

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN



Determinación de las fuerzas inducidas por el flujo que actúan sobre el álabe móvil de la primera etapa de la turbina FT-4C1

Tesis

que para obtener el grado de
Maestra en Ingeniería Mecánica

Presenta

Yunuén López Grijalba

Director de Tesis: M.C. Luis Manuel Palacios Pineda

Codirectores:
Dr. Celerino Reséndiz Rosas
Dr. Abdiel Gómez Mercado

Pachuca de Soto, Hgo., México, Diciembre 2011



"2011 Año del Turismo en México"

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA



SEP

Pachuca de Soto Hidalgo, a **07/DICIEMBRE/2011**
Departamento: División de Estudios de Posgrado e Investigación
No. de Oficio: DEPI-243-11

C. Ing. Yunuén López Grijalba

Presente

La que suscribe Jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, comunica a usted que se autoriza la impresión de tesis titulada:

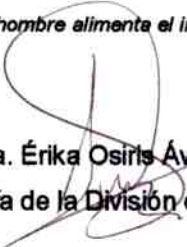
"DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS INDUCIDAS POR EL FLUJO QUE ACTÚAN SOBRE EL ÁLABE MÓVIL DE LA PRIMERA ETAPA DE TURBINA FT-4C1"

Para obtener el grado de Maestra en Ingeniería Mecánica, una vez que han sido efectuadas las correcciones indicadas por el Jurado correspondiente.

Sin otro particular por el momento, quedo de usted.

Atentamente

"El hombre alimenta el ingenio en contacto con la ciencia"


Dra. Érika Osiris Ávila Dávila
Jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación

c.c.p. Coordinador de la Maestría en Ingeniería Mecánica
c.c.p. Archivo

EOAD/epr



SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
SUPERIOR TECNOLÓGICA
I. T. PACHUCA
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE
POSTGRADO E INVESTIGACIÓN



Carretera México-Pachuca Km. 87.5 A. P. 276 C.P. 42080, Col.
Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. Tels. : 7113073, 7113596, 7113140, 7115119,
7115538 Fax (01771)7113399 www.itpachuca.edu.mx



Agradecimientos

Agradezco al CONACyT y COCyTEH por la beca proporcionada para mis estudios de maestría, a través del Fondo Mixto de Fomento a la Investigación Científica y Tecnológica CONACyT - Gobierno del Estado de Hidalgo: Proyecto No. FOMIX-HGO-2009-C01-131238.

A la Coordinación de generación termoeléctrica en su sección de Plantas móviles de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), por la donación de los juegos de álabes empleados como caso de estudio para la realización de esta tesis y por la información técnica proporcionada.

A la Universidad Tecnológica del Valle del Mezquital (UTVM) por permitirme usar su equipo para la medición de los álabes.

A mi director de tesis M. C. Luis Manuel Palacios Pineda, gracias por ser parte de esta tesis y ser una guía durante todo este proceso, por sus consejos, apoyo y comprensión. El arte de enseñar es el arte de ayudar a descubrir.

Al personal docente de la División de Estudios de Posgrado e Investigación del Instituto Tecnológico de Pachuca por sus conocimientos y experiencia transmitida durante todo el proceso de obtención de grado. Se dice que la educación no es para reformar estudiantes o entretenerlos o hacerles unos técnicos expertos. Es para inquietar sus mentes, abrir sus horizontes, encender sus intelectos, enseñarles a pensar correctamente, si es posible. Y ustedes me han abiertos nuevos horizontes, muchas gracias.

No podría dejar de agradecer a toda mi familia, abuelos, tíos, primos, sobrinos, pero en especial:

A mí madre Evelinda a quien le debo la vida, mis valores, mis logros, tantas cosas, que las palabras no son suficientes para demostrar mi agradecimiento, por tu fortaleza y amor incondicional siempre has sido mi fuente de inspiración, muchas gracias mamá.

A mi esposo David y a mi hijo Johan, por su apoyo incondicional, por su paciencia y amor sobre todo en los momentos más difíciles, los amo.

A mis hermanos Yazmín, Germaine y Yarehli que siempre están ahí para apoyarme.

A mi abuela Agripina Salcedo Flores. A mi abuelo Canuto Grijalva Tovar que lejos de ser un abuelo fuiste un padre para mí, ya no estás aquí conmigo físicamente pero lo estás en mi corazón, donde quiera que estés sé que cuento con tu apoyo para lograr todas mis metas.

A la familia Escudero Rodríguez, mi familia política a la cual sin pensarlo podría quitarle el título de política, ya que me han adoptado como parte de su familia, en especial a la Señora Esperanza Rodríguez Cerecedo que aunque ya no se encuentre con nosotros me dio su apoyo y cariño cuando iniciaba el arduo trabajo de ser mamá.

A mis amigos y compañeros de maestría, de licenciatura, de trabajo, etc. me siento afortunada de saber que cuento con muchas personas a las que puedo llamar amigos, gracias porque sé que puedo contar con ustedes en todo momento.

Resumen

En este trabajo de tesis se presenta un exhaustivo análisis de flujo de la primera etapa de la turbina de gas FT-4C1, a partir del cual se obtiene información especializada que permite mejorar la determinación de la vida útil de los componentes mecánicos de dicha etapa.

Se detalla el procedimiento empleado en la medición de la geometría mediante una máquina de medición por coordenadas (MMC) y se describe la generación del dominio computacional, bidimensional y tridimensional, del campo de flujo de la etapa completa.

Se presenta la discretización del dominio computacional que cumple con los requerimientos técnicos necesarios para obtener una buena aproximación, lo que implica un seguimiento de los diferentes parámetros disponibles para evaluar la calidad de la malla, tales como el Y+, entre otros. En lo que respecta al modelo de turbulencia empleado se enlistan los criterios utilizados para su elección, entre los que destacan: la física abarcada en el fluido, los recursos computacionales disponibles, el nivel de aproximación requerida, etc.

Las condiciones de frontera utilizadas en el análisis se obtuvieron de una investigación de campo realizada en la Comisión Federal de Electricidad (CFE), los datos se adquirieron de los manuales de operación de la turbina, así como de sus registros de operación y de mantenimiento.

Se realiza un análisis en estado transitorio de la etapa completa empleando la técnica de CFD conocida como *Moving mesh*, que considera el cambio de posición de la fila de álabes móviles con respecto a la fila de toberas de la etapa de la turbina, con lo que se obtiene la fuerza inducida por el flujo sobre el álabe móvil. Se presenta el análisis de Fourier (FFT) realizado a dicha fuerza que determina sus principales armónicas, con esta información es posible realizar un análisis dinámico más preciso del álabe y evitar que entre en resonancia con alguna de las armónicas de esta fuerza inducida por el flujo. La consideración de esta perturbación reditúa en un significativo incremento en la vida útil del componente.

Por último se realiza un análisis preliminar conjugado de la etapa completa, considerando la interacción del campo de flujo externo, el material de la tobera y del álabe móvil, así como sus flujos de enfriamiento. Con esta información se puede realizar una evaluación estructural completa del álabe considerando su estado de esfuerzos durante la operación de la turbina.

* * *

Abstract

A comprehensive FT-4C1 gas turbine first stage blade fluid flow analysis is presented, specific and specialized information is acquired in order to improve the component lifetime.

Measurement by means of a CMM is carried out and computational domain, bidimensional and tridimensional, generation is described in detail.

Computational domain discretization that complies with all requirements needed to obtain a fine approximation is generated. Parameters available to assess the quality of the mesh, such as Y^+ , and others are considered. In regard to turbulence model used the criteria applied for selection is listed, among which are: physics covered in the fluid, the computing resources available, the level of approximation required, etc.

Boundary conditions employed in the analysis were obtained of a field research conducted at Comisión Federal de Electricidad (CFE). Data from the manual operation of the turbine as well as from operation records and maintenance is acquired.

An unsteady analysis is performed on the whole stage using CFD technique known as Moving mesh, which considers the change in position of the rotor blade row to the stator vane row of the turbine stage, which gives the force induced by flow over the blade. It presents the Fourier analysis (FFT) performed on the force that determines the main harmonic, with this information a more accurate dynamics analysis of the blade can be made and prevent it from resonating with any of the harmonics of the flow-induced force. The consideration of this disturbance pays off in a significant increase in the lifetime of the component.

Finally, a preliminary conjugate analysis of the complete stage is performed, considering the interaction of the external flow field, the material of the vane and blade, as well as cooling flows. With this information a complete structural evaluation of the blade can be performed given its state of stress during operation of the turbine.

* * *

CONTENIDO

	Pag.
Resumen	v
Abstract	vi
Contenido	vii
Índice de tablas	x
Índice de figuras	xi
Nomenclatura	xvi
Introducción	1
<hr/>	
Justificación	1
Planteamiento del problema	2
Hipótesis	2
Objetivo general	3
Objetivos específicos	3
Alcances y limitaciones	3
Capítulo 1. Marco teórico	4
<hr/>	
1.1 Definición de una turbomáquina	5
1.2 Análisis dimensional y leyes de rendimiento	7
1.3 Análisis de flujo incomprensible	8
1.4 Características del desempeño	9
1.5 Relaciones de compresibilidad en flujos de gas	9
1.5.1 Propiedades de estancamiento	9
1.5.2 Temperatura y presión de estancamiento	11
1.6 Análisis de flujo compresible	12
Capítulo 2. Estado del arte	13
<hr/>	
2.1 Elementos de estudio en turbomáquinas	14
<hr/>	
<i>Determinación de las fuerzas inducidas por el flujo que actúan sobre el álabe móvil de la primera etapa de la turbina FT-4C1</i>	<i>vii</i>

2.2 Teoría bidimensional	15
2.2.1 Diagramas de velocidad de una etapa de turbina axial	15
2.2.2 Difusión entre filas de álabes	17
2.2.3 Refrigeración en álabes de turbina	21
2.2.4 Características del flujo en turbinas	22
2.2.4.1 Características del flujo de una turbina de etapas múltiples	23
2.3 Flujo tridimensional en turbomaquinaria axial	26
2.3.1 Flujos secundarios	27
Capítulo 3. Análisis de flujo	30
<hr/>	
3.1 Descripción de la turbina de gas FT-4C1	31
3.2 Proceso de medición	31
3.3 Modelado	37
3.4 Discretización del canal de flujo	42
3.5 Modelo matemático	46
3.6 Elección del modelo de turbulencia	46
3.7 Condiciones de frontera	51
Capítulo 4. Análisis de resultados	56
<hr/>	
4.1 Resultados	57
4.2 Estudio bidimensional	57
4.2.1 Distribución de la presión estática	57
4.2.2 Distribución de la velocidad y número de Mach	60
4.2.3 Distribución de la temperatura	62
4.3 Estudio preliminar tridimensional	64
4.3.1 Modelo tridimensional, empleando solo los campos de flujo externo	64
4.3.1.1 Distribución de la presión estática	64
4.3.1.2 Distribución de la velocidad y número de Mach	67
4.3.2 Modelo tridimensional conjugado	70
4.3.2.1 Distribución de la presión estática	70
4.3.2.2 Distribución de la velocidad y número de Mach	73

4.3.2.3 Distribución de la temperatura	76
4.4 Fuerza tangencial del álabe rotatorio	77
Conclusiones	81
Referencias	84
Apéndices	88
A. Perfiles de la distribución de la presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio.	88
B. Participación en congresos nacionales e internacionales	97
B1. XII Congreso y exposición latinoamericana de turbomaquinaria	97
B2. 13th World Congress in Mechanism and Machine Science	105
B3. ICFMHTT 2011: International Conference on Fluid Mechanics, Heat Transfer and Thermodynamics	114
B4. XVII Congreso Internacional Anual de la SOMIM	121
B5. Conferencia presentada en la 17ª Semana Nacional de Ciencia y Tecnología	129
B6. Participación en el 2do. Concurso de proyectos académicos en ingeniería basados en diseño y simulación por computadora	130

Índice de Tablas

Tabla	Descripción	Página
3.1	Propiedades mecánicas y térmicas de la tobera y del álabe rotatorio	41
3.2	Composición química de las superaleaciones de los elementos	41
3.3	Características generales de la malla bidimensional, cuarto de rueda	43
3.4	Características de la malla tridimensional, campos de flujo externos	44
3.5	Características de la malla del modelo tridimensional conjugado	44
3.6	Condiciones de frontera y características consideradas para el análisis computacional	52
4.1	Valores máximos y mínimos de presión estática. Modelo bidimensional	60
4.2	Valores máximos y mínimos de presión estática. Modelo tridimensional considerando solo el flujo externo	67
4.3	Valores máximos y mínimos de presión estática. Modelo tridimensional conjugado	73
4.4	Frecuencias naturales obtenidas de un análisis estructural del álabe rotatorio	80

Índice de Figuras

Figura	Descripción	Página
1.1	Diagramas de diferentes tipos de turbomáquinas	6
1.2	Turbomáquina considerada como un volumen de control	8
1.3	El estado estático (punto 1), el estancamiento (punto 01) y el estancamiento isoentrópico (punto 01s) de un fluido	10
2.1	Diagrama de velocidades de la etapa de una turbina	16
2.2	Etapas de turbina: de impulso, de reacción	17
2.3	Resultados de contornos de presión y de esfuerzo equivalente	19
2.4	Precipitado del límite de grano grueso (200x)	20
2.5	Morfología intergranular de la fractura	20
2.6	Características de flujo de turbinas	23
2.7	Cambio en el diagrama de velocidad de la etapa de una turbina con flujo másico a velocidad constante en el álabe	24
2.8	Flujo en equilibrio radial a través de una fila de álabes rotores	27
2.9	Vorticidad secundaria producida por una fila de álabes directores	28
2.10	Flujo tridimensional CFD predecido sobre el borde de salida del álabe rotatorio	29
3.1	Esquema general de la turbina FT-4C1	32
3.2	Máquina de medición por coordenadas Bright-M de la UTM	33
3.3	División de secciones para su medición, tobera o álabe director de la primera etapa de la turbina de gas FT-4C1	34
3.4	Coordenadas del perfil aerodinámico, obtenidas en la medición	34

3.5	Esquema y funcionamiento de la primera etapa. Determinación de los campos de flujo, en azul se presenta el campo de flujo para el álabe director y en rojo el campo correspondiente al álabe rotatorio.	35
3.6	Representación de los límites del campo de presión	36
3.7	Álabe móvil de la primera etapa. Proceso de medición del perfil	36
3.8	Coordenadas del perfil aerodinámico en la medición. En diferentes cortes a lo largo de la longitud	37
3.9	Delimitación campo de flujo, respecto a la consideración de sus fronteras.	38
3.10	Modelado del campo de flujo y del arreglo de la tobera.	38
3.11	Arreglo de los campos de flujo de la primera etapa de la turbina de gas FT-4C1	39
3.12	Ensamble tobera-álabe. Se muestra solo la superficie sobre los álabes	39
3.13	Dominio computacional tridimensional conjugado de la primera etapa de la turbina	40
3.14	Dominio bidimensional un cuarto de rueda. Corte a la mitad de la longitud de la primera etapa de la turbina	42
3.15	Discretización mapeada del dominio bidimensional un cuarto de rueda	43
3.16	Discretización preliminar del dominio computacional del campo de flujo externo	45
3.17	Discretización para análisis preliminar del modelo tridimensional conjugado	45
3.18	Perfil de temperaturas empleado para el análisis conjugado	51
3.19	Condiciones de frontera para el modelo bidimensional	53
3.20	Condiciones de frontera para el modelo tridimensional, considerando solo los campos de flujo externos	54
3.21	Condiciones de frontera para el modelo tridimensional	55

	conjugado	
4.1	Contornos de presión estática del dominio computacional bidimensional de un cuarto de rueda. A la izquierda se muestra el contorno de presión estática máxima y en la derecha el contorno de presión estática mínimo registrado en el álabe rotatorio	58
4.2	Perfiles de la presión estática máxima y mínima desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenidas del análisis bidimensional de cuarto de rueda	59
4.3	Relación de la presión de entrada entre la presión estática sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenido del análisis bidimensional a un cuarto de rueda	59
4.4	Contornos de velocidad de la primera etapa de la turbina de gas obtenidos del análisis bidimensional. Del lado izquierdo se presentan los resultados en el tiempo 3.6803×10^{-3} s y del lado derecho para el tiempo 3.6008×10^{-3} s	61
4.5	Contornos del número de Mach de la primera etapa de la turbina de gas obtenidos del análisis bidimensional. Del lado izquierdo se presentan los resultados en el tiempo 3.6803×10^{-3} s y del lado derecho el tiempo 3.6008×10^{-3} s	62
4.6	Contornos de temperatura estática del análisis bidimensional de la primera etapa de la turbina de gas. Del lado izquierdo se presentan los resultados en el tiempo 3.6803×10^{-3} s y del lado derecho el tiempo 3.6008×10^{-3} s	63
4.7	Contornos de presión sobre la pared del arreglo tobera/álabe rotatorio en el tiempo 1.4171×10^{-3} s. Resultado obtenido del análisis preliminar tridimensional	65
4.8	Contornos de presión sobre la pared del arreglo tobera/álabe rotatorio en el tiempo 1.4994×10^{-3} s. Resultado obtenido del análisis preliminar tridimensional	66
4.9	Perfiles de la presión estática máxima y mínima	66

	desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenidas del análisis preliminar tridimensional ocupando solo los campos de flujo externos	
4.10	Relación de la presión de entrada entre la presión estática sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenido del análisis preliminar tridimensional ocupando solo los campos de flujo externos	67
4.11	Vectores de velocidad para el tiempo 1.4171×10^{-3} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional considerando solamente los campos de flujo externos	68
4.12	Vectores de velocidad para el tiempo 1.4994×10^{-3} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional considerando solamente los campos de flujo externos	68
4.13	Vectores del número de Mach para el tiempo 1.4171×10^{-3} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional considerando solamente los campos de flujo externos	69
4.14	Vectores del número de Mach para el tiempo 1.4994×10^{-3} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional considerando solamente los campos de flujo externos	69
4.15	Contornos de presión sobre la pared del arreglo tobera/álabe rotatorio en el tiempo 2.3328×10^{-4} s. Resultado obtenido del análisis tridimensional conjugado	71
4.16	Contornos de presión sobre la pared del arreglo tobera/álabe rotatorio en el tiempo 1.4546×10^{-4} s. Resultado obtenido del análisis tridimensional conjugado	71
4.17	Perfiles de la presión estática máxima y mínima desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenidas del análisis preliminar tridimensional conjugado	72
4.18	Relación de la presión de entrada entre la presión estática sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenido del análisis preliminar tridimensional conjugado	72

4.19	Vectores de velocidad para el tiempo 2.3328×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado	74
4.20	Vectores de velocidad para el tiempo 1.45468×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado	74
4.21	Vectores del número de Mach para el tiempo 2.3328×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado	75
4.22	Vectores del número de Mach para el tiempo 1.45468×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado	75
4.23	Contorno de temperatura total para el tiempo 2.3328×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado	76
4.24	Contorno de temperatura total para el tiempo 1.45468×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado	77
4.25	Fuerza tangencial del álabe rotatorio	78
4.26	Espectro de frecuencia de la fuerza tangencial del álabe rotatorio. Las primeras amplitudes están a 52x (7092 Hz), 154x (21,226 Hz), y 307x (42,315 Hz).	78
4.27	Esquema de las fuerzas tangenciales del álabe rotatorio	79

Nomenclatura

Nomenclatura	Descripción
a	Velocidad del sonido
C_p	Calor específico a presión constante, coeficiente de presión, coeficiente de incremento de presión
C_v	Promedio de la velocidad axial
c_1	Velocidad absoluta a la entrada del rotor
c_2	Velocidad absoluta a la salida del rotor
c_3	Velocidad absoluta a la salida del álabe móvil
D	Diámetro
H	Carga, peso del álabe
h	Entalpía específica
k	Constante
M	Número de Mach
m	Masa, peso molecular
\dot{m}	Flujo másico
N	Velocidad de rotación
P	Presión
P_a	Presión atmosférica
P_v	Presión del vapor
PR	Relación de presión
Q	Transferencia de calor, Razón de flujo volumétrico
T	Temperatura

t	Tiempo
Re	Número de Reynolds
U	Velocidad en el extremo del álabe, energía interna
u	Energía interna específica
V, v	Volumen, volumen específico
x	Coordenada espacial
y	Coordenada espacial
z	Coordenada espacial
W	Transferencia de trabajo
w_2	Velocidad relativa a la entrada del rotor
w_1	Velocidad relativa a la salida del rotor
α_1	Ángulo de la velocidad absoluta c_1
α_2	Ángulo de la velocidad absoluta c_2
β	Ángulo de rotación
β_1	Ángulo de la velocidad relativa w_1
β_2	Ángulo de la velocidad relativa w_2
β_3	Ángulo de la velocidad relativa w_3
γ	Razón del calor específico
γ'	Gamma prima
δ	Ángulo de desviación, función delta
ε	Ángulo de deflexión del fluido, efectividad de enfriamiento, razón de la disipación turbulenta
κ	Energía cinética de turbulencia
η	Eficiencia
μ	Viscosidad Dinámica

ν	Viscosidad cinemática, razón de la velocidad
ρ	Densidad
τ	Torque
Φ	Coeficiente de velocidad o de flujo
Ψ	Etapa de factor de carga

Introducción

Un ensamble de álabes como aquellos que se encuentran en las etapas de una turbina o de un compresor está sujeto a diversas fuentes de perturbación que llevan a respuestas de excitación forzada cercanas a las frecuencias naturales de los álabes. Otras formas de respuesta pueden ocurrir bajo condiciones de flexión en los álabes. A partir de que el movimiento estructural puede afectar la resistencia a la fatiga, el desempeño y la integridad del ensamble, los niveles de respuesta del ensamble deben ser monitoreados.

Una de las principales causas de excitación es el flujo de trabajo que circula a través de las etapas de la turbina, debido a las discontinuidades que presenta el flujo y a las altas temperaturas a las cuales se encuentre operando el ensamble. La determinación de las fuerzas inducidas por el flujo de trabajo puede llevar a establecer bajo qué condiciones de operación pueden seguir trabajando los álabes y evitar que las frecuencias naturales se empaten con las frecuencias de operación y pueda presentarse resonancia en la máquina.

Los principales álabes en las turbinas de gas que se encuentran sometidos a condiciones de operación crítica son aquellos ubicados en la primera etapa de la turbina, ya que todo el flujo de trabajo que ingresa a ellos proviene directamente de las cámaras de combustión.

Justificación

La tecnología de las turbinas se ha colocado como la más grande invención del pasado siglo en el campo de la aviación y de las industrias dedicadas a la generación de energía. Por un lado la existencia de superaleaciones se debe a la necesidad que presentan los componentes de la turbina al operar a muy altas

temperaturas. Los perfiles de las turbinas por ejemplo son diseñados usando teoría aerodinámica para determinar el concepto de sustentación y las pérdidas derivadas del flujo turbulento.

Existe infinidad de razones por las cuales se invierte en la investigación y estudio de los fenómenos a los cuáles se encuentran sometidas las partes de una turbina. Una falla ocasionada por alguna parte de una turbomáquina se ve reflejada en enormes pérdidas económicas. Se busca por ello lograr una optimización en el funcionamiento de las turbinas para incrementar la eficiencia en su ciclo de operación. Existen diversos factores que pueden afectar el desempeño de una turbina, entre ellos se encuentran aquellas generadas por las discontinuidades que presentan los flujos de trabajo y que afectan directamente a los álabes de turbina; dichas discontinuidades pueden ser grandes fluctuaciones de presión y de temperatura. Por ello este trabajo de tesis se enfoca en la determinación de las fuerzas inducidas por el flujo actuando sobre la superficie del álabe móvil de la primera etapa de la turbina de gas FT-4C1, con el fin de evaluar el desempeño del álabe móvil en condiciones de operación.

Planteamiento del problema

Los elementos de turbomáquinas, como lo son los álabes móviles, se encuentran sometidos a discontinuidades durante su ciclo de operación, dichas discontinuidades pueden generar una fluctuación en los contornos de presión localizados sobre su superficie. Se requiere conocer las fuerzas generadas por el flujo y analizar de qué manera influyen en el desempeño de los álabes móviles en condiciones de operación.

Hipótesis

Conociendo las fuerzas inducidas por el flujo sobre la superficie del álabe móvil es posible conocer el espectro de frecuencias a las cuales se encuentra el elemento en condiciones de operación.

Objetivo general

- Determinar las fuerzas inducidas por el flujo que actúan sobre la superficie del álabe móvil de la primera etapa de una turbina de gas aeroderivada FT-4C1.

Objetivos específicos

- Comparar los espectros de frecuencia de las fuerzas obtenidas con los espectros de frecuencia de la máquina en condiciones de operación.
- Generar una inter-fase para comunicar los datos entre el análisis de flujo y un análisis de esfuerzos.
- Motivar futuros estudios dentro del campo para el desarrollo de procedimientos, que ayuden en la predicción de fallas, vida remanente, etc. de álabes móviles de una turbomáquina sometidos a diversas condiciones de operación, con el fin de optimizar equipo, reducir costos, etc.

Alcances y limitaciones

El alcance de la tesis es la determinación de la fuerza tangencial generada por la acción del flujo sobre la superficie del álabe móvil en la sección media de la longitud del álabe móvil. Para ello se realiza un análisis bidimensional en estado transitorio y se establecen todas las condiciones y características del análisis de flujo, que después se aplicaron de manera preliminar a dos modelos tridimensionales generados.

Debido a las características del análisis de flujo tridimensional y a la alta demanda de recursos computacionales, solo se presenta en esta tesis los resultados preliminares de dos análisis de flujo tridimensional; en el primero se consideran solamente el flujo de trabajo actuando sobre la superficie del juego de álabes de la primera etapa de la turbina de gas, y el segundo considera la interacción del flujo (tanto flujo de trabajo como flujo de enfriamiento) con el sólido; esto es un análisis conjugado de la primera etapa de la turbina.

CAPÍTULO 1

Marco teórico

La eficiencia de una turbina de gas se encuentra relacionada directamente con el uso de fluidos a altas temperaturas. El uso combinado de ciclos termodinámicos de potencia en las estaciones generadoras de energía se ha incrementado debido a que intensifican la eficiencia del proceso además de reducir las emisiones contaminantes, lo que provee un beneficio adicional en la protección del medio ambiente. Estos aspectos permiten darle importancia a la investigación y evaluación de los componentes de la turbina con el fin de poder garantizar su integridad estructural y una operación confiable de las mismas [1.1].

Diseños actuales de turbinas se encuentran caracterizados por una incapacidad de predecir con precisión las distribuciones de los coeficientes de transferencia de calor bajo las condiciones de flujo [1.1]. Esto resulta en un diseño que utiliza cantidades excesivas de aire de enfriamiento, lo que al final provoca significativas desventajas para el ciclo en términos de plantear y especificar el consumo de combustible.

1.1. Definición de una turbomáquina

Se clasifica como turbomáquina a todos aquellos mecanismos en los cuales la energía es transferida de un líquido fluyendo continuamente por la acción dinámica del movimiento de una o más filas de álabes. La palabra *turbo* o *turbinis* proviene del latín que significa el que gira o el que gira alrededor. Esencialmente, una fila de álabes rotatorios, un rotor o un impulsor cambia la entalpía de estancamiento de un fluido en movimiento a través de éste por cualquier trabajo positivo o negativo, dependiendo del efecto requerido de la máquina. Estos cambios de entalpía se encuentran íntimamente relacionados con los cambios de presión que ocurren simultáneamente en el fluido.

Podemos identificar dos categorías principales de turbomáquinas: primeramente, están aquellas que absorben potencia para incrementar la presión y carga del fluido (ventiladores de ducto, compresores y bombas); en segundo lugar, están aquellas que producen potencia por la expansión de un fluido para reducir la presión y carga del fluido (turbinas hidráulicas, vapor y gas). La Figura 1.1 muestra un simple diagrama de algunas variedades de turbomáquinas que se pueden encontrar en la práctica.

Las turbomáquinas se clasifican más a fondo de acuerdo a la naturaleza de la trayectoria del flujo a través de los pasajes del rotor. Cuando la trayectoria del flujo que atraviesa es total o parcialmente paralela al eje de rotación, el mecanismo se denomina como *turbomáquina de flujo axial* (por ejemplo en la Figura 1.1 los incisos (a) y (e)). Cuando la trayectoria del flujo que atraviesa se encuentra total o parcialmente en un plano perpendicular al eje de rotación, el mecanismo es denominado *turbomáquina de flujo radial* (Figura 1.1 inciso (c)). Las turbomáquinas de flujo mixto son ampliamente usadas. El término flujo mixto en el contexto se refiere a la dirección del flujo a través de la salida del rotor cuando ambas componentes de la velocidad axial y radial se encuentran presentes en cantidades significantes. En la Figura 1.1 (b) se muestra una bomba de flujo mixto y en el inciso (d) una turbina hidráulica de flujo mixto.

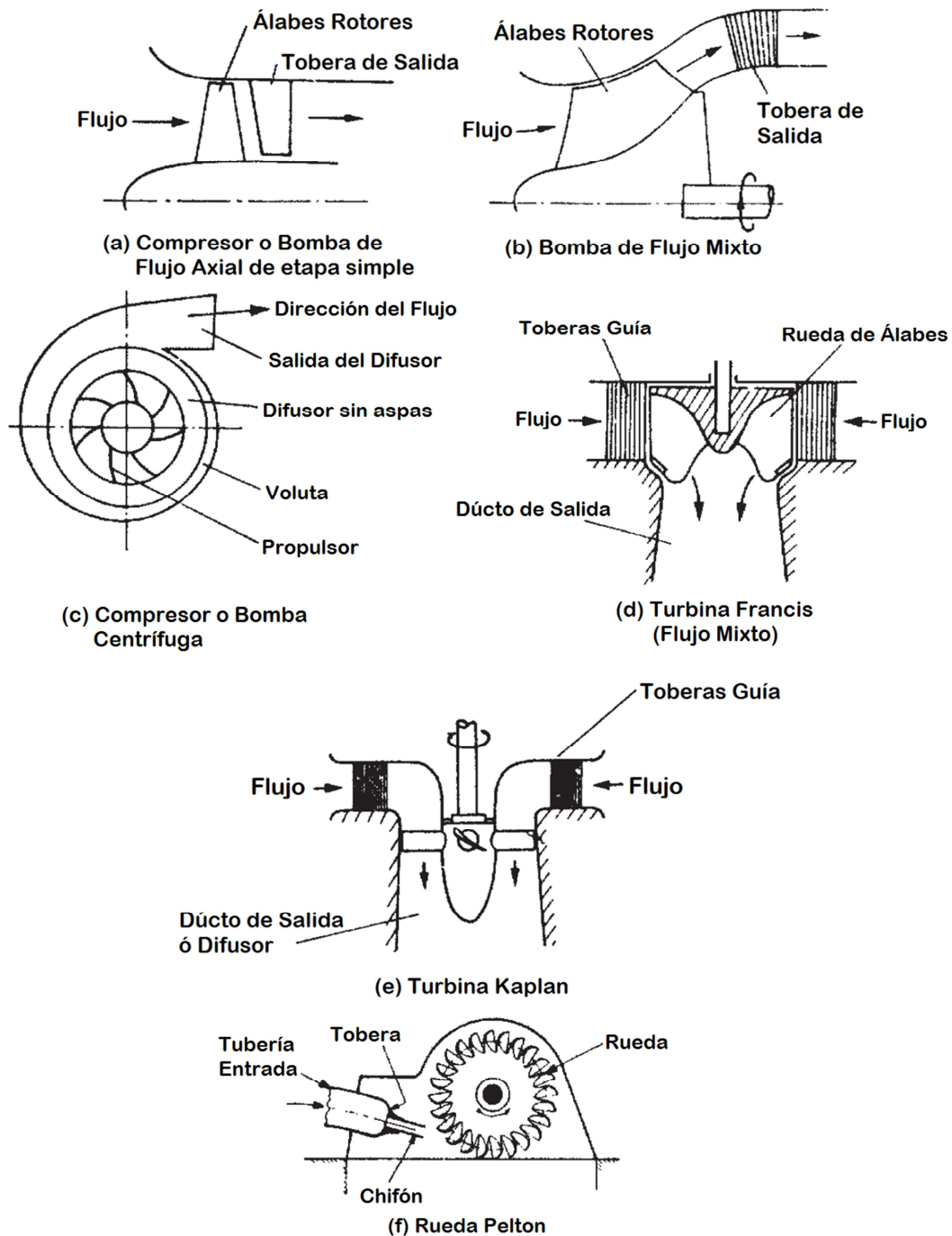


Figura 1.1 Diagramas de diferentes tipos de turbomáquina [1.1].

Otra clasificación de las turbomáquinas es: máquinas de *impulso* o de *reacción*, en función de si los cambios de presión se encuentran o no presentes respectivamente en el flujo a través del rotor. En una máquina de impulso toda la

presión cambia tomando lugar en una o más de las toberas, el fluido es dirigido hacia el rotor. La rueda Pelton es un ejemplo de éste (Figura 1.1 (f)).

En los métodos de análisis, el paso del fluido difiere dependiendo de la configuración geométrica de la máquina, de si el fluido se puede considerar como compresible o no, y de si la máquina absorbe o produce trabajo [1.2].

1.2. Análisis dimensional y leyes de rendimiento

La más amplia comprensión del comportamiento general de todas las turbomáquinas es sin duda, obtener el análisis dimensional. Éste es el procedimiento formal mediante el cual un grupo de variables representan alguna situación física que es reducida a un número pequeño de grupos adimensionales. Cuando el número de variables independientes no es demasiado grande, el análisis dimensional permite que las relaciones experimentales sean encontradas económicamente sin muchos esfuerzos. El análisis dimensional aplicado a turbomáquinas tiene dos usos importantes: a) la predicción del desarrollo de un prototipo de pruebas que conduce a un modelo a escala; b) la determinación de un tipo más adecuado de turbomáquina, sobre las bases de la mayor eficiencia, para un rango específico de carga, velocidad y razón de flujo.

Adoptando la aproximación simple de la termodinámica elemental, que es un entorno imaginario (llamado superficie de control) de forma, posición y orientación fija que es dibujada alrededor de la turbomáquina (Figura 1.2). A través de esta frontera, el fluido fluye constantemente, entrando en el punto 1 y saliendo en el punto 2. Como bien sabemos el flujo del fluido es un flujo de trabajo a través de la superficie de control, que se transmite al eje o se genera desde el mismo. Para este ejemplo todos los detalles del flujo dentro de la máquina pueden ser ignorados y solamente se observan las características externamente tales como la velocidad del eje, la razón del flujo, el torque y el cambio en las propiedades del fluido a través de la máquina que necesiten ser consideradas. Para ser más específico, deje a la turbomáquina ser una bomba manejada por un motor eléctrico. La velocidad de rotación N , puede ser ajustada alterando el motor actual;

el volumen de la razón de flujo Q , puede ser independientemente ajustado por medio de una válvula de mariposa. Para valores fijos de un juego Q y N , todos los valores tales como el torque τ , carga H , son por tanto establecidos. La elección de Q y N como variables de control es claramente arbitraria y cualquier otro par de variables independientes tales como τ y H pueden igualmente haber sido elegidas. El punto importante es reconocer, que para estas bombas existen dos variables de control.

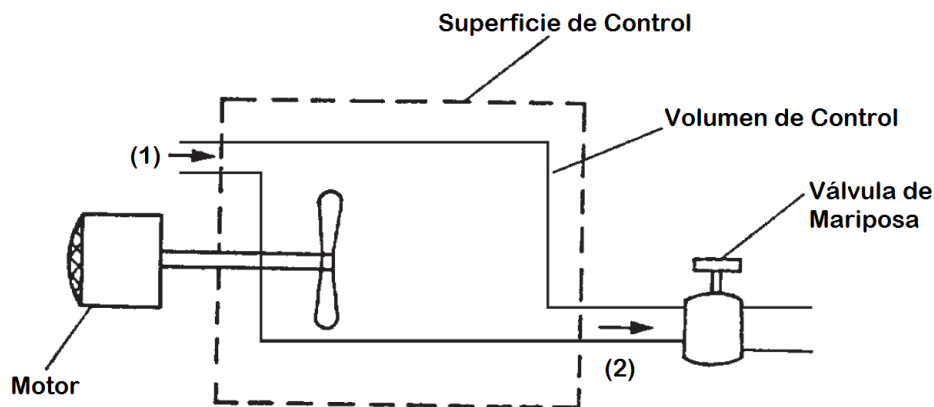


Figura 1.2 Turbomáquina considerada como un volumen de control [1.2].

Si el fluido que fluye es cambiado por otro de diferente densidad ρ , y viscosidad μ , el desempeño de la máquina será afectada [1.2].

1.3. Análisis de flujo incompresible

El desempeño de una turbomáquina puede ser expresado en términos de las variables de control, las variables geométricas y las propiedades del fluido. Para el coeficiente de flujo volumétrico como un grupo adimensional expresado de la forma $Q/(ND^3)$ y $\rho ND^2/\mu$ que es una forma del Número de Reynolds, Re . En turbomáquina de flujo axial, una alternativa para $Q/(ND^3)$, la cual es frecuentemente usada, es el coeficiente de velocidad (o de flujo) $\Phi = c_x/U$, donde U es la velocidad en el extremo del álabe y c_x el promedio de la velocidad axial. A partir de qué; $Q = c_x \times \text{área del flujo} \propto c_x D^2$ y $U \propto ND$. Por lo tanto; $\frac{Q}{ND^3} \propto \frac{c_x}{U}$. La viscosidad cinemática, $\nu = \mu/\rho$ es muy pequeña en turbomáquinas que

trabajan con agua, también la velocidad, expresada por ND , es baja y el Número de Reynolds es correspondientemente alto. Los experimentos confirman que los efectos del número de Reynolds sobre el desempeño son mínimos y pueden ser ignoradas en una primera aproximación. Las relaciones funcionales para una geometría similar de turbomáquina hidráulica son:

$$\psi = f_4[Q/ND^3] \quad (1.1a)$$

$$\eta = f_5[Q/ND^3] \quad (1.1b)$$

$$\hat{P} = f_6[Q/ND^3] \quad (1.1c)$$

Por esto el razonamiento de análisis dimensional puede ser tomado por sí solo, la forma actual de las funciones f_4 , f_5 y f_6 debe validarse mediante la experimentación [1.2].

1.4. Características del desempeño

Las condiciones de operación de una turbomáquina serán similares dinámicamente a dos velocidades rotacionales diferentes si todas las velocidades del fluido a puntos correspondientes dentro de la máquina están en la misma dirección y son proporcionales a la velocidad del álabe. Si dos puntos, uno con cada característica diferente de carga de flujo, representan dinámicamente de manera muy similar la operación de la máquina, entonces los grupos adimensionales de las variables involucradas, ignorando los efectos del número de Reynolds, puede esperarse que tengan el mismo valor numérico para ambos puntos. Sobre estas bases, la representación adimensional de los datos de desempeño tiene una importante ventaja práctica de colapso hacia una curva simple [1.2].

1.5. Relaciones de compresibilidad en flujos de gas

1.5.1. Propiedades de estancamiento

En turbomaquinaria que trabaja con fluidos compresibles, ocurren grandes cambios en la velocidad del flujo a través de las etapas como un resultado de los

cambios de presión causados por los procesos de expansión o compresión. Para cualquier punto en el flujo es conveniente combinar los términos de energía juntos. La entalpía, h , y la energía cinética, $\frac{1}{2} c^2$ son combinadas y el resultado es llamado *entalpía de estancamiento*,

$$h_0 = h + \frac{1}{2} c^2 \quad (1.2)$$

La entalpía de estancamiento es constante en un proceso de flujo que no involucra una transferencia de energía por trabajo o por calor aun cuando se pueda presentar un proceso irreversible. En la Figura 1.3, el punto 1 representa el estado actual o estático de un fluido en un diagrama de entalpía-entropía, h_1 a una presión p_1 y entropía s_1 . La velocidad del fluido es c_1 . El estado de estancamiento es representado por el punto 01 provocado por una desaceleración irreversible. Para una desaceleración reversible el punto de estancamiento deberá ser en el punto 01s y el proceso será llamado *isoentrópico* [1.2].

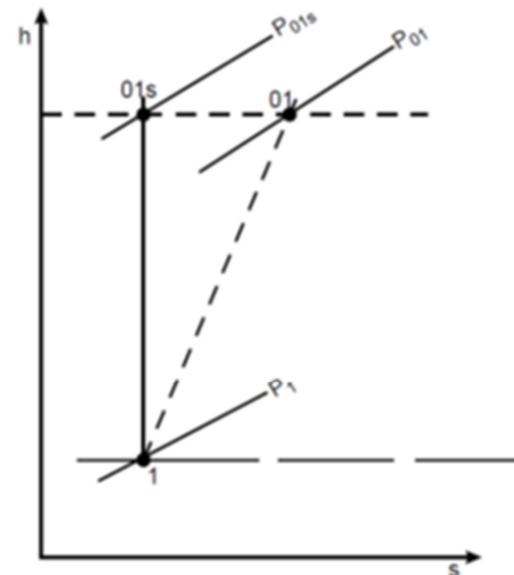


Figura 1.3 El estado estático (punto 1), el estancamiento (punto 01) y el estancamiento isoentrópico (punto 01s) de un fluido [1.2].

1.5.2. Temperatura y presión de estancamiento

Si el fluido es un gas perfecto, entonces $h=C_p T$, donde $C_p = \gamma R / (\gamma - 1)$, de manera que la temperatura de estancamiento puede ser definida como

$$T_0 = T + \frac{1}{2} c^2 / C_p,$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{1}{2} (\gamma - 1) \frac{c^2}{\gamma R T} = 1 + \frac{1}{2} (\gamma - 1) M^2 \quad (1.3)$$

donde el número de Mach se define como: $M = c/a = c / \sqrt{\gamma R T}$.

La relación de Gibbs, derivada de la segunda ley de la termodinámica, es

$$T ds = dh - \frac{1}{\rho} dp$$

Si el flujo es llevado al reposo isoentrópicamente (por ejemplo $ds=0$), entonces, usando la relación de Gibbs,

$$dh = C_p dT = \frac{dp}{\rho} RT$$

de manera que

$$\frac{dp}{p} = \frac{C_p dT}{R T} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{dT}{T}$$

integrando, se obtiene

$$\ln p = \ln \text{constante} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} \ln T$$

y por lo tanto,

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\gamma / (\gamma - 1)} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\gamma / \gamma - 1} \quad (1.4)$$

Para la densidad, de la ley de los gases, $\rho = p / (RT)$, obtenemos $\rho_0 / \rho = (p_0 / p) (T / T_0)$ y por lo tanto,

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(\gamma-1)} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{1/(\gamma-1)}$$

1.6. Análisis de flujo compresible

La aplicación del análisis dimensional a los flujos compresibles se está incrementando, no inesperadamente, la complejidad de las relaciones funcionales obtenidas comparadas con aquellas encontradas para los flujos incompresibles. Aún si el fluido es considerado como un gas perfecto, en adición a las propiedades del fluido usado, dos características más son requeridas; estas son a_{01} , la velocidad de estancamiento del sonido a la entrada de la máquina y γ , la razón de los calores específicos C_p/C_v . En los siguientes análisis los fluidos compresibles bajo discusión son gases perfectos.

Otra elección de variables es usualmente preferida cuando los cambios de densidad ocurren a través de la máquina. En lugar de la razón del volumen de flujo Q , la razón de flujo másico \dot{m} es usado; así como el cambio de carga H , el cambio de *entalpía de estancamiento isoentrópico* Δh_{0s} es empleado.

La elección de esta última variable es significativa, en un proceso ideal y adiabático, Δh_{0s} , es igual al trabajo hecho por unidad de masa del fluido [1.2].

CAPÍTULO 2

Estado del arte

Una turbina extrae energía cinética de la expansión de los gases provenientes de la cámara de combustión, convirtiendo esta energía en caballos de potencia en el eje que maneja el compresor, la salida de la turbina, y demás elementos.

La turbina de flujo axial está constituida de toberas estacionarias y álabes rotatorios unidos al disco de la turbina. Las turbinas están divididas en tres tipos: de impulso, de reacción y una combinación de los dos diseños llamada de impulso-reacción. La pérdida de energía en cada etapa está en función del área de la tobera y de la configuración de su superficie aerodinámica. El área de la tobera es una parte crítica del diseño: un tamaño demasiado pequeño y la tobera tendrá una tendencia de choque bajo condiciones máximas de flujo, demasiado grande y la turbina no operará a su mejor eficiencia [2.1].

Los álabes empleados en el presente estudio pertenecen a una turbina axial de impulso, correspondientes a la primera etapa; en conjunto la tobera y al álabe rotatorio de esta etapa se encuentran sometidos a altas velocidades y temperaturas ya que los gases que ingresan a esta etapa son aquellos que son arrojados por las cámaras de combustión de la turbina.

2.1. Elementos de estudio en Turbomaquinaria

La falla en álabes puede ser causada por un sinnúmero de mecanismos sometidos a condiciones de operación a altas velocidades rotacionales y a elevadas temperaturas. En general, las fallas en los álabes pueden ser agrupadas en dos categorías: fatiga, que incluye altos y bajos ciclos de fatiga; y ruptura por termofluencia (creep). Las investigaciones en la evaluación del comportamiento termomecánico en los álabes de las turbinas hechos con superaleaciones con base Niquel (Ni) han ganado un gran interés en años recientes [2.2].

Los estudios realizados a este tipo de elementos se basan generalmente en la inspección visual, la experimentación y el análisis de los mismos empleando métodos tales como el análisis de volumen por elemento finito mediante el uso de diversos tipos de software comerciales.

Otra variable por considerar en el estudio o análisis de álabes es el impacto que tiene sobre éstos el modelado del gas en la predicción de las caídas de temperatura y entalpía. Con una apropiada elección de un promedio de C_p el error sobre los parámetros se puede reducir despreciando los valores a la salida de la turbina, y las desviaciones entre los modelos de gas ideal y perfecto pueden ser atribuidos a los diferentes tratamientos de enfriamiento de aire. En el trabajo realizado por Rubechini, et al, se demuestra que el uso del modelo de gas perfecto puede ser empleado en el análisis computacional de estos elementos en CFD [2.2].

Una de las causas principales de averías en las turbinas de gas y de vapor, es la falla de sus álabes. Estas fallas se deben a las cargas dinámicas a las cuales se encuentran sometidos durante el ciclo de operación, además de agregar el estado de fuerzas centrífugas, esto es, el álabe también debe resistirse a las cargas dinámicas debidas a la excitación aerodinámica, entre otros factores por mencionar.

La vida útil del álabe puede ser reducida a la mitad si la predicción de la temperatura del metal del álabe se pasa por solamente 28° C (50° F) [2.3]. Por lo

tanto, es crucial predecir con altos niveles de aproximación los coeficientes locales de transferencia de calor, además de las temperaturas locales que sean muy altas para incrementar la vida útil del álabe.

