flujos secundarios. Esto influye para que la distribución de presiones sea uniforme en el álabe.

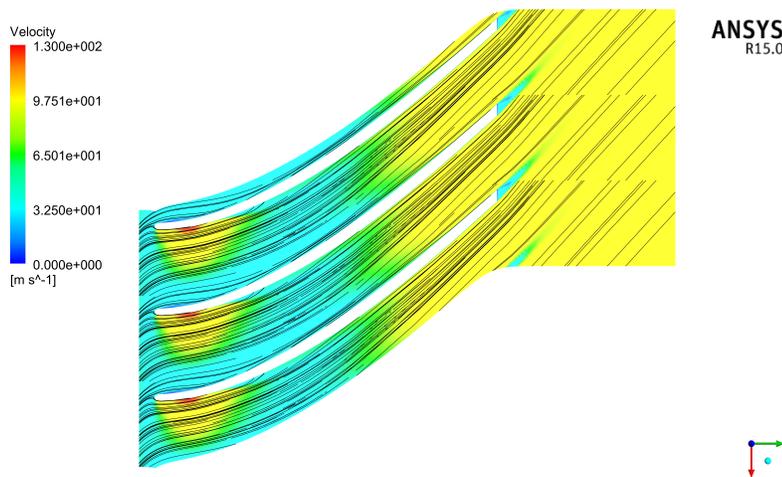


Figura 3.39: Velocidad relativa del fluido para span=20

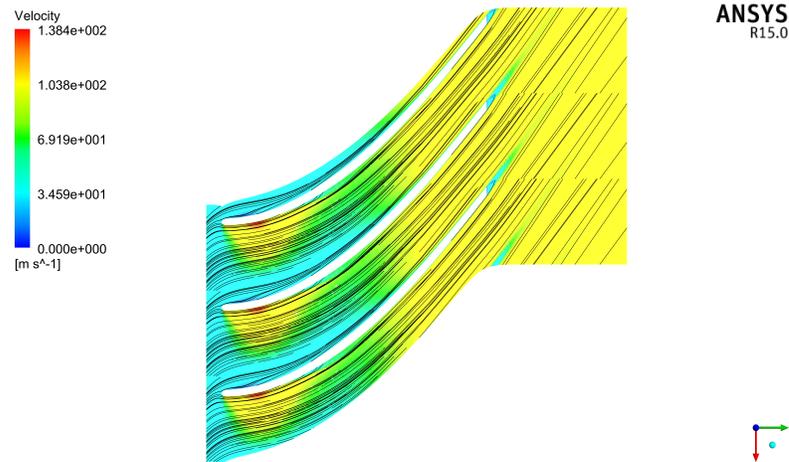


Figura 3.40: Velocidad relativa del fluido para span=50

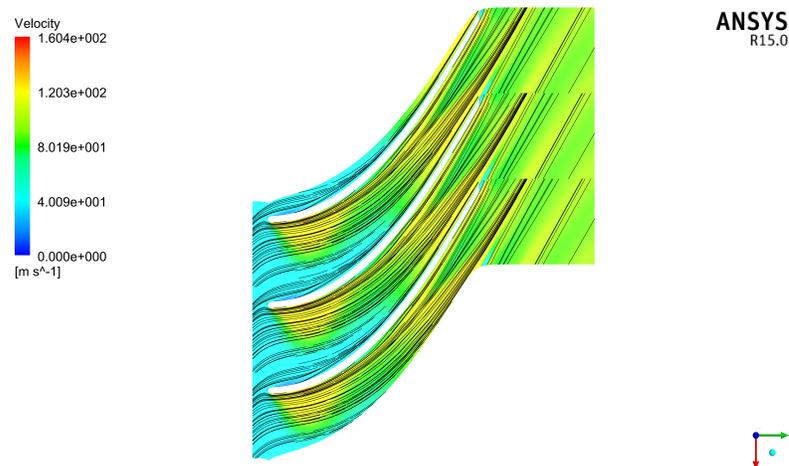


Figura 3.41: Velocidad relativa del fluido para span=80

En la Fig. 3.42 se muestran las líneas de corriente en todo el canal de flujo entre dos álabes siguiendo la tendencia que se muestra en las Figs. 3.39, 3.40 y 3.41. Sin embargo, en esta vista tridimensional se puede observar como de igual manera la componente radial se mantiene en el mismo span a lo largo del recorrido de fluido por el rotor.

Las condiciones en el borde de salida del álabe son muy importantes ya que de acuerdo a las condiciones de frontera del análisis numérico, a la entrada del rotor se tienen condiciones uniformes en lo que se refiere a velocidad, presión y temperatura.

