



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
POSGRADO EN CIENCIA E INGENIERÍA DE MATERIALES
INSTITUTO DE INVESTIGACIONES EN MATERIALES

Análisis del material y predicción de falla de la microturbina de
un turbocargador modificado para un ciclo geotérmico

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIA E INGENIERÍA DE MATERIALES

PRESENTA:

Ing. Gerardo Pedro Domínguez Sanagustín

TUTOR PRINCIPAL:

Dr. Víctor Hugo Jacobo Armendáriz
Facultad de Ingeniería

MIEMBROS DEL COMITÉ TUTOR:

M. en C. Edgar Isaac Ramírez Díaz
Facultad de Ingeniería

Dr. Ignacio Alejandro Figueroa Vargas
Instituto de Investigaciones en Materiales

Ciudad Universitaria, CD.MX., Agosto 2016



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

*Dedicado a mis padres por todo el amor y apoyo incondicional que me brindan todos los días, los admiro y aprecio infinitamente, sin ustedes no estaría en el lugar donde me encuentro ahora.
Cada logro mio es suyo, estoy muy orgulloso de ustedes.*

Agradecimientos

Agradecimientos especiales al M. en C. Edgar Isaac Ramírez Díaz por todo el apoyo en la realización de esta tesis, por las correcciones, comentarios y aportaciones que fueron parte fundamental para el desarrollo de este trabajo.

Al Dr. Víctor Hugo Jacobo Armendáriz por su gran interés y asesoría en la realización de este trabajo, gracias por todos sus valiosos consejos y atención.

Al Instituto de Ingeniería en especial al grupo de investigación aplicada IIDEA por todo el tiempo y apoyo brindado. Muchas gracias al M. en I. Héctor Miguel Aviña Jiménez por dejarme formar parte de este grupo y permitirme ayudar en el desarrollo de sus proyectos.

Al Dr. Ignacio Alejandro Figueroa Vargas por formar parte de mi comité tutor, por su asesoría y apoyo durante todo el posgrado.

A la Dra. Ana Leonor Rivera López, al Dr. Francisco Manuel Sánchez Arévalo, al Dr. José Alejandro García Hinojosa y al Dr. José Bernardo Hernández Morales por las correcciones y aportaciones sugeridas para la mejora de este trabajo.

Al M. en C. Jorge Luis Romero Hernández por el apoyo brindado en la realización de las pruebas de difracción en el microscopio electrónico de barrido de la Facultad de Ingeniería.

A la Universidad Nacional Autónoma de México y al Instituto de Investigaciones en Materiales que me proporcionó una educación de calidad.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por el apoyo económico otorgado durante estos dos años para la realización de mis estudios y proyecto de tesis.

Resumen

Dada la necesidad de encontrar una alternativa ante los contaminantes procesos energéticos producidos a partir del uso de combustibles fósiles, el desarrollo de nuevos sistemas que funcionen con fuentes de energía más sustentable se vuelve un tema de gran importancia en la actualidad.

El presente trabajo se resume en un acto de vanguardia tecnológica al implementar la microturbina de un turbocargador de automóvil modificado a un ciclo modular de generación eléctrica de 1 kW, teniendo como fuente de energía recurso geotérmico. Esta idea surge de la necesidad de reducir costos en diseño y manufactura. Para esto, dado el poco trabajo relacionado a este tipo de innovaciones y la limitada información relacionada al turbocargador, se realizaron pruebas de difracción de rayos X para determinar los elementos presentes en la turbina identificándose la aleación comercial Inconel X-750. Una vez identificado el material se estudió el comportamiento de la turbina en condiciones críticas de operación por medio de modelos matemáticos y simulaciones computacionales que ayudaron a predecir posibles fallas al momento de acoplarla al ciclo y sirvieron como punto de partida para la caracterización de las velocidades óptimas de trabajo en las cuales la microturbina opera sin problemas.

El ciclo geotérmico con el cual se realizó este estudio correspondía a un ciclo binario de evaporación instantánea, donde el fluido geotérmico se encontraba aislado del funcionamiento de la turbina, por lo que se descartaron posibles problemas debido a la corrosión, sin embargo, dada las cargas térmicas presentes en el vapor al momento de la transferencia energética con la microturbina, se evaluó la respuesta termomecánica del Inconel X-750 a través de modelos analíticos que ayudaron a visualizar los estados de esfuerzo más relevantes durante condiciones críticas de operación. Por medio de gráficas de esfuerzos centrífugos y térmicos se compararon las propiedades termomecánicas de 7 diferentes aleaciones de uso común en turbomaquinaria con la correspondiente de la microturbina con el fin de obtener parámetros que sirvieran como base para el escalamiento posterior del turbocargador a sistemas de generación de mayor potencia. Teniendo como las mejores opciones aleaciones aluminio-zinc y titanio-aluminio-vanadio debido a su baja densidad y alta resistencia.

Con ayuda de la teoría de análisis de falla y elemento finito se construyeron simulaciones computacionales de la microturbina que complementaron los modelos analíticos a través del análisis de modos de vibración, frecuencias naturales y frecuencias forzadas del sistema que sirvieron para identificar velocidades críticas de operación donde el sistema podría caer en resonancia. Por medio de la construcción del diagrama de Campbell particular de la microturbina se identificaron 3 posibles puntos de resonancia asociados a modos de vibración por flexión, sin embargo dado los cortos tiempos de transición entre velocidades se descartaron dichos problemas, con lo que se obtuvo una velocidad óptima de operación de 82,295 rpm, con un factor de seguridad de 1.55 para la generación aproximada de 1 kW. Concluyendo que para las condiciones de operación presentes en el ciclo el material de la microturbina del turbocargador presenta buen comportamiento ante las cargas centrífugas y térmicas. Descartando posibles fallas asociadas a la resonancia, se determinó viable el acoplamiento de este elemento al ciclo geotérmico.

Prólogo

Actualmente como parte del desarrollo tecnológico en fuentes de energía renovable, el grupo de investigación aplicada IIDEA (Instituto de Ingeniería Desalación y Energías Alternas) se encuentra diseñando un ciclo termodinámico binario de baja entalpía de 1 kW de potencia, basado en las centrales geotermoeléctricas convencionales, conocido como CBEI (ciclo binario de evaporación instantánea). Este trabajo aborda la viabilidad de acoplar la turbina de un turbocargador de automóvil modificado al ciclo y utilizarlo como elemento transformador de energía, para esto se realiza un análisis termomecánico y vibratorio de los materiales que la componen y de esta forma prevenir fallas durante su operación, dado que la turbina es el elemento dentro del ciclo que es sometido a los más grandes niveles de esfuerzo debido a las cargas dinámicas y térmicas presentes durante el proceso de transformación energético.

En el capítulo 1 se describe un panorama general de la evolución de las turbinas a lo largo de la historia y como esta tecnología ha impulsado el desarrollo energético a nivel mundial. Se aborda en particular la tecnología de las microturbinas, explicando las diferencias con las turbinas convencionales y sus principales aplicaciones. Además se define el concepto de energía geotérmica y se describe la capacidad aproximada que tiene México en aprovechamiento, así como los antecedentes en investigaciones relacionadas con la manufactura y diseño de una microturbina de vapor de baja entalpía para su implementación en usos geotermoeléctricos.

En el capítulo 2 se analiza a detalle las fuerzas dinámicas y cargas térmicas en condiciones críticas de operación presentes en la turbina. Se hace un análisis de los principales mecanismos de fallas y se realiza una comparación cuantitativa de las propiedades termomecánicas de los materiales comúnmente usados en su fabricación, esto con el fin de evaluar la aleación de la turbina elegida, teniendo una primera idea de que tan bien puede trabajar en el CBEI y visualizando que materiales podrían ser una mejor opción si se quisiera escalar el diseño de la turbina del turbo a sistemas de mayor potencia.

El capítulo 3 abarca una breve descripción del método de los elementos finitos y se realiza una investigación acerca de trabajos previos referentes al modelado de elementos de turbomáquina, buscando obtener parámetros que ayuden a la construcción de un modelo más realista y asegurando la precisión de los resultados, comparándolos con otras investigaciones. A su vez se hace una revisión del análisis por elemento finito de las principales causas de falla en turbinas de vapor mediante casos de estudio.

Finalmente en el capítulo 4 se realiza el modelado numérico de la microturbina de trabajo a través del uso de un software de elementos finitos. Se determinan los parámetros adecuados de operación para el óptimo funcionamiento de la turbina del turbocargador en el CBEI. Para esto se analizan los resultados de dos modelos numéricos simulados, buscando obtener un comportamiento más completo de la turbina ante cargas centrifugas, campos de temperatura y vibraciones. Adicionalmente se comparan dichos resultados con los obtenidos en los casos de estudio para validar su comportamiento. Esto con la finalidad de predecir futuras fallas debido a la fatiga, como agrietamientos o daños causados por efectos de la resonancia.

Índice general

Resumen

Prólogo

1. Marco teórico	1
1.1. Turbomáquinas	1
1.2. Microturbinas	9
1.3. Aplicación geotermoeléctrica de la microturbina	13
2. Análisis del diseño de la microturbina	17
2.1. Análisis de falla en materiales para turbinas	17
2.2. Parámetros de selección y materiales para turbinas	23
2.3. Modelado mecánico de la microturbina	28
2.4. Modelado térmico de la microturbina	33
2.5. Evaluación de esfuerzos presentes en el rotor	36
3. Modelado numérico en turbomaquinaria	41
3.1. Breve historia del método de los elementos finitos	41
3.2. MEF en el estudio de casos de fallas en turbinas	42
4. Generación de los modelos y análisis de resultados	52
4.1. Generación de los modelos numéricos	52
4.2. Análisis de resultados	56
5. Conclusiones	66
Referencias	68

Capítulo 1

Marco teórico

Los procesos tecnológicos existentes exigen energía para efectuar transformaciones sobre la materia y así aprovechar dichos cambios para generar trabajo útil. Puede decirse, que el 97 % de la energía consumida en el mundo es del tipo calorífica, producto de los combustibles fósiles, fisión nuclear y nuevas fuentes en desarrollo como la energía geotérmica y solar. Un porcentaje notable de esta energía es aplicada a la generación eléctrica en plantas termoeléctricas por medio de turbomáquinas, siendo estas el órgano de transformación energético. No se sabe, si para cuando sea posible la fusión termonuclear, sean necesarias las turbomáquinas o se ceda el paso a los generadores magnetohidrodinámicos, pero en lo que resta del presente siglo, se espera tengan vigencia desempeñando un papel muy importante en el sector energético [1].

1.1. Turbomáquinas

Se clasifican como turbomáquinas a todos aquellos dispositivos en los cuales la energía como trabajo, es extraída desde o transferida hacia un fluido por la acción dinámica de uno o más álabes en movimiento. La palabra *turbo* de origen latino implica lo que hace girar o arremolina alrededor [2]. Si la energía es extraída desde el fluido para expandirlo a baja presión, el dispositivo es motor y es llamado turbina; si la energía es transferida hacia el fluido, de modo que incrementa su presión, entonces el dispositivo es generador y es llamado compresor. A su vez, dependiendo del tipo de dirección en el que fluye el fluido a través de los álabes, existen turbomáquinas de flujo axial, radial y mixto [3].

Otra división en las turbomáquinas está en función de la naturaleza del fluido de trabajo, es decir, si éste es compresible o incompresible. Según este criterio hay turbomáquinas hidráulicas y térmicas. Las primeras consideran incompresible el fluido de trabajo, dada su poca variación en volumen durante la transferencia de energía [4]. Mientras que las térmicas consideran compresible su fluido de trabajo, debido a que éste experimenta variaciones notables en su volumen consecuencia de los cambios en su presión o temperatura, de modo, que es capaz de almacenar o de ceder energía con facilidad [1].

Para el desarrollo de este trabajo se estudia en específico el uso de turbomáquinas térmicas motoras de flujo axial y radial, tales como turbinas de vapor y gas. Estas permiten la transferencia de energía entre un fluido de naturaleza gaseosa (ya sea vapor de agua o gases procedentes de una combustión) y un rotor provisto de álabes que gira a gran velocidad dentro de una carcasa o cuerpo estructural. En el siguiente apartado se describe un panorama general de la evolución de las turbinas a lo largo de la historia y como esta tecnología ha impulsado el desarrollo energético a nivel mundial, además de innovar en aplicaciones en el sector automovilístico.

1.1.1. Historia de las turbinas

La prehistoria de las turbinas inicia con Herón de Alejandría quien tiene el crédito de desarrollar la primera turbina de vapor hace ya casi 2000 años. La turbina de Herón (Figura 1.1) consistía en una esfera hueca que giraba libremente en torno a un eje diametral, apoyada sobre dos soportes. El vapor salía por dos tubos en sentido opuesto realizando la transformación de presión en velocidad, siendo una turbina de reacción pura [4].

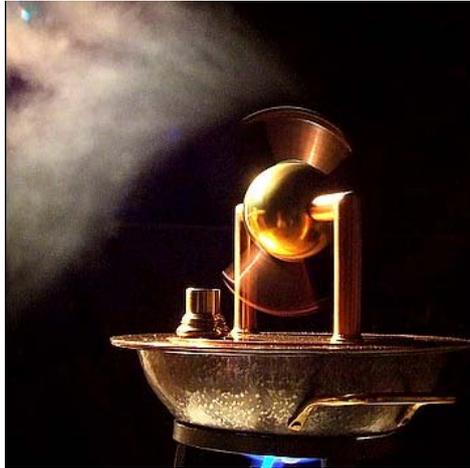


Figura 1.1: Turbina de vapor de Herón [5].

La historia continua hasta 1600 donde el ingeniero italiano Giovanni Branca emplea chorros de vapor para impulsar una rueda y más adelante el francés Burdin acuña la palabra *turbine* en una publicación técnica para denotar una rueda impulsada por agua diseñada por él en 1824 [6]. En 1883 el ingeniero sueco Carl Gustav Patrick de Laval construye y opera la primera turbina de vapor de impulso de una sola etapa (Figura 1.2), debido a la necesidad de encontrar un accionamiento de gran velocidad que sirviera como desnatador centrifugo. Esta turbina con un diámetro de rotor de 76 mm producía cerca de 1.2 kW de potencia gracias a una tobera convergente-divergente que aceleraba el vapor a velocidades supersónicas, alcanzando en el rotor una velocidad de 40,000 rpm [7].



Figura 1.2: Turbina de vapor de Laval de 1888 [8].

La alta velocidad del eje en la turbina de Laval impulsó el desarrollo de nuevas formas de reducción de velocidades para su correcto acoplamiento. La adición de múltiples etapas con boquillas fijas y coronas de álabes móviles para el eje de la turbina de Laval fue implementada por primera vez por el francés Auguste Rateau en 1899 permitiendo reducir la velocidad lo suficiente para acoplar directamente la salida del eje de la turbina a un generador eléctrico [7].

Por otro lado en 1898 el ingeniero norteamericano Charles G. Curtis introdujo múltiples etapas de álabes fijos y móviles en bajada desde una boquilla fija, ralentizando la turbina y manteniendo su energía de conversión eficiente. En la Figura 1.3 se aprecian los dos tipos de escalonamientos de reducción. Para los álabes móviles de Rateau estos se aproximan a una presión constante, mientras que para los álabes fijos de la turbina tipo Curtis se acercan a una velocidad constante.

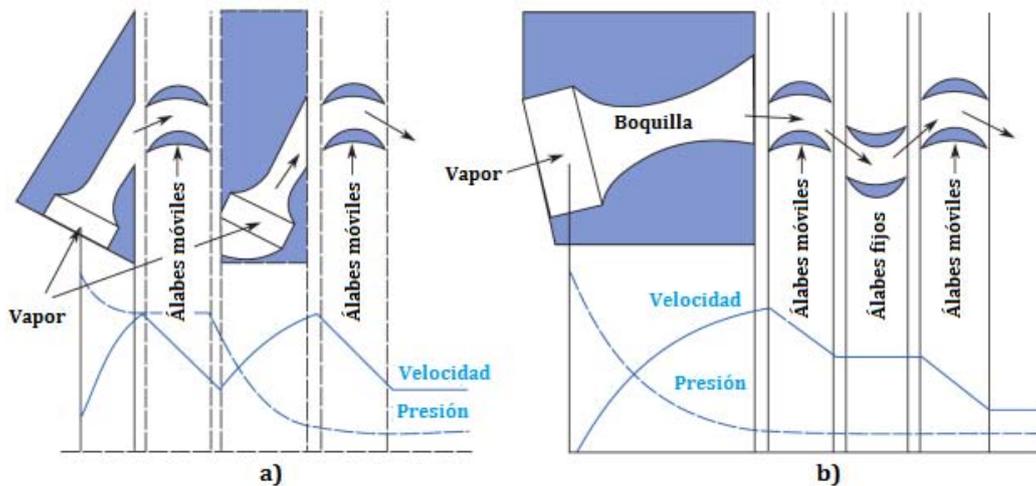


Figura 1.3: Configuraciones: a) Rateau y b) Curtis para la reducción de velocidades [7].

La práctica de poner diferentes presiones estacionarias en serie dentro de una turbina fue introducida por primera vez en 1884 por el inglés Charles A. Parsons con una turbina de vapor de reacción de 14 etapas estacionarias y móviles produciendo cerca de 7.5 kW a 18,000 rpm. Posteriormente fue probada en Inglaterra para impulsar pequeñas embarcaciones a principios de 1897. Para 1917 el crucero inglés *Hood* de 42,000 toneladas fue propulsado por turbinas de vapor, desarrollando una potencia total de más de 150 MW [4].

La turbomaquinaria en general emergió con el desarrollo de la electricidad. En 1867 Werner von Siemens presentó el primer dinamo después de descubrir los principios de la electrodinámica. En 1879 Thomas A. Edison inventa el bulbo de luz, el cual eventualmente llevó a la creación de la compañía manufacturera de equipos de generación General Electric® en 1895. En 1891 Charles L. Brown tuvo éxito en transmitir 220 kW de corriente eléctrica de Lauffen a Frankfurt, una distancia de 175 km [6]. Esto dio la capacidad de ofrecer corriente eléctrica a distancia, un cable eléctrico podía ahora conectar la fuente de energía con el lugar en el cual iba a ser usada, eliminando los largos tiempos de transporte mecánico. La búsqueda por un motor adecuado para la generación eléctrica a gran escala fue la motivación que llevó al éxito comercial del desarrollo de las turbinas.

La máquina de vapor de James Watt accionada por pistón apuntó hacia la primera revolución industrial a inicios del siglo XIX, cien años después la rotación de las turbomáquinas sujeta al choque constante por chorros de vapor reemplazó al motor de pistón. La rápida rotación en los generadores de corriente alterna por parte de Charles L. Brown, llevó al avance en los generadores eléctricos de turbinas [6].

En 1900 Westinghouse Electric Company[®] empieza a manufacturar turbinas de vapor a reacción de multiples etapas del tipo Parsons para generación eléctrica industrial y General Electric Company[®] al igual que Brown-Boveri Company[®] toman la decisión de manufacturar turbinas de vapor de impulso con velocidades estacionarias tipo Curtis para el mismo mercado (Figura 1.4). Para 1920 las turbinas de vapor habían remplazado en su totalidad a las máquinas de vapor alternativas a gran escala [7]. Sin embargo, en el contexto de dicha evolución, el objetivo de diseño para la llegada de la turbina de gas se volvía cada vez más claro; eliminar los grandes sistemas que involucraban el uso de las turbinas de vapor (calderas, condensadores, y bombas).

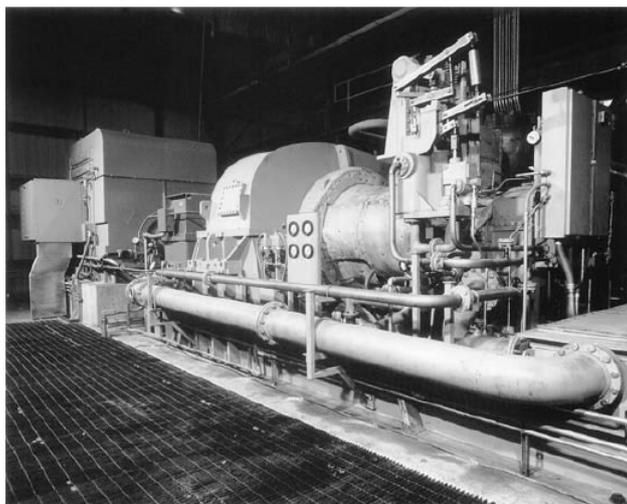


Figura 1.4: Turbina de vapor de 21.5 MW General Electric Company[®], Fitchburg Mass. [9].

Una turbina de gas es una turbomáquina que opera gracias al uso de una cámara de combustión y un compresor. La primera patente fue registrada en 1791 por el inglés John Barber y a finales del siglo XIX en Alemania F. Stolze ya realizaba estudios sobre ellas. La primera turbina de gas de generación de energía independiente fue construida por los franceses R. Armengoud y C. Lemale en París en 1906 [6]. Actualmente una de las principales aplicaciones de las turbinas de gas es la de turbocargador en motores de combustión interna para el aumento de potencia. El turbocargador o turbo es una microturbina de gas sin cámara de combustión propia, que es accionada por los gases de escape del motor. La Figura 1.5 corresponde a un turbocargador de la marca Garrett[®] de doble entrada (twin scroll), donde el compresor centrífugo suele ser de alguna aleación de aluminio mientras que la turbina centrípeta requiere de aleaciones de níquel o aceros refractarios debido a las altas temperaturas de los gases provenientes del motor [4].



Figura 1.5: Turbocargador de doble entrada marca Garrett[®] GT3788R [10].

1.1.2. Transferencia energética entre fluido y máquina

El intercambio energético entre el fluido y la máquina se basa en el cambio en el momento de la cantidad de movimiento que experimenta el fluido desde la entrada hasta la salida de la turbina. Considerando el caso más general de un flujo giratorio, se representa una superficie de revolución S sobre la que se traza una trayectoria T de una partícula de fluido asociado a un vector velocidad absoluta V en un punto M tangente a la trayectoria del punto. La velocidad V se descompone en tres componentes espaciales ortogonales: V_u tangencial o giratoria, V_a axial y V_r radial como se muestra en la Figura 1.6.

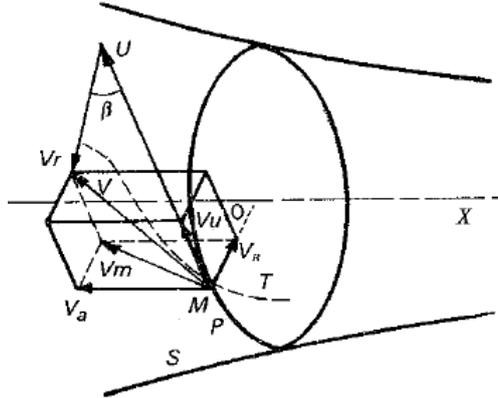


Figura 1.6: Componentes de la velocidad absoluta V [1].

Las componentes axial y radial tienen como resultante la velocidad meridiana V_m asociada al gasto, siendo V_u la componente asociada a la transferencia de energía que en suma dan como resultante la velocidad absoluta V . Otra forma de descomponer la velocidad absoluta del fluido V es por medio de la ecuación vectorial que la asocia con la velocidad tangencial del rotor U y la velocidad relativa del fluido con respecto al rotor V_R siendo:

$$V = U + V_R \tag{1.1}$$

cuyo diagrama vectorial se representa por el triángulo de velocidades en la Figura 1.7 contenido en el plano tangente en M , siendo β el ángulo del álabe, formado por la velocidad relativa y la tangente al rotor [1].

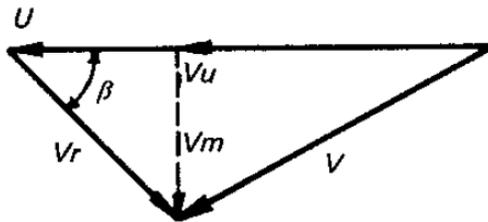


Figura 1.7: Triángulo de velocidades [1].

En la Figura 1.8 se representa esquemáticamente el rotor generalizado de una turbomáquina, que pudiera corresponder a un expansor centrífugo, por considerar un flujo radial hacia afuera. El eje del rotor es perpendicular y se proyecta en el punto O. El punto 1 marca la posición de una masa elemental dm de un fluido que entra en el rotor a velocidad absoluta V_1 . Dentro del rotor, en flujo estable, no se produce cambio en la cantidad de movimiento con el tiempo y la trayectoria de la partícula puede ser cualquiera.

Después de un tiempo dt esta sale, en el punto 2 conservado su masa a una velocidad absoluta V_2 . El fluido a su paso por la máquina no conserva su velocidad, siendo las velocidades de entrada y de salida diferentes, por lo cual entre los puntos 1 y 2 existe un cambio en la cantidad de movimiento que da lugar a una fuerza o impulso entre fluido y álabes [1]. Considerando el principio de continuidad para el gasto de masa \dot{m} , se tiene entre la entrada y la salida de la máquina una fuerza F en el rotor:

$$F = \dot{m}(V_1 - V_2) \quad (1.2)$$

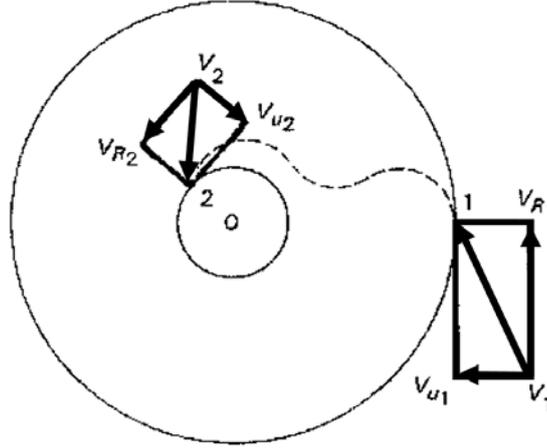


Figura 1.8: Componentes de la velocidad a la entrada y a la salida de un rotor [1].

Las componentes de esta fuerza, según las tres direcciones ortogonales son: F_a , F_r y F_u . Dado que las componentes axial y radial no producen momento de giro sobre el eje y no tienen acción útil sobre la transferencia de energía, la única fuerza que influye es la tangencial F_u expresándose de la siguiente manera:

$$F_u = \dot{m}(V_{u1} - V_{u2}) \quad (1.3)$$

El momento exterior M_e transmitido por el fluido al rotor entre la entrada y salida es:

$$M_e = \dot{m}(V_{u1}R_1 - V_{u2}R_2) \quad (1.4)$$

siendo R_1 y R_2 los radios de los puntos de entrada y salida del fluido, considerando ahora que el rotor gira a una velocidad angular ω , la potencia transferida que se obtiene es:

$$P = \dot{m}\omega(V_{u1}R_1 - V_{u2}R_2) \quad (1.5)$$

conociendo que $\omega R = U$ y dividiendo entre \dot{m} se obtiene finalmente el trabajo o energía específica transferida entre el fluido y el rotor w :

$$w = (V_{u1}U_1 - V_{u2}U_2) \quad (1.6)$$

La ecuación (1.6) es conocida como ecuación de *Euler* y es una expresión matemática sencilla que cuantifica la energía transferida entre el fluido y el rotor [1].

Dicha expresión no cuantifica el tipo de energía transferida, sin embargo se puede transformar fácilmente a una que si señale las componentes energéticas específicas por medio del triángulo de velocidades quedando de la siguiente forma:

$$w = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2} + \frac{V_{R1}^2 - V_{R2}^2}{2} \quad (1.7)$$

El primer término de la ecuación representa el cambio en la energía cinética transferida por unidad de masa, por lo que a esta componente se le denomina carga dinámica, ya que V_1 y V_2 son las velocidades absolutas del fluido a la entrada y salida del rotor [1].

Los dos términos restantes simbolizan el efecto interno, representado por el cambio en la carga estática, como consecuencia del paso del fluido a través del rotor. El término que solo involucra las velocidades tangenciales del rotor U constituye la energía estática debida a la acción centrífuga o reacción inercial del fluido [1].

Considerando una partícula de masa dm arrastrada por el movimiento rotatorio de los álabes (Figura 1.9), el balance de fuerzas presente en ella es $dp(dA) = \omega^2 R(dm)$ que adopta la siguiente forma desarrollando la expresión $v(dp) = \omega^2 R(dR)$, integrando los radios desde la entrada del fluido hasta su salida se corrobora la relación entre la velocidad tangencial U y la acción centrífuga de los álabes [1]:

$$\int_2^1 v dp = \omega^2 \frac{R_1^2 - R_2^2}{2} = \frac{U_1^2 - U_2^2}{2} \quad (1.8)$$

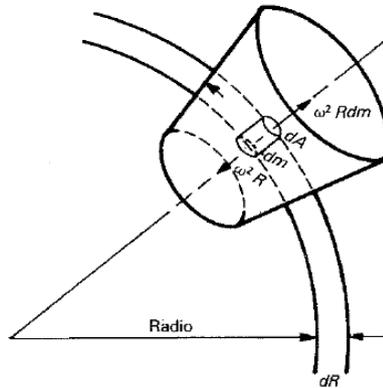


Figura 1.9: Acción de la fuerza centrífuga en una partícula dentro de un rotor [1].

Por otro lado el término que involucra a las velocidades relativas V_R corresponden a efectos de difusión interna por unidad de masa. En máquinas térmicas conviene expresar el efecto interno en función de la entalpía específica h que es la expresión del trabajo obtenido en termodinámica para un sistema abierto en flujo estable, adiabático y por unidad de masa [1], siendo despreciable el cambio en la energía potencial, la ecuación (1.7) adopta la siguiente forma:

$$w = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + (h_1 - h_2) \quad (1.9)$$

La ecuación (1.9) revela, que la carga estática es equivalente al cambio entálpico del fluido en su paso por el rotor y este cambio de entalpías es proporcional a un cambio de presión (expansión del fluido). Es decir existen dos formas en que un fluido transmite energía a la máquina, en forma de energía cinética y en forma de presión [4].

1.1.3. Tipos de turbinas según la dirección de su flujo

Como anteriormente se mencionó las turbomáquinas motoras de flujo compresible se clasifican en función de la dirección en que fluye el fluido a través de ellas, siendo las más usuales las de flujo axial y radial (Figura 1.10). En las turbinas axiales el flujo tiene lugar en la dirección del eje de la turbina, mientras que en las radiales el flujo sigue la dirección del radio.

Las turbinas axiales a su vez se clasifican en de impulso o de reacción. En las primeras se aprovecha la energía cinética del fluido obtenido en las toberas y no existe expansión o cambio de presión en los álabes. Mientras que en las de reacción se utiliza fundamentalmente la energía cinética y de presión del fluido, existiendo un cambio de presiones dentro del rotor. A la relación entre el cambio de energía estática en el rotor y la total transferida en el mismo (dinámica más estática) se le conoce como grado de reacción G_R , el cual para el caso de una turbina de impulso como la de Laval $G_R = 0$ dado que el salto entálpico se produce solamente en la tobera. Cuando existe caída de entalpía en el estator y en los álabes (turbinas de reacción) $G_R > 0$, teniendo con frecuencia valores cercanos a 0.5 para turbinas de vapor y gas. Si sólo existe expansión en los álabes $G_R = 1$ y se tiene una etapa pura de reacción como en la turbina de Herón [1].

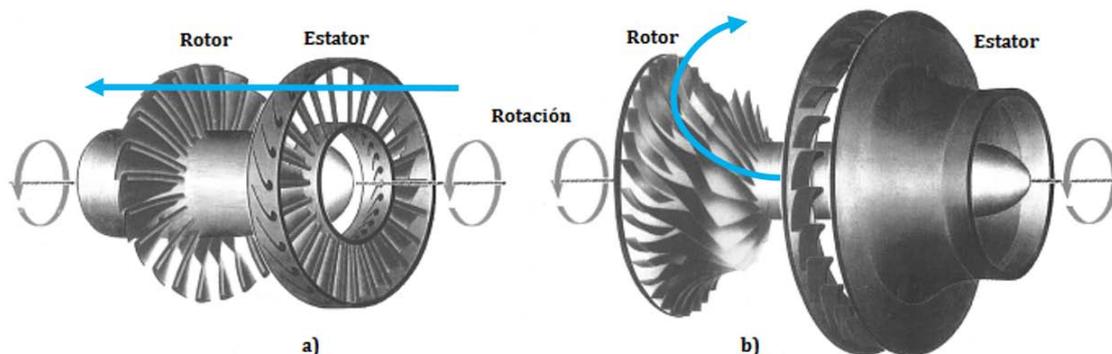


Figura 1.10: Turbinas: a) flujo axial y b) flujo radial [11].