2.2. Teoría bidimensional

2.2.1. Diagramas de velocidad de la etapa de una turbina axial

La etapa de una turbina axial comprende una fila de álabes directores fijos o toberas (con frecuencia llamada línea estator) y una fila de álabes móviles o deflectores (llamada línea rotor). El fluido entra al estator con velocidad absoluta c_1 a un ángulo α_1 y acelera a una velocidad absoluta c_2 a un ángulo α_2 (Figura 2.1). Todos los ángulos son medidos a partir de una dirección axial (x). El signo convencional es tal que los ángulos y velocidad mostrados en la Figura 2.1 serán tomados como positivos. Del diagrama de velocidad, la velocidad relativa w_2 a la entrada del rotor, a un ángulo β_2 , se encuentra substrayendo, vectorialmente, la velocidad del álabe U de la velocidad absoluta c_2 . El flujo relativo dentro del rotor se acelera a velocidad w_3 a un ángulo β_3 a la salida del rotor; el flujo absoluto correspondiente (c_3, β_3) es obtenido agregando, vectorialmente, la velocidad del álabe U a la velocidad relativa w_3 . [2.4]

La ecuación de continuidad para flujo en estado estable y uniforme es,

$$\rho_1 A_1 c_{x1} = \rho_2 A_2 c_{x2} = \rho_3 A_3 c_{x3} \quad (2.1)$$

En la teoría bidimensional de turbomaquinarias usualmente se asume, por simplicidad, que la velocidad axial se mantiene constante, por lo tanto de la ecuación 2.1 podemos simplificar que,

$$\rho_1 A_1 = \rho_2 A_2 = \rho_3 A_3 = \text{constante} \quad (2.2)$$

El mecanismo de operación de una turbina no difiere substancialmente de un compresor. Esto es, mientras que un compresor agrega energía al flujo de aire incrementando su presión, la turbina contrariamente absorbe energía de los gases y los convierte en potencia mecánica para el eje. Los álabes del compresor están diseñados para tener un incremento de flujo a través de la sección adyacente de

los álabes en la dirección de aguas abajo, de manera que el flujo es desacelerado por los efectos de difusión para convertir su energía cinética en presión. Un efecto contrario ocurre en la turbina, donde el flujo de sección transversal entre álabes adyacentes se estrecha en la dirección de aguas abajo, creando por lo tanto un efecto de tobera para hacer que el flujo se acelere e incremente el trabajo útil. En una turbina de presión constante, o de impulso, la expansión ocurre en los álabes directores o toberas, donde la energía potencial del gas es convertida en energía cinética (Figura 2.2). El cambio de momento toma lugar cuando los gases de choque actúan sobre los álabes rotatorios a presión constante, esencialmente como una rueda de agua. En una turbina de reacción, por otro lado, el gas se expande en ambos, en los álabes directores y a través de los álabes rotores de la rueda rotativa. Por lo tanto los álabes también experimentan un estrechamiento en la sección transversal del flujo que pasa entre los álabes adyacentes para aumentar la aceleración del flujo. Similar a la sustentación del ala de un avión, una fuerza aerodinámica es impartida a los álabes, causando que la rueda gire. La turbina de reacción ofrece una mejor eficiencia que la turbina de impulso, pero estas últimas producen una potencia de salida mucho más elevada, lo cual puede permitir la reducción en el número de etapas [2.4].

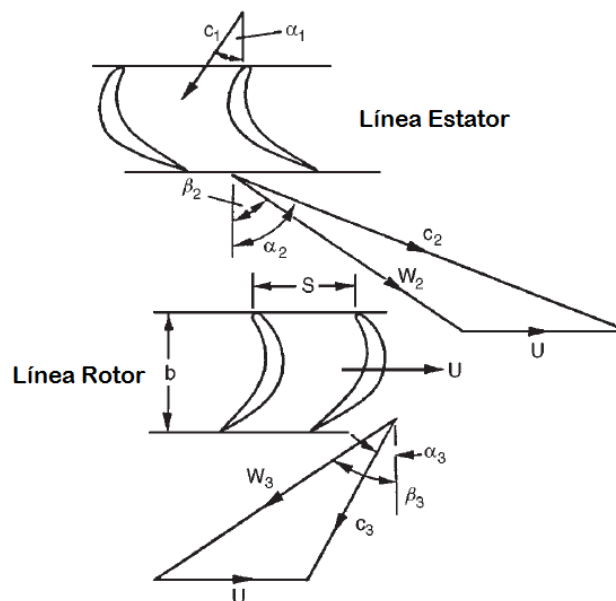


Figura 2.1 Diagrama de velocidades de la etapa de una turbina [2.4].

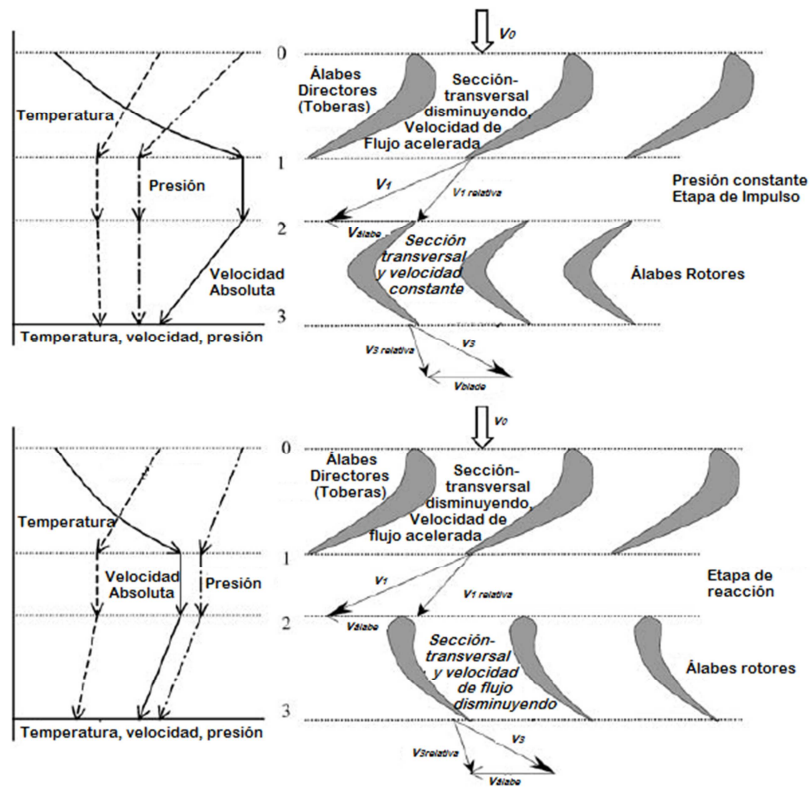


Figura 2.2 Etapas de turbina: de impulso (arriba), de reacción (abajo) [2.4].

2.2.2. Difusión entre filas de álabes.

Cualquier difusión del flujo a través de las filas de álabes de una turbina es particularmente indeseable y se debe, en la etapa de diseño, evitar a toda costa. Esto se debe a que el gradiente de presión adversa (incrementándose desde la difusión de flujo) junto con las grandes cantidades de desviación de flujo (común entre las filas de álabes de la turbina), hacen posible que los límites de frontera se separen, resultando en un incremento en las pérdidas a gran escala. Una fila de álabes del compresor, por otro lado, es diseñada para incrementar la presión del fluido en la dirección del flujo, por ejemplo un gradiente de presión adversa. La magnitud de este gradiente es estrictamente controlado en un compresor, principalmente si se tiene una cantidad de desviación de flujo absolutamente limitada en cada fila de álabes [2.1]. Se están llevando a cabo investigaciones enfocadas a la reducción de las pérdidas de presión debidas a los flujos secundarios. Dichos estudios han concluido que dichas pérdidas se pueden

disminuir modificando la región de bifurcación con un borde afilado, lo que reduce la fuerza y tamaño de los vórtices secundarios, en otros estudios experimentales y numéricos se ha demostrado que la modificación de este borde puede eliminar o reducir los llamados vórtices de herradura, así como, la reducción de la energía cinética turbulenta en la región final del álabe [2.5] [2.6] [2.7] [2.8]. Los diseños no-axisimétricos tridimensionales del canal de paso del flujo al final de la pared de los elementos de estudio redujeron la transferencia de calor cerca del borde de ataque y en la región de paso [2.9].

En cualquier turbomaquinaria, el sellado entre las filas de álabes estacionarias y móviles a la carcasa es logrado empleando un sinnúmero de estrategias de diseño que enfocan la atención en la reducción de las pérdidas de flujo sobre los álabes, estas ocurren entre los claros que existen entre las filas de álabes y que son consideradas la principal fuente de pérdidas aerodinámicas, típicamente aproximadas a 1/3 de las pérdidas de una etapa completa de la turbina. La introducción de un sello entre las filas ayuda enormemente a la disminución de dichas pérdidas pero el diseño de los mismos requiere de un arreglo complicado de enfriamiento para asegurar temperaturas razonables alrededor del mismo, a últimas fechas se encamina este tipo de estudios hacia la opción de emplear sellos parciales para disminuir las pérdidas aerodinámicas sin emplear o demandar un gran enfriamiento [2.10] [2.11] [2.12] [2.13].

La interacción rotor/estator en etapas de turbinas transónicas ha sido de particular interés debido al tiempo adicional de pérdidas y a las interacciones transitorias causadas por los sistemas de ondas de choque en el borde de salida que existen a condiciones supersónicas [2.14]. Otro factor que se han observado en este tipo de turbinas es la interacción del sistema de choque en el borde de salida con la transición con los ductos y de las toberas aguas abajo en la turbina de baja presión. Estos componentes pueden producir significantes reflexiones de las ondas de choque de la turbina de alta presión aguas arriba hacia sí misma causando grandes inestabilidades de las amplitudes de presión y posibles problemas de esfuerzos [2.15].

Elevadas temperaturas del gas en una turbina pueden inducir problemas de materiales y de enfriamiento para los perfiles. Temperaturas por debajo de la capacidad del material son posibles solamente usando sofisticadas técnicas de enfriamiento y aplicando recubrimientos cerámicos. Una capa externa de aire de enfriamiento en los alrededores del perfil provee un inadecuado enfriamiento, de manera que un enfriamiento adicional es provisto a través de los canales internos. La primera etapa de toberas y álabes rotatorios son afectados por la presencia de impurezas en el combustible de manera adicional a las temperaturas extremas. Por lo tanto estos requieren protección de los efectos de corrosión y térmicos. Superaleaciones de níquel, cobalto y de base de acero son usadas en una proporción más elevada de su actual punto de fusión más que cualquier otra clase de materiales metalúrgicos comerciales disponibles [2.16].

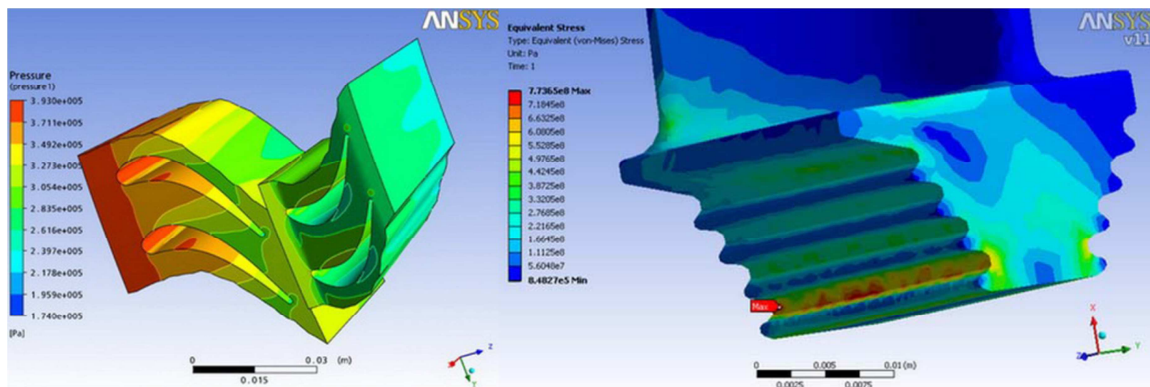


Figura 2.3 Resultados de contornos de presión (izquierda) y de esfuerzo equivalente (derecha) [2.16].

Algunos resultados dentro de la investigación microestructural aplicada a estos elementos han revelado la presencia de una película continua y dispersa de carburos en los límites de grano y en los precipitados γ' resultado de la exposición a temperaturas extremas y de operación (Figura 2.3). Existe un gran número de rupturas en diferentes regiones de los álabes debido a las altas temperaturas de operación y a los esfuerzos a los que se somete por un largo periodo de tiempo. En tales estudios se han encontrado micro-cavidades sobre la superficie de fractura que sirvieron de origen para que el elemento fallará por termofluencia (creep) (Figura 2.4); además de existir varias fracturas intergranulares sobre la

sección transversal de la superficie del álabe, al realizar los análisis de dicho elemento empleando avanzadas técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) se encontró que la falla en el álabe no estaba directamente relacionada a las cargas centrífugas y del gas, sino debido a la falla por termofluencia (creep) consecuencia de un periodo extendido de servicio [2.16].

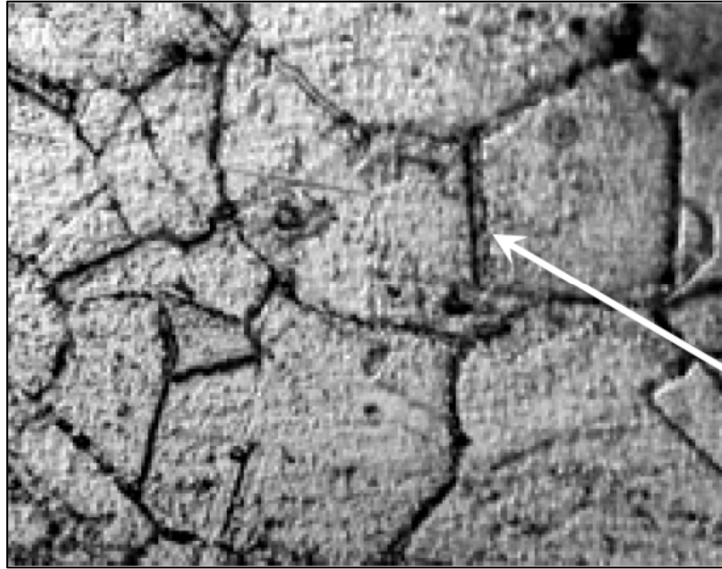


Figura 2.4 Precipitado del límite de grano grueso (200x) [2.16].

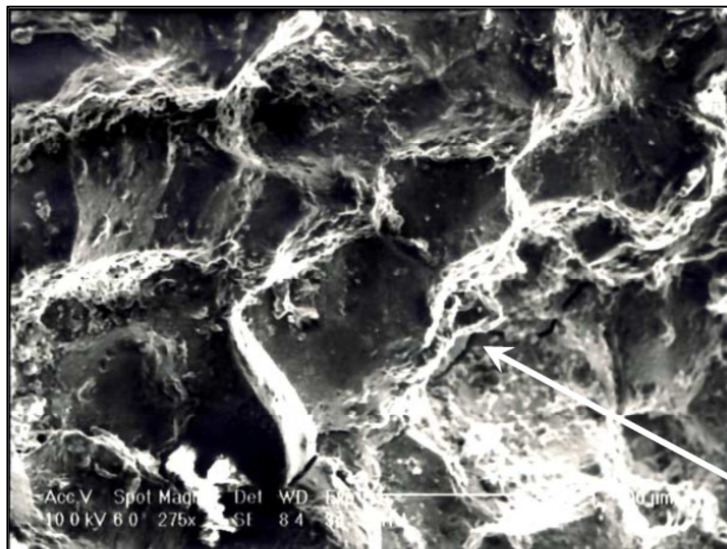


Figura 2.5 Morfología intergranular de la fractura [2.16].

2.2.3. Refrigeración en álabes de turbina.

En la industria de las turbinas de gas ha habido una tendencia constante hacia el incremento de las temperaturas a la entrada de la turbina, ya sea para dar un incremento al empuje específico (empuje por unidad de masa de flujo de aire) o para reducir el consumo específico de combustible. La temperatura máxima permitida del gas a la entrada de la turbina en álabes sin enfriamiento es de un promedio de $977\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $1027\text{ }^{\circ}\text{C}$ (1250 K – 1300 K) mientras que, con un sistema de álabes enfriados, se emplea un rango de temperaturas del gas alrededor de los $1527\text{ }^{\circ}\text{C}$ (1800 K) o más, dependiendo de la naturaleza del sistema de enfriamiento [2.3].

Diversos tipos de sistemas de enfriamiento para turbinas de gas han sido considerados en el pasado y un gran número de estos se mantienen en uso. Wilde (1977) revisó el avance en las técnicas de enfriamiento en álabes. Él también consideró los diversos factores técnicos y de diseño que influyen en la mejor elección de la temperatura de entrada en la turbina para los motores de turbofans del futuro [2.3]. Le Grivès (1986) revisó los tipos de sistemas de enfriamiento, puntualizando sus respectivas ventajas y retrocesos, y resumiendo la importancia de las consideraciones analíticas concernientes a su aerodinámica y a su transferencia de calor [2.1].

El sistema de enfriamiento de los álabes comúnmente empleado en turbinas de gas para aeronaves es aquel donde el aire de enfriamiento es liberado desde la etapa de salida del compresor de alta presión y llevado por los ductos a los álabes directores y rotores de la turbina de alta presión. De las observaciones realizadas por Le Grivès una de ellas fue que el aire de enfriamiento saliendo del compresor debía hacerlo a una temperatura de solamente $127\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $177\text{ }^{\circ}\text{C}$ (400 K a 450 K) por debajo de la temperatura máxima permitida en el álabe de la turbina. Existe una creciente falla termodinámica incurrida en los sistemas de enfriamiento así como en el incremento en la temperatura a la entrada de la turbina, por ejemplo en dicho caso la energía debe ser suministrada para presurizar el aire obtenido del compresor [2.1].

En álabes modernos de turbinas de gas, el enfriamiento con aire es circulado a través de los canales internos de enfriamiento para remover el calor del álabe. Este enfriamiento es necesario para mantener la resistencia de los álabes operando. Los efectos combinados del flujo de turbulencia, variación de propiedades, rugosidad en la superficie, y la geometría de los canales afecta el flujo de enfriamiento y su desempeño en el perfil aerodinámico del estator. El análisis de flujo de enfriamiento en perfiles aerodinámicos rotatorios tiene otra dimensión agregada por las fuerzas rotacionales, y estos efectos rotacionales en un canal de enfriamiento de un perfil aerodinámico rotor, significativamente afectan la distribución de la transferencia de calor. Las fuerzas inherentes de rotación (fuerzas de coriolis y de sustentación) alteran el campo de flujo y por lo tanto afecta la transferencia de calor. Estas fuerzas generan secundariamente flujo y la distribución del flujo interno se realiza asimétricamente en el canal [2.3] [2.16].

2.2.4. Características del flujo en turbinas.

Un conocimiento aproximado de las características del flujo de una turbina es de una importancia práctica considerable como, por ejemplo, en la coincidencia de flujos entre un compresor y una turbina de un motor de jet. Cuando una turbina se espera que pueda operar cerca de su incidencia de diseño (por ejemplo en la región de bajas pérdidas) las características de la turbina pueden ser reducidas a una curva simple. La Figura 2.6, del trabajo de Mallinson y Lewis (1948), muestra una comparación típica de las características de una, dos y tres etapas graficadas como una razón de presión total p_{0II}/p_{0I} contra un coeficiente de flujo másico $\dot{m}(\sqrt{T_{0I}})/p_{0I}$. Aquí se encuentra una notable tendencia de la característica a volverse más elipsoidal conforme el número de etapas se incrementa. A una razón de presión dada el coeficiente de flujo másico, o “capacidad de apertura” tiende a decrecer con la adición de etapas lejanas a la turbina [2.1]. Uno de los primeros intentos por ingresar a la variación de flujo de una turbina de etapas múltiples se acredita a Stodola (1945), quien formuló la muy usada “ley de elipse”. La curva etiquetada como “multietapas” en la Figura 2.6 está en concordancia con la “ley de elipse” con la expresión

$$\frac{\dot{m}(\sqrt{T_{0I}})}{p_{0I}} = k\sqrt{[1 - (p_{0II}/p_{0I})^2]} \quad (2.3)$$

donde k es una constante.

Esta expresión ha sido empleada por varios años en la práctica con turbinas de vapor, pero una estimación adecuada de la variación en la capacidad de abertura con la razón de presión es aún de gran importancia en la tecnología de turbinas de gas. Sin embargo el promedio de condensación en turbinas de vapor, aún en la parte de carga, opera a razones de muy alta presión, algunas turbinas de gas pueden trabajar a inusuales razones de baja presión, haciendo un problema el coincidir al flujo con el compresor. El valor constante de la capacidad de abertura, alcanzado por la turbina de etapa simple a una razón de presión un poco por arriba de 2, y de las otras turbinas a una razón de presión progresivamente más alta, es asociada con las condiciones de choque (sónico) en los álabes estatores de la turbina [2.1].

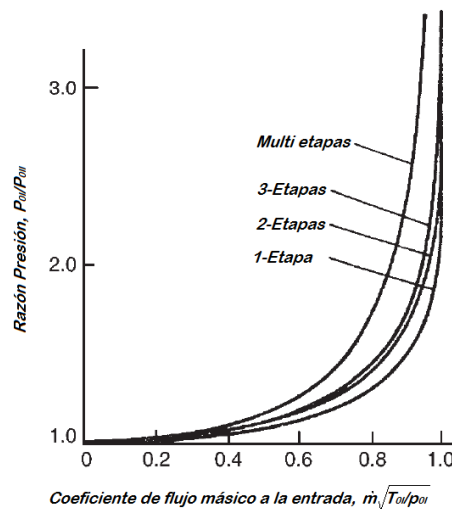


Figura 2.6 Características de flujo de turbinas (después de Mallinson y Lewis 1948) [2.1].

2.2.4.1. Características del flujo de una turbina de etapas múltiples.

Varias desviaciones de la ley de elipse se encuentran disponibles en la literatura. La derivación dada a continuación es una versión ligeramente amplificada de la demostración dada por Horlock en 1958. Un método más general ha sido dado por Egli (1936) el cual parte de la consideración de los efectos cuando las condiciones de operación se encuentran fuera de lo normal en la región de bajas pérdidas de la fila de álabes [2.1].

Considere una turbina comprimiéndose en un gran número de etapas normales, cada una de 50% de reacción; entonces, refiriéndose a el diagrama de velocidad de la Figura 2.7a, $c_1 = c_3 = w_2$ y $c_2 = w_3$. Si la velocidad del álabe se mantiene constante y el flujo másico se reduce, los ángulos del fluido a la salida del rotor (β_3) y las toberas (α_2) se mantendrán constantes y el diagrama de velocidad entonces se asume de la forma mostrada en la Figura 2.7b. La turbina, si opera de esta manera, será de baja eficiencia, debido a que la dirección del fluido a la entrada de cada línea de álabes tiende a producir un incidente paro negativo. Para mantener una alta eficiencia los ángulos del fluido a la entrada deben mantenerse ligeramente cercanos a los valores de diseño. Esto es, por lo tanto, asumiendo que la turbina opera a su más alta eficiencia fuera de todas las condiciones de diseño y, por implicación, la velocidad del álabe estará cambiando en proporción directa a la velocidad axial. Los triángulos de velocidad son similares a los flujos fuera de diseño pero de diferente escala [2.1].

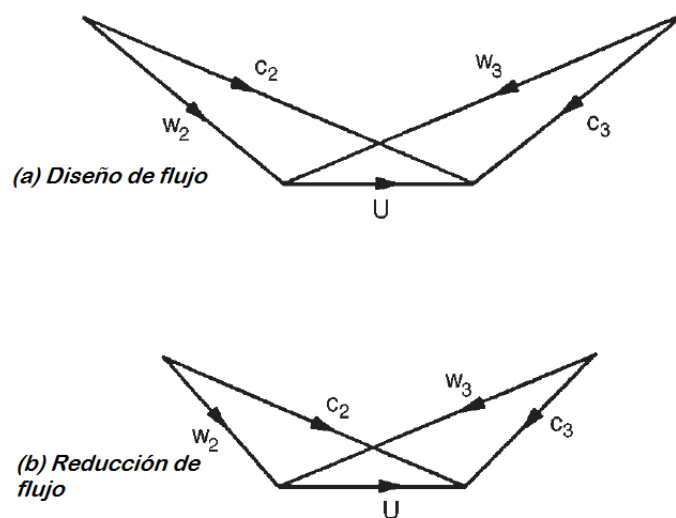


Figura 2.7 Cambio en el diagrama de velocidad de la etapa de una turbina con flujo másico a velocidad constante en el álabe [2.1].

Ahora el trabajo realizado por unidad de masa del fluido a través de una etapa es $U(c_{y2} + c_{y3})$ así que, asumiendo un gas perfecto,

$$C_p \Delta T_0 = C_p \Delta T = U c_x (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3)$$

y, por lo tanto,

$$\Delta T \propto c_x^2.$$

Denotando las condiciones de diseño por el sufijo d , entonces

$$\frac{\Delta T}{\Delta T_d} = \left(\frac{c_x}{c_{xd}} \right)^2 \quad (2.4)$$

para valores iguales de c_x/U .

Para la ecuación de continuidad, con condiciones fuera de diseño, $\dot{m} = \rho A c_x = \rho_1 A_1 c_{x1}$, y dentro de las condiciones de diseño, $\dot{m}_d = \rho_d A c_{xd} = \rho_1 A_1 c_{x1}$, por lo tanto

$$\frac{c_x}{c_{xd}} = \frac{\rho_d}{\rho} \frac{c_{x1}}{c_{x1d}} = \frac{\rho_d}{\rho} \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \quad (2.5)$$

Consistente con el modo asumido de la operación de turbina, la eficiencia politrópica es considerada como constante en condiciones fuera de diseño, y de la ecuación de eficiencia, la relación entre la temperatura y presión es por lo tanto;

$$T/p^{\eta_p(\gamma-1)/\gamma} = \text{constante}$$

Combinada con $p/\rho = RT$ las expresiones mostradas anteriormente, y eliminando p , $\rho/T^n = \text{constante}$, tenemos

$$\frac{\rho}{\rho_d} = \left(\frac{T}{T_d} \right)^n, \quad (2.6)$$

donde $n = \gamma / \{ \eta_p (\gamma - 1) \} - 1$.

Para una caída de temperatura infinitesimal la ecuación (2.4) con las ecuaciones (2.5) y (2.6) mencionadas, con un error mínimo, obtenemos

$$\frac{dT}{dT_d} = \left(\frac{c_x}{c_{xd}} \right)^2 = \left(\frac{T_d}{T} \right)^{2n} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)^2 \quad (2.7)$$

integrando la ecuación (2.7),

$$T^{2n+1} = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)^2 T_d^{2n+1} + K$$

donde K es una constante.

Para establecer un valor de K se ha notado que si la temperatura a la entrada de la turbina es constante $T_d = T_1$ y $T = T_1$ también.

De manera que, $K = [1 - (\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d})^2] T_1^{2n+1}$ y

$$\left(\frac{T}{T_1}\right)^{2n+1} - 1 = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d}\right)^2 \left[\left(\frac{T_d}{T_1}\right)^{2n+1} - 1\right] \quad (2.8)$$

La ecuación (2.8) puede ser escrita en términos de la razón de presión a partir de que $T/T_1 = (p/p_1)^{\eta_p(\gamma-1)/\gamma}$. Como $2n + 1 = \frac{2\gamma}{[\eta_p(\gamma-1)]} - 1$ entonces,

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} = \left\{ \frac{1 - (p/p_1)^{2 - \eta_p(\gamma-1)/\gamma}}{1 - (p_d/p_1)^{2 - \eta_p(\gamma-1)/\gamma}} \right\}^{1/2} \quad (2.9a)$$

Con $\eta_p = 0.9$ y $\gamma = 1.3$ el índice de la razón de presión es alrededor de 1.8; por lo tanto se usa la siguiente aproximación

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} = \left\{ \frac{1 - (p/p_1)^2}{1 - (p_d/p_1)^2} \right\}^{1/2} \quad (2.9b)$$

la cual es la ley de la elipse de una turbina de múltiples etapas.

2.3. Flujo tridimensional en turbomaquinaria axial.

El flujo bidimensional puede ser expresado de dicha manera en el sentido en que se consideran a las velocidades radiales como no existentes. Esto no puede ser asumido de manera razonable para las turbomaquinarias axiales que mantienen una razón alta de envergadura en el álabe. Sin embargo, en razones de envergadura por debajo de alrededor de 4/5, las velocidades radiales a través de una fila de álabes pueden ser despreciables, la consecuente redistribución de flujo másico (con respecto al radio) afecta seriamente el perfil de velocidades a la salida (y el ángulo de distribución). Este es un desbalance temporal entre las fuerzas centrífugas ejercidas sobre el fluido y las presiones radiales restaurando el equilibrio lo cual es responsable de dichos flujos radiales. De esta manera, para un observador viajando con una partícula de fluido, el movimiento radial continuará hasta que suficiente fluido sea transportado (radialmente) para cambiar la

distribución de presión hasta que el equilibrio sea alcanzado. El fluido en un pasaje angular en el cual no existe componente radial de la velocidad, aquellas líneas de corriente que se mantienen en superficies circulares y cilíndricas y aquella que es asimétrica, es comúnmente llamado *flujo de equilibrio radial*.

Un análisis llamado *método de equilibrio radial*, que es ampliamente usado para los cálculos de diseño tridimensional en turbinas y compresores axiales, se basa en que cualquier flujo radial puede ocurrir, este se desarrolla dentro de una fila de álabes, y el flujo externo de la fila por tanto se mantiene en equilibrio radial. La figura 2.8 muestra la naturaleza de esta suposición. La otra suposición es que el flujo es asimétrico lo que implica que el efecto de la discreción de álabes no es transmitido hacia el flujo [2.1].

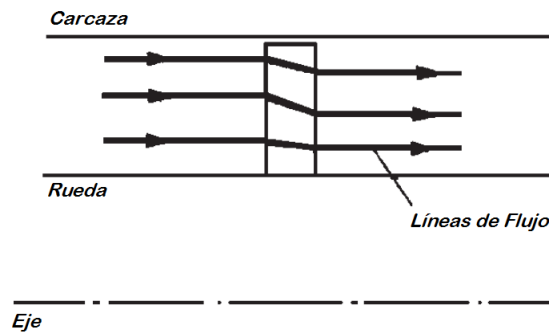


Figura 2.8 Flujo en equilibrio radial a través de una fila de álabes rotadores [2.1].

2.3.1. Flujos secundarios

El movimiento tridimensional en turbomaquinaria axial estaría incompleto si no se diera una breve descripción del flujo secundario. Cuando una partícula de fluido que posee rotación es volteada (por ejemplo por una cascada) su eje de rotación es desviado de una manera análoga al movimiento de un giroscopio, por ejemplo en una dirección perpendicular a la dirección de giro. El resultado de voltear el vector de rotación (o vorticidad) es la formación de flujos secundarios. El fenómeno debe ocurrir para algún grado en todas las turbomaquinarias pero es particularmente evidente en compresores de flujo axial debido a la capa límite de espesor en las paredes del anillo [2.1] [2.15].

Considere el flujo de entrada a los álabes directores de un compresor para ser completamente axial y con un perfil de velocidad como el que se ilustra en la Figura 2.9. Este perfil de velocidad es no uniforme como un resultado de la fricción entre el fluido y la pared; la vorticidad de esta capa límite es normal a la velocidad aproximada c_1 y de magnitud

$$\omega_1 = \frac{dc_1}{dz}, \tag{2.10}$$

donde z es la distancia desde la pared.

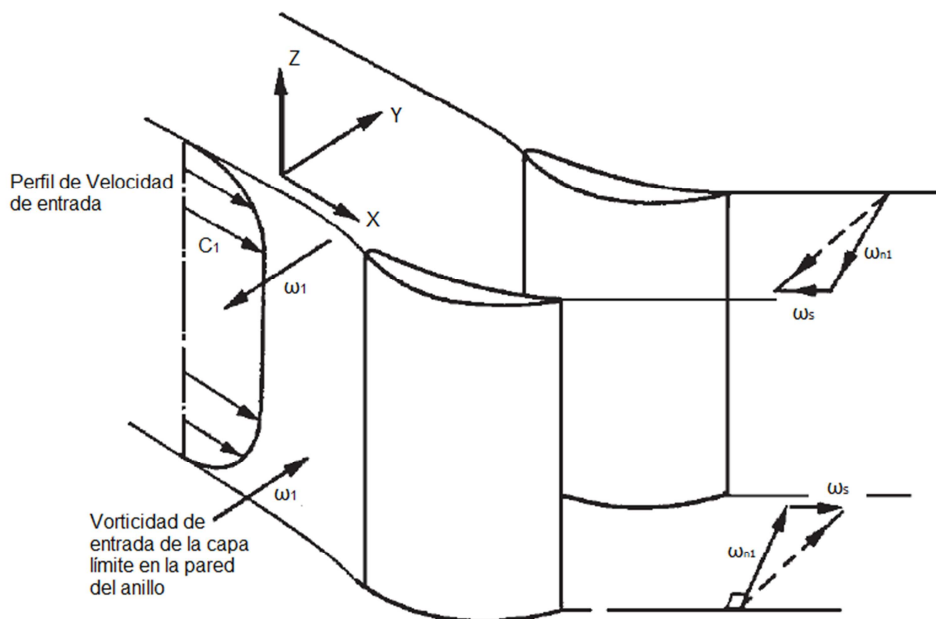


Figura 2.9 Vorticidad secundaria producida por una fila de álabes directores [2. 1].

La dirección de ω_1 se rige por la regla de la mano derecha y será observado que ω_1 está en dirección opuesta a las paredes del anillo. Este vector es invertido por la cascada, por lo tanto se genera una vorticidad secundaria paralela a la dirección de la corriente de salida. Si el ángulo de deflexión ε no es muy grande, la magnitud de la vorticidad secundaria ω_s es, aproximadamente,

$$\omega_s = -2\varepsilon \frac{dc_1}{dz}. \tag{2.11}$$

Un movimiento giratorio del flujo de salida en cascada está asociado con la vorticidad ω_s , el cual está en dirección opuesta a las dos capas límites. Este flujo

secundario será el efecto integrado de la distribución de la vorticidad secundaria a lo largo de la longitud del álabe rotatorio [2.1].

El claro de entrada entre el borde de entrada de un álabe rotatorio y la carcasa es necesario para una rotación libre de la fila de álabes rotatorios. El espacio, sin embargo permite al fluido cruzar el borde de entrada del álabe rotatorio desde el lado de presión hasta el lado de succión debido a la diferencia de presión sobre estos lados. Este flujo está asociado con dos principales problemas. En primer lugar, aproximadamente un tercio de todas las pérdidas aerodinámicas en una fila rotativa está relacionada al vórtice de dispersión, el cual se forma cuando en el borde de dispersión sobre el borde del álabe ingresa el paso de flujo otra vez sobre el borde de succión. Esto crea mezcla de pérdidas cuando este se mezcla con el flujo principal y perturba el campo de presión sobre la pared del borde del álabe que es responsable de la sustentación del álabe rotatorio. Más aún el flujo cruzando por el canal no es regresado por el álabe y por lo tanto el trabajo no es extraído de este. Este es por lo tanto interpretado como trabajo de extracción perdido. En segundo lugar, el fluido cruzando el claro de entrada tiene una temperatura más elevada que la mayor parte del fluido en el flujo principal debido a la migración de líneas de calor, resultando en una carga térmica alta para el borde del álabe. De hecho, el borde de los álabes se quema si no es enfriado de manera adecuada y por lo tanto es uno de los factores limitantes de vida útil del álabe [2.17].

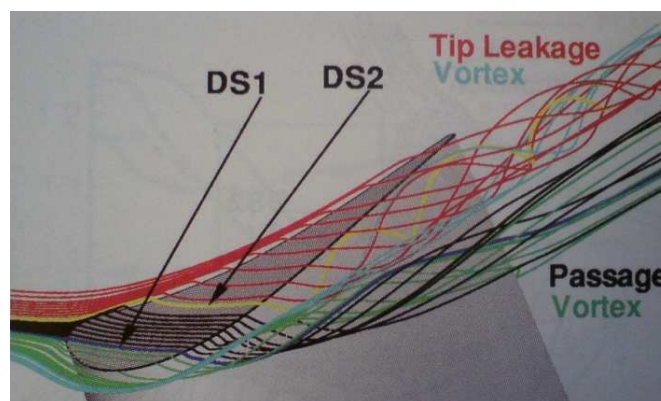


Figura 2.10 Flujo tridimensional CFD predicho sobre el borde de salida del álabe rotatorio [2.17].

CAPÍTULO 3

Análisis de flujo

El desarrollo moderno de la dinámica de fluidos computacional (CFD) comenzó con el advenimiento de la computación digital a principios de 1950. Los métodos de diferencia finita (FDM) y los métodos de elementos finitos (FEM), los cuales son herramientas usadas en la solución de ecuaciones diferenciales parciales en general y CFD en particular, tiene diferentes orígenes. En 1910, en la Royal Society de London, Richardson presentó un artículo sobre la primera solución FDM para el análisis de esfuerzos en una presa de mampostería. En contraste, el primer trabajo por FEM fue publicado en el *Aeronautical Science Journal* por Turner, Clough, Martin, y Topp de aplicaciones para análisis de esfuerzos en aeronaves en 1956. Desde entonces, ambos métodos han sido desarrollados extensivamente en la dinámica de fluidos, transferencia de calor, y áreas relacionadas [3.1] [3.2] [3.3]. La metodología empleada en el uso de estas herramientas se verá determinada por la complejidad del análisis a realizar y del problema a resolver, por lo que debemos adecuarlos a nuestras necesidades escogiendo esquemas y recursos computacionales disponibles y prácticos. Este trabajo se centra en el uso de los métodos CFD aplicados a un fluido compresible en una máquina generadora de trabajo como lo es una turbina de gas. A continuación se describe el procedimiento empleado para el análisis de la primera etapa de la turbina FT-4C1.

3.1. Descripción de la turbina de gas FT-4C1

La turbina FT-4C1 es una turbina de gas de flujo axial de la marca Pratt & Whitney que consta de 16 etapas en el área del compresor, una sección con 8 cámaras de combustión, y una turbina de tres etapas. El sistema de baja presión consta de nueve etapas en el compresor frontal y la segunda y tercera etapas de la turbina. El sistema de alta presión consta de siete etapas en el compresor trasero y en la primera etapa de la turbina. Los componentes mayores de la turbina son los dos compresores, la cámara de combustión y las dos turbinas. El aire pasa a través del compresor de baja presión, al compresor de alta y entra a las cámaras de combustión donde el combustible es introducido a través de ocho toberas alimentadoras. Aproximadamente 20% del aire es usado para la combustión. El 80% restante es usado para el enfriamiento del quemador y de las partes de las turbinas. La primera etapa de los álabes rotatorios y la primera y segunda etapa de las toberas de la turbina son enfriados con aire. Dos encendidos con chispa independiente proveen la ignición inicial; la combustión se sustenta por sí misma después de esto. Los gases calientes pasan a través de la etapa simple de la turbina de alta presión y por las dos turbinas de baja presión de las mismas, la cual extrae la energía para transmitirla a los dos compresores, dejando al resto de la energía de los gases calientes para ser usado para el accionamiento de la turbina libre. La salida de los gases calientes es regulada controlando el flujo de combustible a las cámaras de combustión [3.4]. En la Figura 3.1 se aprecia el diagrama de la turbina.

3.2. Proceso de medición

La medición de los dos álabes empleados para el presente análisis se realizó utilizando una máquina de medición por coordenadas marca Bright-M que se encuentra en el laboratorio de metrología de la Universidad Tecnológica del Valle del Mezquital (UTVM), en Ixmiquilpan, Hgo.

Dicha máquina funciona mediante un sistema guía con cojinetes de aire (sistema neumático) conectado a una terminal donde se procesan los datos obtenidos por un palpador de 3 mm de diámetro que indica el punto de lectura. El

primero de los álabes que es la tobera se dividió en tres secciones con el fin de poder determinar la superficie de trabajo, este elemento presenta el mismo perfil a lo largo de su longitud corroborado con las tres divisiones previamente realizadas, con esto se puede modelar por completo el perfil que presenta la tobera. El sistema de la máquina de coordenadas entrega un compendio de los puntos en los que se tomó lectura dando las coordenadas en los tres ejes principales de la misma, x , y y z . Como se muestra en la Figura 3.2.

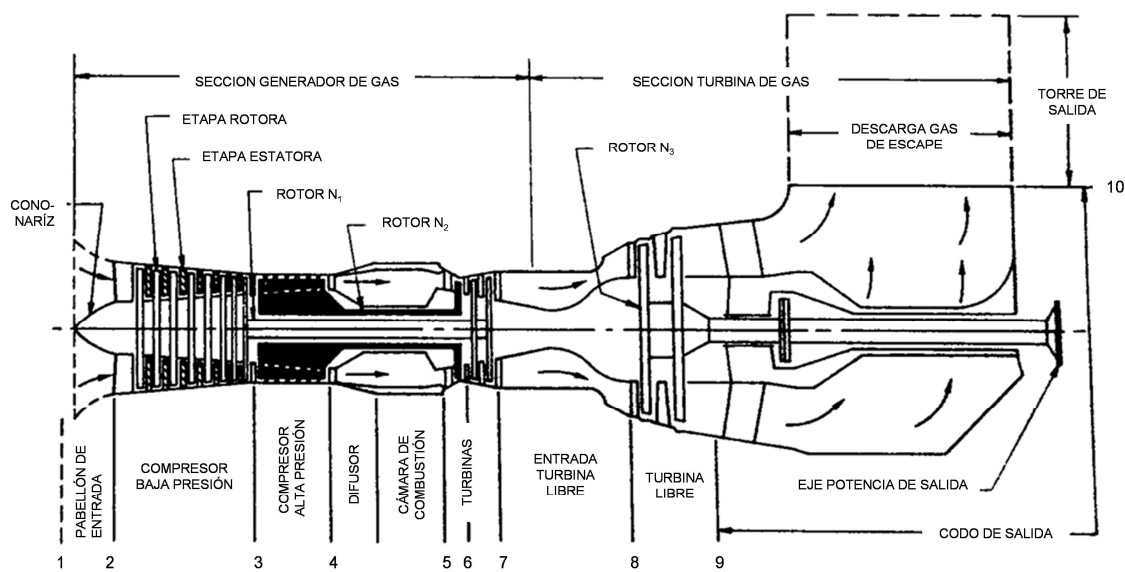


Figura 3.1 Esquema general de la turbina FT-4C1 [3.4].

Una vez que se tienen las coordenadas se recopilan los datos y se grafican en Excel [3.5] con el fin de poder verificar el perfil del álabe y en su momento generar un archivo que pueda leer el programa de modelado, para este caso Solid Works [3.6]. Para el reordenamiento de las coordenadas en Excel se empleó una matriz de rotación de Givens [3.7] que se define como:

$$\begin{Bmatrix} x_R \\ y_R \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} x \cos \theta & y \sin \theta \\ -x \sin \theta & y \cos \theta \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad (3.1)$$

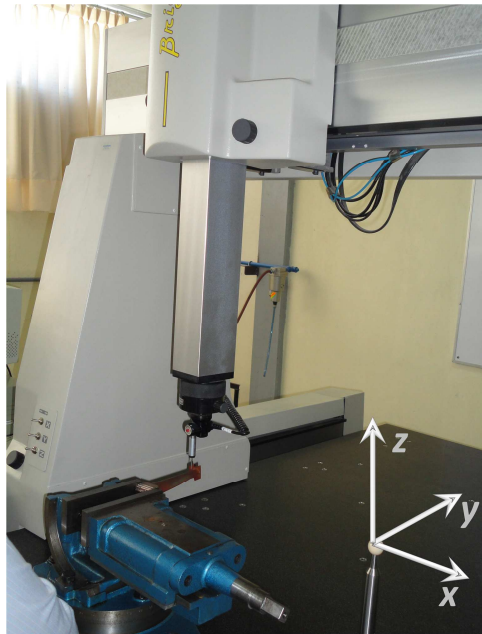


Figura 3.2 Máquina de medición por coordenadas Bright-M de la UTVM.

Al resolver dicha matriz podemos manipular fácilmente las coordenadas, para el caso de la superficie de los álabes se emplean las coordenadas x y z , (ya que el eje y corresponde a la perpendicular en la máquina de coordenadas y para la medición de un perfil se mantuvo inmóvil este eje coordenado), (ver Figura 3.2) y poder generar el perfil del álabe. Se realizó el mismo procedimiento para cada línea del perfil sobre la superficie del álabe como se aprecia en la Figura 3.3. Una vez obtenidos los datos se genera un archivo en formato csv con el fin de que Solid Works© pueda leerlos y se puedan insertar dichas líneas para la generación de las superficies necesarias para el modelado en Solid Works©.

Una vez que se obtuvo el perfil de la superficie de la tobera en Excel© y se verifica que es el perfil deseado, como se muestra en la Figura 3.4, podemos orientar el álabe a fin de delimitar el campo de flujo en este caso de la tobera.

Para delimitar el campo de flujo se debe de considerar como primer punto la sección que se alcanza entre álabes y que se puede obtener en cada rueda de álabes de acuerdo al número de elementos que conforman dicha fila (para la fila estatora 52 toberas y para la fila rotora 96 álabes), la otra consideración es la sección como parte del campo de flujo que se encuentra entre la salida de las

cámaras de combustión y la salida de la tobera, la conexión de esta con el álabe rotatorio, esto permite conectar los campos de flujo de la tobera y el álabe rotatorio, en la Figura 3.5 podemos apreciar de una manera aproximada el campo de flujo correspondiente a cada uno de los álabes.

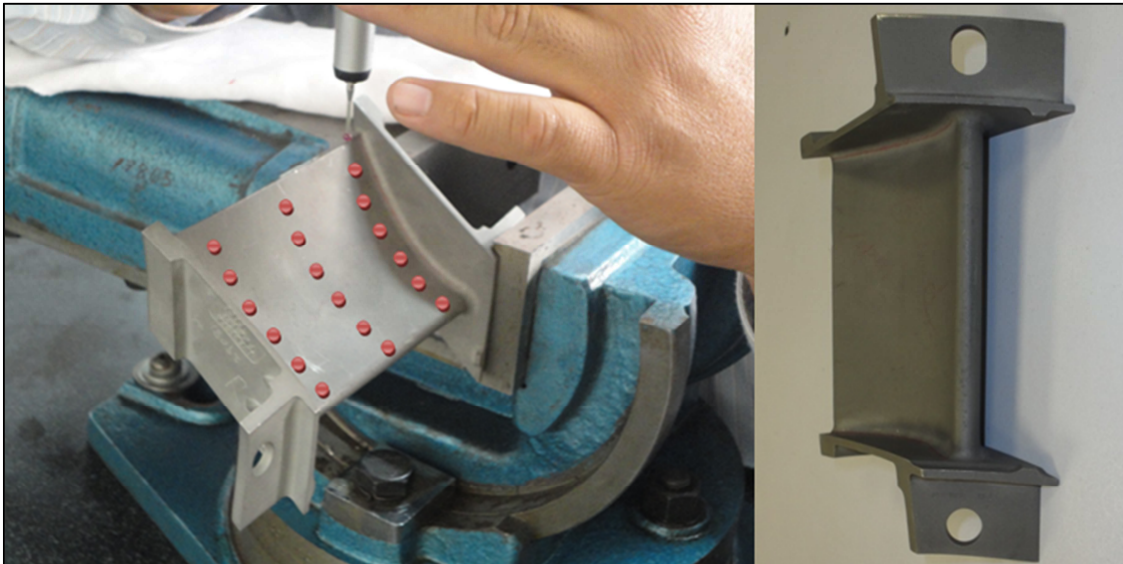


Figura 3.3 División de secciones para medición, tobera o álabe director de la primera etapa de la turbina de gas FT-4C1.

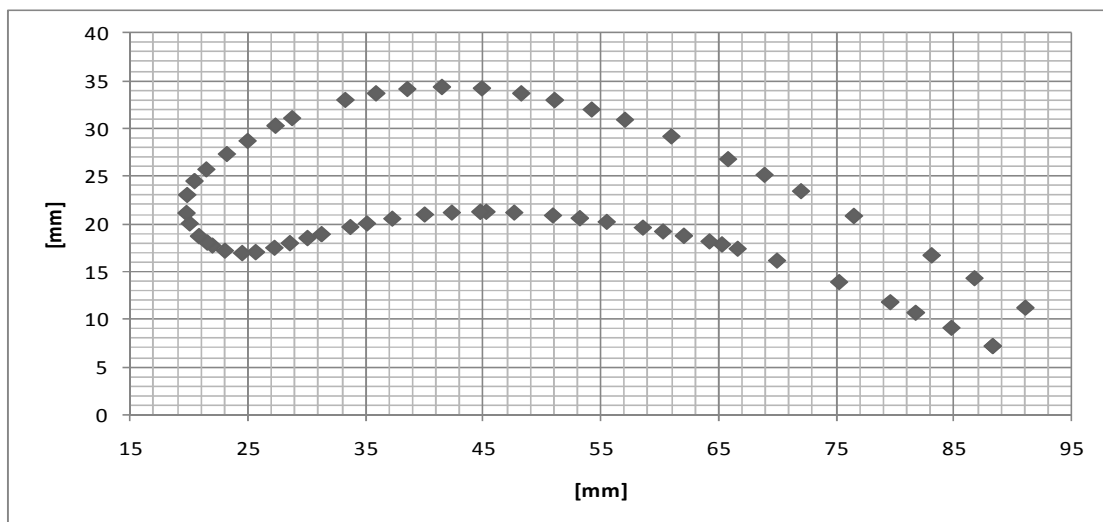


Figura 3.4 Coordenadas del perfil aerodinámico, obtenidas en la medición.