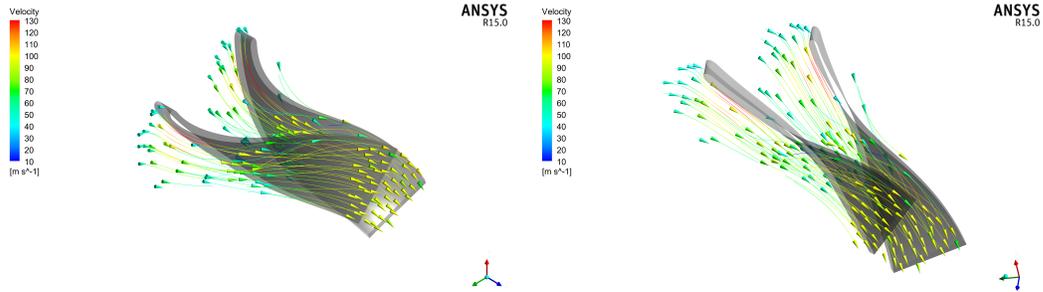


Figura 3.42: Líneas de corriente en el canal de flujo

Es interesante conocer que tanta variación hay en la región correspondiente a un corte transversal a la altura del borde de salida del álabe. En las Figs. 3.43, 3.44, 3.45 y 3.46 se muestran estas variables en la región mencionada, y se puede observar como para la presión tiene una variación de 0.5 bar, sin embargo esto se debe a que a la altura de la punta del álabe existe un gradiente de presión elevado entre el lado presión y el lado succión del álabe. Sin contar esta variación, se puede observar que existe una distribución uniforme de la presión en el borde de salida del rotor. En lo que respecta a la temperatura, la variación que existe en la región del borde de salida es de 6 K, siendo una variación pequeña debida a la variación de la velocidad del fluido en las región cercana a la superficie del álabe.

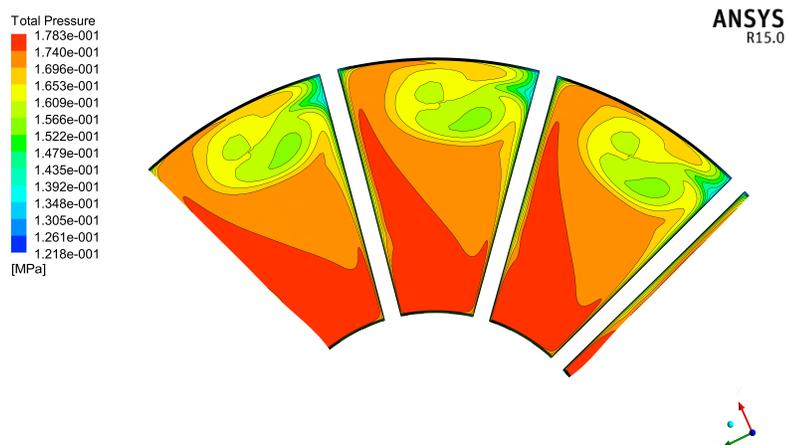


Figura 3.43: Distribución de presión en el borde de salida del rotor.

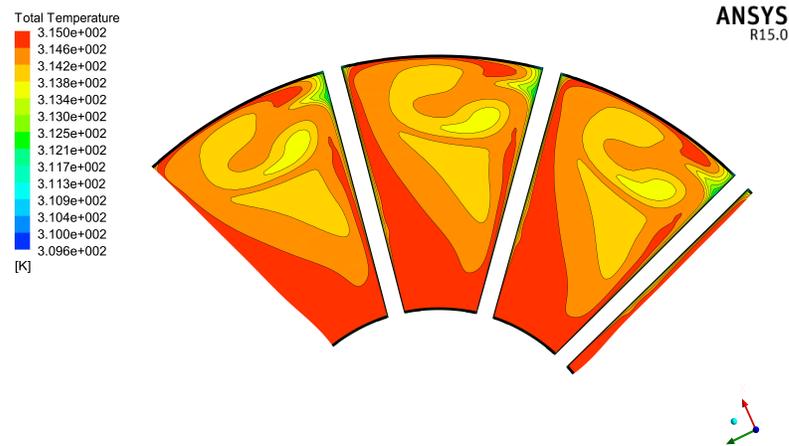


Figura 3.44: Distribución de temperatura en el borde de salida del rotor.