En lo que se refiere a las turbinas radiales, el flujo a través de ellas puede ser hacia el eje (flujo centrípeto), o hacia la periferia (flujo centrífugo). En las de flujo centrípeto, como las turbinas de los turbocargadores, existe una mejor transferencia de energía, pues se aprovecha la acción de la presión del fluido, sin embargo suelen presentarse problemas de desfogue, debido a la acumulación del fluido en zonas de menor radio. Por otro lado, en las de flujo centrífugo, las áreas de paso van siendo mayores a medida que el fluido se mueve hacia la periferia, favoreciendo la expansión del fluido, sin embargo en este caso la energía de presión sólo es aprovechada por el cambio de velocidad relativa. A pesar de eso para un mismo tamaño de máquina, se tienen velocidades periféricas del rotor más altas con flujos centrífugos [1].

En el caso de turbinas centrífugas el ángulo β de salida influye mucho en la calidad de la energía transferida, existiendo tres tipos comunes: $\beta > 90^\circ$, $\beta = 90^\circ$, $\beta < 90^\circ$. En el caso de $\beta > 90^\circ$ con álabes curvados hacia atrás, el valor de la velocidad absoluta V de salida disminuye, aumentando su energía de presión, comportándose como compresor. Para ángulos $\beta = 90^\circ$, los álabes presentan salida radial, incrementando los valores de la velocidad tangencial mejorando el rendimiento al crecer la velocidad V de salida. En el último tipo $\beta < 90^\circ$ con álabes curvados hacia adelante, se tienen los valores más grandes de V a la salida aumentando favorablemente la transferencia de energía bajo la forma dinámica [1].

Ahora que se tienen los conceptos básicos y tipos de transferencia de energía entre fluido-turbina, en la siguiente sección se aborda en particular la tecnología de las microturbinas, explicando las principales diferencias con las convencionales y principales aplicaciones.

1.2. Microturbinas

Las microturbinas son una tecnología relativamente nueva de generación eléctrica a pequeña escala, las cuales van desde unidades de mano produciendo menos de 1 kW, hasta sistemas comerciales que producen cientos de kW. Las microturbinas ofrecen varias ventajas potenciales comparadas con otras tecnologías de generación a pequeña escala que incluyen: un pequeño número de partes móviles, tamaño compacto, peso ligero, una buena eficiencia, pocas emisiones al ambiente, bajos costos de operación y mantenimiento, además de funcionar con una gran cantidad de fluidos y aprovechar el calor residual de fuentes de baja temperatura. Las aplicaciones van desde ciclos de cogeneración en el campo industrial hasta estaciones modulares de fácil transporte [12].

1.2.1. Características de las microturbinas

Las microturbinas son tanto de flujo axial como radial, aunque por lo general se componen de una sola etapa, implementada por una tobera fija o estator y un rotor. Estas operan bajo casi cualquier tipo de fluido, ya sea vapor de agua o algún tipo de gas proveniente de fluidos orgánicos o combustibles. La reducción de escala es la principal característica que las distingue de las demás turbinas, la cual tiene varios efectos sobre el rendimiento, la construcción y elección del fluido de trabajo entre los cuales se encuentran: un aumento de potencia debido a la miniaturización, altas velocidades de rotación, bajo número de Reynolds, rápida puesta en marcha y parada del rotor y un aumento en transferencia de calor.

Aumento de potencia debido a la miniaturización

Realizando un análisis adimensional se observa que la potencia P generada por una turbomáquina es proporcional a la densidad ρ del fluido de trabajo, la quinta potencia del diámetro D , y la tercera potencia de la velocidad de rotación n [13], expresándose:

$$P \propto \rho D^5 n^3 \quad (1.10)$$

Conociendo que la potencia por unidad de volumen es $V \propto D^3$ se tiene:

$$\frac{P}{V} \propto \rho D^2 n^3 \quad (1.11)$$

La velocidad de rotación en el rotor es inversamente proporcional a su diámetro $n \propto \frac{1}{D}$, al igual que el volumen y la densidad $V \propto \frac{1}{\rho}$ por lo que sustituyendo en la expresión (1.10) se obtiene finalmente que la potencia es inversamente proporcional al tamaño de la turbina:

$$P \propto \frac{1}{D} \quad (1.12)$$

La potencia de las turbinas aumenta con la miniaturización, esta reducción de la masa es ventajosa, sin embargo, la potencia de las turbinas a miniatura también está limitada por razones tecnológicas dado que su manufactura no se puede hacer con la misma precisión relativa y el detalle de un tamaño mayor, por lo que el rendimiento podría ser más bajo de lo previsto, dado las leyes de escala [13].

Altas velocidades de rotación

Como ya se había mencionado la velocidad de rotación es inversamente proporcional al diámetro del rotor, sin embargo dicha velocidad además de estar limitada por las leyes de escala en su manufactura, está limitada también por la velocidad de ruptura del rotor. Esta velocidad (en términos de velocidad circunferencial) es constante para una cierta geometría y material del rotor, siendo independiente de su tamaño, por lo que el límite de explosión¹ relacionado con la velocidad de ruptura, al igual que la velocidad de rotación es inversamente proporcional al tamaño del rotor [13].

Otra desventaja que presentan las elevadas velocidades de rotación, es que en algunos casos no permiten un acoplamiento directo con generadores eléctricos y se requiere del uso de cajas de cambio. Una baja velocidad de rotación permite el uso de rodamientos en el eje de velocidad más lenta, lo que aumenta la longevidad de la máquina en operación y mantiene intervalos de mantenimiento menos frecuentes [14].

Bajo número de Reynolds

La escala debe interpretarse con cuidado, tomando en cuenta que el número de Reynolds disminuye con la miniaturización. Para turbinas pequeñas, el flujo dentro de ellas será menos turbulento y más laminar, esto significa que las pérdidas por fricción viscosas serán superiores, lo cual da como resultado un impacto negativo en la eficiencia de la turbina [13]. Esto se aprecia observando el modelo matemático:

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad (1.13)$$

donde u es la velocidad característica, L la dimensión característica de los canales de flujo, y ν la viscosidad cinemática. Considerando la velocidad constante y dependiente solo de la relación de presiones, se tiene que L es directamente proporcional al número de Reynolds Re reduciendo con el tamaño [13].

Rápida puesta en marcha y parada del rotor

La baja inercia del rotor debido al tamaño permite la puesta en marcha y parada de la turbina dentro de una fracción de segundo. Esto permite una regulación en la potencia mediante operaciones por impulso, haciendo que la turbina trabaje a una velocidad óptima y generar al mismo tiempo un voltaje fijo al acoplarse a un generador [13].

Aumento en transferencia de calor

Otro aspecto negativo además de las pérdidas por fricción viscosa, es el efecto térmico entre las partes calientes y las frías de la turbina en estados transitorios. Dado el tamaño de la turbina y proximidad entre partes, puede existir cambios de fase en el fluido de trabajo y esto a su vez problemas de erosión en los álabes del rotor [13].

¹El límite de explosión es el estado crítico donde falla el rotor debido a las altas revoluciones.

1.2.2. Estado del arte en microturbinas

La necesidad de buscar una alternativa a los contaminantes procesos de generación eléctrica a partir del uso de combustibles fósiles, orillo al desarrollo de nuevos sistemas que funcionaran con fuentes de energía más sustentables, tales como la energía solar y geotérmica. La energía geotérmica como principal alternativa surge de la necesidad de utilizar el calor residual del fondo de la tierra para generar energía eléctrica. El valor de este calor residual radica en ser una fuente de energía libre, que encuentra ventajas en el uso de combustibles fósiles, tanto en ahorro por costo, como en reducción de emisiones de CO₂ [14] y al compararla con la energía solar, esta cuenta con una mejor eficiencia y periodos de operación más amplios, dado que no depende de las condiciones climáticas.

Este calor residual puede utilizarse fácilmente para producir potencia en un generador acoplado a un eje por medio de una turbina. Actualmente existen más de veinte compañías en todo el mundo que se dedican al desarrollo y comercialización de microturbinas para uso energético, entre los líderes en manufactura y ciclos modulares de generación se encuentran: Bowman Energy Recovery Systems[®], Calnetix Technologies[®], Capstone Turbine Corporation[®], Infinity Turbine[®] y Green Turbine[®] [12].

El desarrollo de ciclos orgánicos de potencia como el ORC² ha impulsado la comercialización de sistemas modulares capaces de operar a bajas temperaturas para el aprovechamiento del calor residual. Actualmente Infinity Turbine[®] se encuentra desarrollando sistemas ORC modulares a través del uso de microturbinas de flujo radial. En la Figura 1.11 se aprecia la microturbina el modelo IT50 de Infinity Turbine[®], un sistema modular ORC diseñado para trabajar con R245fa (Pentafluoropropano) a temperaturas de entre 80 y 110°C. Esta turbina manufacturada en su totalidad en acero inoxidable 304, cuenta con un acoplamiento magnético de altas velocidades capaz de generar potencias netas de 10 a 60 kW_e [14].



Figura 1.11: Microturbina radial del modelo IT50 ORC, Infinity Turbine[®] [14].

Otras compañías como Calnetix Technologies[®] y Green Turbine[®] también se encuentran desarrollando sistemas energéticos modulares. Calnetix Technologies[®] con su modelo ORC 125XLT opera a temperaturas cercanas a los 95°C, produciendo 125 kW_e gracias a un turbocargador con rodamientos magnéticos [15]. Mientras que Green Turbine[®] se encuentra desarrollando una microturbina axial de vapor de altas revoluciones (30,000 rpm) con un diámetro de rotor de 190 mm (Figura 1.12), capaz de generar 1.5 kW_e a una temperatura de entrada de 200°C [16].

² Organic Rankine Cycle, variante del ciclo Rankine que utiliza refrigerantes con puntos de ebullición por debajo de los 100 °C como fluido de trabajo.



Figura 1.12: Microturbina de vapor de altas revoluciones, Green Turbine[®] [16].

Por otro lado, la universidad de Leuven en Bélgica está trabajando con una microturbina axial de gas de 10 mm de diámetro, manufacturada por medio de electro-erosión en acero inoxidable. Esta turbina que se aprecia en la Figura 1.13 gira a más 160,000 rpm y es capaz de producir 16 W acoplada a un pequeño generador eléctrico.

Tomando en cuenta también el desarrollo de investigación de universidades como el MIT, Stanford, Tohoku y Tokyo en el desarrollo de microturbinas [13], se puede decir que dicha tecnología tiene un área muy prometedora en el sector energético a pequeña escala y se encamina a ser una alternativa viable ante los actuales procesos de generación eléctrica. Sin embargo como antes se comentó otro sector de desarrollo de las microturbinas es el automotriz, implementando turbocargadores en los motores de los vehículos para un aumento de potencia. Actualmente el desarrollo de motores turbo incluye tanto automóviles comerciales como de competencia, encontrándose a la vanguardia de dicha tecnología compañías como Garrett[®], BorgWarner[®], Holset[®], IHI[®] y MHI[®] [17].

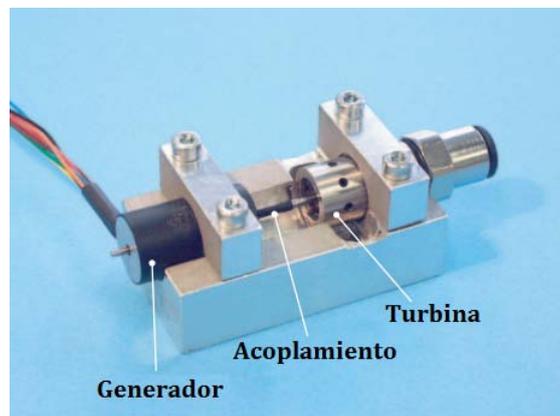


Figura 1.13: Microturbina axial de gas, Leuven, Bélgica [13].

En la siguiente sección se retoma el concepto de energía geotérmica y se describe la capacidad aproximada que tiene México en aprovechamiento. Además se explica de manera más detallada el propósito de este trabajo a través del proyecto CBEI del grupo IIDEA y se muestran los antecedentes en investigaciones relacionadas con la manufactura y diseño de una microturbina de vapor de baja entalpía para su implementación en usos geotermoeléctricos.

1.3. Aplicación geotermoeléctrica de la microturbina

La energía geotérmica es la energía contenida en el interior de la Tierra de la cual se sabe su existencia debido a sus manifestaciones en la superficie como manantiales termales, volcanes y géiseres. Esta es producto del calentamiento de las capas terrestres que se encuentran con acuíferos subterráneos, presurizando el fluido dentro de ellos. Sus aplicaciones van desde la producción de electricidad, cuando se trata de yacimientos de alta entalpía (temperaturas superiores a 150°C), hasta aplicaciones industriales o domésticas de calefacción cuando se trata de temperaturas más bajas [18].

A nivel mundial, México ocupa el cuarto lugar como generador de electricidad por medio de energía geotérmica con una capacidad instalada de 958 MWe entre sus cuatro principales plantas: los Humeros, los Azufres, Tres Vírgenes y Cerro Prieto siendo esta última la de mayor capacidad con 720 MWe. Estudios recientes indican un potencial geotérmico nacional para recursos de alta entalpía de 1643 MWe, para media entalpía de 220 MWe y para baja entalpía de 212 MWe dando un total de 2077 MWe en todo el país [19].

La importancia de aprovechar este recurso natural renovable radica en el enorme potencial con el que se cuenta, teniendo como opciones más viables los yacimientos de energía geotérmica de baja y media entalpía dado sus bajos niveles de profundidad, con la posibilidad de utilizarlos en algunos casos desde la superficie terrestre hasta profundidades no mayores de 1 km [18].

1.3.1. Ciclo binario de evaporación instantánea

Como ya se mencionó una de las aplicaciones de las microturbinas es el generar potencia eléctrica a partir del aprovechamiento de los recursos geotérmicos. Actualmente como parte del desarrollo tecnológico en fuentes de energía renovable, el grupo de investigación aplicada IIDEA (Instituto de Ingeniería Desalación y Energías Alternas) se encuentra diseñando un ciclo termodinámico binario de baja entalpía de 1 kW de potencia, basado en las centrales geotermoeléctricas convencionales, conocido como CBEI (ciclo binario de evaporación instantánea), en la Figura 1.14 se aprecia el esquema completo del ciclo.

El ciclo binario de evaporación instantánea opera de la siguiente manera: el fluido geotérmico (Figura 1.14, flechas de color rojo) cede calor al fluido de trabajo, en este caso agua (Figura 1.14, flechas de color verde), mediante un intercambiador de calor de placas de 6 a 7. A la salida el agua cambia su estado a líquido saturado, el cual se hace pasar a través de una placa orificio de 7 a 8 donde se expande y disminuye su presión, esto hace que parte del fluido se evapore y se tenga una mezcla en 8. La mezcla pasa por un separador de flujos de 8 a 1, haciendo pasar sólo vapor a la microturbina de 1 a 2 y direccionando el líquido a un colector de 5 a 5' para su reingreso al intercambiador de calor por medio de una bomba de 5' a 6. El vapor a la entrada en 1 acciona la microturbina que acoplada a un generador produce corriente eléctrica. El fluido a la salida de la turbina es enfriado en un condensador de 2 a 3 con ayuda de agua a menor temperatura (Figura 1.14, flechas de color azul) proveniente de una torre de enfriamiento de 11 a 9 y una bomba de 9 a 10, para finalmente coleccionar el fluido condensado a través de otra bomba de 3 a 4 y reingresarlo de nuevo al ciclo.

En la Tabla 1.1 se muestran los estados termodinámicos de cada uno de los fluidos dentro de los equipos en operación, donde se hace énfasis en los estados 1 y 2 del ciclo que corresponden a la entrada y salida del vapor en la microturbina (celdas en tono azul). Estas propiedades fueron calculadas teóricamente a través de un software de programación termodinámico y sirven como condiciones iniciales de operación para el análisis de los equipos del ciclo.

Tabla 1.1: Estados termodinámicas de los fluidos en operación (CBEI-IIDEA).

Estados	Recurso geotérmico			Fluido de trabajo									Agua fría		
	A	B	C	6	7	8	1	2	3	4	5	5'	9	10	11
Temperatura (°C)	140.0	140.1	98.92	95.92	137.00	99.61	99.61	45.81	45.81	45.83	99.61	95.84	20.00	20.03	30.00
Presión (MPa)	0.362	0.662	0.362	0.632	0.332	0.100	0.100	0.010	0.010	0.200	0.100	0.100	0.100	0.400	0.300
Gasto (kg/s)	0.064	0.064	0.064	0.048	0.048	0.048	0.003	0.003	0.003	0.003	0.045	0.048	0.229	0.229	0.229
Densidad (kg/m ³)	926.1	926.2	959.2	961.5	928.8	8.324	0.590	0.076	989.8	989.9	958.6	961.3	906.6	998.3	995.7
Entalpía Líquido (kJ/kg)	589.2	589.6	414.8	402.4	576.3			191.8	191.8	192.1	417.5	401.6	84.01	84.41	126.0
Entalpía Gas (kJ/kg)							2674.9								
Entalpía Mezcla (kJ/kg)						576.3		2331.9							
Calidad (%)	0.000				0.000	0.070	1.000	0.895	0.000		0.000	0.000			
Entropía Líquido (kJ/kg)	1.739	1.739	1.295	1.260	1.708	1.303	1.303	0.649	0.649	0.649	1.303	1.260	0.296		
Entropía Gas (kJ/kg)							7.359								
Entropía Mezcla (kJ/kg)						1.729		7.359							

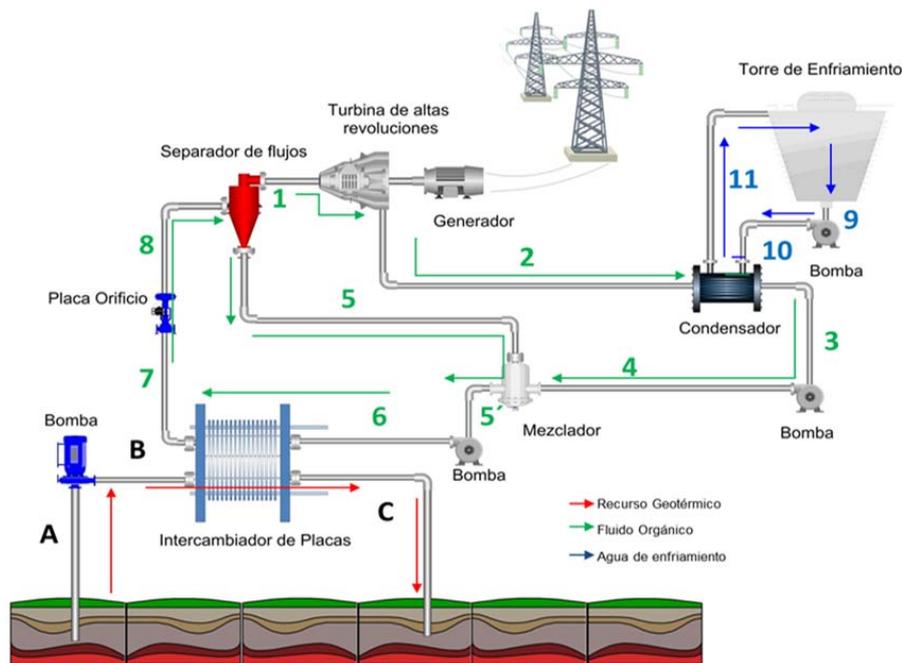


Figura 1.14: Ciclo binario de evaporación instantánea (IIDEA).

La finalidad de este ciclo es aprovechar el recurso geotérmico de baja entalpía de zonas con potencial en el país y utilizarlo en regiones donde no se cuente con un sistema de corriente eléctrica convencional, por lo que el ciclo debe transportarse de una manera fácil, debido a lo anterior el diseño de los equipos termodinámicos que componen el ciclo está sujeto al tamaño del sistema. Con esta limitante es necesario adecuar los tamaños comerciales de los equipos o en su defecto diseñar y manufacturar cada uno.

En el caso particular, del que se centra este trabajo, la microturbina resulta más viable producirla que adquirirla. La idea de diseñar y manufacturar la microturbina surge a raíz de los elevados precios de desarrollo en las principales empresas manufactureras dado que dependiendo del tamaño y la aplicación, una microturbina puede costar entre \$50,000 y \$100,000 USD [14], resultando más conveniente construirla.

En el siguiente apartado se analiza detalladamente los antecedentes en diseño y manufactura de una microturbina de vapor de flujo axial para su implementación en el CBEI, prestando especial atención en las propiedades termomecánicas del material con el cual fue manufacturada.

1.3.2. Antecedentes en el desarrollo de la microturbina

Dentro de las opciones para el desarrollo de una microturbina para el CBEI se encontró la propuesta de diseñarla y manufacturarla en su totalidad. El diseño se estableció según las condiciones de operación en el ciclo, proponiendo una microturbina de impulso de flujo axial con una sola etapa. Esta turbina con álabes simétricos y admisión parcial de fluido permitiría un óptimo funcionamiento dado el poco flujo presente en el ciclo [20]. Las dimensiones con las que contaba eran un diámetro de rotor de 200 mm, un diámetro interior de ajuste con el eje de 50 mm, un ancho de 25 mm y una altura de álabes de 30 mm (Figura 1.15).

El rotor de esta microturbina a su vez estaba ensamblado junto con unos pernos al eje de rotación (Figura 1.15 b), esto como medida de seguridad en el diseño, de tal manera que los pernos se comportaran como un fusible durante regímenes de giro excesivos [21]. La principal ventaja que se le veía a este diseño radicaba en sus dimensiones y a la posibilidad de manufacturar el rotor por medio de impresión 3D, reduciendo significativamente los costos en comparación al maquinado por CNC (Computer Numerical Control). El rotor de la microturbina fue manufacturado en PPSU (polifenilsulfona) a través del método de deposición fundida en una máquina de prototipado rápido Fortus 900mc®.



Figura 1.15: a) Ensamble de la microturbina y b) rotor de flujo axial (IIDEA) [20][21].

Se realizaron simulaciones numéricas en elemento finito de las condiciones críticas de operación en el rotor, donde se importaron las propiedades termomecánicas de los materiales en interacción, caracterizando al eje de aluminio y a los pernos de PMMA (polimetilmetacrilato). Los resultados indicaron concentraciones de esfuerzos en la periferia del rotor y eje, una mala distribución de esfuerzos térmicos debido a la mala conductividad térmica del material y una transferencia de esfuerzos entre el eje y el rotor, indicando que los máximos esfuerzos se situaban en zonas alejadas a los pernos, resultando irrelevantes como medida de seguridad. Pruebas experimentales con el rotor corroboraron los resultados, existiendo desprendimiento de material en los álabes debido a las altas revoluciones [21].

Quedo claro que aunque novedoso y eficiente el método de manufactura del rotor, no resultaba apropiado dada las limitantes del material con el que se trabajaba. Un cambio en el material y por ende en su manufactura era requerido, por lo que se optó por investigar en otras formas de desarrollar la microturbina sin la necesidad de utilizar manufactura avanzada. Una de las principales opciones fue el modificar a partir de una turbina comercial el diseño de la misma para adecuarlo a las condiciones de operación del ciclo, es por eso que en el siguiente apartado se analiza la viabilidad de utilizar una microturbina de un turbocargador como equipo transformador de energía en el CBEI.

1.3.3. Microturbina de trabajo

La implementación de un turbocargador comercial como microturbina de trabajo dentro del CBEI surge a raíz de reducir los costos en material y manufactura, sin embargo esta no es la primera vez que se realiza en el mundo. La universidad de Canterbury en Nueva Zelanda modificó una pequeña turbina radial de un turbocargador para que sirviera como un turboexpansor en un sistema ORC para la generación de 1 kW en 2013 [22]. En ese mismo año el Tecnológico de Monterrey en México igual buscaba la posibilidad de generar potencia eléctrica a través de un turbocargador modificado, pero esta vez en un ciclo Brayton [23]. La selección del turbo para el CBEI se detalla en *Acoplamiento de un turbocompresor a un ciclo geotermoeléctrico de baja potencia* [24], por lo que este trabajo se limita solo a analizar la viabilidad de esta microturbina desde un punto de vista termomecánico en diseño y materiales.

El turbocargador seleccionado fue de un automóvil Mercedes-Benz Smart, modelo GT1238S fabricado por Garrett® de 599 cc de capacidad y potencia de 44 kW, debido a que solo se requería la turbina dentro del turbo, se adquirió solo el cartucho del turbo, con un precio en lista de 113.00 euros [25]. Dicho cartucho elaborado de hierro fundido, cuenta con una microturbina centrípeta de 35.6 mm de diámetro con álabes K18 (superaleación base níquel), un compresor de aluminio y un buje de lubricación de bronce.

Los turbocargadores operan bajo grandes flujos de escape que son dirigidos a la turbina por medio de una caracola, sin embargo dado las condiciones de operación del CBEI, la sección transversal de la caracola resulta muy grande para el flujo generado, por lo que fue necesario el rediseño de una carcasa que contara con una pequeña tobera que acelerara el flujo proveniente del separador a la turbina. Esta carcasa se manufacturó de bronce S.A.E. 40 A.S.T.M. B 145 por medio de un torno [24]. Posteriormente se manufacturaron los elementos auxiliares para correcto acoplamiento al ciclo. En la Figura 1.16 se muestra el ensamble final de la modificación del turbocargador, donde se aprecia en a) el acoplamiento al generador mediante una barra de aluminio unida al compresor y en b) los soportes en forma de L fabricados en solera de acero (ASTM-A-36), además de las entradas y salidas de vapor de la carcasa.

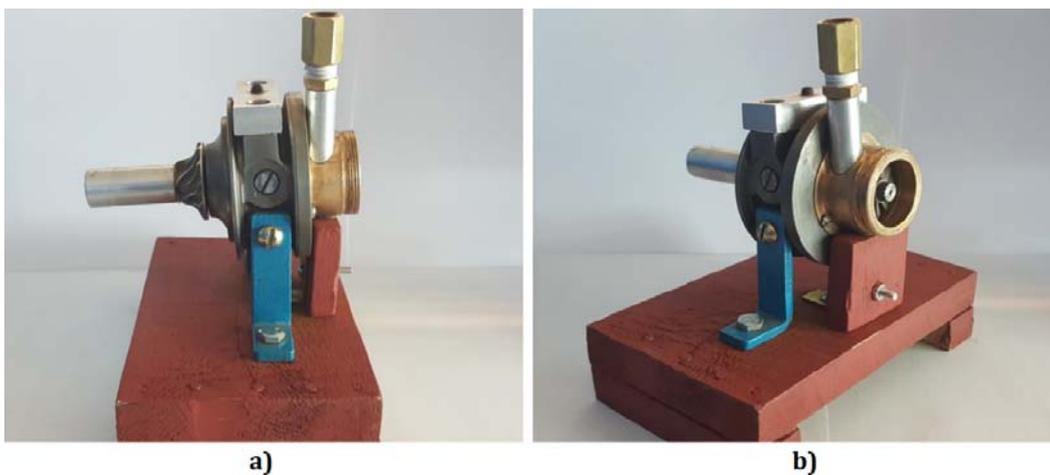


Figura 1.16: Ensamble del turbocargador modificado: a) vista lateral y b) vista isométrica (IIDEA).

En el siguiente capítulo se analiza a detalle las fuerzas dinámicas y cargas térmicas en condiciones críticas de operación presentes en la turbina. Se hace un análisis de los principales mecanismos de fallas en las turbinas y se realiza una comparación cuantitativa de las propiedades termomecánicas de los materiales comúnmente usados en la fabricación de turbinas, esto, con el fin de tener una referencia con el material de la turbina elegida.

Capítulo 2

Análisis del diseño de la microturbina

Un análisis de las propiedades termomecánicas del material de la microturbina a partir de sus geometrías y condiciones iniciales de operación, ofrece una idea más clara de su comportamiento en el CBEI. Este capítulo se enfoca especialmente al modelado analítico del rotor de la microturbina y al análisis de falla del mismo, esto considerando que es el elemento dentro del turbo que sufre los mayores niveles de esfuerzo durante su funcionamiento. La finalidad es contar con un modelo simplificado que ayude a visualizar en primera instancia la distribución de los esfuerzos presentes en el rotor. Para su realización se dividirá en un modelo mecánico, donde solo influyan cargas dinámicas y en otro térmico donde se presenten solo gradientes térmicos de temperatura. Pero antes se abordan los conceptos básicos de falla en materiales para turbomáquinas y se analizan los materiales y parámetros de selección en la fabricación de rotores.

2.1. Análisis de falla en materiales para turbinas

La falla en el concepto más general, se refiere a cualquier acción que deja inhabilitado parcial o totalmente una estructura o mecanismo. Esta puede presentarse como una deformación permanente, una fractura o incluso una inestabilidad producto de una deflexión elástica excesiva. Entre las variables más importantes al analizar una falla están: la naturaleza del material, las configuraciones de la carga aplicada, la forma de la estructura, las condiciones del medio donde se desarrolla [26].

2.1.1. Fractura

Un material que es capaz de absorber una gran cantidad de energía antes de fracturarse, presenta deformación plástica y es denominado dúctil. Por otro lado si antes de la fractura un material sufre poca o nula deformación plástica (menos del 5%) con poca absorción de energía, el material es clasificado como frágil. En el caso de la falla por fractura, este proceso está compuesto de dos etapas: la formación y la propagación de una fisura en respuesta a una carga aplicada. La resistencia a la fractura de un material es función de las fuerzas cohesivas que existen entre los átomos [26]. Sobre esta base, la resistencia cohesiva teórica de un sólido elástico es aproximadamente una décima parte de su rigidez, sin embargo en la práctica la mayoría de los materiales presentan valores entre 10 y 1000 veces menores a los teóricos.

Esta discrepancia la explicó A. Griffith al proponer en la superficie e interior del material la presencia de micro grietas que amplifican o concentran la carga aplicada [27]. Cabe señalar que esta amplificación de esfuerzos también sucede a grandes escalas por lo que bordes perfilados o agujeros presentes en el diseño de elementos en las turbinas pueden ser responsables de posibles fallas en su estructura. La tenacidad a la fractura K_c es una propiedad que mide la resistencia del material a la fractura frágil cuando una grieta está presente, la cual está en función del esfuerzo crítico para la propagación de grietas (σ_c), el tamaño de la grieta (a) y un parámetro geométrico adimensional de la pieza (Y). Eventualmente K_c se hace independiente del espesor, cuando existen condiciones de deformación plana. El valor de la constante K_c para probetas más gruesas se denomina tenacidad a la fractura en deformación plana K_{IC} , la cual se define:

$$K_{IC} = Y\sigma_c\sqrt{\pi a} \quad (2.1)$$

Donde el subíndice I indica el valor crítico para el modo I de desplazamiento de la grieta. Esta es la tenacidad a la fractura normalmente citada. Los materiales frágiles, para los cuales no es posible que ocurra apreciable deformación plástica en frente de la grieta, tiene valores pequeños de K_{IC} y son vulnerables a la rotura catastrófica.

El K_{IC} es una propiedad única para cada material, sin embargo es posible modificarla. La magnitud de K_{IC} disminuye al aumentar la velocidad de deformación y al bajar la temperatura del material. Alterando la microestructura del material por ejemplo mediante disolución sólida, por dispersión de una segunda fase, aumenta su resistencia a la cedencia pero disminuye K_{IC} , de modo contrario K_{IC} aumenta al reducir el tamaño de grano en aleaciones [27]. En la Tabla 2.1 se muestran los valores de σ_y y K_{IC} a temperatura ambiente de algunas aleaciones empleadas en la manufactura de rotores y álabes de turbina.

Tabla 2.1: Resistencia a la cedencia y tenacidad a la fractura de aleaciones para turbina [27].

