



## INSTITUTO TECNOLÓGICO DE PACHUCA

# EVOLUCIÓN DE LA PRESIÓN Y TEMPERATURA EN UN PALABE ENFRIADO POR AIRE DURANTE EL ARRANQUE DE TURBINA FT-4C1

BAJO LA OPCIÓN I:  
TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE  
MAESTRO EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA:  
ING. FERNANDO OSWALDO CANTO ESCAJADILLO

DIRECTOR DE TESIS:  
DR. LUIS MANUEL PALACIOS PINEDA

SINODALES:  
DRA. ERIKA OSIRIS ÁVILA DÁVILA  
DR. ABDIEL GÓMEZ MERCADO

109 Páginas

Pachuca de Soto, Hidalgo Junio de 2019





**SEP**  
SECRETARÍA DE  
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO  
Instituto Tecnológico de Pachuca

“2019, Año del Caudillo del Sur, Emiliano Zapata”

Pachuca, Hidalgo, **20/Mayo/2019**  
OFICIO No. DEPI-090-19

**C. ING. FERNANDO OSWALDO CANTO ESCAJADILLO  
PRESENTE**

La que suscribe, jefa de la División de Estudios de Posgrado e Investigación, le comunica que los miembros de la Comisión Revisora, designada por el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica para examinar su Tesis:

“Evolución de la presión y temperatura en un álabe enfriado por aire durante el arranque de la turbina FT-4C1”

se han reunido, y después de intercambiar opiniones manifiestan su aprobación de la Tesis, en virtud que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes y en consecuencia, se autoriza su impresión.

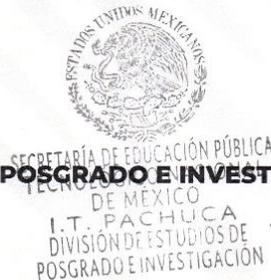
Sin otro particular por el momento, quedo de Usted.

**ATENTAMENTE**

*El Hombre Alimenta el Ingenio en Contacto con la Ciencia*

**MTRA. KARLA MARTÍNEZ TAPIA  
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN**

C.p. Archivo  
KMT/Imp



Carretera México-Pachuca Km. 87.5, Col. Venta Prieta, Pachuca, Hidalgo. C.P. 42080, A. P. 276.

Tels. : (01 771) 710 52 51, 170 03 45, 170 03 01, 170 06 87

[www.tecnm.mx](http://www.tecnm.mx) | [www.itpachuca.edu.mx](http://www.itpachuca.edu.mx)



“2019, Año del Caudillo del Sur, Emiliano Zapata”

**División de Estudios de Posgrado e Investigación  
Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica  
ACTA**

Siendo las 13:00 horas del 15 de Febrero de 2019, reunidos en el aula U6, el Consejo de Posgrado de la Maestría en Ingeniería Mecánica manifiesta la APROBACIÓN del tema de Tesis: Evolución de la presión y temperatura en un álabe enfriado por aire durante el arranque de la turbina FT-4C1, con el siguiente contenido:

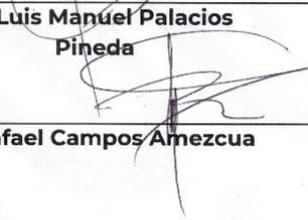
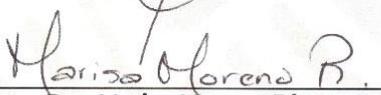
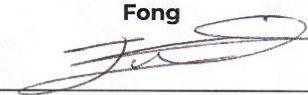
Resumen/Abstract  
Nomenclatura  
Contenido  
Índice de cuadros, gráficas y figuras.  
1. Introducción  
2. Antecedentes  
3. Marco Teórico  
4. Metodología  
5. Resultados  
Conclusiones  
Bibliografía  
Apéndices

Para cubrir el requisito correspondiente a la Tesis para que el Ing. Fernando Oswaldo Canto Escajadillo obtenga el grado de Maestro en Ingeniería Mecánica, bajo la dirección del Dr. Luis Manuel Palacios Pineda, profesor de la Maestría en Ingeniería Mecánica de la División de Estudios de Posgrado e Investigación.

**ATENTAMENTE**

*El Hombre Alimenta el Ingenio en Contacto con la Ciencia*

**EL CONSEJO DE POSGRADO**

 _____ <b>Dr. Mario Emigdio Rodríguez Castillo</b>	 _____ <b>Dr. Luis Manuel Palacios Pineda</b>	 _____ <b>Dra. Erika Osiris Ávila Dávila</b>
 _____ <b>Dr. Ignacio Ramírez Vargas</b>	 _____ <b>Dr. Rafael Campos Amezcua</b>	 _____ <b>Dr. Hugo Francisco Abundis Fong</b>
 _____ <b>Dra. Marisa Moreno Ríos</b>		 _____ <b>Dr. Edgar Ernesto Vera Cárdenas</b>



## **Agradecimientos**

Agradezco al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por la beca otorgada para mis estudios de posgrado, con la cual pude obtener los recursos necesarios para concluir en tiempo y forma mi tesis.

A mi director de tesis Dr. Luis Manuel Palacios Pineda por dirigir mi investigación, gracias por el apoyo dado durante todo el desarrollo de la investigación, su comprensión y consejo durante estos 2 años de continuo aprendizaje.

Al personal docente de la División de Estudios de Posgrado e Investigación del Instituto Tecnológico de Pachuca por los conocimientos transmitidos en las aulas, gracias a todos por su tiempo y dedicación a la enseñanza, ustedes forman a la nueva generación de excelentes profesionistas que el país necesita.

Al personal administrativo de la División de Estudios de Posgrado e Investigación del Instituto Tecnológico de Pachuca por la ayuda dada durante mi participación en el 25vo congreso de la Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica, A.C. (SOMIM).

## Resumen

---

A continuación, se presenta un análisis de flujo transitorio que simula el comportamiento del fluido durante el encendido en el aeroreactor aeroderivado FT-4C1 en la primera etapa de una turbina de gas, utilizada en la práctica para la generación eléctrica, con el fin de obtener la distribución de presión y temperatura en el rotor durante las condiciones dependientes al tiempo de arranque. Se obtuvo así, el comportamiento de la presión y temperatura, a través del tiempo y su impacto en la geometría del álabe rotatorio. La determinación de las condiciones de frontera transitorias, el ángulo de incidencia del flujo y la distribución de temperatura dependiente a la altura del álabe se muestran de manera clara. El método aplicado a los datos descritos por el proveedor y análisis previos para la obtención de las condiciones de frontera usadas. Además, se detalla la metodología aplicada, como lo son los tipos de fronteras seleccionados, la discretización, efectos físicos del flujo (siendo el caso de la compresibilidad), modelo de turbulencia y los esquemas de solución usados. Estos importantes logros se relacionan estrechamente con el deterioro microestructural del álabe, mismos que pueden ocurrir durante el encendido de la turbina aeroderivada, afectando su vida útil y en consecuencia el rendimiento de la turbina. Finalmente, se proporcionan recomendaciones que permitirán en trabajos futuros obtener simulaciones más precisas y se sugieren nuevas líneas de investigación en diferentes etapas de funcionamiento de la turbina de gas aeroderivada.

Palabras clave: Turbinas de gas, Flujo transitorio, ANSYS Fluent, Transferencia de calor conjugada.

## **Abstract**

---

Down below, a transient flow analysis is presented, which simulates the behavior of the fluid during the star-up in an aeroderivative gas turbine FT-4C1 in the first stage of a gas turbine, which is used to produce electric generation, in order to obtain the distribution of the pressure and the temperature in the rotor during the conditions depending on the starting time. Thus, the behavior of the pressure and temperature was obtained, through time and its impact on the geometry of the rotating blade. The determination of the transient boundary conditions, the angle of the incidence of the flow and the distribution of the dependent temperature at the height of the blade are clearly shown. The method applied to the data detailed by the supplier and previous analysis to obtain the conditions of the borders used. In addition, the applied methodology is described, as are the types of selected boundary, discretization, the physical effects of the flow, the turbulence model and the solution schemes used. These important achieves are closely related to the deterioration of the microstructure, as well as can occur during the turbine ignition, deteriorating the of the useful life and the turbine performance. Finally, are shown the recommendations that work in future works to obtain more precise simulations and lines of research in different stages of operation of the aeroderivative gas turbine.

Key words: Gas turbines, Transient flow, ANSYS Fluent, Conjugated heat transfer.