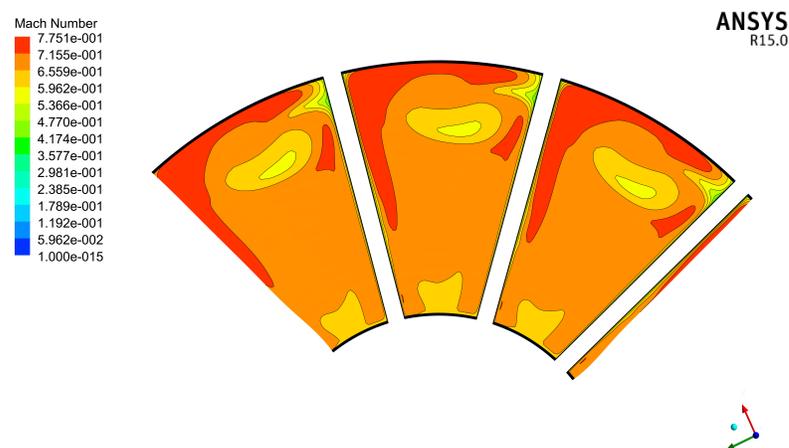


Figura 3.45: Distribución del número de Mach relativo en el borde de salida del rotor.

La variación de el número de Mach y la velocidad relativa del flujo a la entrada y a la salida del rotor a lo largo de la coordenada angular ubicada en la altura media del álabe (ver Fig. 2.17) se puede observar en las Figs 3.47 y 3.48 respectivamente.

Se puede observar como el número de Mach se mantiene prácticamente constante del lado presión al lado succión teniendo variaciones en las cercanías con estas regiones debido a la condición de no deslizamiento que dicta una velocidad 0 en las superficies sólidas. De la misma manera en la Fig. 3.48 se observa como a la entrada del rotor

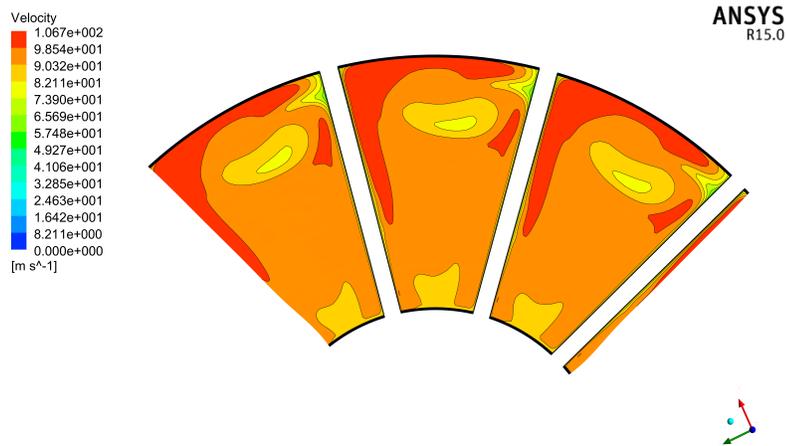


Figura 3.46: Distribución de velocidad relativa en el borde de salida del rotor.

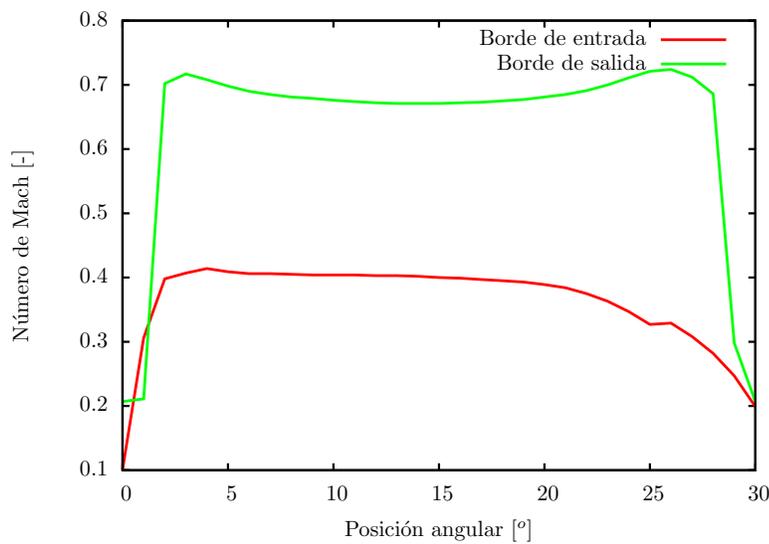


Figura 3.47: Número de Mach relativo a la altura del borde de entrada y salida del rotor

la componente axial de la velocidad casi 0 en todas las posiciones angulares, mientras que a la salida la componente radial se encuentra presente de manera significativa y es principalmente negativa, es decir, apunta hacia el eje del rotor.