Material	σ_y [MPa]	K_{IC} [MPa \sqrt{m}]
Aleación Al (2024-T351)	325	36
Aleación Al (7075-T651)	505	29
Acero aleado 4340 (revenido @ 260°C)	1640	50
Acero aleado 4340 (revenido @ 425°C)	1420	87.4
Aleación Ti (Ti-6Al-4V)	910	55

En el diseño de turbinas la mecánica de la fractura ocupa un papel importante al considerar la posibilidad de fractura en una determinada pieza, sin embargo es importante decidir cuáles de estas variables están determinadas por la aplicación y cuáles al diseño, dado que una vez que se define cualquier combinación de dos de estos parámetros, el tercero queda fijo. Por ejemplo si se conoce K_{IC} y el tamaño de a , entonces el esfuerzo de diseño o crítico σ_c viene determinado por la ecuación (2.2), por otro lado si σ_c y K_{IC} son predeterminadas, entonces el tamaño de grieta crítico a_c se define por la ecuación (2.3):

$$\sigma_c \leq \frac{K_{IC}}{Y\sqrt{\pi a}} \quad (2.2)$$

$$a_c = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{IC}}{\sigma Y} \right)^2 \quad (2.3)$$

2.1.2. Fatiga

La fatiga es una forma de falla que ocurre en estructuras sometidas a cargas dinámicas y fluctuantes, como es el caso de rotores de turbinas. En estas circunstancias, la fractura puede ocurrir a un nivel de esfuerzo sensiblemente menor que el límite elástico correspondiente para ese material. El término fatiga se utiliza debido a que este tipo de falla ocurre después de un periodo largo de cargas repetitivas. Se estima que es la causa de aproximadamente el 90% de fallas en metales y aleaciones [27]. La fractura por fatiga tiene aspecto frágil aun en metales que son normalmente dúctiles, en el sentido de que no hay deformación plástica importante asociada. El proceso ocurre por la iniciación y propagación de grietas.

La fuerza aplicada puede ser axial (tensión-compresión), de flexión o bien de torsión. En general, son posibles tres modos distintos de esfuerzo fluctuante-tiempo. En la Figura 2.1 a, se ilustra la variación de los esfuerzos con el tiempo para un ciclo simétrico de carga invertida, en el cual el esfuerzo fluctúa desde una tracción máxima (+) hasta una compresión (-) de igual magnitud. Mientras que en la Figura 2.1 b, se muestra un ciclo de carga repetida, en el cual los esfuerzos máximo y mínimo son asimétricos en relación al nivel cero de carga, donde se indica el esfuerzo medio σ_m , el intervalo de esfuerzos σ_r y el esfuerzo alternativo σ_a [27], definiéndose:

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{max} + \sigma_{min}) \quad (2.4)$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \quad (2.5)$$

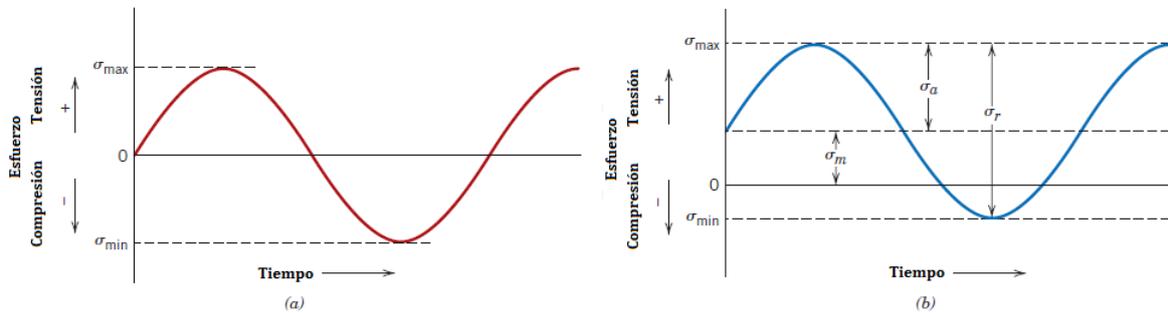


Figura 2.1: Variación de esfuerzos con el tiempo: (a) simétrico y (b) carga repetida [27].

En la Tabla 2.2 se muestran los criterios comúnmente aplicados, que hacen referencia a la relación entre esfuerzos medios y alternativos en el análisis de fatiga. En cada caso el esfuerzo crítico de fatiga se especifica como el número de ciclos que puede tener entre la fractura del material y su resistencia: $\sigma_c \leq \sigma_{cr} \leq \sigma_f$. Pruebas experimentales han demostrado que para aceros la relación de Soderberg o Goodman modificada son las que predicen mejor las fallas por fatiga. La relación de Gerber permite un rango de valores más amplios por lo que resulta la menos segura. Por otro lado para materiales con un alto grado de dureza la relación de SAE y Goodman modificada resultan una buena opción, considerando para este caso $\sigma_u = \sigma_f$ [26].

Tabla 2.2: Criterios de fatiga [26].

Criterio de fatiga	Goodman modificada	Soderberg	Gerber	SAE
Ecuación	$\frac{\sigma_a}{\sigma_{cr}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1$	$\frac{\sigma_a}{\sigma_{cr}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_y} = 1$	$\frac{\sigma_a}{\sigma_{cr}} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 = 1$	$\frac{\sigma_a}{\sigma_{cr}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_f} = 1$

Para la caracterización de la fatiga en los materiales se realizan ensayos en equipos especiales sometiendo probetas a cargas cíclicas con valores alrededor de dos tercios de la resistencia del material y se registra el número de ciclos a la fractura. Este procedimiento se repite a amplitudes máximas decrecientes. los resultados se representan en un diagrama de esfuerzos S , frente al logaritmo del número N de ciclos hasta la rotura.

En la Figura 2.2 se ilustran dos diagramas S-N, donde se aprecia que cuanto mayor es la magnitud del esfuerzo, menor es el número de ciclos que el material es capaz de resistir. En algunas aleaciones férricas y en aleaciones de titanio, la curva S-N (Figura 2.2 a) se hace horizontal para grandes valores de N , existiendo un esfuerzo limite denominado límite de resistencia a la fatiga, por debajo del cual la falla no ocurre.

En muchos aceros, los límites de fatiga están comprendidos entre el 35 y el 60 % de la resistencia del material. Muchas de las aleaciones no férricas como el aluminio, cobre o magnesio no tienen un límite de fatiga, en el sentido de que la curva S-N continúa decreciendo al aumentar los ciclos (Figura 2.2 b), por lo que el fallo por fatiga ocurrirá independientemente de la magnitud del esfuerzo máximo aplicado. Para estos materiales, la respuesta a la fatiga se especifica mediante la resistencia a la fatiga que es el nivel de esfuerzo que produce la rotura después de un determinado número de ciclos, asociado a una vida de fatiga que es el número de ciclos para producir la falla a un nivel especificado de esfuerzo (Figura 2.2 b) [27]. En la Figura 2.3 se aprecian los diferentes comportamientos en las curvas S-N para un latón rojo, una aleación Al 2014-T6 y acero 1045.

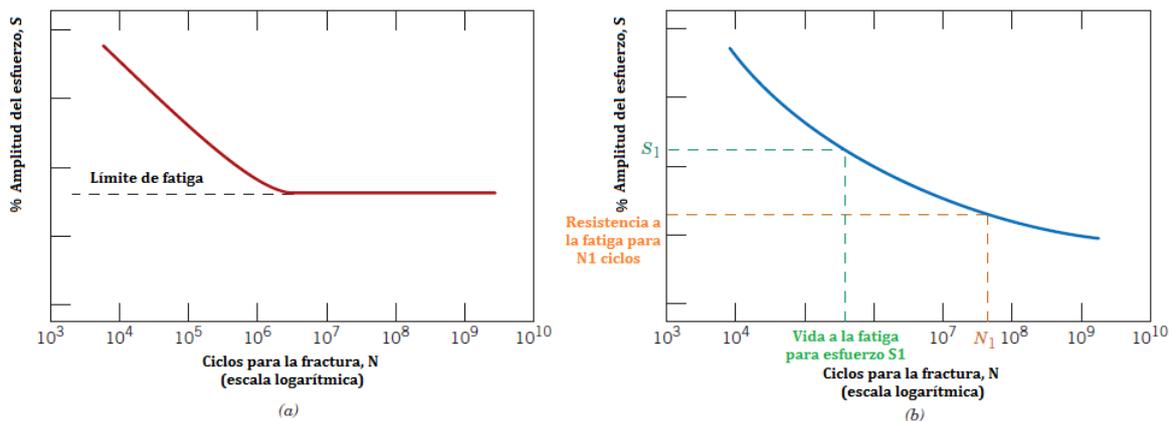


Figura 2.2: Curvas S-N: (a) materiales con límite de fatiga y (b) resistencia a la fatiga. [27].

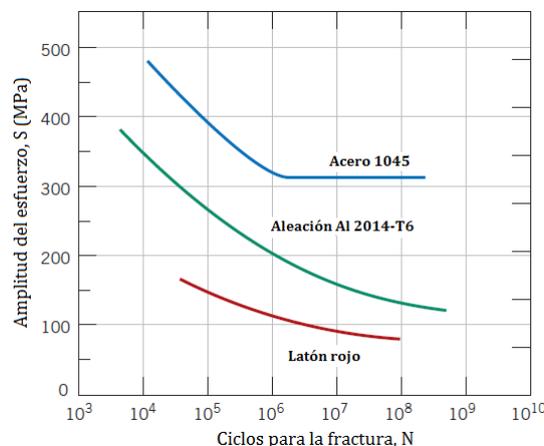


Figura 2.3: Curvas S-N del latón rojo, una aleación Al 2014-T6 y acero 1045. [28].

Sin embargo, en este tipo de pruebas existen grandes dispersiones en los resultados relacionadas con los valores de ciclos para un número determinado de especímenes sujetos a los mismos niveles de esfuerzo. Esta variación lleva a ciertas incertidumbres en el comportamiento del material y es resultado de la sensibilidad que tiene la prueba de fatiga, donde parámetros como el tipo de fabricación de la probeta, la preparación de la superficie, defectos en el material o la misma alineación en la maquina producen estas variaciones.

Debido a esto, varias técnicas estadísticas se han venido desarrollando para especificar la fatiga de los materiales en términos de probabilidades. Una manera conveniente de representar los valores obtenidos en dichas pruebas es mediante curvas de probabilidad, donde cada curva recibe una cierta probabilidad de falla a determinado nivel de esfuerzo y ciclo de falla. La Figura 2.4 muestra diferentes curvas de probabilidad de falla en un diagrama S-N para la aleación de aluminio 7075-T6, donde P denota la probabilidad de falla en cada curva. Por ejemplo a un valor de 200 MPa de acuerdo a la Figura 2.4 la aleación Al 7075-T6 tiene una probabilidad del 1 % de fallar a 10^6 ciclos y una probabilidad del 50 % de fallar a 10^8 ciclos [27].

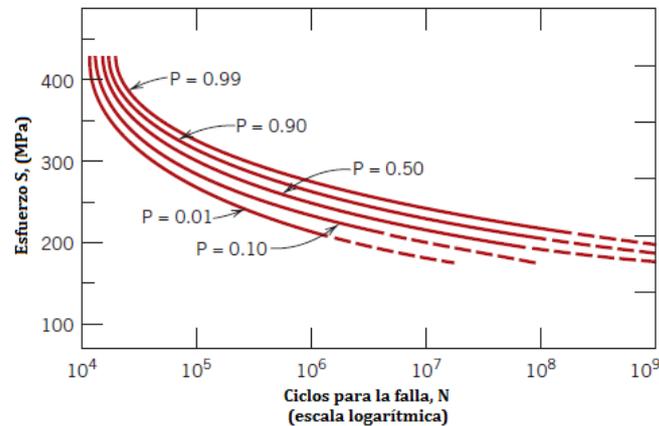


Figura 2.4: Probabilidad a la falla en curvas S-N para una aleación Al 7075-T6. [29].

En resumen, el proceso de falla por fatiga está representado en tres pasos: primero la formación de una grieta, donde una pequeña grieta es formada en un punto de alta concentración de esfuerzos, segundo la propagación, durante el cual avanza incrementando con cada ciclo de esfuerzo y tercero, la falla que ocurre de una forma rápida una vez que la grieta alcanza un tamaño crítico. La grieta asociada a la falla por fatiga siempre tiene como punto de nucleación en la superficie algún punto de concentración. La nucleación de grietas se presenta comúnmente en bordes, cavidades, ángulos agudos y orificios; regiones que concentran esfuerzos en la pieza.

Los efectos ambientales afectan también el comportamiento de los materiales en las turbinas ante la fatiga. Las causas más comunes de falla debido a dichos efectos son debido a la fatiga térmica y la fatiga por corrosión. La fatiga térmica es inducida a elevadas temperaturas debido a esfuerzos térmicos fluctuantes [27]. Estos son originados a cambios de volumen en el material producto de variaciones en la temperatura. Una forma de prevenir estos esfuerzos es reduciendo la diferencia de temperaturas u obteniendo excelentes propiedades térmicas en el material que permitan una distribución de temperaturas uniforme y un cambio de volumen mínimo.

Por otro lado la fatiga por corrosión ocurre debido a la acción cíclica de esfuerzos más el ataque químico de partículas corrosivas, tales como sólidos disueltos en el agua. Existen muchas maneras de contrarrestar estos efectos presentes en el ambiente, una forma es recubriendo la superficie de los materiales en contacto con el ambiente, seleccionar materiales con buenas propiedades anticorrosivas o tener un adecuado control del medio donde se encuentra el material [27].

2.1.3. Creep

Algunos materiales son sometidos a elevadas temperaturas de servicio y a cargas mecánicas constantes que producen esfuerzos centrífugos, como es el caso de rotores en las turbinas. La deformación bajo estas circunstancias se denominada creep. En materiales como el plomo, el caucho y ciertos plásticos, el creep ocurre a temperaturas ambiente. Sin embargo la mayoría de los materiales metálicos empiezan a manifestar creep alrededor del 40 % de su temperatura de fusión [26]. Tanto la temperatura como los niveles de esfuerzo en el material son los principales parámetros que caracterizan al creep. Se dice que a temperaturas por debajo del $0.4 T_m$ (temperatura de fusión) y después de ser sometido a una carga inicial, la deformación es virtualmente independiente del tiempo. A medida que se incrementan la temperatura y los esfuerzos, se aprecia la dependencia con el tiempo antes de la falla, disminuyendo paulatinamente el tiempo de operación del material a elevados valores de temperatura y esfuerzo (Figura 2.5).

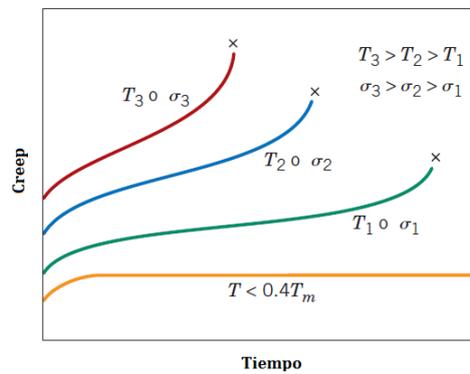


Figura 2.5: Influencia del esfuerzo σ y la temperatura T en el comportamiento del creep [27].

Los resultados de pruebas de ruptura por creep son comúnmente representados en términos del logaritmo del esfuerzo contra el logaritmo del tiempo de vida ante la fractura. En la Figura 2.6 se muestran las curvas a diferentes temperaturas de una aleación de níquel-carbono, donde se ve una aparente relación lineal en cada temperatura, sin embargo, no para todas las aleaciones se conserva este comportamiento [27].

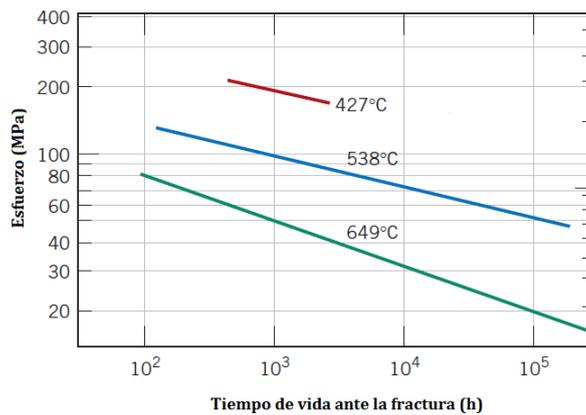


Figura 2.6: Esfuerzo contra vida ante la fractura de una aleación níquel-carbono [30].

Existen varios factores que afectan al comportamiento del creep en los metales, los cuales incluyen la temperatura de fusión, rigidez del material y tamaño de grano. En general un alto punto de fusión, una elevada rigidez y un tamaño de grano grande son lo adecuado para contrarrestar los efectos del creep. Respecto al tamaño de grano, tamaños pequeños permiten el aumento de deslizamientos en los límites de grano, que resulta en altas velocidades de creep.

Materiales como los aceros inoxidable, metales refractarios y superaleaciones de cobalto o níquel presentan una alta resistencia ante el creep, debido a la adición de fases dispersas insolubles en el material que impiden el movimiento en los granos. Otra forma de combatir el creep, viene relacionado con técnicas de proceso avanzado en las cuales al momento de fundir y dar forma a una pieza se direcciona la solidificación [27]. Este proceso genera grandes tamaños de grano en las piezas y en algunos casos es posible obtener piezas monocristalinas (Figura 2.7).

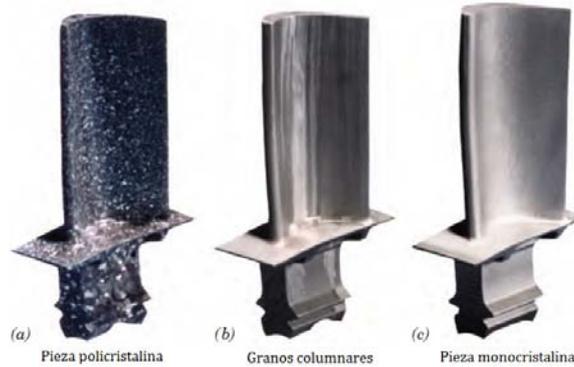


Figura 2.7: Diferentes tipos de solidificación en la obtención de álabes para turbina: (a) pieza policristalina, (b) granos columnares y (c) pieza monocristalina [27].

2.2. Parámetros de selección y materiales para turbinas

Con el fin de analizar los materiales y métodos de fabricación de los rotores de turbinas de vapor, se hace una breve descripción de los parámetros que ayudan a seleccionarlos. Aunque los rotores de las turbinas de vapor exhiben una gran variedad en tamaños, número de etapas y otras construcciones características, todos ellos se pueden clasificar en tres categorías básicas: rotores ensamblados, rotores sólidos y rotores mixtos. Los rotores ensamblados son aquellos que se construyen con la unión de una rueda de álabes sobre un eje. Mientras que los rotores sólidos se caracterizan por ser de una sola pieza, tanto el disco del rotor como el eje son maquinados a partir de un único elemento forjado. Finalmente los rotores mixtos son aquellos en los que algunas de las ruedas de álabes son una sola pieza con el eje y otras están ensambladas [9].

2.2.1. Parámetros de selección en la fabricación de rotores

Existen varios factores que determinan el tipo de construcción que se utiliza para cualquier aplicación de rotor de turbina, entre los más significativos están: la velocidad de operación, el tamaño del rotor y la temperatura del vapor al ingreso. Una regla usada generalmente en la industria para determinar si la construcción de rotores es adecuada por medio de ensamble, es a través de aplicar un criterio que relaciona el producto entre la velocidad angular y el tamaño del rotor (es decir una velocidad tangencial punta). Teniendo como límite una velocidad de 213 a 244 m/s, que es una velocidad por debajo de los requisitos de la norma API 612 (American Petroleum Institute Specification), que establece conveniente construir rotores por medio de varios elementos, siempre y cuando no se supere una velocidad tangencial de 251 m/s o una temperatura de entrada de 440°C para evitar fallas en operación [9].

Lo que respecta a la relación entre la temperatura del vapor y la viabilidad de construcción por ensamble, esta radica en el método de unión empleado. Las ruedas de álabes son comúnmente unidas al eje mediante un ajuste por interferencia al calentar la rueda y ser colocada en posición para después dejarla enfriar a la temperatura del eje y contraerse.

Mientras la rueda de álabes y el eje estén a la misma temperatura, el ajuste por interferencia se mantiene. Sin embargo, si durante cualquier condición de funcionamiento transitorio existe una diferencia de temperatura grande entre el rotor y el eje, la contracción que mantiene unidas a ambas piezas se pierde por completo, produciendo problemas que involucran fallas debido a vibraciones y rupturas por fatiga. Por esta razón, es conveniente utilizar rotores sólidos siempre que la temperatura máxima a la entrada de la turbina exceda los 440°C [9].

2.2.2. Materiales para turbinas de vapor

La elección de los materiales para los elementos de una turbina debe basarse en un número de factores tanto de diseño como de operaciones particulares. En el caso de un rotor, desempeña la función de transformar la energía térmica de expansión del vapor en energía mecánica de rotación sobre un eje, por lo que se debe tener en cuenta tanto propiedades mecánicas como térmicas para evitar su falla. Entre las principales propiedades a evaluar en los materiales para un rotor se encuentran: una alta resistencia mecánica y a la fatiga, una alta rigidez, baja densidad (relacionado con los esfuerzos inducidos por la inercia en el giro), alta conductividad térmica y bajo coeficiente de expansión térmico (debido a los esfuerzos térmicos inducidos por diferencias de temperatura), así mismo, contar con una alta tenacidad a la fractura y buenas propiedades superficiales como una alta resistencia a la corrosión y erosión por partículas en el vapor, manteniendo siempre una buena relación entre costos.

Según la norma ASTM A293 (Specification for Steel Forgings, Carbon and Alloy, for Turbine Generator Rotors and Shafts) los materiales empleados para la manufactura de ejes y ruedas de álabes para ensamble de rotores son aleaciones de acero-Cr-Mo-Ni. La especificación comercial para álabes y ejes son aleaciones de acero inoxidable con 12 %Cr tales como la AISI 405 y 410 y para rotores, aleaciones de acero-Ni-Cr-Mo AISI 4340 y acero-Cr-Mo AISI 4140. Mientras que para rotores sólidos los materiales empleados se basan en la norma ASTM A470 (Specification for Vacuum-Treated Carbon and Alloy Steel Forgings for Turbine Rotors and Shafts) clase 4, para temperaturas de hasta 482°C, o clase 8, para temperaturas de hasta 565°C. Entre los cuales se encuentran aleaciones de acero-Cr-Mo-Ni-V [9].

En la Figura 2.8 se aprecia la relación resistencia-temperatura después de 100,000 horas de operación de diferentes aleaciones de acero, donde 1Cr-Mo-V (termino general para denotar aleaciones de acero empleadas en las normas ASTM A293 y A470) [31], presenta buena resistencia en promedio 200 MPa a temperaturas menores a 500°C.

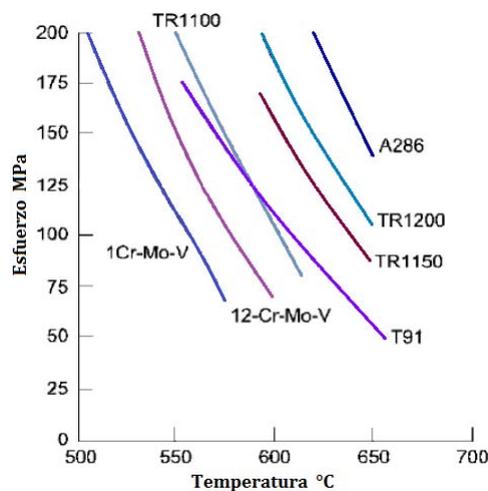


Figura 2.8: Resistencia a la ruptura contra temperatura a 100,000 horas de operación. [32].

Otra propiedad relevante del material en rotores es la tenacidad a la fractura, esta, relacionada con la resistencia a la ruptura por propagación de grietas. En aleaciones 1Cr-Mo-V la norma ASTM A470 clase 8 especifica un límite de fractura aparente debido a una transición de temperaturas (FATT) a 121°C. Los rangos típicos de FATT para aleaciones rondan normalmente entre 85 a 126°C [32]. La Figura 2.9 muestra el comportamiento de la secuencia de arranque de un rotor en función de su velocidad de rotación, temperatura, esfuerzo y tamaño crítico de grieta, donde se aprecia como a_c es mayor al arranque y como esta va decreciendo conforme la temperatura T y esfuerzo σ aumentan hasta un valor crítico, que coincide con el máximo nivel de esfuerzos permitido en el material para la propagación de la grieta [33].

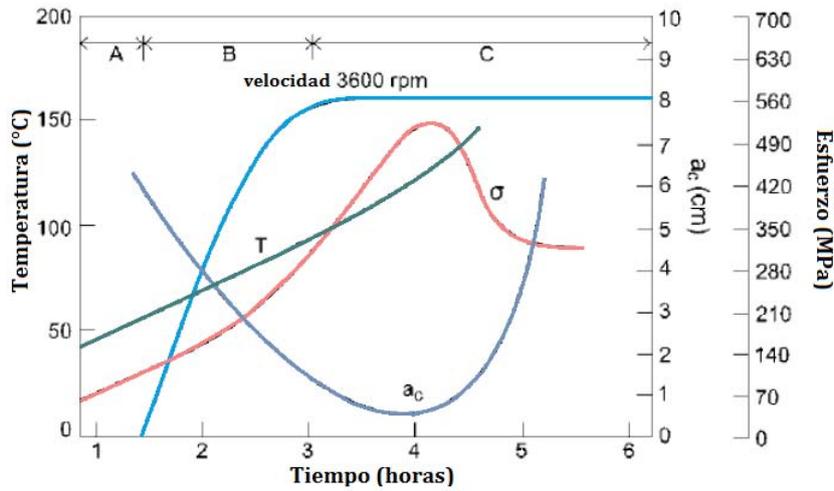


Figura 2.9: Secuencia de arranque de un rotor para aleaciones de acero 1Cr-Mo-V [32].

Realizando un análisis particular de los materiales con los que comúnmente se manufacturan los álabes, se encuentran, aleaciones de acero-Cr-Mo-W-Cb-V con 12-13%Cr como las AISI 410, 414 y 422, aleaciones de acero con alto contenido en cromo endurecidas por precipitación como la 17-4PH (AISI 630), aleaciones de titanio [32] y aleaciones de alta resistencia térmica como aleaciones de aluminio para temperaturas menores a 227°C, aleaciones de níquel y cobalto para temperaturas de 627 a 827°C y aleaciones de molibdeno para temperaturas mayores a 1027°C [34] alcanzando por medio de técnicas de enfriamiento en los álabes operar a temperaturas de entrada de hasta de 1427°C [35]. En la Figura 2.10 se muestran los valores típicos de esfuerzos admisibles en aleaciones para álabes, en función de la temperatura para un límite de 1000 horas de vida útil [2].

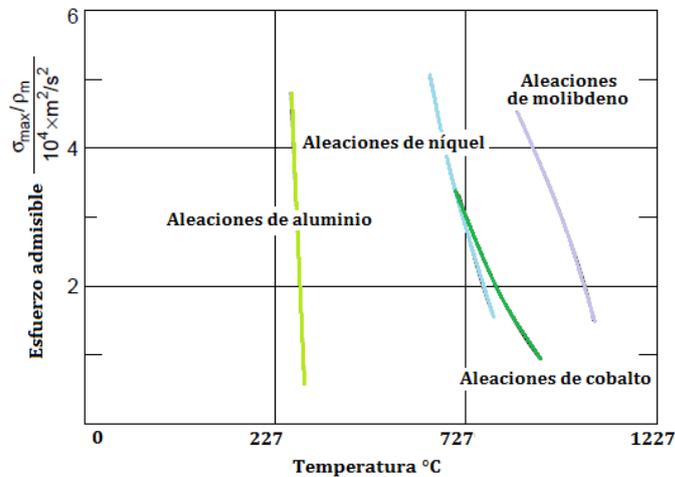


Figura 2.10: Esfuerzos admisibles de aleaciones de alta resistencia térmica para álabes [2].

Por otro lado en la Figura 2.11 se muestra la influencia de la vida útil ante la ruptura y el porcentaje de *creep* del Inconel 713, aleación utilizada en la manufactura de álabes y rotores de turbinas. Esta aleación constituida a base de níquel contiene 13 % de cromo, 6 % de hierro y en menor cantidad manganeso, silicio y cobre. Para permitir una operación a temperaturas elevadas y tener un periodo largo de vida en los álabes, los diseñadores aplican comúnmente la resistencia a la fluencia como criterio de diseño [2], donde, para el caso del Inconel 713 se ve como su resistencia va decreciendo conforme la temperatura o el periodo de operación aumenta, demostrando la presencia de *creep* en los álabes durante su funcionamiento.

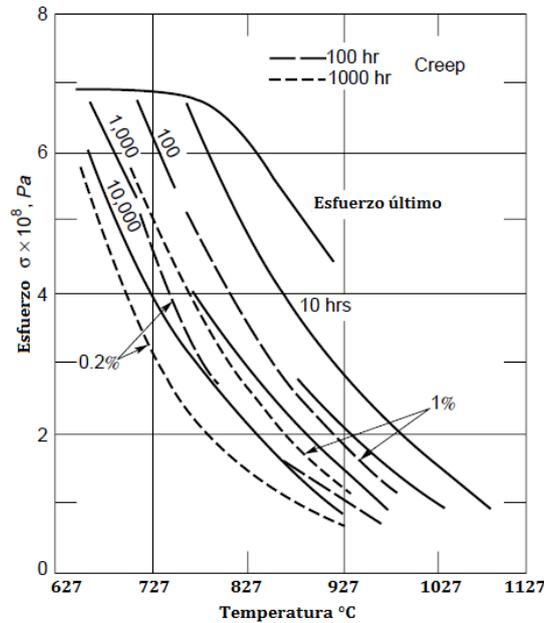


Figura 2.11: Esfuerzos del Inconel 713 en función de la temperatura [2].

Como se demostró anteriormente los principales mecanismos de falla en los álabes ocurren debido a elevados ciclos de operación y *creep* en la turbina, sin embargo, la falla por *creep* a temperaturas bajas muy rara vez se presenta, siendo la falla por fatiga la responsable del mayor daño en los álabes. La Figura 2.12 muestra el efecto de la fatiga en la resistencia a diferentes temperaturas de la aleación de acero inoxidable AISI 403, donde se aprecia como su límite a la fatiga a elevadas temperaturas decae súbitamente, mientras que a bajas temperaturas es constante.

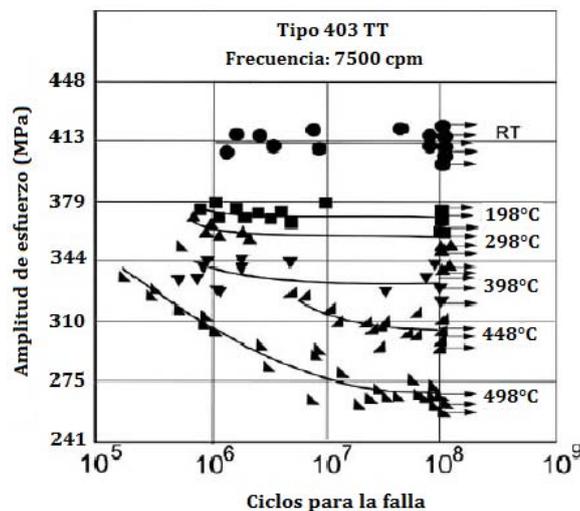


Figura 2.12: AISI 403 comportamiento ante la fatiga a diferentes temperaturas [32].

Las causas de falla por fatiga por lo general son debido a esfuerzos dinámicos causados por fuerzas no estacionarias del vapor y flujos inestables dentro del rotor, efectos de resonancia causados por frecuencias en la tobera o daños por corrosión y desgaste provocado por impurezas en el vapor [32].

Los problemas de corrosión bajo condiciones ideales, no representan un gran daño en los álabes de turbinas de vapor, dado que la mayoría de los aceros inoxidable operan bien sin recubrimientos a elevadas temperaturas. Sin embargo se debe tener en cuenta la pureza del vapor, dado que pequeños elementos de impurezas pueden incrementar los procesos de corrosión y provocar picaduras localizadas, responsables de la generación de grietas. En la Figura 2.13 se aprecia dicho efecto, donde la acción de picaduras localizadas producto de agentes corrosivos son el punto de nucleación de microgrietas en la superficie de álabes.



Figura 2.13: Crecimiento de grieta producto de la picadura por corrosión [32].

Por otro lado estas mismas impurezas si presentan partículas sólidas o la calidad del vapor condensa pequeñas gotas, estas pueden causar severos daños de erosión en los álabes al impactar cíclicamente, por lo que se debe de contar con un control minucioso en la operación de la turbina para evitar la condensación de gotas dentro del rotor.