## Contenido

Lista de tablas .....	viii
Lista de figuras .....	ix
Nomenclatura.....	xii
1. Introducción.....	14
2. Antecedentes.....	19
2.1. Condiciones de flujo inestable.....	19
2.2. Encendido de turbina .....	21
2.3. Transferencia de calor en álabes .....	22
2.4. Esfuerzos en álabes .....	24
2.5. Fallas comunes en álabes .....	25
2.6. Vida a la fatiga.....	27
3. Marco teórico.....	30
3.1. Turbinas de producción eléctrica.....	30
3.2. Ecuaciones de Navier Stokes .....	31
3.3. Fluido compresible.....	34
3.4. Modelo de turbulencia $\kappa$ - $\epsilon$ .....	35
3.5. Dinámica de fluidos computacional.....	37
3.6. Interacciones flujo-estructurales .....	39
3.7. Método del elemento finito .....	41
3.8. Transferencia de calor .....	43
3.9. Esfuerzos térmicos .....	46
3.10. Esfuerzos centrífugos .....	48
3.11. Fatiga.....	49
4. Metodología.....	50

4.1. Objeto de estudio .....	52
4.2. Condiciones de encendido de turbina .....	57
4.3. Análisis de flujo compresible e incompresible .....	58
4.3.1. Discretización .....	59
4.3.2. Condiciones de frontera .....	62
4.4. Análisis de transferencia de calor conjugado.....	68
4.4.1. Discretización .....	69
4.4.2. Condiciones de frontera.....	73
5. Resultados.....	76
5.1. Análisis de flujo compresible e incompresible .....	77
5.2. Análisis de transferencia de calor conjugado.....	84
Conclusiones.....	90
Trabajos a futuro.....	93
Referencias .....	94
Anexos .....	98
Anexo 1. Flujo dependiente al tiempo.....	98
Anexo 2 Perfil de temperatura a la entrada. ....	100
Anexo 3 Propiedades térmicas dependientes a la temperatura. ....	101
Publicaciones .....	102

## Lista de tablas

---

Tabla 1. Materiales más comunes usados en sección de expansión en turbinas de gas [3.1]. .....	31
Tabla 2. Propiedades termo mecánicas de la súper aleación INCONEL 792. ....	54
Tabla 3. Propiedades de la malla estructurada. ....	62
Tabla 4. Ángulo de entrada del flujo respectivo a la altura del dominio.....	64
Tabla 5. Condiciones de frontera estacionarias [4.3,4.4]. ....	65
Tabla 6. Propiedades de malla en el dominio sólido .....	72
Tabla 7. Propiedades térmicas dependientes a la temperatura. ....	73
Tabla 8. Puntos críticos en el tiempo de encendido. ....	77
Tabla 9. Presiones alcanzadas durante encendido con efectos de compresión y temperatura. ....	82
Tabla 10. Gradiente de temperatura entre máximo y mínimo en diferentes intervalos de tiempo.	89

## Lista de figuras

Figura 1. Presencia de inestabilidad en turbinas de gas [2.1].....	20
Figura 2. Presencia de turbulencia en turbinas de gas [2.2]. .....	21
Figura 3. Distribución en el álabe rotor de turbina [2.5]. .....	23
Figura 4. Geometría típica usada en álabes de turbina [2.12]. .....	26
Figura 5. Falla ocasionada por fatiga en álabes de turbina [2.12]. .....	28
Figura 6. Diferencia entre dominio continuo y discreto. ....	38
Figura 7. Malla usada alrededor de un perfil aerodinámico [3.3]. .....	38
Figura 8. Aplicación de la dinámica de fluidos computacional. ....	39
Figura 9. Configuración estándar para análisis flujo-estructural en una sola vía de transferencia de datos.....	40
Figura 10. Configuración estándar de análisis simultaneo con retroalimentación de transferencia de datos.....	40
Figura 11. Transferencia de calor por conducción. ....	43
Figura 12. Transferencia de calor por convección. ....	44
Figura 13. Fenómeno de transferencia de calor presente en el álabe de primera etapa.....	45
Figura 14. Dilatación producida por diferencial de temperatura [3.10]. .....	46
Figura 15. Esfuerzo resultante por dilatación térmica [3.10]. .....	47
Figura 16. Diagrama de flujo aplicado a la metodología de análisis.....	50
Figura 17. Aeroreactor J-75.....	52
Figura 18. Configuración estándar de turbina de gas aeroderivada para generación eléctrica FT-4C1.....	52
Figura 19. Primera sección de turbina.....	53
Figura 20. Álabe rotor de primera etapa de turbina.....	54
Figura 21. Modelo computacional del álabe de primera etapa. ....	55
Figura 22. Modelo computacional del álabe rotor.....	56

Figura 23. Dominio del fluido alrededor del álabe rotor. ....	56
Figura 24. Conformación de primera etapa de turbina por dominios del fluido y sólido. ....	57
Figura 25. Curva de arranque de turbina aeroderivada FT-4C1 [4.1]. ....	57
Figura 26. Cortes aplicados en el dominio del fluido. ....	60
Figura 27. Aristas creadas de manera virtual. ....	61
Figura 28. Malla estructurada en el dominio del flujo de gases. ....	61
Figura 29. Superficies de entrada y de salida del flujo de gases. ....	62
Figura 30. Interfaces de contacto con el dominio sólido. ....	63
Figura 31. Paredes consideradas periódicas para la simplificación del análisis. ....	63
Figura 32. Planos ocupados para obtener el ángulo de entrada del flujo. ....	64
Figura 33. Flujo de entrada dependiente al tiempo de encendido. ....	66
Figura 34. Perfil de temperatura a la entrada del rotor. ....	67
Figura 35. Configuración de análisis de flujo compresible e incompresible. ....	68
Figura 36. Esquema de interfaces flujo - estructurales. ....	69
Figura 37. Planos de corte aplicados al sólido. ....	70
Figura 38. Dominio del flujo de enfriamiento interno. ....	70
Figura 39. Geometría usada para el análisis de transferencia de calor conjugado. ....	71
Figura 40. Regiones de contacto entre dominio sólido y fluido. ....	71
Figura 41. Malla no conforme en el dominio sólido. ....	72
Figura 42. Propiedades térmicas del material INCONEL 792 aplicadas en el dominio sólido. ...	73
Figura 43. Condición de convección aplicada a la pared de enfriamiento interno del álabe rotor. ....	74
Figura 44. Configuración de contacto no conforme en superficies fuente y objetivo. ....	75
Figura 45. Planos en el dominio del fluido, usados para la obtención de contornos de presión y temperatura. ....	78
Figura 46. Perfil de temperatura variable dependiente a la altura. ....	78

Figura 47. Contornos de temperatura global durante encendido (a) 44 seg; (b) 76 seg; (c) 112 seg; (d) 120 seg; (e) 600 seg; (f) 780 seg.....	79
Figura 48. Contornos de presión global en plano medio. (a) 44 seg; (b) 76 seg; (c) 112 seg; (d) 120 seg; (e)600 seg; (f) 780 seg.....	79
Figura 49. Distribución de presión sobre la superficie del álabe en la sección media. ....	80
Figura 50. Distribución de presión en plano medio (1/2).....	81
Figura 51. Fuerza tangencial producida por el álabe en la sección media. ....	83
Figura 52. Planos en el dominio del fluido, usados para la obtención de contornos de temperatura. ....	84
Figura 53. Distribución de temperatura máxima y mínima respecto al tiempo de encendido. ....	85
Figura 54. Distribución de puntos máximos y mínimos durante el segundo 780 del encendido en tres planos. ....	86
Figura 55. Evolución de la temperatura en plano inferior.....	87
Figura 56. Evolución de la temperatura en plano medio.....	87
Figura 57. Evolución de temperatura en plano superior.....	88

## Nomenclatura

---

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
$\vec{v}$	VECTOR VELOCIDAD
$P$	PRESIÓN LOCAL
$g$	GRAVEDAD
$p$	PRESIÓN TERMODINÁMICA LOCAL
$\rho$	DENSIDAD
$\sigma_n$	ESFUERZO NORMAL
$\tau$	ESFUERZO CORTANTE
$\mu$	VISCOSIDAD DINÁMICA
$M$	NUMERO DE MACH
$c$	VELOCIDAD DEL SONIDO
$\gamma$	RELACIÓN DE CALORES ESPECÍFICOS
$T$	TEMPERATURA
$R$	CONSTANTE DE GAS
$v$	VELOCIDAD
$C_p$	COEFICIENTE DE CALOR A PRESIÓN CONSTANTE
$C_v$	COEFICIENTE DE CALOR A VOLUMEN CONSTANTE
$\kappa$	ENERGÍA CINÉTICA TURBULENTO

$\epsilon$	DISIPACIÓN TURBULENTA
$h$	COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR
$k$	COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA
$\sigma$	ESFUERZO
$E$	MÓDULO DE ELASTICIDAD
$\alpha$	COEFICIENTE DE DILATACIÓN TÉRMICA
$E_v$	MÓDULO DE COMPRESIBILIDAD VOLUMÉTRICA
$M$	NÚMERO DE MACH
$F$	FUERZA
$k_e$	RIGIDEZ
$\vec{Q}$	FLUJO DE CALOR
$A$	ÁREA
$N$	VELOCIDAD ROTACIONAL

## **1. Introducción**

---

Los elementos rotativos en las etapas de compresión y expansión en turbinas de gas, conocidos como álabes o rotores, se encuentran sometidos a estados de esfuerzos severos durante las distintas fases de operación en turbo máquinas.

Ambas etapas, tanto compresión como expansión, son fundamentales en las turbinas de gas y perciben velocidades rotacionales, perfiles de presión generados por el flujo de trabajo y gradientes de temperatura, sin embargo, la etapa de turbina suma los esfuerzos térmicos producidos por las altas temperaturas provenientes de la combustión, las cuales generan choque térmico.

Los álabes en la turbina son afectados por tres mecanismos de daño, estos son daños por fluencia, fatiga y corrosión a alta temperatura. Las condiciones del entorno producidas por el fluido, así como la exposición a diferentes operaciones, como lo son arranque o estado estacionario, provocan que alguno de los mecanismos de daño tenga mayor relevancia y, en consecuencia, afecte en mayor proporción al álabe.

Los esfuerzos termo-estructurales en las primeras etapas de expansión son analizados con el fin de preservar los altos estándares de seguridad operacional requeridos por la industria, tanto aeronáutica como eléctrica.

Por lo tanto, en paralelo a la búsqueda de eficiencia, gran cantidad de análisis se han enfocado a la confiabilidad y determinación de vida útil de los elementos que conforman la turbina, en especial en la industria de generación de energía. La integridad de los componentes es esencial para la confiabilidad y rentabilidad económica.