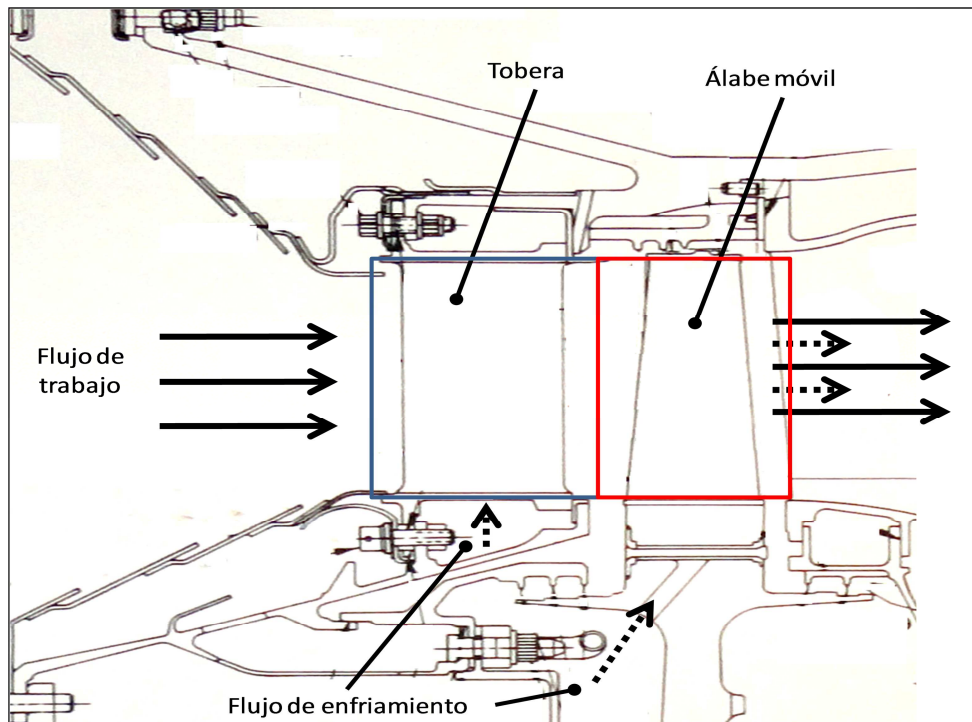


Figura 3.5 Esquema del ensamble y funcionamiento de la primera etapa. Determinación de los campos de flujo, en azul se presenta el campo de flujo para el álabe director y en rojo el campo correspondiente al álabe rotatorio.

Una vez que se determinó el alcance del campo de flujo se trazan las líneas limitantes del mismo, usando como herramienta Excel©, de esta manera podemos asegurarnos que el campo lleva la dirección adecuada del flujo, en la Figura 3.6 se muestran los límites del campo de flujo para la tobera.

Este mismo procedimiento se realiza para el álabe rotatorio, la diferencia del modelado radica básicamente en que este álabe presenta una geometría poco convencional por lo que la medición de este elemento se realizó en cinco divisiones del perfil, como se muestra en la Figura 3.7.

Ya que se obtuvieron las mediciones se realiza el procedimiento antes mencionado, y se obtienen en este caso cinco curvas para el modelado de la paleta del álabe rotatorio, en la Figura 3.8 se presenta el cambio de perfil aerodinámico obtenido de las lecturas realizadas, se construye el modelo bajo las mismas condiciones del campo de flujo [3.8].

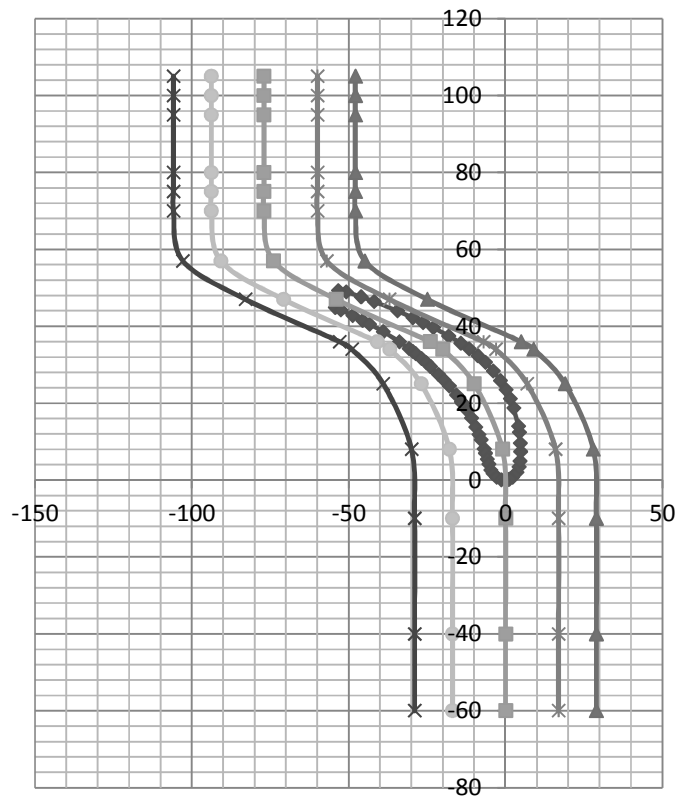


Figura 3.6 Representación de los límites del campo de presión.



Figura 3.7 Ábabe móvil de la primera etapa. Proceso de medición del perfil.

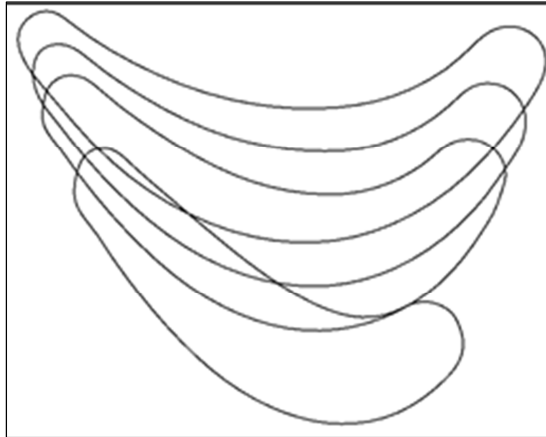


Figura 3.8 Coordenadas del perfil aerodinámico obtenidas en la medición. En diferente cortes a lo largo de su longitud [3.8].

3.3. Modelado

Una vez que se han formado los archivos correspondientes se procede al modelado en Solid Works®, empleando todas las curvas para la generación de superficies, en la Figura 3.9 se muestran las dos curvas empleadas en la generación de la superficie correspondiente al perfil de la tobera, recuérdese que se tuvo que realizar un offset (1.5 mm, correspondientes al radio del palpador de la máquina de coordenadas) a los perfiles obtenidos en Excel® para poder obtener la coordenada real del mismo. Se procede a la inserción de las superficies que delimitan el campo de flujo y se debe de realizar un trazado que corresponda a los límites inferior y superior del álabe de acuerdo al radio que presenta la tobera con respecto al eje de la turbina, una vez realizadas estas operaciones estamos ya en la disposición de generar el modelo del campo de flujo mediante superficies.

Se requiere ya en este paso que el conjunto de superficie sea un sólido con el fin de poder realizar el mallado, mediante las herramientas de Solid Works® se realiza el procedimiento correspondiente para sólidos y podemos comprobar si nuestro campo de flujo es geoméricamente correcto empleando un ensamble de la rueda de la tobera, dicho ensamble cuenta con 52 elementos, se realiza el arreglo y si no existen traslapes o separaciones entre los campos de flujo

geométricamente se puede decir que el modelado se realizó de manera satisfactoria (ver Figura 3.10).

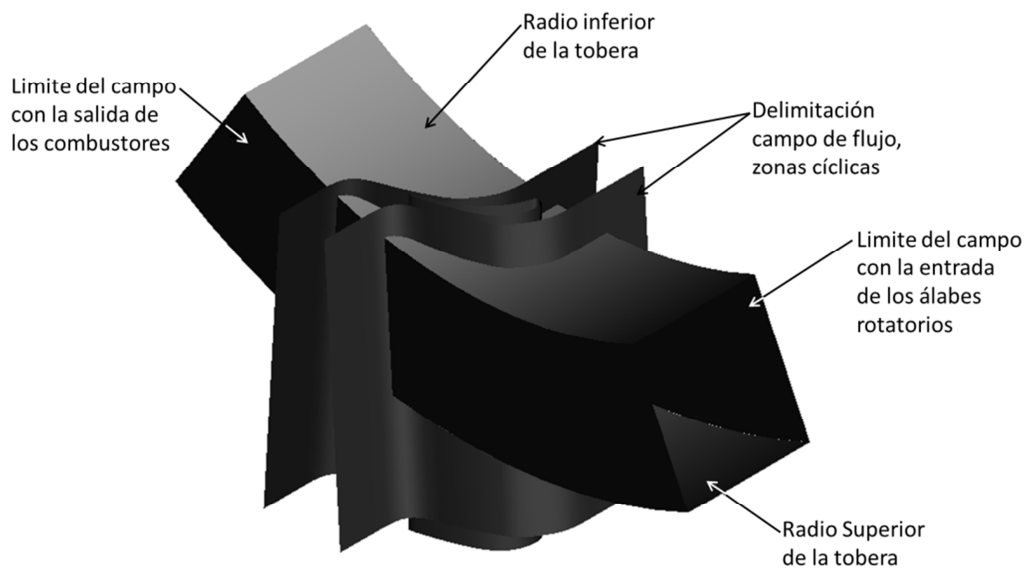


Figura 3.9 Delimitación campo de flujo, respecto a la consideración de sus fronteras.

El mismo procedimiento es llevado a cabo con el campo de flujo correspondiente al álabe rotatorio y una vez que se tienen los dos campos de flujo se realiza el arreglo de la primera etapa de la turbina, en la Figura 3.11 se pueden observar el ensamble de la tobera y del álabe rotatorio y en la Figura 3.12 se muestra el arreglo de las superficies de la tobera y del álabe rotatorio.

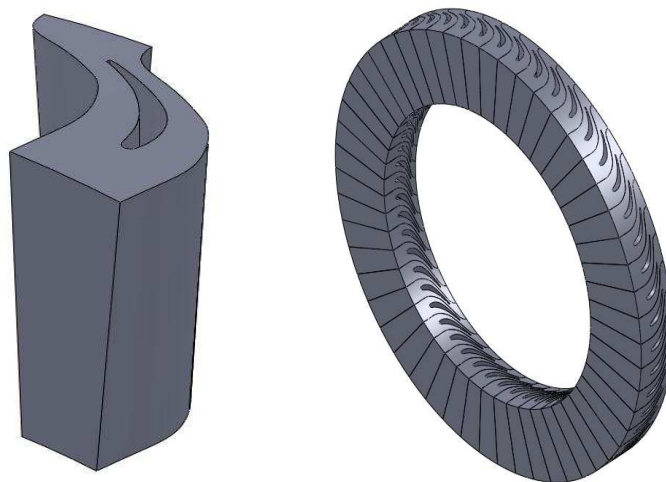


Figura 3.10 Modelado del campo de flujo y del arreglo de la tobera.



Figura 3.11 Arreglo de los campos de flujo de la primera etapa de la turbina de gas FT-4C1.



Figura 3.12 Ensamble tobera-álabe. Se muestra solo la superficie sobre los álaves.

Una vez generados los campos de flujo se realizó el modelo conjugado de la primera etapa de la turbina, esto es dicha geometría considera los campos de flujo externos, los elementos sólidos correspondientes a la tobera y el álabe rotatorio,

así como los campos de flujo de enfriamiento interno en cada uno de los elementos. En la Figura 3.13 se pueden observar los campos externos e internos de flujo, así como los elementos sólidos (tobera/álabe rotatorio). En la tabla 3.1 se muestran las características mecánicas y condiciones térmicas de los materiales con los que se encuentran constituidos la tobera y el álabe rotatorio, en el caso del álabe rotatorio es una superaleación base níquel llamada INCONEL 792 y la tobera es una superaleación base níquel llamada MAR-M-509 [3.9]. Dichas propiedades fueron empleadas para un análisis preliminar del modelo conjugado tridimensional. En la tabla 3.2 se muestra la composición química de los materiales.

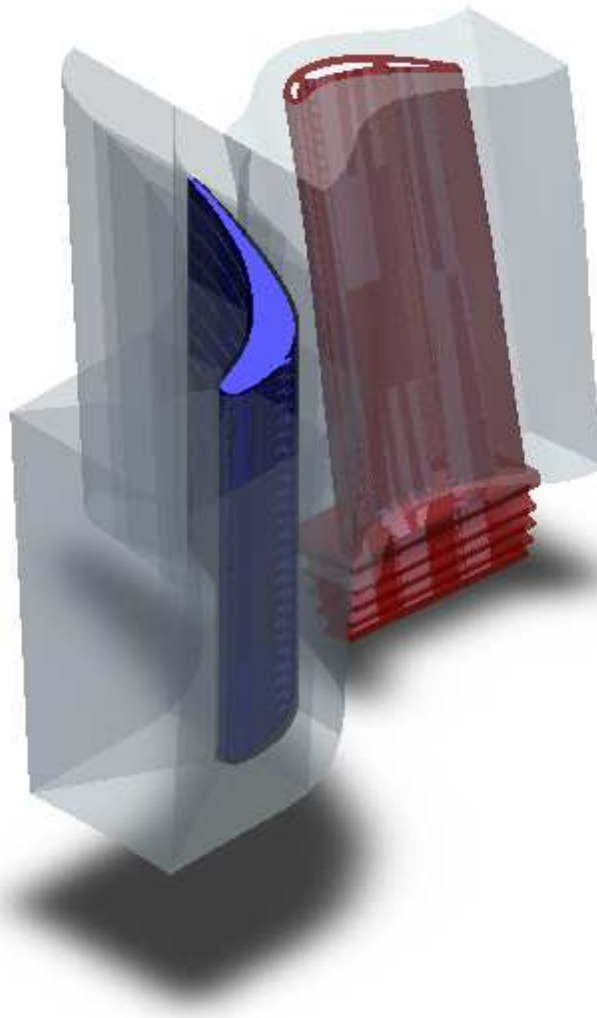


Figura 3.13 Dominio computacional tridimensional conjugado de la primera etapa de la turbina.

Tabla 3.1 Propiedades Mecánicas y térmicas de la tobera y del álabe rotatorio

Propiedad	INCO 792	MAR-M509
Densidad (kg/m ³)	8250	8850
Conductividad Térmica (W/m K) a 538°C	17.7	27.9
Conductividad Térmica (W/m K) a 1093°C	27.2	44.6
Calor Específico (J/kg K)	632	1007
Esfuerzo último de tensión a 538°C (MPa)	785	1170

Tabla 3.2 Composición química de las superaleaciones de los elementos

Elemento	INCO 792	MAR-M509
Carbono (C) %	0.25	0.21
Cromo (Cr) %	24.0	12.7
Níquel (Ni) %	10.0	9.0
Wolframio (W) %	7.0	3.9

Se realizó un análisis bidimensional que no demande demasiadas horas de análisis en computadora para ello se realizó un corte en la parte media de la etapa completa tomando en cuenta un arreglo de un cuarto de rueda. En la Figura 3.14 se puede apreciar dicho arreglo, este es un modelo bidimensional con él se

podieron establecer todas las condiciones adecuadas para el análisis preliminar tridimensional de la etapa completa de la turbina.

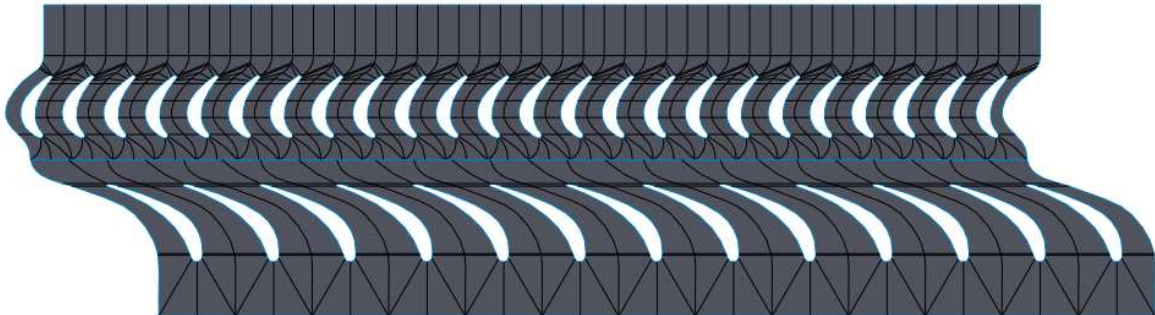


Figura 3.14 Dominio bidimensional un cuarto de rueda. Corte a la mitad de la longitud de la primera etapa de la turbina.

3.4. Discretización del canal de flujo

El primer paso para el análisis por elemento finito involucra, como sabemos, la discretización del dominio irregular en subdominios más pequeños y regulares, conocidos como elementos finitos. Esto es equivalente a reemplazar el dominio teniendo un número infinito de grados de libertad por un sistema con un número finito de grados de libertad. La forma, tamaño, y configuración de los elementos tienen que ser seleccionados cuidadosamente de manera que el cuerpo original o el dominio sea simulado lo más cercano posible sin necesidad de incrementar el esfuerzo computacional para obtener la solución del mismo. La selección del tipo de elemento viene directamente relacionada con la geometría que se requiera discretizar, además también se debe de considerar el número de coordenadas independientes necesario para describir el sistema [3.10].

El tamaño del elemento influye en la convergencia de la solución directamente y por lo tanto, debe realizarse una selección apropiada del mismo. Si el tamaño del elemento es pequeño, la solución final se espera que sea por tanto más aproximada. Sin embargo, con el uso de elementos más pequeños significarán también que se empleará más tiempo de trabajo de la computadora. Otro aspecto importante es el radio de aspecto de los elementos, este describe la forma del elemento en el ensamble de elementos, aquellos elementos con un

radio de aspecto cercano al unitario generalmente conducirán a mejores resultados. En la Figura 3.15 se muestra la malla empleada para el análisis bidimensional, se realizó para este caso un refinamiento cercano a la superficie correspondiente a la superficie de los álabes analizados lo que permite obtener óptimos resultados sobre el elemento de estudio. La malla que se muestra se encuentra mapeada de modo que los resultados se obtengan lo más rápido y lo más aproximado posible, en la tabla 3.3 se muestran las características generales de la malla.

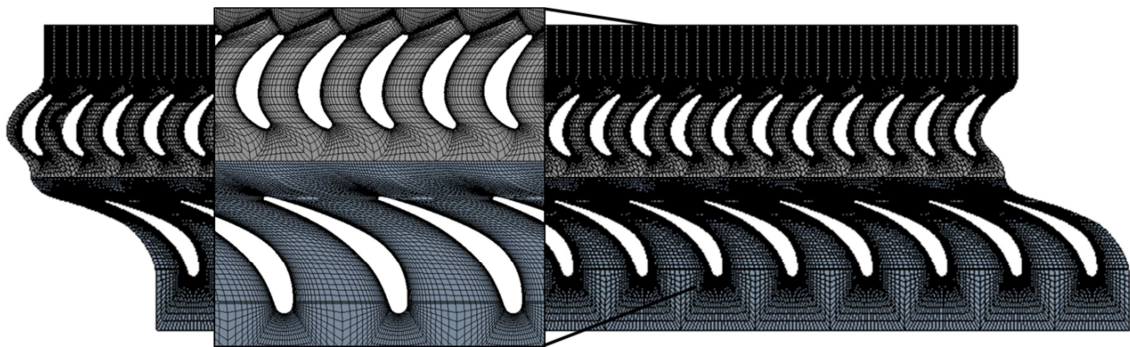


Figura. 3.15 Discretización mapeada del dominio bidimensional un cuarto de rueda.

Tabla 3.3 Características generales de la malla bidimensional, cuarto de rueda

Descripción	Cantidad
Total de Vértices	1,194,200
Total de Celdas	1,170,600

En la Figura 3.16 se puede apreciar ahora el modelo tridimensional discretizado, así mismo en la tabla 3.4 se pueden ver las características generales de la malla, para esta malla se intentó que todos los elementos fuera hexaédricos con el fin de obtener los mejores resultados ya que debido a la demanda de horas computadora y a la capacidad de la máquina empleada para el análisis no se pudo

realizar la división del dominio y el refinamiento en la zona cercana a la superficie de contacto con el álabe rotatorio.

Tabla 3.4 Características de la malla tridimensional, campos de flujo externos

Descripción	Cantidad
Tamaño del elemento	1 X 10 ⁻³ m
Total de Vértices	612,739
Total de Celdas	1,376,373
Mínimo de longitud de arista por elemento	1.5255 X 10 ⁻⁶ m

Mientras que en la Figura 3.17 podemos observar la discretización del modelo conjugado, la malla realizada a este diseño es una malla burda para poder realizar solo un análisis preliminar del comportamiento de los elementos, los resultados podrán no ser del todos concluyentes pero si se podrán comparar con los resultados del análisis bidimensional realizado y ver la variación entre los resultados. En la tabla 3.5 se aprecian las características de la malla del modelo conjugado.

Tabla 3.5 Características de la malla del modelo tridimensional conjugado

Descripción	Cantidad
<i>Tamaño del elemento</i>	<i>5 X 10⁻³ m</i>
<i>Total de Vértices</i>	<i>328,619</i>
<i>Total de Celdas</i>	<i>1,411,259</i>
<i>Mínimo de longitud de arista por elemento</i>	<i>4.3922 X 10⁻⁶ m</i>

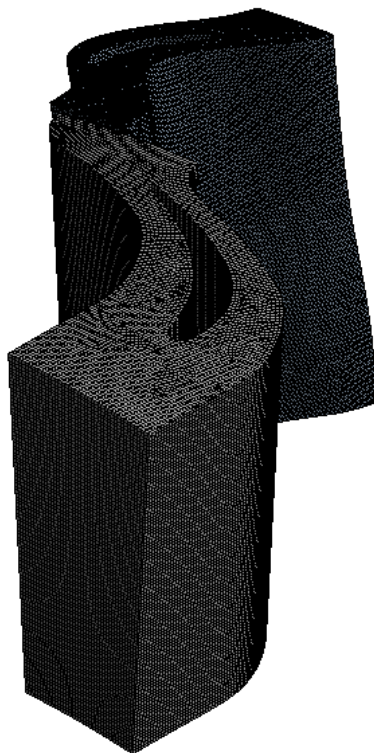


Figura 3.16 Discretización preliminar del dominio computacional del campo de flujo externo.

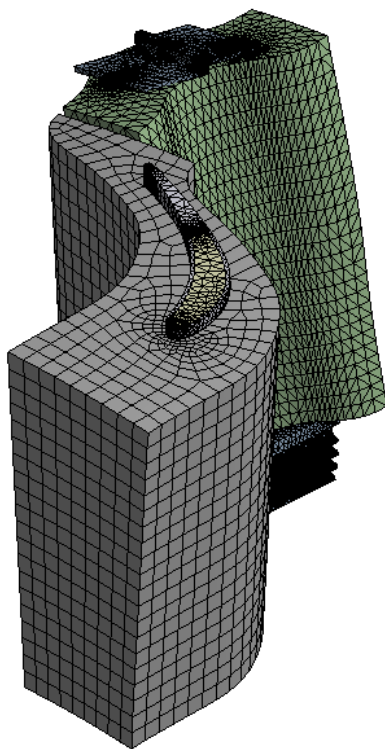


Figura 3.17 Discretización para análisis preliminar del modelo tridimensional conjugado.

3.5. Modelo matemático

Las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos en la primera etapa de la turbina son las ecuaciones de continuidad (3.2) y de Navier-Stokes (3.3) y (3.4):

$$\nabla \cdot \bar{u} = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) \end{aligned} \quad (3.4)$$

Donde, p es la presión, u el vector de velocidad, t tiempo, ∇ operador de divergencia, μ viscosidad y ρ densidad. El flujo turbulento se caracteriza por la fluctuación de los campos de velocidad. Estas fluctuaciones se deben a la mezcla de las cantidades transportadas por el fluido, tales como: el momento, la energía y la concentración de partículas.

El cálculo de las mismas, debido a que presentan una escala menor y una alta frecuencia en la práctica, representan altos costos de simulación. En su lugar se pueden sustituir a las ecuaciones de gobierno instantáneas (exactas) por el promedio de estas (3.3) y (3.4), ya sea en tiempo, en ensamblaje, o de otra manera manipuladas para remover la resolución de escalas pequeñas de valores, lo que conlleva a una modificación del juego de ecuaciones que pueden ser computacionalmente más baratas de resolver. Sin embargo, las ecuaciones contienen variables adicionales no conocidas, y los modelos de turbulencia son necesarios para determinar estas variables de cantidad conocidas [3.10].

3.6. Elección del modelo de turbulencia

La elección de un modelo de turbulencia dependerá de ciertas consideraciones, tales como:

- La física abarcada en el fluido.

- La práctica establecida para una clase específica del problema.
- El nivel de aproximación requerida.
- Los recursos computacionales disponibles.
- La cantidad de tiempo disponible para la simulación.

El más simple y completo de los modelos de turbulencia son los modelos de ecuaciones en los cuales la solución de dos ecuaciones de transporte permite que la velocidad de turbulencia y las escalas de longitud sean independientemente determinadas. El modelo estándar κ - ϵ en Ansys Fluent© [3.11] cae dentro de esta clase de modelos y se ha convertido en la casa de trabajo de la práctica de los cálculos de ingeniería de flujo. Robustez, economía y razonable precisión para una amplia gama de los flujos de turbulencia explica su popularidad en flujo industrial y simulaciones de transferencia de calor. Este es un modelo semi-empírico, y la derivación del modelo de ecuaciones depende de las razones fenomenológicas y el empirismo.

El modelo estándar κ - ϵ es como se dijo un modelo semi-empírico basado en las ecuaciones de transporte para la energía cinética de turbulencia (κ) (3.5) y su razón de disipación (ϵ) (3.6). El modelo de ecuaciones de transporte para κ es derivado de la ecuación exacta, mientras que el modelo de ecuaciones para ϵ fue obtenido empleando el razonamiento físico y tiene muy poco parecido a su contraparte matemáticamente exacta.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\kappa u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + G_\kappa + G_b - \rho\epsilon - Y_M + S_\kappa \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{\kappa} (G_\kappa + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} + S_\epsilon \quad (3.6)$$

En estas ecuaciones, G_κ representa la generación de la energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad principales. G_b es la generación de la energía cinética turbulenta debida a la sustentación. Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en turbulencia compresible para toda la razón de disipación. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ y $C_{3\epsilon}$ son constantes. σ_κ y σ_ϵ son los números de

Prandtl turbulentos para κ y ϵ , respectivamente. S_κ y S_ϵ son términos definidos por el usuario [3.10].

En la derivación del modelo κ - ϵ , la suposición es que el flujo es completamente turbulento, y los efectos de la viscosidad molecular son despreciables. El modelo κ - ϵ es por lo tanto válido solamente para flujos completamente turbulentos.

Para el presente análisis se considera al fluido como un gas ideal. Otro punto importante por abordar es la generación de las fronteras de periodicidad que debe de presentar este caso particular, debido a que solo se está analizando como tal el campo de flujo de un juego de álabes o en el caso del análisis bidimensional un cuarto de rueda, recordando que tenemos un total de 52 toberas y 96 álabes rotatorios, la pertinencia de generar fronteras periódicas en cada campo de flujo es que podemos hacer un análisis sencillo que no demande tantas horas de computadora con la certeza de que el modelo arroja los mismos resultados en comparación a un análisis de la etapa completa considerando a todos los elementos que conforman la rueda.

El flujo periódico ocurre cuando la geometría física de interés y el patrón esperado de la solución flujo/térmico tiene una naturaleza periódicamente repetitiva. Existen dos tipos de flujo periódico que puede ser modelado en Ansys Fluent. En el primer tipo, no ocurren pérdidas de presión a través de los planos periódicos. En el segundo tipo, una pérdida de presión ocurre a través de las fronteras periódicas de manera traslacional, resultando en flujo “completamente desarrollado” [3.10].

Para el análisis del campo de flujo se tomaron fronteras periódicas traslacionales para el análisis bidimensional y rotacionales para el análisis de flujo tridimensional, para asegurarse que la energía radiante sea transferida de manera correcta entre la cara periódica y la cara de sombra, en el proceso de mallado se realiza un proceso de mapeado en las caras periódicas con el fin de lograr el mismo número de elementos y el mismo tamaño de elementos, esto asegura la periodicidad del análisis (Figura 3.16).

Para el proceso de solución del análisis presentado para el caso bidimensional y tridimensional se empleó el modelo basado en la densidad que es una aproximación usada por FLUENT© para flujos a alta velocidad compresibles, además dicho proceso emplea el solucionador implícito y explícito que linealizan el acople de las ecuaciones. En este caso se empleó el solucionador explícito en estado transitorio que puede resolver las ecuaciones de conservación en dependencia con el tiempo, empleado en la simulación de fenómenos periódicos, conducción de calor transitoria, reacciones y mezclas químicas transitorias, problemas de vaciado y llenado compresible [3.10]. La discretización espacial especificada para el flujo, la energía cinética turbulenta y la razón de disipación turbulenta fueron de segundo orden. La formulación transitoria de segundo orden implícito. El número de courant empleado para el análisis bidimensional fue de 2 mientras que para los modelos tridimensionales se empleó un número de courant igual a 1. Los factores de relajación se pudieron mantener en el mismo rango indicado por la paquetería.

Se consideran para el análisis bidimensional un total de 500 pasos para los primeros resultados en un tiempo de 2.7444771×10^{-6} s equivalente a la distancia recorrida por el álabe rotatorio a una velocidad lineal equivalente a las revoluciones por minutos a las cuáles trabaja la turbina [3.10].

Considerando que la turbina opera a una velocidad de 8405 rpm y que el radio de entre el centro del eje de la turbina y la parte media de la longitud del álabe rotatorio es de 0.375 m tenemos;

$$velocidad\ lineal = (880.1695\ rad/s)(0.375\ m) = 330.0635\ m/s$$

Tenemos una distancia de 0.04528 m entre toberas, distancia respecto a la cual se considera la variación de flujo con respecto a la posición del álabe rotatorio en su paso. Con este dato calculamos el tiempo que le toma al álabe rotatorio pasar de una tobera a otra, por lo tanto;

$$t = \frac{x}{v} = \frac{0.04528\ m}{330.0635\ m/s} = 1.3719 \times 10^{-4}\ s$$

Para el tiempo de paso (*time step*) considerado en la paquetería para un total de 500 pasos, se obtiene:

$$\text{time step} = \frac{1.3719^{-4}}{500} = 2.7444771 \times 10^{-6} \text{ s}$$

Esto equivale a que la paquetería hará que el modelo pase 50 veces por cada tobera, lo que nos permite que el flujo se desarrolle completamente y que alcance la convergencia en cada paso durante el análisis de flujo.

La frecuencia de operación de la máquina y su periodo se obtiene de:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{880.1695 \text{ rad/s}}{2\pi} = 140.083 \text{ Hz}$$

$$\tau = \frac{1}{f} = \frac{1}{140.083 \text{ Hz}} = 7.14 \times 10^{-3} \text{ s}$$

Si dividimos el periodo de operación entre el número de toberas que constituyen la rueda de toberas de la primera etapa de la tobera, tenemos;

$$\frac{\tau}{\text{No. de toberas}} = \frac{7.14 \times 10^{-3} \text{ s}}{52} = 1.3719 \times 10^{-4} \text{ s}$$

Para los resultados mostrados en este trabajo se tomaron los 50 pasos después de la corrida de 500 pasos de tiempo, considerando el mismo tiempo, para asegurarnos que cumplimos con el mismo obtenido anteriormente, realizamos una sencilla operación involucrando el tiempo de paso con el número de pasos en este último análisis, obteniendo;

$$(\text{tiempo de paso})(\text{No. de pasos}) = (2.7444771 \times 10^{-6} \text{ s})(50) = 1.3719 \times 10^{-4} \text{ s}$$

Con ello aseguramos que manejamos el mismo periodo obtenido de la consideración de la velocidad de la turbina.

Se empleó el mismo tiempo para los análisis tridimensionales, para el caso del análisis tridimensional considerando solo los campos de flujo externo se realizó el análisis transitorio con 500 pasos, pero para el análisis conjugado se emplearon

solo 600 pasos debido a la demanda de tiempo de análisis que requería computacionalmente, pero se realizó el análisis con perfiles de variación de presión y temperatura a la entrada de la primera etapa de la turbina de gas, con el fin de tratar de mejorar las condiciones para este análisis de esta manera aproximamos las condiciones a las cuales se encuentra operando la turbomaquinaria. En la Figura 3.18 se muestra el gráfico del perfil de temperatura que se empleó para el análisis conjugado.

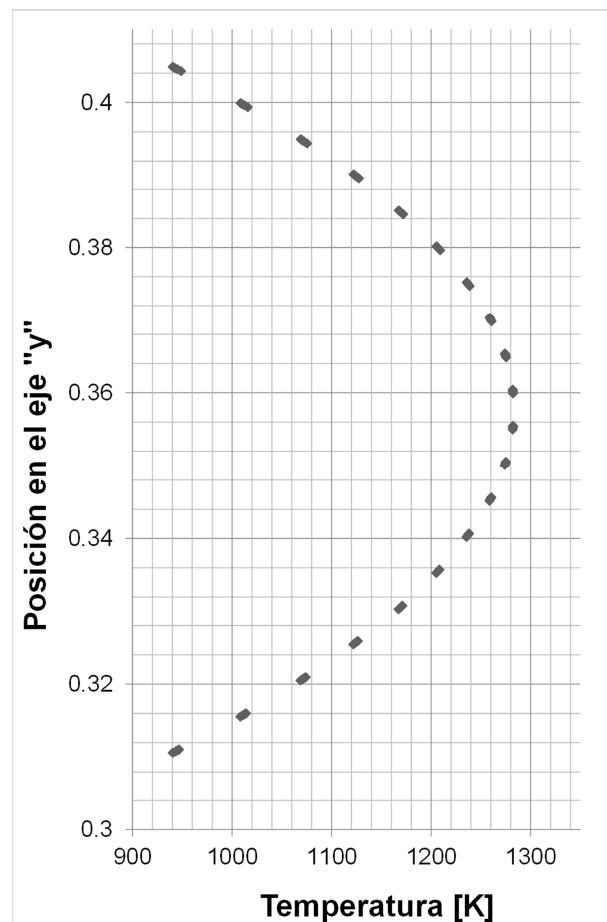


Figura 3.18 Perfil de temperaturas empleado para el análisis conjugado.

3.7. Condiciones de frontera

Las condiciones de operación de la turbina de gas aeroderivada se han obtenido de datos de operación de la máquina y del manual de mantenimiento del mismo, del cual se extraen los datos requeridos para el análisis del modelo y se

desglosan en la tabla 3.6 [3.4] [3.9] [3.12]. También incluye algunas características establecidas para el análisis computacional, la presión considerada es obtenida de la relación presentada por el compresor de 16 etapas que es de 14.1; mientras que la caída de temperatura en la primera etapa de turbina es de $\Delta T=148$ K, obtenido de los datos de temperatura del manual de la turbina, de la misma manera para la variación de presiones entre la entrada y la salida se considera un $PR=3.672$ [3.13].

Tabla 3.6 Condiciones de frontera y características consideradas para el análisis computacional.

Variable	Entrada	Salida
Flujo másico	2.11 kg/s	N/A
Presión Estática	1.43 MPa	1.02 MPa
Temperatura del flujo de trabajo	1316 K	1135 K
Presión estática del aire de enfriamiento de la tobera y del álabe rotatorio	1.43 MPa	1.02 MPa
Temperatura de enfriamiento en la tobera	866 K	910 K
Temperatura de enfriamiento en el álabe rotatorio	910 K	900 K
Velocidad de entrada del flujo de trabajo	330 m/s	--
Intensidad de turbulencia	5%	5%
Diámetro hidráulico	0.0245	--
Velocidad angular del álabe rotor	8405 rpm	--

En la Figura 3.19 se muestran las etiquetas otorgadas para realizar el análisis computacional bidimensional del cuarto de rueda, para este caso y todos los demás, se establece las condiciones de entrada y salida de la primera etapa de la turbina, las líneas que dividen el dominio de la tobera del álabe rotatorio son etiquetadas como interfaces lo que permitirá la transmisión del flujo por el dominio, en los extremos se encuentran las fronteras de periodicidad del modelo, y por último se identifica uno de los contornos de uno de los álabes rotatorios con el fin de monitorear la presión del fluido sobre la superficie del mismo. En la Figura 3.19 se muestra el modelo tridimensional de los campos de flujo para este caso se realiza la misma colocación de etiquetas similar al dominio bidimensional la diferencia es que en este caso se establece en las superficies deseadas. En la Figura 3.20 se encuentran señaladas las mismas condiciones de frontera para este caso en que tenemos un modelo conjugado no solo se puede tomar en cuenta una sola condición de entrada y de salida, ya que el modelo presenta enfriamiento interno en la tobera y en el álabe rotatorio.

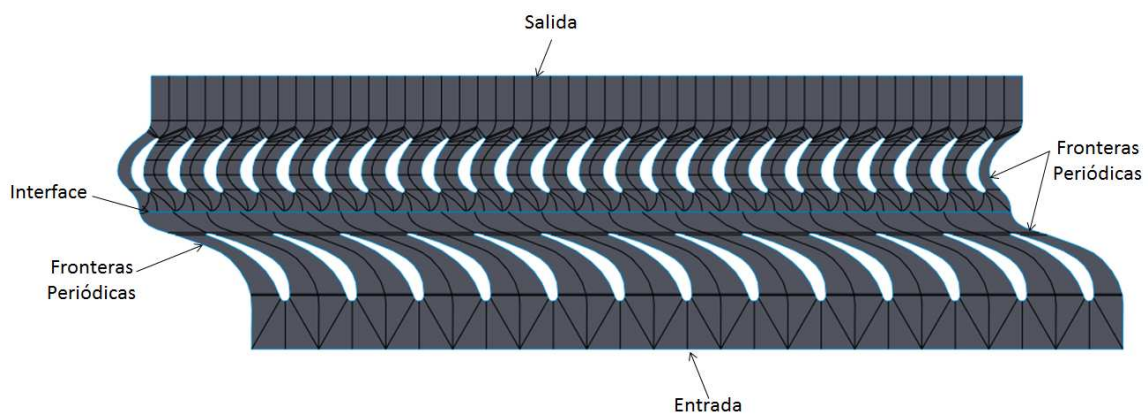


Figura 3.19 Condiciones de frontera para el modelo bidimensional.

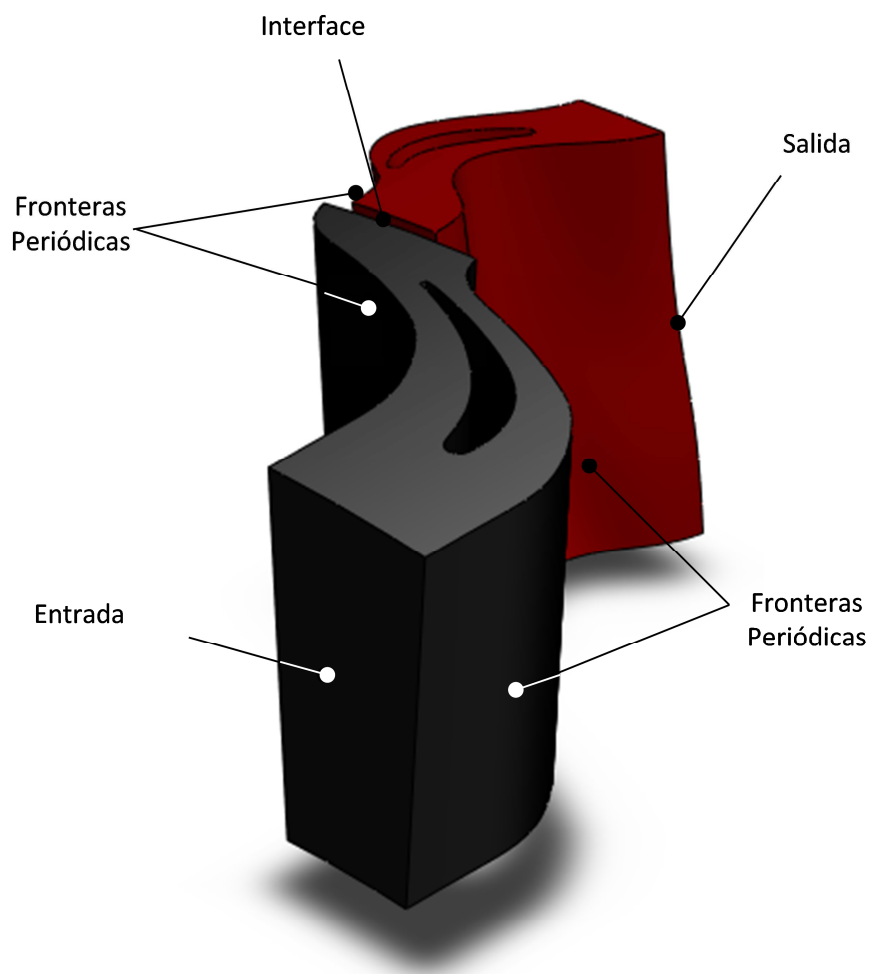


Figura 3.20 Condiciones de frontera para el modelo tridimensional, considerando solo los campos de flujo externos.

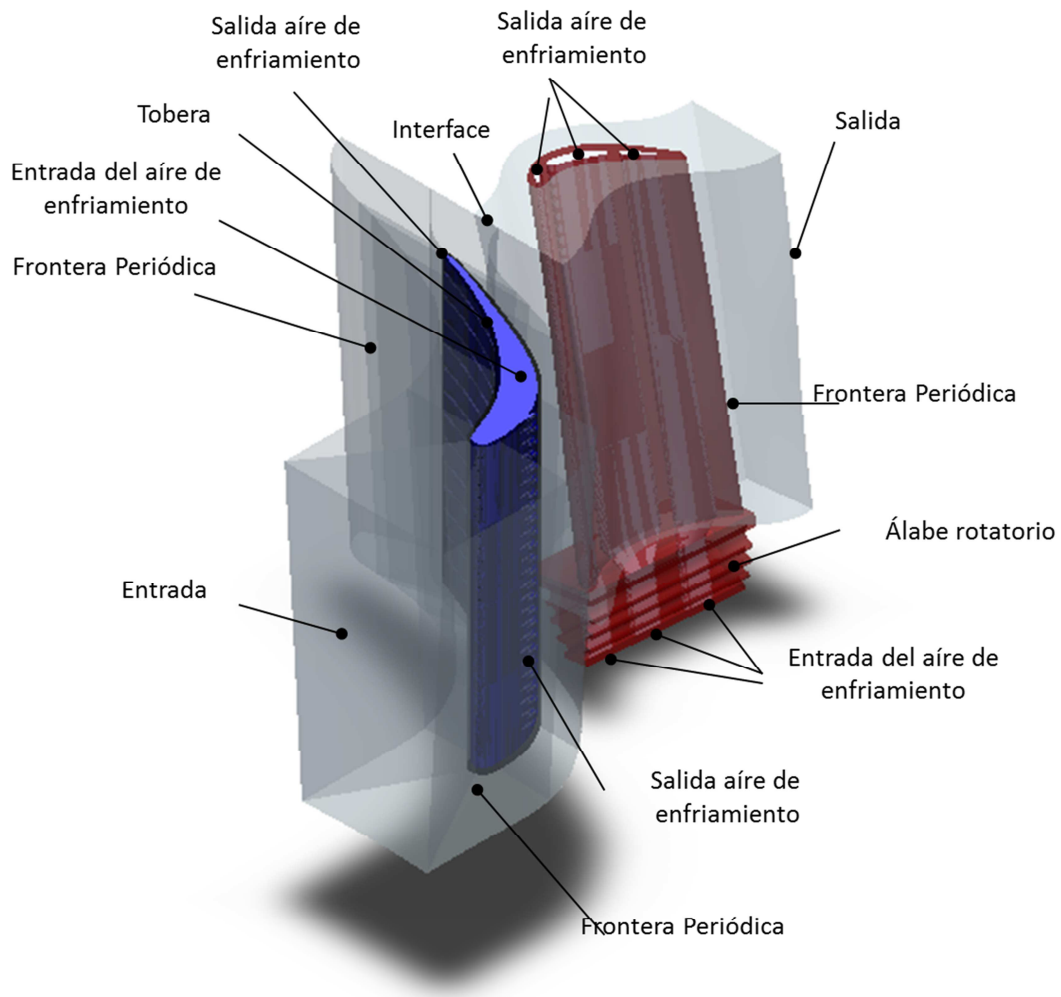


Figura 3.21 Condiciones de frontera para el modelo tridimensional conjugado.

Con la discretización realizada, las condiciones de frontera establecidas y las condiciones de análisis, los modelos se encuentran listos para el análisis computacional. En el siguiente capítulo se muestran los resultados obtenidos de los análisis antes descritos, dichos resultados se obtuvieron empleando la paquetería Ansys FLUENT© [3.11].

CAPÍTULO 4

Análisis de resultados

Durante la realización de este trabajo se pudieron obtener resultados que arrojan información sobre la fuerza tangencial actuando sobre la superficie de un álabe rotatorio aunado a esto, dichos resultados fueron empleados para realizar la caracterización dinámica del álabe rotatorio de la primera etapa de la turbina de gas FT-4C1 [4.1], cabe hacer mención que estos resultados no solo se pueden aplicar para dicho cálculo, existe un gran número de aplicaciones dentro del área de turbomaquinaria, por mencionar algunos ejemplos; se pueden emplear en la optimización de los canales de enfriamiento del álabe rotatorio, en la optimización de la geometría del álabe para aumentar su eficiencia y disminuir pérdidas de presión, también se puede aplicar en el área de recubrimiento de materiales, ampliamente usada en estos días, valorando las mejoras en el rendimiento de los recubrimiento permitiendo que estos elementos se puedan someter a temperaturas más elevadas (por consiguiente aumentar la potencia de trabajo) evitando el desgaste en la superficie o prolongando su lapso de vida útil, también pueden ser usados en la evaluación de materiales, en este caso el INCONEL 792, o aplicar el mismo procedimiento para cualquier tipos de álabes a evaluar. La importancia que se le está dando al estudio de los fluidos se está incrementando día con día, debido a la complejidad que presentan los fluidos, es un campo aún por explotar al máximo y augura un amplio campo de conocimiento para aplicación con fines tecnológicos.

4.1. Resultados

Los resultados del análisis de flujo bidimensional empleando el modelo de turbulencia κ - ϵ se presentan en esta sección. Se consideraron para este análisis las posiciones relativas de tobera/álabe rotatorio de tal forma que se pueda derivar la fluctuación de la fuerza tangencial en el álabe rotatorio, los resultados presentados corresponden a las posiciones en las cuáles el álabe rotatorio presenta la máxima y la mínima presión desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio de manera que puede ser calculada la fuerza tangencial ejercida en el álabe rotatorio en la sección media del mismo.

4.2. Estudio bidimensional

4.2.1. Distribución de la presión estática

Para la presentación de los resultados de presión se opta por tomar los resultados obtenidos de la presión estática, ya que esta es la presión que actúa por igual en todas las direcciones y siempre en ángulo recto con la superficie que contiene el fluido, mientras que la presión total es la suma de la presión dinámica más la presión estática, se omite este resultado debido a que para el cálculo de la fuerza tangencial sobre la superficie del álabe rotatorio nos interesa la presión que se está ejerciendo directamente en dicho elemento y es la que impulsa la rueda rotatoria de la turbina. La presión total considera a la presión dinámica que es la que actúa únicamente en la dirección del flujo.