Lo que respecta a materiales para carcasas de turbinas la aleación $\frac{1}{2}\text{Cr}-\frac{1}{2}\text{Mo}-\frac{1}{4}\text{V}$ esta estandarizada para algunos fabricantes con estrictas especificaciones relacionadas con el control residual de elementos como el estaño, prácticas de desoxidación y procesos de soldadura. Otros fabricantes utilizan la aleación de acero $2\frac{1}{2}\text{Cr}-1\text{Mo}$ empleada comúnmente en recipientes a presión debido a su alta ductilidad ante el *creep*, alta resistencia a la fatiga y buena soldabilidad. Actualmente se utilizan ambas para el diseño de carcasas de turbinas a temperaturas de hasta 565°C y aleaciones de acero con 9-12 %Cr para temperaturas por arriba de los 598°C [32].

Finalmente los materiales para las boquillas estacionarias o toberas dentro de las carcasas son seleccionados con base a los esfuerzos térmicos, oxidación, erosión y corrosión en ellas. La elección del material depende del método de manufactura y de las condiciones de operación (calidad del vapor), sin embargo usualmente se utilizan aceros dulces (0.025 %C), hierros dúctiles o aceros de baja aleación (máx 8 % elementos aleantes) [32].

En la siguiente sección se realiza un modelo analítico del rotor de la microturbina, analizando su funcionamiento mecánico y térmico, esto con la finalidad de tener una primera aproximación de su comportamiento en condiciones críticas de operación. Además de comparar diversos comportamientos con otras aleaciones de uso común en su manufactura, en un modelo simple que ayude a cuantificar que tan bueno es el material con el que se está trabajando en el CBEI.

2.3. Modelado mecánico de la microturbina

Para el modelado analítico de la distribución de esfuerzos mecánicos en el rotor de la microturbina se hace una abstracción considerándolo un disco de espesor constante t con radio interior a y radio exterior b como se muestra en la Figura 2.14. Los esfuerzos radiales y tangenciales generados por la rotación en una turbina se consideran axisimétricos debido a que el tamaño del espesor es relativamente más pequeño que la distancia entre radios en el rotor, simplificando el análisis de las fuerzas que actúan sobre el disco [36].

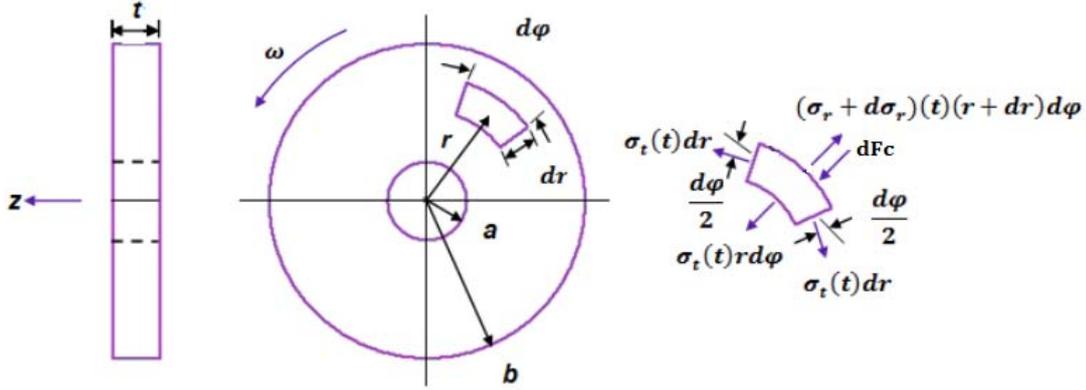


Figura 2.14: Fuerzas presentes en el elemento diferencial del disco [37].

Para modelar los esfuerzos presentes en el disco se emplea un balance de fuerzas en dirección radial de acuerdo a la segunda ley de Newton, considerando que el elemento diferencial se encuentra en movimiento debido a la fuerza centrípeta que actúa hacia el centro del disco [36]:

$$\sum F_r = -dF_c = -dm\omega^2 r \quad (2.6)$$

sustituyendo las fuerzas presentes en el elemento diferencial de la Figura 2.14 se tiene:

$$-\sigma_r(t)(r)d\phi - 2\sigma_t(t)(dr)\text{sen}\left(\frac{d\phi}{2}\right) + (r+dr)(t)d\phi(\sigma_r + d\sigma_r) = -dm\omega^2 r \quad (2.7)$$

donde σ_r es el esfuerzo radial, σ_t es el esfuerzo tangencial, ϕ la circunferencia del disco, r la distancia radial, ω la velocidad angular y dm la diferencial de masa.

Al no existir cambios en la masa del disco la ecuación (2.6) se expresa como:

$$-dF_c = -\rho V(\omega^2 r) = -r^2(t)(dr)(d\phi)(\rho)\omega^2 \quad (2.8)$$

considerando además para la ecuación (2.7) que para ángulos menores a 10° [36] $\text{sen}\left(\frac{d\phi}{2}\right) \approx \left(\frac{d\phi}{2}\right)$:

$$-\sigma_r(t)(r)d\phi - \sigma_t(t)(dr)(d\phi) + (r+dr)(t)d\phi(\sigma_r + d\sigma_r) + r^2(t)(dr)(d\phi)(\rho)\omega^2 = 0 \quad (2.9)$$

desarrollando la expresión y eliminado términos en común se obtiene una expresión reducida:

$$(\sigma_t - \sigma_r) - \frac{d\sigma_r}{dr} = r^2\rho\omega^2 \quad (2.10)$$

La ecuación (2.10) es la ecuación diferencial que modela el comportamiento del disco del rotor sometido a esfuerzos centrífugos debido a la rotación. Para solucionar dicha ecuación se hace uso de la ecuación constitutiva de la ley de Hooke en su forma general, dado que la mayoría de las aleaciones y metales presentan microestructura granular, se puede suponer que el material a evaluar debe de trabajar bajo la zona linealmente elástica y debe ser homogéneo e isotrópico [36]. Aplicando la definición de deformación infinitesimal para el elemento diferencial en coordenadas cilíndricas, las relaciones de desplazamiento se aprecian en la Figura 2.15.

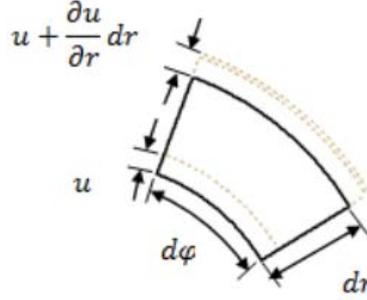


Figura 2.15: Desplazamientos en el elemento diferencial del disco [37].

Si u se define como el desplazamiento en la dirección radial, la compatibilidad geométrica puede estar establecida por el volumen del elemento diferencial a través de la definición de deformación unitaria, expresándose para la deformación radial y tangencial como [26]:

$$\varepsilon_r = \frac{\Delta L_r}{L_r} = \left(\frac{(u + \frac{\partial u}{\partial r} dr) - u}{dr} \right) = \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{du}{dr} \quad (2.11)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta L_t}{L_t} = \frac{(r + u)d\varphi - rd\varphi}{rd\varphi} = \frac{u}{r} \quad (2.12)$$

De la forma general de la ley de Hooke en coordenadas cilíndricas, considerando que no existen esfuerzos en la dirección z debido a la axisimetría, se tiene para las deformaciones:

$$\varepsilon_r = \frac{\sigma_r - \nu\sigma_t}{E} \quad (2.13)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_t - \nu\sigma_r}{E} \quad (2.14)$$

$$\varepsilon_z = -\nu \frac{\sigma_r + \sigma_t}{E} \quad (2.15)$$

despejando los esfuerzos radiales y tangenciales de las ecuaciones (2.13), (2.14) y (2.15), donde E es el módulo de Young y ν es el coeficiente de Poisson, se llega a las siguientes expresiones:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} [\varepsilon_r + \nu\varepsilon_t] \quad (2.16)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \nu^2} [\nu\varepsilon_r + \varepsilon_t] \quad (2.17)$$

Sustituyendo las deformaciones unitarias, esfuerzos radiales y esfuerzos tangenciales dentro de la ecuación diferencial de equilibrio (2.10) e integrando dos veces con respecto al radio, se obtienen las siguientes expresiones para σ_r y σ_t , donde C_1 y C_2 son constantes de integración:

$$\sigma_r = -\frac{\rho\omega^2 r^2}{8}(3 + \nu) + \frac{C_1}{2} + \frac{C_2}{r^2} \quad (2.18)$$

$$\sigma_t = -\frac{\rho\omega^2 r^2}{8}(1 + 3\nu) + \frac{C_1}{2} - \frac{C_2}{r^2} \quad (2.19)$$

Finalmente aplicando condiciones de frontera $(\sigma_r)_{r=a} = 0$, $(\sigma_r)_{r=b} = 0$ [36]; en las ecuaciones (2.18) y (2.19) se obtienen los modelos matemáticos que describen los esfuerzos radiales σ_r y tangenciales σ_t en función del radio r , la velocidad angular ω , la densidad ρ , el coeficiente de Poisson ν y los radios interior y exterior a y b respectivamente:

$$\sigma_r = \left[\frac{(3 + \nu)\rho\omega^2}{8} \right] \left[a^2 + b^2 - r^2 - \frac{a^2 b^2}{r^2} \right] \quad (2.20)$$

$$\sigma_t = \left[\frac{(3 + \nu)\rho\omega^2}{8} \right] \left[a^2 + b^2 - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} r^2 + \frac{a^2 b^2}{r^2} \right] \quad (2.21)$$

2.3.1. Modelado mecánico en los álabes de la microturbina

La necesidad de considerar los esfuerzos presentes en los álabes surge a raíz de reducir los riesgos de falla durante los periodos de operación, debido a que son los elementos que tienen la interacción directa con el fluido de trabajo. Los esfuerzos presentes en los álabes surgen de las cargas centrífugas, producto de la flexión que ejerce el fluido sobre ellos y de los efectos de vibración causada por las cargas de flujos no constantes.

Aunque la fuerza centrífuga produce la mayor contribución al esfuerzo total, los esfuerzos producto de las vibraciones son también muy importantes y se cree que son los responsables de fallas comunes en turbinas, asociadas a la fatiga [38]. El enfoque directo que se le da a la vibración en álabes es la eliminación de resonancia afinando los álabes en rangos de operación de la turbina. Esto significa obtener un diseño en el cual ninguna de sus frecuencias naturales coincida con una frecuencia de excitación. El análisis es complejo, por lo que se requiere de métodos computacionales para su estudio.

Esfuerzos centrífugos

En este análisis se considera un solo álabe girando alrededor de un eje O como se muestra en la Figura 2.16, para un elemento diferencial del álabe de longitud dr en el radio r , con una velocidad de rotación ω , la diferencial de la fuerza centrífuga dF_c está expresada de acuerdo a la ecuación (2.6), donde $dm = \rho(A)dr$, siendo negativo acorde a la dirección del esfuerzo:

$$d\sigma_c = \frac{dF_c}{A} = -\omega^2(r)(\rho)dr \quad (2.22)$$

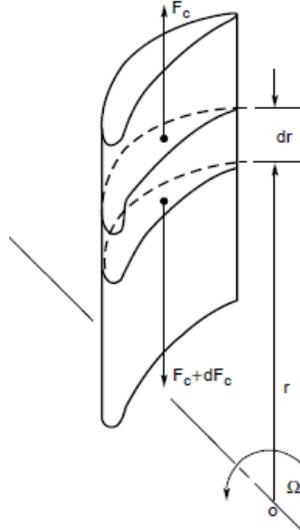


Figura 2.16: Fuerza centrífuga actuando sobre elemento del álabe [2].

Para álaves con sección transversal constante, se tiene un esfuerzo centrífugo σ_c integrando desde el radio del eje r_h hasta el radio de punta del álabe r_t , donde U es la velocidad tangencial:

$$\frac{\sigma_c}{\rho} = \omega^2 \int_{r=h}^{r=t} r dr = \frac{U^2}{2} \left[1 - \left(\frac{r_h}{r_t} \right)^2 \right] \quad (2.23)$$

El área transversal de un álabe de rotor por lo general es cónica disminuyendo en grosor de la raíz a la punta, de tal manera que la relación entre áreas $\frac{A_t}{A_h}$ esta entre 1/3 y 1/4. Dada esta conicidad en el álabe a menudo se supone que el esfuerzo se ve reducido a 2/3 del valor sin presencia de conicidad [2]. Implementando el factor K de conicidad, que relaciona el esfuerzo del área menor del álabe con el esfuerzo del área mayor, se tiene para geometrías cónicas:

$$\sigma_c = \frac{KU^2\rho}{2} \left[1 - \left(\frac{r_h}{r_t} \right)^2 \right] \quad (2.24)$$

Los efectos de la conicidad del factor K [39], se muestran en la Figura 2.17 para diversas relaciones geométricas en álaves sometidos a esfuerzos centrífugos.

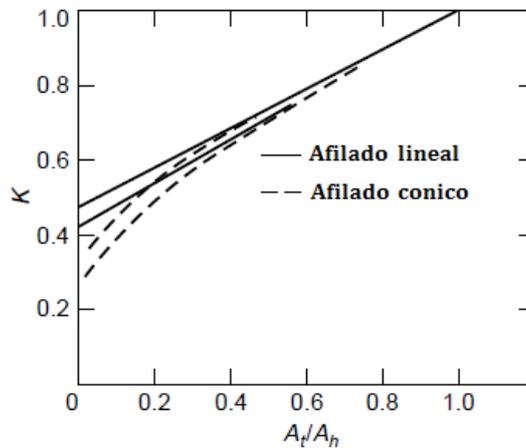


Figura 2.17: Valores de conicidad K de acuerdo a la relación entre áreas [39].

Esfuerzos normales por flexión

Para una configuración de turbina de una sola etapa con una tobera fija, el fluido de trabajo se expande dentro de los álabes a una velocidad V_1 , y ángulo β que es el ángulo que V_1 forma con el vector de velocidad tangencial U del rotor. Suponiendo una turbina de impulso, en donde la velocidad del fluido con respecto al álabe a la salida V_{R2} es muy cercana a la velocidad relativa a la entrada V_{R1} por lo que si U es constante y $V_{R1} = V_{R2}$ se puede decir que: $V_1 = V_2$ [40].

Dado que se necesita encontrar la fuerza tangencial F_u (responsable del giro) con la cual el fluido de trabajo impacta en los álabes se hace uso de la ecuación de conservación de movimiento lineal (1.3) y las igualdades entre velocidades. Además considerando un perfil simétrico en los álabes, β es constante tanto a la entrada como a la salida, teniendo la siguiente expresión:

$$F_u = \dot{m}(V_{u1} - V_{u2}) = \dot{m} [V_1 \cos(\beta) + V_2 \cos(\beta)] = 2\dot{m}V_1 \cos(\beta) \quad (2.25)$$

La velocidad de entrada en la tobera de la microturbina V_0 , se determina a partir de su diámetro de entrada, del gasto másico y la densidad del fluido de trabajo. Por otro lado para determinar la velocidad de salida de la tobera V_1 (velocidad de entrada en los álabes), se necesita la ayuda de las entalpías de entrada y salida de la turbina. Aplicando el principio de conservación de energía, considerando que no existen cambios en la energía potencial, se despeja el valor de la velocidad V_1 en función de las entalpías y V_0 :

$$V_1 = [2(h_1 - h_2) + V_0^2]^{1/2} \quad (2.26)$$

Para la obtención de los esfuerzos normales presentes en los álabes se selecciona un elemento diferencial del rotor. Suponiendo un análisis en condiciones críticas, donde el rotor se encuentra inicialmente estático recibiendo el impacto del fluido de trabajo directamente en un álabe, dicha condición se puede representar como una barra en voladizo empotrada en el disco del rotor [20]. Dada la simplificación de las geometrías en el rotor de la microturbina los álabes se modelan como barras rectangulares de sección transversal constante, donde el máximo valor del esfuerzo normal se obtiene de la siguiente expresión:

$$\sigma_n = \frac{M}{S} \quad (2.27)$$

Aquí M es el máximo valor del momento flector en la barra y S es el módulo de sección elástica, el cual para perfiles rectangulares se expresa como: $S = \frac{1}{6}(ba^2)$ donde b es el ancho y a el espesor. La ecuación (2.27) muestra que para una barra de sección transversal constante σ_n es proporcional a M , por lo que el valor máximo del esfuerzo normal en la barra ocurre en la sección donde M es máxima [41]. Para este modelo el máximo momento flector se encuentra en la unión del álabe con el disco del rotor, el cual se calcula como: $M = F_u x$ donde x es la altura de los álabes, expresando finalmente el esfuerzo normal como:

$$\sigma_n = \frac{\cos(\beta)\dot{m} [2(h_1 - h_2) + V_0^2]^{1/2}}{3ba^2} \quad (2.28)$$

De la ecuación (2.28) se confirma que los esfuerzos normales por flexión en los álabes no dependen del material con que se construyan, si no de la geometría del álabe, gasto másico, velocidad inicial y entalpías del fluido de trabajo, es decir de las condiciones iniciales del ciclo.

2.4. Modelado térmico de la microturbina

Para el modelado analítico del comportamiento térmico de la microturbina se analiza únicamente la parte del disco del rotor, esto debido a la compleja geometría de los álabes. Sin embargo se puede suponer que los álabes al estar en contacto directo con el fluido de trabajo alcanzan más rápido el equilibrio térmico, reduciendo la posibilidad generar gradientes de temperatura que induzcan esfuerzos térmicos en el material. El objetivo principal en un análisis de conducción es determinar el campo de temperaturas en un medio que resulta de las condiciones impuestas sobre la frontera. En un material, el conocimiento de la distribución de temperaturas sirve para comprobar la integridad estructural mediante la determinación de los esfuerzos térmicos [42].

Para determinar la distribución de temperaturas en el disco del rotor se considerando un medio homogéneo dentro del cual no hay movimiento de volumen (advección) y en el que la distribución de temperaturas $T(r, \phi, z)$ se expresa en coordenadas cilíndricas. Se define un volumen de control diferencial (Figura 2.18), las velocidades de transferencia de calor por conducción perpendiculares a cada una de las superficies de control se indican en términos de q_r , q_ϕ y q_z respectivamente. Las velocidades de transferencia de calor en las superficies opuestas se expresan como una expansión de series de Taylor, como se aprecia en las siguientes expresiones:

$$q_{r+dr} = q_r + \frac{\partial q_r}{\partial r} dr \quad (2.29)$$

$$q_{\phi+d\phi} = q_\phi + \frac{\partial q_\phi}{r \partial \phi} r d\phi \quad (2.30)$$

$$q_{z+dz} = q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \quad (2.31)$$

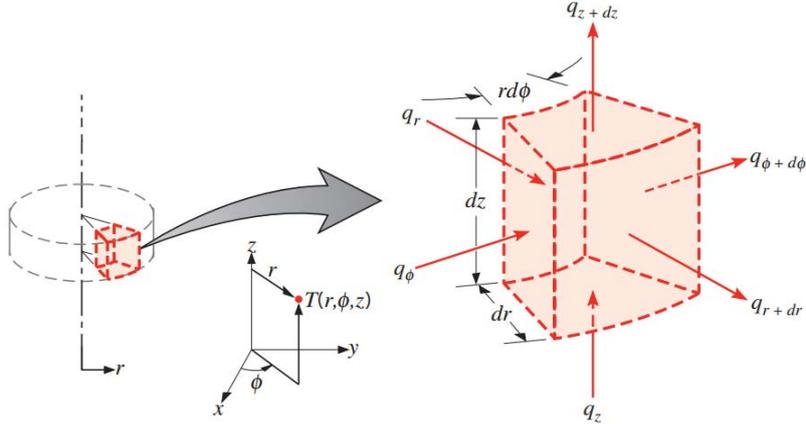


Figura 2.18: Volumen de control diferencial en el modelado térmico [42].

dentro del medio también puede existir un término de fuente de energía asociado con la velocidad de generación térmica representado como:

$$\dot{E}_g = \dot{q} dr (rd\phi) dz \quad (2.32)$$

donde \dot{q} es la rapidez a la que se genera energía por unidad de volumen del medio (W/m^3).

Si el material no experimenta un cambio de fase, los efectos de energía latente no existen, y el término de almacenamiento de energía se expresa como:

$$\dot{E}_a = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dr(rd\phi)dz \quad (2.33)$$

donde $c_p \frac{\partial T}{\partial t}$ es la rapidez del cambio temporal de la energía sensible del medio por unidad de volumen [42]. Aplicando conservación de la energía con el uso de las ecuaciones de flujo, sobre una base de rapidez, la forma general de conservación queda:

$$\dot{E}_e + \dot{E}_g - \dot{E}_s = \dot{E}_a \quad (2.34)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.29), (2.30), (2.31), (2.32) y (2.33) en la ecuación anterior (2.34):

$$q_r + q_\phi + q_z + \dot{q}dr(rd\phi)dz - q_{r+dr} - q_{\phi+d\phi} - q_{z+dz} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dr(rd\phi)dz \quad (2.35)$$

desarrollando y simplificando términos se obtiene:

$$-\frac{\partial q_r}{\partial r} dr - \frac{\partial q_\phi}{r \partial \phi} rd\phi - \frac{\partial q_z}{\partial z} dz + \dot{q}dr(rd\phi)dz = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dr(rd\phi)dz \quad (2.36)$$

Por otro lado, se evalúa la rapidez de conducción de calor a partir de la ley de Fourier:

$$q_r = -kr d\phi dz \frac{\partial T}{\partial r} \quad (2.37)$$

$$q_\phi = -\frac{k}{r} dr dz \frac{\partial T}{\partial \phi} \quad (2.38)$$

$$q_z = -kr d\phi dr \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.39)$$

donde cada componente de flujo de calor de la ecuación se multiplica por el área de la superficie diferencial. Al sustituir las ecuaciones (2.37), (2.38) y (2.39) en la ecuación (2.36) y dividir las dimensiones del volumen de control, se tiene finalmente:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.40)$$

La ecuación (2.40) es la forma general, en coordenadas cilíndricas de la ecuación de difusión de calor. Esta ecuación, conocida también como ecuación de calor, establece que en cualquier punto dentro del medio, la rapidez de transferencia de energía por conducción en un volumen unitario más la rapidez de generación volumétrica de energía térmica debe ser igual a la rapidez de cambio de la energía térmica almacenada dentro del volumen [42].

Para este primer análisis del rotor se considera valida la simplificación de términos para la solución de la ecuación. Considerando la conductividad térmica constante y suponiendo que para las condiciones críticas de operación se tiene que el flujo de calor es estable y se puede despreciar la parte temporal de la ecuación (2.40).

Simplificando más el modelo, se desprecian los términos asociados al ángulo y espesor del rotor, considerando solo un gradiente de temperatura dependiente del radio. Finalmente dado que el término de generación de energía \dot{E}_g es una manifestación de algún proceso de conversión de energía se elimina de la ecuación (2.40), obteniendo el modelo matemático que describe el campo de temperaturas a lo largo del disco del rotor en función de su radio r :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = 0 \quad (2.41)$$

Al resolver la ecuación diferencial aplicando condiciones de frontera: $T(r_1) = T_1$ y $T(r_2) = T_2$ se obtiene la siguiente solución que describe el perfil de temperatura asociado al disco del rotor conforme se va variando en su radio r [42]:

$$T(r) = \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_1/r_2)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_2 \quad (2.42)$$

Para la obtención del modelo de los esfuerzos térmicos se define primero la relación entre la deformación y los cambios de temperatura en un cuerpo, conocida como deformación térmica:

$$\epsilon_T = \alpha(\Delta T) \quad (2.43)$$

Donde α es el coeficiente de expansión térmica y ΔT es una diferencia de temperaturas. Por lo general una deformación térmica involucra una expansión del material, la cual va a depender directamente del valor de α para cada material [43]. Si dicha deformación es restringida, es decir, si el material no está completamente libre para expandirse se genera un esfuerzo térmico, el cual se puede definir en función de la deformación térmica como:

$$\sigma_T = E\alpha(\Delta T) \quad (2.44)$$

En el desarrollo del modelo térmico para el disco del rotor los esfuerzos térmicos inducidos, son provocados por las diferencias de temperatura en el radio exterior del disco y el radio interior, donde considerando condiciones críticas de operación el radio exterior va a ser sometido a un flujo constante de calor debido al paso del vapor dentro de los álabes, mientras que el radio interior del disco se va a encontrar a la temperatura inicial antes del flujo, (T_{amb}) hasta que se alcance el equilibrio térmico y el rotor llegue a una temperatura uniforme.

Es importante resaltar que dicho equilibrio térmico va a ser función de la difusividad térmica δ de cada material, sin embargo para el análisis del comportamiento térmico del rotor se supone que existe un gradiente de temperaturas muy marcado, determinado por la ecuación (2.42) que es la solución de la ecuación de calor para el disco del rotor y que la fuerza centrípeta de rotación del rotor limita su libre expansión.

Sustituyendo la ecuación (2.42) en (2.44) se obtiene el modelo matemático que predice el comportamiento de los esfuerzos térmicos a lo largo del disco del rotor conforme se va variando su radio, desde el interior hasta la periferia:

$$\sigma_T = E(\alpha) \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_1/r_2)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) \quad (2.45)$$

2.5. Evaluación de esfuerzos presentes en el rotor

Para el análisis de los esfuerzos presentes en el rotor, primero se evaluarán los estados presentes en el disco. Para esto, se programan los modelos matemáticos obtenidos en las secciones anteriores utilizando *Wolfram Mathematica*[®] generando gráficas que ilustren su comportamiento. Con la finalidad de evaluar que tan buenas son las propiedades con las que cuenta la aleación de la microturbina de trabajo, se comparan diferentes aleaciones de uso común en la fabricación de rotores, sustituyendo las dimensiones y condiciones críticas de operación.

Para determinar el material con el cual fue fabricada la turbina, dado las complicaciones relacionadas con las referencias técnicas del turbocargador adquirido, se realizó una prueba por difracción de rayos X en un microscopio electrónico de barrido para determinar con precisión la composición química del material. En la Figura 2.19 se aprecia el espectro obtenido en la prueba, donde se observa un alto contenido de Ni, Cr y Fe, así como Ti, Al, Si, S, C y O en menor cantidad. Comparando los elementos presentes, estos se asemejan a la superaleación de níquel-cromo Inconel X-750, la cual se muestra en la Tabla 2.3.

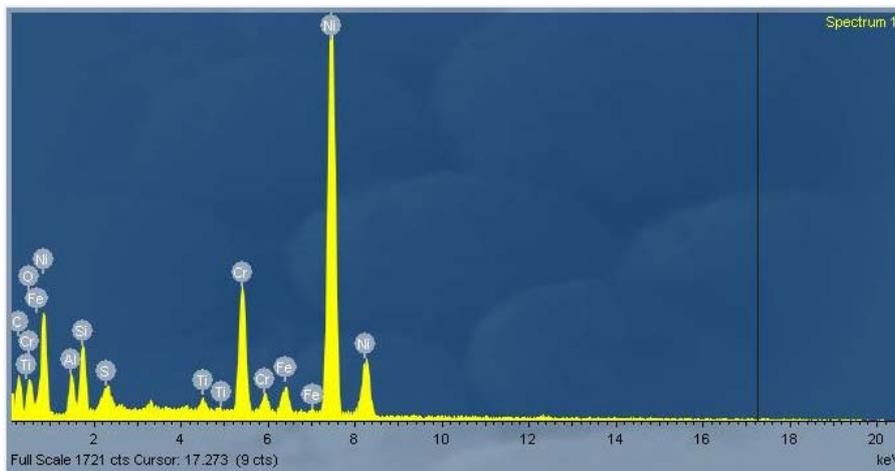


Figura 2.19: Espectro de elementos presentes en la turbina, difracción de rayos X.

Tabla 2.3: Composición química de Inconel X-750, % [44].

Ni	Cr	Fe	Ti	Al	Nb	Mn	Si	S	Cu	Ca	Co
70 min	14 - 17	5 - 9	2.25 - 2.75	0.4 - 1	0.7 - 1.2	1 max	0.5 max	0.01 max	0.5 max	0.08 max	1 max

El Inconel X-750 (UNS N07750/W. Nr. 2.4669) es una aleación níquel-cromo endurecida por precipitación gracias a la adición de aluminio y titanio. Esta aleación tiene buenas propiedades mecánicas, resistencia a la corrosión y oxidación a elevadas temperaturas. Dentro del campo de la industria encuentra aplicaciones en turbinas de gas, fabricando de este material álabes, rotores, pernos y otros elementos estructurales [44].

Continuando con la comparación del comportamiento de los esfuerzos en diferentes materiales, se seleccionaron de acuerdo a sus buenas propiedades termomecánicas dos aleaciones de aluminio, la Al-Zn 7075-T6 y la Al-Cu 2024-T3, tres aleaciones de acero, acero inoxidable AISI 405, acero-Ni-Cr-Mo AISI 4340 y acero-Cr-Mo AISI 4140, una aleación de titanio Ti-6Al-4V y dos aleaciones níquel-cromo, Inconel 713 e Inconel X-750 correspondiente al material de la microturbina de trabajo. En la Tabla 2.4 se muestran las propiedades físicas necesarias para la sustitución en los modelos matemáticos generados anteriormente.

Tabla 2.4: Propiedades físicas de los materiales a evaluar [27] [44] [45] [46].

Material	ρ [kg/m ³]	ν	E [GPa]	σ_y [MPa]	α [1/°C]
Al-Zn 7075-T6	2800	0.33	71	505	23.4×10^{-6}
Al-Cu 2024-T3	2770	0.33	72.4	345	22.9×10^{-6}
AISI 405	7800	0.3	200	170	10.8×10^{-6}
AISI 4340	7850	0.3	207	472	12.3×10^{-6}
AISI 4140	7850	0.3	207	417	12.3×10^{-6}
Ti-6Al-4V	4430	0.34	114	830	8.6×10^{-6}
Inconel 713	7910	0.31	206	735	10.6×10^{-6}
Inconel X-750	8260	0.29	218	850	12.6×10^{-6}

En lo que respecta a las condiciones iniciales de operación, estas se tomaron de la Tabla 1.1, sin embargo fue necesaria la ayuda de un diagrama adimensional (Figura 2.20) que relacionara el diámetro de la turbina con el rango de velocidades que es capaz de soportar de acuerdo el tipo de turbina. Con ayuda de las ecuaciones (2.46) y (2.47), donde D_s es el diámetro específico, Q el gasto volumétrico (ft^3/s), H la diferencia de entalpías y N_s la velocidad específica, se sustituyó el valor del diámetro del rotor del turbo ($D = 0.1168$ ft) junto con los valores de los estados termodinámicos en unidades inglesas para obtener un valor de D_s .

$$D_s = \frac{DH^{1/4}}{Q^{1/2}} \quad (2.46)$$

$$N = \frac{N_s H^{3/4}}{Q^{1/2}} \quad (2.47)$$

Para un $D = 0.1168$ ft se obtuvo un $D_s = 8.5242$ cuya máxima eficiencia ($\eta = 0.6$) según el diagrama de la Figura 2.20 corresponde a un velocidad específica $N_s = 6.5$, teniendo de la ecuación (2.47) una velocidad de rotación $N = 160,707.88$ rpm, que corresponde a los rangos de velocidades empleadas en microturbinas de pequeñas dimensiones.

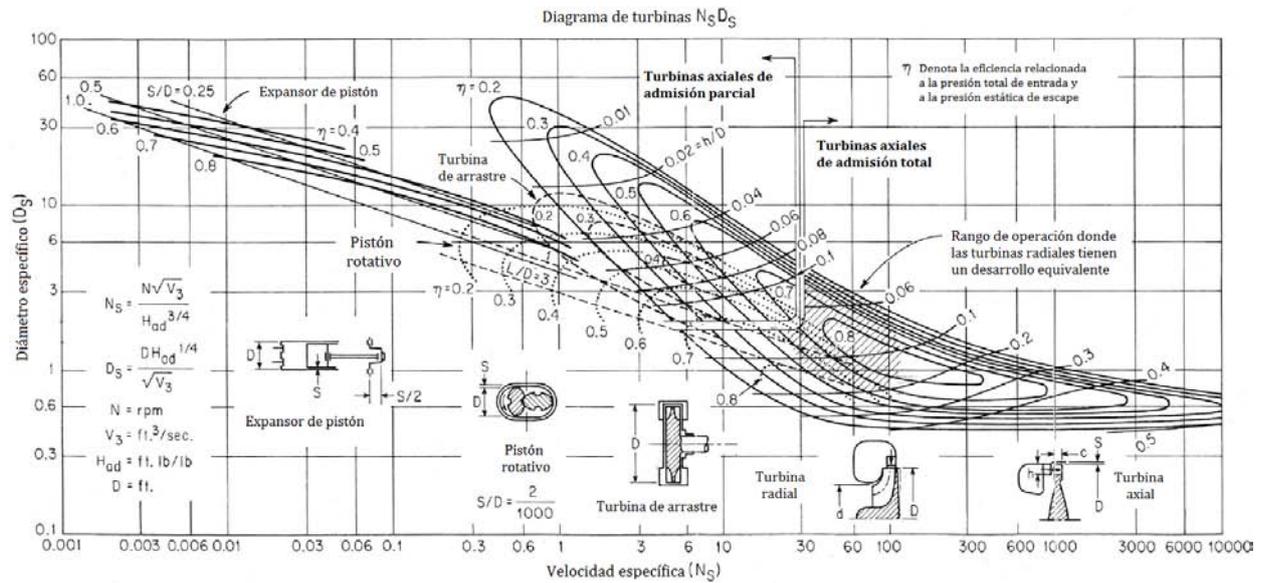


Figura 2.20: Diagrama de turbinas, diámetro específico (D_s) contra velocidad específica (N_s) [47].