El objeto del estudio es la turbina de gas aeroderivada FT-4C1 de la marca Pratt & Whitney (P&W), la cual es operada por la Comisión Federal de Electricidad (CFE) como unidad móvil para producción de energía eléctrica. Esta turbina es usada para situaciones de emergencia, como lo son desastres naturales o condiciones pico en el suministro de energía. La turbina fue adaptada para operar por largos periodos de tiempo para el abastecimiento de electricidad.

La unidad móvil cuenta con los parámetros establecidos por el fabricante para realizar diferentes operaciones como son el encendido, apagado, interrupción de emergencia y carga nominal. Se cuenta con gráficas de arranque y paro de turbina y relaciones de correcciones de error en medidas de monitoreo en el manual de operación.

La primera etapa de turbina ha sido estudiada y analizada por diferentes autores, estos estudios comprenden la caracterización del álabe rotor y determinación las fuerzas inducidas por el fluido. Los análisis antes mencionados se centran en la operación de carga nominal en la turbina de gas, aplicando fronteras no dependientes al tiempo como la temperatura, presión de entrada y salida, las cuales son circunstancias predominantes durante el funcionamiento de la turbina de gas.

El hecho anterior permite la posibilidad de estudiar el flujo durante condiciones variables de frontera dependientes al tiempo, las cuales simulan el encendido de la turbina de gas, siendo esta fase de operación la que perjudica en mayor manera la vida útil de los elementos en la etapa de turbina.

Actualmente, el análisis de flujo transitorio se considera como un estudio muy complejo y novedoso, por lo que fue necesario buscar información relevante y actual. Esta búsqueda arrojó estudios estrechamente relacionados con la investigación, el compendio de información relevante se muestra en el Capítulo II, los avances, metodologías y resultados obtenidos por diversos autores se resumen de manera objetiva y clara.

Los fundamentos teóricos del análisis se muestran en el capítulo III, los cuales son la base del análisis transitorio de fluido, así como los fenómenos físicos presentes en los álabes durante el encendido de la turbina de gas, las expresiones matemáticas se encuentran inmersas en el software CFD usado para la obtención del campo de esfuerzos.

En el capítulo IV se muestra la metodología que fue aplicada, señalando de manera secuencial los pasos aplicados, desde el objeto de estudio hasta las consideraciones realizadas en el software de ingeniería asistida por computadora para cada análisis preliminar y final realizado durante esta investigación.

Cada análisis realizado otorgó resultados, estos son mostrados en el capítulo V, los cuales fueron procesados y mostrados de manera clara para obtener la información necesaria de la presión y temperatura durante el encendido.

Finalmente, en el capítulo VI se muestran las conclusiones resultantes de observar la evolución de la presión y temperatura en el álabe rotor de la sección de turbina durante el encendido. Estas conclusiones suponen la respuesta a la interrogante del deterioro por esfuerzo térmico durante los minutos de encendido y, abre nuevas líneas de investigación para el mejoramiento de los ductos de enfriamiento y el entendimiento del deterioro microestructural del álabe durante el encendido, entre otras.

### **Planteamiento del problema.**

Durante la operación de encendido y apagado, los álabes sobrepasan el límite permisible de esfuerzo, presentando esfuerzos de origen térmico y mecánico más altos a los permisibles. Las condiciones transitorias son un factor limitado por el valor máximo de esfuerzo tolerable en los elementos rotores de la turbina. En general, las turbinas de gas operan con altas tasas de falla durante procesos transitorios [1].

Para evitar esfuerzos excesivos durante el arranque y/o paro de las turbinas de gas, los fabricantes especifican las curvas de arranque, las cuales regulan la velocidad rotacional, restringiendo los esfuerzos térmicos y mecánicos bajo un régimen dependiente de la temperatura y tiempo de encendido. Por otra parte, la expansión térmica diferencial es un fenómeno controlado por la curva de arranque, si no se administra cuidadosamente, puede ocurrir fricción axial entre las partes fijas (carcasas) y rotatorias (álabes), provocando daños estructurales severos, inclusive provocando la pérdida completa de varios elementos en la sección de expansión.

Por otra parte, los fabricantes de turbinas proporcionan estimaciones de vida útil para cada componente, informando el tiempo de operación de cada elemento con el fin de prevenir desperfectos potencialmente peligrosos, sin embargo, la flexibilidad operacional con la que actualmente operan las turbinas de generación eléctrica deteriora rápidamente los elementos en maneras que no fueron previstas.

Además, la flexibilidad operacional es la capacidad de las plantas de producción eléctrica para detener y/o reanudar operaciones en momentos cruciales de suministro, a su vez, se consigue el seguimiento de regulaciones para la protección al ambiente teniendo una alta flexibilidad operacional para el paro y reanudación de producción.

La flexibilidad conlleva nuevos retos a la inspección y mantenimiento de las turbinas de gas y los elementos mecánicos que las conforman. Los ciclos de carga térmica en los álabes son factores que adquieren importancia al presentarse mayor cantidad de arranques en la turbina.

### **Justificación.**

El mantenimiento en las turbinas de gas anticipa los fallos por fatiga en los elementos mecánicos, sin embargo, no siempre es posible detectar las fallas inertes en los materiales, por lo que la comprensión de los mecanismos de falla y los estados de esfuerzos que los provocan justifica las inversiones en investigación.

Los álabes rotores soportan esfuerzos flujo-estructurales resultantes de la presión y temperatura del flujo, así como los esfuerzos mecánicos producidos por la velocidad rotacional del álabe. Conocer la variación de la presión y temperatura durante las condiciones transitorias de operación ayudará a la determinación de las zonas más propensas a presentar los diferentes mecanismos de falla.

Esto complementara análisis previos durante la operación de carga nominal, lo cual se traduce en un mejor estudio del álabe de primera etapa de turbina.

Considerando un álabe que cuenta con 12,000 hrs. de operación, los esfuerzos presentes durante condiciones transitorias cuantificarán las repercusiones que sufre el elemento durante el encendido de la turbo-maquinaria debido al desgaste presente en el rotor.

La principal diferencia del estudio transitorio con respecto a la obtención de esfuerzos durante la operación nominal es la consideración de fronteras variables dependientes al tiempo, esto a su vez modifica el comportamiento de la temperatura y presión ejercida por el flujo de trabajo.

### **Objetivos.**

#### Objetivo General

- Determinar la evolución de la presión y temperatura que producen el campo de esfuerzo principal en un álabe enfriado por aire durante el arranque de la turbina aeroderivada FT-4C1 considerando la curva de arranque especificada por el fabricante.

#### Objetivos Específicos

- Determinar las condiciones de frontera transitorias que serán aplicadas en el análisis de flujo alrededor del álabe.

- Realizar un análisis dinámico de fluidos computacional considerando las condiciones transitorias que se presentan durante el arranque de turbina con el fin de mostrar el comportamiento del fluido.
- Realizar un análisis de transferencia de calor conjugado para determinar la temperatura en el elemento rotor de la turbina durante la operación de encendido.

### **Hipótesis.**

Para conocer la manera en como la presión y temperatura varían en la primera etapa de la turbina FT-4C1, durante el arranque se deben considerar condiciones variables de frontera en el canal de flujo durante el arranque. Realizando un análisis de flujo transitorio considerando la dependencia al tiempo de encendido se obtendrán los perfiles de presión y temperatura del flujo. Posteriormente se realizará un análisis de transferencia de calor conjugado con el fin de obtener la distribución de temperatura en el sólido.

## CAPÍTULO II

### 2. Antecedentes

---

Desde el desarrollo de las turbinas de gas, gran cantidad de investigaciones se han enfocado en la comprensión y mejoramiento de los sistemas que conforman a los motores, la búsqueda de mayor eficiencia, mejores relaciones de peso/potencia y mayor confiabilidad en los elementos mecánicos. A continuación, se muestran investigaciones relevantes y recientes de diferentes campos de estudio en turbinas de gas, relacionadas con el tema de investigación mostrado en este escrito.

Condiciones de flujo inestable, encendido de turbina, transferencia de calor en álabes, esfuerzos en álabes, fallas comunes en álabe y vida a la fatiga en elementos de turbina son temas mostrados en este capítulo.

#### 2.1. Condiciones de flujo inestable

Existen numerosas influencias de flujo inestables en las turbinas de gas. Estas pueden tener un impacto sustancial en la eficiencia y, por lo tanto, en el medio ambiente y costos de operación durante la vida útil de una turbina de gas.

Estas fuentes de inestabilidad son revisadas por Tucker [2.1, 2.2], quien describe las zonas en las que el modelado inestable es obligatorio para la obtención de soluciones significativas. Se revisan las diversas jerarquías de modelado inestables. Por ejemplo, la simulación de grandes remolinos y las simulaciones promediadas de Reynolds. Como lo indica Tucker [2.1], existen numerosas influencias de flujo inestables y éstas pueden magnificarse mediante componentes de flujo acústico. Es probable que el total de las influencias inestables tenga una importancia considerable. Por lo tanto, la caracterización de los efectos de flujos inestables es importante como lo es el efecto de la turbulencia en los perfiles aerodinámicos que presentan los rotores. Los flujos inestables se presentan en la mayoría de etapas que conforman a las turbinas de gas como lo muestra la Figura 1. En ciertas circunstancias, simulaciones estables pueden dar soluciones sin sentido. El inicio de la inestabilidad del sistema de compresión es un ejemplo [2.1].