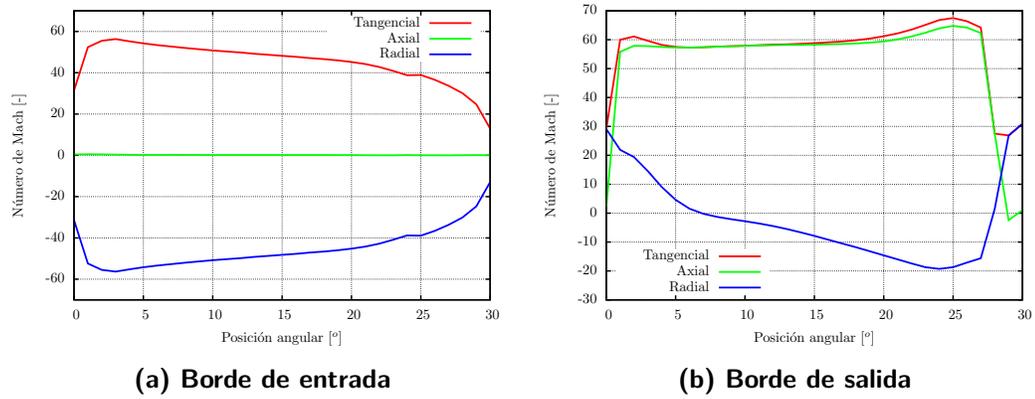


Figura 3.48: Componentes de velocidad relativa a la altura del borde de entrada y salida del rotor

4

Conclusiones y recomendaciones

De acuerdo a lo descrito en los capítulos anteriores, del presente trabajo se puede concluir lo siguiente respecto al diseño de un sistema ORC operando con radiación solar en un lugar de Temixco, Morelos como fuente energética y al diseño de la turbina de este mismo sistema:

4.1. Diseño del sistema ORC

- Para lograr la operación más eficiente del sistema y además lograr mantener condiciones subsónicas en la turbina y un sobrecalentamiento mínimo a la salida de la turbina se requiere que el sistema opere con R245fa como fluido de trabajo, una relación de presiones de 2.745, un sobrecalentamiento de 1.98 K a la entrada de la turbina y un flujo másico de 0.678 kg/s.
- La eficiencia térmica del ciclo bajo las condiciones calculadas es de 3.347 %
- La configuración del sistema energético propuesta incluye una válvula reguladora de caudal a la salida de la bomba para mantener las condiciones termodinámicas constantes a pesar de la variación de la radiación solar. Además, dos tanques de almacenamiento aseguran la disponibilidad del fluido durante la operación del ORC y un flujo másico constante en la turbina.
- Limitar los valores permitidos del número de Mach a la entrada de la turbina y el grado de sobrecalentamiento a la salida de la turbina permite realizar un diseño integral en donde los parámetros de operación P_R y oh son restringidos. De los valores P_R y oh permitidos es posible seleccionar la condición óptima de operación siendo esta la que presente mayor eficiencia térmica y menor flujo másico.

4.2. Diseño de la turbina radial

- Utilizando únicamente a la relación de velocidades meridionales a la entrada y la salida del rotor ξ y la relación de alturas del álabe a la entrada y a la salida λ como variables independientes se lleva a cabo un dimensionamiento de la turbina.
- La metodología de diseño propuesta delimita una región de configuraciones geométricas posibles (en función de λ y ξ). De esta región el método de selección propuesto arroja como máximo 9 combinaciones de posibles de λ y ξ las cuales el diseñador puede elegir de acuerdo a restricciones cinemáticas o dimensionales.
- La definición de la dirección de flujo en el rotor como criterio de diseño permite elegir diferentes geometrías del álabe y por lo tanto cuantificar la influencia de éste en el desempeño de la turbina. Esto permite elegir la geometría del álabe (definida por su línea de comba) que menores pérdidas produzca. Esta manera de definir la geometría de los álabes en turbinas radiales es una aportación original de este trabajo.
- La influencia de la geometría del álabe en el desempeño del rotor puede ser cuantificada y estudiada a fin de lograr incrementos en la eficiencia de la turbina aún mayores. Obteniendo un incremento del 4 % en la eficiencia isentrópica del rotor al variar la dirección de la velocidad del fluido a lo largo del rotor pero manteniendo los valores calculados en el diseño para la entrada y la salida del rotor.