Las geometrías requeridas para los modelos matemáticos, se simplificaron del diseño del rotor teniendo un radio menor $a = 0.006$ m y un radio mayor $b = 0.0178$ m, estos valores junto con la velocidad de rotación obtenida y las propiedades termomecánicas de los materiales a evaluar se sustituyeron en las ecuaciones (2.20), (2.21) y (2.45) para la generación de las curvas de esfuerzos mecánicos y térmicos contra el radio del rotor.

En las Figuras 2.21, 2.22, 2.23 y 2.24 se aprecian las gráficas de esfuerzos radiales, tangenciales, térmicos y totales de las 8 aleaciones. Para cada material se aprecian 5 curvas, las cuales según su color describen cierto tipo de esfuerzo presente en el rotor. Las curvas verdes representan los esfuerzos radiales (σ_R), las naranjas los esfuerzos tangenciales (σ_U), las rosas los esfuerzos térmicos (σ_T), las azules los esfuerzos totales (σ_S) y las moradas los límites de cedencia de cada material (σ_C). Estas últimas sirven como margen para visualizar de manera sencilla si los esfuerzos generados en el rotor superan o no la resistencia del material.

La Figura 2.21 muestra las curvas de esfuerzos contra radio para las aleaciones de aluminio Al-Zn 7075-T6 y Al-Cu 2024-T3, en las cuales se aprecia como los esfuerzos tangenciales (σ_U) son los más grandes y se localizan en el centro del disco. Los esfuerzos radiales (σ_R) son los de menor magnitud en ambos casos y los térmicos (σ_T) encuentran su valor más alto en la periferia del disco. Para el caso particular de la aleación Al-Zn 7075-T6 analizando los esfuerzos totales (σ_S) se reporta un valor máximo de 238.24 MPa. Mientras que para la aleación Al-Cu 2024-T3 se tiene un valor máximo de 236.19 MPa, ambos valores por debajo de su esfuerzo de cedencia (σ_U) de 505 MPa y 345 MPa respectivamente.

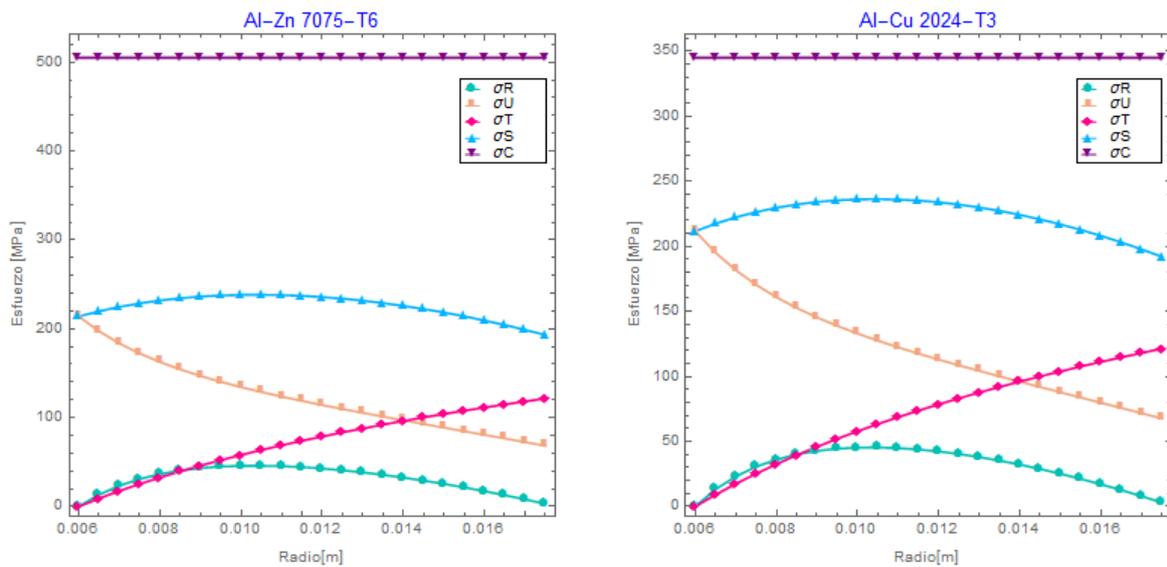


Figura 2.21: Curvas de esfuerzo contra radio de las aleaciones Al-Zn 7075-T6 y Al-Cu 2024-T3.

En la Figura 2.22 se presentan las curvas de esfuerzo de las aleaciones de acero AISI 405 y AISI 4340, las cuales presentan el mismo comportamiento para los esfuerzos mecánicos y térmicos que las aleaciones de aluminio, pero con la diferencia de que los esfuerzos tangenciales superan los límites de cedencia en ambos materiales. Analizando los esfuerzos totales, se tienen los valores máximos de 595.25 MPa para un esfuerzo de cedencia de 170 en el caso de la AISI 405 y un valor máximo de 604.89 MPa para una cedencia de 472 MPa en la aleación AISI 4340.

La diferencia más grande además de su resistencia entre las aleaciones de aluminio y las de acero es su densidad, siendo está relacionada directamente con la inercia del rotor y por ende con las cargas dinámicas de rotación, explicándose así porque en estas últimas aleaciones los esfuerzos tangenciales generados fueron mayores.

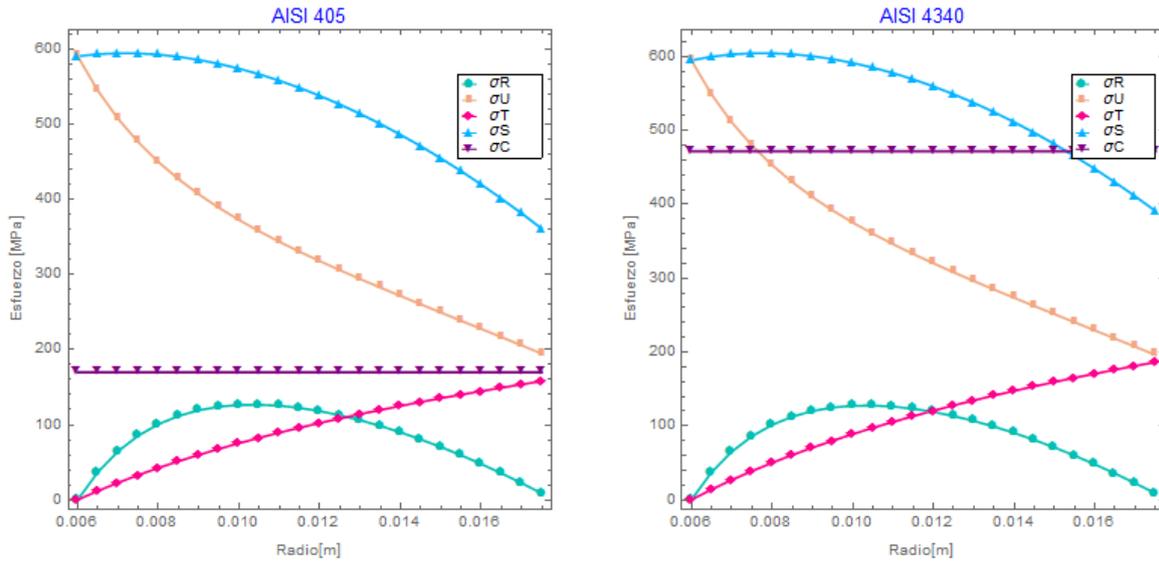


Figura 2.22: Curvas de esfuerzo contra radio de las aleaciones AISI 405 y AISI 4340.

Para la otra aleación de acero AISI 4140 y la aleación de titanio Ti-6Al-4V sus curvas de esfuerzo contra radio se observan en la Figura 2.23. En estas curvas la aleación AISI 4140 presenta el mismo comportamiento que las anteriores aleaciones de acero, sobrepasando los niveles de esfuerzo del material. Sin embargo la aleación Ti-6Al-4V presenta una excelente relación entre el máximo valor de esfuerzo y su cedencia, registrándose en este caso un valor máximo de 338.8 MPa contra un esfuerzo de cedencia de 830 MPa, un poco más del doble de resistencia de la requerida para el rotor en funcionamiento.

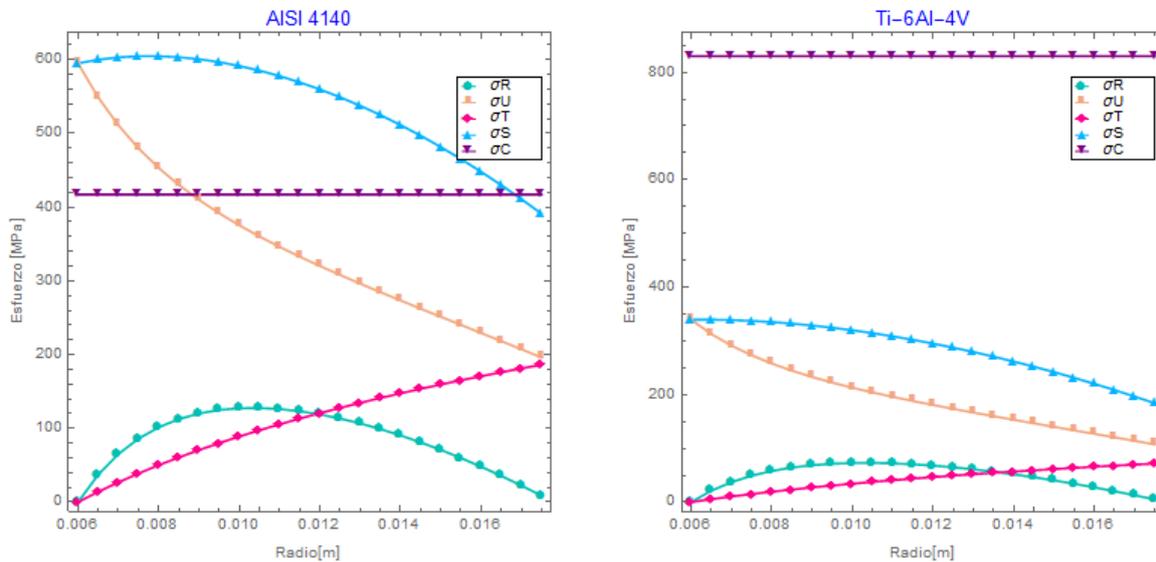


Figura 2.23: Curvas de esfuerzo contra radio de las aleaciones AISI 4140 y Ti-6Al-4V.

Finalmente analizando las aleaciones de níquel-cromo Inconel 713 e Inconel X-750, en la Figura 2.24 se aprecia a primera vista como ambas aleaciones resisten los esfuerzos totales generados en el disco, sin embargo los esfuerzos máximos presentes son muy próximos a sus esfuerzos de cedencia en el caso del Inconel 713 para un valor máximo de 605.22 MPa se tiene un límite de cedencia de 735 Mpa y para la aleación de la microturbina de trabajo para un máximo de 638.77 MPa se tiene una cedencia de 850 MPa.

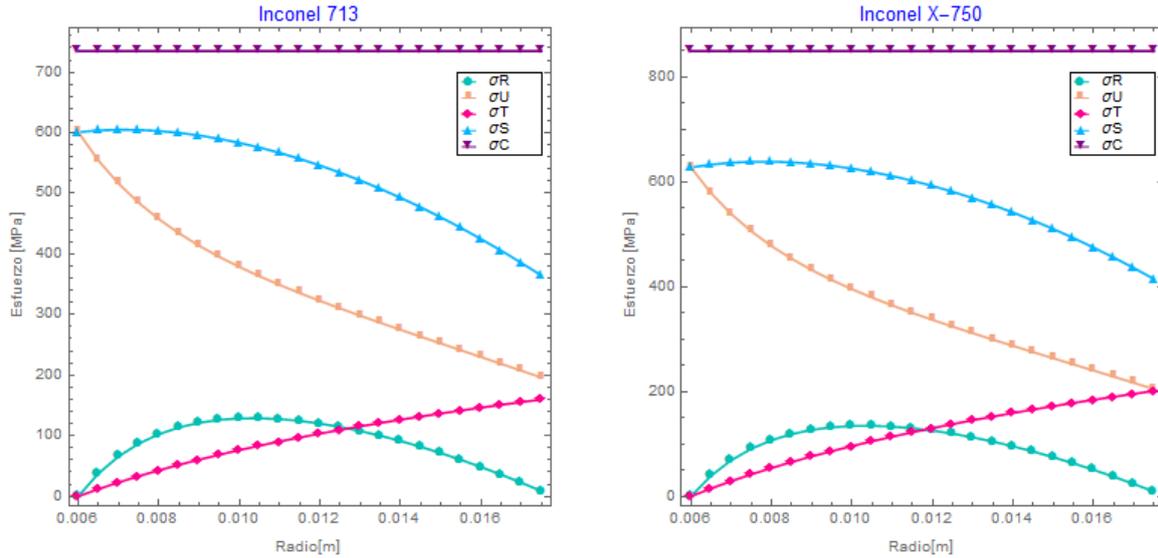


Figura 2.24: Curvas de esfuerzo contra radio de las aleaciones Inconel 713 e Inconel X-750.

Realizando la comparación entre los comportamientos de las aleaciones con el material de trabajo (Inconel X-750), se puede decir que la forma de las curvas de esfuerzos en el disco no varía mucho siendo los esfuerzos tangenciales los de mayor valor, localizados en el centro del disco, seguido de los térmicos con máximos valores en la periferia y los radiales cerca del centro. Un factor determinante que arrojó este análisis relaciona la densidad del material con los esfuerzos generados en el rotor, dado que aleaciones como las de aluminio y titanio presentaron los niveles más bajos de esfuerzos. Esto se puede visualizar mejor con el modelo mecánico generado para la evaluación de los esfuerzos en los álabes de la ecuación (2.24), considerando para una misma geometría los esfuerzos generados son directamente proporcionales al cuadrado de la velocidad tangencial y a la densidad del material, $\sigma \propto U^2 \rho$. En este sentido las aleaciones con los mejores comportamientos bajo cargas centrifugas fueron las Al-Zn 7075-T6 y Ti-6Al-4V, siendo consideradas como los materiales más convenientes de utilizar en el caso que se quisiera escalar el diseño de la microturbina del turbo para sistemas de generación de mayor potencia .

Para el caso del Inconel X-750 con una $\rho = 8260 \text{ kg/m}^3$ en comparación con la densidad del Al-Zn 7075-T6 de $\rho = 2800 \text{ kg/m}^3$ los esfuerzos resultantes debido a la rotación son casi tres veces mayores sin embargo dado su alta resistencia en encuentran por debajo de su límite de cedencia. En este caso dado los resultados arrojados conviene mantener rangos de velocidad por debajo del propuesto en este análisis para mantener un factor de seguridad elevado en la microturbina. Por lo que en los siguientes capítulos se determinan los rangos óptimos por debajo de la velocidad crítica $N = 160,707.88 \text{ rpm}$ para su correcto funcionamiento. Además de desarrollar una simulación más realista del rotor a través del método de los elementos finitos con ayuda de software especializado y realizando una investigación en trabajos previos acerca del modelado numérico en turbomáquinas, incorporando las principales causas de falla. De esta forma se planea obtener una descripción más completa del funcionamiento en condiciones críticas de la microturbina, que ayude a prevenir posibles fallas durante su operación en el CBEI.

Capítulo 3

Modelado numérico en turbomaquinaria

Este capítulo abarca una breve descripción del método de elementos finitos y se realiza una investigación acerca de trabajos previos referentes al modelado de elementos de turbomaquinaria, buscando obtener parámetros que ayuden a la construcción de un modelo más realista y asegurando la precisión en los resultados, comparándolos con otras investigaciones.

3.1. Breve historia del método de los elementos finitos

La insaciable curiosidad humana que ha impulsado a tratar de entender el comportamiento de sus alrededores, ha llevado a buscar formas de modelar sistemas cada vez más complejos. El uso de ecuaciones diferenciales ha ayudado a esta labor, sin embargo en la búsqueda de encontrar soluciones analíticas que satisfagan condiciones de frontera específicas sobre regiones de dos o tres dimensiones, la solución se convierte en una tarea difícil [48]. Es por eso que el proceso de subdividir sistemas complejos en elementos individuales simples con un comportamiento ya conocido y después reconstruir el sistema original desde tales componentes de estudio es una forma natural de modelar dichos problemas [49].

En la solución de problemas continuos se han desarrollado analogías entre elementos discretos y porciones finitas de un dominio continuo, naciendo el término de elemento finito. En el campo de la mecánica de sólidos a principios de 1940 McHenry y Hrenikoff et al. reemplazaron pequeñas porciones de un medio continuo por un arreglo de barras elásticas simples para la solución de esfuerzos [50]. En 1943 Courant publicó un artículo donde implementaba el uso de interpoladores polinomiales sobre subregiones triangulares en problemas de torsión. Más tarde Argyris y Kelsey en 1954 desarrollaron un análisis matricial con el uso de principios de energía utilizando pequeñas porciones de un continuo para describir propiedades físicas. El trabajo de Turner et al. en 1956 con elementos de dos dimensiones llevo a la derivación de la matriz de rigidez para marcos, vigas y otros elementos simples. El termino elemento finito fue implementado por primera vez por Clough en 1960 y a inicios del mismo año el método fue usado para aproximar soluciones a problemas de sólidos, fluidos y transferencia de calor. En 1967 fue publicado el primer libro del método del elemento finito (MEF) por Zienkiewicz y Cheung aplicándose a problemas no lineales y grandes deformaciones [51], posteriormente en 1976 Belytschoko utilizaría dichos trabajos para la descripción de grandes desplazamientos en comportamientos dinámicos [50].

La idea clave del MEF es discretizar un dominio solución en un número de dominios simples llamados elementos, para esto se realiza una malla de puntos seleccionados llamados nodos. El método de elementos finitos es un método numérico para la obtención de soluciones aproximadas de ecuaciones diferenciales. Es especialmente potente cuando se trabaja en condiciones de frontera definidas o geometrías complejas y se distingue de otros métodos numéricos, en que este utiliza una formulación integral para generar un sistema algebraico de ecuaciones utilizando funciones polinomiales para la aproximación de valores desconocidos [52], acercándose al límite de la solución correcta conforme aumenta el número de variables discretas [49]. Otros métodos numéricos tales como diferencias finitas y métodos de elementos de contorno pueden ser incluso superiores para ciertas clases de problemas. Sin embargo, debido a su versatilidad en el manejo de dominios arbitrarios y la disponibilidad de sofisticados softwares comerciales, en la actualidad el MEF se ha convertido en el preferido para la solución a muchos problemas en la física y la ingeniería [48].

3.2. MEF en el estudio de casos de fallas en turbinas

En esta sección se recopilan casos de estudio del análisis de falla en elementos de turbina a través del uso de softwares de elemento finito, donde se hace énfasis en el comportamiento termomecánico y mecánico de vibraciones en álabes. Partiendo de una breve descripción de los primeros trabajos relacionados con el estudio de turbomaquinaria.

En 1924 Campbell fue el primero en estudiar la respuesta dinámica de discos delgados rotatorios para su falla. Por otro lado Myklestad sentaba las bases de un método numérico para el análisis de vibraciones que posteriormente sería adoptado por Jarrett y Warner para el análisis e investigación de frecuencias naturales en álabes de turbinas de vapor en 1951. En 1958 Prohl y Weaver implementaban el uso de ecuaciones en diferencias finitas para la solución de movimientos tangenciales en álabes de sección simétrica. Posteriormente en 1963 Deak y Baird estudiaron el acoplamiento de movimientos tangenciales y axiales en grupos de álabes por primera vez. Fue hasta 1965 cuando Documaci et al. y Ahmed et al. aplicaron el MEF para el análisis de álabes, usando elementos tipo *shell* de 20 nodos para encontrar los dos primeros modos de vibración libre en los álabes de una turbina de gas. Entre 1965 y 1975 Lalanne y Trompette fueron los primeros en utilizar elementos tipo *solid* en el análisis de los estados de esfuerzos y comportamiento dinámico de álabes de pequeñas turbinas de gas, obteniendo buenos resultados al compararlos con pruebas experimentales. Fue hasta en 1967 que Rieger y Nowak utilizaron elementos tipo *solid* de 8 nodos en un software MEF comercial (ANSYS®) para el modelado de frecuencias naturales en turbomaquinaria [53]. De ahí en adelante el uso de softwares ayudo al modelado de elementos de turbinas convirtiéndose en el método más eficiente en la predicción y análisis de fallas.

3.2.1. Fatiga en álabes de turbina de vapor en condiciones de resonancia

La fatiga en álabes de turbina de baja presión es considerada la principal causa de falla en turbinas de vapor a nivel mundial. Las últimas etapas de las turbinas han demostrado ser más susceptibles a los daños por fatiga debido al incremento en la longitud de los álabes, que magnifica los niveles de esfuerzo y aumenta la probabilidad de entrar en modos de resonancia [54]. Esta investigación estudia los daños máximos causados durante tiempos de operación. Manifestando que la vibración en los álabes y posibles resonancias se relacionan a una velocidad crítica, en la cual se producen elevados niveles de esfuerzo [55].

El modelado de los álabes lo realizaron mediante escaneo digital para la determinación de su topología, dichos datos fueron utilizados para obtener un elemento *solid* importado en ANSYS®. La geometría del modelo fue desarrollada bajo el principio de sub-estructuras donde una turbina puede ser modelada utilizando solo un sector de la misma que se repita. El material utilizado en el modelo fue un acero inoxidable martensítico X22CrMoV12-1. Se utilizó un mallado con elementos de función cuadrática, refinando la malla en zonas críticas para asegurar la exactitud de la solución, teniendo 225,009 nodos y 74,891 elementos. Las interacciones entre elementos se restringieron a un contacto superficie a superficie entre la raíz del álabe y el rotor [55].

El análisis en estado estable se centró en determinar los esfuerzos medios en zonas críticas de la raíz del álabe. Se corrieron análisis de esfuerzos elásticos lineales, considerando los efectos de las cargas centrifugas para determinar el estado de esfuerzo estable. El modelo se corrió de forma incremental donde el esfuerzo medio se puede calcular utilizando los esfuerzos máximos localizados. Las condiciones de frontera se crearon alrededor de una línea central que representaba el eje del rotor. La velocidad de rotación fue aplicada en dirección axial a lo largo del centro del eje del rotor y se restringieron los desplazamientos en la cara del eje del rotor y bordes de la raíz del álabe para prevenir movimientos axiales durante la simulación [55].

Por otro lado se desarrolló un análisis modal, para caracterizar las vibraciones particulares del álabe en frecuencias naturales. Los modos de vibración son parámetros utilizados en el estudio de la dinámica de álabes. El uso de estos en el desarrollo de diagramas de Campbell proporciona una buena idea de donde pueden existir efectos de resonancia durante el funcionamiento de una turbina. Este análisis se desarrolló aplicando una carga centrifuga variable de 0 a 3,300 rpm. La fuerza de excitación que actúa en el álabe durante su arranque fue desarrollada a través de aproximaciones de fuerzas estáticas del vapor durante condiciones parciales de carga. Los modos del disco del rotor no fueron tomados en cuenta debido a que no estaban conectados a los álabes, por lo que solo seis modos de vibración fueron seleccionados, de los cuales sólo tres coincidieron con los esfuerzos máximos localizados en estado estable [55].

Para el análisis en estado estable los máximos esfuerzos fueron encontrados sobre el radio superior adyacente a la superficie convexa de contacto a la raíz del rotor. La posición de estos esfuerzos indica la posible nucleación de grietas. Los esfuerzos medios a 2,000 rpm para las zonas críticas de surgimiento de grietas alcanzaron los 320 MPa y para velocidades de 3,000 rpm los 580 MPa. Examinando la distribución de esfuerzos para el análisis modal, los tres primeros modos de vibración coincidieron con los máximos esfuerzos localizados en el análisis en estado estable donde se presentaron las zonas potenciales de agrietamiento, las cuales se aprecian en la Figura 3.1. Estudios metalúrgicos corroboran los resultados de la generación de grietas en las zonas antes mencionadas [55]. Además para el análisis modal, se realizó una comparación gráfica entre las frecuencias naturales de los álabes contra las frecuencias de excitación como función de la velocidad de rotación como se muestra en la Figura 3.2.

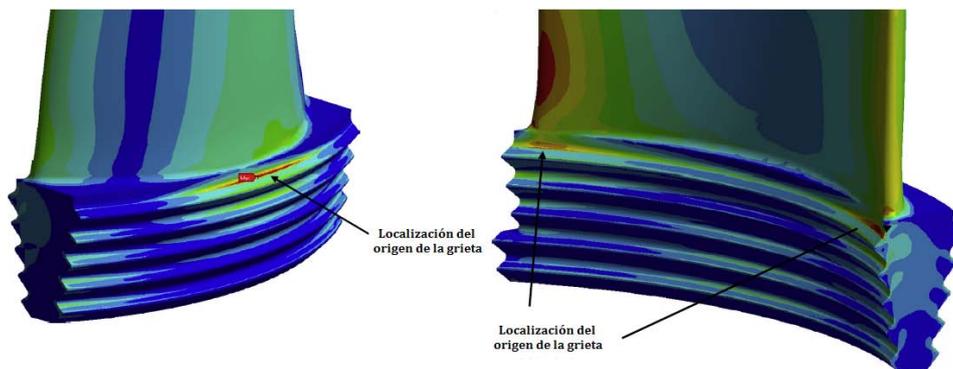


Figura 3.1: Localización de grietas en zonas de concentración de esfuerzos [55].

A esta gráfica se le conoce como diagrama de Campbell, la cual ayuda a identificar la existencia de potenciales resonancias durante la operación de la turbina a través de los rangos de velocidad de rotación. Una velocidad crítica aparece cuando la frecuencia natural de los álabes es igual a una frecuencia de excitación, esto ocurre cuando un *engine order* (línea diagonal) intersecta una curva de modo de vibración. Los resultados de frecuencia resultaron estar por debajo de los 350 Hz y los modos de vibración mostraron una ligera curvatura como resultado de los esfuerzos centrífugos. En la Figura 3.2 se muestran los tres primeros modos de vibración obtenidos mediante MEF (líneas de color rojo) y mediciones experimentales, en los cuales se aprecia poca variación, validando así los resultados de la simulación [56].

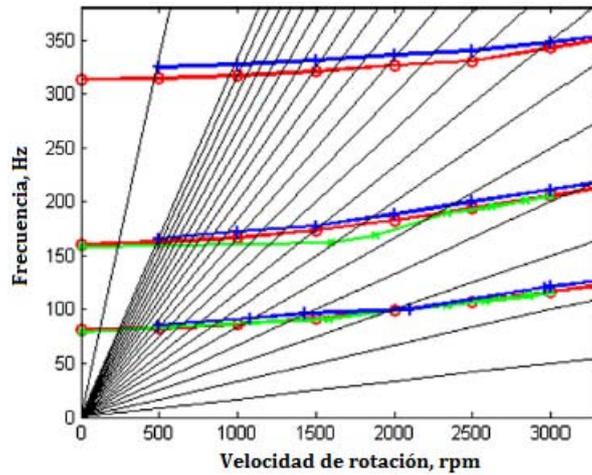


Figura 3.2: Diagrama de Campbell, comparación entre cálculos MEF y mediciones experimentales [55].

La velocidad de 2,000 rpm fue seleccionada como velocidad crítica de estudio, esto teniendo en cuenta que la magnitud de las excitaciones disminuye con el aumento del *engine order* y a dicha velocidad se intersecta el primer modo de vibración con un valor bajo de *engine order* como se muestra en la Figura 3.2. De esta manera se identifica al primer modo de vibración (modo tangencial) como el de mayor daño y responsable del surgimiento de grietas.

Como conclusión reportaron que la distribución de esfuerzos en la raíz de álabes mostró un pico de resonancia dinámica localizado en la sección externa dentada de la raíz. El primer modo de vibración fue identificado como responsable de la nucleación y propagación de grietas, esto basado en el diagrama de Campbell y corroborado con un estudio metalúrgico.

3.2.2. Comparación NFT-MEF de los modos de vibración en álabes

En este trabajo se compararon los modos de vibración de un álabes de turbina de vapor a través del método de los elementos finitos y el experimental NFT (natural frequency test). En cualquier turbina de vapor los álabes son los elementos más propensos a fallar debido a las severas condiciones dinámicas de carga, por lo que un análisis dinámico es necesario para prevenir su mal funcionamiento. Un NFT en los álabes en condiciones de laboratorio es desarrollado para el análisis experimental. Mientras que a la par se crea un modelo numérico mediante MEF para el estudio de sus frecuencias naturales evaluando cuantitativamente la variación en la frecuencia natural y los modos de vibración en álabes agrietados y sin grietas [57].

El método experimental NFT para encontrar la respuesta dinámica de álabes depende principalmente de la extracción de las vibraciones características provenientes de las frecuencias naturales de los especímenes. Dichas pruebas proporcionan las frecuencias naturales y modos de vibración del álabes a temperatura ambiente sin cargas centrífugas, diferenciándose de la respuesta dinámica característica durante condiciones de operación [57].

Por lo que no solo las pruebas NFT son suficientes para proporcionar una buena predicción de la respuesta dinámica de los álabes bajo condiciones críticas de operación, por lo que se incorpora el análisis MEF para corroborar los resultados. El modelo en condiciones estables (0 rpm) es un efectivo y fácil método para predecir posibles zonas de resonancia bajo condiciones de operación. Las pruebas experimentales realizadas en NFT consistieron de una plataforma universal para el acomodo de los dos tipos de álabes (con y sin grieta), un sistema de presión hidráulico que proporcionaba una fuerza hacia los álabes, un acelerómetro como sensor para obtener las señales de vibración y un CPU con la que eran procesadas las señales obtenidas a través de FFT (Fast Fourier Transformation) para su posterior análisis [57].

El cálculo de las frecuencias naturales y modos de vibración en el modelo MEF se llevó a cabo a través del software ANSYS®. Para dicho modelo se introdujo como material del álabe una aleación de níquel-cromo X10CrNiMoV1222 considerando las propiedades del material como isotrópico, homogéneo y linealmente elástico, con un esfuerzo de cedencia de 785 MPa y un módulo de Young de 226 GPa. Para el modelo sin grieta se utilizaron elementos tetragonales de 4 nodos, teniendo en total un modelo con 31,603 elementos y 54,298 nodos. Las condiciones de frontera fueron asignadas al área dentada de unión del álabe con el rotor, otorgándole condiciones de no deslizamiento. Por otro lado para el modelo con grieta se generaron dos fisuras acorde a la pieza a analizar; una cerca de la cara de la raíz dentada del álabe con un tamaño de 15.75 mm y otra en la cara adyacente de la raíz de 17.4 mm. El tipo de elemento fue el mismo que en el primer caso, teniendo para este modelo 218,382 elementos y 349,922 nodos, esto debido a que se realizó un mallado más fino en las zonas cercanas a las grietas con el fin de reducir errores en el cálculo. Posteriormente se calcularon los eigenvalores (frecuencias naturales) del sistema para diferentes modos de vibración en los álabes [57].

Los resultados para el análisis MEF de los dos tipos de álabes, las frecuencias naturales y modos de vibración se muestran en la Figura 3.3, donde se aprecian solo los tres primeros modos de vibración (dos en flexión y uno en torsión), esto debido a que los modos de más alto orden representan superposiciones de los primeros [57]. Las frecuencias naturales para los modelos sin grieta y con grieta resultaron ser muy similares para los tres modos, indicando para los álabes sin grieta los posibles modos donde pueden nuclearse grietas.