En la Figura 4.1 se aprecia la máxima y mínima presión desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio (indicado con flecha blanca en la Figura 4.1) en un tiempo de 3.6803×10^{-3} s y 3.6008×10^{-3} s respectivamente. El comportamiento de la presión coincide con el mencionado en la teoría [4.2] y que se aprecia en la Figura 2.2 la presión disminuye conforme pasa por la tobera linealmente y se va disminuyendo mientras va pasando a través del álabe rotatorio. En la Figura 4.2 se muestra el perfil de presiones máxima y mínima del álabe monitoreado en este análisis. Este análisis no considera el flujo que se agrega del aire de enfriamiento de la tobera.

En la Figura 4.3 se presenta la relación entre la presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio entre el valor de la presión de entrada de la primera etapa de la turbina de un valor de 1.43 MPa [4.3].

El porcentaje de variación de presión obtenida de estos gráficos es de 27.8557 %. Se ha encontrado que en algunos casos estas presiones desarrolladas pueden variar por arriba del 20% [4.4]. Lo que coloca el análisis bidimensional para el caso de la presión estática como un valor aceptable en una solución del modelo mediante uso de la simulación numérica. En la tabla 4.1 se muestran los valores de la presión máxima y mínima de los perfiles mostrados en la Figura 4.2.

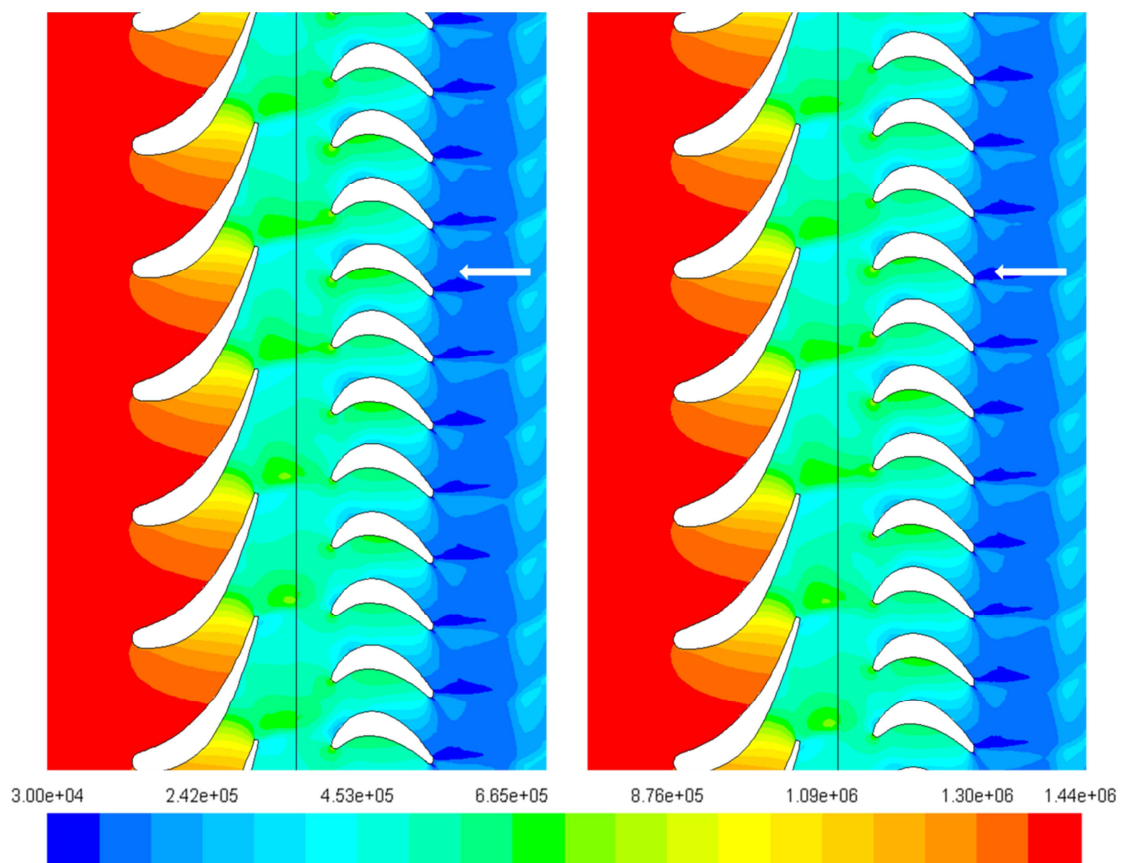


Figura 4.1 Contornos de Presión Estática del dominio computacional bidimensional de un cuarto de rueda. A la izquierda se muestra el contorno de presión estática máxima y en la derecha el contorno de presión estática mínimo registrado en el álabe rotatorio.

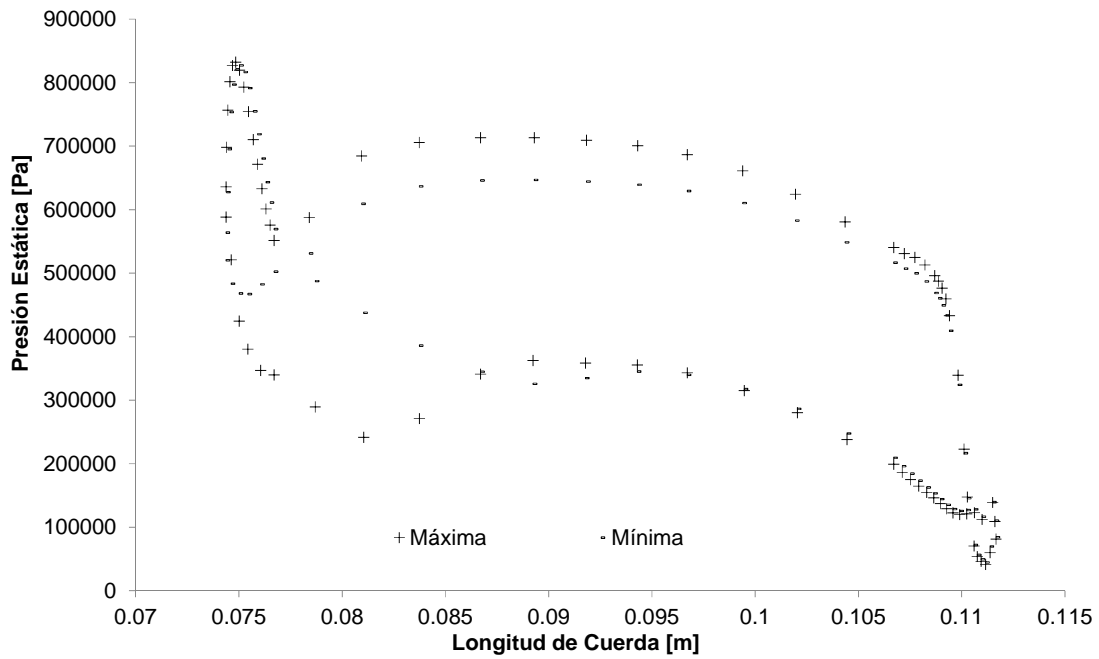


Figura 4.2 Perfiles de la presión estática máxima y mínima desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenidas del análisis bidimensional de un cuarto de rueda.

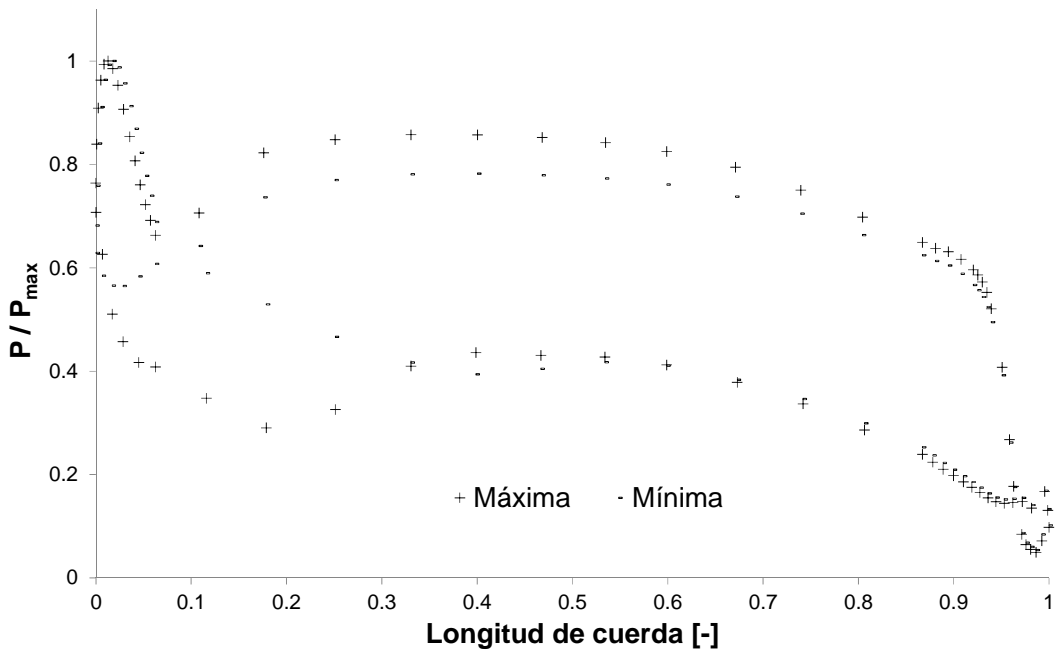


Figura 4.3 Relación de la presión de entrada entre la presión estática sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenido del análisis bidimensional a un cuarto de rueda.

Tabla 4.1 Valores máximos y mínimos de presión estática. Modelo bidimensional

Perfil	Presión Mínima [Pa]	Presión Máxima [Pa]
Máximo	44,578.3	827,091
Mínimo	41,009	832,156

4.2.2. Distribución de la velocidad y número de Mach

Para el caso del modelo bidimensional se presentan los contornos de la velocidad desarrollada en las mismas posiciones en las cuales se obtuvieron las presiones máximas y mínimas, esto es la posición del álabe rotatorio en el tiempo 3.6803×10^{-3} s y en el tiempo 3.6008×10^{-3} s.

En la Figura 4.4 se muestra el contorno de velocidades y presenta el comportamiento como se planteó teóricamente en la Figura 2.2 del capítulo 2 de este trabajo, la velocidad se incrementa a través de la tobera y va disminuyendo conforme el flujo va abandonando la sección del álabe rotatorio.

La velocidad máxima alcanzada en la posición del álabe rotatorio en el tiempo 3.6803×10^{-3} s en la tobera (específicamente en la zona conocida como garganta) es de 901.3729 m/s, la velocidad máxima en el borde de presión del álabe rotatorio es de 962.3955 m/s a partir de este punto se puede notar la disminución de la velocidad del flujo. La velocidad para el tiempo de 3.6008×10^{-3} s, la máxima obtenida en la tobera es de 1021.556 m/s, mientras que la velocidad máxima registrada en el borde de presión del álabe rotatorio es de 902.2457 m/s. Los datos de la velocidad en el borde de presión del álabe fueron tomados en diferentes posiciones y se puede observar que la variación de la velocidad debida a esta posición es de 13.22 %.

En la Figura 4.5 se presentan los contornos del número de Mach para los tiempos ya mencionados, en este caso, el máximo número de Mach alcanzado en la tobera es de 1.58, en el borde de presión del álabe rotatorio se tiene un máximo número de Mach de 1.71, todos estos valores para el tiempo de 3.6803×10^{-3} s. Para el tiempo 3.6008×10^{-3} s se obtuvo un valor máximo de número de Mach en la tobera de 1.45 y en el borde de presión del álabe rotatorio de 1.58.

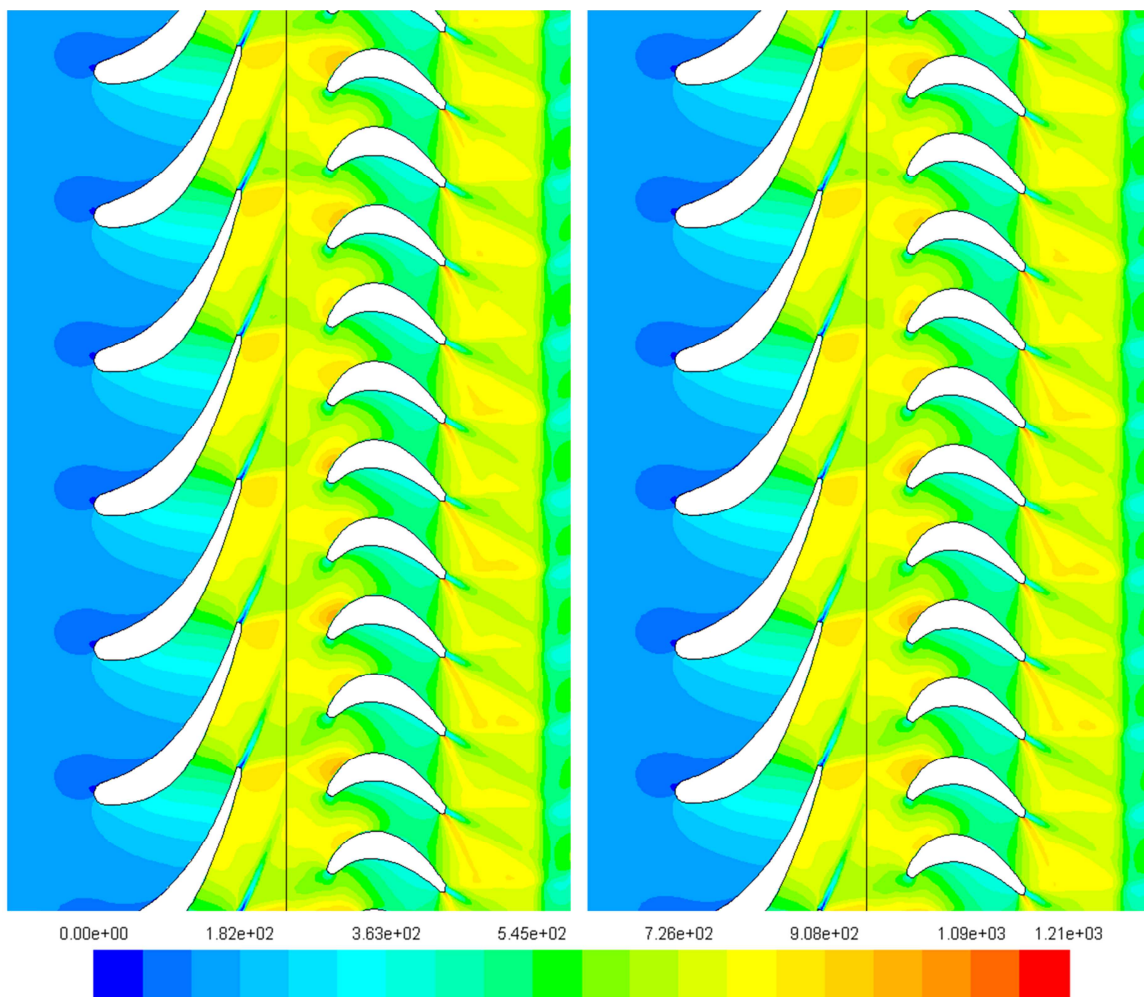


Figura 4.4 Contornos de velocidad de la primera etapa de la turbina de gas obtenidos del análisis bidimensional. Del lado izquierdo se presentan los resultados en el tiempo 3.6803×10^{-3} s y del lado derecho para el tiempo 3.6008×10^{-3} s.

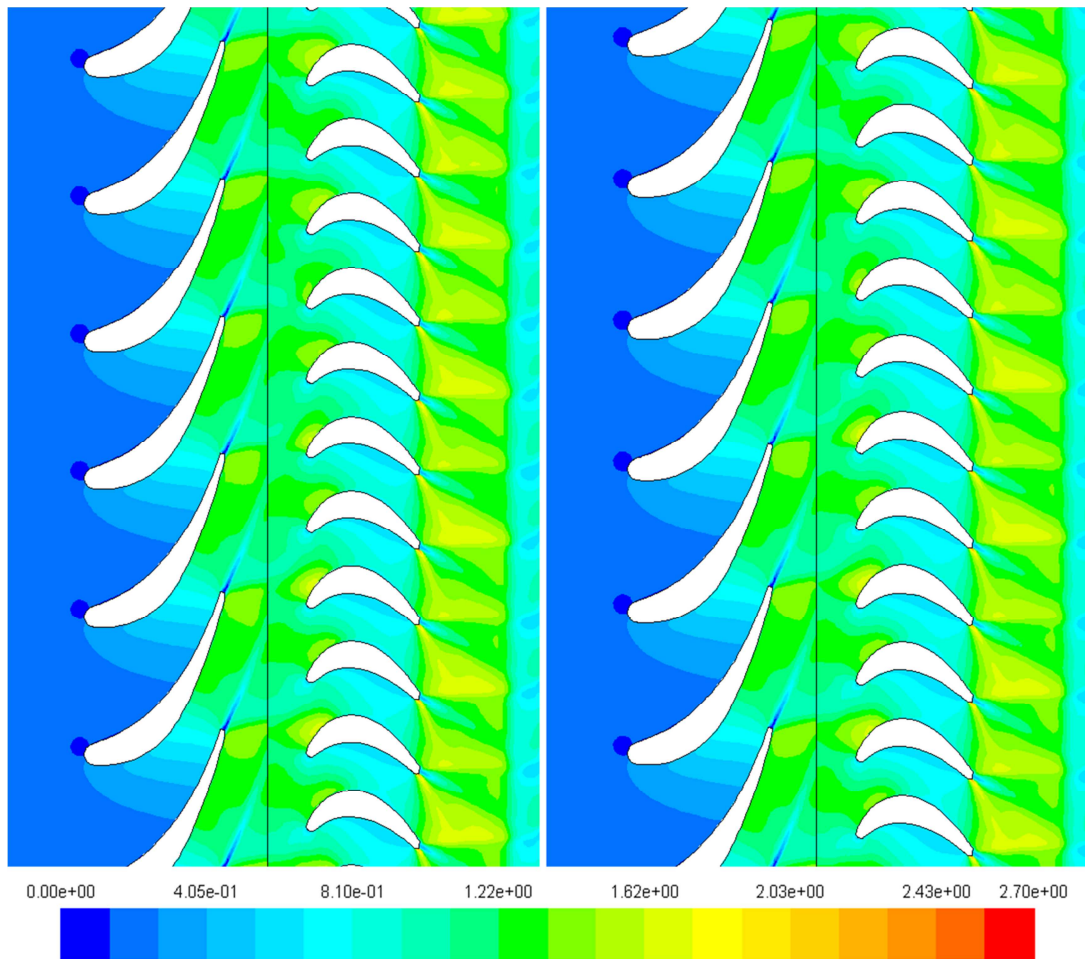


Figura 4.5 Contornos del número de Mach de la primera etapa de la turbina de gas obtenidos del análisis bidimensional. Del lado izquierdo se presentan los resultados en el tiempo 3.6803×10^{-3} s y del lado derecho para el tiempo 3.6008×10^{-3} s.

4.2.3. Distribución de la temperatura

Para el caso del modelo bidimensional se pueden mostrar los contornos de temperatura cercanos a la superficie de los elementos, pero no podemos obtener las temperaturas específicas a las cuales se encuentra el material, ya que para ello este análisis debería de mostrarse como un análisis conjugado, más adelante se verán algunos resultados preliminares provenientes de un modelo tridimensional.

En la Figura 4.6 se muestra el contorno de temperatura para el tiempo 3.6803×10^{-3} s y para el tiempo 3.6008×10^{-3} s, se obtuvo una temperatura

máxima de 1158.1531 K y 1195.4567 K respectivamente, este valor se encuentra en la parte cercana al álabe rotatorio monitoreado. El comportamiento del contorno de temperatura del análisis bidimensional corresponde al teórico, esto es, disminuye a lo largo de la tobera y del álabe rotatorio, pero la velocidad de descenso de temperatura es mayor en la sección correspondiente al campo de la tobera. En la Figura 4.6 se puede observar que al final del perfil de la tobera se están registrando altas temperaturas de 1318.54 K para el tiempo 3.6803×10^{-3} s y de 1317.0789 K para el tiempo 3.6008×10^{-3} s, esto concuerda con el modelo físico de la tobera ya que presenta la salida del aire de enfriamiento precisamente en esta zona, más adelante se verá el comparativo de las presiones de este análisis con respecto al arrojado por el análisis preliminar tridimensional conjugado.

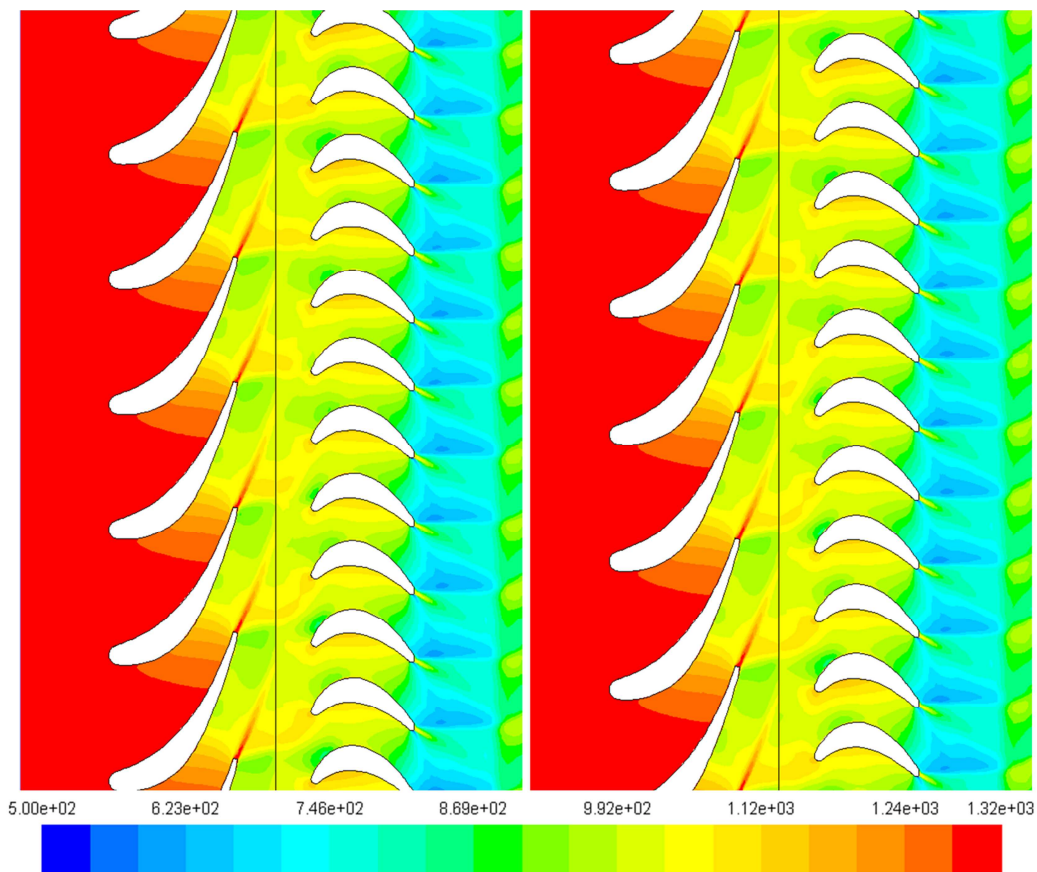


Figura 4.6 Contornos de temperatura estática del análisis bidimensional de la primera etapa de la turbina de gas. Del lado izquierdo se presentan los resultados en el tiempo 3.6803×10^{-3} s y del lado derecho para el tiempo 3.6008×10^{-3} s.

4.3. Estudio preliminar tridimensional

A continuación se muestran los resultados preliminares de los análisis tridimensionales tanto de aquél en el que se consideró los campos de flujo externos así como el análisis preliminar conjugado. Estos resultados no pueden ser considerados como contundentes debido a que por la falta de recursos computacionales no se pudo realizar un refinamiento de malla, para obtener mejores resultados y la capacidad de solución de la máquina también se presentó como una limitante para llegar a los mejores resultados. Sin embargo se deseó realizar una presentación de los resultados para generar una idea de cómo se manifiestan las fuerzas que ejerce el fluido sobre la superficie de estos elementos.

4.3.1. Modelo tridimensional, empleando solo los campos de flujo externo

4.3.1.1. Distribución de la presión estática

Mostrando de la misma manera los resultados pero para el caso del análisis tridimensional, en la Figura 4.7 se muestran los contornos de presión estática localizados en la pared del álabe rotatorio para determinar en qué tiempo se obtuvo el perfil de presiones más elevado y más bajo se substrajeron los resultados de un corte realizado a la mitad de la paleta del álabe rotatorio a fin de poder comparar los resultados con los obtenidos del análisis bidimensional y del análisis conjugado que se verá más adelante. En la Figura 4.7 se encuentra el contorno de presión al cual se monitoreo como la posición en la cual se encuentra la presión máxima desarrollada sobre la superficie del elemento en el tiempo 1.4171×10^{-3} s. Mientras que en la Figura 4.8 se muestran los contornos de presión estática para el caso de la presión mínima desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 1.4994×10^{-3} s.

Del perfil de presiones tomado del álabe rotatorio, para la condición de máxima y mínima presión desarrollada sobre la superficie del elemento, se obtiene la Figura 4.9 en el cuál se puede observar la variación de la presión estática en la longitud de la cuerda del álabe rotatorio. En la Figura 4.10 se aprecia de igual manera la relación de la presión estática entre la presión de flujo a la entrada.

De los resultados obtenidos se encontró que para este análisis la variación de la presión estática sobre la superficie del álabe rotatorio a la mitad de la longitud del mismo es de 14.11 %. En la tabla 4.2 se muestran los valores de la presión máxima y mínima de las presiones de los perfiles mostrados en la Figura 4.9.

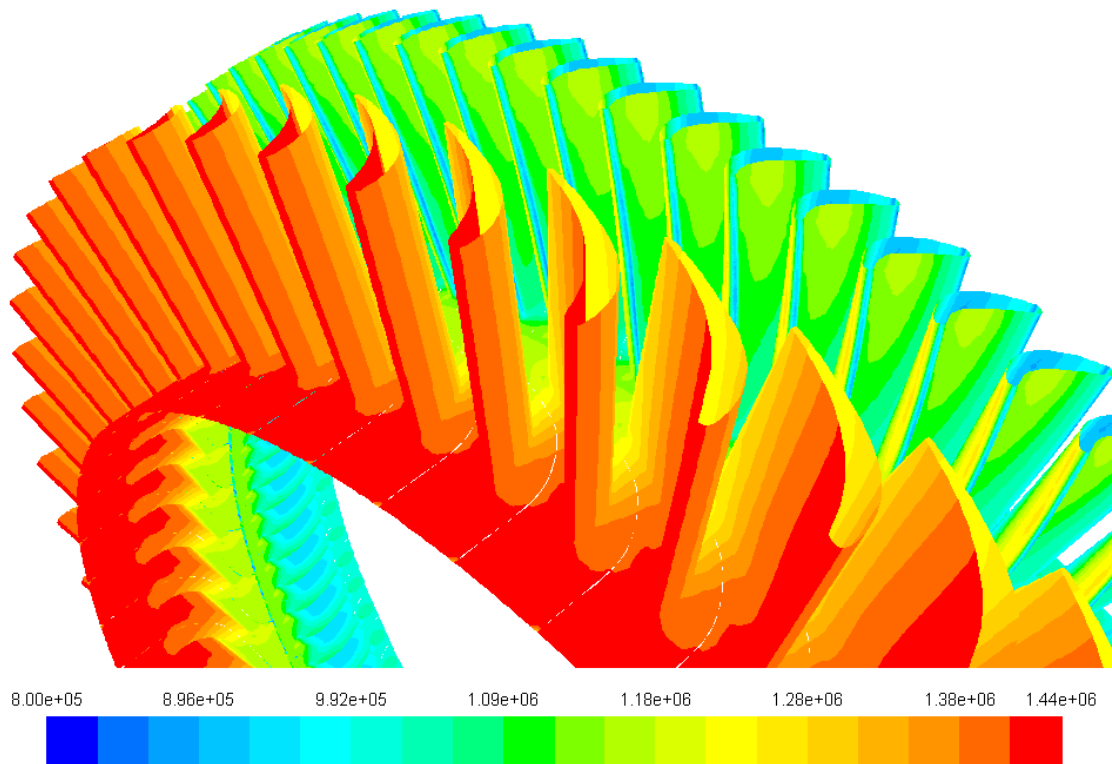


Figura 4.7 Contornos de presión sobre la pared del arreglo tobera/álabe rotatorio en el tiempo 1.4171×10^{-3} s. Resultado obtenido del análisis preliminar tridimensional.

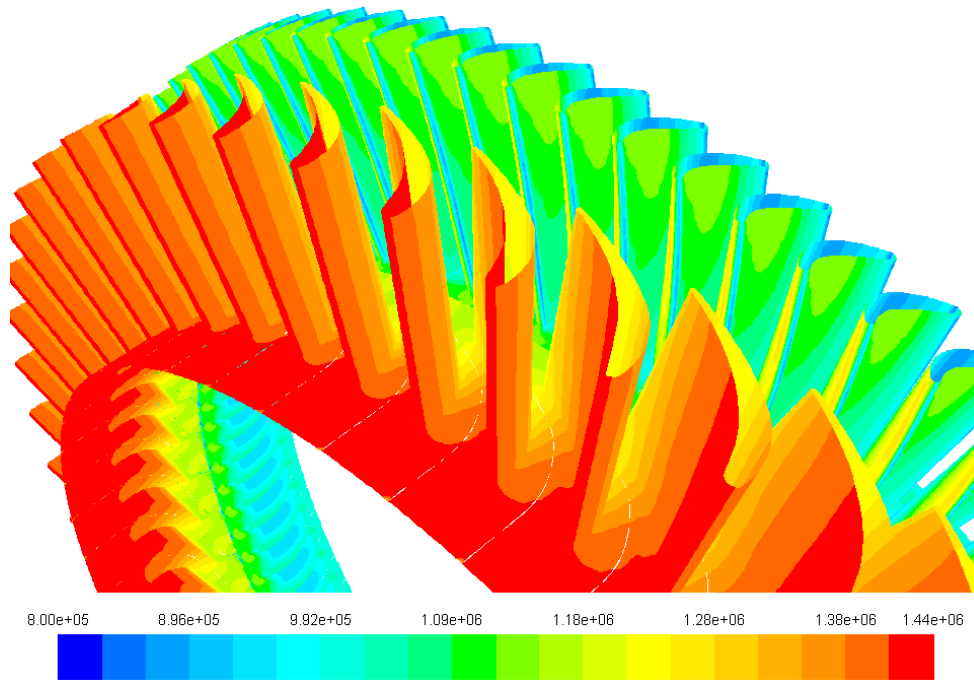


Figura 4.8 Contornos de presión sobre la pared del arreglo tobera/álabe rotatorio en el tiempo 1.4994×10^{-3} s. Resultado obtenido del análisis preliminar tridimensional.

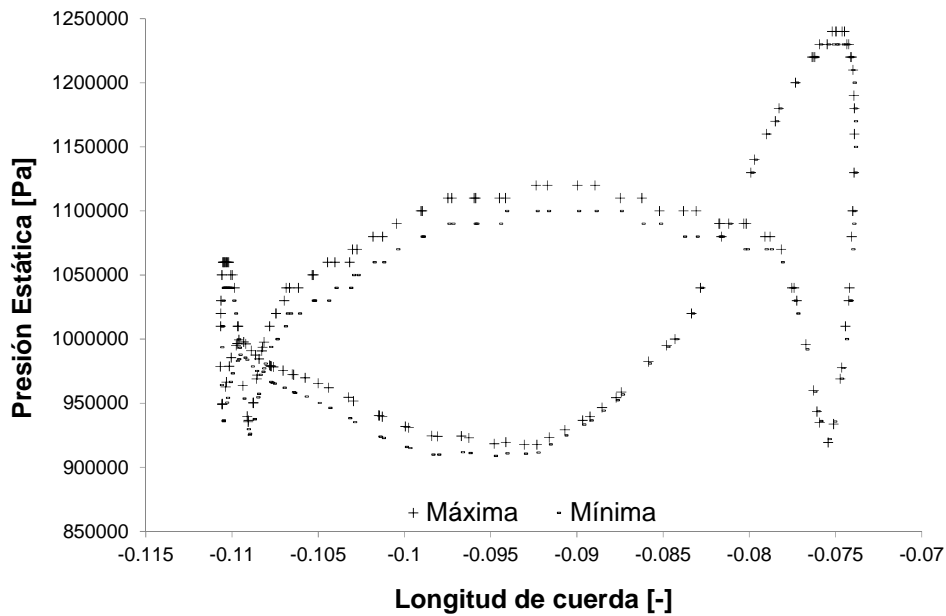


Figura 4.9 Perfiles de la presión estática máxima y mínima desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenidas del análisis preliminar tridimensional ocupando solo los campos de flujo externos.

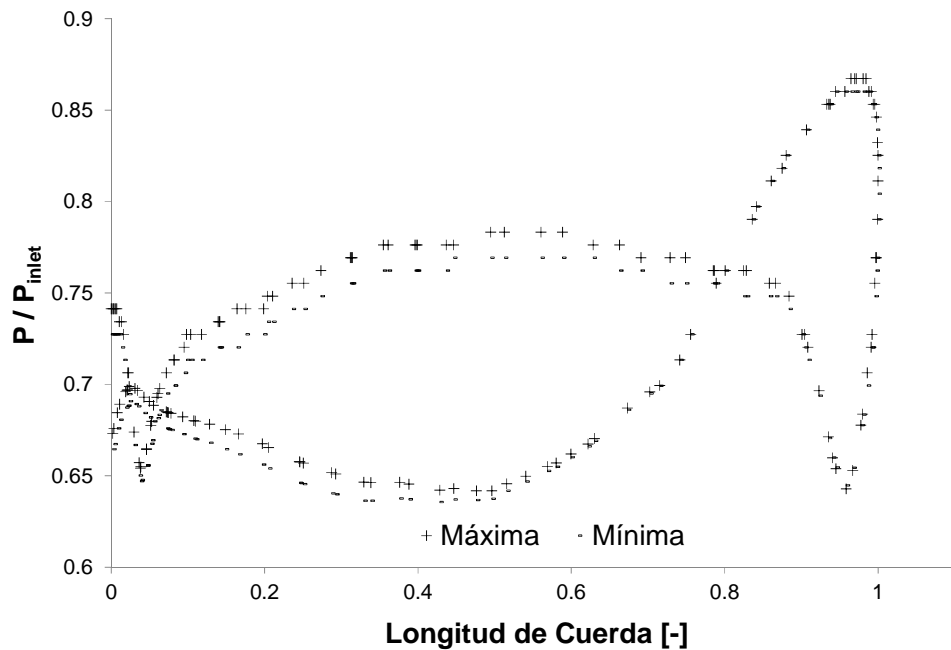


Figura 4.10 Relación de la presión de entrada entre la presión estática sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenido del análisis preliminar tridimensional ocupando solo los campos de flujo externos.

Tabla 4.2 Valores máximos y mínimos de presión estática. Modelo tridimensional considerando solo el flujo externo.

Perfil	Presión Mínima [Pa]	Presión Máxima [Pa]
Máximo	917,697	1,240,000
Mínimo	908,831	1,230,000

4.3.1.2. Distribución de la velocidad y número de Mach

Para mostrar los resultados obtenidos en el análisis de flujo tridimensional nos centraremos en mostrar los vectores de velocidad que se generaron a partir de la entrada a la tobera. En la Figura 4.11 se muestran los vectores de velocidad en el arreglo tobera/álabe rotatorio. La velocidad máxima registrada en el arreglo es de 564 m/s en el tiempo 1.4171×10^{-3} s. Para el tiempo 1.4994×10^{-3} s se encuentra

una velocidad máxima de 558 m/s. y se muestran los vectores de velocidad en la Figura 4.12.

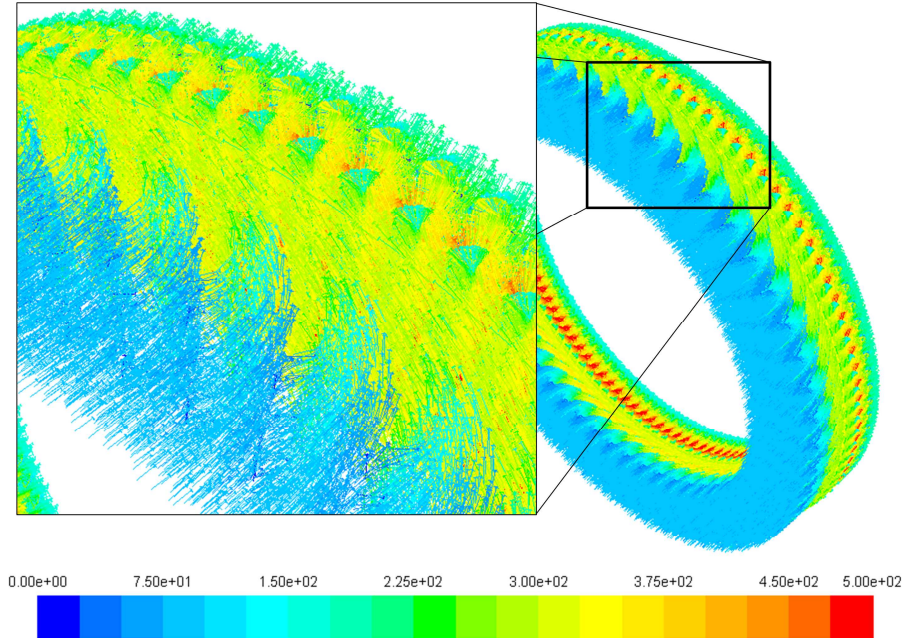


Figura 4.11 Vectores de velocidad para el tiempo 1.4171×10^{-3} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional, considerando solamente los campos de flujo externos.

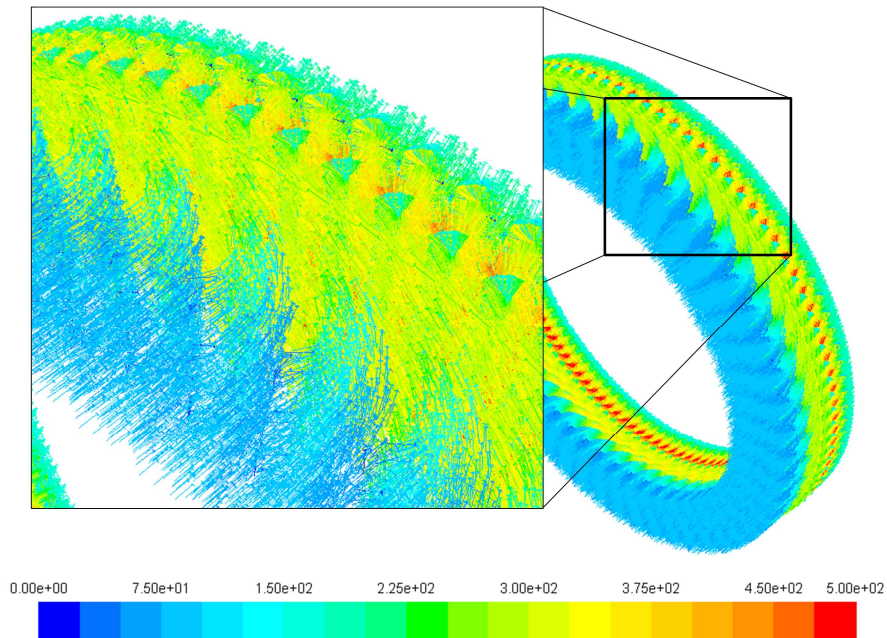


Figura 4.12 Vectores de velocidad para el tiempo 1.4994×10^{-3} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional, considerando solamente los campos de flujo externos.

Para el caso del número de Mach en la Figura 4.13 se muestran los vectores del número de Mach para el tiempo de 1.4171×10^{-3} s y se registró un valor máximo de 0.8 y de 0.801 para el tiempo 1.4994×10^{-3} s mostrado en la Figura 4.14.

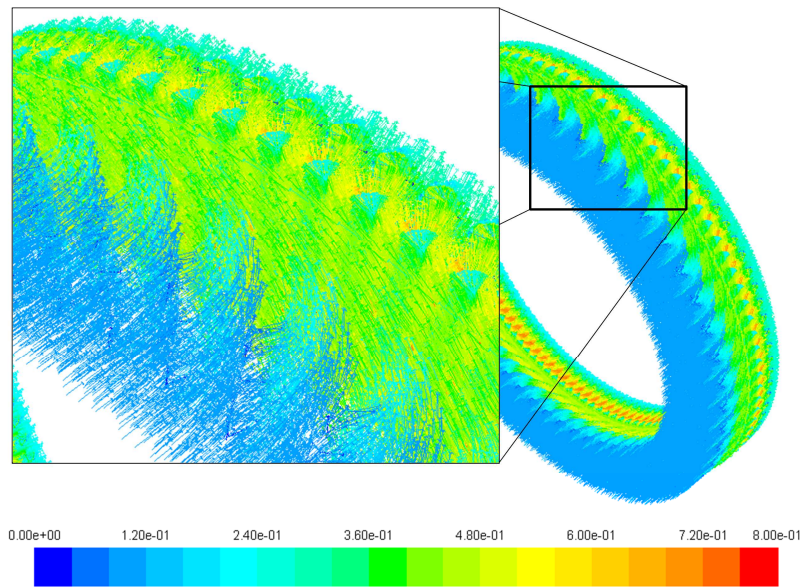


Figura 4.13 Vectores del número de Mach para el tiempo 1.4171×10^{-3} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional, considerando solamente los campos de flujo externos.

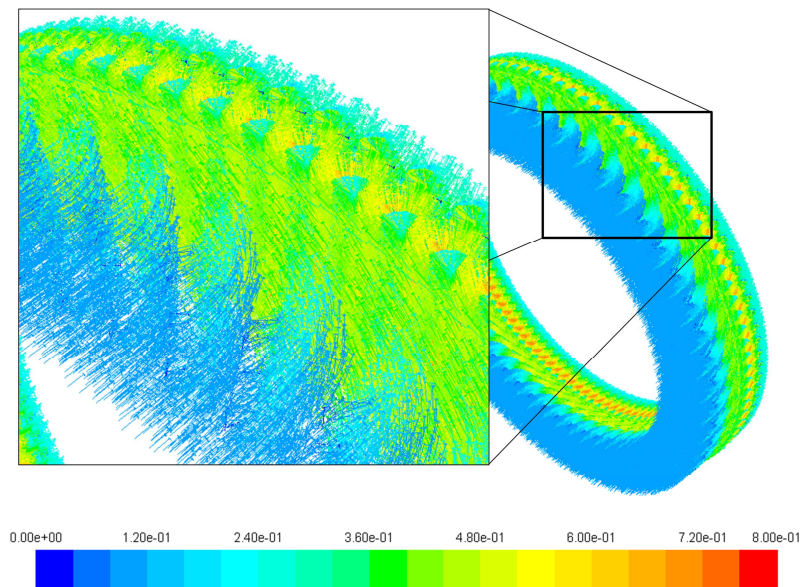


Figura 4.14 Vectores del número de Mach para el tiempo 1.4171×10^{-3} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional, considerando solamente los campos de flujo externos.

4.3.2. Modelo tridimensional conjugado

4.3.2.1. Distribución de la presión estática

En la Figura 4.15 se encuentra el contorno de presión para el cual se monitoreo la posición en la cual se localizó la presión máxima desarrollada sobre la superficie del elemento en el tiempo 2.3328×10^{-4} s. En la Figura 4.16 se muestran los contornos de presión estática para el caso de la presión mínima desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 1.4546×10^{-4} s.

De estos resultados tomados del álabe rotatorio, para la condición de máxima y mínima presión desarrollada sobre la superficie del elemento, se obtiene la gráfica mostrada en la Figura 4.17 en la cual se puede observar la variación de la presión estática en la longitud de la cuerda del álabe rotatorio. En la Figura 4.18 se aprecia de igual manera la relación de la presión estática entre la presión de flujo a la entrada.

De los resultados obtenidos se encontró que para este análisis la variación de la presión estática sobre la superficie del álabe rotatorio a la mitad de la longitud del mismo es de 29.11 %. En la tabla 4.3 se muestran los valores de la presión máxima y mínima de las presiones de los perfiles mostrados en el gráfico de la Figura 4.17.

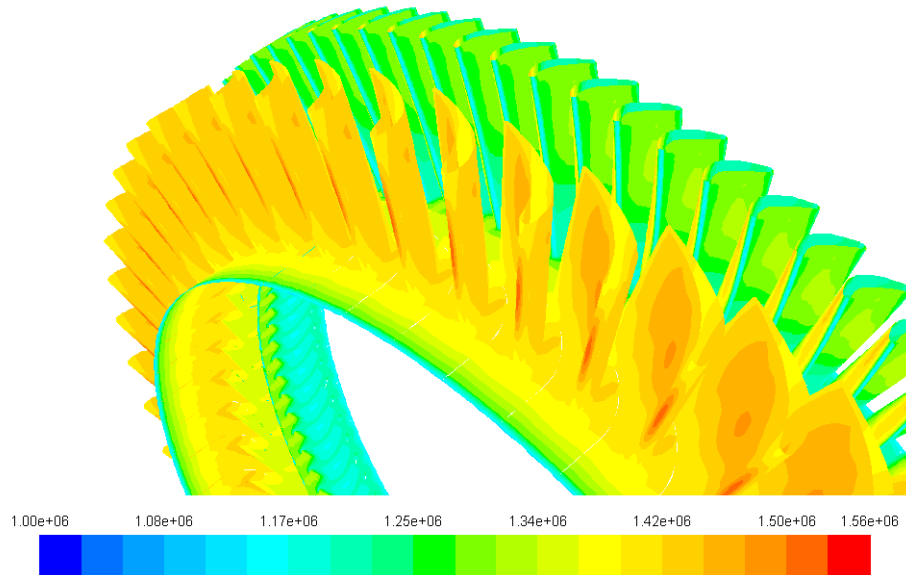


Figura 4.15 Contornos de presión sobre la pared del arreglo tobera/álabe rotatorio en el tiempo 2.3328×10^{-4} s. Resultado obtenido del análisis preliminar tridimensional conjugado.

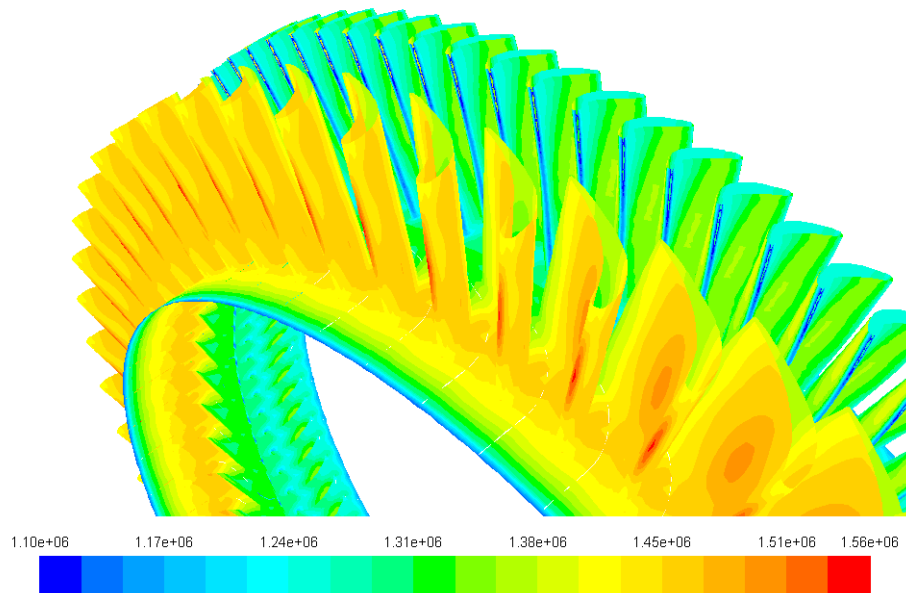


Figura 4.16 Contornos de presión sobre la pared del arreglo tobera/álabe rotatorio en el tiempo 1.4546×10^{-4} s. Resultado obtenido del análisis preliminar tridimensional conjugado.