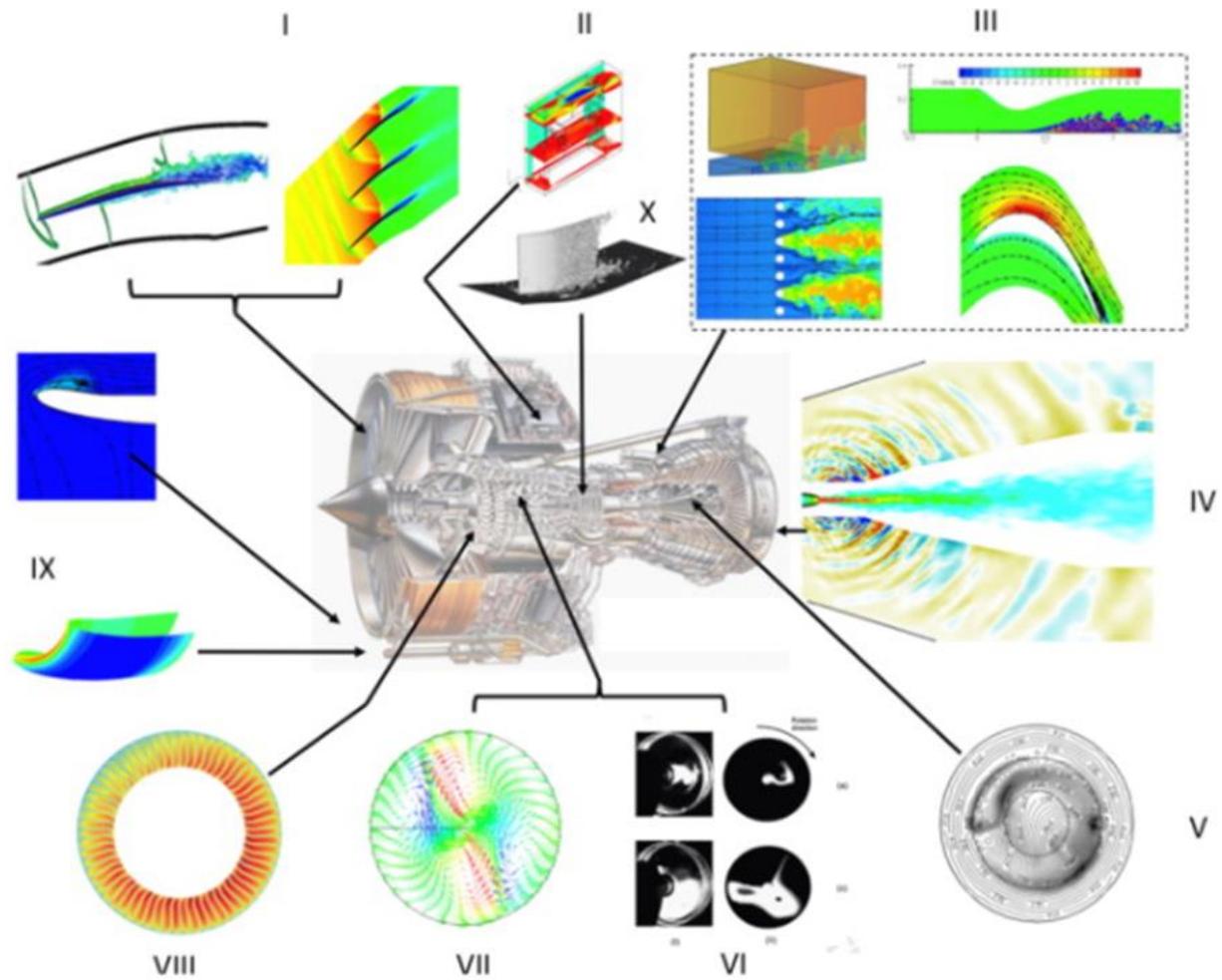


Figura 1. Presencia de inestabilidad en turbinas de gas [2.1].

Además, muchas de las cavidades que cruzan la ruta de gas principal muestran flujos tridimensionales inestables [2.2], que recuerdan a los que se encuentran en la atmósfera de la tierra. Cuando la ruta de gas principal está conectada a estas cavidades, pueden ocurrir inestabilidades complejas, lo que agrega un mayor nivel de complejidad a los campos de flujo inestables.

Los flujos de refrigeración locales también están diseñados para promover la inestabilidad a gran escala, mejorando así la transferencia de calor y, en consecuencia, aumentando la eficiencia del ciclo al elevar la temperatura en la sección de turbina [2.2]. Por lo tanto, muchos flujos de turbina de gas parecen adecuados para la aplicación de modelos de grandes remolinos y simulaciones promediadas de Reynolds como lo muestra la Figura 2, donde se muestran las zonas que tienen tendencia al fenómeno de turbulencia [2.2].

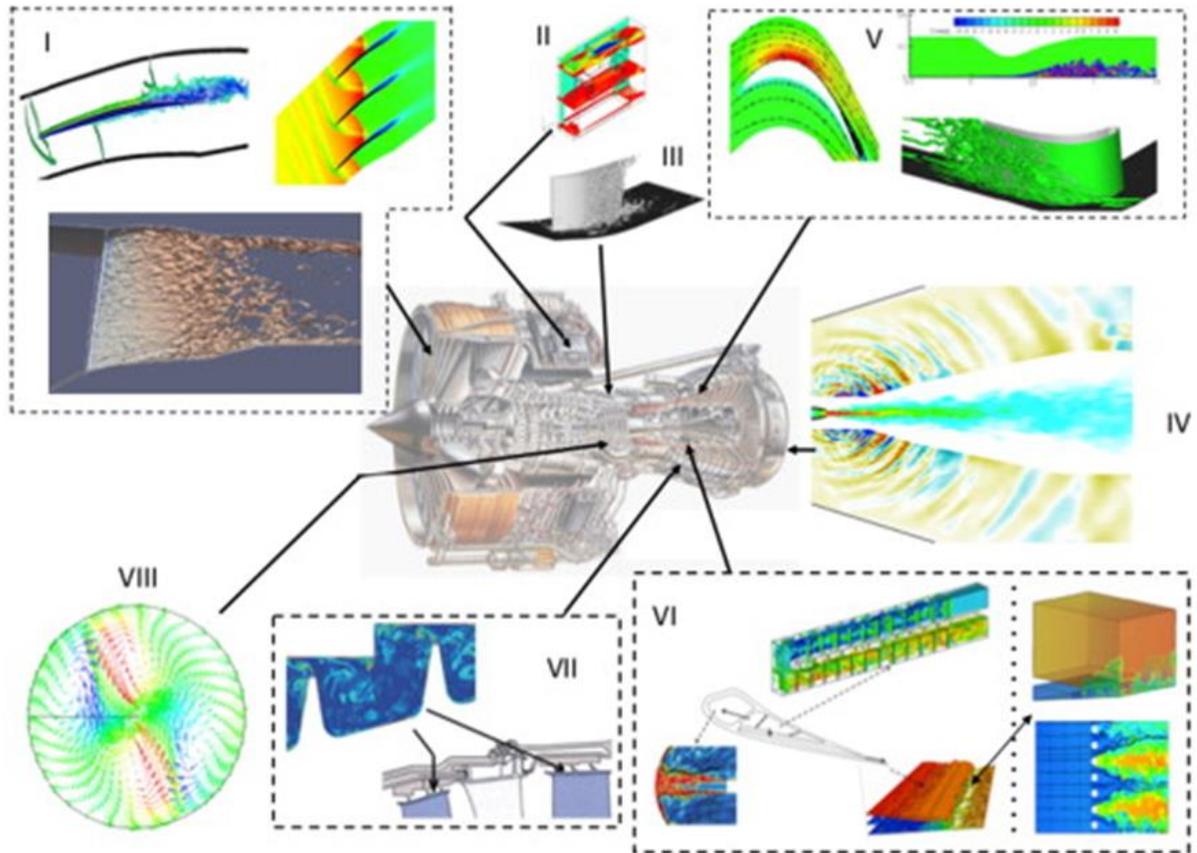


Figura 2. Presencia de turbulencia en turbinas de gas [2.2].

## 2.2. Encendido de turbina

Las plantas de ciclo combinado que solían funcionar durante largos periodos ininterrumpidos de tiempo ahora tienen que asumir nuevos compromisos en sus operaciones cotidianas, los encendidos y paros de operaciones se presentan con mayor regularidad, lo cual se traduce en mayor exposición a condiciones transitorias.

El rendimiento transitorio se refiere al régimen operativo en el cual los parámetros de desempeño de la turbina de gas cambian con el tiempo. La operación del motor durante las maniobras transitorias a menudo se denomina “manipulación”, donde los sistemas de control y las condiciones no estacionarias se encuentran estrechamente relacionadas desde que el motor responde a los programas de flujo de combustible, geometría variable, etc.

Poder determinar los valores de salida de potencia, así como las condiciones de esfuerzo durante el encendido de una turbina de gas es mostrado por Rossi et al. [2.3] en su artículo, en el cual se desarrolla una herramienta basada en Excel/Visual Basic para plantas de ciclo combinado con el

fin de proporcionar una simulación rápida de las condiciones de operación nominal, así como las presentes durante la puesta en marcha. La herramienta antes mencionada es capaz de devolver datos cruciales para la optimización del encendido que fueron efecto de cierto estrés en la turbina de vapor. Estudiar el encendido ayuda a limitar el gradiente térmico en el rotor de la turbina dentro de valores que dependen de la condición de arranque.

El estudio de turbinas sugiere que además de la temperatura del fluido se debe tener en cuenta la temperatura de la superficie interna del estator con el fin de asumir que tiene el mismo valor en la superficie externa del rotor.

Un análisis realizado por Booyesen et al. [2.4] en una turbina de vapor de baja presión de esfuerzos, determinó la tensión media en la ubicación crítica de la raíz y el álabe. Para predecir la máxima tensión resonante mientras se supera la velocidad crítica de resonancia asumida durante el arranque, el análisis resalta la importancia de considerar la resonancia y el amortiguamiento del álabe.