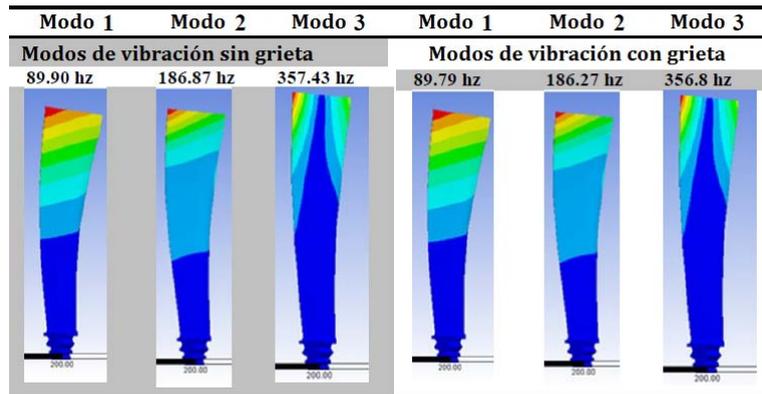


Figura 3.3: Frecuencias naturales y modos de vibración obtenidos para los dos tipos de álabes [57].

En el caso de las pruebas experimentales NFT el análisis arrojó el espectro armónico de las frecuencias naturales para diferentes modos de vibración. En la Figura 3.4 se aprecia la comparación entre el espectro de ambos tipos de álabes, donde las frecuencias para los primeros tres modos de vibración coinciden en gran medida. En la Tabla 3.1 se muestra la comparación entre las frecuencias para los dos tipos de métodos y álabes analizados, en los cuales se aprecia como el error relativo es menor al 5% en las frecuencias naturales alcanzadas por NFT [57].

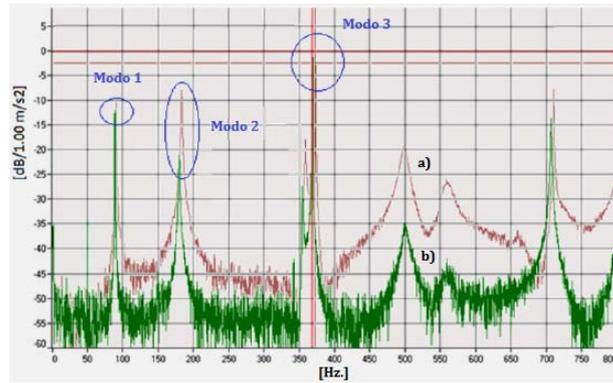


Figura 3.4: Comparación del espectro armónico entre álabes: a) sin grieta y b) con grieta [57].

Tabla 3.1: Comparación de frecuencias entre MEF y NFT [57].

Modo	Frecuencias en MEF		Frecuencias en NFT		Error sin grieta %	Error con grieta %
	Álabe sin grieta	Álabe con grieta	Álabe sin grieta	Álabe con grieta		
1	89.90	89.79	88.31	87.95	1.768	2.049
2	186.8	186.2	182.5	181.4	2.301	2.577
3	357.4	356.8	372.2	368.0	4.141	3.139

3.2.3. Validación de falla en álabe mediante densidades de energía

En este trabajo se realiza una metodología con el uso de disipación de energías para evaluar los posibles puntos de nucleación de grietas en álabes. Los resultados de cada investigación fueron interpretados de tal modo que sirvieran para encontrar los puntos primarios de falla, la secuencia de propagación y la raíz de la causa de falla. Excesivas vibraciones mecánicas, resultando en grandes esfuerzos alternativos en conjunto con un estado estable centrífugo y el esfuerzo de flexión por el vapor son la razón de falla por fatiga regularmente [58].

La turbina que se analizó fue una de baja presión, donde después de haber sufrido una severa vibración mecánica fue notificado que el álabe No.18 sufrió fractura y en consecuencia varios álabes cercanos al área contaron también con daño. El álabe fracturado (No.18) junto con otros dos álabes adyacentes (No.17 y No.19) de una aleación de acero inoxidable martensítico ASTM 410 fueron analizados. Se les realizaron pruebas no destructivas en las superficies con fractura y sin fractura mediante una prueba de líquidos penetrantes, indicando las zonas de agrietamiento e iniciación de la grieta. Las observaciones indicaron una fractura frágil en la raíz del álabe que une con el rotor, manifestandose la ausencia de marcas de picaduras por corrosión cerca de la falla [58]. Posteriormente se realizaron pruebas mecánicas a tracción y dureza para caracterizar las propiedades de los álabes (Tabla 3.2), en las cuales se notó un endurecimiento en el álabe fracturado, que afectó su resistencia y porcentaje de deformación, llevando a una baja energía de disipación en comparación con los álabes sin falla.

Debido a los daños del álabe No.18 se utilizó la geometría de los álabes sin falla para generar el modelo utilizando Abaqus®. La curva esfuerzo-deformación obtenida de las pruebas junto con el Modulo de Young (203 GPa), el coeficiente de Poison (0.3) y densidad (7.69 kg/m^3) sirvieron como datos de entrada en el software para caracterizar el material. La malla generada para el modelo contó con 24,225 elementos y 26,487 nodos, cada elemento fue del tipo *solid* hexaédrico con 8 nodos, excepto en algunas zonas de menor importancia donde se utilizaron elementos tetraédricos. La solución fue explícita con técnicas de reducción de integración para el análisis. Las condiciones iniciales fueron una velocidad de rotación de 3,000 rpm y una presión debida al vapor de 0.13 MPa sobre todo el álabe.

Los resultados arrojados para un análisis *PENER* (disipación de energía plástica por unidad de volumen) en la simulación, indicaron para el álabe fracturado una energía de disipación mayor que la energía disipada en la prueba de tensión (Tabla 3.2). Así mismo se confirmó la zona de iniciación de la primera grieta con el máximo nivel de energía de disipación en el modelo. Bajo condiciones cuasiestáticas las predicciones del modelo MEF para el álabe No.18 superaron la capacidad del material; la energía de disipación en este caso fue suficiente para nuclear la grieta.

Tabla 3.2: Datos experimentales y predicción MEF de los álabes analizados [58].

Propiedad	Álabe No.17	Álabe No.18	Álabe No.19
Dureza Vickers (20 kg de carga)	241	532	247
Esfuerzo ultimo [MPa]	827	1620	802
Elongación %	23.6	14.7	26.4
Reducción de área transversal %	59.6	2.45	64.9
Energía de disipación [J]	1095	145	1237
Energía de disipación MEF [J]	284	155	627

En la Figura 3.5 se observa como la máxima energía de disipación se localiza cerca del borde superior del *Boss* y la parte cóncava del álabe donde existe un adelgazamiento. La predicción de los resultados MEF con la zona de nucleación de la grieta fueron confirmados, mientras que las pruebas por líquido fluorescente corroboraron los resultados relacionados con la energía de disipación del material fracturado (Tabla 3.2).

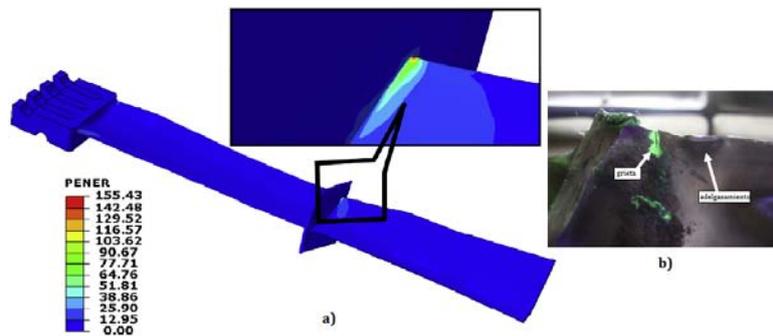


Figura 3.5: a) Predicción de grieta en condiciones cuasiestáticas y b) prueba de líquido fluorescente [58].

Por otro lado bajo condiciones dinámicas, el desarrollo de las grietas en otras zonas para el álabe No.18 son solo posibles bajo cargas continuas de rotación, corroborando la predicción de falla en las zonas cercanas a la raíz del álabe con el rotor (Figura 3.6). Como conclusión de este trabajo se validó el método de disipación de energías a través del uso del MEF para las grietas identificadas en pruebas de líquidos penetrantes, sirviendo como antecedente para la prevención de futuras fallas en los álabes de la turbina.

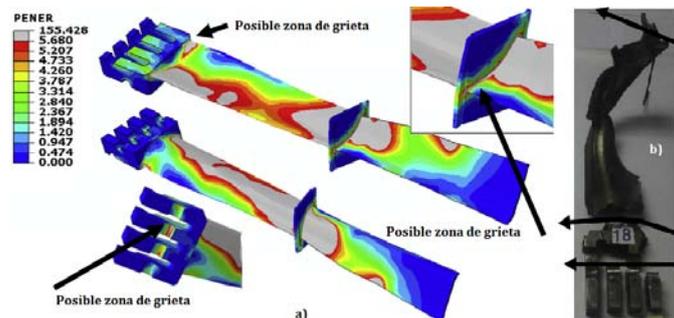


Figura 3.6: a) Predicción de grietas en condiciones dinámicas y b) fracturas en el álabe No.18 [58].

3.2.4. Análisis de falla de una turbina geotérmica

Este trabajo ofrece una investigación de la falla de una turbina geotérmica de 28 MW después de 7 años de operación, donde se identificó como principal causa de daño, bajas cargas de presión fluctuante en períodos de transición debido a flujos inestables de recirculación en los álabes. Por lo que se realizó un análisis de frecuencias naturales y esfuerzos en las zonas de falla [59]. El álabe bajo estudio fue manufacturado en acero inoxidable AISI 420 y había acumulado 59,700 horas de operación antes de la falla. La fractura se identificó en el borde de arrastre, cerca de la transición de radios entre la hoja y la raíz.

Para el análisis se obtuvo la geometría del álabe por medio de escaneo óptico 3D, posteriormente se exportaron los datos a un software MEF para crear el modelo numérico. Este contó con 13,479 nodos y 2,576 elementos *solid* de interpolación cuadrática con un nodo intermedio en cada borde para permitir un mejor modelado de las zonas curvas. Como condiciones de frontera se definieron desplazamientos restringidos en la zona de la raíz del álabe y se incorporó un segmento del disco del rotor para mejorar el desempeño dinámico del álabe considerando rigidez de esa zona [59]. Para las fuerzas centrífugas se aplicó una velocidad de rotación de 3,600 rpm, mientras que la presión del vapor fue calculada usando los resultados de las propiedades termodinámicas del ciclo y se aplicó distribuidamente en todo el álabe. El esfuerzo máximo de Von Mises obtenido alcanzó un valor de 569.2 MPa y se localizó en el borde inferior del aspa (zona de falla) como se aprecia en la Figura 3.7, este fue menor que el esfuerzo de cedencia del material (762 MPa), pero el factor de seguridad es moderado [59].

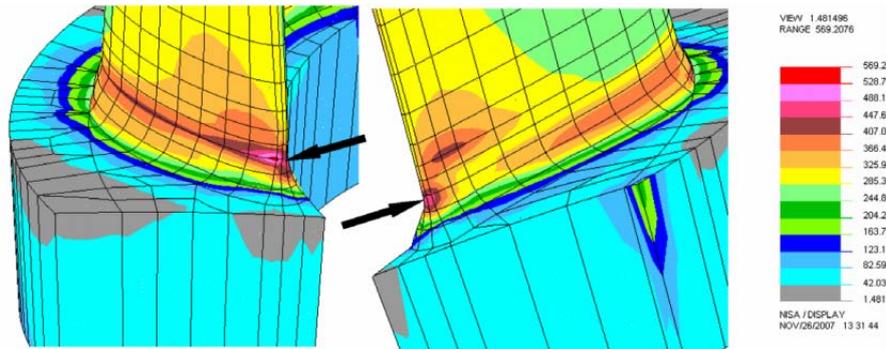


Figura 3.7: Distribución de esfuerzos en el álabe bajo condiciones estables [59].

Para el análisis dinámico se calcularon las primeras 10 frecuencias naturales del álabe a 3,600 rpm, posteriormente se elaboró el diagrama de Campbell y se analizaron los posibles modos de vibración en resonancia para la velocidad de operación. Según la Figura 3.8 el cuarto modo de vibración, el cual ocurre a 537.6 Hz es muy cercano al noveno *engine order* para la velocidad de operación, por lo que existe la posibilidad de resonancia [59]. En la Figura 3.9 se muestran los esfuerzos de vibración normalizados, indicando las zonas de alta vibración, las cuales coinciden con la zona de falla. El mayor valor de vibración observado corresponde al primer modo que está a flexión, sin embargo hay esfuerzos dinámicos en los demás modos, lo que significa, que si alguna excitación fuerte coincide con alguno, se pueden generar grandes esfuerzos en dicha zona, llevando a la falla por fatiga [59].

Para la respuesta a la fatiga del álabe en la Figura 3.10 se aprecian los 4 primeros modos de vibración con su correspondiente nivel de esfuerzo en la zona de falla. El análisis de fatiga se llevó a cabo aplicando el criterio de vida a la fatiga (S-N) [60], en el cual se consideró un factor de amortiguamiento de 0.02 [6].

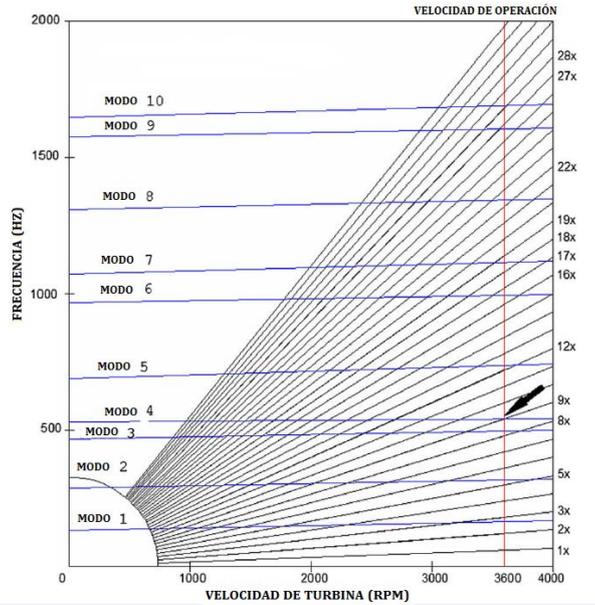


Figura 3.8: Diagrama de Campbell para los 10 primeros modos de vibración en el álabe [59].

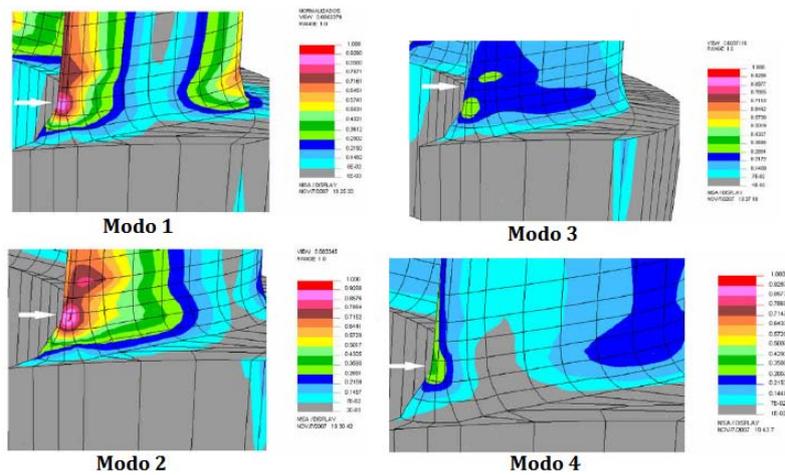


Figura 3.9: Primeros 4 modos de vibración en el álabe [59].

Tomando la amplitud del esfuerzo generado para el cuarto modo de vibración (2.89 MPa a 537.6 Hz) se calculó la respuesta a la fatiga en nCode[®], la cual predijo un límite a la fatiga donde el cuarto modo de vibración no puede llevar a la falla por fatiga durante la operación de la turbina en condiciones de estado estable [59].

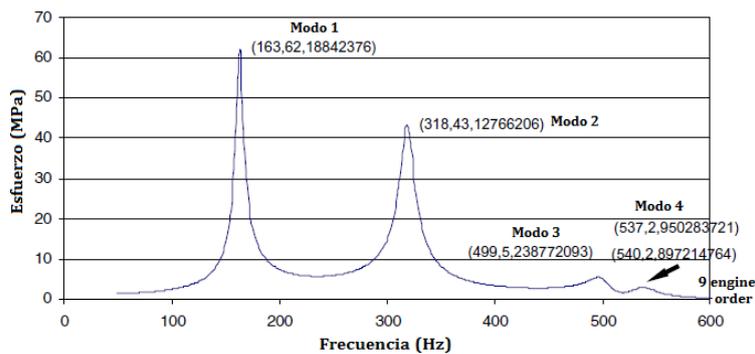


Figura 3.10: Esfuerzos de vibración en la zona de falla para los primeros 4 modos de vibración [59].

Corroborando los resultados en nCode[®], el número de ciclos a la fatiga para la falla se puede determinar de la ecuación (3.1):

$$N = f(t) \quad (3.1)$$

donde N es el número de ciclos a la fatiga, que comúnmente toma valores de $N = 10^7$ ciclos para materiales de álabes, f es la frecuencia de resonancia en Hz y t es el tiempo de operación bajo resonancia. Despejando t de la ecuación (3.1), introduciendo para f el valor de 540 Hz correspondiente al noveno *engine order*, se obtiene un valor de $t = 18,519$ s (aproximadamente 5 horas). Considerando este valor y el periodo de operación de 59,700 horas, se concluye que la respuesta dinámica de resonancia no contribuye a la falla bajo condiciones estables de operación y quizá la causa de falla por fatiga en esta turbina se deba a periodos de transición, donde bajos niveles de carga comúnmente conllevan a flujos inestables de presión debido a la recirculación de flujo en los álabes [59]. Consúltese también [61][62][63] para otros trabajos relacionados al tema.

3.2.5. Análisis termomecánico de la falla de una turbina de gas

Este trabajo analiza el mecanismo de falla del rotor de una turbina de gas, corroborando la presencia de patrones de fatiga en la zona de fractura. Los resultados numéricos obtenidos mediante MEF sirvieron para determinar los estados de esfuerzos presentes en el rotor bajo altos gradientes de temperatura y elevadas velocidades de rotación, que provocaban una reducción en la resistencia del material y conllevaban a la falla [64].

Los parámetros geométricos del modelo se generaron usando MSC-Patran[®] para después exportar los datos a Abaqus[®]. El modelo completo contó con 22,640 nodos y 23,608 elementos hexaédricos lineales de 8 nodos. Para la interacción entre el disco y álabes se introdujo un contacto superficie a superficie entre los elementos con un coeficiente de fricción de 0.1 [64]. Para las condiciones de frontera y cargas se introdujo una velocidad de operación en la turbina de 12,500 rpm sobre un eje de simetría. Las fuerzas aerodinámicas de presión se modelaron como dos vectores de 100 N, aplicadas sobre la superficie cóncava de los álabes y se definió un campo de temperaturas como se aprecia en la Figura 3.11. Otros trabajos como el reportado en [65] también describen el uso de campos de temperaturas para el análisis de distribución de cargas térmicas presentes en el material.

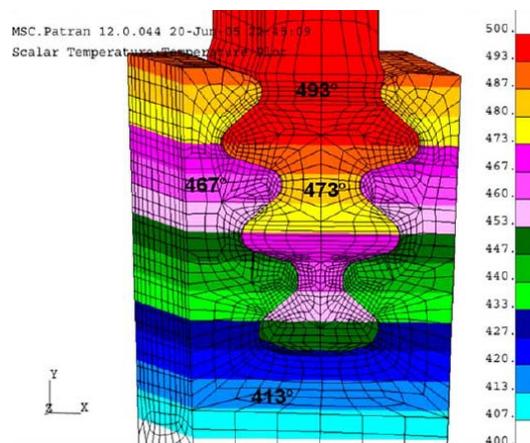


Figura 3.11: Modelado del campo de temperaturas en la turbina, escala en Celsius [64].

El disco de la turbina se modeló con las propiedades del H-46, una superaleación de níquel endurecida por precipitación, con un esfuerzo de cedencia de 921 MPa y UTS de 1200 MPa. Los álabes de la turbina se modelaron de E1-867, otra aleación a base níquel resistente a altas temperaturas. El análisis se desarrolló para el comportamiento elástico y plástico de los materiales con una dureza isotrópica [64].

La Figura 3.12 a) ilustra la zona de máximo esfuerzo de Von Mises con un valor de 968 MPa, localizada en la esquina del tercer espacio más bajo del disco. Por otro lado el valor máximo de esfuerzos principales para la zona crítica fue de 1,020 MPa (Figura 3.12 b)). El segundo resultado es particularmente interesante desde el punto de vista de esfuerzo de fatiga, dado que el esfuerzo de tensión es el de mayor contribución en la nucleación y propagación de grietas. El valor máximo de esfuerzo mostrado en la Figura 3.12 corrobora los patrones de falla por fatiga identificados en el rotor, por lo que se puede decir que la combinación de altos ciclos rotación junto con los gradientes de temperatura son la principal causa del daño por fatiga [64].

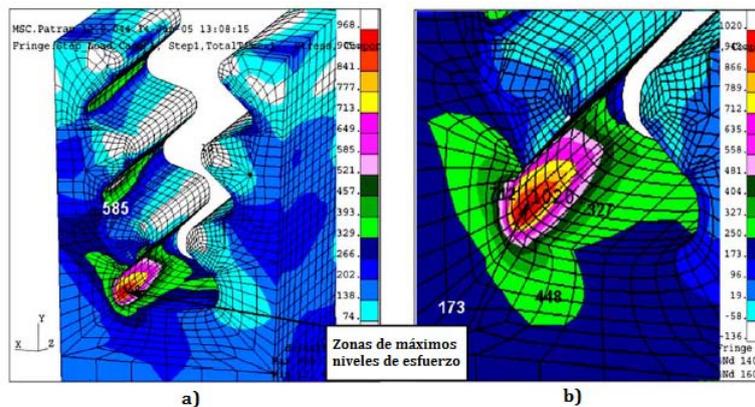


Figura 3.12: Distribución de esfuerzo: a) Von Mises y (b) principales [64].

Adicionalmente en la Figura 3.13 se observa la gráfica de esfuerzo contra velocidad de rotación de 6 puntos dentro del rotor resaltando el punto 4 (zona de falla), donde se aprecia como límite de velocidad un valor aproximado de 16,000 rpm antes de rebasar su esfuerzo de cedencia, por lo que se consideró apropiado tener como factor de seguridad un valor máximo de 12,200 rpm en las condiciones de operación del rotor de acuerdo al estudio llevado a cabo [64].

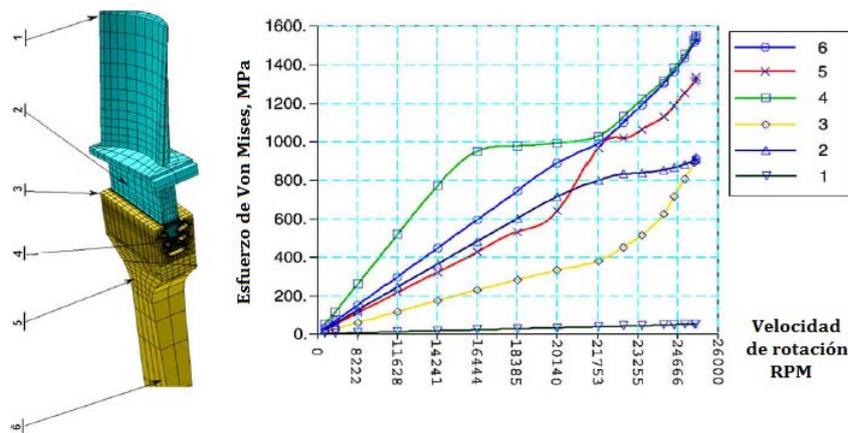


Figura 3.13: Gráfica de esfuerzo contra velocidad de rotación en el rotor [64].

Capítulo 4

Generación de los modelos y análisis de resultados

En este capítulo se generan los modelos para el análisis de vibración y esfuerzos presentes en el turbo en condiciones críticas de operación. Para esto se describen los pasos a seguir en la elaboración de las simulaciones dividiendo los modelos en uno termomecánico y en uno vibracional. Adicionalmente se determinan los parámetros adecuados de operación para el óptimo funcionamiento de la microturbina en el CBEI, analizando los resultados en los modelos simulados, buscando obtener un análisis más completo de la turbina que ayude a evitar futuras fallas durante su funcionamiento.

4.1. Generación de los modelos numéricos

La turbina del turbocargador modificado corresponde a una microturbina de reacción de altas revoluciones del tipo radial y flujo centrípeto, la cual se observa en el ensamble en explosión de la Figura 4.1, donde se aprecian además el cartucho, la carcasa, el buje y los elementos auxiliares.

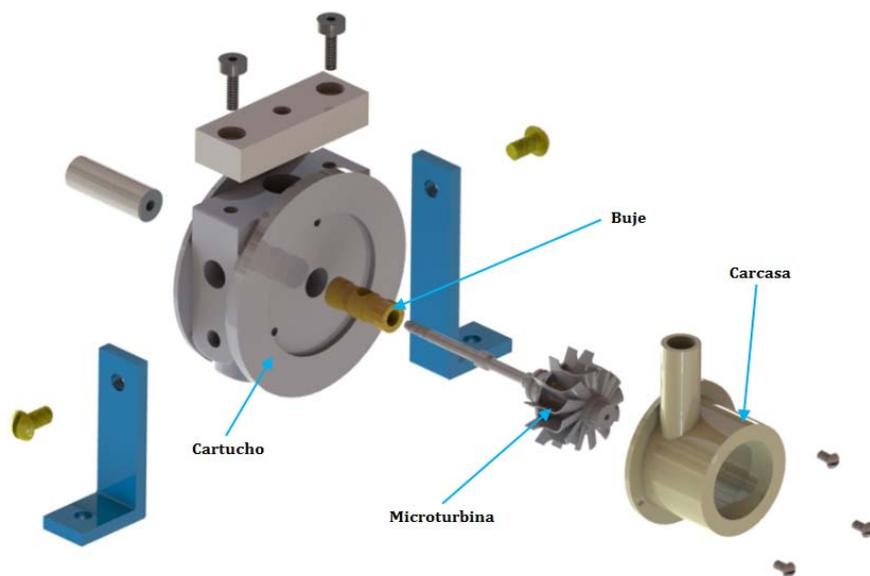


Figura 4.1: Vista de explosión de los componentes del turbocargador modificado, IIDEA.

Tomando en cuenta dentro del ensamble, que el cartucho tiene como función dar soporte al buje, turbina y carcasa; y que cualquier perturbación que este sufra, está directamente relacionada con el comportamiento de la turbina, se modela únicamente a este elemento, teniendo como referencia los estudios de casos analizados previamente. En los que se demostró como la turbina es el elemento sometido a la mayor exigencia debido a la interacción con el fluido de trabajo que la somete tanto a cargas mecánicas de rotación como térmicas, dada la presión y temperatura en el fluido. Por lo que en este trabajo se da por hecho que el correcto funcionamiento de la microturbina dentro del turbo, implica que el ensamble en conjunto no debe presentar fallas de operación, a menos que estas se deban a defectos de manufactura u otras razones ajenas al ciclo.

El modelo de la microturbina se construyó en un software especializado en diseño, respetando las dimensiones y geometrías reales, posteriormente se exportó a Abaqus® en un archivo *parasolid.x.t*. En el módulo *Part* se seccionó la pieza y se le incorporó un nodo de referencia para manipularla mejor en los siguientes pasos (Figura 4.2).

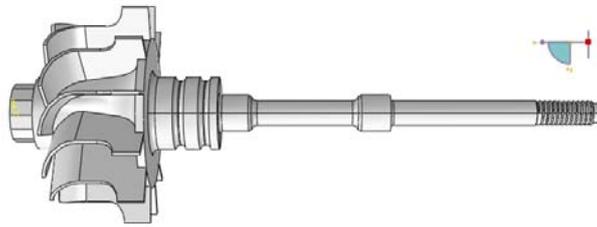


Figura 4.2: Partición de la microturbina y adición de nodo de referencia.

4.1.1. Modelo vibracional de la microturbina

La relevancia de este análisis recae en estudiar el fenómeno de la resonancia, que se produce cada vez que alguna de las frecuencias naturales de la turbina coincide con la frecuencia de alguna excitación externa, tal como la velocidad de rotación o el impacto del fluido en los álabes [66]. En este modelo se estudia el comportamiento vibracional de la microturbina, por lo que se determinaron las frecuencias naturales del sistema y modos de vibración. Una vez teniendo los datos del modelo en Abaqus® se asignaron las propiedades del material, que para este caso solo fueron necesarias la densidad, rigidez, coeficiente de Poisson y resistencia a la fluencia, dichos valores correspondientes al Inconel X-750 y se pueden apreciar en la Tabla 2.4. En este análisis se utilizó un paso del tipo *Frequency*, en donde se indicó solo el cálculo de los primeros 20 modos de vibración. Dado que se buscó únicamente encontrar los modos de vibración libre, no fueron asignadas cargas ni restricciones de movimiento al elemento. Para el mallado se calcularon con diferentes tamaños de malla las frecuencias naturales del sistema, con el fin de obtener una convergencia en los resultados, reducir el grado de error y obtener el apropiado número de elementos para los siguientes pasos.

Se calcularon los valores de frecuencia natural para 11 diferentes tamaños de malla, donde los valores convergieron a tamaños de 0.00085 a 0.0007 m como se observa en la Figura 4.3. Obteniendo el error relativo para los extremos del intervalo de convergencia de 0.32% entre los valores, por lo que se consideró adecuado un tamaño de 0.00085 m para la malla. Una vez teniendo los valores de las frecuencias naturales se construyó su diagrama de Campbell. Este diagrama ayuda a determinar los rangos de velocidad con la cual puede operar una máquina rotatoria sin que entre en resonancia con alguna frecuencia natural del sistema. Sin embargo las frecuencias naturales del sistema también son afectadas por cargas aerodinámicas, por lo que una evaluación de la respuesta dinámica es igual de necesaria para evitar posibles fallas debido a la fatiga [67].

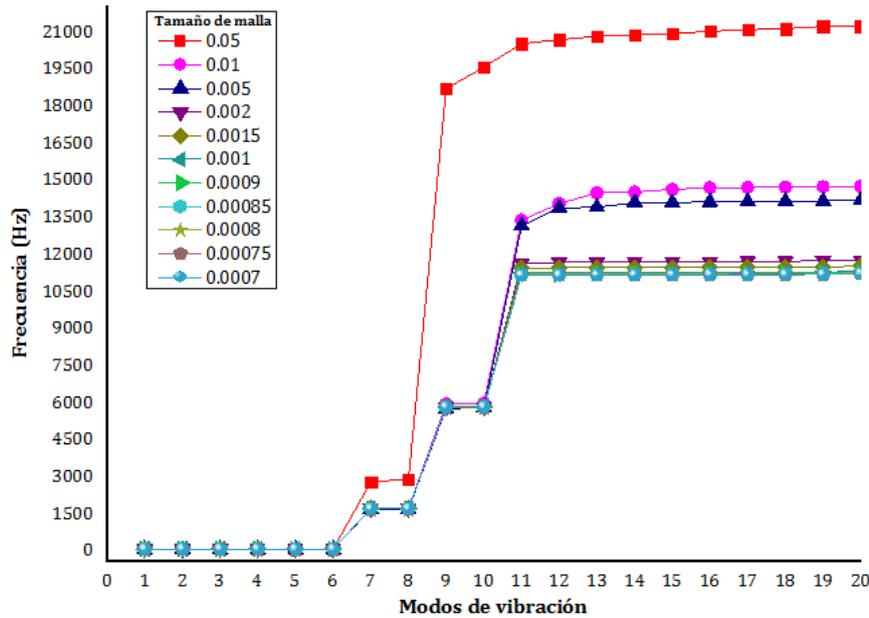


Figura 4.3: Gráfica de frecuencias naturales para diferentes tamaños de malla.

Dentro del modelo vibracional se analizó también la distribución de esfuerzos producto de la interacción de cargas armónicas, tal como el impacto del vapor sobre los álabes. Para este análisis dinámico se agregó un paso más al modelo, esta vez del tipo *Steady-state dynamics, Modal*, con el cual una vez calculados los modos de vibración el programa calcula los desplazamientos producidos por excitaciones externas.