4.3. Recomendaciones

Debido a la importancia del uso eficiente y responsable de la energía, la implementación de este tipo de sistemas resulta en beneficios para todos los sectores de la sociedad, sin embargo para alcanzar la etapa de instalación de el sistema diseñado en este trabajo se requiere de un diseño integral y más completo.

Dentro de las recomendaciones para darle continuidad a este trabajo están las siguientes:

- Analizar el desempeño con diferentes colectores solares a fin de lograr un mayor aprovechamiento de la energía cuando la radiación aún es baja (durante las primeras y últimas 2 horas de operación del ORC)
- Llevar a cabo modelos experimentales del sistema ORC y de la operación de la turbina para acercar el proyecto a su implementación y comercialización.

-
- Comprobar la efectividad del método de diseño de turbinas radiales aplicándolo a una turbina real de forma inversa (se recomienda una turbina de un turbocargador de motor de combustión interna), calculando las condiciones de operación a partir de las variables geométricas y poner en funcionamiento la turbina con estas condiciones de operación.
 - Continuar con el estudio de la influencia de la geometría del álabe en el desempeño de la turbina para de esta forma definir la mejor geometría y alcanzar la máxima eficiencia posible.

Bibliografía

- [1] ANSYS Inc. *TurboGrid User's Guide : Release 15.0*. CADFEM, 2013.
- [2] Bajle O.E. *Turbomachines, A Guide to Design, Selection and Theory*. John Wiley & Sons, 1 edition, 1981. ISBN 9780471060369.
- [3] Nicholas Apergis and James E. Payne. Renewable energy consumption and economic growth: Evidence from a panel of oecd countries. *Energy Policy*, 38(1):656–660, 2010. ISSN 03014215. doi: 10.1016/j.enpol.2009.09.002.
- [4] Alp Elçin Aykaç. Energy Consumption and Economic Growth in OECD Countries. *International Journal of Energy Economics and Policy*, 6(4):753–759, 2016. ISSN 2146-4553.
- [5] México Gobierno Federal. *Plan Nacional de Desarrollo 2013-2018*, 2013.
- [6] México Secretaría de Energía. *Estrategia Nacional de Energía 2014-2028*, 2014.
- [7] Sheikh Nasir J., Kocaoglu Dundar F., and Lutzenhiser Loren. Social and political impacts of renewable energy: Literature review. *Technological Forecasting & Social Change*, 108:102–110, 2016. doi: 10.1016/j.techfore.2016.04.022.
- [8] Colonna Piero, Casati Emiliano, Trapp Carsten, Mathijssen Tiemo, Larjola Jaakko, Turunen-Saaresti Teemu, and Uusitalo Antti. Organic rankine cycle power systems: From the concept to current technology, applications, and an outlook to the future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137, 2015. doi: 10.1115/1.4029884.
- [9] Rahbar Kiyarash, Mahmoud Saad, Al-Dadah Raya K., Moazami Nima, and Mirhadizadeh Seyed A. Review of organic rankine cycle for small-scale applications. *Energy Conversion and Management*, 134:135–155, 2017. doi: 10.1016/j.enconman.2016.12.023.

- [10] L.Y. Bronicki. History of organic rankine cycle systems. In Ennio Macchi and Marco Astolfi, editors, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, pages 25 – 66. Woodhead Publishing, 2017. ISBN 978-0-08-100510-1. doi: 10.1016/B978-0-08-100510-1.00002-8.
- [11] Imran Muhammad, Haglind Fredrik, Asim Muhammad, and Alvi Jahan Zeb. Recent research trends in organic rankine cycle technology: A bibliometric approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81:552–562, 2018. doi: 10.1016/j.rser.2017.08.028.
- [12] Bell I.H. and Lemmon E.W. Organic fluids for organic rankine cycle systems: classification and calculation of thermodynamic and transport properties. In Ennio Macchi and Marco Astolfi, editors, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, pages 91 – 119. Woodhead Publishing, 2017. ISBN 978-0-08-100510-1. doi: 10.1016/B978-0-08-100510-1.00004-1.
- [13] E. Macchi. Theoretical basis of the organic rankine cycle. In Ennio Macchi and Marco Astolfi, editors, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, pages 3 – 24. Woodhead Publishing, 2017. ISBN 978-0-08-100510-1. doi: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00001-6>.
- [14] Steven Lecompte, Henk Huisseune, Martijn van den Broek, Bruno Vanslambrouck, and Michel De Paepe. Review of organic rankine cycle (orc) architectures for waste heat recovery. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47:448–461, 2015. doi: 10.1016/j.rser.2015.03.089.
- [15] Minea Vasile. Power generation with orc machines using low-grade waste heat or renewable energy. *Applied Thermal Engineering*, 69:143–154, 2014. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.04.054.
- [16] Galloni E., Fontana G., and Staccone S. Design and experimental analysis of a mini orc (organic rankine cycle) power plant based on r245fa working fluid. *Energy*, 90: 768–775, 2015. doi: 10.1016/j.energy.2015.07.104.
- [17] Saleh Bahaa, Koglbauer Gerald, Wendl Martin, and Fischer Johann. Working fluids for low-temperature organic rankine cycles. *Energy*, 32(4):1210–1221, 2007. doi: 10.1016/j.energy.2006.07.001.
- [18] Dai Yiping, Wang Jiangfeng, and Gao Lin. Parametric optimization and comparative study of organic rankine cycle (orc) for low grade waste heat recovery. *Energy*