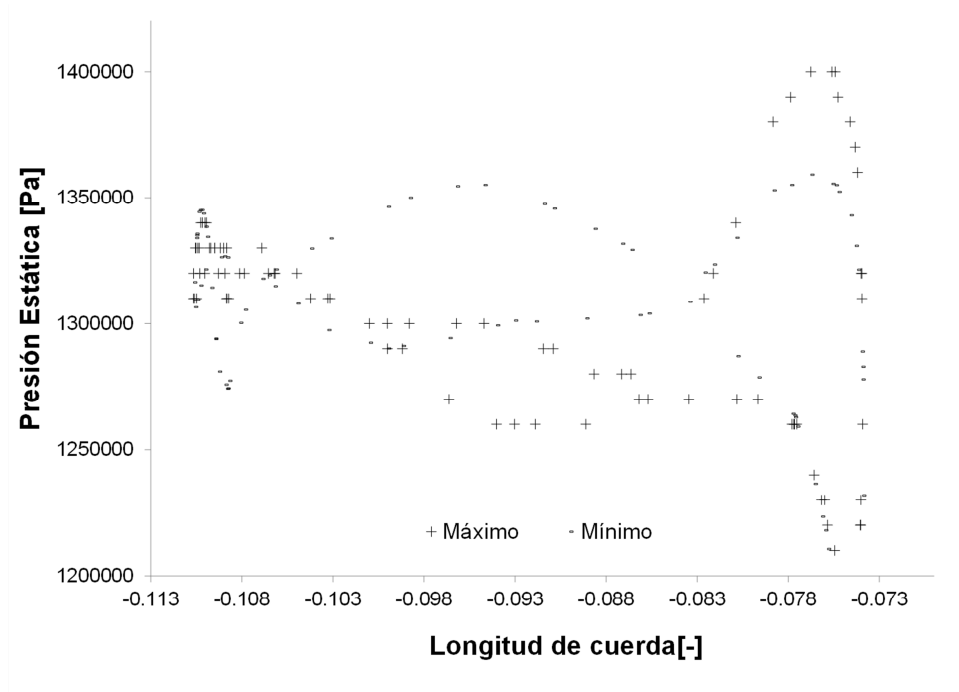


Figura 4.17 Perfiles de la presión estática máxima y mínima desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenidas del análisis preliminar tridimensional conjugado.

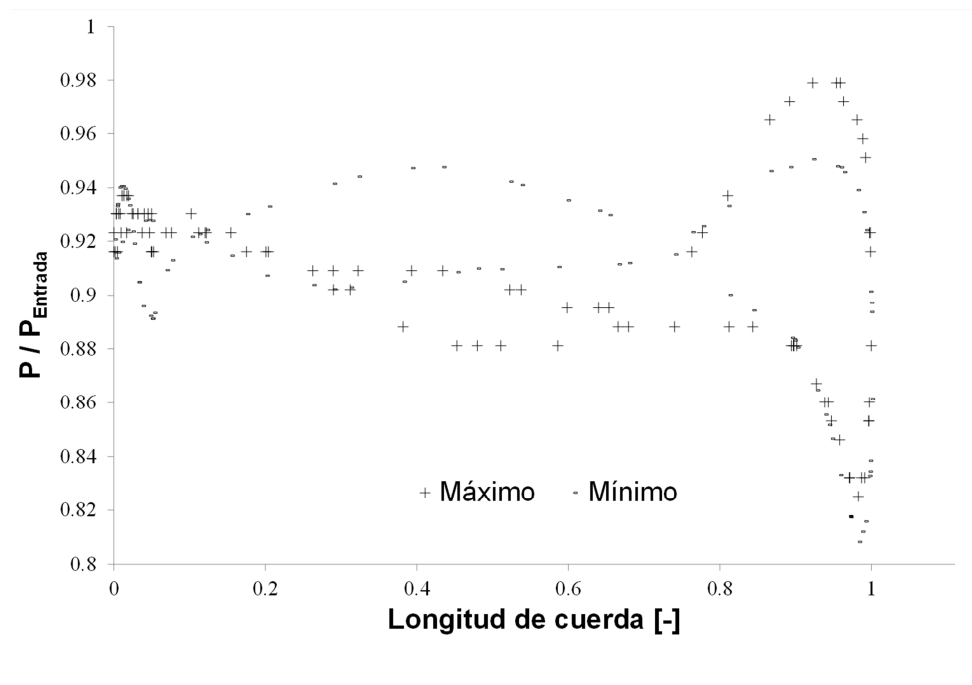


Figura 4.18 Relación de la presión de entrada entre la presión estática sobre la superficie del álabe rotatorio, obtenido del análisis preliminar tridimensional conjugado.

Tabla 4.3 Valores máximos y mínimos de presión estática. Modelo tridimensional conjugado

Perfil	Presión Mínima [Pa]	Presión Máxima [Pa]
Máximo	1,180,000	1,400,000
Mínimo	1,359,130	1,155,790

4.3.2.2. Distribución de la velocidad y número de Mach

En la Figura 4.19 se muestran los vectores de velocidad en el arreglo tobera/álabe rotatorio para el modelo conjugado. La velocidad máxima registrada en el arreglo es de 450 m/s en el tiempo 2.3328×10^{-4} s. Mientras que para el tiempo 1.4546×10^{-4} s se encuentra una velocidad máxima de 425 m/s. y se muestran los vectores de velocidad en la Figura 4.20.

Para el número de Mach en la Figura 4.21 se muestran los vectores para el tiempo de 2.3328×10^{-4} s y se registró un valor máximo de 0.6 y de 0.64 para el tiempo 1.4546×10^{-4} s mostrado en la Figura 4.22.

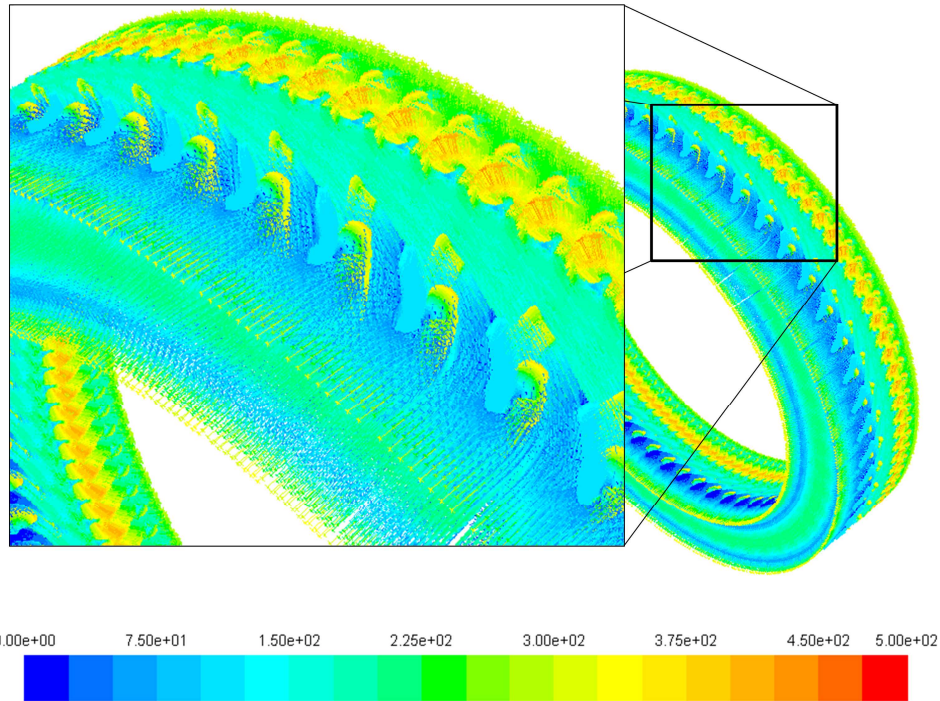


Figura 4.19 Vectores de velocidad para el tiempo 2.3328×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado.

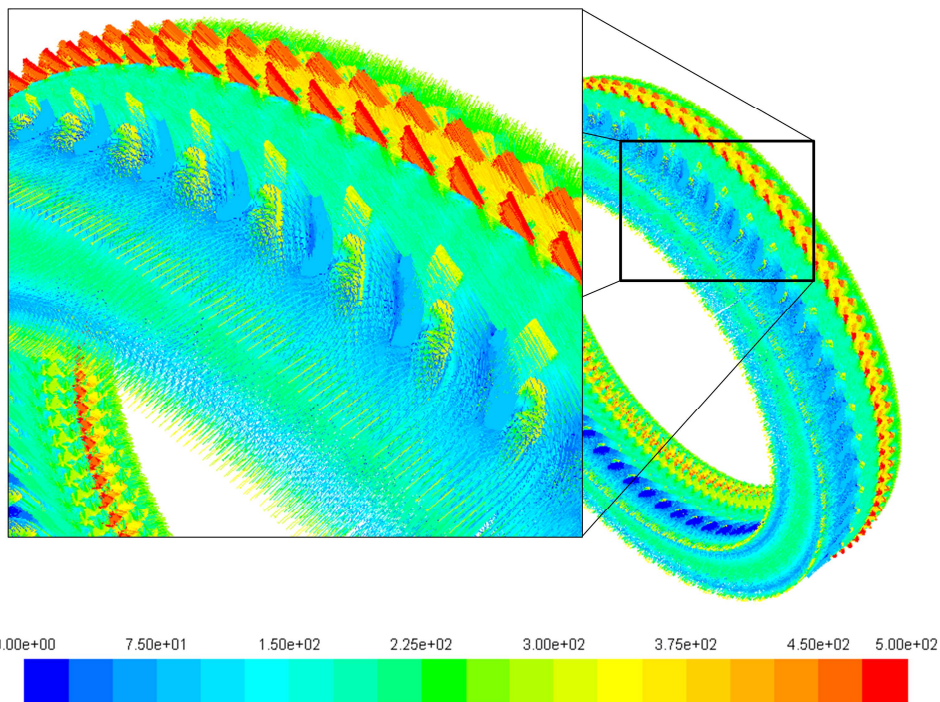


Figura 4.20 Vectores de velocidad para el tiempo 1.45468×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado.

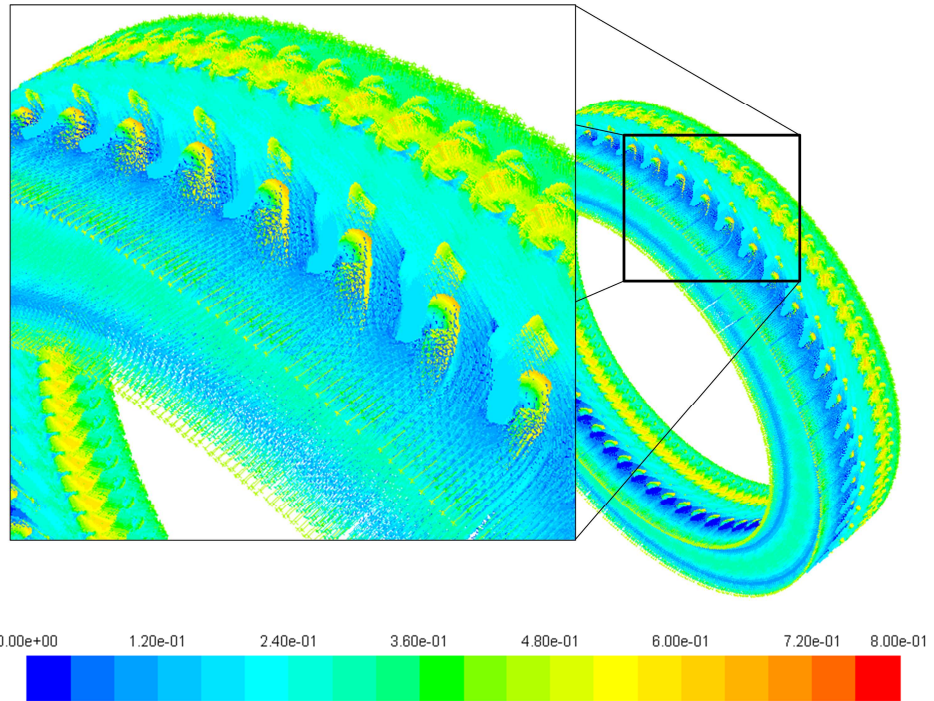


Figura 4.21 Vectores del número de Mach para el tiempo 2.3328×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado.

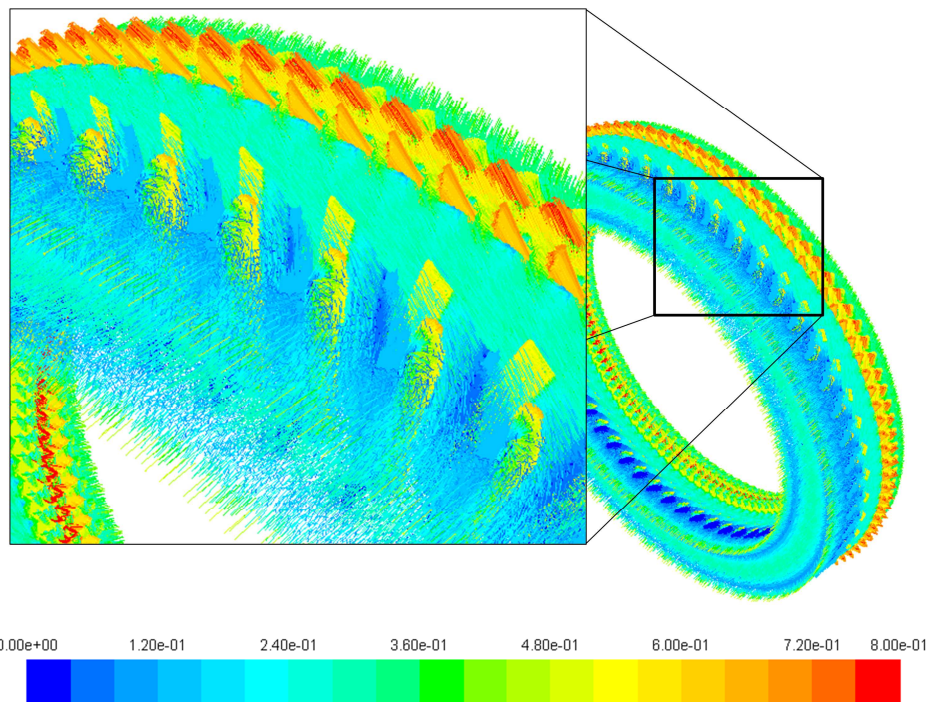


Figura 4.22 Vectores del número de Mach para el tiempo 1.45468×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado.

4.3.2.3. Distribución de la temperatura

En la Figura 4.23 se muestran las temperaturas registradas en la superficie del álabe rotatorio para los tiempos en los que se han monitoreado todos los resultados. Esta temperatura es la obtenida de la parte sólida del modelo. En el tiempo 2.3328×10^{-4} s se obtuvo una temperatura máxima de 4385 K y una mínima de 1310 K, para el tiempo de 1.5446×10^{-4} s se registró una temperatura máxima de 4795 K y una mínima de 1310 K (ver Figura 4.24). Estos resultados son los de la temperatura total registrada en la superficie del álabe rotatorio. Las características del material fueron empleadas al momento de realizar el análisis.

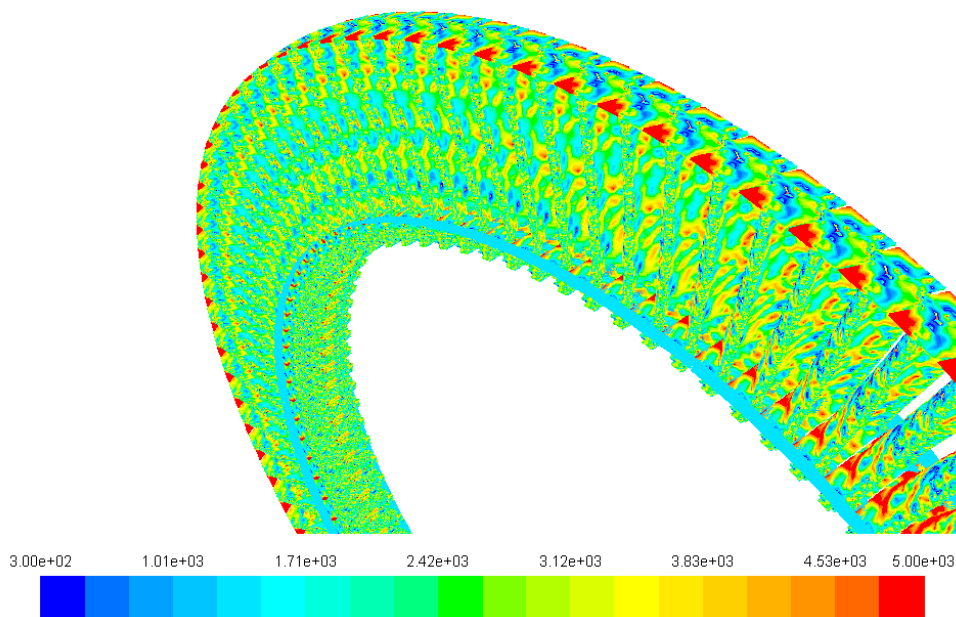


Figura 4.23 Contorno de temperatura total para el tiempo 2.3328×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado.

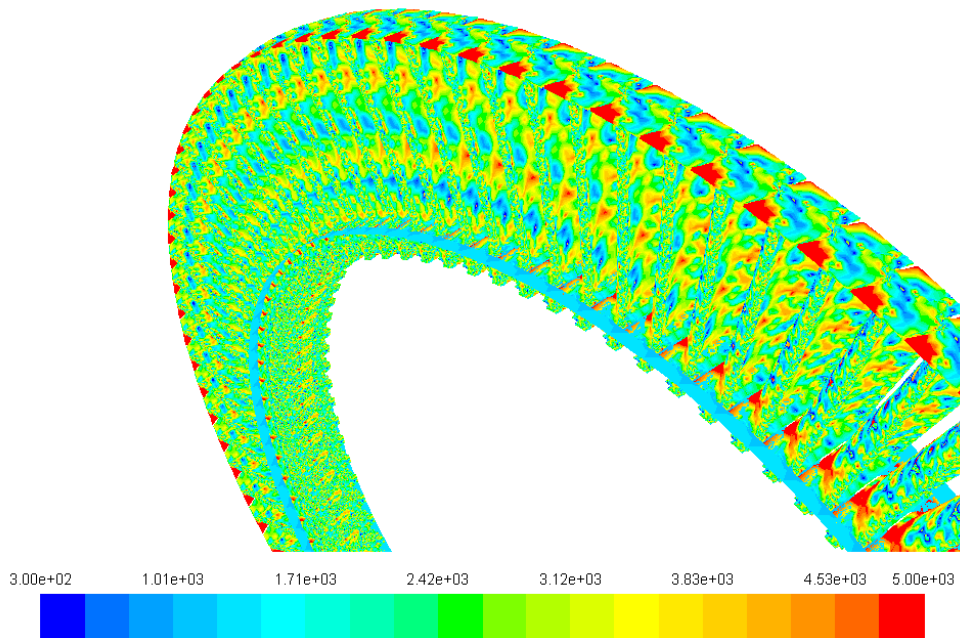


Figura 4.24 Contorno de temperatura total para el tiempo 1.45468×10^{-4} s. Análisis de flujo preliminar tridimensional conjugado.

4.4. Fuerza tangencial del álabe rotatorio

De los resultados obtenidos en el análisis bidimensional aplicado a un cuarto de rueda en estado transitorio, se adquirió la fuerza tangencial generada por el paso de flujo a través de los álabes rotatorios. De los perfiles de presión estática mostrados en el Apéndice A se obtuvo el valor de la fuerzas ejercida sobre la superficie del álabe y se generó la gráfica del historial de tiempo de la fuerza tangencial del álabe rotatorio (Figura 4.25), esta fuerza es por unidad de longitud, el álabe analizado tiene una altura de 0.103 m, recuérdese que para el análisis bidimensional se generó un corte a la mitad de este.

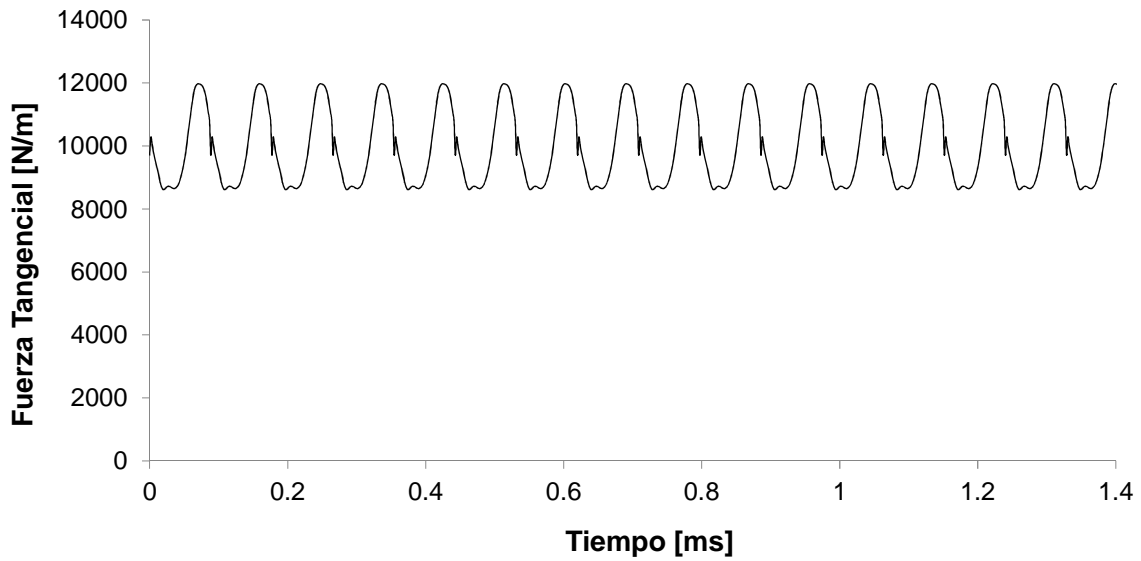


Figura 4.25 Fuerza Tangencial del álabe rotatorio.

En la Figura 4.26 se ilustra el espectro de la fuerza tangencial obtenido, aplicando al historial de tiempo de la fuerza tangencial la transformada de Fourier rápida (FFT).

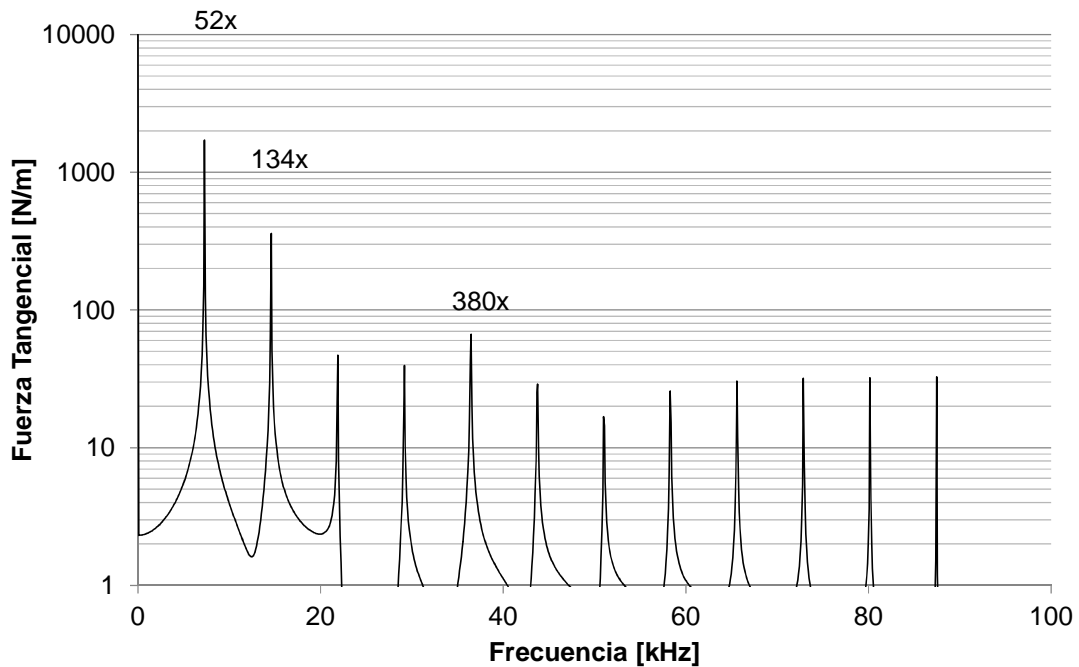


Figura 4.26 Espectro de frecuencia de la fuerza tangencial del álabe rotatorio. Las primeras amplitudes están a 52x (7296Hz), 134x (14,592 Hz), y 380x (36,481 Hz).

Para poder realizar una comparación de estas frecuencias con las frecuencias naturales del álabe rotor, se debe de realizar un análisis modal del mismo. Primero en la Figura 4.27 se muestra el modelo dinámico del álabe rotor, este puede ser considerado montado rígidamente. En el diagrama se aprecian la manera en las fuerzas tangenciales actúan sobre el álabe rotatorio, en la parte superior los álabes se encuentran sujetos por un anillo y entre sí mismos por sus extremos superiores de manera que le permite tener cierta flexibilidad en la paleta.

Partiendo de un análisis estructural [4.1] considerando al álabe caracterizado bajo las condiciones de operación, se pueden obtener las frecuencias naturales del álabe rotor. En la tabla 4.4 se enlistan las frecuencias naturales obtenidas del análisis estructural y bajo dichos valores podemos hacer una comparación con el espectro de frecuencia obtenido de la fuerza tangencial antes mencionada.

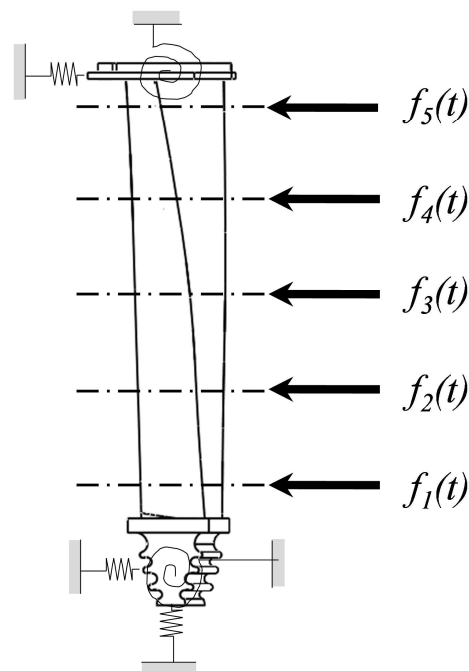


Figura 4.27 Esquema de las fuerzas tangenciales del álabe rotatorio.

Tabla 4.4 Frecuencias naturales obtenidas de un análisis estructural del álabe rotatorio [4.1]

Modo	Frecuencia [Hz]	Modo	Frecuencia [Hz]
1	971.64	9	5756.9
2	2254.6	10	7362.7
3	2699.9	11	8938
4	3438.6	12	10640
5	3496.6	13	10968
6	4481.3	14	13390
7	4793.4	15	14180
8	4984.8	16	15904

Con estos datos se puede observar que el modo de vibración número 10 con un valor de 7,362.7 Hz se aproxima a una de las frecuencias obtenidas de la fuerza tangencial del álabe rotor con un valor de 7,296 Hz. Aproximadamente un 0.9 % de separación de frecuencia entre las dos frecuencias.

CONCLUSIONES

La aplicación de las técnicas de la Dinámica Computacional de Flujos ha tenido un gran auge debido a la dificultad que presentan los modelos de flujos, principalmente aquellos que son turbulentos y que se encuentran sujetos a cambios constantes en sus propiedades. Las técnicas de CFD son de gran utilidad ya que se puede realizar una modelación aproximada de los fenómenos que se estén investigando sin demandar grandes costos de experimentación. Se debe estar consiente hasta qué punto nuestros resultados son completamente satisfactorios ya que ningún resultado numérico puede sustituir a los datos obtenidos experimentalmente o a aquellos datos obtenidos directamente de los elementos en condiciones reales de operación. Esto no demerita la investigación que se le dedica a los métodos de volumen finito, o a las técnicas numéricas para la solución de modelos, ya que se han observado buenos resultados en la aplicación y comparación de las mismas con los datos experimentales y el porcentaje de confiabilidad puede ser alto si se realiza un análisis con las técnicas y las consideraciones adecuadas.

Partiendo de estas consideraciones se presentó un innovador proceso multidisciplinario para evaluar la vida remanente de álabes rotatorios en turbinas de gas de alta presión, donde no se producen ondas de choque, y se centra la atención en considerar la posible aparición de fatiga por resonancia. Este caso puede ocurrir cuando el conjunto tobera/álabe rotatorio sufre modificaciones en su perfil aerodinámico durante la exposición a largos periodos de operación.

Se investiga por tanto la pertinencia ingenieril de sustituir los componentes de la primera etapa, tobera-álabe rotatorio, de la sección de alta presión de una turbina de gas aeroderivada después de 120,000 horas de operación. Debido a la

elevada complejidad y diversidad del estudio, estos resultados y conclusiones son de carácter preliminar, sin embargo, resultan de gran interés. Para obtener el modelo de trabajo, las mediciones sobre el conjunto tobera-álabe rotatorio se tomaron de manera muy cuidadosa. Después, utilizando este modelo, se realizaron una serie de análisis preliminares, sobre los componentes tobera-álabe rotatorio de la primera etapa que ya habían sido retirados de operación, relacionados con el flujo, temperatura, esfuerzos estructurales, excitación del espectro de frecuencias y frecuencia de vibración natural. Este conjunto de análisis numéricos preliminares consideran las condiciones de operación actual y el desgaste que presentan los elementos. Se encontró que después de las 120,000 horas de operación en cuestión, estos componentes sufren cambios significativos en sus perfiles aerodinámicos, provocados por la erosión del material, lo que afecta sus modos y frecuencias de vibración.

Además, para validar el modelo, se realizaron pruebas de laboratorio de la frecuencia natural del álabe rotatorio, lo cual confirma la aproximación del modelo de elemento finito (FEM) empleado. Para el caso de estudio se encontró que el desgaste y/o la erosión progresiva del material aumentan las probabilidades de ocurrencia de resonancia, al menos en uno o dos modos de vibración natural baja. Lo anterior se deslinda de que el espectro de frecuencias del álabe rotatorio pasa por una excitación de 7,296 Hz, que se aproxima al modo de frecuencia del álabe rotatorio calculado en el análisis termo-mecánico que es de 7,362 Hz; esto es presenta una separación entre dichas frecuencias de 0.9 %. Aunque existen otras frecuencias potencialmente cercanas a la resonancia, la frecuencia de excitación que se ha mencionado anteriormente tiene una mayor amplitud, por lo tanto, se vuelve peligrosa. A primera vista para este análisis preliminar, es difícil determinar si la cantidad de resonancia potencial se debe a las diferentes características del flujo, o si se debe a la contribución al patrón del perfil erosionado afectando o modificando su frecuencia natural estructural.

Finalmente se puede concluir que la sustitución de los componentes tobera/álabe rotatorio es una decisión pertinente, ya que de este análisis es fácil

esperar que el álabe rotatorio erosionado no iba a durar mucho tiempo después de las 120,000 horas de funcionamiento, y que el costo de reemplazar los componentes es menor en comparación con una pérdida potencial del álabe rotatorio debido a una falla por fatiga.

A partir de esta investigación se dejan resultados y una metodología viable para el análisis de los elementos en diversas áreas de estudio como lo son las propiedades de los materiales, optimización del perfil aerodinámico, optimización del flujo de enfriamiento y transferencia de calor en superaleaciones, aún falta por profundizar en el análisis conjugado para visualizar el comportamiento de estas superaleaciones en condiciones de operación.

Referencias

- [1.1] Han, J. D., Ekkad, S. *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*. Taylor&Francis, Primera edición, 2000, ISBN: 1-56032-841-X.
- [1.2] Dixon, S. L. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, Cuarta edición, 1998. ISBN: 0-7506-7059-2.
- [2.1] Dixon, S. L. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, Cuarta edición, 1998. ISBN: 0-7506-7059-2.
- [2.2] Rubechini, F., Marconcini, M. et al. 2008. "The Impact of Gas Modeling in the Numerical Analysis of a Multistage Gas Turbine". ASME Journal Turbomachinery, 130, 021022. ISSN: 0889-504X.
- [2.3] Han, J. D., Ekkad, S. *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*. Taylor&Francis, Primera edición, 2000. ISBN: 1-56032-841-X.
- [2.4] Giampaolo, A. *Gas Turbine Handbook: Principles and Practices*. The Fairmont Press Inc., Tercera edición, Agosto 2005. ISBN: 0-88173-515-9.
- [2.5] Pierce, E., Frangistas, G. A., Nelson, D. J. Octubre 1998. "Geometry Modification Effects on a Junction-Vortex Flow". Proceedings of the Symposium on Hydrodynamics Performance Enhancement for Marine Applications, pp. 37-44, Newport, RI.
- [2.6] Davenport, W.J., Agarwal, N.K., Dewitz, M.B., Poddar, K. 1990. "Effects of a Fillet on the Flow Past a Wing-Body Junction". AIAA Journal, 28, pp. 2017-2024. ISSN: 0001-1452.

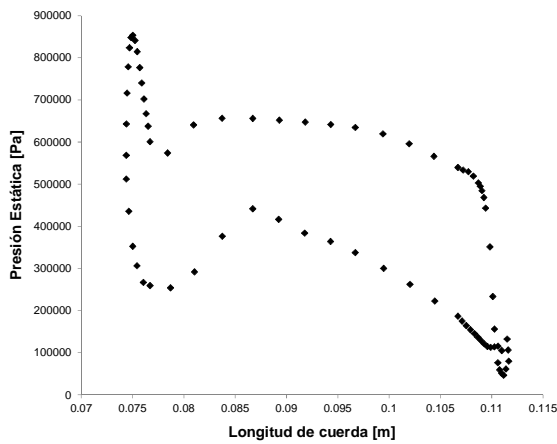
-
- [2.7] Pierce, E.J., Shin, J. 1992. "The Development of a Turbulent Junction Vortex System". ASME Journal Fluids Engineering, 114, pp. 559-565. ISSN: 0098-2202.
- [2.8] Zess, G.A., Thole, K.A. 2002. "Computational Design and Experimental Evaluation of Using a Leading Edge Fillet on a Gas Turbine Vane". ASME Journal Turbomachinery, 124, pp. 167-175. ISSN: 0889-504X.
- [2.9] Arun, K. S., Sumanta, A. 2008. "Computations of Turbulent Flow and Heat Transfer Through a Three-Dimensional Nonaxisymmetric Blade Passage". ASME Journal Turbomachinery, 130, 031008. ISSN: 0889-504X.
- [2.10] Denton, J. D. 1993. "Loss mechanisms in Turbomachines," ASME Journal Turbomachinery, 115, pp. 621-656. ISSN: 0889-504X.
- [2.11] Gier, J., Stubert, B., Brouillet, B., De Vito, L. 2005. "Interaction of Shroud Leakage Flow and Main Flow in a Three-Stage LP Turbine". ASME Journal Turbomachinery, 127, pp. 649-658. ISSN: 0889-504X.
- [2.12] Peters, P., Menter, J.R., Pfost, H., Giboni, A., Wolter, K. 2005. "Unsteady Interaction of Labyrinth Seal Flow and Downstream Stator Flow in a Shrouded 1.5 Stage Axial Turbine". ASME Journal Turbomachinery, Paper No. 2005-GT-68065. ISSN: 0889-504X.
- [2.13] Porreca, L., Kalfas, A.I., Abhari, R.S. 2008. "Optimized Shroud Design for Axial Turbine Aerodynamic Performance". ASME Journal Turbomachinery, 130, 031016. ISSN: 0889-504X.
- [2.14] Clark, J.P., Stetson, G.M., Magge, S. S., Ni, R.H., Haldeman, C.W., Dunn, M. G. 2000. "The effect of airfoil scaling on the predicted unsteady loading on the blade of a 1 and ½ stage transonic turbine and a comparison with experimental results". ASME Journal Turbomachinery, Paper 2000-GT-0446. ISSN: 0889-504X.

-
- [2.15] Busby, J.A., Davis, R.L., Delaney, R.A., Hademan, C.W., Abhari, R.S., Venable, B.L. 1998. "Influence of vane-blade spacing on transonic turbine stage aerodynamics, Part II: Time-resolved data and analysis". *ASME Journal Turbomachinery* 98-GT.482. ISSN: 0889-504X.
- [2.16] Tofighi M., Ali S., Rezamahdi, N. 2008. "Failure Analysis of Gas Turbine Blades", IAJC-IJME International Conference. ISBN 978-1-60643-379-9.
- [2.17] Mischo, Bob, Behr, Thomas, Abhari, Reza S. 2008. "Flow physics and profiling of recessed blade tips: Impact on performance and heat load". *ASME Journal Turbomachinery*, 130, 021008-1. ISSN: 0889-504X.
- [3.1] Chung, T. J. *Computacional Fluid Dynamics*, Cambridge University Press, Primera Edición, 2002. ISBN: 0-521-59416-2.
- [3.2] Richardson, L. F. 1910. "The approximate arithmetical solution by finite differences of physical problems involving differential equations with an application to the stresses in masonry dam". *Transactions Royal Society London, Ser. A* 210, 307-57. ISSN: 1471-2962.
- [3.3] Turner, M. J., Clough, R. W., Martin, H. C., Topp, L. P. 1956. "Stiffness and deflection analysis of complex structures". *Journal Aeronautical Society*, 23, 805-23. ISSN: 0368-3931.
- [3.4] *Manual de Mantenimiento MFT4-CID/LF Vol. 1 y Manual De Mantenimiento MFTA-CID/LF Vol. 2*
- [3.5] *Microsoft Excel© 2010. Microsoft Office Professional© 2010.*
- [3.6] *Dassaut Sistemés. SolidWorks© 2007. User's Manual.*
- [3.7] Dennis G. Z. *Cálculo con Geometría Analítica*. Editorial Iberoamericana, segunda edición, 1987. ISBN: 96-8727-0373.

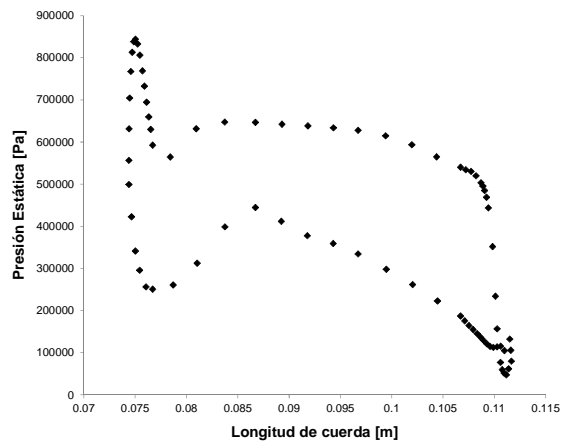
-
- [3.8] G., Suárez, O. 2011. “*Caracterización dinámica de un álabe enfriado con aire de la primera etapa de una turbina de gas*”. División de Estudios de Posgrado e Investigación. Instituto Tecnológico de Pachuca. México.
- [3.9] ASM Handbook, Volume I, “*Properties and selection: Irons steels and high performance alloys*”. ASM International, The Material Information Company, 10th Edition. 1993.
- [3.10] ANSYS FLUENT© “*Theory Guide*”
- [3.11] ANSYS© Multiphysics 12.0.1
- [3.12] Fern Engineering, Inc. Octubre, 1993. “*Gas Turbine and Combined – Cycle Capacity Enhancement*”. TR-102412, Generation & Storage Division, EPRI Project Manager, Palo Alto, California.
- [3.13] Haldeman, C. W., Mathison, R. M. Abril 2008. “*Aerodynamic and Heat Flux Measurements in a Single-Stage Fully Cooled Turbine- Part I: Experimental Approach*”. Journal of Turbomachinery, Vol.130/021015-1, Columbus, OH. ISSN: 0889-504X.
- [4.1] G., Suárez, O. 2011. “*Caracterización dinámica de un álabe enfriado con aire de la primera etapa de una turbina de gas*”. División de Estudios de Posgrado e Investigación. Instituto Tecnológico de Pachuca. México.
- [4.2] Giampaolo, A. *Gas Turbine Handbook: Principles and Practices*. The Fairmont Press Inc., Tercera edición, Agosto 2005. ISBN: 0-88173-515-9.
- [4.3] *Manual de Mantenimiento MFT4-CID/LF Vol. 1 y Manual De Mantenimiento MFTA-CID/LF Vol. 2*
- [4.4] Cizmas, P., Subramanya, R. 1996. “*Parallel computation of rotor/stator interaction*”. Westinghouse Electric Corporation and Pittsburgh Supercomputing Center. Internal publication.

Apéndices

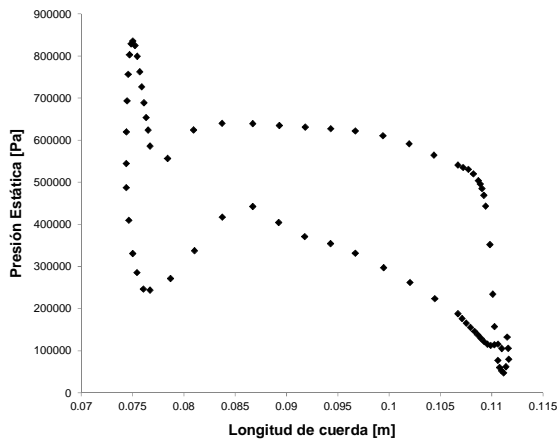
A. Perfiles de la distribución de la presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio.



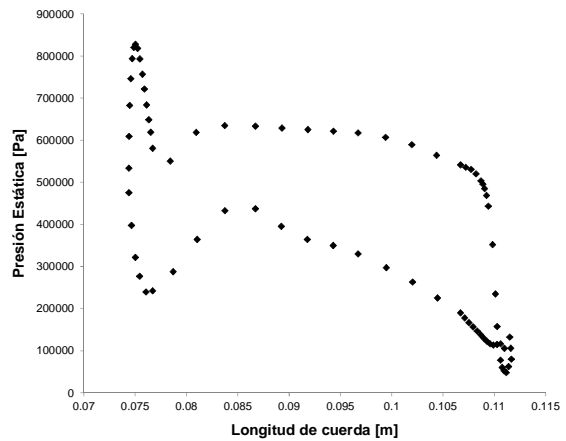
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5706×10^{-3} .



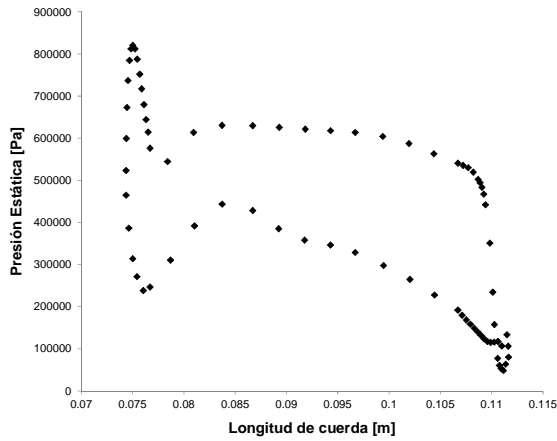
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5733×10^{-3} .



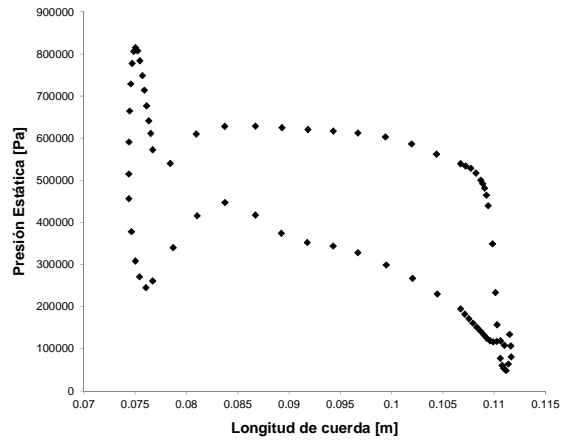
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5761×10^{-3} s.



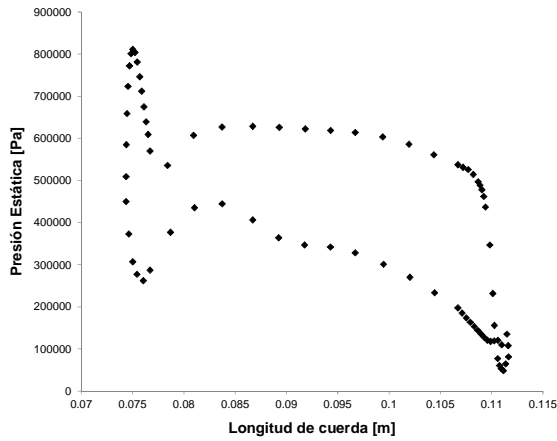
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5788×10^{-3} s.



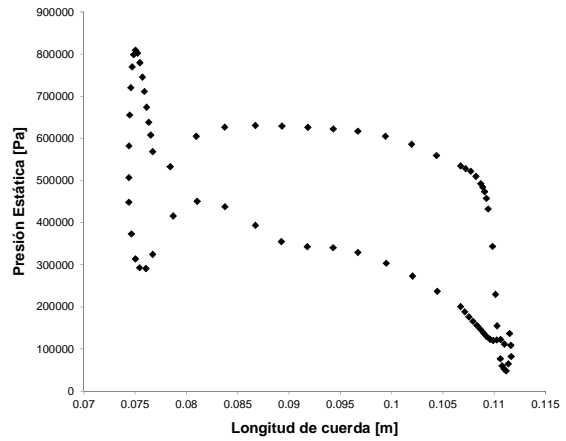
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5815×10^{-3} s.



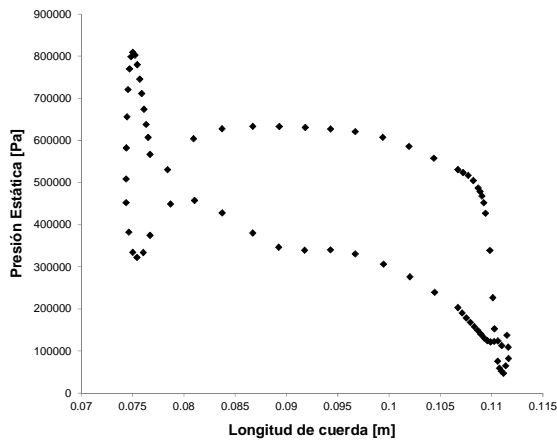
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5843×10^{-3} s.



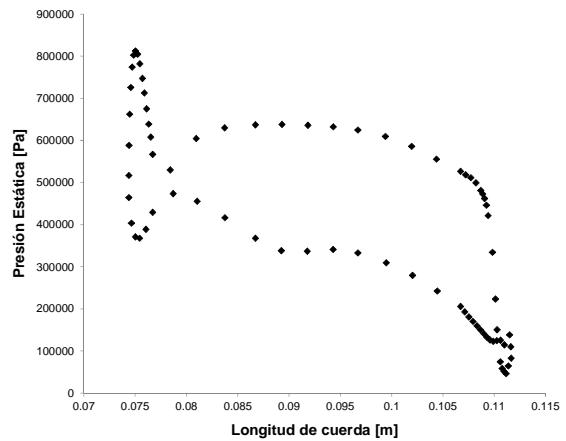
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5870×10^{-3} s.