En rotores los desequilibrios producto de excitaciones son modelados por fuerzas fijas equivalentes que varían en el tiempo con respecto a la frecuencia de giro del rotor [68]. Por lo que se asignó una fuerza concentrada en el borde superior de uno de los álabes, de 5 N. Este valor se calculó con ayuda de la ecuación (2.25) y las condiciones iniciales a la entrada y salida de la microturbina en el CBEI. Para este tipo de paso se definieron los rangos de frecuencia a evaluar, el número de puntos calculados, el rango de modos de vibración y el coeficiente de amortiguamiento. En este caso de acuerdo a la Figura 4.3 se seleccionaron los modos del 7 al 20, con un coeficiente de amortiguamiento de 0.02 [6], un total de 30 puntos entre intervalos y un rango de frecuencias de 100 a 11178 Hz para tener un mejor ajuste en la curva. Además se le asignó como condición de frontera, rotación en el eje Y y se utilizó un mallado con elementos tetragonales de interpolación cuadrática tipo C3D10M, teniendo para un tamaño de malla de 0.00085 m, un número de elementos de 106,146 y de nodos de 315,482.

4.1.2. Modelo termomecánico de la microturbina

Para la generación del modelo termomecánico se requirieron además de las propiedades mecánicas del modelo vibracional, propiedades térmicas y su relación sobre las anteriores. En la Tabla 4.1 se aprecian las propiedades termomecánicas del Inconel X-750 que fueron introducidas.

Tabla 4.1: Propiedades termomecánicas del Inconel X-750 [44].

Temperatura [°C]	λ [W/m K]	α [1/°C]	c_p [J/kg K]	ρ [kg/m ³]	E [GPa]	σ_y [MPa]
21.1	11.96	12.6	431.24	8260	218	850
93.3	12.82	12.6	456.36	8260	218	850
204.4	14.12	12.96	485.66	8260	218	850

Este modelo contó con el estudio del comportamiento dinámico transitorio y dinámico en estado estable, por lo que se dividió el análisis. Para el primero en estado transitorio, con el fin de modelar el arranque de la microturbina y evaluar los estados de esfuerzos presentes, se generaron 4 pasos del tipo *Dynamic*, *Temp-disp*, *Explicit* con tiempos de 0.0006 s cada uno, con la finalidad de asegurar en la simulación una vuelta completa en el rotor. Además se acopló al nodo de referencia la geometría de los álabes transfiriendo las propiedades del nodo a dichos elementos (Figura 4.4).

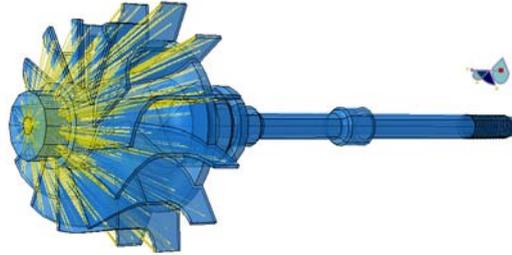


Figura 4.4: Acoplamiento de los álabes al nodo de referencia.

Posteriormente se asignaron las cargas de presión y temperatura correspondientes al flujo de vapor en el CBEI (Tabla 1.1). Para la presión se introdujo el valor de 0.1 MPa de manera uniforme en la superficie del rotor y para la carga térmica se le asignó un campo predefinido de temperatura de 100°C a los álabes y al resto de la turbina un valor de 21.1°C, con la finalidad de simular la distribución de temperaturas en operación (Figura 4.5). Para las condiciones de frontera se le dio únicamente libertad de giro al eje en la dirección *Y* y se asignaron velocidades de rotación de 0 a 10,000 rad/s (95,493 rpm) al nodo de referencia con el propósito de obtener una primera aproximación del comportamiento del turbo al arranque.

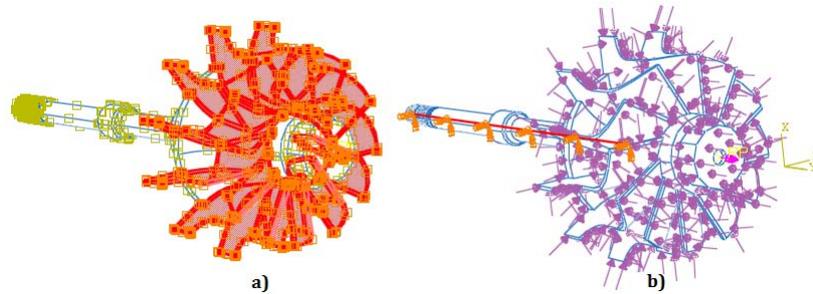


Figura 4.5: Condiciones iniciales y de frontera: a) campo de temperaturas y b) presión y eje de rotación.

Posteriormente junto con el análisis del diagrama de Campbell, se obtuvieron las velocidades críticas de rotación para una evaluación más precisa del campo de esfuerzos. Finalmente con un tamaño de malla de 0.00085 m y elementos tetragonales del tipo cuadrático C3D10MT se malló el modelo, con un número total de 106,146 elementos y 315,482 nodos (Figura 4.6).

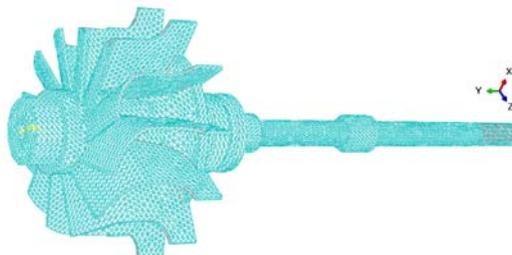


Figura 4.6: Mallado de la microturbina de trabajo.

Por otro lado para el modelo dinámico estable, al realizar un estudio previo se detectó que las zonas con los mayores niveles de esfuerzo se encontraban en el rotor por lo que se decidió concentrar la atención en dicha sección empleando el principio de sub-estructuras, seleccionando solo un sector del rotor que se repitiera utilizándose un tipo de paso *Dynamic, Implicit*. Se aplicó una fuerza de cuerpo rotacional, variando la velocidad de 1,000 a 13,000 rad/s (124,140.9 rpm), estimando un exceso de velocidad y una de presión distribuida sobre los álabes de 0.1 MPa. Para las condiciones de frontera se restringieron los desplazamientos sobre el eje del rotor y se añadió otro nodo de referencia para definir el eje de rotación para las cargas centrífugas, tal y como se aprecia en la Figura 4.7. El tamaño de malla se conservó de los anteriores modelos y se utilizó un tipo de elemento cuadrático tetragonal C3D10M dada la complejidad de la geometría, teniendo para el modelo final un número de elementos de 23,089 y de 35,924 nodos.

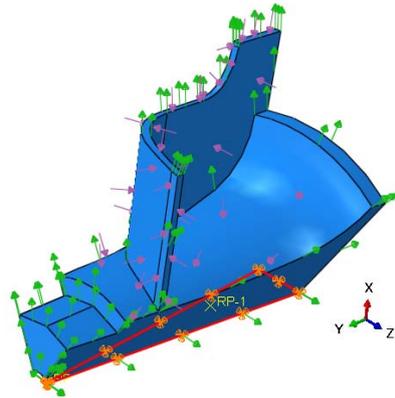


Figura 4.7: Cargas y condiciones de frontera aplicadas a la sub-estructura del rotor.

4.2. Análisis de resultados

En esta sección se analizan y comparan los resultados obtenidos de los dos modelos numéricos generados anteriormente con los resultados estudiados en los casos de estudio para validar su comportamiento. Así mismo se predicen las zonas críticas en las cuales la microturbina puede fallar debido a la fatiga y se determinan los rangos óptimos de operación del turbo para su correcto funcionamiento en el CBEI.

4.2.1. Análisis vibracional

Con las frecuencias naturales y modos de vibración obtenidas en el paso *Frequency* se construyó el diagrama de Campbell de la microturbina el cual se aprecia en la Figura 4.8. En este diagrama aparece en abscisas la velocidad de funcionamiento del rotor, mientras que en ordenadas las frecuencias de los modos de vibración. Dado que se busca localizar las potenciales resonancias que pueden aparecer, se generan las líneas correspondientes a los *engine orders*, que son los armónicos de la velocidad de giro de la turbina. Estas se representan por líneas rectas de la forma: $f = n\omega/60$, donde n corresponde al número de armónicos y ω a la velocidad de rotación. A este diagrama también se le conoce como diagrama de intersecciones, dado que en los puntos donde cortan los modos de vibración con los *engine orders* existe cierta probabilidad de que entre en resonancia el sistema. Para los resultados de los modos de vibración, debido a que los primeros 6 modos correspondían a frecuencias muy pequeñas, se analizó el estado de vibración a partir del modo 7. Además dada la poca variación de algunos modos en el diagrama de Campbell, sólo se muestran los 4 cuya magnitud varía significativamente con respecto de los demás.

Como se mencionó anteriormente el valor del *engine order* indica que tan probable es que se presente resonancia en un determinado modo, siendo los *engine orders* de menor grado los más críticos. Por lo que, para el modo 7 a 1,642 Hz según la Figura 4.8 existen 3 velocidades críticas de operación en donde se pueden presentar problemas, estas intersectan con el modo a una velocidad cercana a los 33,422 rpm para un armónico 3x, 47,746 rpm para un armónico 2x y 95,493 rpm para un armónico 1x. Por otro lado, para el modo 9 a 5,751 Hz existe en menor grado la posibilidad de entrar en resonancia a una velocidad aproximada a 86,000 rpm a 4x, dado el orden del armónico, por lo que para los modos 12 y 20 es muy poco probable que sus intersecciones se relacionen a problemas de vibración.

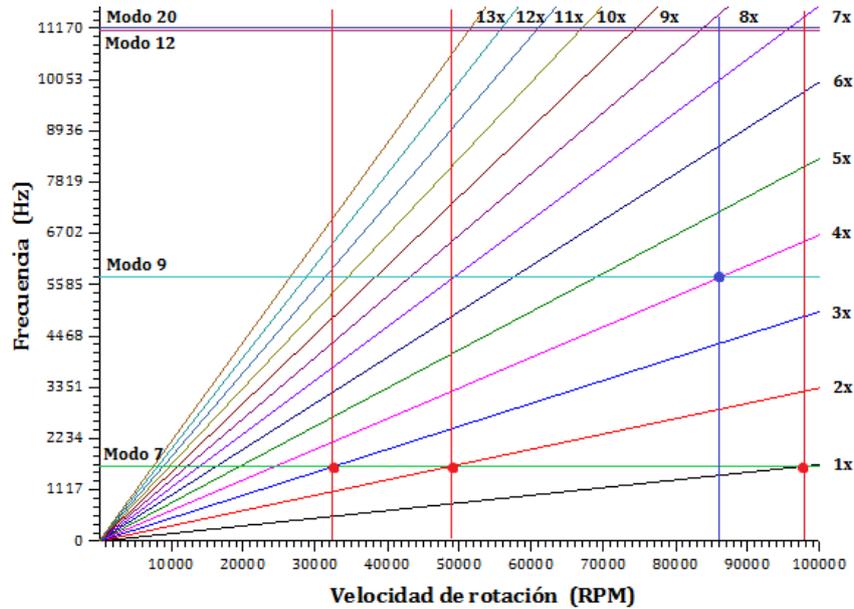


Figura 4.8: Diagrama de Campbell de la microturbina de trabajo.

En la Figura 4.9 se aprecian los modos de vibración libre para los modos 7, 9, 12 y 20, que resultan ser los más relevantes en este caso. Para el modo 7 se observa un máximo desplazamiento en la zona del eje debido a la flexión al igual que el modo 9. Por otro lado para los modos 12 y 20 se presentan desplazamientos por torsión en la zona de los álabes.

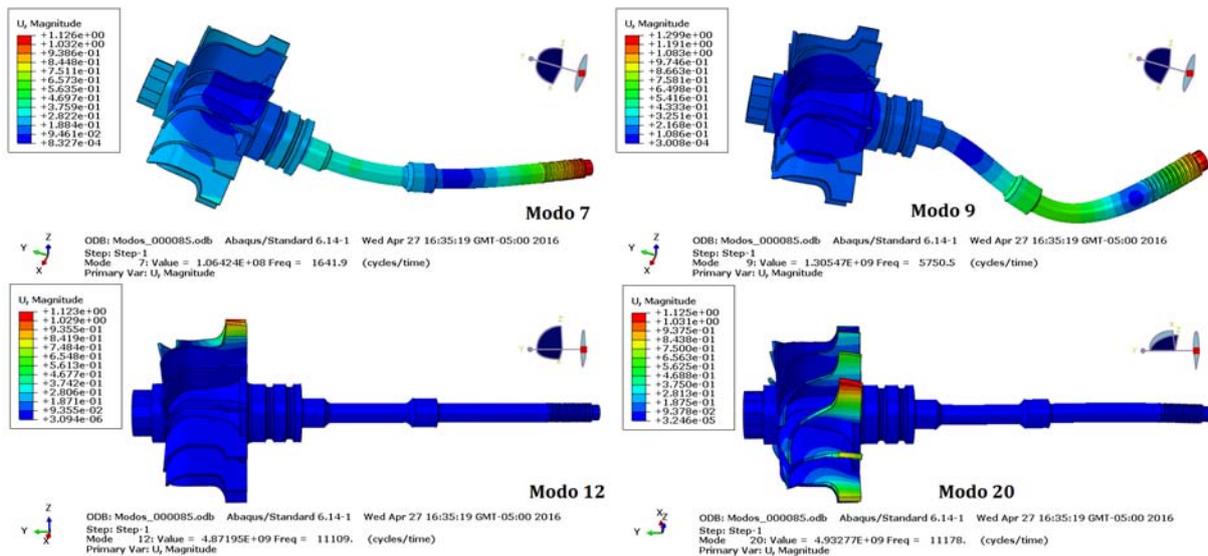


Figura 4.9: Modos de vibración libre de la microturbina.

Para el análisis en vibración forzada, correspondiente a la carga cíclica asociada al funcionamiento de la turbina, producto del impacto del vapor. En la Figura 4.10 se muestran los modos de vibración forzada bajo perturbación lineal a frecuencias cercanas a las naturales. Realizando una comparación entre los modos libres y forzados se aprecia una similitud en forma de los modos, sin embargo se ve reducida significativamente la magnitud de los desplazamientos en los modos forzados. Para los modos 7 y 9 las formas coinciden en mayor medida que para los modos 12 y 20, lo que implica que a frecuencias cercanas a 1,642 y 5,760 Hz se pueden presentar problemas asociados a vibraciones excesivas en la zona del eje como se aprecia en el Figura 4.10. Lo que respecta a los modos 12 y 20, dado que las únicas zonas coincidentes son las de los álabes, se realiza un análisis de esfuerzos presentes ahí, comparando los resultados con zonas críticas en el eje, para visualizar el impacto que pueden causar estos modos de vibración.

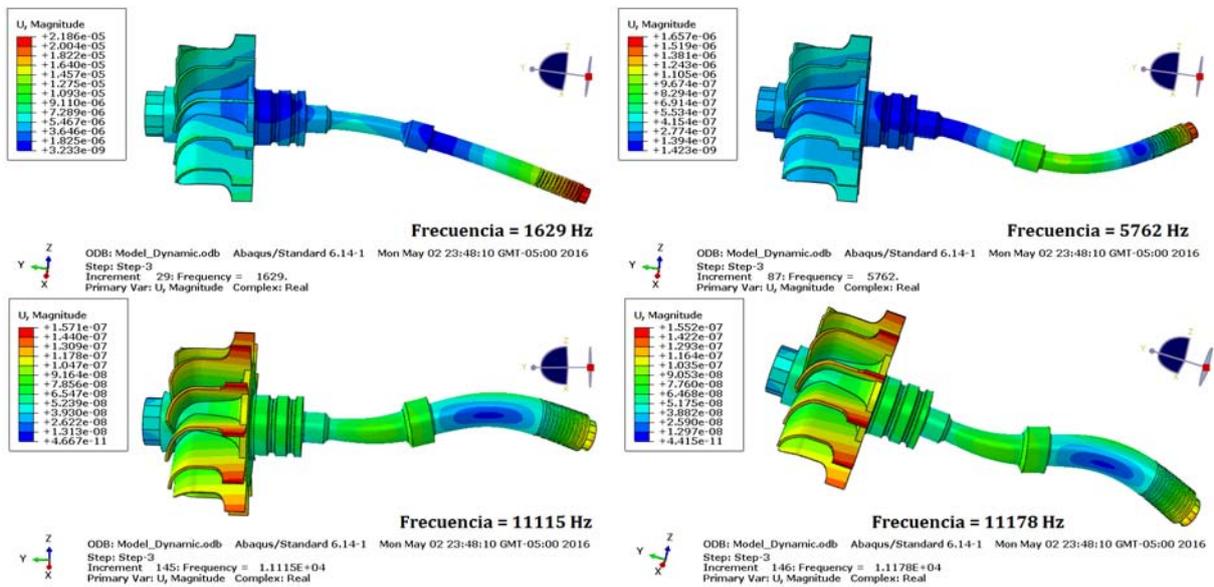


Figura 4.10: Modos de vibración forzada de la microturbina.

Para la zona del rotor se aprecia en la Figura 4.12 el esfuerzo generado para 6 puntos críticos, donde el modo 7 de vibración correspondiente a 1,642 Hz es el de más grande impacto en el sistema, obteniendo un valor aproximado de 8.8 kPa, seguido del modo 9 a 5,751 Hz con un valor promedio de 4.2 kPa para el nodo 14167 ubicado en el cuerpo del rotor.

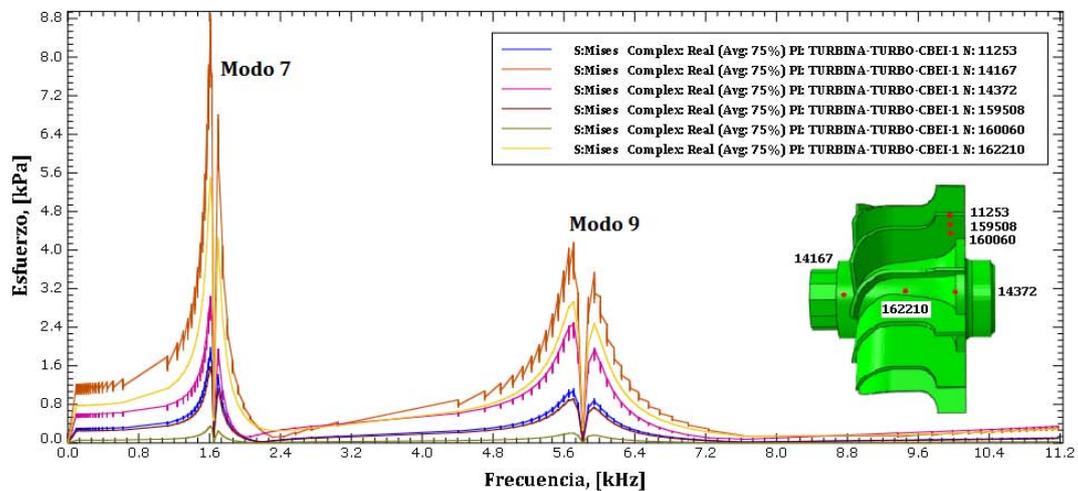


Figura 4.11: Gráfica esfuerzo-frecuencia, para 6 puntos en el rotor, modos forzados.

Por otro lado para la zona del eje, también se seleccionaron 6 puntos críticos, donde se corroboró que el modo 7 era el modo con los niveles más altos de esfuerzos en la microturbina. En este caso la magnitud de los esfuerzos creció alcanzando para el nodo 83,539 un valor aproximado de 24.2 MPa para el modo 7 y 5.9 MPa para el modo 9.

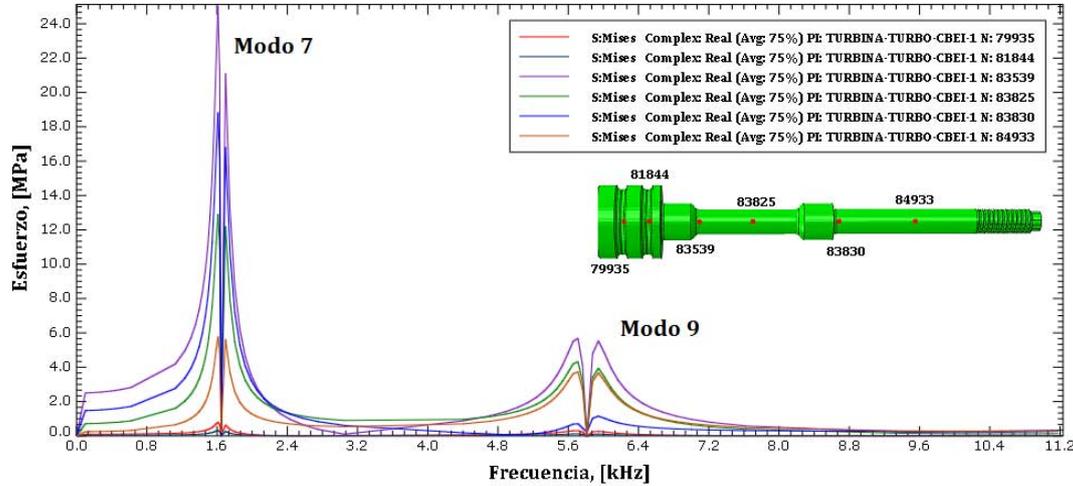


Figura 4.12: Gráfica esfuerzo-frecuencia, para 6 puntos en el eje, modos forzados.

Cabe resaltar que aunque tanto los valores alcanzados en el rotor como en el eje son muy bajos comparados con el valor del esfuerzo de fluencia del material (850 MPa), pueden ser puntos de nucleación de grietas si coinciden con alguna otra excitación fuerte, aumentando su magnitud y provocando la falla en dicha zona, como se reporta en [59]. Es por eso que se necesita realizar un análisis dinámico donde se visualizase el campo de esfuerzos presentes bajo cargas centrífugas y térmicas en la microturbina.

4.2.2. Análisis termomecánico

El análisis termomecánico abarca la respuesta dinámica transitoria del arranque del turbo y la respuesta en estado estable del rotor. Para la respuesta estable en la Figura 4.13 se aprecia el estado de esfuerzos presente en la microturbina, donde se observa como solo la zona de los álabes en el rotor es la que se ve mayormente afectada debido a las cargas centrífugas, debido a esto se decidió concentrar la atención en dicha zona y realizar un análisis de esfuerzos a diferentes velocidades de rotación con el propósito de establecer los límites de operación adecuados.

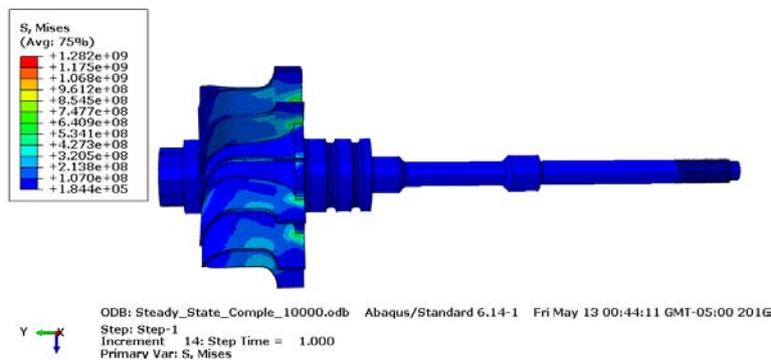


Figura 4.13: Esfuerzos en estado estable presentes en la microturbina a 95,493 rpm.

Realizando una inspección a 95,493 rpm del estado de esfuerzos presentes en los álabes se localizó una posible zona de nucleación de grietas en el borde inferior de los álabes, junto en la unión con el cuerpo del rotor, tal y como se muestra en la Figura 4.14. Para dicha zona se obtuvo la magnitud de los esfuerzos debidos a la vibración y se comparó con el modo de vibración 7 para ver si coincidían las zonas potenciales de agrietamiento. Los resultados fueron un esfuerzo máximo de 2.6 kPa para el modo 7 y no se encontró coincidencia con dicha zona, por lo que en estado estable es casi improbable que entre en resonancia. Conociendo esto, se procedió a delimitar las velocidades de rotación a las cuales el rotor opera sin presentar falla.

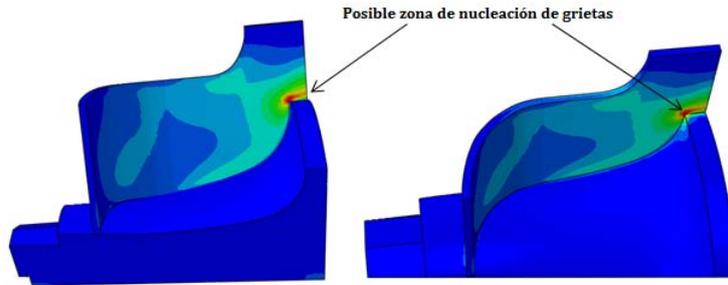


Figura 4.14: Localización de posible zona de nucleación de grietas en los álabes.

En la Figura 4.15 se muestra la gráfica de esfuerzo contra velocidad de rotación en estado estable para 5 diferentes puntos en el rotor, donde se aprecia como los valores de esfuerzo para la zona de unión del álabe con el cuerpo del rotor (punto 1) son los de mayor magnitud. En dicha zona se ve una concentración de esfuerzos, que coincide con los resultados reportados en los casos de estudio analizados en [55] y [59], en los cuales los mayores niveles de esfuerzo se concentran entre el álabe y el rotor. La relación de esfuerzo y velocidad de rotación es proporcional, teniendo para el caso del material del rotor (Inconel X-750) un límite de velocidad relacionado a su esfuerzo de fluencia (850 MPa) de aproximadamente 100,000 rpm, sin embargo, considerando la velocidad crítica de 95,493 rpm, se decide considerarla como límite para los siguientes análisis, teniendo para este caso un esfuerzo de Von Mises de 765 MPa en el punto 1.

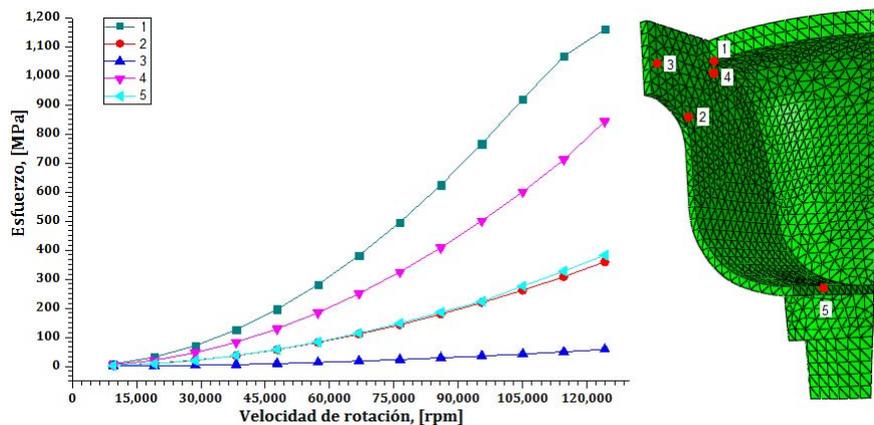


Figura 4.15: Gráfica esfuerzo contra velocidad de rotación para 5 puntos del rotor.

Para tener un análisis más completo de la respuesta del turbo en operación, se realiza un estudio de la respuesta transitoria de la turbina bajo condiciones termomecánicas a las velocidades críticas de operación obtenidas en el diagrama de Campbell. Esto surge a raíz de comparar los estados de esfuerzos presentes en la microturbina al arranque con los esfuerzos inducidos por el modo de vibración 7 que pueden llevar a ciertas zonas a niveles elevados de vibración y a la falla por fatiga.

Los esfuerzos relacionados a estados transitorios en las turbinas suelen experimentar un aumento en su magnitud en lapsos de tiempo muy cortos, hasta que logran estabilizarse, esto debido a las condiciones iniciales de arranque, en las cuales dependiendo de la velocidad con la que se inicie cambia su respuesta. Para las 3 velocidades críticas (33,422, 47,746 y 95,493 rpm) que intersectan con el modo de vibración de interés, se compararon los estados de esfuerzos presentes al arranque con los producidos por dicho modo (Figura 4.16). Los resultados obtenidos coincidieron en la zona del eje próxima al rotor, donde a 95,493 rpm se reportaron los mayores niveles de esfuerzo para dicha zona. El límite de esfuerzo para este análisis se limitó al esfuerzo en estado estable de 765 MPa a 95,493 rpm, dado que aquí solo se busca encontrar posibles zonas de vibración excesiva. Para el caso del rotor, aunque los niveles de esfuerzos sobrepasaron los de seguridad, estos no coincidieron con los presentes en el modo de vibración por lo que se puede decir que una vez pasado los transitorios estos se estabilizan y no entran en fase con los vibratoriales.

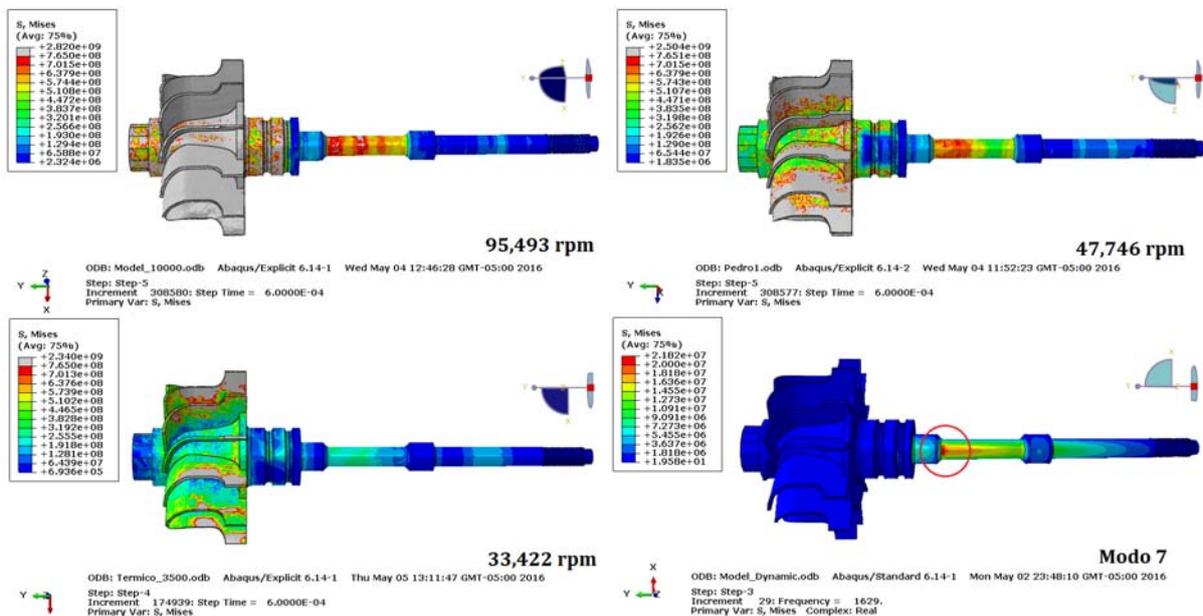


Figura 4.16: Comparación de estado de esfuerzos presentes en la microturbina.

Para verificar si efectivamente para las 3 velocidades de rotación críticas existe la posibilidad de entrar en resonancia en la zona del eje y producir vibraciones excesivas que conlleven al surgimiento de grietas, se complementa el estudio con un análisis PENER (disipación de energía plástica por unidad de volumen) [58], para localizar los puntos más probables de falla en la microturbina. En la Figura 4.17 se observa que las zonas más probables de agrietamiento dado los mayores niveles de disipación de energía para las 3 velocidades, son la de los álabes, específicamente en el borde superior de ellos. Dichas zonas no coinciden con las de los esfuerzos máximos del modo 7, pero se asemejan con los del estado estable por lo que podrían representar posibles puntos de nucleación de grietas si se llega a superar los valores de fluencia del material.

En la Figura 4.18 se muestra la gráfica de densidades de energía contra tiempo de 3 puntos de las zonas con mayor nivel en los álabes y de la zona crítica del eje influenciada por el modo 7, donde se observa como dicha zona (línea morada) no es significativa en comparación con los niveles reportados para los álabes, por lo que se puede decir que en dicha sección del eje es poco probable la nucleación de grietas.

Conociendo que las posibles zonas de falla durante los transitorios de arranque se ubican en la sección de los álabes, se analiza los estados de esfuerzos presentes a las 3 velocidades críticas de transición. En la Figura 4.19 se aprecia el comportamiento para dos puntos ubicados en el borde superior y uno en el inferior del álabes a 95,493 rpm.