- Conversion and Management*, 50(3):576–582, 2009. doi: 10.1016/j.enconman.2008.10.018.
- [19] Li W., Feng X., Yu L.J., and J.Xu. Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 31:4014–4023, 2011. doi: 10.1016/j.enconman.2008.10.018.
- [20] Mago Pedro J., Chamra Louay M., Srinivasan Kalyan, and Somayaji Chandramohan. An examination of regenerative organic rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*, 28:998–1007, 2008. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.06.025.
- [21] Meinel Dominik, Wieland Christoph, and Spliethoff Hartmut. Effect and comparison of different working fluids on a two-stage organic rankine cycle (orc) concept. *Applied Thermal Engineering*, 63:246–253, 2014. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.11.016.
- [22] DiPippo Ronald. Double-flash steam power plants. In DiPippo Ronald, editor, *Geothermal Power Plants*, page 113–133. Woodhead Publishing, 2008. ISBN 978-0-7506-8620-4. doi: 10.1016/B978-075068620-4.50011-3.
- [23] Edrisi Baktosh H. and Michaelides Efstathios E. Effect of the working fluid on the optimum work of binary-flashing geothermal power plants. *Energy*, 50(1):389–394, 2013. doi: 10.1016/j.energy.2012.10.025.
- [24] A.Schuster, Karellas S., and R.Aumann. Efficiency optimization potential in supercritical organic rankine cycles. *Energy*, 35(2):1033–1039, 2010. doi: 10.1016/j.energy.2009.06.019.
- [25] Dai Xiaoye, Shi Lin, An Qingsong, and Qian Weizhong. Thermal stability of some hydrofluorocarbons as supercritical orcs working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 128(5):1095–1101, 2018. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.09.046.
- [26] Baik Young-Jin, Kim Minsung, Chang Ki Chang, and Kim Sung Jin. Power-based performance comparison between carbon dioxide and r125 transcritical cycles for a low-grade heat source. *Applied Energy*, 88(3):892–898, 2011. doi: 10.1016/j.apenergy.2010.08.029.
- [27] Angelino G. Perspectives for the liquid phase compression gas turbine. *Journal of Engineering for Power*, 89:229–236, 1967. doi: 10.1115/1.3616658.

- [28] Invernizzi C.M. and Bonalumi D. Thermal stability of organic fluids for organic rankine cycle systems. In Ennio Macchi and Marco Astolfi, editors, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems*, pages 121–151. Woodhead Publishing, 2017. ISBN 978-0-08-100510-1. doi: 10.1016/B978-0-08-100510-1.00004-1.
- [29] Bao Junjiang and Zhao Li. A review of working fluid and expander selections for organic rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24:325–342, 2013. doi: 10.1016/j.rser.2013.03.040.
- [30] Aboelwafa Omar, Fateen Seif-Eddeen K., Soliman Ahmed, and Ismail Ibrahim M. A review on solar rankine cycles: Working fluids, applications, and cycle modifications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82:868–885, 2018. doi: 10.1016/j.rser.2017.09.097.
- [31] Frutiger Jérôme, Andreasen Jesper, Liu Wei, Spliethoff Hartmut, Haglind Fredrik, Abildskov Jens, and Sin Gürkan. Working fluid selection for organic rankine cycles – impact of uncertainty of fluid properties. *Energy*, 109:987–997, 2016. doi: 10.1016/j.energy.2016.05.010.
- [32] Pili Roberto, Castro Pastrana Jesus D., Romagnoli Alessandro, Spliethoff Hartmut, and Wieland Christoph. Working fluid selection and optimal power-to-weight ratio for orc in long-haul trucks. *Energy Procedia*, 129:754–761, 2017. doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.116.
- [33] Saloux E., Sorin M., Nesreddine H., and Teysseidou A. Reconstruction procedure of the thermodynamic cycle of organic rankine cycles (orc) and selection of the most appropriate working fluid. *Applied Thermal Engineering*, 129(25):628–635, 2018. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.077.
- [34] Ziviani Davide, Beyene Asfaw, and Venturini Mauro. Advances and challenges in orc systems modeling for low grade thermal energy recovery. *Applied Energy*, 121: 79–95, 2014. doi: 10.1016/j.apenergy.2014.01.074.
- [35] Lemmon Eric W., Huber Marcia L., and McLinden Mark O. *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*. NIST, 2013.
- [36] Ian H. Bell, Jorrit Wronski, Sylvain Quoilin, and Vincent Lemort. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53(6):2498–2508, 2014. doi: 10.1021/ie4033999.