### **2.3. Transferencia de calor en álabes**

Diferentes áreas de investigación relacionadas con la transferencia de calor de álabes de turbina de gas incluyen predicciones de coeficientes de transferencia de calor en superficies internas y externas, la obtención de la distribución de temperatura en el material, métodos de enfriamiento, entre otros [2.5].

La convección externa depende del desarrollo de la capa límite en la superficie del álabe, que es un fenómeno complejo y existe una considerable incertidumbre asociada con las predicciones numéricas y las mediciones experimentales.

La extensión de vida de las partes calientes como toberas y álabes de primera etapa, que consiste en una costosa súper aleación, es muy efectiva para la reducción de los costos de funcionamiento de una planta de generación de energía. En consecuencia, el estudio de transferencia de calor en las superficies externas e internas de los álabes es esencial en el diseño, optimización y evaluación de vida útil de estos elementos [2.5].

Mazur et al. [2.5] realizaron un análisis conjugado durante estado estacionario de la tobera de primera etapa de turbina con el fin de predecir la distribución de temperatura durante carga continua.

Para simular la tobera se consideró el aire de enfriamiento dentro del dominio sólido y la distribución de temperatura a la entrada del fluido. Concluyendo que el grado de deterioro del material corresponde a la distribución de temperatura encontrada en la Figura 3.

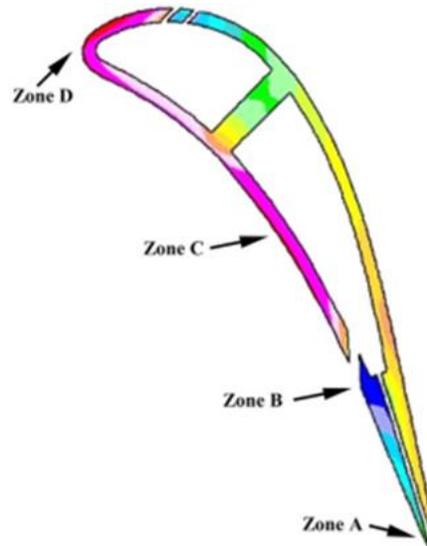


Figura 3. Distribución en el álabe rotor de turbina [2.5].

Tradicionalmente, los diseñadores de turbina resolvían el flujo de fluidos y los problemas de transferencia de calor por separado del problema estructural, confiando en las experiencias de campo con diseños anteriores. Sin embargo, en los últimos años, los ingenieros deben diseñar los componentes calientes con alto rendimiento de historial operativo limitado y experiencia limitada. Además, para mantener un equilibrio entre el flujo interno y externo y la transferencia de calor, los procesos de diseño de los componentes calientes son necesarios utilizando el análisis térmico y la optimización, como lo muestran Kim et al. [2.6].

Tang et al. [2.7] estudiaron el campo de flujo externo y el campo de temperatura del dominio sólido en un álabe de turbina, rigiéndose por las ecuaciones de Navier-Stokes de flujo turbulento compresible y las ecuaciones de conductividad térmica sólida, respectivamente. Señalando que la interacción entre el gas de refrigeración interno y el sustrato metálico de la cuchilla se definen por la condición de la película superficial con la temperatura del sumidero y el coeficiente de transferencia de calor por convección, que no se realiza resolviendo directamente el campo de flujo interno. Para mejorar la precisión de la simulación, se llevó a cabo un procedimiento de transferencia de calor conjugado utilizando el software ABAQUS y FLUENT, que se utilizan para simular dominios sólidos y fluidos, respectivamente al lado.

Estudiar la transferencia de calor en ambos dominios (fluido y sólido) simultáneamente es conocido como análisis conjugado, teniendo muchas ventajas durante la investigación de esfuerzos térmicos. El análisis de transferencia de calor conjugado se vuelve parte fundamental del estudio de álabes en etapa de turbina, situando con mayor precisión la distribución de temperatura en el dominio sólido, mejorando la predicción de esfuerzos térmicos, siendo primordial para una mejor aproximación de vida útil en los componentes rotatorios [2.8].

Hwang et al. [2.8] analizaron en estado transitorio y estacionario la transferencia de calor conjugada en la etapa de turbina de alta presión, el principal énfasis del estudio fue el comportamiento tridimensional de la distribución de temperatura en un álabe de primera etapa. Considerando que la transferencia de calor en los álabes de turbina se concreta a través de dos mecanismos, la convección presente en el fluido de trabajo (aire) y la conducción presente en sólidos (álabes). Así concluyeron que la máxima variación del flujo de entrada se encuentra cercana a los 2 grados debido a la tobera, existiendo la máxima diferencia de temperatura en el álabe de 450 K en su superficie.

#### **2.4. Esfuerzos en álabes**

Los componentes mecánicos móviles que conforman a las turbinas de gas o vapor se someten a estados de esfuerzos de diferente naturaleza, como térmicos, mecánicos y la combinación de ambos. Estos evolucionan según la operación de la turbina, provocando que existan ciclos de fatiga acumulándose en el material, cambiando sus propiedades termo-mecánicas y, por lo tanto, aumentando las probabilidades de falla durante su funcionamiento. Por otra parte, los elementos móviles experimentan resonancia durante las operaciones de encendido y apagado. El análisis durante el estado estable mostrado por Booyesen et al. [2.9] se centró en determinar el esfuerzo medio en la ubicación crítica de la raíz de un álabe de turbina de vapor y capturar los efectos de rigidez requeridos para los análisis dinámicos previos al esfuerzo. Los análisis de tensión elástica lineal se realizaron teniendo en cuenta los efectos de las fuerzas centrífugas para determinar las tensiones en estado estacionario.

El rendimiento local se manejó usando la hipérbola de Neuber y la curva de deformación por tensión, con las tensiones de estado estacionario más altas que se espera que ocurran en la unión de la raíz a la punta debido a las concentraciones geométricas de tensión.

Naeem et al. [2.10] estipulan que las fallas por fatiga en los álabes generalmente son causadas por ciclos máximos y mínimos de fatiga. Los ciclos máximos usualmente son causados por excitaciones aerodinámicas o vibraciones auto excitadas, el daño ocurre cuando los niveles de esfuerzo sobrepasan su resistencia a la fatiga.

En contraste, los ciclos mínimos de fatiga ocurren como resultado de frecuentes ciclos de encendido y apagado, esto puede resultar en la propagación de grietas u ocasionar que un diminuto defecto alcance un tamaño crítico que resulte en la ruptura del álabe. La fatiga es provocada por la variación de cargas (por lo tanto, esfuerzos) y los ciclos máximos y mínimos pueden provocar fallas, si estos dos factores son lo suficientemente grandes.

Durante la operación nominal el paso del álabe frente al estator genera importantes fluctuaciones en fuerza tangencial, esta puede coincidir con las mismas frecuencias que el álabe rotatorio, esto contribuye a una degradación más rápida de la integridad estructural por fatiga resonante siendo indicado por Gómez et al. [2.11].

## **2.5. Fallas comunes en álabes**

Las turbinas de gas modernas se consideran piezas de ingeniería altamente confiables durante su operación, esto es debido a los altos estándares impuestos para su inspección. Durante el siglo XX, numerosos estudios enfocados a las fallas más comunes en los elementos mecánicos de las turbinas de gas han logrado que las inspecciones se focalicen en las zonas propensas a fallas [2.12]. Los álabes rotores de la turbina y compresor son los componentes que usualmente son más vulnerables a fallas mecánicas como lo menciona Carter [2.12]. En ambas secciones de la turbina de gas, los álabes rotores son sometidos a cargas que son producidas por las altas velocidades rotacionales, estas aplican grandes cantidades de carga centrífuga en los elementos móviles, además, los esfuerzos térmicos producidos por la diferencia de temperaturas en el material someten a estos elementos a estados de esfuerzos considerables.

Los álabes rotores de la turbina y compresor, así como los estatores de turbina son los componentes que usualmente son más vulnerables a ciertos tipos de fallas, la geometría típica de estos elementos se muestra en la Figura 4. Estos elementos están sujetos a condiciones similares, Carter [2.12] especifica que en ambas secciones son sometidas a cargas producidas por las altas velocidades rotacionales y a su vez, la diferencia de temperaturas con las que operan estos elementos produce cargas internas considerables.



Figura 4. Geometría típica usada en álabes de turbina [2.12].

Todas las palas de la turbina de alta presión y en ocasiones las etapas de alta compresión, en el compresor, están sujetas a fluencia como consecuencia natural de operar a altas temperaturas y tensiones elevadas, la fluencia es eventualmente la limitante de la vida útil.

Durante las etapas de operación nominal, la fluencia se manifiesta a sí misma como "estiramiento" en los álabes [2.12]. En condiciones no estacionarias, esto puede ser suficiente para que la punta de la cuchilla entre en contacto con la cubierta, causando fricción entre ambos elementos, en consecuencia, se requiere el desmantelamiento del motor para su reparación y probablemente el reemplazo de ambas partes, tanto cuchillas como cubierta.

El estiramiento de los álabes se mide de forma rutinaria durante las inspecciones cotidianas, los álabes se descartan cuando el acumulador de tensión alcanza un valor predeterminado. Este procedimiento es realizado para prevenir fallas por fluencia, logrando que el motor funcione dentro de los límites normales. Los álabes rotores presentan fluencia cuando las temperaturas del motor se exceden por períodos más que breves o cuando los procedimientos de inspección no son los adecuados.