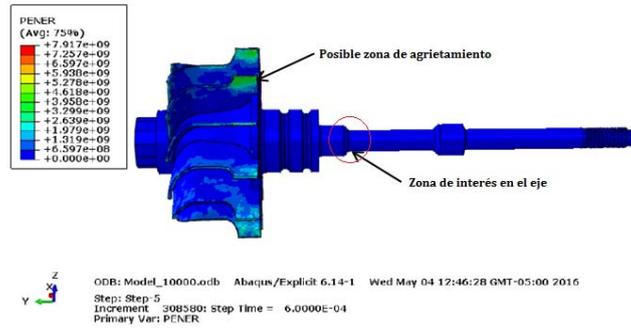


Figura 4.17: Predicción de grietas mediante disipación de energías en la microturbina.

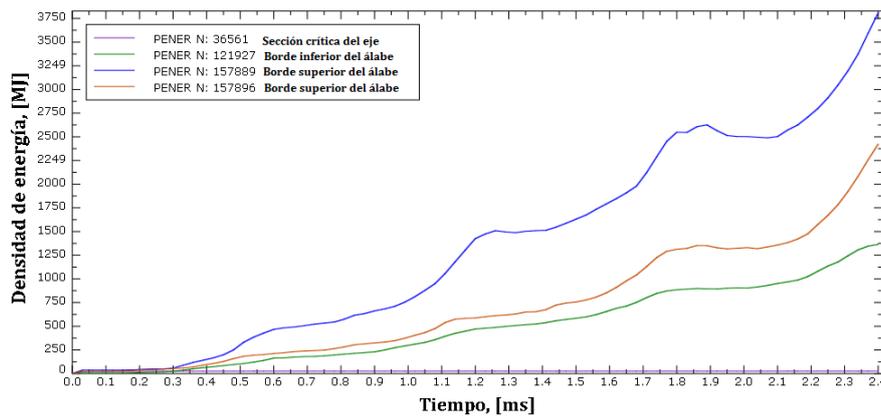


Figura 4.18: Gráfica densidad de energía contra tiempo de 4 zonas de interés en la microturbina.

La gráfica esfuerzo contra tiempo de la Figura 4.19 muestra como los niveles de esfuerzos rebasan fácilmente el límite de cedencia del material, alcanzando valores máximos de 2,000 MPa en lapsos muy cortos de tiempo, aunado a que dicha velocidad es la más probable de entrar en resonancia al encontrarse picos dinámicos en la zona del rotor, es conveniente delimitar aún más el límite de velocidad de rotación por debajo de los 95,493 rpm para prevenir fallas en la operación.

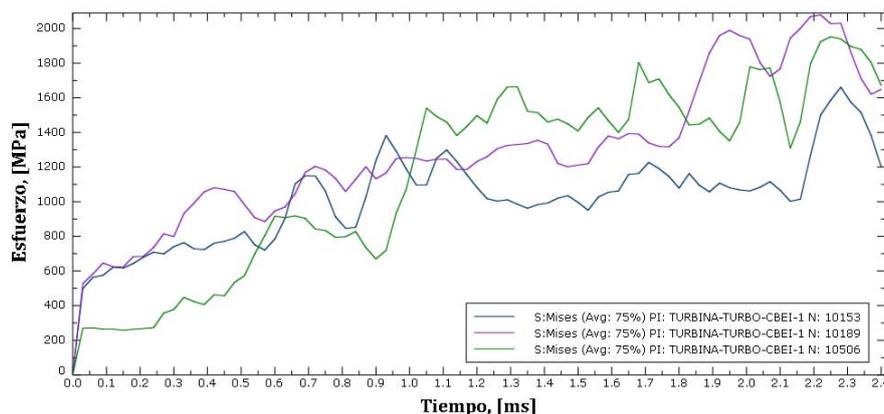


Figura 4.19: Gráfica esfuerzo contra tiempo de 3 puntos críticos en los álabes a 95,493 rpm.

Por otro lado en la Figura 4.20 se observa el comportamiento de los esfuerzos presentes para los mismo puntos del álabe a una velocidad de 47,746 rpm. En este caso se aprecia cómo, aunque la magnitud de los esfuerzos disminuye a la mitad, se siguen teniendo valores muy elevados, alcanzando máximos de 1,040 MPa aproximadamente. Comparando el comportamiento de estos esfuerzos con los a 95,493 rpm parecen tender a estabilizarse más rápido que los primeros.

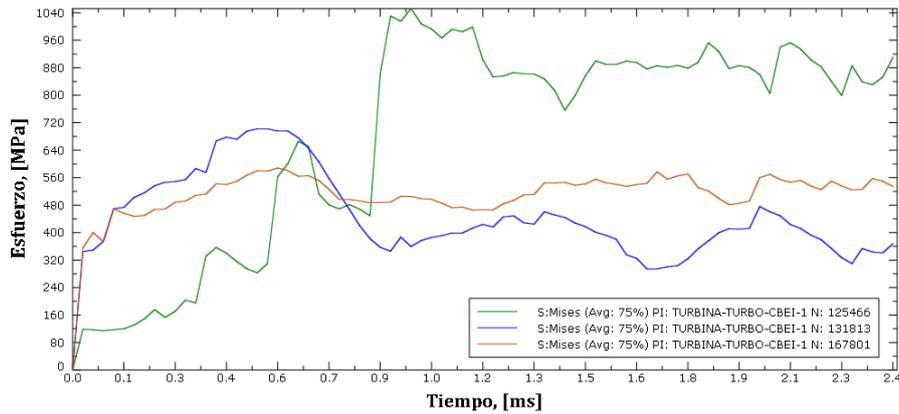


Figura 4.20: Gráfica esfuerzo contra tiempo de 3 puntos críticos en los álabes a 47,746 rpm.

Para el último caso crítico a una velocidad de 33,422 rpm, en la Figura 4.21 se aprecia como los esfuerzos en este caso, mantienen niveles adecuados por debajo de la cedencia del material, tendiendo a valores promedio de 360 MPa, que no representan mayor daño en el sistema. Si además se tiene en cuenta que dado el valor del armónico (3x) que coincide con el modo de vibración 7 es mayor que el de las otras dos velocidades, se tiene que es menos probable que entre en resonancia a dicha velocidad y se magnifiquen los esfuerzos generados.

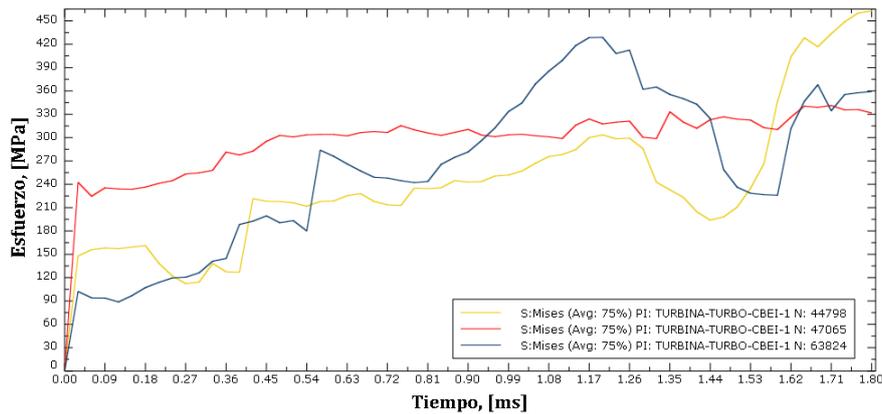


Figura 4.21: Gráfica esfuerzo contra tiempo de 3 puntos críticos en los álabes a 33,422 rpm.

Sin embargo para la velocidad de rotación a 47,746 rpm es más probable la coincidencia de efectos de resonancia por lo que realizando un análisis de falla a la fatiga para dicho valor de frecuencia, considerando los ciclos a la fatiga que puede resistir el material se obtiene el tiempo estimado de vida ante la fatiga. De la ecuación (3.1), se despeja el valor del tiempo, sustituyendo los valores de N para el Inconel X-750 ($N = 10^7$ ciclos [44]) y $f = 1,642 Hz$ (modo 7) se obtiene un tiempo aproximado de 6,090 s o 1.7 horas de vida bajo condiciones de fatiga. Lo que significa que dado los cortos tiempos de transición entre una velocidad a otra y sumando la tendencia a estabilizarse de los esfuerzos, se pueden descartar problemas de vibración si no se mantiene dicha velocidad por largos tiempos.

Finalmente para evaluar el impacto del campo de temperaturas presente en la microturbina debido a la temperatura del vapor a la entrada en la Figura 4.22 se observa la distribución de temperaturas a 95,493 rpm, donde se aprecia como aumenta en el borde superior y zona interna del álabe, mientras que en el cuerpo del rotor y eje se mantiene constante a temperatura baja. Realizando una comparación a distintas velocidades de 2 puntos del álabe, 1 del cuerpo del rotor y 1 del eje, en la Figura 4.23 se observa la gráfica de temperatura contra tiempo del comportamiento de estos 4 puntos a 95,493 rpm.

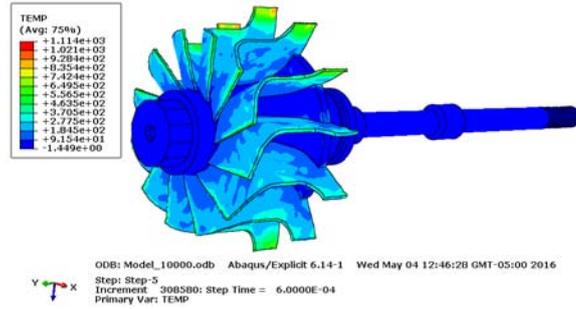


Figura 4.22: Distribución de temperaturas en la microturbina a 95,493 rpm.

En dicha gráfica se ve como el borde superior del álabe partiendo de 100°C aumenta drásticamente su temperatura alcanzando valores de 480°C , esto quizá es debido a que dicha zona coincide con las densidades de energía producto de los altos niveles de esfuerzo. Para los otros 3 puntos los valores de temperatura se mantiene relativamente constantes, aumentando levemente en el interior del álabe, lo que significa que en dichas zonas se pueden llegar a temperaturas que disminuyan la resistencia del material.

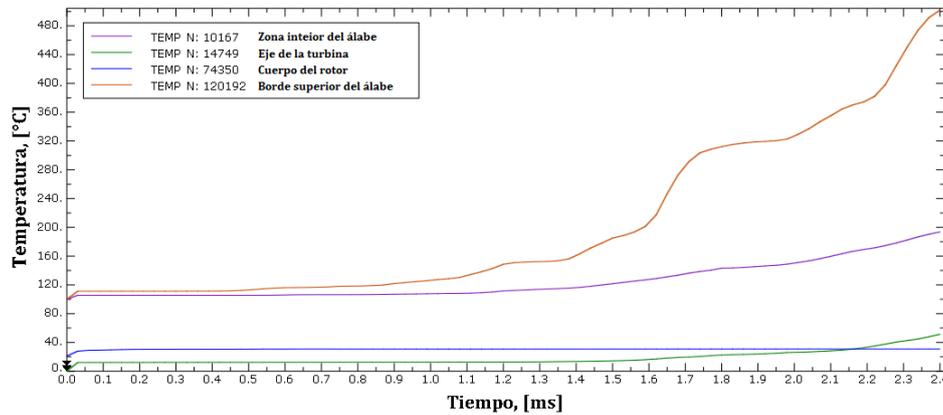


Figura 4.23: Gráfica temperatura contra tiempo para 4 puntos de la microturbina a 95,493 rpm.

En el caso de la velocidad a $47,746\text{ rpm}$ en la Figura 4.24 las temperaturas en el borde superior del álabe se reducen emparejándose con las de su interior, se alcanzan valores aproximados de 150°C para el tiempo de transición, con una tendencia a incrementar, mientras que en el eje y cuerpo del rotor se mantiene constante.

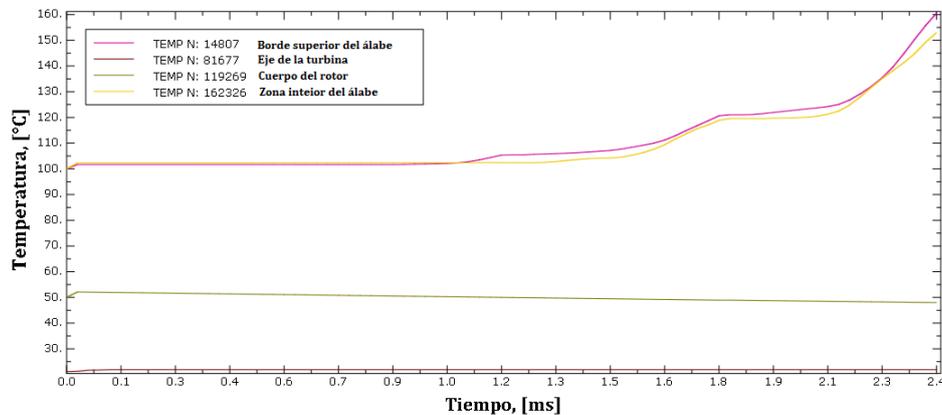


Figura 4.24: Gráfica temperatura contra tiempo para 4 puntos de la microturbina a 47,746 rpm.

La Figura 4.25 muestra el último caso para una velocidad de 33,422 rpm, donde se aprecia como en los casos anteriores un aumento en la zona de los álabes, con un comportamiento ascendente, por lo que se puede deducir de los 3 casos que dicha zona es afectada directamente por las densidades de energía, que significan deformaciones en esa zona y posibles puntos de agrietamiento. Sin embargo cabe resaltar que el análisis aquí expuesto, se realizó tomando tiempos de operación muy cortos con el fin de evaluar la respuesta dinámica transitoria, por lo que en un análisis en estado estable con un rango mayor de tiempo, las temperaturas que en un inicio aumentan pueden estabilizarse, dando paso a la transferencia de calor y llegando a valores no relevantes para el material.

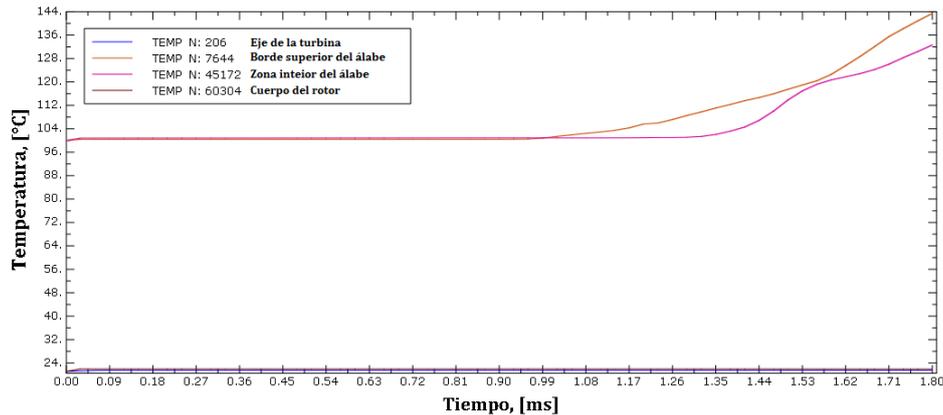


Figura 4.25: Gráfica temperatura contra tiempo para 4 puntos de la microturbina a 33,422 rpm.

En resumen, dado los resultados obtenidos de las simulaciones numéricas, el límite de velocidad de rotación para el correcto funcionamiento de la microturbina en el CBEI, no debe de alcanzar los 95,493 rpm, considerando adecuados valores por debajo de los 90,000 rpm. Para dicha velocidad en estado estable según la Figura 4.15 se alcanza un valor de 700 MPa en la zona más crítica (borde inferior del álabe). Las temperaturas alcanzadas en estados transitorios para velocidades menores a 90,000 rpm no alcanzan el 40% de la temperatura de fusión del Inconel X-750 (1393 °C [44]) por lo que no compromete el funcionamiento de la turbina en operación, además considerando que dicho análisis térmico se realizó tomando en cuenta tiempos de operación muy cortos, en un análisis en estado estable dando paso a la transferencia de calor las temperaturas generadas se estabilizan resultan poco relevantes para el material.

Análisis recientes relacionados a la velocidad de operación a la debería operar el turbocargador modificado, de acuerdo a las condiciones de operación del CBEI, indican una velocidad estimada de 82,295 rpm para la obtención de 1kW. Teniendo como referencia dicha velocidad, se puede decir que entra dentro del rango adecuado para evitar fallas. El esfuerzo de la zona crítica correspondiente para la velocidad de rotación propuesta de acuerdo a la Figura 4.15 corresponde a un valor aproximado de 550 MPa, teniendo en este caso un factor de seguridad de 1.55, un valor comúnmente utilizado para turbomáquinas [69].

Capítulo 5

Conclusiones

Los resultados analíticos obtenidos del modelado del rotor a partir del balance de fuerzas, leyes constitutivas, condiciones de operación en el CBEI y velocidad de rotación obtenida a través del diagrama de turbinas, ayudo a estimar el comportamiento de los esfuerzos presentes para el material de la microturbina.

La comparación del modelo con diferentes materiales de construcción para turbinas sirvió para evaluar que tan buenas eran las propiedades del Inconel X-750, concluyendo que son relativamente buenas dado que, aunque cuenta con una alta resistencia a la cedencia, su densidad es mayor a la de los aceros, incrementando los esfuerzos producidos por fuerzas inerciales.

Por otro lado los materiales con los mejores comportamientos bajo cargas centrifugas según los resultados arrojados por las gráficas, fueron las aleaciones Al-Zn 7075-T6 y Ti-6Al-4V, siendo consideradas como las opciones más convenientes de utilizar en el caso que se quisiera escalar el diseño de la microturbina del turbocargador para sistemas de generación de mayor potencia.

El análisis vibracional a través de elemento finito ayudó a obtener las frecuencias y modos de vibración de mayor impacto en la turbina. La comparación de modos de vibración libres y forzados sirvió para identificar que solo el modo 7 a flexión, con 1,642 Hz de frecuencia era el de mayor importancia al alcanzar los picos dinámicos más altos en la zona del eje cercana al rotor. Con el desarrollo del diagrama de Campbell se obtuvo que las velocidades críticas de operación en las cuales el sistema podría entrar en resonancia eran 33,422, 47,746 y 95,493 rpm.

Los resultados obtenidos del análisis dinámico transitorio complementaron los reportados en el vibracional al relacionar las zonas con los mayores niveles de esfuerzos con el modo 7. Se identificó coincidencia de esfuerzos para las 3 velocidades, sin embargo realizando un análisis de densidades de energía se encontró que los álabes eran las zonas con mayor probabilidad de nuclear grietas, descartando la posibilidad de falla en el eje.

Los valores de esfuerzo reportados para los álabes en respuesta transitoria alcanzaron valores excesivos a 95,493 rpm, sin embargo para las otras dos velocidades disminuyeron significativamente su magnitud y su comportamiento tendía a estabilizarse. Con ayuda del análisis de fatiga se obtuvo un valor estimado de 1.7 horas de vida bajo condiciones de resonancia descartando la falla en el material en transiciones de velocidades. Concluyendo que rangos de velocidades por debajo de los 90,000 rpm no presentan problemas de fatiga una vez entrado en estado estable y para la velocidad propuesta de operación en el CBEI de 82,295 rpm se tiene un factor de seguridad adecuado de 1.55.

Las temperaturas alcanzadas en estados transitorios para velocidades menores a 90,000 rpm no alcanzaron el 40 % de la temperatura de fusión del Inconel X-750, además de tender a estabilizarse, por lo que no compromete el funcionamiento de la microturbina en operación.

El estudio de casos relacionados al análisis de falla en turbomaquinaria por medio del método de elemento finito, sirvió de ayuda al momento de generar los modelos numéricos y desarrollar una metodología para la predicción de fallas en el turbocargador modificado. Los resultados reportados en los diferentes casos estudiados sirvieron como referencia para los obtenidos en las simulaciones numéricas, validando el comportamiento de estos.

Finalmente se puede decir que gracias al análisis matemático y computacional desarrollado en este trabajo, se demostró la viabilidad de acoplar la turbina de un turbocargador de automóvil modificado a un ciclo geotérmico de potencia, marcando las bases de futuras implementaciones en el desarrollo de ciclos geotérmicos, ahorrando en costos de diseño y manufactura.

Recomendaciones

Como líneas de investigación futuras se recomienda, elaborar una simulación computacional que relacione la interacción del fluido de vapor con la estructura de la microturbina para tener una mejor apreciación del comportamiento del flujo desarrollado durante condiciones de operación. Esto con la finalidad de evaluar que tan eficiente es el diseño del turbocargador modificado o realizar las pertinentes modificaciones.

Además de evaluar por medio de simulaciones numéricas las dos propuestas de aleaciones sugeridas (Al-Zn 7075-T6 y Ti-6Al-4V) para el escalamiento del diseño de la microturbina a sistemas de mayor potencia, con el fin de tener una idea más clara de su comportamiento en condiciones críticas de operación.

Se sugiere también, realizar una caracterización experimental del turbocargador modificado para corroborar los resultados computacionales obtenidos para el Inconel X-750, e identificar si las predicciones propuestas en este trabajo cumplen con los parámetros para el óptimo funcionamiento del equipo dentro del CBEI.

Referencias

- [1] Encinas, M. P. *Tubomáquinas de Fluido Compresible*, Limusa, México, (1984).
- [2] Dixon, S.L. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, Butterworth-Heinemann, U.K, (1998).
- [3] Logan, E. Jr. *Handbook of Turbomachinery*, Marcel Dekker, U.S.A, (1995).
- [4] Mataix, C. *Turbomaquinas térmicas*, CIE, España, (2000).
- [5] Bentley, J. R. *A Replica of the World's First Rotating Steam Engine*, U.S.A, (2007).
- [6] Rangwala, A. S. *Turbo-Machinery Dynamics: Design and Operation*, McGraw-Hill, U.S.A, (2005).
- [7] Balmer, R. T. *Modern Engineering Thermodynamics*, Elsevier, U.K, (2011).
- [8] Krehl, P. O. K. *History of Shock Waves, Explosions and Impact*, Springer, Germany, (2009).
- [9] Heinz, B. *Steam Turbines Design, Applications, and Rating*, McGraw-Hill, U.S.A, (2009).
- [10] Full-Race Motorsports, *Turbos, Garrett GT Series, GT3788R Twin Scroll*, 5019 E Madison St. Phoenix, AZ 85034, U.S.A, (2016).
- [11] Baskharone, E. A. *Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines*, Cambridge University Press, U.K, (2006).
- [12] Capehart, B. L. *Microturbines*, WBDG a program of the National Institute of Building Sciences, U.S.A, (2016).
- [13] Peirs, J. Reynaerts, D. Verplaetsen, F. *A microturbine for electric power generation*, Departament of Mechanical Engineering, Katholieke Universiteit Leuven, Belgium, (2004).
- [14] Infinity Turbine, *General Information*, 360 W. Washington, Ave. Madison, WI 53703, U.S.A, (2016).
- [15] Calnetix Technologies, *Products, Access Energy, Thermapower, ORC*, 16323 Shoemaker Ave. Cerritos CA 90703, U.S.A, (2016).
- [16] Green Turbine, *Products, Green Turbine 1.5 kW*, Kerkstraat 13, 5161 EA Sprang-Capelle, The Netherlands, (2016).
- [17] AET Turbos, *Meet the manufacturers, Introducing the leading names in turbocharging*, Normanton Industrial Estate, Normanton WF6 1TE, U.K, (2016).
- [18] Pous, J. Jutglar, L. *Energía Geotérmica*, Ceac, España, (2004).
- [19] Christian, A. Ordaz, M. Flores, M. Ramírez, G. *Potencial geotérmico de la República Mexicana*, Comisión Federal de Electricidad, Gerencia de Proyectos Geotermoeléctricos, México, (2011).
- [20] Zenón, V. *Propuesta de diseño mecánico de la turbina del ciclo PWG analizado por el método de elemento finito*, Tesis profesional, Facultad de Ingeniería UNAM, México, (2013).
- [21] Velázquez, A. Domínguez, G. P. *Validación termomecánica del diseño de una microturbina mediante paquetería de elemento finito*, Tesis profesional, Facultad de Ingeniería UNAM, México, (2014).
- [22] Wong, C. S. Meyer, D. Krumdieck, S. *Selection and conversion of turbocharger as turboexpander for organic Rankine cycle*, Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury, New Zealand, (2013).

- [23] Mariscal-Hay, E. Leon-Rovira, N. *Electrical Generation from Thermal Solar Energy using a Turbocharger with the Brayton Thermodynamic Cycle*, Tecnológico de Monterrey, Campus Monterrey, México, (2013).
- [24] Mora, J. M. *Acoplamiento de un turbocompresor a un ciclo geotermoeléctrico de baja potencia*, Tesis profesional, Facultad de Ingeniería UNAM, México, (2016).
- [25] AliExpress, *Turbine Turbo kit cartridge Garrett GT1238S for Mercedes Smart 0.6*, es.aliexpress.com, (10/03/2016).
- [26] Ugural, A. C. *Advanced Strength and Applied Elasticity*, Fourth Edition, Pearson, U.S.A,(2003).
- [27] Callister, W. D. *Materials Science and Engineering* Editorial John Wiley and Sons, U.S.A, (2007).
- [28] Hayden, H. W. Moffatt, W. G. Wulff, J. *The Structure and Properties of Materials*, Vol. III, Mechanical Behavior, p. 15, U.S.A, (1965).
- [29] Sinclair, G. M. Dolan, T. J. *Trans, American Society of Mechanical Engineers*. 75, p.867, U.S.A, (1953).
- [30] Benjamin, D. *Metal Handbook: Properties and selection, stainless steel, tool materials and special purpose metal* Vol. 3, 9th edición, American Society for Metals, p.131, U.S.A, (1980).
- [31] Amos, D. R. Charlotte, N. C. Conroy, R. C. Janssen, W. Kern, T. U. *Advanced fabricated 10Cr rotor technology for increased efficiency*, University of Cambridge, U.K, (2006).
- [32] Dowson, P. Bauer, D. Laney, S. *Selection of materials and material related processes for centrifugal compressors and steam turbines in the oil and petrochemical industry*, Elliot Company, Jeannette, Pennsylvania, U.S.A, (2008).
- [33] Viswanathan, R. Jaffee, R. I. *Toughness of CrMoV Steels for Steam Turbine Rotors*, ASME Journal of Engineering Material Techniques, pp. 286-294, (1983).
- [34] Freeman, JAW. *High temperature materials, Gas Turbines and free Piston Engines*, Lecture 5, University of Michigan, Summer Session, U.S.A, (1955).
- [35] Le Grivés, E. *Cooling techniques for modern gas turbines*, In Advanced Topics in Turbomachinery Technology, David Japikse, Concepts ETI, (1986).
- [36] Bansal, R. K. *Strength of Materials*, Fourth Edition, Laxmi, New Delhi, India, (2009).
- [37] Gutiérrez, R. Hernández, I. Morales, V. Aguilar, R. *Simulación de una turbina de vapor a través del uso de elemento finito*, II Conferencia de Desarrollo Profesional en Ingeniería Mecatrónica, México, (2012).
- [38] Smith, G. E. *Vibratory stress problems in turbomachinery, Advanced Topics in Turbomachine Technology*, Principal Lecture Series, No. 2, (1986).
- [39] Emmert, H. D. *Current design practices for gas turbine power elements*, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., 72, Pt. 2, (1950).
- [40] Shames, I. H. *Mecánica de fluidos* Editorial McGraw Hill, tercera edición, (1995).
- [41] Beer, F. P. *Mechanics of Materils* Editorial McGraw Hill, (2012).
- [42] Bergman, T. Lavine, A. Incropera, F. Dewitt, D. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley and Sons, U.S.A, (2011).
- [43] Craig, R. R. *Mechanics of Materils* Editorial John Wiley and Sons, U.S.A, (2011).
- [44] Special Metals, *INCONEL[®] alloy X-750*, Publication No. SMC-067 Copyright ©, Special Metals Corporation, (04/09/2014).
- [45] Nickel Institute, *Engineering Properties of Alloy 713C*, Technical Literature, www.nickelinstitute.org, (23/03/2016).
- [46] MatWeb, *Special Metals INCONEL[®] alloy X-750*, DataSheet, Metal, Noferrous Metal, Nickel Alloy, Superalloy, www.matweb.com, (23/03/2016).
- [47] Kenneth, E. Nichols, P. E. *How to Select Turbomachinery For your Application*, Barber Nichols, 6325 West 55 Avenue Arvada, CO 80002, U.S.A, (2009).

- [48] Bhatti, M. *Fundamental finite element analysis and applications*, John Wiley and Sons, INC, U.S.A, (2005).
- [49] Zienkiewicz, O. C. Taylor, R. L. *The Finite Element Method, Volume 1: The Basis*, Butterworth-Heinemann, Linacre House, Jordan Hill, Oxford, U.K, (2000).
- [50] Logan, D. L. *A first course in the finite element method*, Fifth Edition, Cengage Learning, U.S.A, (2012).
- [51] Chandrupatla, T. R. Belegundu, A. D. *Introduction to finite elements in engineering*, Third edition, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, E.U.A, (2002).
- [52] Segerlind, L. J. *Applied Finite Element Analysis*, Second Edition, John Wiley and Sons, E.U.A, (1984).
- [53] Reiger, N. F. Nowak, W. J. *Analysis of Fatigue Stresses in Steam Turbine Blade Groups*, EPRI Workshop on Steam Turbine Availability, Palo Alto, Ca, E.U.A, January 18, (1977).
- [54] Reiger, N. F. *The diagnosis and correction od steam turbine blade problems*, Rotordynamics 2, International Centre for Mechanical Science, p. 453, Italy, (1988).
- [55] Booyesen, C. Heyns, P. S. Hindley, M. P. Scheepers, R. *Fatigue life assessment of a low pressure steam turbine blade during transient resonant conditions using a probabilistic approach*, Department of Mechanical and Aeronautical Engineering, University of Pretoria, South Africa, (2014).
- [56] EPRI, *Steam turbine blade failure root cause analysis guide*, EPRI, Palo Alto, Ca, 1014137, E.U.A, (2008).
- [57] Shukla, A. Harsha, S. P. *An experimental and FEM modal analysis of cracked and normal Steam Turbine Blade*, 4th International Conference on Materials Processing and Characterization, Vibration and noise control lab, MIED, IIT Roorkee 247667, (2015).
- [58] Saxena, S. Pandey, J. P. et al. *Coupled mechanical, metallurgical and FEM based failure investigation of steam turbine blade*, CSIR, Advanced Materials and Processes Research Intitute, Hoshangabad Road, Bhopal, India, (2014).
- [59] Mazur, Z. García-Illescas, R. Porcayo-Calderón, J. *Last stage blades failure analysis of a 28 MW geothermal turbine*, Instituto de Investigaciones Eléctricas, Cuernavaca, Morelos, México, (2008).
- [60] The nCode book of fatigue theory, *Handbook of nCode program-endure user ´s manual*, (2002).
- [61] Tsai, G. *Rotating vibration behavior of the turbine blades with different groups of blades*, Departament of Mechanical Engineering National, Institute of Technology, I-Lan, Taiwan, (2003).
- [62] Poursaeidi, E. Mohammadi, A. *Failure investigation of an auxiliary steam turbine*, Department of Mechanical Engineering, Zanjan University, IranResearch and Lab division, Iran Power Plant Repairs Co, Iran, (2009).
- [63] Mazur, P. Hernandez-Rossette, A. *Steam turbine rotor discs failure evaluation and repair process implementation*, Instituto de Investigaciones Eléctricas, Cuernavaca, México, (2014).
- [64] Wittek, L. *Failure analysis of turbine disc of an aero engine*, Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics, Rzeszow University of Technology, Poland, (2004).
- [65] Capata, R. Hernandez, G. *Preliminary Design and Simulation of a Turbo Expander for Small Rated Power Organic Rankine Cycle*, Departament of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Roma, Sapienza, Italy, (2014).
- [66] Rao, S. S. *Mechanical Vibrations*, Fifth Edition, Pearson, Prentice Hall, U.S.A, (2011)
- [67] Boyce, M. P. *Gas Turbine Engineering Handbook*, Fourth Edition, Butterworth-Heinemann, U.S.A, (2012).
- [68] Adams, M. L. *Rotating Machinery Vibration from Analysis to Troubleshooting*, Marcel Dekker, Inc, New York-Basel, U.S.A, (2001).
- [69] William, W. P. *Fundamentals of Turbomachinery*, John Willey and Sons, Inc, U.S.A, (2008).