- [37] Jacobsen R.T, Penoncello S.G., and Lemmon E.W. A fundamental equation for trichlorofluoromethane (r-11). *Fluid Phase Equilibria*, 80:45–56, 1992. doi: 10.1016/0378-3812(92)87054-Q.
- [38] Mondéjar María E., McLinden Mark O., and Lemmon EricW. Thermodynamic properties of trans-1-chloro-3,3,3-trifluoropropene (r1233zd(e)): Vapor pressure, (p , ρ , t) behavior, and speed of sound measurements, and equation of state. *Journal of Chemical Engineering Data*, 60(8):2477–2489, 2015. doi: 10.1021/acs.jced.5b00348.
- [39] Zhou Yong and W. Lemmon Eric. Equation of state for the thermodynamic properties of 1,1,2,2,3-pentafluoropropane (r-245ca). *International Journal of Thermophysics*, 37(27), 2016. doi: 10.1007/s10765-016-2039-z.
- [40] Akasaka Ryo, Zhou Yong, and Lemmon Eric W. A fundamental equation of state for 1,1,1,3,3-pentafluoropropane (r-245fa). *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 44(013104), 2015. doi: 10.1063/1.4913493.
- [41] Aungier R.H. A fast, accurate real gas equation of state for fluid dynamic analysis applications. *Journal of Fluids Engineering*, 117:277–281, 1995. doi: 10.1115/1.2817141.
- [42] Wang X. D., Zhao L, Wang J. L., Zhang W. Z., Zhao X. Z., and W. Wu. Performance evaluation of a low-temperature solar rankine cycle system utilizing r245fa. *Solar Energy*, 84(3):353–364, 2010. doi: 10.1016/j.solener.2009.11.004.
- [43] Wang J.L., Zhao L., and Wang X.D. An experimental study on the recuperative low temperature solar rankine cycle using r245fa. *Applied Energy*, 94:34–40, 2012. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.01.019.
- [44] Wang M., Wang J., Zhao Y., Zhao P., and Dai Y. Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic rankine cycle (orc) based on flat-plate solar collectors. *Applied Thermal Engineering*, 50(1):816–825, 2013. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.08.013.
- [45] Zhang J., Zhao L., Wen J., and Deng S. An overview of 200 kw solar power plant based on organic rankine cycle. *Energy Procedia*, 88:356–362, 2015. doi: 10.1016/j.egypro.2016.06.136.
- [46] Gang Pei, Jing Li, and Jie Ji. Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative organic rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 30:998–1004, 2010. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.01.011.