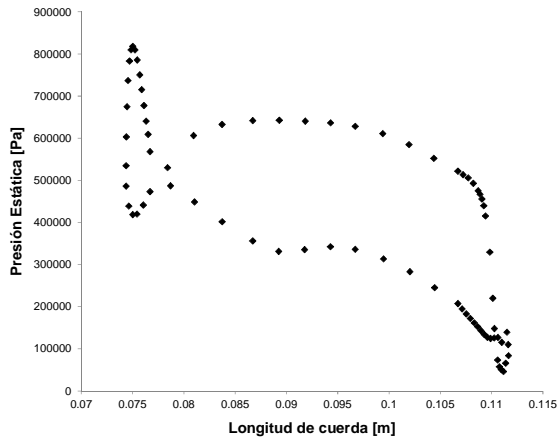
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5898×10^{-3} s.



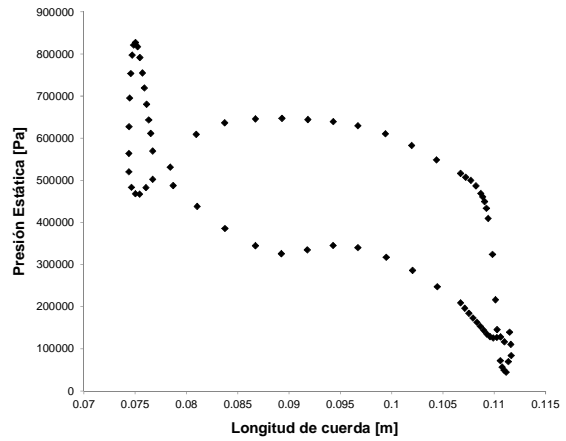
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5925×10^{-3} s.



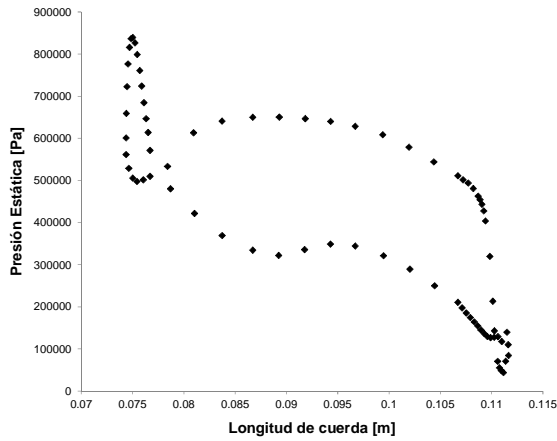
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5953×10^{-3} s.



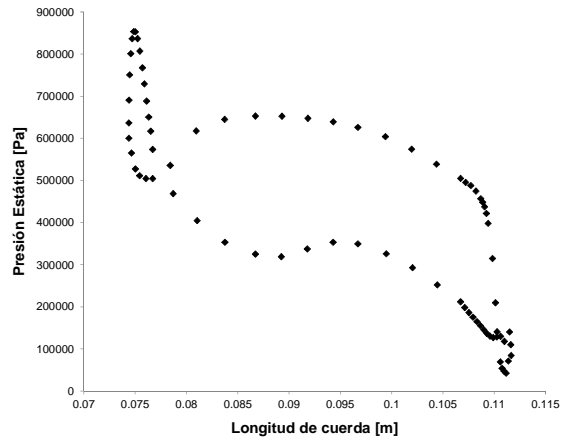
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.5980×10^{-3} s.



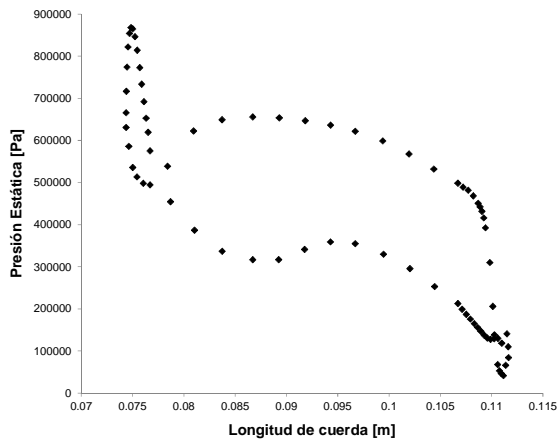
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6008×10^{-3} s.



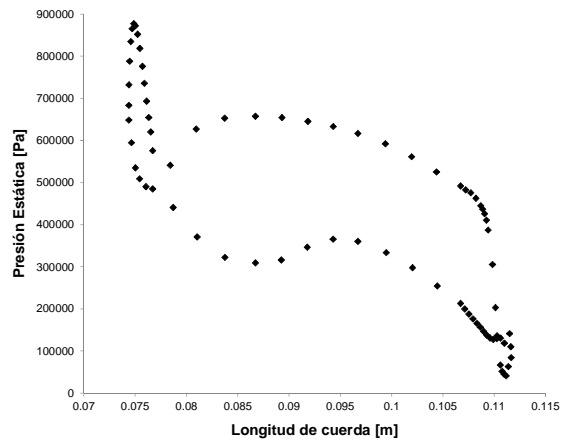
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6035×10^{-3} s.



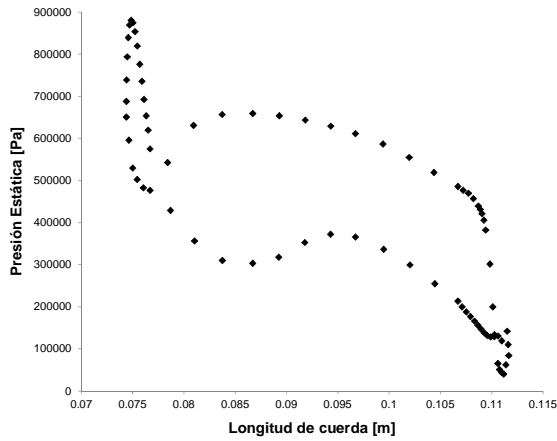
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6062×10^{-3} s.



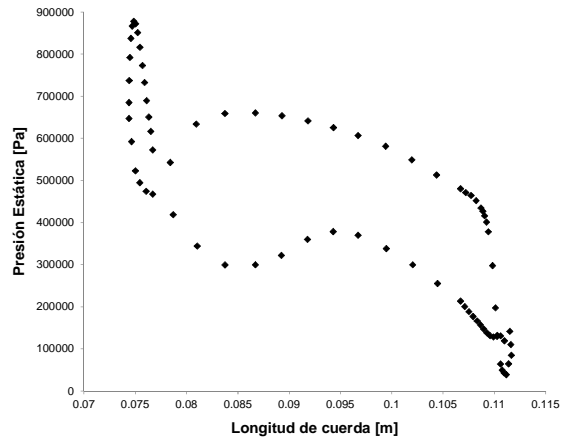
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6090×10^{-3} s.



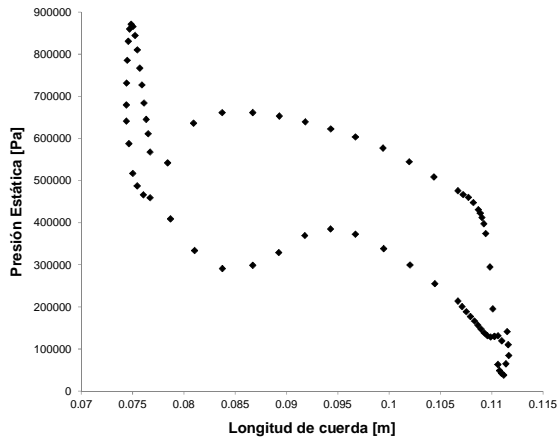
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6117×10^{-3} s.



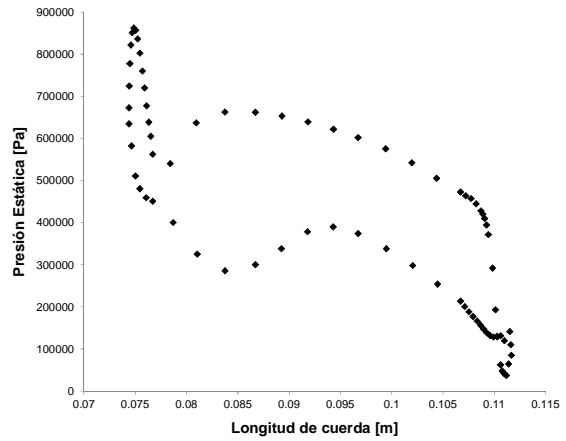
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6145×10^{-3} s.



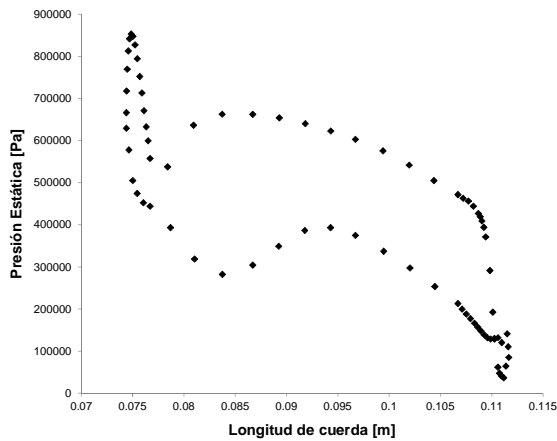
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6172×10^{-3} s.



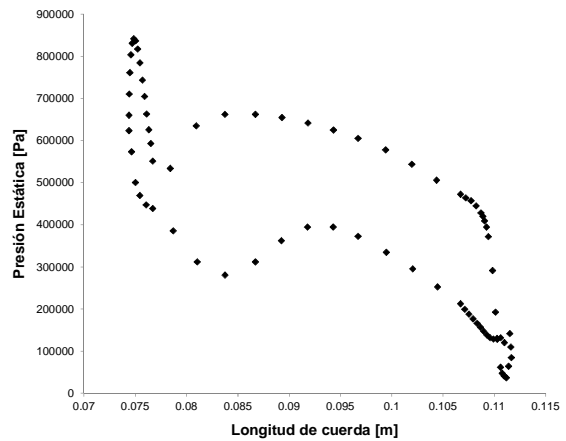
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6200×10^{-3} s.



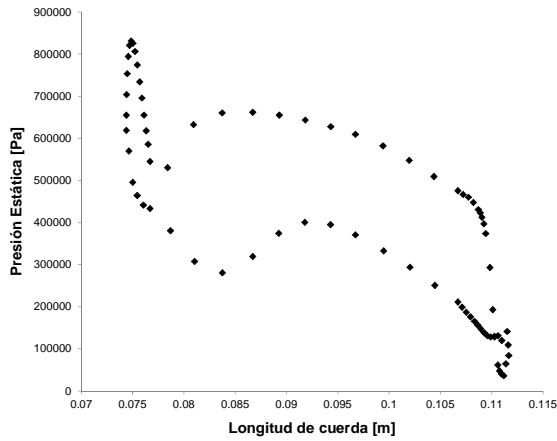
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6227×10^{-3} s.



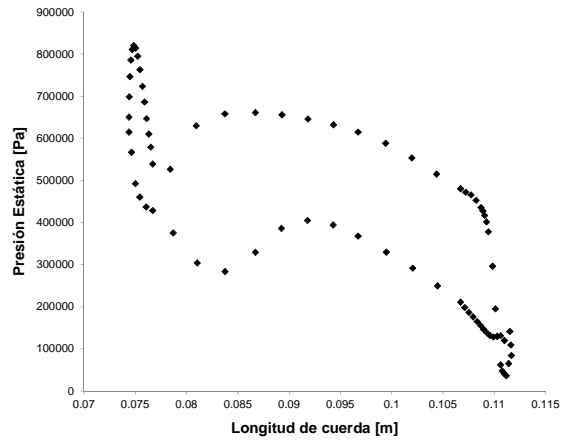
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6255×10^{-3} s.



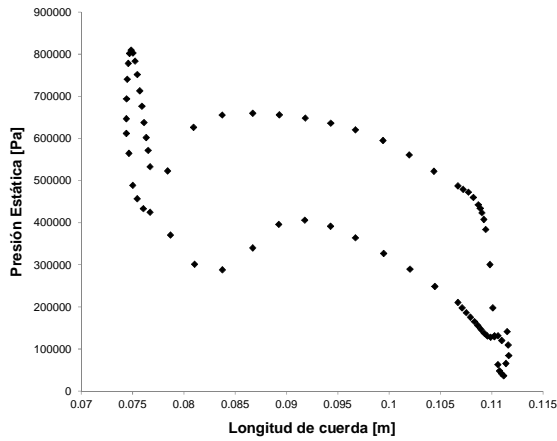
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6282×10^{-3} s.



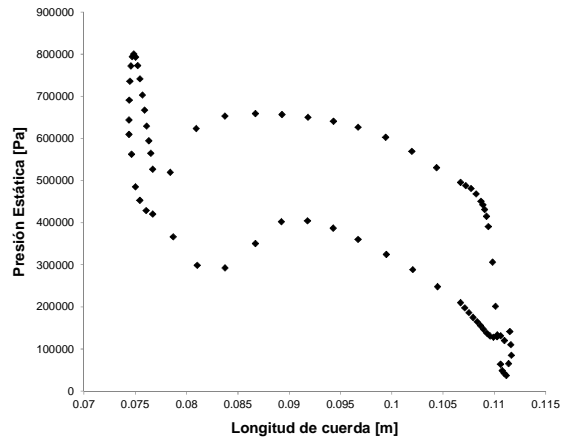
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6309×10^{-3} s.



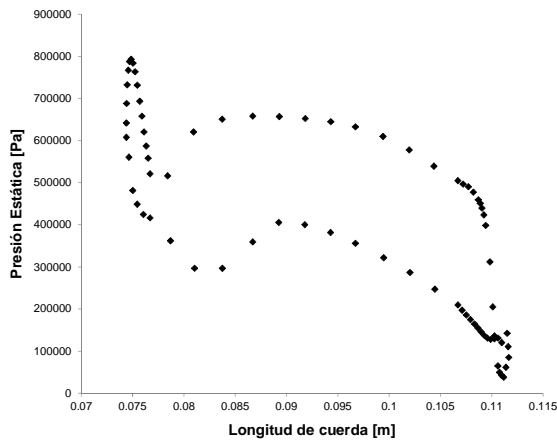
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6337×10^{-3} s.



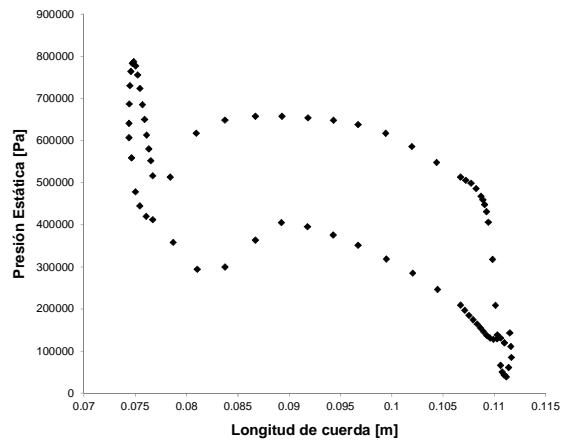
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6364×10^{-3} s.



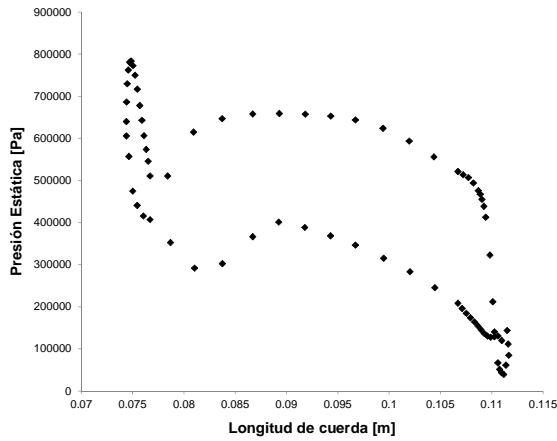
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6392×10^{-3} s.



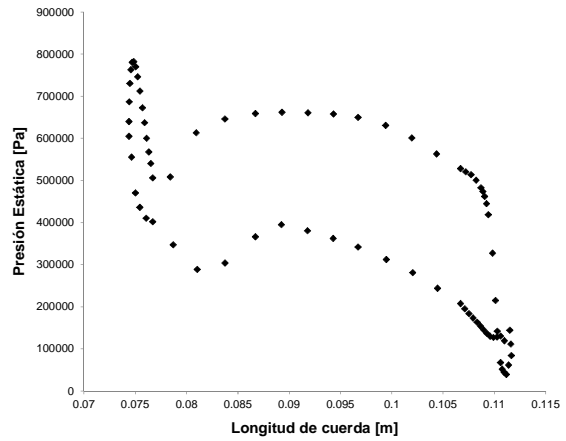
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6419×10^{-3} s.



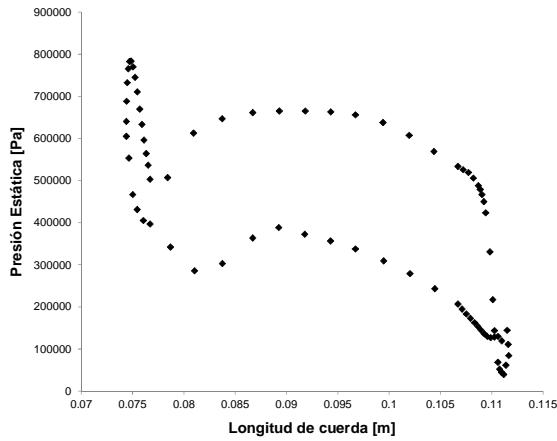
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6447×10^{-3} s.



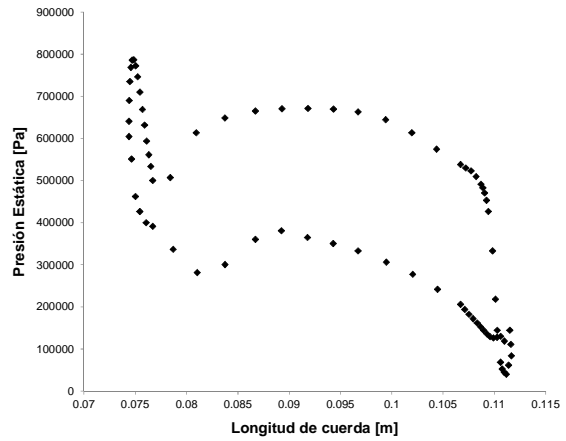
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6474×10^{-3} s.



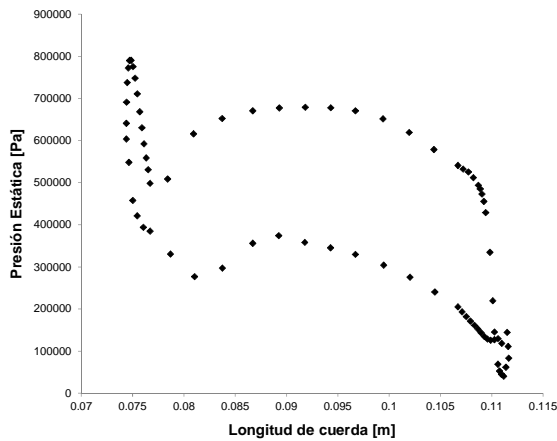
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6502×10^{-3} s.



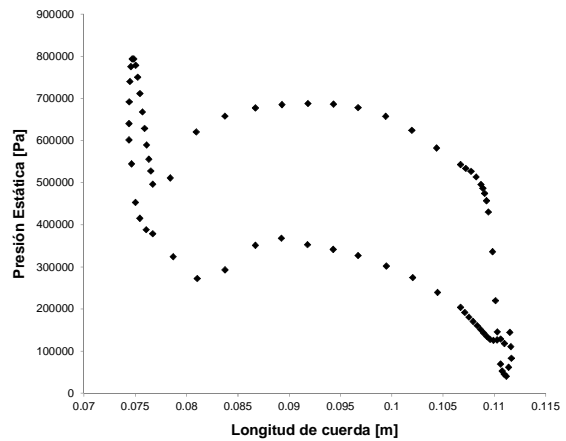
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6529×10^{-3} s.



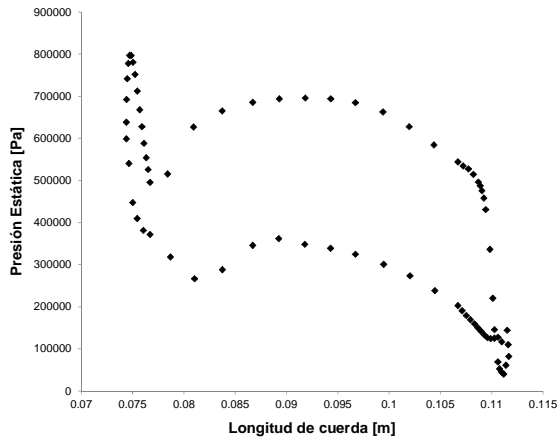
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6556×10^{-3} s.



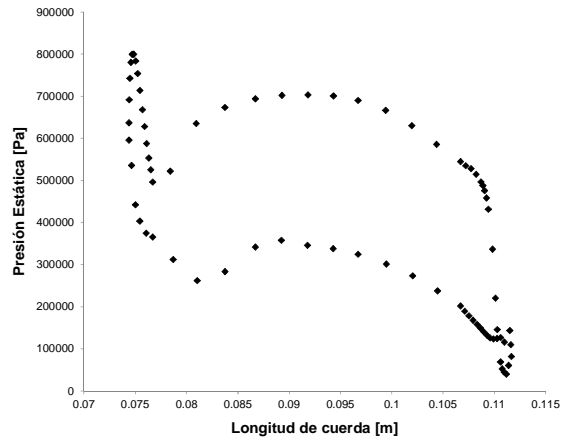
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6584×10^{-3} s.



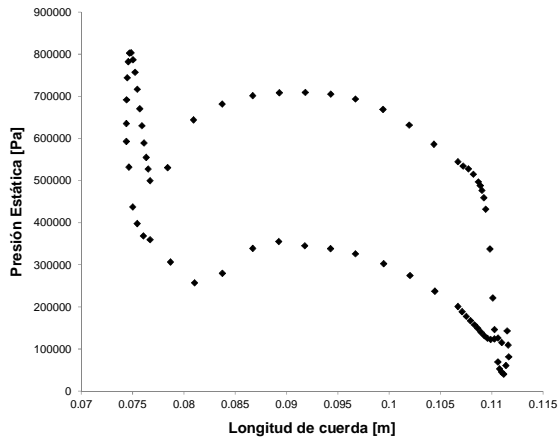
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6611×10^{-3} s.



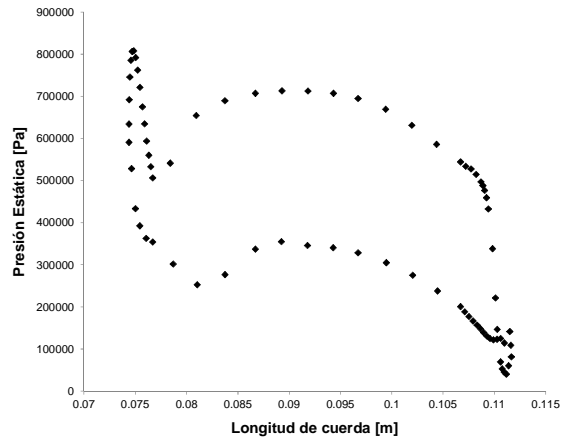
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6639×10^{-3} s.



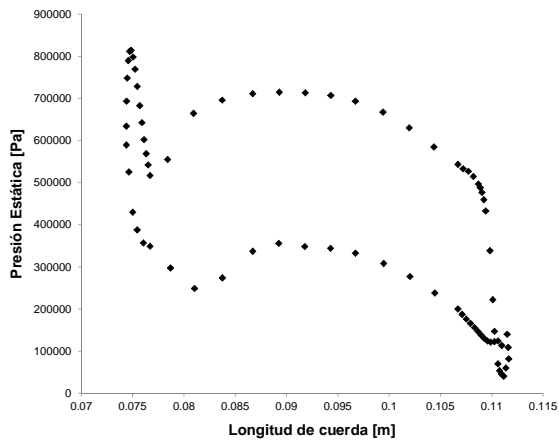
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6666×10^{-3} s.



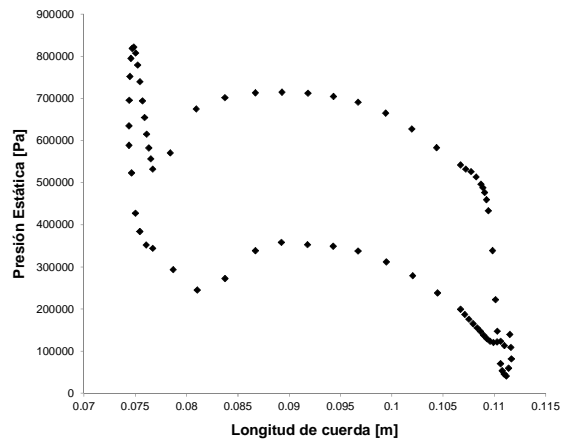
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6694×10^{-3} s.



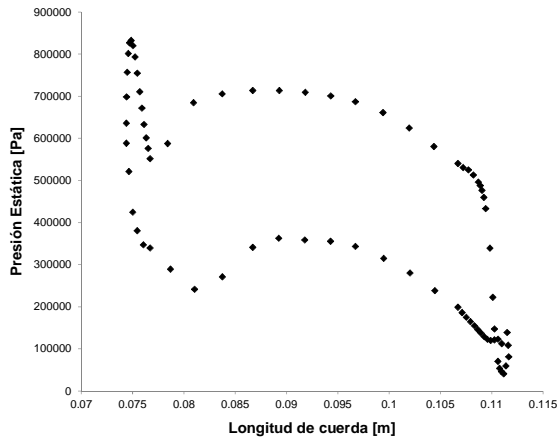
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6721×10^{-3} s.



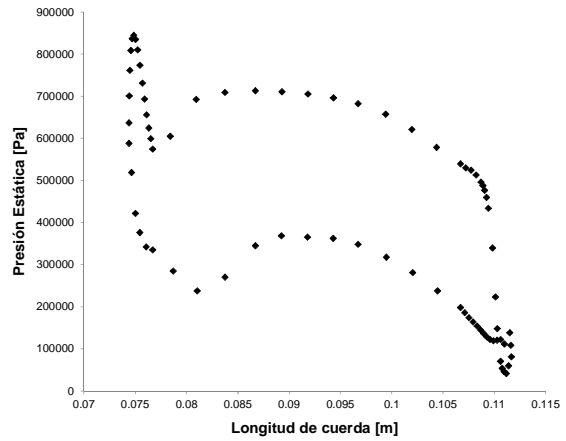
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6749×10^{-3} s.



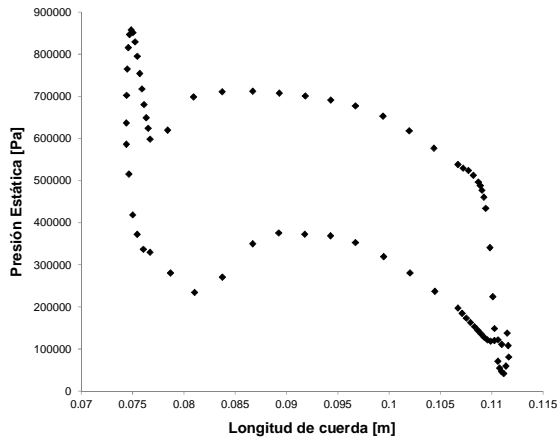
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6776×10^{-3} s.



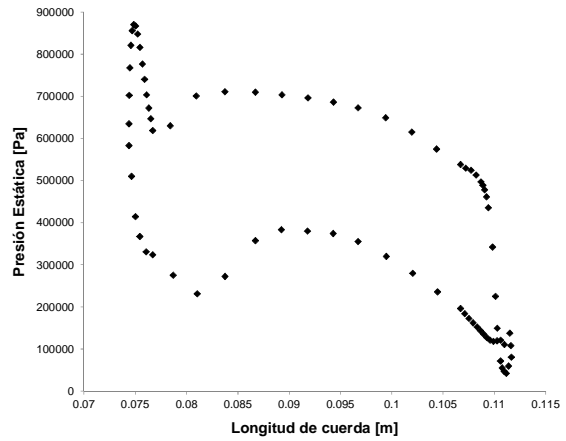
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6803×10^{-3} s.



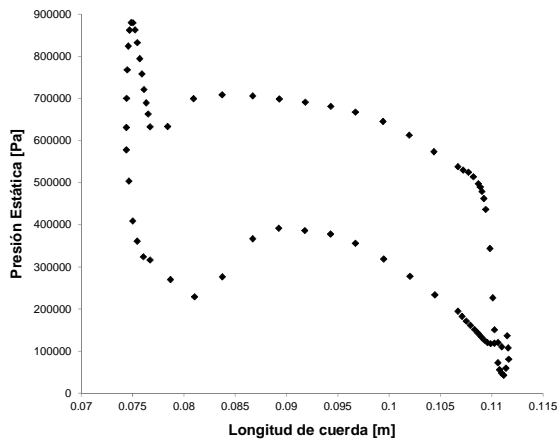
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6831×10^{-3} s.



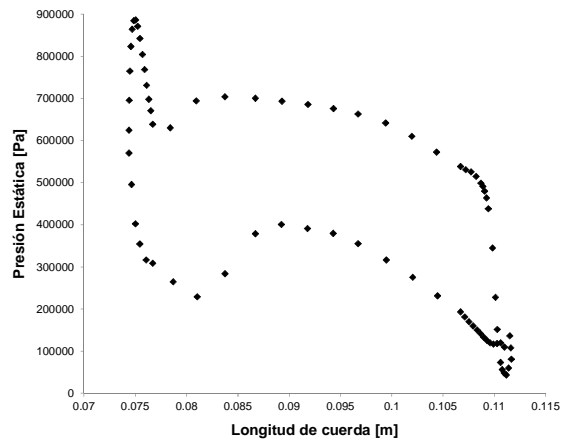
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6858×10^{-3} s.



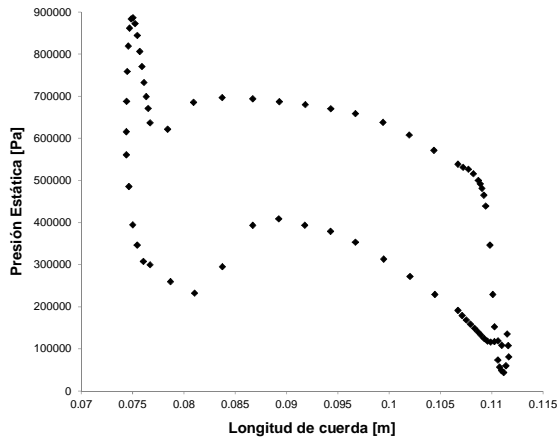
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6886×10^{-3} s.



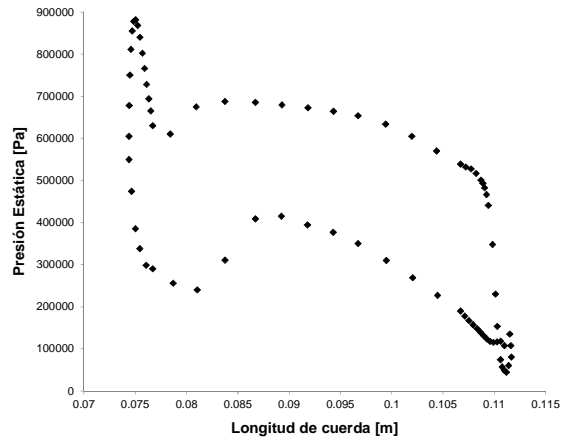
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6913×10^{-3} s.



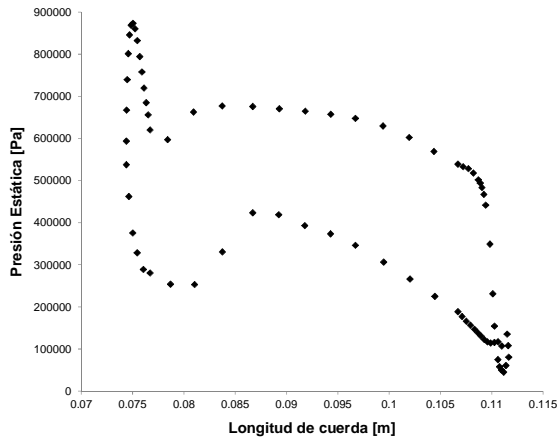
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6941×10^{-3} s.



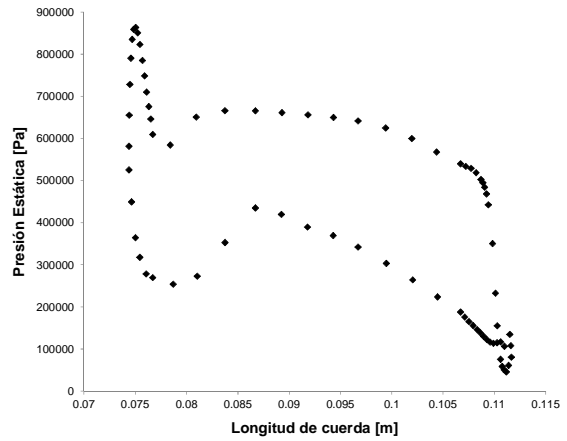
Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6968×10^{-3} s.



Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.6996×10^{-3} s.



Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.7023×10^{-3} s.



Perfil de presión estática desarrollada sobre la superficie del álabe rotatorio en el tiempo 3.7050×10^{-3} s.

B. Participación en congresos nacionales e internacionales

B1. XII Congreso y exposición latinoamericana de turbomaquinaria



**XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN
LATINOAMERICANA DE
TURBOMAQUINARIA**
22 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.

Obtención del campo de presión y temperaturas sobre la superficie de un álabe enfriado con aire de una turbina aeroderivada.

J. C. Gómez Mancilla

Instituto Politécnico Nacional
Laboratorio de
Vibraciones y Rotodinámica
SEPI ESIME Zacatenco,
México, D. F., C. P. 07738
gomezmanquilla@gmail.com

L.M. Palacios Pineda

Instituto Tecnológico de Pachuca
Departamento de Metalmeccánica
Autopista México-Pachuca, km.87.5
Pachuca, Hidalgo, C.P. 42080
lpalacios73@prodigy.net.mx

Y. López Grijalba

O. Gutiérrez Suárez

RESUMEN

En este trabajo se obtiene la distribución de presión y temperatura sobre la superficie externa e interna de un álabe fijo, enfriado con aire, de la primera etapa de una turbina de gas axial aeroderivada de 25 MW. El álabe contiene canales internos de enfriamiento por donde se hace pasar aire de la décimo quinta etapa del compresor.

Se realiza el análisis de flujo por computadora (CFD), se consideran las condiciones de frontera a la salida del combustor y la geometría del canal de flujo de la tobera. Adicionalmente, se muestra la evaluación del modelo de volumen finito y se describe el proceso de selección del modelo de turbulencia empleado para realizar los cálculos. Se determina la distribución de la temperatura y presión sobre la superficie del álabe.

La exposición a altas temperaturas y cargas mecánicas, durante la operación del álabe de la primera etapa de la turbina de gas, condiciona su vida útil. Una buena predicción de las condiciones de temperatura y presión sobre el álabe permiten obtener su distribución de esfuerzos; lo que permite tomar decisiones para extender la vida útil del componente.

PALABRAS CLAVE

CFD, turbina de gas, aeroderivada.

NOMENCLATURA

p	Presión [Pa]
PR	Relación de Presión [-]
t	Tiempo [s]
u	Velocidad [m/s]
x	Coordenada espacial [m]
y	Coordenada espacial [m]
z	Coordenada espacial [m]
β	Ángulo de rotación [rad]
δ	Función delta
ε	Disipación turbulenta
ρ	Densidad [kg/m^3]
μ	Viscosidad dinámica [Pa s]

1. INTRODUCCIÓN

La eficiencia en una turbina de gas se encuentra relacionada directamente con el uso de altas temperaturas. El uso combinado de ciclos termodinámicos de potencia en las estaciones generadoras de energía se ha incrementado debido a que intensifican la eficiencia del proceso además de reducir las emisiones contaminantes, lo que provee un beneficio adicional en la protección del medio ambiente. Estos aspectos permiten darle importancia a la investigación y evaluación de los componentes de la turbomaquinaria con el fin de poder garantizar su integridad estructural y además una operación confiable de las mismas.



**XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN
LATINOAMERICANA DE
TURBOMAQUINARIA**
22 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.

Una de las causas principales de averías en las turbinas de gas y de vapor, es la falla de sus álabes. Estas fallas se deben a las cargas dinámicas (térmicas y de esfuerzo) a las cuales se encuentran sometidos durante el ciclo de operación, además se deben de agregar el estado de fuerzas centrífugas, esto es, el álabe también debe resistirse a las cargas dinámicas debidas a la excitación aerodinámica, entre otros factores por mencionar.

La vida útil del álabe puede ser reducida a la mitad si la predicción de la temperatura del metal del álabe se pasa por solamente 50°F (28 °C) [1]. Por lo tanto, es crucial predecir con altos niveles de aproximación los coeficientes locales de transferencia de calor, además de las temperaturas locales del álabe en orden de prevenir puntos locales a altas temperaturas e incrementar la vida útil del álabe.

Diseños actuales de turbinas se encuentran caracterizados por una incapacidad de predecir con precisión las distribuciones de los coeficientes de transferencia de calor bajo las condiciones de flujo de la turbomaquinaria. Esto resulta en un diseño que utiliza cantidades excesivas de aire de enfriamiento, lo que al final provoca significantes desventajas para el ciclo en términos de plantear y especificar el consumo de combustible.

Con la relevancia de estos elementos se origina el presente trabajo con el fin de obtener el campo de presiones y temperaturas del álabe director, de una turbina de gas aeroderivada de 25 MW de potencia empleadas en la generación de energía eléctrica.

2. ANTECEDENTES

Se han realizado análisis basados en la composición química de el material del álabe, determinándolos empleando espectroscopia de energía dispersiva. La cual ha demostrado experimentalmente que el engrosamiento de los límites de grano hace que se precipiten en la sección superior, lo que promueve una degradación progresiva estos datos que

pueden ser obtenidos mediante una microscopia óptica. La generación de grietas que son detectadas en diferentes regiones de los álabes se debe principalmente a su operación a elevadas temperaturas y tensiones durante un largo periodo de tiempo [2]. De aquí la importancia de ubicar los principales puntos de concentración de temperaturas y presiones, con el fin de otorgar posibles soluciones al desgaste de estos elementos. También existe un gran campo encargado de la investigación de recubrimientos que se emplean en estos elementos con el fin de permitirles trabajar a temperaturas aún más elevadas o evitar un desgaste mayor en la superficie de los mismos. Este tipo de investigación que también involucrará el análisis del comportamiento de flujo externo del álabe permite la aplicación de este tipo de análisis en la evaluación de componentes de turbomaquinaria.

3. METODOLOGÍA

3.1. Medición del álabe

La medición del álabe se realizó en una máquina de medición por coordenadas Mitutoyo Bright-M C2000 196-444 CMM. La máquina funciona con un sistema de guía de cojinetes de aire y un palpador de 3 mm de diámetro. Para efectuar la medición el álabe fue dividido en 3 secciones a diferentes alturas. La máquina proporcionó datos de salida en forma de coordenadas x , y y z hacia una computadora donde se registró la lectura, estos puntos se ordenaron por sección en y y mediante una matriz de rotación (1) fueron puestos en una matriz de rotación conocida comúnmente como matriz de rotación de Givens [3] definida de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta \\ -\sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (1)$$

Al realizar esta transformación lineal se gira a voluntad las coordenadas de cada una de las secciones del álabe para obtener la superficie.

La figura 1 muestra el álabe fijo (tobera) durante el proceso de medición, a partir del que se obtuvieron las dimensiones de tres perfiles diferentes del álabe. Lo anterior con la finalidad de confirmar que la sección



XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN LATINOAMERICANA DE TURBOMAQUINARIA
22 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.

transversal y el ángulo de ataque (cero grados) de la tobera se mantienen constantes.

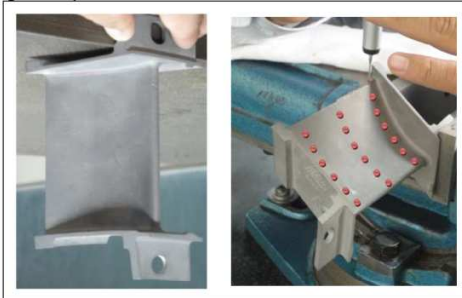


Figura 1. Tobera de la primera etapa. Proceso de medición del perfil.

En la figura 2 se muestra los puntos de una sección transversal de la tobera. Las coordenadas obtenidas almacenan en un archivo de tipo texto plano.

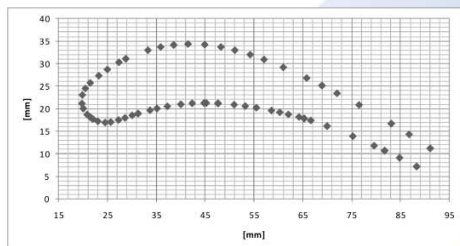


Figura 2. Coordenadas del perfil aerodinámico obtenidas en la medición.

3.2 Construcción del canal de flujo

Con esta información del perfil lo que se delimita el canal de flujo en la dirección axial (eje z, que se hace coincidir con el eje de la máquina), para lo cual se toma en cuenta el ensamble de la primera etapa y las distancias del combustor hacia la tobera y de la esta hacia el álabe rotatorio. La figura 3 muestra el ensamble del conjunto combustor - tobera - álabe de la primera etapa. Adicionalmente, esta imagen muestra los tipos de flujo presentes en la etapa.

En la dirección radial el canal de flujo se delimita con los valores del radio de raíz y el radio del extremo da la tobera. Por último, el canal de flujo en la dirección circunferencial se encuentra acotado por el canal de flujo de la siguiente tobera, en este caso la corona cuenta con 52 álabes fijos por lo que el

dominio, en su dirección circunferencial tendrá un valor de 360/52 grados.

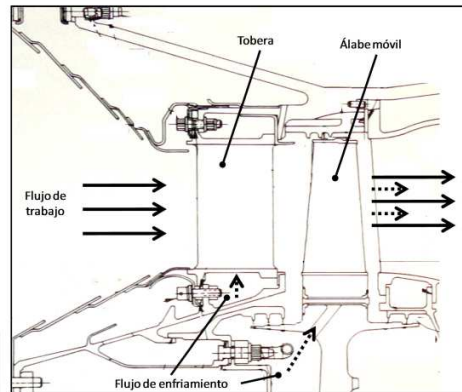


Figura 3. Esquema del ensamble y funcionamiento de la primera etapa.

Una vez que está completamente definido el canal de flujo se procede a incorporar esta información en un programa de CAD [4] para obtener el modelo computacional del mismo. Así, se transfieren los datos del perfil y la delimitación axial, radial y circunferencial del canal de flujo x , y y z para construir el canal de flujo.

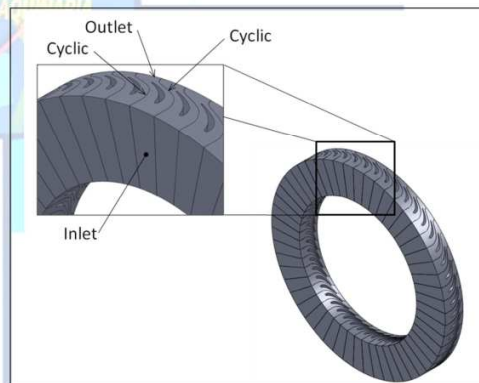


Figura 4. Dominio computacional del flujo de la primera etapa y las condiciones de frontera.

3.3 Discretización del canal de flujo

El primer paso para el análisis por elemento finito involucra la discretización del dominio en subdominios más pequeños y regulares, conocidos como elementos finitos. Esto es



XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN LATINOAMERICANA DE TURBOMAQUINARIA
22 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.

equivalente a remplazar el dominio teniendo un número infinito de grados de libertad por un sistema con un número finito de grados de libertad. Se selecciona cuidadosamente la forma, tamaño, y configuración de los elementos que conformarán el dominio, con la finalidad de obtener una buena aproximación sin necesidad de incrementar el esfuerzo computacional para obtener la solución del mismo. La selección del tipo de elemento viene directamente relacionada con la geometría que se requiera discretizar, además también se debe de considerar el número de coordenadas independientes necesarias para describir el sistema [5]. Para la discretización del dominio a analizar se hizo uso de elementos tridimensionales usando hexaedros con el fin de idealizar el dominio y obtener resultados más congruentes al momento de realizar el análisis (Fig. 5).

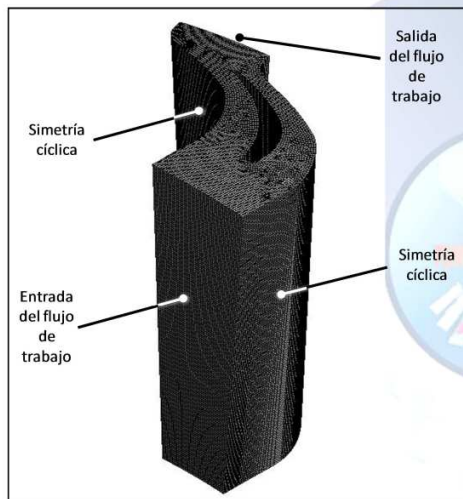


Figura 5. Discretización del dominio computacional del flujo de la primera etapa.

El tamaño del elemento influye en la convergencia de la solución y por lo tanto, debe realizarse una selección apropiada del mismo. Si el tamaño del elemento es pequeño, la solución final se espera que sea por tanto más aproximada. Sin embargo, el uso de elementos más pequeños significará también más tiempo de trabajo de la computadora. Otro aspecto es importante es el radio de aspecto de los elementos, este describe la forma del elemento en el ensamble

de elementos, aquellos elementos con un radio de aspecto cercano al unitario generalmente conducirán a mejores resultados. La malla mostrada en la fig. 5 presenta las características mostradas en la tabla 1.

Tabla 1. Estadísticas de la malla y el modelo. Características presentadas en la malla.

Descripción	Cantidad
Volumen del modelo	$5.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
Tamaño promedio del elemento	$1.0 \times 10^{-3} \text{ m}$
Total de Vértices	688,401
Total de Celdas	654,226
Mínimo de longitud de arista por elemento	$1.9 \times 10^{-3} \text{ m}$

3.4. Análisis de flujo

Las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos en la tobera son las ecuaciones de continuidad (2) y (3) y de Navier-Stokes (4):

$$\nabla \cdot \bar{u} = 0 \tag{2}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i' u_j'}) \tag{4}$$

Donde, p es la presión, u el vector de velocidad, t tiempo, ∇ operador divergencia, μ viscosidad y ρ densidad. El flujo turbulento se caracteriza por la fluctuación de los campos de velocidad. Estas fluctuaciones se debe a la mezcla de las cantidades transportadas por el fluido, tales como: el momento, la energía y la concentración de partículas.

El cálculo de las mismas, debido a que presentan una escala menor y una alta frecuencia en la práctica, representan altos costos de simulación. En su lugar se pueden sustituir a las ecuaciones de gobierno



**XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN
LATINOAMERICANA DE
TURBOMAQUINARIA**
22 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.

instantáneas (exactas) por el promedio de estas (3) y (4), ya sea en tiempo, en ensamblaje, o de otra manera manipuladas para remover la resolución de escalas pequeñas de valores, lo que conlleva a una modificación del juego de ecuaciones que pueden ser computacionalmente más baratas de resolver. Sin embargo, las ecuaciones contienen variables adicionales no conocidas, y los modelos de turbulencia son necesarios para determinar estas variables de cantidad conocidas.

En la elección del modelo de turbulencia se han tomado en cuenta las siguientes consideraciones: La física abarcada en el fluido, la práctica establecida para una clase específica del problema, el nivel de aproximación requerida, los recursos computacionales disponibles y la cantidad de tiempo disponible para la simulación.

El modelo de turbulencia empleado en el análisis es Spalart-Allmaras que es un modelo de una sola ecuación que resuelve la ecuación de transporte para la viscosidad cinemática, y pertenece a los modelos de nueva generación de una sola ecuación en los que no es necesario calcular la longitud característica del espesor de la capa local cortante.