A raíz de las fallas analizadas, aplicar las técnicas correctas de monitoreo permite detectar y diagnosticar la condición de los álabes en la turbo maquinaria. Abdelrhman et al. [2.13] muestran las posibles fallas, clasificándolas en cinco tipos de acuerdo a su naturaleza y características, es decir, fricción axial, falla por fatiga, deformaciones (torsión, deslizamiento, corrosión y erosión), incrustaciones y pérdida de álabes. También presentan revisiones sobre las características y los

métodos de diagnóstico específicos para detectar cada tipo de las fallas mencionadas durante el funcionamiento de la turbina. Abdelrhman et al. [2.13] proveen un repaso de las técnicas de monitoreo y las señales más adecuadas para la aplicación de métodos analíticos de fatiga y diagnósticos de la condición de vida útil en los álabes rotores de turbo maquinarias.

Los estudios de deterioro por fatiga [2.14], mecanismos de falla [2.15-2.18] y daños consecuentes en álabes rotores [2.19, 2.20] han sido investigados por diversos autores, dejando en claro que el análisis de los álabes en diferentes etapas de operación es indispensable en la búsqueda de mayor seguridad operacional.

## **2.6. Vida a la fatiga**

El tiempo de vida de los componentes se define por una amplia gama de factores de fabricación, diseño y servicio. Las cuchillas del compresor y turbina se fabrican de diversas formas mediante forjado, extrusión o mecanizado. Estas cuchillas desempeñan un papel importante y están diseñadas para operar a altas temperaturas y entornos agresivos. Están sometidas a una alta velocidad de rotación que da como resultado altas fuerzas centrífugas. La carga cíclica hace que las cuchillas se degraden metalúrgica y mecánicamente durante el servicio, lo que limita su servicio de vida útil. En el entorno de agua de mar, puede aparecer corrosión en el material. Estos facilitadores de corrosión pueden tener una influencia perjudicial sobre la resistencia a la fatiga del material y elevar el nivel de estrés localmente [2.21].

Las fallas por ciclos altos de fatiga son raras en las piezas rotatorias de la turbina de gas, a menos que se haya infligido alguna forma de daño iniciador, a partir de desechos ingeridos o donde haya un defecto de fabricación. Las palas de las turbinas de gas están cuidadosamente diseñadas para evitar la fatiga de alto ciclo, ya que acumulan ciclos de estrés a un ritmo prodigioso [2.12], estos ciclos altos se presentan en las operaciones de carga estable.

La fuente de estos esfuerzos es bastante evidente, cuando se detiene el ensamble disco / álabe está sujeto a cargas principalmente debido al peso propio de los elementos. En funcionamiento, los mismos componentes están sujetos a grandes cargas, aunque bastante constantes como centrífugas impuestas por la velocidad de rotación, y están a una temperatura mucho más alta.

La velocidad de cambio entre estos dos estados es rápida al arrancar el motor, induciendo altos niveles de estrés térmico [2.12]. La Figura 5 muestra un álabe dañado por mecanismos de fatiga, presentando una grieta en el borde posterior.



Figura 5. Falla ocasionada por fatiga en álabes de turbina [2.12].

En el estudio realizado por Mokaberi et al. [2.22] muestra el análisis experimental para investigar el motivo de la falla temprana y repentina de rotores del compresor, concluyendo que la resistencia a la fatiga de la cuchilla del compresor está muy influenciada por el tratamiento de la superficie que causa tensiones residuales y huecos superficiales. Debido a la carga cíclica, las grietas se inician desde estos sitios y se propagan como grietas de fatiga en el centro de la cuchilla. Las micrografías confirmaron la existencia de hoyos de corrosión y también las estrías en la superficie de la fractura.

Azevedo y Sinátora [2.23] investigaron la falla prematura de los álabes de turbina de vapor, fabricadas en acero inoxidable martensítico 12M Cr- NiMoV forjado, se investigó mediante inspección visual, pruebas no destructivas, caracterización micro estructural, microanálisis, análisis químico, micro dureza y prueba de tracción. Los resultados indicaron que la falla de las cuchillas fue promovida por la erosión de partículas extrañas, que atacó preferentemente el lado de baja presión del borde posterior inferior de las cuchillas.

Finalmente, se concluye que las ranuras de desgaste resultantes actuaron como elevadores de tensión y promovieron la formación de núcleos de grietas por fatiga, que crecieron durante los eventos de transición de la operación de la turbina de vapor. Para mejorar la precisión

computacional y la eficiencia del componente mecánico rotor, Gao et al. [2.23] aplican el método de superficie de respuesta colaborativa distribuida al análisis de confiabilidad del daño por fatiga de ciclo bajo de una turbina de gas.

## CAPÍTULO III

### 3. Marco teórico

---

Las turbinas de gas son complejas maquinarias, las cuales involucran los conocimientos de diversos campos de ingeniería para elementos que la conforman, por lo que, el análisis de cada sección envuelve diversos fenómenos físicos que son descritos por leyes de fluidos y sólidos, en ocasiones, estos fenómenos ocurren simultáneamente, lo cual complica su estudio.

En la actualidad, la dinámica de fluidos computacional y el método del elemento finito han logrado acelerar la manera en que se analizan sistemas complejos. A continuación, se presentan los aspectos teóricos que describen cada fenómeno concurrente en la primera etapa de turbina, los cuales son contemplados en la ingeniería asistida por computadora.

#### 3.1. Turbinas de producción eléctrica

El diseño de toberas y álabes de la turbina era, y sigue siendo, una función del ajuste de rendimiento entre la turbina y el compresor, y la resistencia a la temperatura de los materiales disponibles. Las turbinas de gas de producción eléctrica actuales (Aero derivadas, industriales pesadas e híbridas) utilizan un diseño de turbina de reacción de impulso [3.1].

Los diseños de álabes de turbina en la unidad de derivación aerodinámica utilizan álabes con una relación de aspecto alta (larga, delgada) que incorporan obenques de punta para amortiguar la vibración y mejorar las características de sellado de la punta del álabe. La maquinaria industrial pesada incorpora una hoja de baja relación de aspecto (corta, gruesa) sin cubierta [3.1].

La sección transversal de toberas y álabes en turbinas industriales pesadas no resiste el ataque por corrosión por sulfatación, pero puede tolerar más corrosión que los estatores de turbina aerodinámica delgada y de alta relación de aspecto. La maquinaria industrial pesada de potencia bombea más combustible y aproximadamente un 50% más de aire que la unidad de derivación aerodinámica [3.1]. Como resultado, la turbina incorporada a la maquinaria industrial está expuesta a una mayor cantidad de elementos que causan corrosión por sulfatación (es decir, está expuesta a más sales en el aire y más azufre a partir del combustible porque bombea más aire y consume más combustible).

Esta mayor exposición a los elementos que causan la corrosión por sulfatación, hasta cierto punto, anula la ventaja que podría haberse supuesto del área de gran sección transversal del álabe rotor y

las superficies aerodinámicas de la boquilla. Las palas de la turbina están sujetas a tensiones resultantes de altas temperaturas, altas fuerzas centrífugas y ciclos térmicos. Estas tensiones aceleran el crecimiento de defectos o defectos que pueden estar presentes en el material. Esta es la base para la demanda de materiales que puedan soportar altas temperaturas sin perder su resistencia a las fuerzas centrífugas, vibración, ciclos térmicos, oxidación o corrosión. Los materiales de súper aleación típicos utilizados en toberas y álabes se enumeran en la Tabla 1 [3.1].

Tabla 1. Materiales más comunes usados en sección de expansión en turbinas de gas [3.1].

COMPONENTE	MATERIAL	NOMBRE COMERCIAL
	ACERO INOXIDABLE	304, 310, 347, 625
TOBERAS (ESTADORES)	SUPERALEACIONES DE ENDURECIMIENTO POR PRECIPITACIÓN	HS31/X40, Inco 738, C1023, N-55, Mar-M 509, Rene' 41, Rene 77, Rene' 80, Hastelloy X, FSX 414
ÁLABES (ROTORES)	SUPERALEACIONES DE ENDURECIMIENTO POR PRECIPITACIÓN	Nimonic 80A, Nimonic 90, Nimonic, Hardening Super 105, Nimonic 108, Nimonic 115, Alloy Inconel 738, Inconel 792, Udimet 500, Udimet 700, Rene' 77, Rene' 80, Waspaloy, Mar M-246, Mar M-252, Mar M-421, A151-422, A-286, S-816, U-500

### 3.2. Ecuaciones de Navier Stokes

Las leyes de movimiento que aplican a los sólidos son válidas para todos los estados de la materia como lo son líquidos y gases. Una de las principales diferencias entre los fluidos y los sólidos es que los fluidos distorsionan sin límite. Por ejemplo, si es aplicado un esfuerzo cortante a un fluido, entonces las capas conformadas por partículas en el fluido se moverán entre sí y estas partículas no regresarán a su posición original cuando el esfuerzo deje de aplicarse. El análisis del medio líquido debe tener en cuenta el efecto de tal distorsión [3.2]. Las partículas del fluido responden a la fuerza en el mismo sentido que las partículas de un sólido lo harían, si una fuerza es aplicada, la aceleración resultara gobernada por la segunda ley de Newton del movimiento. Las fuerzas que una partícula de fluido puede experimentar son:

- Fuerzas de cuerpo como gravedad y electromagnetismo.
- Fuerzas debido a presión.
- Fuerzas debido a la acción de viscosidad.
- Fuerzas debido a rotación.

Asumiendo que la tasa de deformación en un fluido está relacionada linealmente con el esfuerzo cortante y el flujo tiene comportamiento laminar, Navier (1823) derivó las ecuaciones de movimiento para fluidos newtonianos. Stokes (1845) también derivó las ecuaciones de movimiento para fluidos viscosos en una forma particularmente diferente y las ecuaciones básicas que gobiernan al fluido ahora son conocidas como las ecuaciones de Navier-Stokes.