- [47] Delgado-Torres A. M. and García-Rodríguez L. Analysis and optimization of the low-temperature solar organic rankine cycle (orc). *Energy Conversion and Management*, 51:2846–2856, 2010. doi: 10.1016/j.enconman.2010.06.022.
- [48] Delgado-Torres A. M. and García-Rodríguez L. Design recommendations for solar organic rankine cycle (orc)-powered reverse osmosis (ro) desalination. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16:44–53, 2012. doi: 10.1016/j.rser.2011.07.135.
- [49] Calise F., D’Accadia M. D., Vicidomini M., and Scarpellino M. Design and simulation of a prototype of a small-scale solar chp system based on evacuated flat-plate solar collectors and organic rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 92: 347–363, 2015. doi: 10.1016/j.enconman.2014.11.014.
- [50] Bajle O.E. A study on design criteria and matching turbomachinery: Part a-similarity relations and design criteria of turbines. *Journal of Engineering for Power*, 84(1): 83–102, 1962. doi: 10.1115/1.3673386.
- [51] Whitfield A. and N. C. Baines. *Design of radial turbomachines*. Longman Scientific & Technical, 1 edition, 1990. ISBN 0-582-49501-6.
- [52] Japikse David and Baines Nicholas C. *Introduction to Turbomachinery*. Concepts ETI, Inc, 2 edition, 1997. ISBN 0-933283-10-5.
- [53] Bloch Heinz P. and Soares Claire. *Turboexpanders and Process Applications*. Gulf Professional Publishing, 1 edition, 2001. ISBN 9780884155096.
- [54] Moustapha Hany, Zelesky Mark F., Baines Nicholas C., and Japikse David. *Axial and Radial Turbines*. Concepts NREC, 1 edition, 2003. ISBN 0-933283-12-0.
- [55] Aungier Ronald H. *Turbine Aerodynamics*. ASME Press, 1 edition, 2005.
- [56] Baskharone Erian A. *Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines*. Cambridge University Press, 1 edition, 2006. ISBN 0-521-85810-0 .
- [57] Dixon S. L. and Hall C. A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, 6 edition, 2010. ISBN 978-1-85617-793-1.
- [58] Rohlik Harold E. Analytical determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency. *NASA Technical Note*, 1968.
- [59] Wallace F.J. A systematic approach to the design of radial inflow and mixed flow turbines. *AERONAUTICAL RESEARCH COUNCIL*, 1971.

- [60] Large Gerold D., Finger David G., and Linder Charles G. Analytical design of an advance radial turbine. *NASA Technical Note*, 1981.
- [61] Whitfield A. The preliminary design of radial inflow turbines. *Journal of Turbomachinery*, 112(1):50–57, 1990. doi: 10.1115/1.2927420.
- [62] Cravero Carlo. A design methodology for radial turbomachinery application to turbines and compressors. *Proceedings of ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, FEDSM2002-31335, 2002. doi: 10.1115/FEDSM2002-31335.
- [63] Ebaid M.S.Y., Bhinder F. S., and Khdairi G. H. A unified approach for designing a radial flow gas turbine. *Journal of Turbomachinery*, 125(3):598–606, 2002. doi: 0.1115/1.1574824.
- [64] Hassenpflug W.C. The incompressible two-dimensional potential flow through blades of a rotating radial impeller. *Mathematical and Computer Modelling*, 52:1299–1389, 2010. doi: 10.1016/j.mcm.2010.04.022.
- [65] Tucker P.G. Computation of unsteady turbomachinery flows: Part 1—progress and challenges. *Progress in Aerospace Sciences*, 47:522–545, 2011. doi: 10.1016/j.paerosci.2011.06.004.
- [66] Dawes W.N. Development of a 3d navier stokes solver for application to all types of turbomachinery. *Proceedings of Gas Turbine and Aeroengine Congress*, 88-GT-70, 1988.
- [67] Arnone A. and Swanson R. C. A navier–stokes solver for turbomachinery applications. *Journal of Turbomachinery*, 115(2):305–313, 1993. doi: 10.1115/1.2929236.
- [68] ANSYS Inc. *CFX-Pre User’s Guide : Release 15.0*. CADFEM, 2013.
- [69] Han S., Seo JongBeom, and Choi Bum-Seog. Development of a 200 kw orc radial turbine for waste heat recovery. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28(12):5231–5241, 2014. doi: 0.1007/s12206-014-1147-6.
- [70] Fiaschi Daniele, Manfrida Giampaolo, and Maraschiello Francesco. Design and performance prediction of radial orc turboexpanders. *Applied Energy*, 138:517–532, 2015. doi: 10.1016/j.apenergy.2014.10.052.
- [71] Wheeler Andrew P. S. and Ong Jonathan. A study of three-dimensional unsteady real-gas flow within a transonic orc turbine. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014*, GT2014-25475, 2014. doi: 10.1115/GT2014-25475.

-
- [72] White M. and Sayma A. I. The one dimensional meanline design of radial turbines for small scale low temperature organic rankine cycles. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015*, 2015.
- [73] White Martin. *The design and analysis of radial inflow turbines implemented within low temperature organic Rankine cycles*. PhD thesis, City University London, 2015.
- [74] O.A. Jaramillo, Mónica Borunda, K.M. Velazquez-Lucho, and M. Robles. Parabolic trough solar collector for low enthalpy processes: An analysis of the efficiency enhancement by using twisted tape inserts. *Renewable Energy*, 93:125–141, 2016. doi: 10.1016/j.renene.2016.02.046.