Este modelo ha sido diseñado específicamente para aplicaciones aeroespaciales y ha mostrado ofrecer buenos resultados para capas límite sujetas a gradientes de presión adversos [6].

Con base en este hecho, se emplea este modelo de turbulencia. Para el presente análisis se considera al fluido como un gas ideal. Otro punto importante por abordar es la generación de las fronteras de periodicidad que debe de presentar este caso particular, debido a que solo se está analizando como tal el campo de flujo de uno de los álabes, la tobera de la primera etapa de la turbina se encuentra constituida por un total de 52 álabes directores, de aquí la pertinencia de generar fronteras periódicas en cada campo de flujo.

Para el análisis del campo de flujo se tomaron fronteras periódicas rotacionales y se ha asegurado que la energía radiante sea transferida de manera correcta entre la cara periódica y la cara de sombra, por esto en el proceso de mallado para conseguir una malla

estructura se realiza un proceso de mapeado en las caras periódicas con el fin de lograr el mismo número de elementos y el mismo tamaño en los mismos, esto asegura la periodicidad del análisis (figura 4 y 5).

El algoritmo empleado en la solución del flujo es un acoplamiento de presión-velocidad, que deriva una condición adicional para la presión mediante la reformación de la ecuación de continuidad. En nuestro caso se empleo el acoplamiento de algoritmos SIMPLEC, que emplea una relación de correcciones de velocidad y presión para respaldar la conservación de masa y obtener el campo de presiones, además contiene un factor de corrección de flux lo que acelera la convergencia en donde el principal objetivo es obtener la solución del acoplamiento de acoplamiento presión-velocidad.

3.5. Condiciones de frontera

Las condiciones de operación de la turbina de gas aeroderivada de 25 MW se han obtenido de datos de operación de la máquina y del manual de propio equipo [7] [8]. En la tabla 2 se muestran los valores en las fronteras de entrada y salida del canal de flujo. La presión considerada es obtenida de la relación presentada por el compresor de 16 etapas que es de 14.1; mientras que la caída de temperatura en la tobera es de $\Delta T=148K$, obtenido de los datos de temperatura del manual de la máquina correspondiente a la primera etapa de la turbina, de la misma manera la variación de presiones entre la entrada y la salida, a falta de un dato preciso se utiliza el de una máquina similar un $PR = 1.1623$ [9].

Tabla 2. Condiciones de frontera.

Variable	Entrada	Salida
Flujo Másico	2.11 kg/s	N/A
Presión Estática	1.36 MPa	1.17 MPa
Temperatura	1283 °K	1135 °K

4. RESULTADOS

Los resultados del análisis de flujo tridimensional considerando densidad variable y utilizando el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras se presentan en esta sección.



XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN LATINOAMERICANA DE TURBOMAQUINARIA
22 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.

En la figura 6 se presenta el contorno de velocidades en el canal de flujo, se observa el incremento de la velocidad de 76.99 m/s a 355 m/s, la velocidad se incrementa 4.6 veces en su paso por la tobera. Adicionalmente, puede observarse la ubicación del punto de estancamiento.

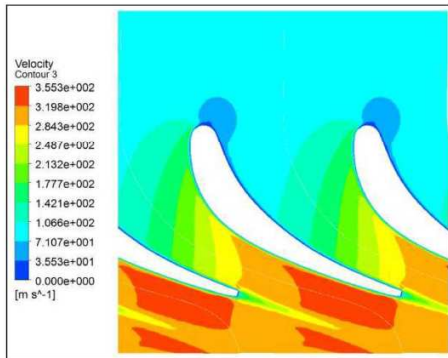


Figura 6. Contorno de la magnitud velocidad en la sección a media envergadura. La velocidad se incrementa 4.6 veces a su paso por la tobera.

El campo vectorial que describe el cambio de la velocidad del flujo se muestra en la figura 7. Mientras que la figura 8 muestra los contornos del número de Mach.

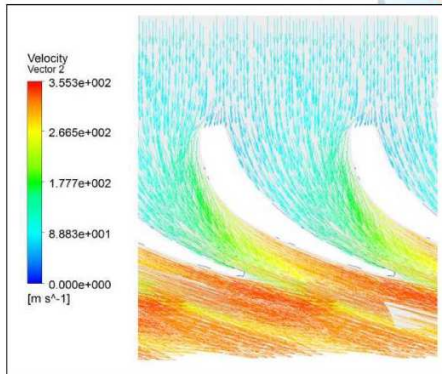


Figura 7. Campo vectorial de la velocidad.

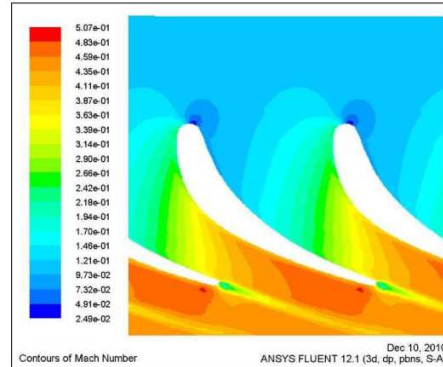


Figura 8. Contorno de número de Mach en el canal de flujo de la tobera.

El diagrama de contornos de la figura 9 y las gráficas de las figuras 10 y 11 muestran el comportamiento de la presión del flujo en su tránsito por el álabe fijo de la primera etapa de la turbina.

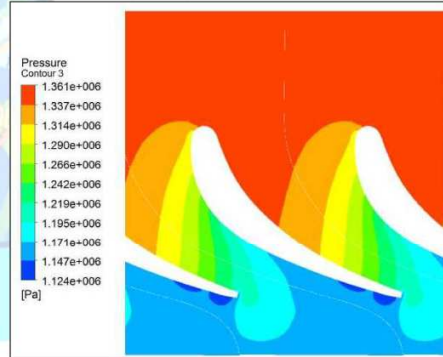


Figura 9. Campo de presión.

La grafica de la distribución de la presión sobre la superficie del álabe (figura 10) permite cuantificar la diferencia de la presión entre el lado de succión y el lado de presión del perfil aerodinámico. Para el caso de álabes rotatorios la región delimitada por la gráfica, permite cuantificar la eficiencia aerodinámica del perfil.

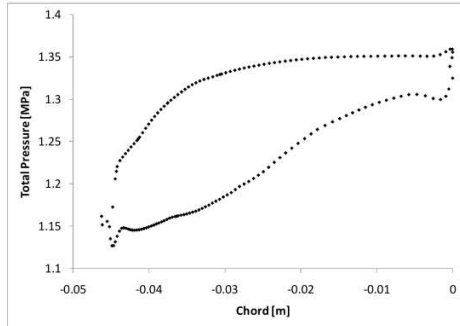


Figura 10. Valores de la presión sobre el perfil del álabe.

La gráfica de la figura 11 muestra de manera extendida los valores presentados en la figura 10.

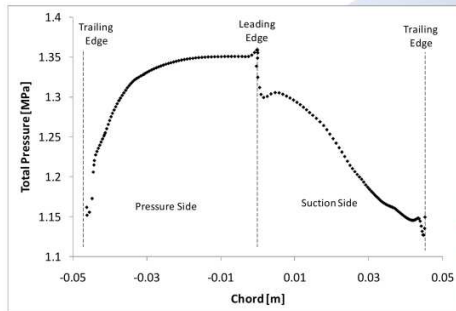


Figura 11. Valores de la presión sobre el perfil del álabe.

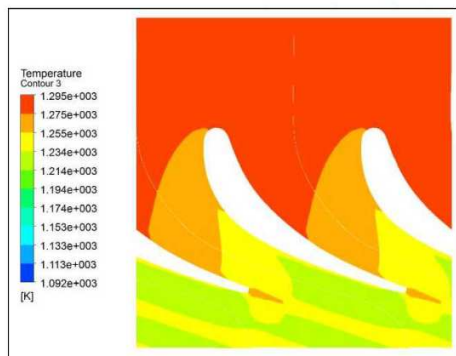


Figura 12. Distribución de temperatura del fluido a su paso por la tobera de la primera etapa.

La distribución de temperaturas en el canal de flujo (figura 12) permite observar la caída de temperatura en esta semi-etapa. La figura 13 presenta las temperaturas en el flujo en la vecindad de la superficie del álabe. Por último las líneas de corriente se muestran en la figura 14.

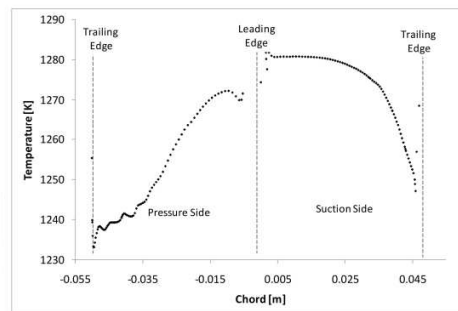


Figura 13. Valores de la temperatura en la vecindad de la superficie del álabe.

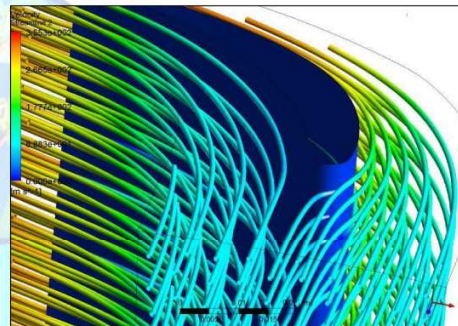


Figura 14. Esquema de las líneas de corriente.

CONCLUSIONES

Se ha caracterizado el comportamiento de los gases de combustión a su paso a través de la tobera de expansión de la primera etapa, se ha determinado que la velocidad de salida de la tobera subsónica es de 355 m/s con un máximo número de Mach de 0.507. Adicionalmente se ha obtenido la distribución de la presión sobre el perfil de la tobera.

Estos resultados serán utilizados para pre-procesar el consumo de vida este componente



**XII CONGRESO Y EXPOSICIÓN
LATINOAMERICANA DE
TURBOMAQUINARIA**
22 al 25 de febrero de 2011
Querétaro, Qro.

aplicando tecnologías de diagnóstico y prognosis, sin embargo, resulta de capital importancia obtener una estimación suficientemente buena para el campo de esfuerzos y temperaturas que ocurren durante la operación del álabe.

REFERENCIAS

- [1] Han, J., Dutta, S., Ekkad, S. "Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology", Taylor&Francis, New York, NY, 2000.
- [2] Tofighi, M., Ali, S., Rezamahdi, N. "Failure Analysis of Gas Turbine Blades", K.N. Toosi University of Technology, Paper 120, ENG 108, Proceedings of the 2008 LAJC-IJME International Conference, Iran, 2008.
- [3] Dennis G. Zill, Cálculo con Geometría Analítica, Editorial Iberoamericana, segunda edición.
- [4] Dassaut Sistemés, SolidWorks 2010. User's Manual.
- [5] Singiresu S. Rao, "The Finite Element Method in Engineering", Elsevier Science & Technology Books, ISBN: 0750678283, Miami, Florida, December 2004
- [6] ANSYS FLUENT 12.0 "Theory Guide"
- [7] Manual de Mantenimiento MFT4-CID/LF Vol. 1 y Manual De Mantenimiento MFTA-CID/LF Vol. 2.
- [8] Fern Engineering, Inc., "Gas Turbine and Combined - Cycle Capacity Enhancement", TR-102412, Generation & Storage Division, EPRI Project Manager, Palo Alto, California, October, 1993.
- [9] Haldeman, C. W., Mathison, R. M., "Aerodynamic and Heat Flux Measurements in a Single-Stage Fully Cooled Turbine- Part I: Experimental Approach", Journal of Turbomachinery, Vol.130/021015-1, Columbus, OH., April 2008

B2. 13th World Congress in Mechanism and Machine Science

13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México, 19-25 June, 2011

IMD-123

Preliminary Analysis for Worn Out Gas Turbine Blade-Vane Components Related to Resonant Mode Frequencies and Fatigue Life Consumption

J. C. Gómez-Mancilla*
Instituto Politécnico Nacional
México D. F., México

L. M. Palacios-Pineda†
Instituto Tecnológico de
Pachuca
Hidalgo, México

Y. López-Grijalba‡
Instituto Tecnológico de
Pachuca
Hidalgo, México

O. Gutiérrez-Suárez§
Instituto Tecnológico de
Pachuca
Hidalgo, México

Abstract— Retirement of blade-vane components after 120,000 hours of use, replaced by a new set in a first stage HP gas turbine, and its engineering pertinence, are studied and discussed. Structural high cycle fatigue accelerating structural life consumption of the blades-vanes due to proximity to vibration resonances is found. The blade vane can change its contour profile due to erosion and/or material build up; in any instance, surface pressure distribution on the suction and pressure sides of blades-vanes along the gas path can suffer significant modification in their flow, pressure and temperatures envelopes characteristics. Relative rotation between the blade and duct vane while the pressurized gas flows and consequent wake crossings, can induce a fluctuating force and lift exciting the blades.

Preliminary modal analysis for the eroded blade indicates several natural frequencies occurring within the broad dynamic aeromechanic excitation power spectrum. Moreover, the highest frequency component is located barely 4.6% away of one blade natural frequency, clearly indicating a near resonant operating condition.

Independently of other simultaneously occurring fatigue cycles (such as thermal, centrifugal stresses), the evolution on the operating conditions and structural natural frequency modification of the blade vane warrant and justify the necessity to replace the blade vane components if blade loss or similar major problem is to be avoided.

Keywords: Aeromechanic induced vibration, natural frequency, mode resonance, component life consumption, rotor/stator interaction, vane-blade aerodynamic interaction, airfoil clocking

1. Introduction

Improved gas turbine efficiency is directly related to higher temperature operation. Combined thermodynamic cycles in power generation plants are increasingly

common because of a significant better efficiency and less contaminant emissions. Therefore research and evaluation of gas turbine equipment, timely and adequate retirement-replacement of key components to insure structural integrity and a reliable operation in such power generation plants become quite important.

Rotating blade failure has been a recurring costly problem in gas turbines; on the other hand, their premature replacement involves a high and avoidable economic cost. These components are subjected to persistent cyclic dynamic loads (both, structural-centrifugal-vibrating and thermal) during operation. The blades-vanes should stand out to diverse excitations, among others those produced by broad spectrum aerodynamic excitations, and perhaps instabilities.

Stator-rotor component interaction affects the unsteady pressure field as well as stage aerodynamic performance. These interactions can include pressure and sometimes shock waves which propagate from the originating blade-vane to downstream components, and it has been proven that these interactions can be adequately predicted by intensive computed calculations [1, 3, 4, 7, 17].

According to some recent works [2, 5] the wake flow in turbomachinery, as well as the inherent unsteadiness caused by rotor-stator interaction, have a significant impact on stage efficiency and performance. Wakes generated by stator rows travel downstream and interact with the succeeding rotor blades affecting pressure distribution, heat transfer and boundary layer transition and detachment. The particular problem of the influence of the blade passing effect on vortex shedding frequency in turbines has received major attention [3].

Important to mention that when stator blades became transonic, pronounced phase locking effects between the rotor passing and the vortex shedding become more evident [2]. Pressure and unsteady heat transfer coefficients are mainly driven by potential and shock interactions between the rows, whereas viscous effects

* gomez-mancilla@gmail.com

† lmpalacios73@prodigy.net.mx

‡ yunuen_24@hotmail.com

§ figoliver@hotmail.com

1 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México, 19-25 June, 2011

play, in some cases, a minor role [4]. Recently the rotor/stator interaction of transonic turbine stages has been of particular interest because of the additional time average losses and unsteady interactions caused by the trailing edge shock systems that exist at supersonic exit conditions.

Accurate prediction of flow field on the vane under cyclic operational condition is a major challenge on gas turbine design. Vane crack generation in various zones can be produced by fluctuations of high temperatures and stress during long periods of time [5]. Hence, in order to bring potential solutions to vane excessive wear and life consumption it is fundamental to locate the hot and stressed points. There exists a whole field involving use of coatings to avoid superficial failure, to allow higher operational temperatures and to extend the vane lifetime [1]. On the other hand, the first author as well as other excellent researchers have studied component degradation, crack/damaged rotating shafts, variations of structural frequency, etc. to mention just a few works please refer to [13-18,19]; we apologize for leaving out so many outstanding works giving that this study is not a state of the art review.

Although the aim of this study is quite ambitious, the authors do not pretend to know too much; on the contrary we humble admit that there exist myriad of better ways than the present work where one goal is to estimate the pertinence to replace these blade-vane components before omission to do that can cause a bigger and costlier problem. This article presents results from a numerical simulation of flow through a first-stage, high-pressure turbine in a 28 MW aeroderivative gas turbine for power generation. Additionally, a mechanism responsible for accelerated life consumption by resonant fatigue in turbine blades-vanes due to change of blade profile, is found and explained. Efforts were made to enhance precise computational calculation that allows estimating amplitudes and frequency of the excitations produced by the stator/rotor interaction on the pressure envelop and resulting forces. Likewise, dynamic effects on the blade tangential force on the first stage rotor blade are carefully studied since the aeromechanical forces are capable of producing a resonant response.

II. Proposed analysis methodology

Briefly described the proposed methodology encompasses careful measurement for the studied stage components since modification of the original airfoil contours can have a strong influence on the analysis results and conclusions. Next comes the aerothermodynamic analysis using adequate boundary

conditions for a whole gas path considering the several occurring power stages and as much as possible number of vane/blades, if possible taking a whole circumferential stage quadrant would yield more precise calculus.

Since there will be considerable interaction between stator vanes and rotating blades for each power stage, provisions must be taken to perform the flow analysis of equally separated relative circumferential positions between the fixed set of vanes and corresponding rotating blades; at least calculate a distance for circumferential segment equal to the largest pitch distance between duct vanes. Obtaining the resulting blade pressure and temperature envelopes and corresponding thrust forces is next, yielding a pressure force at certain blade spans strategic positions. These forces will dynamically excite the blade arrangement, therefore extracting the associated frequency power spectrum from this fluctuating force becomes of capital importance. Next computation of the blade natural frequencies and their corresponding vibratory modes is essential. In order to evaluate the finite element model used to derive the natural frequencies an experimental comparison is performed. Of outmost importance is to compare excitation spectrum vs. natural frequencies. Having all the previous data and results, we should search for the occurrence of one or more resonance. This methodology focus its attention on potential causes of the blade life consumption, it does not pretend to incopase all the contributing causes for their life consumption.

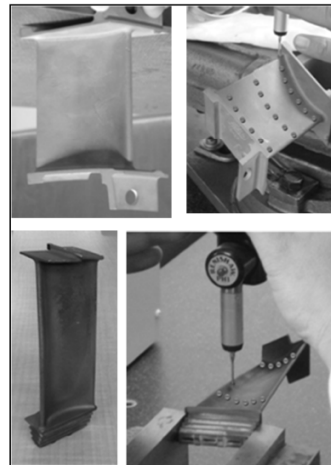


Figure 1. Actual first stage vane and blade, measurement process. Hardware with 120,000 hour of operation.

III. Case analysis applying methodology

• **Nozzle and blade measurement:** Blade and vane measurement was performed by means of a Mitutoyo Bright-M C2000 196-444 coordinate measurement machine (MMC). An air ride guide system is used by the MMC and a spherical 3 mm diameter gauge is utilized. The hardware analyzed namely, vane and blade, have 120,000 hours of operating service.

The vane and blade profiles are measured along different heights and output information from the MMC was obtained through a number of spatial coordinates x, y & z into a text file that was post processed in order to get the blade-vane geometries. Actual vane-blade in a power stage is shown in figure 1, once the measurement was completed, profiles points were processed and assembled and flow channel geometry are derived. Important to mention that the vane angle of attack is measured to 0° and constant vane transversal sections was observed.

• **Gas flow path analysis:** The first stage high pressure turbine assembly is presented in figure 2, flow channel is delimited in radial direction by the radii values for the tip and root blade, meanwhile it is enclosed in the circumferential direction considering that there are 52 stator vanes and 96 rotors blades. In longitudinal direction, it encompasses a distance starting from the combustor exit up till the leading edge of the second stage distance are considered.

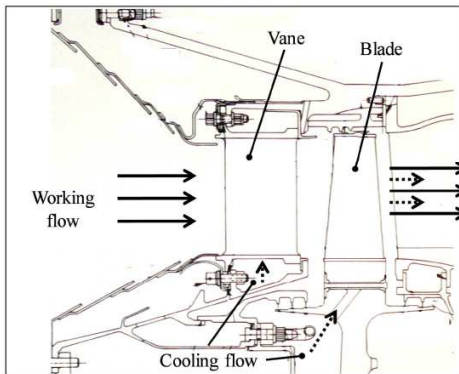


Figure 2. First stage high pressure turbine assembly and working flow path.

Once the profile geometry information and the first stage has been assembled in the model, the computational domain is made (figure 2). Cyclic, inlet and outlet boundary conditions are considered and taken from the

turbine nominal operational condition [1,7].

The two dimensional domain has been meshed, considering the cell size near the wall where the velocity gradients are important. Y+ values are taking into account in order to capture and get an accurate discretization. Table 1 shows the main flow mesh statistics, a quality mesh is it an important factor to get a converged solution.

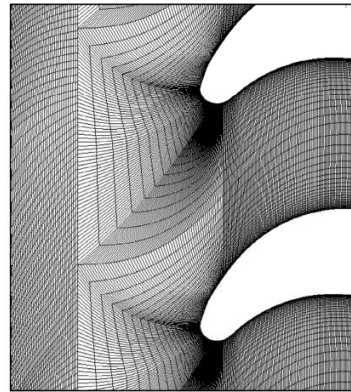


Figure 3. Flow channel meshing detail near the blade leading edge.

TABLE 1. Mesh characteristics.

Description	Quantity
Vertexes	287,638
Cells	281,100
Minimum Edge Length [m]	7.82 X 10 ⁻⁴

Fluid flow governing equations on first stage turbine are continuity (2 y 3), and Navier Stokes (4) equations; where p is pressure, \mathbf{u} velocity vector t is time, ∇ divergence operator, μ viscosity and ρ density. Turbulent flow is described by velocity field fluctuations that are originated by the mix of momentum, energy and particle concentration.

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} = 0 \tag{2}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i' u_j'}) \tag{4}$$

Given the fact that they are in a minor scale and a high frequency, calculation of these variables represent a very high computational expense. They can be substituted by their average in time and space. Nevertheless, equations (3) y (4) have additional unknown variables and turbulence models are needed to obtain these values.

For the turbulence model choice it has been take into account the following considerations: the physics of the problem, the approximation level required and the computational resources.

The *realizable* κ - ε model was selected to perform the analysis. An immediate benefit of the *realizable* κ - ε [9] model is that it predicts the spreading rate of both planar and round jets more accurately. It is also likely to provide superior performance for flows involving rotation, boundary layers under strong adverse pressure gradients, separation, and recirculation.

Several vane/blade relative circumferential positions have been calculated in order to derive the blade tangential force fluctuation as the blade passes throughout the vane. Operational conditions from the 28-MW aero-derivative gas turbine have been obtained from equipment manual and field research [7]. Table 2 shows the boundary conditions applied to the computational domain. The gas turbine compressor has a 13.6 to 1 compression ratio; meanwhile the stage temperature drop is about 181 K.

TABLE 2. Boundary conditions

Variable	Inlet	Outlet
Static Pressure	1.43 MPa	1.02 MPa
Temperature	1316 K	1135 K
Lineal velocity	256.4325 m/s	--

• **Thermo elastic analysis:** The cooling system impinges high pressure air from the 7th compressor stage through three channels located inside the blade. The main stream flow, including combustion gases and cooling flow, is illustrated in figure 2. To determined blade life dynamic gas analysis to derive pressure field on the blade and temperature distribution have to be taken into account. Because of resultant dilatation is not able to develop in a uniform way, non uniform blade heating due to combustion gas and cooling flow stream on different parts of its geometry generates internal stresses of thermal origin. In order to include this effect on the constitutive equations we have the state equation (1) [11].

$$d\varepsilon_v = \frac{d\sigma_v}{3K} + \alpha \cdot dT \quad (1)$$

In finite terms

$$\sigma_m = 3K \cdot \varepsilon_m - 3K \cdot \alpha(T - T_0) \quad (2)$$

Where, α is the linear thermal expansion coefficient and T_0 a initial temperature. Additionally,

$$(\varepsilon_x - \varepsilon_m) = \frac{1}{2G}(\sigma_x - \sigma_m)$$

and Lamé's parameter

$$\lambda = \frac{3K - 2G}{3}$$

So, (2) becomes

$$\sigma_x = (\sigma_x - \sigma_m) + \sigma_m$$

$$\sigma_x = 2G(\varepsilon_x - \varepsilon_m) + 3K \cdot \varepsilon_m - 3K \cdot \alpha(T - T_0)$$

$$\sigma_x = 2G + 3\lambda \cdot \varepsilon_m - 3K \cdot \alpha(T - T_0)$$

In other words,

$$\sigma_x = 2G \frac{\partial s_x}{\partial x} + \lambda \cdot \text{div } s - 3K\alpha(T - T_0) \quad (3)$$

This is the equation that considers the thermal expansion effect term. Equivalent formulas are derived for σ_y y

σ_z . Equilibrium equation transform into (4),

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} &= G\nabla^2 s_x + (G + \lambda) \frac{\partial}{\partial x} \text{div } s - 3K\alpha \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= G\nabla^2 s_y + (G + \lambda) \frac{\partial}{\partial y} \text{div } s - 3K\alpha \frac{\partial T}{\partial y} \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} &= G\nabla^2 s_z + (G + \lambda) \frac{\partial}{\partial z} \text{div } s - 3K\alpha \frac{\partial T}{\partial z} \end{aligned} \quad (4)$$

Adding components of vector ρf , making it equal to zero and adding in a vector way we can get the Navier & Cauchy equation that is fundamental for thermo elasticity analysis.

$$G\nabla^2 s + (G + \lambda)\text{grad div } s - 3K\alpha \text{grad } T + \rho f = 0 \quad (5)$$

All non uniform heating generates a volumetric force $3K\alpha \text{grad } T$, that is needed to take into account in the volumetric forces ρf , to establish their balance with resultant forces from internal stresses of mechanical origin.

In terms of finite element analysis it has been developed a coupled field analysis, heat transfer analysis results are introduced as boundary conditions to perform the system structural analysis.

Temperature values need to be imposed on the blade surface are derived from the previous flow analysis. Information from previous analysis include the external temperature and the temperature on the internal cooling channels. Additionally it has been considered the turbine angular velocity at 3600 rpm.

TABLE 3. Boundary conditions of first stage in the high pressure turbine [3]

Variable	Inlet	Outlet
Mass flow	2.11 kg/s	N/A
Static Pressure	1.43 MPa	1.02 MPa
Working flow temperature	1316 K	1135 K
Working flow inlet velocity	256.4 m/s	--
Cooling flow inlet temperature	612 K	--
Blade angular velocity	8405 rpm	--

TABLE 4. INCONEL 792 mechanical properties [6]

Característica	Magnitud	Unidad
Density	7850	kg/m ³
Young's module	206.7x10 ⁹	Pa
Poisson ratio	0.27	-
Yield stress	1.15 x10 ⁹	Pa

V. Structural model evaluation-validation

The computational model is subjected to lab test to estimate its quality. An experimental modal analysis is carried out, and then frequency response results are compared to numerical predicted calculations.

Structural condition called free-free means that the analyzed component has no displacement restriction, i. e. it is set to move freely. In the test rig the free-free condition was implemented by suspending the blade as a simple pendulum.

A Tektronik TDS 1000C-EDU oscilloscope with a 60 MHz bandwidth capability is used, the time dependent signal is acquired with 50 thousand samples per second and frequency spectrum is obtained with Hanning windowing. A RadioShack 33-3029 microphone is utilized as sensor, this apparatus has omnidirectional polarity and frequency response from 0.100 to 160 kHz.

Matrix generate for each finite element and the assembled matrix are diagonally populated, the finite element method uses this characteristic to diagonal them and get the solution though numerical calculations. The equations have the form (2).

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]u = \{F^a\} \tag{2}$$

Where:
 [M]: Structural inertia matrix
 [C]: Structural damping matrix
 [K]: Stiffness Matrix
 { \ddot{u} }: Nodal acceleration vector.
 {u}: Nodal displacement vector.
 {F^a}: Applied forced vector.

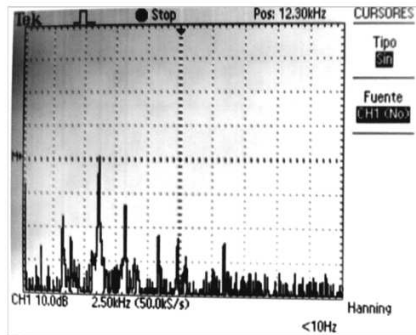


Figure 4. Typical frequency spectrums obtained in lab experiments.

A typical frequency spectrum obtained in lab experiments is shown in figure 4. The previously explained experimental can be appreciated frequencies, meanwhile four of the computed vibration modes are illustrated in figure 5, it is noticed that modes 1 and 4 are mostly ob bending type and 2 and 3 are predominantly twisting.

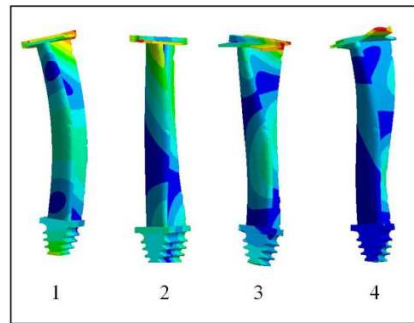


Figure 5. Computed free-free analysis vibration modes. Modes 1 and 4 are mostly of bending type and 2 and 3 are predominantly twisted ones.

Comparison between experimentally acquired data and the computational results are shown on table 4.

TABLE 5. Experimental and numerical frequencies comparison

No.	Experimental [Hz]	Numerical [Hz]	Variation
1	3485	3425	1.7%
2	4250	4124	3.0%
3	6150	6639	8.0%
4	8400	8552	1.8%
5	9500	9948	4.7%
6	10850	10912	0.6%
7	12400	11933	3.8%
8	13000	13856	6.6%
9	15550	15285	1.7%

The observed variations on the lower frequencies shown in Table 5 are minimal in general, where the maximum variation is 8%; therefore it is concluded that the finite element model has sufficiently good agreement with the actual blade.

IV. Computed Results

• **Aerothermodynamics results:** To obtain the flow exciting force due to blade passing, several vane/blade relative circumferential positions are calculated and the blade tangential force fluctuation are estimated as function of the relative circumferential positions for the maximum and minimum blade tangential force are obtained (figure 6 & 7). Pressure field contour plot at midspan section is shown in figure 9, it can be noticed a greater pressure fluctuation on the monitored blade for these extreme positions. Figure 8 shows the contour plots for Mach number.

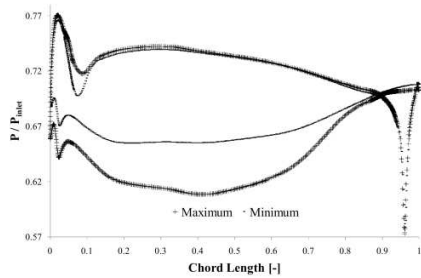


Figure 6. Maximum-minimum pressure envelope obtained as the

midspan rotor blade passes in front of the stationary vane.

The pressure distributions on the blade profile for maximum and minimum tangential blade forces are illustrated in figure 6. It has been found that in some cases these pressure envelopes can change up to 20% [12], in this case has been found a variation of up to 40%. Figure 7 shows the rotor blade tangential force time history, this force is per unit length, studied blade is 0.103m height; and the tangential force spectra is illustrated in figure 10.

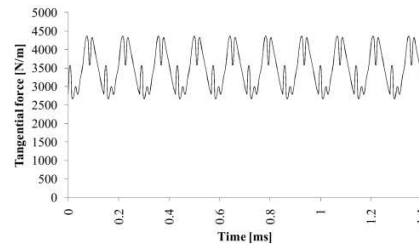


Figure 7. Resulting tangential force fluctuation at worn out blade midspan.

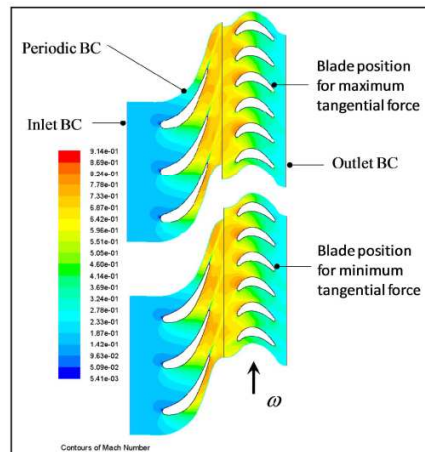


Figure 8. First stage computational domain, rotor-blade positions for maximum and minimum tangential forces, values at midspan are shown. Mach Number contour plot at both extreme positions.

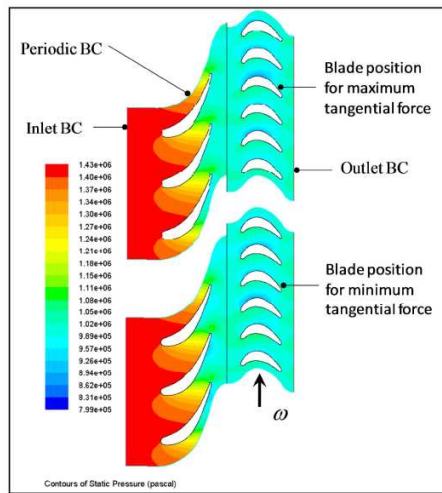


Figure 9. Static pressure [Pa] contours at midspan for both stator-rotor relative positions at maximum and minimum tangential force.

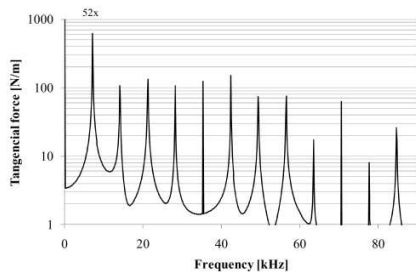


Figure 10. Computed blade tangential force frequency spectrum for a rotor revolution, largest amplitudes are at 7029 Hz (52x), 52,315 Hz and 21,226 Hz.

• **Thermoelastic analysis results:** Temperature and stress on the blade are used to derive the operating blade natural frequencies. Temperature distributions on the blade and cooling channels thermal behavior are shown in figure 11, a maximum temperature of 936°C is presented on the blade external surface meanwhile the minimum of 721 °C occurs on the internal cooling channel.

Stress distribution on the blade is illustrated in figure 12, a maximum stress of 572 MPa is found on the internal blade surface. Important to emphasize that this stress calculus does not take into account the fluctuating exciting forces due to the rotor blade passing.

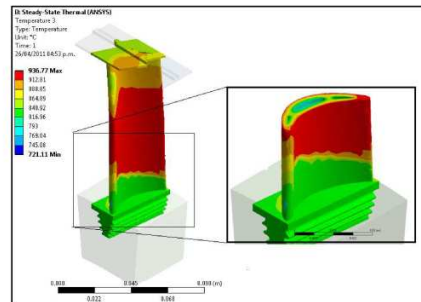


Figure 11. Blade temperature distribution, cooling channels detail is also illustrated.

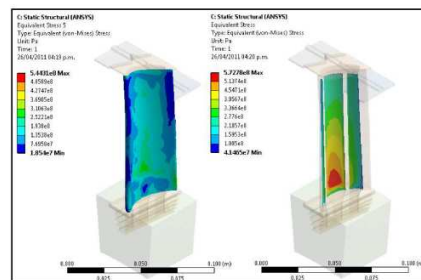


Figure 12. Thermal, centrifugal and steady state flow pressure stresses distribution on the external and internal blade surfaces.

• **Modal analysis results:** Table 6 illustrates the natural frequencies for the rotor blade, obtained from the eigen structural modal using ANSYS V. 12.1 [6].

This modes and natural frequencies are derived considering the operational conditions, assembly interactions such as the contact at the blade shroud, temperature, pressure distribution and centrifugal forces acting on the blade during turbine operation; as well is considered the fixed restriction at the root and the shroud interaction at the blade tip.

Contact/target finite elements are used at the interface locations where any two adjacent blade shrouds touch. Consideration of this contact while modeling several blades influences the result of both, blade natural frequencies and their corresponding vibrating modes.

TABLE 6. Rotor blade natural frequencies considering: several blades, operational conditions, assembly and contact interactions at the shroud (see also figure 13).

Mode	Frecuency [Hz]	Mode	Frecuency [Hz]
1	971.64	9	5756.9
2	2254.6	10	7362.7
3	2699.9	11	8938
4	3438.6	12	10640
5	3496.6	13	10968
6	4481.3	14	13390
7	4793.4	15	14180
8	4984.8	16	15904

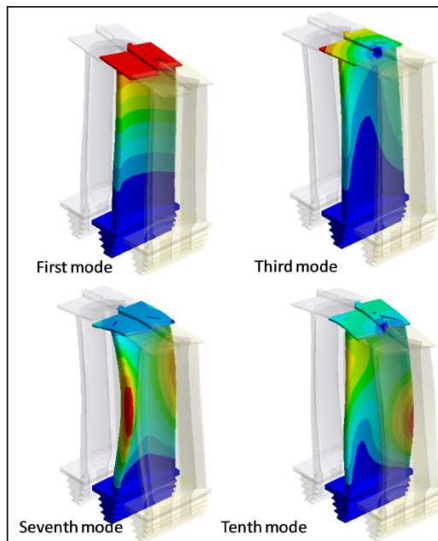


Figure 13. Vibration modes, considering the blade assembly interactions. The illustration shows several blades enhancing and highlighting the central one.

Selected natural vibrations are depicted in figure 13. First, third, seventh and tenth modes are illustrated. In the present analyzed case, the eroded shape of the blade generated a fluctuating force whose frequency spectrum while passing in front of the vane has a frequency quite close to one blade natural frequency, specifically speaking 7,362 Hz the tenth mode frequency as given by table 6. At prolonged operating

state beyond 120000 hours, vibrating resonance will accelerate consumption of the remaining structural life of the blade. The power spectrum excitation frequencies at the blade midspan is quite wider, around an order of magnitude between its lowest and highest frequency components. Due to this frequency wideness, sensitivity and likelihood for near resonance conditions in some eroded blades (or blade modified shape by debris build up) can increase. From the pressure envelope shown in figure 6 it can be seen that, due to blade erosion, the trailing edge displays a major pressure profile change; this region is where a larger pressure drop takes place (figure 7). In the current analysis a 40% change in tangential force mainly due to profile erosion occurs, causing a clear blade resonance that would produced an accelerated life consumption of such blade.

V. Discussion and conclusions

An innovative multidisciplinary methodology for evaluating the life consumption for subsonic gas turbine blades where no shock waves occur, and focusing on considering the potential occurrence for resonance fatigue is developed and proposed. This instance can happen when the vane/blades suffer modification of their airfoil profile by the long operation tunes.

The engineering pertinence for replacing the first stage blade-vane components in a high pressure turbine section of an aero-derivative gas turbine after 120,000 operating hours is analyzed. Due to the diversity and high complexity involved, these results and corresponding conclusions are of preliminary nature, yet they are quite interesting. To obtain a working model, careful measurements on the actual blade-vane retired components are taken. Then using this model, a variety of preliminary analyses involving flow, thermal, structural stress, frequency spectrum excitation and natural frequency vibration calculations are performed on such blade-vane worn out components which are located at the first stage. These set of numeric preliminary analyses consider the actual operation and worn out conditions of the studied components. It is found that after the 120,000 operating hours in question, these components suffer sufficient changes in their contour profiles, most likely by material erosion, to cause a significant shift in their vibrating frequencies and corresponding modes. Additionally, to validate the model, natural frequency lab tests for the blade are realized, which confirmed the accuracy of the used FEM model. For the analyzed case it is found that the wearing out and/or material erosion progressively increases blade resonance occurrence, at least one or two low natural modes. The previous since the frequency spectrum of the calculated blade passing excitation at 7,029 Hz,

13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México, 19-25 June, 2011

IMD-123

approaches the blade mode frequency calculated at 7,362 Hz; i.e. barely a 4.7 % frequency separation. Although there exist other potentially close resonances, the previously mentioned excitation frequency has the largest amplitude, therefore it becomes dangerous. At first glance for this preliminary analysis, it is difficult to determine how much of this potential resonance is due to the different flow characteristics, and how much is due to the contribution from the eroded blade pattern affecting-modifying the structural natural frequency.

Finally it can be concluded that replacing the blade-vane components is a pertinent engineering decision since from this analysis it is easy to expect that the worn out blade-vane would not last too long after 120,000 operating hours, and that the cost of component replacing is lower compared to a potential blade loss due vibration fatigue failure.

References

- [1] Han, J., Dutta, S., Ekkad, S. "Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology", Taylor&Francis, New York, NY, 2000.
- [2] J Woisetschlager, H Lang, B Hampel, E Gottlich and F Heitmeir Influence of blade passing on the stator wake in a transonic turbine stage investigated by particle image velocimetry and laser vibrometry, Proc. Instn Mech. Engrs, Vol. 217 Part A: J. Power and Energy, 2003.
- [3] Sondak, D. L. and Dorney, D. J. Simulation of vortex shedding in a turbine stage. J. Turbomach., 1999, 121, 428-435.
- [4] P. Adami and F. Martelli. Three-dimensional unsteady investigation of HP turbine stages. Proc. IMechE Vol. 220 Part A: J. Power and Energy, 2006.
- [5] Tofighi, M., Ali, S., Rezamahdi, N. "Failure Analysis of Gas Turbine Blades", K.N. Toosi University of Technology, Paper 120, ENG 108, Proc of 2008 LAJC-IJME International Conference, Iran, 2008.
- [6] ANSYS FLUENT, vers 12.0, "Theory Guide", 2009.
- [7] Maintenance manual MFT4-CID/LF Vol. 1, Vol. 2.
- [8] Dennis G. Zill, Cálculo con Geometría Analítica, Ed. Iberoamericana, second edition.
- [9] T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu. A New k-ε Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation. Computers Fluids, 24(3):227-238, 1995.
- [10] Fern Engineering, Inc., "Gas Turbine and Combined - Cycle Capacity Enhancement", TR-102412, Generation & Storage Division, EPRI Project Manager, Palo Alto, California, October, 1993.
- [11] Haldeman, C. W., Mathison, R. M., "Aerodynamic and Heat Flux Measurements in a Single-Stage Fully Cooled Turbine- Part I: Experimental Approach", Journal of Turbomachinery, Vol.130/021015-1, Columbus, OH., April 2008
- [12] Paul Cizmas and Ravishankar Subramanya, Parallel computation of rotor/stator interaction, Westinghouse Electric Corporation and Pittsburgh Supercomputing Center, internal publication, 1996.
- [13] J. Gómez-Mancilla, Jean-Jacques Sinou, V R Nosov, F. Thouverez, A Zambrano, "The influence of crack-imbalance orientation and orbital evolution for an extended cracked jeffcott rotor", COMPTES-RENDUS, Mécanique, R.C., ISSN 1631-0721, editorial Elsevier, Vol. 332, 2004, December 2004, pps. 955-962.
- [14] José M. Machorro-Lopez, Douglas E. Adams, Julio C. Gómez-Mancilla, Kamra Gul, Identification of damaged shafts using active sensing - simulation and experimentation, Journal of Sound and Vibration, Elsevier, Vol. 327, November 2009, pps. 368-390. ISSN 0022-460X.
- [15] Gómez-Mancilla J., García illescas, Nosov V., Detection of steady crack growth on rotating shafts, Procs. 2nd ISCORMA-2 Sym, Gdansk Technologic University, Gdansk, Poland, Sept. 2003
- [16] Machorro-López J.M., Adams D.E., Gomez-Mancilla J.C., Crack detection of shafts in rotating machinery using active sensing with an external excitation on a bearing, Procs. of American Society of Mechanical Engrs, ASME, SMASIS-08, ISBN 978-7918-3839-6, ASME paper 467, Ellicott City, USA, 28-30 Oct 2008.
- [17] Adams, D. E., "Health Monitoring of Structural Materials and Components: Methods with Applications", 2007, ISBN 978-0-470-03313-5, John Wiley & Sons, Chichester, UK
- [18] Haroon, M., Adams, D. E., "Component-Level Damage Evolution Laws for Mechanical Damage Prognosis," 2008, American Society of Mechanical Engineering Journal of Applied Mechanics, Vol. 74(2), DOI: 10.1115/1.2793137
- [19] J. S. Rao, Advanced theory of vibration (nonlinear vibration and one-dimensional structures). Ed. Wiley in New York, 1992.

B3. ICFMHTT 2011: International Conference on Fluid Mechanics, Heat Transfer and Thermodynamics, July 13-15, Amsterdam, Netherland

Fatigue Life Consumption for Turbine Blades-Vanes Accelerated by Erosion-Contour Modification

Julio C. Gómez-Mancilla, Luis M. Palacios-Pineda and Yunuén López-Grijalba

Abstract— A new mechanism responsible for structural life consumption due to resonant fatigue in turbine blades, or vanes, is presented and explained. A rotating blade or vane in a gas turbine can change its contour due to erosion and/or material build up, in any of these instances, the surface pressure distribution occurring on the suction and pressure sides of blades-vanes can suffer substantial modification of their pressure and temperatures envelopes and flow characteristics. Meanwhile, the relative rotation between the blade and duct vane while the pressurized gas flows and the consequent wake crossings, will induce a fluctuating thrust force or lift that will excite the blade.

An actual totally used up set of vane-blade components in a HP turbine power stage in a gas turbine is analyzed. The blade suffered some material erosion mostly at the trailing edge provoking a peculiar surface pressure envelope which evolved as the relative position between the vane and the blade passed in front of each other.

Interestingly preliminary modal analysis for this eroded blade indicates several natural frequencies within the aeromechanic power spectrum, moreover, the highest frequency component is 94% of one natural frequency indicating near resonant condition.

Independently of other simultaneously occurring fatigue cycles (such as thermal, centrifugal stresses)

Keywords—Aeromechanic induced vibration, potential flow interaction, turbine unsteady flow, rotor/stator interaction, turbine vane-blade aerodynamic interaction, airfoil clocking

I. INTRODUCTION

GAS turbine efficiency is directly related to high temperature operation. Combined thermodynamic cycles in power generation plants are increasingly common because of significant better efficiency and less contaminant emissions, with environment protection included. Therefore, research and evaluation of gas turbine key components allow ensuring structural integrity and a reliable operation in power generation plants.

Rotating blade failure is a recurring failure root causes in gas turbines. These components are subjected to dynamic loads (both, structural and thermal) during the operation cycle and also to centrifugal forces. The blade should stand out to

J. C. Gómez M. is with the Instituto Politécnico Nacional, México, D. F. 07738 México (phone: +52 (55) 5729 6000 x 54737; fax: +52 (55) 5729 6000 x 54588; e-mail: gomezancilla@gmail.com).

L. M. Palacios P. and Y. López G., are with Instituto Tecnológico de Pachuca, Pachuca, Hgo. 42083 México. (phone: +52 (771) 711 3140 x 131,139; e-mail: lmpalacios73@prodigy.net.mx)

excitation produced by aerodynamic instabilities, among others factors.

Interactions between stator and rotor components affect the unsteady pressure field as well as the aerodynamic performance. These interactions include shock and pressure waves that propagate from the originating blade to downstream components and it has been proven that these interactions can be adequately predicted by computed calculations [1, 19].

According to some recent works [2] the wake flow in turbomachinery together with the inherent unsteadiness caused by interaction between rotor and stator has a significant impact on stage efficiency and performance. Wakes generated by stator rows travel downstream and interact with the succeeding rotor blades affecting pressure distribution, heat transfer and boundary layer transition. The particular problem of the influence of the blade passing effects on the vortex shedding frequency in turbines has received major attention [3].

Important to mention that when stator blades became transonic, pronounced phase locking effects between the rotor passing and the vortex shedding become more evident [2]. Pressure and unsteady heat transfer coefficients are mainly driven by potential and shock interactions between the rows, whereas viscous effects play, in some cases, a minor role [4]. Recently the rotor/stator interaction of transonic turbine stages has been of particular interest recently because of the additional time average losses and unsteady interactions caused by the trailing edge shock systems that exist at supersonic exit conditions.