Para un fluido newtoniano, el esfuerzo viscoso es directamente proporcional a la tasa de deformación por cizallamiento (tasa de deformación angular). Para un flujo tridimensional, la situación es un poco más complicada (entre otras cosas, necesitamos usar expresiones más complicadas para tasa de deformación angular). Los esfuerzos cortantes ec. (1.1) – (1.3) y esfuerzos normales ec. (1.4) – (1.6) pueden expresarse en términos de gradientes de velocidad y propiedades de fluidos en coordenadas rectangulares [3.3]:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (1.1)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (1.2)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (1.3)$$

$$\sigma_{xx} = -p - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (1.4)$$

$$\sigma_{yy} = -p - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{V} + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (1.5)$$

$$\sigma_{zz} = -p - \frac{2}{3}\mu\nabla * \vec{V} + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (1.6)$$

Donde  $p$  es la presión termodinámica local. La presión termodinámica está relacionada a la densidad y temperatura del fluido, esta relación usualmente se llama “ecuación de estado”. Si las expresiones de esfuerzo anteriores son introducidas en las ecuaciones diferenciales de movimiento obtenemos las siguientes ecuaciones ec. (2.1) – (2.3):

$$p \frac{Du}{Dt} = pg_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla * \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (2.1)$$

$$p \frac{Dv}{Dt} = pg_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla * \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (2.2)$$

$$p \frac{Dw}{Dt} = pg_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla * \vec{V} \right) \right] \quad (2.3)$$

Estas ecuaciones de movimiento son conocidas como las ecuaciones de Navier-Stokes, estas pueden ser simplificadas si el fluido es incompresible y una viscosidad constante. Bajo estas condiciones las expresiones anteriores se reducen a las siguientes (3.1) – (3.3):

$$p \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = pg_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.1)$$

$$p \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = pg_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.2)$$

$$p \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = pg_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.3)$$

En su manera simplificada son el conjunto de ecuaciones mayormente conocidas en la mecánica de fluidos. En años recientes los análisis de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) han sido desarrollados para contemplar las ecuaciones antes descritas para aplicaciones con mayor complejidad en problemas de la vida diaria [3.3].

Estas ecuaciones, con la ecuación de continuidad, forman un conjunto de cuatro ecuaciones diferenciales parciales no lineales acopladas al campo de velocidad del fluido y la presión.

### 3.3. Fluido compresible

Los flujos en los cuales la variación de la densidad es despreciable son denominados como incompresibles, cuando la variación no lo es, entonces son conocidos como compresibles. El ejemplo más común de flujos compresibles concierne al flujo de gases [3.3].

Para diferentes tipos de líquidos, la densidad es dependiente de una débil función de la temperatura. A presiones modestas, los líquidos son considerados como flujos incompresibles, sin embargo, cuando se consideran grandes presiones, los efectos de compresibilidad no pueden ser depreciados [3.3]. La presión y densidad de los líquidos se relacionan por el módulo de compresibilidad volumétrica ec. (4).

$$E_v = \frac{dP}{\frac{dP}{P}} \quad (4)$$

Este módulo es independiente a la temperatura, por lo tanto, la densidad es solo función de la presión [3.3].

Los efectos de compresibilidad en gases son considerables en flujos a altas velocidades con grandes variaciones de presión. Cuando la velocidad del flujo se aproxima o excede la velocidad del sonido del gas o cuando el cambio en el sistema ( $\Delta P/P$ ) es grandes. La variación de la densidad del gas con la presión tiene un efecto significativo en la velocidad, temperatura y presión del fluido [3.4].

Los flujos compresibles pueden ser caracterizados por el valor de su número Mach ec. (5).

$$M \equiv v/c \quad (5)$$

Donde  $c$  es la velocidad del sonido en el gas ec. (6).

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (6)$$

Donde  $\gamma$  es la relación de calores específicos y es definida a continuación ec. (7).

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (7)$$

Cuando el número de Mach es menor a 1.0, el flujo es denominado subsónico, para valores mucho menores a 0.1, los efectos de la compresibilidad pueden ser despreciados, por otra parte, para valores mayores a 1.0, el flujo es conocido como supersónico, y puede contener ondas de choque que impactan en el patrón del fluido.

Los fluidos compresibles se encuentran frecuentemente en aplicaciones de ingeniería. Los ejemplos más comunes se encuentran en el uso de aire comprimido usado para el funcionamiento de herramientas, transmisión de gases a través de ductos y control neumático de sistemas complejos. La compresibilidad en fluidos es muy importante para el diseño de modernas aeronaves y misiles, plantas de potencias, ventilación y refrigeración [3.3].

#### 3.4. Modelo de turbulencia $\kappa - \epsilon$

El problema de la turbulencia es un problema complejo que afecta a la dinámica de fluidos computacional y sobre todo al estudio analítico de la mecánica de fluidos. La turbulencia se relaciona con el movimiento del fluido en el seno del volumen de control, como el fluido es un continuo, las partículas no tienen movimientos ordenados hasta un cierto límite de velocidad [3.4].

A la ecuación de continuidad no le afecta la existencia de la turbulencia, sin embargo, las ecuaciones de Navier Stokes que observan la variación de la velocidad en el volumen de control y de la cantidad de movimiento, presentan multiplicaciones de las componentes de la velocidad. Cuando se multiplican las componentes medias de la velocidad no afectan puesto que pueden promediarse, pero las componentes fluctuantes no desaparecen, esto presenta un problema puesto que tenemos más incógnitas que ecuaciones [3.4].

Las soluciones de cierre o mejor conocidas como modelos de turbulencia permiten generar resultados a partir de esfuerzos computacionales. Estas soluciones se pueden clasificar en tres grupos los cuales son:

- Solución Numérica Directa (DNS)

- Large Eddy Simulation (LES)
- Models Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)

La resolución directa de las ecuaciones de Navier-Stokes, o DNS (Direct Numerical Simulation) es la manera más evidente y precisa de predecir un flujo turbulento. Se resuelven todas las escalas espaciales y temporales del flujo turbulento sin promediados o aproximaciones; los únicos errores provienen de las desratizaciones numéricas. La idea es tan sencilla como difícil de llevar a la práctica por lo alto de su coste computacional. Sin embargo, su utilización práctica queda limitada a geometrías sencillas con Reynolds bajos [3.4].

Dentro del amplio rango de escalas espaciales y temporales de los flujos turbulentos son las escalas grandes las más efectivas en el transporte de propiedades, mientras que las menores escalas son más débiles y su capacidad de transporte es menor. Teniendo esto en cuenta, se puede intentar simular más exactamente las escalas mayores, dando lugar a la simulación de los torbellinos grandes, o LES (Large Eddy Simulation). Debido a la mayor universalidad y homogeneidad de las escalas pequeñas, cabe esperar que estos modelos sean simples y que los ajustes necesarios cuando se apliquen a flujos diferentes sean escasos. Aun así, este tipo de simulación es exigente en cuanto a capacidad de los ordenadores y al tiempo de cálculo [3.4]. El tipo de aproximaciones que con más frecuencia se utiliza en aplicaciones de ingeniería para predecir flujos turbulentos son los basados en métodos estadísticos para su estudio. Surgen así los modelos basados en el promediado de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes, o modelos RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations) [3.4].

Los modelos de turbulencia de dos ecuaciones permiten la determinación de ambas, una escala de tiempo y longitud turbulenta al resolver dos ecuaciones de transporte separadas. La robustez, la economía y la precisión razonable para una amplia gama de flujos turbulentos explican su popularidad en flujos industriales y simulaciones de transferencia de calor [3.4]. El modelo  $\kappa$ - $\epsilon$  es un modelo basado en ecuaciones de transporte modelo para la energía cinética de turbulencia ( $\kappa$ ) y su tasa de disipación ( $\epsilon$ ). La ecuación de transporte para el modelo se obtuvo usando el razonamiento físico y tiene poca semejanza con su contraparte matemáticamente exacta. En la derivación del modelo, la suposición es que el flujo es completamente turbulento y los efectos de la viscosidad molecular son insignificantes. El modelo estándar es por lo tanto válido solo para flujos completamente turbulentos [3.4].

La primera variable transportada es la energía cinética turbulenta representada por  $\kappa$  ec. (8). La segunda variable transportada en este caso es la disipación turbulenta representada por  $\epsilon$  ec. (9), esta es la variable que determina la escala de la turbulencia, mientras que la primera variable determina la energía en la turbulencia [3.4].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_{kb} - \rho \epsilon \quad (8)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_{\epsilon 1} \quad (9)$$

Donde  $C_{\epsilon 1}$ ,  $C_{\epsilon 2}$  y  $\sigma_k$  son constantes,  $P_k$  y  $P_{kb}$  representan la influencia de las fuerzas de flotabilidad.

### 3.5. Dinámica de fluidos computacional

Las ecuaciones que describen al flujo pueden ser intimidantes, inclusive si se limita el análisis a un flujo incompresible de viscosidad constante, las ecuaciones de Navier Stokes y la ecuación de la conservación de la masa deben ser consideradas.

En principio, podemos resolver estas ecuaciones para un campo de velocidad ( $\vec{V} = \hat{i}u + \hat{j}v + \hat{k}w$ ) y un campo de presión  $p$ , teniendo las suficientes condiciones iniciales y condiciones de frontera, sin embargo, no existe una solución general analítica [3.3]. Desde que las geometrías de los diferentes sistemas que usan fluido se vuelven más complejas, el análisis del flujo se vuelve más demandante, implicando la adición de efectos que antes no podían ser contemplados.