Accurate prediction of flow field on the vane under cyclic operational condition is a major challenge on gas turbine design. Vane crack generations in various zones are due to fluctuations of high temperatures and stress during long periods of time [5]. Hence, in order to bring potential solutions to vane excessive wear and life consumption it is fundamental to locate those hot and stressed points. There exists a whole field covering all related to coatings used to avoid superficial failure, to allow higher operational temperatures and to extend the vane lifetime.

This article presents results from a numerical simulation of flow through a first-stage, high-pressure turbine from a 28 MW aeroderivative gas turbine for power generation.

Additionally, a mechanism responsible for accelerated life consumption due to potential resonant fatigue in turbine blades, or vanes, is presented and explained.

There are two main emphases. Firstly, efforts were made to enhance precise computational calculation that allows estimating the effects produced by the stator/rotor interaction on the pressure envelop. Secondly, the dynamic effects on the blade tangential force on the first stage rotor blade are carefully studied since the aeromechanical forces are capable of exciting resonant response.

II. METHODOLOGY

Briefly described the proposed methodology encompasses careful measurement for the stage components since modification of the original airfoil contours can have a strong influence on the analysis results and conclusions. Next come the aero-thermodynamic analysis using adequate boundary conditions for a whole gas path and considering the several occurring power stages and as much as possible number of vane/blades, if possible taking circumferential quadrant of the stages would yield more precise calculus.

Since there will be considerable interaction between stator vanes and rotating blades for each power stage, provisions must be taken to perform the flow analysis of equally separated relative positions between the fixed set of vanes and corresponding rotating blades; calculate at least a circumferential segment equal to the largest pitch distance between duct vanes. Obtaining the resulting pressure and temperature blade envelopes and corresponding thrust forces is next, yielding a pressure force at certain blade spans strategic positions. These unsteady forces will dynamically excite the blade arrangement, therefore extracting the associated frequency power spectrum becomes of capital importance. Next computation of the blade natural frequencies and their corresponding vibratory modes is essential.

Having all the previous data and results, we should search for the occurrence of one or more resonance. Important to mention that this methodology focus its attention on one of the causes of the blade life consumption, it does not pretend to incopase all the contributing causes for their life consumption.

III. ANALYZED CASE

A. Nozzle and blade measurement

Vane measurement was performed by means of a Mitutoyo Bright-M C2000 196-444 coordinate measurement machine (MMC). An air ride guide system is used by the MMC and a spherical 3 mm diameter gauge is utilized. The hardware analyzed namely, vane and blade, have 120,000 hours of operating service.

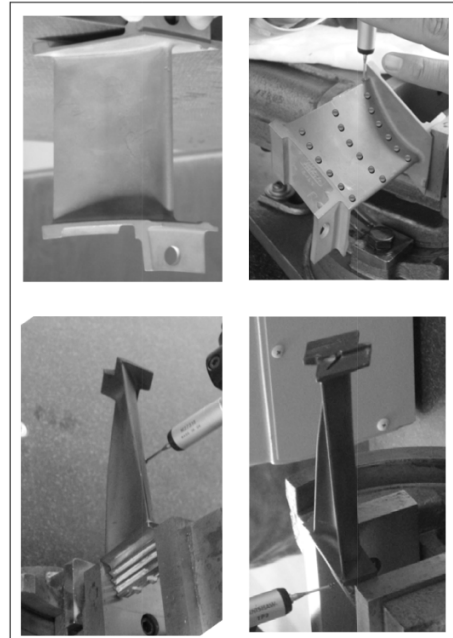


Figure 1. Actual first stage vane and blade, measurement process. Hardware with 120,000 hour of operation.

The vane and blade profile is measured along different heights and output information from the MMC was obtained through a number of spatial coordinates x , y & z into a text file that was post processed by a Givens [8] rotation matrix (1) as follows:

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta \\ -\sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (1)$$

Throughout this transformation the profile can be rotated to set the correct orientation in the computational model, considering that z axis must be coincident with the turbine axis.

Actual vane and blade in a power stage are shown in figure 1, once the measurement was completed, profiles points were processed and flow channel geometry was derived. Important to mention that the vane angle of attack was measure to 0° and constant vane transversal sections was observed.

B. Flow channel set-up

First stage high pressure turbine assembly is presented in figure 2, flow channel is delimited in radial direction by the radii values for tip and root values, meanwhile is enclosed in the circumferential direction it is needed to considered that

there are 52 stator vanes and 96 rotors blades. In longitudinal directions the distance between combustor exit and the vane leading edge is considered.

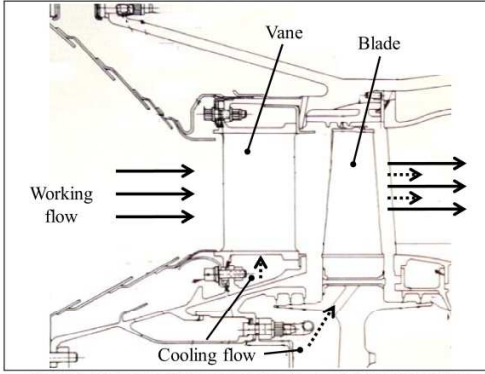


Figure 2. First stage high pressure turbine assembly and working flow path.

Once the profile geometry information and the first stage assembly have been considered, the computational domain is made (figure 2). Cyclic, inlet and outlet boundary conditions are considered and taken from the turbine nominal operational condition.

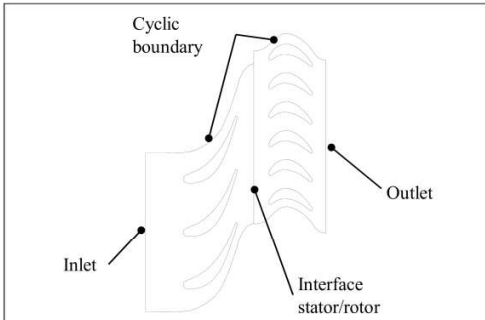


Figure 3. Computational domain for the first stage.

C. Flow channel meshing

The two dimensional domain has been meshed, considering the cell size near the wall where the velocity gradients are important. Y^+ values were take into account in order to capture and get an accurate discretization. Table I shows the main mesh statistics, a quality mesh is it an important factor to get a converged solution.

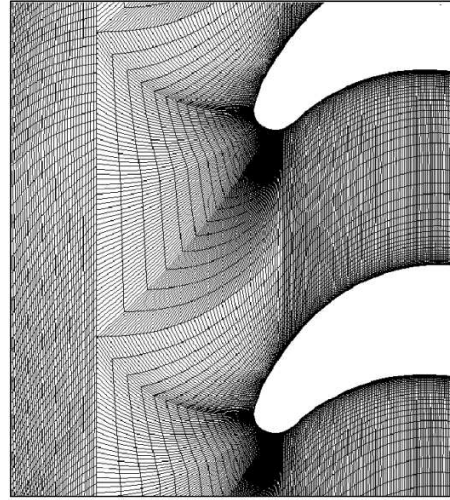


Figure 4. Flow channel meshing near the blade leading edge.

TABLE I
MESH STATISTICS

Description	Quantity
Vertexes	287,638
Cells	281,100
Minimum Edge Length [m]	7.82×10^{-4}

D. Flow analysis

Fluid flow governing equations on first stage turbine are continuity (2 y 3) and Navier Stokes (4) equations. Where p is pressure, \mathbf{u} velocity vector t is time, ∇ divergence operator, μ viscosity and ρ density. Turbulent flow is described by velocity field fluctuations that are originated by the mix of momentum, energy and particle concentration.

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} = 0 \tag{2}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{3}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \\ - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) \end{aligned} \tag{4}$$

Calculation of these variables, given that fact that they are in a minor scale and a high frequency, they represent a very

high computational expense. They can be substitute by their average in time and space. Nevertheless, equations (3) y (4) have additional unknown variables and turbulence models are needed to get these values.

Turbulence model choice it has been take into account the following considerations: the physics of the problem, the approximation level required and the computational resources.

The realizable $\kappa\text{-}\varepsilon$ model [9] was developed in the nineties and differs from the standard $\kappa\text{-}\varepsilon$ model in two important ways: The realizable $\kappa\text{-}\varepsilon$ model contains a new formulation for the turbulent viscosity. A new transport equation for the dissipation rate, ε , has been derived from an exact equation for the transport of the mean-square vorticity fluctuation. The term “realizable” means that the model satisfies certain mathematical constraints on the Reynolds stresses, consistent with the physics of turbulent flows.

Neither the standard $k\text{-}\varepsilon$ model nor the RNG $k\text{-}\varepsilon$ model is realizable. An immediate benefit of the realizable $k\text{-}\varepsilon$ model is that it more accurately predicts the spreading rate of both planar and round jets. It is also likely to provide superior performance for flows involving rotation, boundary layers under strong adverse pressure gradients, separation, and recirculation.

Several vane/blade relative positions have been calculated in order to derive the blade tangential force fluctuation (figure 4). The monitored blade is tagged with an arrow.

A. Boundary conditions

Operational conditions from a 28 MW aero-derivative gas turbine have been derived from equipment manual and field research [7]. Table 2 shows the boundary conditions applied to the computational domain. The gas turbine compressor has a 13.6 to 1 compression ratio; meanwhile the stage temperature drop is about 181 K.

Variable	Inlet	Outlet
Static Pressure	1.43 MPa	1.02 MPa
Temperature	1316 K	1135 K
Lineal velocity	256.4325 m/s	--

IV. RESULTS

Several vane/blade relative positions have been calculated in order to derive the blade tangential force fluctuation, relative positions for the maximum and minimum blade tangential force were obtained (figure 4a). Pressure field contour plot is shown in figure 4b, it can be noticed a greater pressure fluctuation on the monitored blade for the extreme positions. Figures 4c and 4d show the contour plots for Mach number and Entropy.

The pressure distributions on the blade profile for maximum and minimum tangential blade force are illustrated in figure 5. It has been found that in some cases these pressure envelopes can change up to 20% [12], in this case has been found a variation of up to 40%.

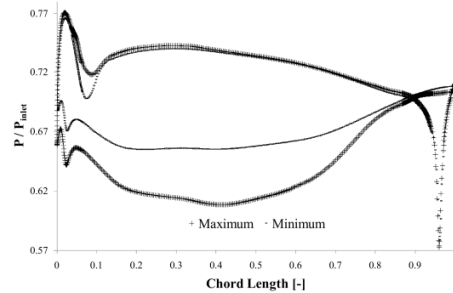


Figure 5. Rotor blade midspan pressure envelope for maximum and minimum tangential force.

Figure 6 shows the rotor blade tangential force time history, this force is per length unit, the studied blade has 0.103m height; and the tangential force spectra is illustrated in figure 7.

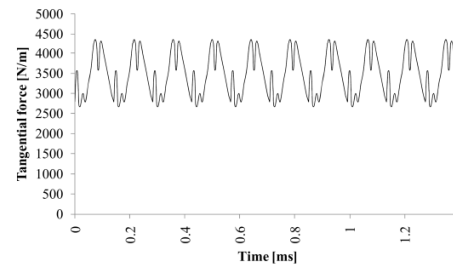


Figure 6. Rotor blade midspan tangential force fluctuation.

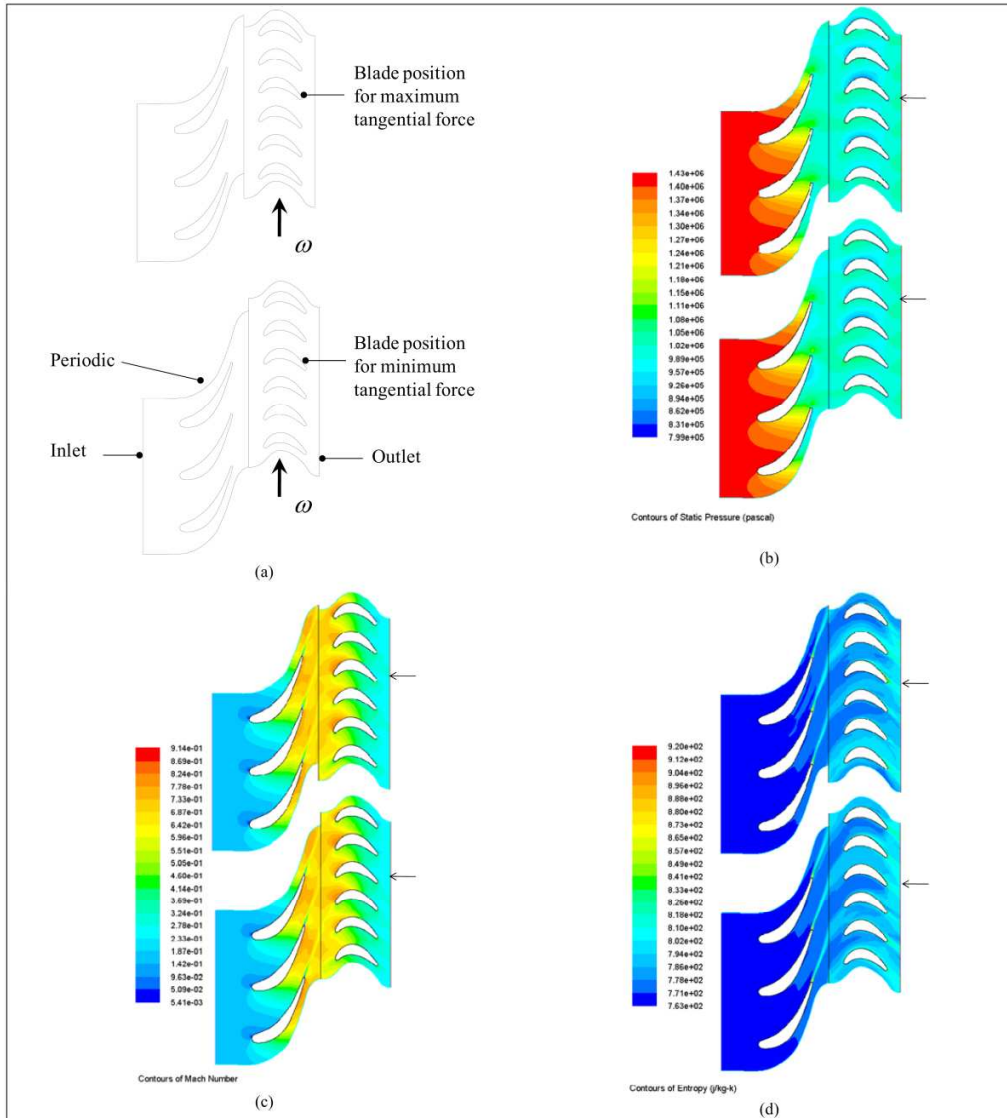


Figure 4. (a) First stage computational domain, the rotor blade positions for maximum and minimum tangential force are shown. Furthermore, boundary conditions locations are pointed out. (b) Static pressure [Pa] contours for both stator-rotor relative positions, maximum and minimum tangential force. (c) Mach number contours for the complete stage and both extreme positions.

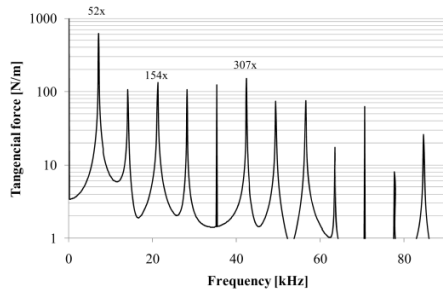


Figure 7. Rotor blade tangential force spectra.

The dynamical model for the rotor blade is depicted in figure 8, it can be seen the mounting stiffness and the way the tangential forces are acting on the blade.

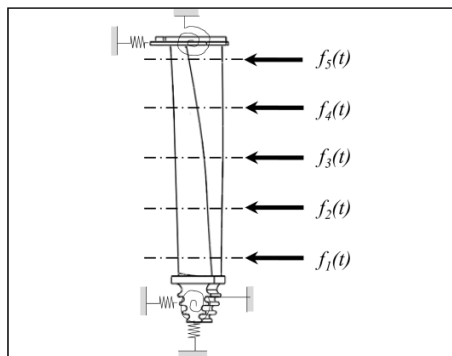


Figure 8. Rotor blade tangential forces scheme.

Table III illustrates the natural frequencies for the rotor blade, obtained from the corresponding structural analysis and considering.

Mode	Frequency [Hz]	Mode	Frequency [Hz]
1	929	6	9464
2	2347	7	10998
3	3376	8	11847
4	4587	9	12593
5	7420	10	13109

V. CONCLUSIONS

An innovative methodology for evaluating the life consumption HP gas turbine blades, for subsonic flow, where no shock waves are generated and merely focusing on considering the potential occurrence for resonance fatigue is proposed and presented. This instance can have a great influence in certain cases where the vane/blades suffer a modification of their airfoil profile.

In the present analyzed case, the eroded shape of the blade while passing in front of the vane generated a fluctuating force whose frequency spectrum had frequencies coinciding with one blade natural frequency producing a vibrating resonance which accelerated the fatigue life consumption of the blade. Important to express that in the present analysis the range of excitation frequencies of the power spectrum is much wide slightly more than an order of magnitude between the lowest and the highest frequency component. Due to this wide frequency range, the likelihood of resonance or near resonance conditions in some eroded blades (or blade modified shape by debris build up) sensibly increases. From the pressure envelope it can be seen that the trailing edge is the region that a major pressure profile change exist due to blade erosion, because is where a larger pressure drop taking place (figure 5). In the current analysis a 40% change in tangential force is due mainly because the eroded profile and more interestingly, it causes at least a clear blade resonance that would produced an accelerated life consumption of the blade.

REFERENCES

- [1] Han, J., Dutta, S., Ekkad, S. "Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology", Taylor&Francis, New York, NY, 2000.
- [2] J Woisetschlager, H Lang, B Hampel, E Gottlich and F Heitmeir *Influence of blade passing on the stator wake in a transonic turbine stage investigated by particle image velocimetry and laser vibrometry* Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 217 Part A: J. Power and Energy, 2003.
- [3] Sondak, D. L. and Dorney, D. J. *Simulation of vortex shedding in a turbine stage*. J. Turbomach., 1999, 121, 428-435.
- [4] P Adami and F Martelli. *Three-dimensional unsteady investigation of HP turbine stages*. Proc. IMechE Vol. 220 Part A: J. Power and Energy, 2006.
- [5] Tofighi, M., Ali, S., Rezaahdi, N. "Failure Analysis of Gas Turbine Blades", K.N. Toosi University of Technology, Paper 120, ENG 108, Proceedings of the 2008 LAJC-IJME International Conference, Iran, 2008.
- [6] ANSYS FLUENT 12.0 "Theory Guide"
- [7] Maintenance manual MFT4-CID/LF Vol. 1 y Vol. 2.
- [8] Dennis G. Zill, *Cálculo con Geometría Analítica*, Editorial Iberoamericana, segunda edición.
- [9] T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu. *A New k-ε Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation*. Computers Fluids, 24(3):227-238, 1995.
- [10] Fern Engineering, Inc., "Gas Turbine and Combined - Cycle Capacity Enhancement", TR-102412, Generation & Storage Division, EPRI Project Manager, Palo Alto, California, October, 1993.
- [11] Haldeman, C. W., Mathison, R. M., "Aerodynamic and Heat Flux Measurements in a Single-Stage Fully Cooled Turbine- Part I: Experimental Approach", Journal of Turbomachinery, Vol.130/021015-1, Columbus, OH., April 2008

- [12] Paul Cizmas and Ravishankar Subramanya, *Parallel computation of rotor/stator interaction*, Westinghouse Electric Corporation and Pittsburgh Supercomputing Center, internal publication 1996.
- [13] J. Gómez-Mancilla, Jean-Jacques Sinou(est), V R Nosov, F. Thouverez, A Zambrano(est), "The influence of crack-imbalance orientation and orbital evolution for an extended cracked jeffcott rotor", *COMPTEs-RENDUS Mécanique*, R.C., ISSN: 1631-0721, editorial Elsevier, Vol. 332, 2004, Diciembre 2004, pags. 955-962.
- [14] José M. Machorro-Lopez(est), Douglas E. Adams, Julio C. Gómez-Mancilla, Kamra Gul(est), *Identification of damaged shafts using active sensing – simulation and experimentation*, *Journal of sound and vibration*, Elsevier, Vol. 327, Noviembre 2009, pags. 368–390. ISSN 0022-460X
- [15] Gómez-Mancilla J., García illescas(est), Nosov V., *Detection of steady crack growth on rota-ting shafts*, *Procs. 2nd International Symposium On Control And Stability Of Rotating Machinery, ISCORMA-2*, Gdansk Technologic University y Bently Press. Brg, Gdansk, Polonia, Sept. 2003
- [16] Machorro-López J.M.(est), Adams D.E., Gomez-Mancilla J.C., *Crack detection of shafts in rotating machinery using active sensing with an external excitation on a bearing*, *Proceedings of the American Society of Mechanical Engrs, ASME, SMASIS-08*, ISBN 978-7918-3839-6, copyright 2008 ASME, paper 467, Turf Valley, Ellicott City, EEUU, 28-30 Octubre 2008.
- [17] Adams, D. E., "Health Monitoring of Structural Materials and Components: Methods with Applications," 2007, John Wiley & Sons, Chichester, UK
- [18] Haroon, M. and Adams, D., E., "Component-Level Damage Evolution Laws for Mechanical Damage Prognosis," 2008, American Society of Mechanical Engineering *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 74(2), DOI: 10.1115/1.2793137
- [19] Douglas E. Adams, *Health Monitoring of Structural Materials and Components*, Ed. John Wiley & Sons Ltd, USA 2007. ISBN 978-0-470-03313-5

B4. XVII Congreso Internacional Anual de la SOMIM

MEMORIAS DEL XVII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM
21 al 23 DE SEPTIEMBRE, 2011 SAN LUIS POTOSÍ, MÉXICO

CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE UN ÁLABE ENFRIADO DE UNA TURBINA DE GAS

¹Julio César Gómez Mancilla, ²Luis Manuel Palacios Pineda, ²Oliver Gutiérrez Suárez, ²Yunuen López Grijalba

¹Instituto Politécnico Nacional, SEPI-ESIMEZ
Laboratorio de Vibraciones y Rotodinámica
U. P. Adolfo López Mateos Edif. 5, 3er. Piso.
México D.F. C. P. 07738
Teléfono (55) 5729 6000 x 54737, 54355

²Instituto Tecnológico de Pachuca
Departamento de Metalmeccánica - División de Estudios de Posgrado e Investigación
Carr. México-Pachuca, km 87.5
Pachuca, Hidalgo, México. C.P. 42080
Teléfono (771) 711 3140 x 131, 139

gomezancilla@gmail.com, lpalacios73@prodigy.net.mx

RESUMEN.

Se presenta la caracterización dinámica de un álabo de turbina de gas aeroderivada para generación de potencia de 28.5 MW, el álabo es de la primera etapa y cuenta con canales internos para enfriamiento. En primer término se realiza la validación del modelo de elemento finito utilizado mediante la comparación de frecuencias naturales observadas experimentalmente con aquellas obtenidas numéricamente en una condición libre-libre (free-free). Una vez evaluado el modelo se determinan las frecuencias naturales del álabo considerando el estado de esfuerzos durante la operación nominal de la turbina; es decir, tomando en cuenta la velocidad angular del álabo, los esfuerzos de origen térmico y la presión del canal de flujo. Por último se comparan las frecuencias naturales obtenidas con el espectro de frecuencias de la fuerza tangencial generada por el flujo de trabajo con la finalidad de determinar si existe una operación resonante.

ABSTRACT.

First stage aeroderivative 28.5 MW gas turbine cooled blade is dynamically characterized. Firstly finite element model is evaluated by means of free-free natural frequencies. These frequencies are derived experimental and numerically, once the model has been validated a new set of natural frequencies, considering the turbine nominal operation conditions, are calculated. Angular velocity, work flow pressure on the blade surface, temperature distribution and cooling flow are considered to derive such frequencies. Finally, a comparison between natural

frequencies derived and the work flow tangential force spectrum is performed.

NOMENCLATURA

[M]	Matriz de inercia estructural
[C]	Matriz de amortiguamiento estructural
[K]	Matriz de rigidez estructural
{ \ddot{u} }	Vector de aceleración nodal.
{ u }	Vector de desplazamiento nodal.
{ F^a }	Vector de la fuerza aplicada.
ϵ	Deformación
s	Desplazamiento
x, y, z	Coordenadas cartesianas
K	Módulo elástico isotrópico
α	Coefficiente de dilatación térmica
T	Temperatura
f	Fuerza másica
G	Módulo elástico distorsional
σ	Esfuerzo normal
τ	Esfuerzo cortante
ρ	Densidad
λ	Parámetro de Lamé
m	Medio

1. INTRODUCCIÓN

Una de las causas principales de averías en las turbinas de gas y de vapor, es la falla de sus álabes. Estas fallas se deben a las cargas dinámicas (térmicas y estructurales) a las cuales se encuentran sometidos durante el ciclo de operación, además se deben de agregar el estado de fuerzas centrífugas.

Derechos Reservados © 2011, SOMIM

Adicionalmente, debe soportar excitaciones dinámicas producidas por inestabilidades aerodinámicas originadas por la interacción entre el rotor y estator tales como ondas de choque y estelas [1, 2]

En recientes trabajos [3] se ha encontrado que durante la operación nominal de la turbina y mientras que el alabe rotor pasa frente a la tobera se genera una importante fluctuación en la fuerza tangencial del álabe, dicha fluctuación se presenta a frecuencias que pueden coincidir con aquellas del álabe rotatorio. Lo anterior produce una fatiga resonante que contribuye a una degradación más rápida de la integridad estructural del álabe rotatorio.

Por otro lado, la eficiencia en una turbina de gas se encuentra relacionada directamente con el uso de altas temperaturas. El uso combinado de ciclos termodinámicos de potencia en las estaciones generadoras de energía se ha incrementado debido a que intensifican la eficiencia del proceso además de reducir las emisiones contaminantes, lo que provee un beneficio adicional en la protección del medio ambiente. Estos aspectos permiten darle importancia a la investigación y evaluación de los componentes de la turbomaquinaria con el fin de poder garantizar su integridad estructural y además una operación confiable de las mismas.

La vida útil del álabe puede ser reducida a la mitad si la predicción de la temperatura del metal del álabe se pasa por solamente 50°F (28 °C) [1]. Por lo tanto, es crucial predecir con altos niveles de aproximación los coeficientes locales de transferencia de calor, además de las temperaturas locales del álabe en orden de prevenir puntos locales a altas temperaturas e incrementar la vida útil del álabe.

Con la relevancia de estos elementos se origina el presente trabajo con el fin de obtener las frecuencias naturales del álabe rotatorio de la primera etapa de una turbina de gas aeroderivada de 28.5 MW de potencia empleadas en la generación de energía eléctrica. La precisión en la determinación de estas frecuencias es fundamental, por lo que en este trabajo se considera el estado de esfuerzos del álabe durante su operación, lo que incluye esfuerzos

centrífugos, térmicos y aquellos originados por el flujo a su paso por el mismo álabe.

2. DESARROLLO

Se realiza una cuidadosa medición del álabe, incluido su perfil aerodinámico que cambia de manera importante a través de su longitud. Una vez que se obtiene la geometría se procede a su discretización para conformar el modelo de elemento finito el cual se valida al comparar las frecuencias naturales experimentales con las obtenidas numéricamente en un estado de condiciones de frontera denominado libre-libre (free-free), que significa que el álabe no tiene ninguna restricción de movimiento.

Una vez que se efectúa la validación del modelo de elemento finito se utilizan valores de temperatura y presión, sobre la superficie del álabe, obtenidos en trabajos previos [2] y se determina el complejo estado de esfuerzos del álabe rotatorio. Para la correcta obtención de las frecuencias naturales se consideran la forma que se fija el álabe en la raíz así como en su extremo, se lleva a cabo un estudio de la influencia que tiene la precarga que puede existir en el extremo del álabe.

Finalmente se obtienen las diez primeras frecuencias naturales que presenta el álabe durante su operación.

2.1. Medición del álabe

La medición del álabe se realizó en una máquina de medición por coordenadas Mitutoyo Bright-M C2000 196-444. La máquina funciona con un sistema de guía de cojinetes de aire y un palpador de 3 mm de diámetro. Para efectuar la medición el álabe fue dividido en cinco secciones a diferentes alturas. La máquina proporcionó datos de salida en forma de coordenadas x , y y z hacia una computadora donde se registró la lectura, estos puntos se ordenaron por sección y mediante una matriz de rotación (1) conocida comúnmente como matriz de rotación de Givens [5] definida de la siguiente forma:

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \beta & \sin \beta \\ -\sin \beta & \cos \beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (1)$$

Al realizar esta transformación lineal se gira las coordenadas de cada una de las secciones del álabe para obtener la superficie completa.

La figura 1 muestra el álabe móvil durante el proceso de medición, a partir del que se obtuvieron las dimensiones de cinco perfiles diferentes del álabe.



Figura 1. Álabe móvil de la primera etapa. Proceso de medición del perfil

Por otro lado la figura 2 presenta el cambio del perfil aerodinámico que tiene el álabe móvil, mientras que las coordenadas obtenidas se almacenan en un archivo de tipo texto plano.

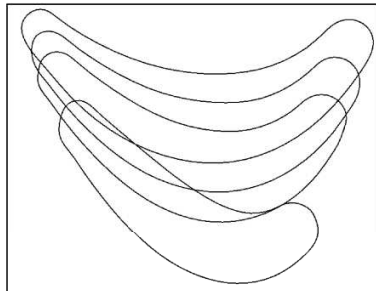


Figura 2. Coordenadas del perfil aerodinámico obtenidas en la medición. En diferentes cortes a lo largo de la longitud radial

Con esta información del perfil se construye el álabe móvil (eje z, que se hace coincidir con el eje de la máquina), para lo cual se toma en cuenta el ensamble de la primera etapa y las distancias del combustor hacia la tobera y de la esta hacia el álabe rotatorio.

La figura 3 muestra el ensamble del conjunto combustor – tobera - álabe de la primera etapa.

Adicionalmente, esta imagen muestra los tipos de flujo presentes en la etapa.

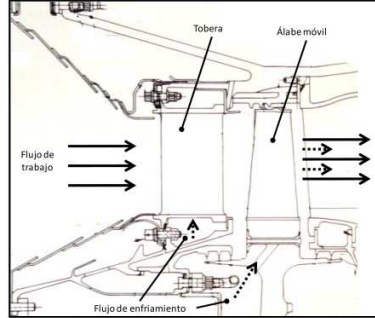


Figura 3. Esquema del ensamble y funcionamiento de la primera etapa de la turbina de gas aeroderivada de 28.5 MW –corte axial–.

2.2. Construcción del modelo de elemento finito

Una vez que geoméricamente está definido el álabe se procede a incorporar esta información para obtener su modelo computacional. La figura 4 muestra el modelo tridimensional del álabe y su interacción con el disco de la turbina y con el sello exterior. Con la finalidad de representar adecuadamente la distribución de esfuerzos del álabe en la raíz se consideran elementos de contacto entre el álabe y la raíz. Mientras que en el extremo del álabe se forma un sello exterior al unir los 96 álabes que forman la primera etapa de alta velocidad de la turbina, por lo que en esta interacción también se incluyen elementos de contacto.



Figura 4. Modelo tridimensional del álabe móvil de la primera etapa. Se muestra la interacción entre los diversos elementos en su montaje.

Derechos Reservados © 2011, SOMIM

La tabla 1 muestra los tipos de elementos utilizados en el modelo de elemento finito. El elemento 87 es un elemento térmico tetraédrico de 10 nodos, mientras que el elemento 90 es un elemento térmico hexaédrico de 20 nodos; por otro lado, el elemento 187 es un elemento estructural tetraédrico de 10 nodos y el elemento 186 es un elemento estructural hexaédrico de 20 nodos. Todos los elementos anteriores utilizan una interpolación no lineal.

Tabla 1. Elementos utilizados para discretizar el modelo de elemento finito del álabe móvil.

Tipo	No. de elementos	Análisis térmico	Análisis Estructural	
			Estático	Modal
Sólido	32,777	SOLID87 SOLID90	SOLID187 SOLID186	
Contacto	9,153	CONTA174 TARGE170	CONTA174 TARGE170	

Los elementos 174 y 170 son elementos de contacto tridimensionales tipo superficie de 8 nodos con interpolación no lineal.

2.3. Comparación de las frecuencias naturales experimentalmente y numéricas en un estado “libre-libre”.

La condición que se denomina libre-libre (free-free) corresponde a la obtención de las frecuencias y modos de vibración de un componente considerando que éste no tiene restricción alguna para moverse, es decir se encuentra libre para realizar cualquier movimiento.

La condición libre-libre para realizar la medición experimental de las frecuencias naturales se consiguió al suspender al álabe de un bastidor a través de una cuerda, tal como un péndulo simple (figura 5).

En el montaje experimental se utilizó un osciloscopio Tektronix TDS 1000C-EDU con un ancho de banda de 60MHz y dos canales para adquisición de datos, se utilizaron lecturas de 50 mil muestras por segundo. Para el análisis espectral se empleó la transformada rápida de Fourier con un ventaneo tipo Hanning que permite mejorar la precisión en la medición del valor de la frecuencia, el sensor utilizado es un

micrófono RadioShack 33-3029, tipo omnidireccional y una respuesta a frecuencias en el rango de 0.100 a 160 kHz.



Figura 5. Montaje experimental para obtener las frecuencias naturales del álabe en una condición libre-libre.

Ahora bien, para obtener las frecuencias naturales numéricamente se analiza cada elemento en todos los grados de libertad. Las matrices que se generan para cada elemento y la matriz final ensamblada son del tipo diagonalmente poblada, el método de elemento finito se vale de ésta característica matricial para diagonalizarlas y obtener su solución mediante iteraciones numéricas. El sistema tiene la forma mostrada en la ecuación (2).

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^a\} \quad (2)$$

En el cálculo numérico se considera que el álabe puede moverse libremente por lo que al realizar el análisis modal ningún grado de libertad del álabe se restringe. Lo que implica que su condición de frontera es libre-libre. Una vez obtenidos los resultados experimentales y numéricos se procede a compararlos entre sí con la finalidad de calibrar/validar el modelo de elemento finito utilizado.

2.4. Frecuencias naturales del álabe en las condiciones de operación.

Las frecuencias naturales del álabe durante la operación nominal de la máquina dependen de dos factores principales, el primero es la forma en que estructuralmente se sujeta, y la segunda es el estado de esfuerzos al que está sometido.

Derechos Reservados © 2011, SOMIM

Ambas condiciones tienen un efecto rigidizante en la respuesta dinámica del álabe.

El diferencial de temperatura que existe en las fronteras del álabe es causa de esfuerzos internos [6]. Para incluir los esfuerzos térmicos en las ecuaciones constitutivas, se considera en primer término la ecuación (3)

$$d\epsilon_v = \frac{d\sigma_v}{3K} + \alpha \cdot dT \quad (3)$$

Misma que puede escribirse en términos finitos como en (4)

$$\sigma_m = 3K \cdot \epsilon_m - 3K \cdot \alpha(T - T_0) \quad (4)$$

Siendo α el coeficiente de dilatación térmica lineal y T_0 una temperatura inicial. La ecuación (4) puede escribirse como la ecuación (5) y es la primera ecuación, ampliada por el término de dilatación térmica. Fórmulas análogas resultan para σ_y y σ_z .

$$\sigma_x = 2G \frac{\partial s_x}{\partial x} + \lambda \cdot \text{div } s - 3K\alpha(T - T_0) \quad (5)$$

Las ecuaciones de equilibrio se convierten,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} &= G\nabla^2 s_x + (G + \lambda) \frac{\partial}{\partial x} \text{div } s - 3K\alpha \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= G\nabla^2 s_y + (G + \lambda) \frac{\partial}{\partial y} \text{div } s - 3K\alpha \frac{\partial T}{\partial y} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Añadiendo las componentes del vector $\rho \vec{f}$, igualando a cero y sumando vectorialmente, queda, por fin, la fórmula, que es una generalización de la ecuación constitutiva fundamental de la elasticidad (6) debida a Navier y Cauchy

$$G\nabla^2 s + (G + \lambda) \text{grad div } s - 3K\alpha \text{ grad } T + \rho \vec{f} = 0 \quad (6)$$

Todo campo de temperaturas no uniforme en un cuerpo elástico engendra una fuerza volumétrica $3K\alpha \text{ grad } T$, que hay que adicionar ó complementar a las fuerzas de cuerpo volumétricas $\rho \vec{f}$, al establecer su balance con las fuerzas resultantes de los esfuerzos internos de origen mecánico.

De esta forma se obtienen el estado de presfuerzos al que está sometido el álabe y lo rigidizan. La figura 6 muestra la secuencia necesaria para considerar todos los efectos rigidizantes en el álabe.

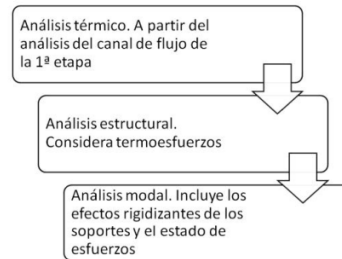


Figura 6. Secuencia de análisis para obtener las frecuencias naturales en las condiciones de operación del álabe.

3. CONDICIONES DE FRONTERA Y PROPIEDADES DEL MATERIAL

En la tabla 2 se presentan las condiciones de frontera utilizadas para realizar la secuencia de análisis mostrada en la figura 6. Tanto para el análisis de flujo, para determinar temperaturas y presiones sobre la superficie del álabe, como las condiciones de frontera para el análisis estructural.

Tabla 2. Condiciones de frontera de la primera etapa de la turbina de alta presión de 28.5 MW [3]

Variable	Entrada	Salida
Flujo Másico [3]	2.11 kg/s	N/A
Presión Estática [3]	1.43 MPa	1.02 MPa
Temperatura del flujo de trabajo [8]	1316 K	1135 K
Velocidad de entrada del flujo de trabajo	256.4 m/s	--
Temperatura de entrada del flujo de enfriamiento	612 K	--
Velocidad angular [3]	8405 rpm	--

Derechos Reservados © 2011, SOMIM

El material del que se está fabricando el álabe es una súper-aleación de Níquel cuyo nombre es INCONEL792 y sus propiedades mecánicas se enlistan en la tabla 3.

Tabla 3. Propiedades mecánicas del INCONEL 792 [7]

Característica	Magnitud	Unidad
Densidad	7850	kg/m ³
Módulo de Young	206.7x10 ⁹	Pa
Coefficiente de Poisson	0.27	-
Límite de fluencia	1.15 x10 ⁹	Pa

4. EVALUACIÓN DEL MODELO DE ELEMENTO FINITO

Las frecuencias naturales y los modos de vibración son características inherentes a la geometría y material de un componente mecánico, de esta manera se evalúa el modelo de elemento finito al comparar las frecuencias naturales en una condición libre-libre.

La figura 8 muestra el espectro de frecuencias con una lectura de 50 mil muestras por segundo y utilizando un ventaneo Hanning.

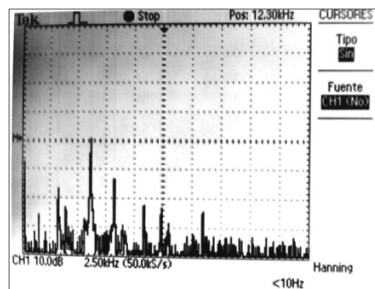


Figura 8. Espectro de frecuencias experimentales.

Por otro lado la figura 9 muestra los primeros cuatro modos de vibración obtenidos numéricamente. Puede observarse que los modos 1 y 3 son flexionantes, mientras que los modos 2 y 4 son esencialmente torsionantes.

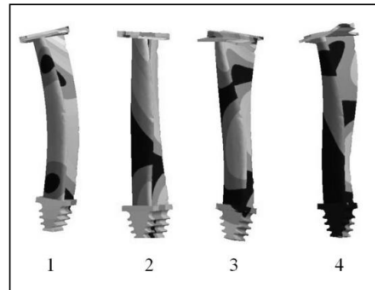


Figura 9. Primeros 4 modos de vibración para la condición libre-libre. Los modos 1 y 3 son flexionantes, mientras que los modos 2 y 4 son esencialmente torsionantes.

En la tabla 4 se muestra la comparación entre los valores de frecuencia natural obtenidos experimentalmente y los numéricos.

Tabla 4. Comparación entre los valores de frecuencias naturales experimentales y numéricas

No.	Experimental [Hz]	Numérico [Hz]	Variación
1	3485	3425	1.7%
2	4250	4124	3.0%
3	6150	6639	8.0%
4	8400	8552	1.8%
5	9500	9948	4.7%
6	10850	10912	0.6%
7	12400	11933	3.8%
8	13000	13856	6.6%
9	15550	15285	1.7%

La variación observada entre los valores experimentales y numéricos oscila entre el 0.6% y el 8%, lo que permite afirmar que el modelo de elemento finito representa adecuadamente el comportamiento dinámico del álabe.

5. RESULTADOS

A continuación se presentan los resultados obtenidos para determinar las frecuencias naturales y modos de vibración del álabe; es importante mencionar que la masa de este componente es de 0.225 kg.

La figura 10 muestra la distribución de temperaturas en el álabe y presenta como valor máximo 936 °C y se localiza a la mitad del álabe en el filo de entrada y salida. Por su parte la temperatura más baja de 721 °C se presenta en los ductos de enfriamiento.

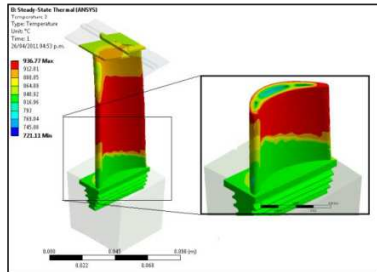


Figura 10. Distribución de temperaturas en el álabe, el detalle muestra un corte transversal del álabe donde se aprecia la distribución de temperatura en los ductos de enfriamiento.

La distribución de esfuerzos en la superficie de la paleta del álabe y en los ductos de enfriamiento se presenta en la figura 11. Se observa que el esfuerzo máximo de 572 MPa se presenta en la pared del ducto de enfriamiento central, mientras que el mínimo esfuerzo es de 18 MPa

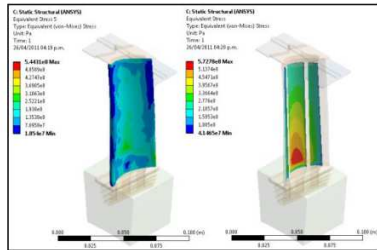


Figura 11. Distribución de esfuerzos en la superficie exterior de la paleta y en los ducto de enfriamiento.

Los valores de frecuencia naturales del álabe móvil enfriado con aire de la primera etapa de la turbina de gas de 28.5 MW durante la operación nominal del turbogenerador se muestran en la tabla 5. Mientras que la figura 12 muestra los primeros cuatro modos de vibración.

Tabla 5. Frecuencias naturales del álabe durante la operación nominal de la máquina

Mode	Frecuency [Hz]	Mode	Frecuency [Hz]
1	971.64	9	5756.9
2	2254.6	10	7362.7
3	2699.9	11	8938
4	3438.6	12	10640
5	3496.6	13	10968
6	4481.3	14	13390
7	4793.4	15	14180
8	4984.8	16	15904

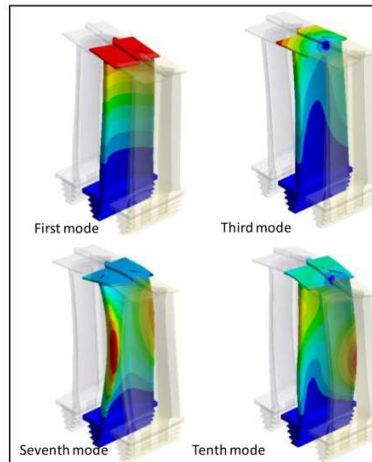


Figura 12. Modos de vibración considerando las interacciones del álabe en el ensamble y las condiciones de operación nominales de la turbina.

La figura 13 se reproduce de la referencia [3] y representa el espectro de frecuencia de la fuerza tangencial generada por el flujo de trabajo.

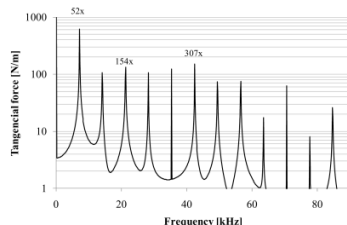


Figura 13. Espectro de frecuencias de la fuerza tangencial del álabe móvil [3]. Las principales amplitudes están a 52x (7029 Hz), 154x (21,226 Hz), y 307x (42,315 Hz).

CONCLUSIONES

Se ha obtenido un modelo de elemento finito del álabe que representa adecuadamente su comportamiento dinámico y se han calculado las frecuencias naturales que presentará el componente durante la operación nominal del turbogenerador de 28.5 MW.

Se calcularon las primeras dieciséis frecuencias naturales durante la operación de la máquina y se observa que la décima frecuencia natural del álabe (tabla 5) que se presenta a 7362 Hz está cerca de la principal armónica de la fuerza tangencial generada por el flujo de trabajo y que es de 7029 Hz. Lo que da lugar a una potencial condición de resonancia del décimo modo de vibración con el principal armónico de la fuerza tangencial del flujo de trabajo.

Del décimo modo se observa que cerca de la mitad de la paleta es donde más movimiento relativo existe, sobre todo en el filo de salida; esto puede explicar la razón por la que se ocurre un mayor desgaste en esta región, al desgastarse más se amplifican las fluctuaciones de la fuerza tangencial generada por el flujo de trabajo y el álabe resulta más expuesto cuando ocurre esta vibración.

REFERENCIAS

- [1] Han, J., Dutta, S., Ekkad, S. *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*, Taylor&Francis, New York, NY, 2000.
- [2] Douglas E. Adams, *Health Monitoring of Structural Materials and Components*, Ed. John Wiley & Sons Ltd, USA 2007. ISBN 978-0-470-03313-5
- [3] Julio C. Gómez-Mancilla, Luis M. Palacios-Pineda and Yunuén López-Grijalba, *Fatigue Life Consumption for Turbine*

Blades-Vanes Accelerated by Erosion-Contour Modification, International Conference on Fluid Mechanics, Heat Transfer and Thermodynamics, WASET, Amsterdam, The Netherlands, 2011.

- [4] Tofighi, M., Ali, S., Rezamahdi, N. "Failure Analysis of Gas Turbine Blades", K.N. Toosi University of Technology, Paper 120, ENG 108, Proceedings of the 2008 LAJC-IJME International Conference, Iran, 2008.
- [5] Dennis G. Zill, *Cálculo con Geometría Analítica*, Editorial Iberoamericana, segunda edición.
- [6] Levi, Enzo. *Elementos de Mecánica del Medio Continuo*. Limusa, 1980.
- [7] Richard C. Rice, et. al. Office of Aviation Research, *Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS)*, DOT/FAA/AR-MMPDS-01. 2003, USA.
- [8] Fern Engineering, Inc., "Gas Turbine and Combined - Cycle Capacity Enhancement", TR-102412, Generation & Storage Division, EPRI Project Manager, Palo Alto, California, October, 1993.
- [9] José M. Machorro-Lopez(est), Douglas E. Adams, Julio C. Gómez-Mancilla, Kamra Gul(est), Identification of damaged shafts using active sensing - simulation and experimentation, journal of sound and vibration, Elsevier, Vol. 327, Noviembre 2009, pags. 368-390. ISSN 0022-460X
- [10] J. Gómez-Mancilla, Jean-Jacques Sinou(est), V R Nosov, F. Thouverez, A Zambrano(est), "The influence of crack-imbalance orientation and orbital evolution for an extended cracked jeffcott rotor", COMPRES-RENDUS Mecanique, R.C., ISSN: 1631-0721, editorial Elsevier, Vol. 332, 2004, Diciembre 2004, pags. 955-962.

Derechos Reservados © 2011, SOMIM

B5. Conferencia en la 17ª Semana Nacional de Ciencia y Tecnología



B6. Participación en el 2do. Concurso de proyectos académicos en ingeniería basados en diseño y simulación por computadora