La dinámica de fluidos computacional emergió desde que gran número de métodos numéricos fueron desarrollados para resolver problemas de flujo usando aproximaciones. El propósito de la simulación del flujo es el definir como es el comportamiento del fluido en un sistema con condiciones de entrada y salidas determinadas. Para propósitos de ingeniería, es conveniente conocer las propiedades del flujo en diversos puntos dispersos en el dominio.

En general, la estrategia de CFD es reemplazar el dominio de problema continuo por un dominio discreto utilizando una "malla". En el dominio continuo, cada variable de flujo se define en cada punto del dominio. Por ejemplo, la presión  $p$  en el dominio 1D continuo se expresaría como se muestra en ec. (10).

$$p = p(x), \quad 0 \leq x \leq 1 \quad (10)$$

En el dominio discreto, cada variable de flujo se define solo en los puntos de la cuadrícula. Entonces, en el dominio discreto, la presión se definiría solo en los puntos de la cuadrícula ec. (11), la Figura 6 muestra la diferencia entre un dominio continuo y uno discreto en una sola dimensión.

$$p_i = p(x_i), \quad p_i = 1, 2, \dots, N \quad (11)$$

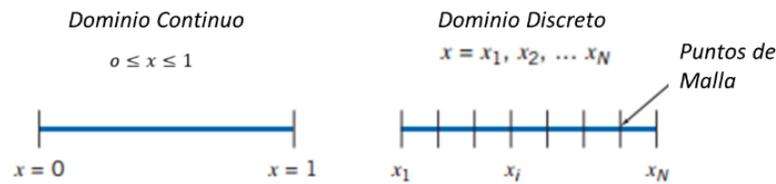


Figura 6. Diferencia entre dominio continuo y discreto.

El dominio puede extenderse a dos o tres dimensiones de continuo-discreto, en la Figura 7 se muestra una malla 2D usada para resolver el flujo sobre un perfil aerodinámico, los puntos de malla son locaciones donde las líneas se cruzan. En una solución por CFD el usuario solo puede resolver las variables del flujo en los puntos de la malla [3.3]. Un ejemplo de malla 2D empleada en análisis de flujo se presentan a continuación, donde el objeto de estudio es un perfil aerodinámico mostrado a continuación en la Figura 7.

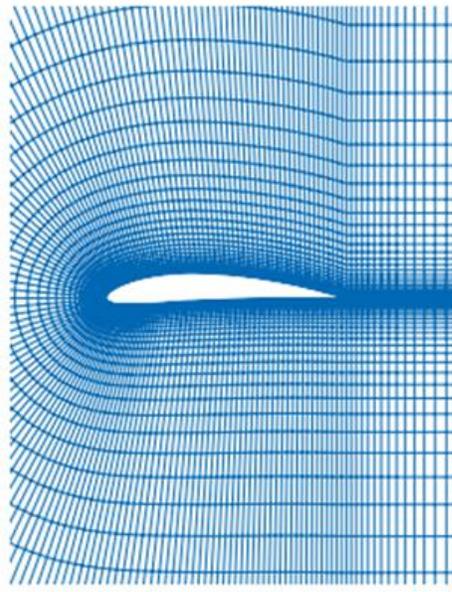


Figura 7. Malla usada alrededor de un perfil aerodinámico [3.3].

Para ilustrar las aplicaciones industriales que las herramientas de CFD tienen, se muestra en la Figura 8 ejemplos como las trayectorias que las partículas de un fluido siguen alrededor de un auto de Fórmula 1 y la simulación de flujo en las toberas de una aeronave civil. Con el estudio de comportamiento y otros atributos del fluido, los ingenieros pueden enfocarse en el diseño de mejores geometrías que reduzcan el arrastre aerodinámico y mejoren el desempeño del auto y la aeronave durante su operación [3.3].

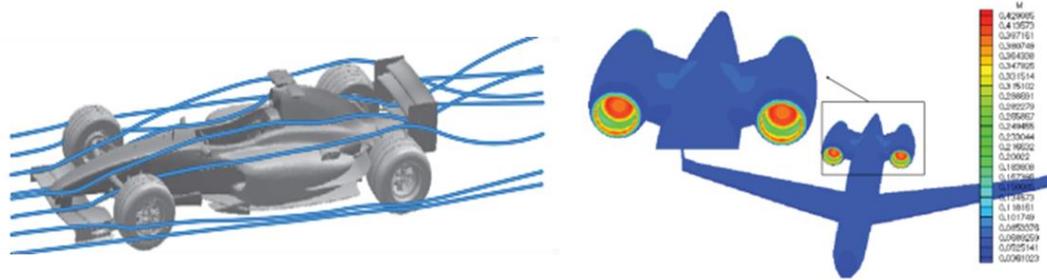


Figura 8. Aplicación de la dinámica de fluidos computacional.

Es posible analizar los regímenes de flujo laminar y turbulento para fluidos compresibles o incompresibles en regiones de velocidad subsónicas, transónicas o supersónicas. También se incluyen los modos de transferencia de calor por conducción, convección o radiación [3.5].

El uso de software CFD proporciona una disminución notable del tiempo necesario para desarrollar un producto nuevo, la elaboración virtual de prototipos y la reducción del número de modelos de prueba que se requiere para estudiar un diseño antes de llevarlo a la producción [3.5].

### 3.6. Interacciones flujo-estructurales

Diversos productos aplicados en condiciones de entorno reales son expuestos a sistemas físicos acoplados entre sí, como ejemplo, la presión generada por un fluido produce esfuerzos mecánicos en los sólidos expuestos y a su vez, el gradiente de temperatura genera esfuerzos de origen térmico. Al incorporar este enfoque de sistemas físicos acoplados en la simulación durante el proceso de diseño, los ingenieros logran reducir el margen de error en los análisis, aumentan la fiabilidad de los productos y por último pueden lograr diseños mejor optimizados e innovadores.

El software especializado en ingeniería asistida por computadora [3.6], posee diversos módulos de simulación para los distintos fenómenos que se deseen analizar en un producto, estos módulos trabajan de manera independiente para lograr resultados en el área de análisis en el cual se enfocan.

Las interacciones flujo-estructurales son logradas a través del módulo CFD-Post integrado en el software CAE [3.6], donde la información obtenida es transferida a los módulos posteriores, este modo de transferencia puede ser usado para datos térmicos y estructurales como, por ejemplo: la temperatura de superficies, coeficientes de transferencia de calor, presión, temperatura volumétrica, etc. Sin embargo, esta transferencia solo presenta un sentido de flujo de datos, por lo tanto, las alteraciones que sufra el sistema estructural no pueden retroalimentar el análisis de flujo previo.

A continuación, se muestra en la Figura 9 un ejemplo de interacción entre 3 módulos de análisis con una sola dirección de transferencia de datos.

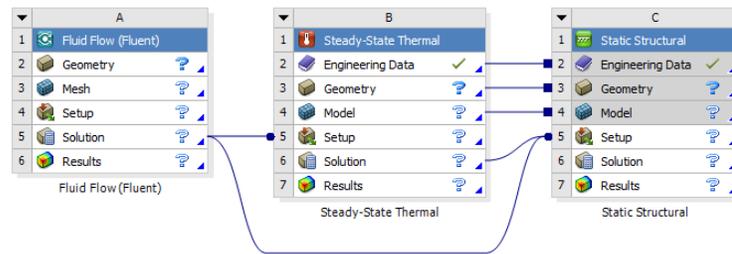


Figura 9. Configuración estándar para análisis flujo-estructural en una sola vía de transferencia de datos.

La gran limitante que presenta el sistema de interacción en una sola dirección es que los sistemas transitorios deben ser analizados solo por determinados lapsos de tiempo presente en el sistema, lo cual imposibilita el análisis de manera secuencial.

En versiones recientes del software se ha integrado un módulo de acoplamiento “System Coupling” [3.6] el cual logra la función de transferir y/o recibir datos entre diferente análisis. La mayoría de los sistemas participantes con conexiones que se originan en sus celdas de configuración participarán en el análisis en un modo de simulación conjunta.

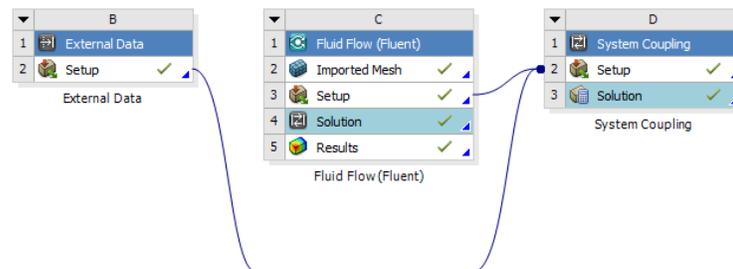


Figura 10. Configuración estándar de análisis simultaneo con retroalimentación de transferencia de datos.

La excepción es el sistema de datos externos, ya que una conexión se origina desde su celda de configuración, pero actúa como un participante de datos estático. Un ejemplo de acoplamiento de datos externos se muestra a continuación en la Figura 10.

Como se puede observar en la figura anterior, el módulo de acoplamiento cuenta con dos celdas, Setup (Configuración) la cual funciona para ver información de participante, región y variable, y para definir configuraciones de análisis y transferencia de datos entre los participantes y Solution (Solución).

Este módulo de acoplamiento presenta la ventaja de que los sistemas transitorios pueden ser analizados simultáneamente, lo cual significa que las condiciones de frontera dependientes al tiempo son contempladas transitorias y no estacionarias, esta transferencia de datos puede configurarse en una sola vía o retroalimentada, comúnmente conocida como doble vía. Sin embargo, el módulo de acoplamiento requiere un poder computacional muy grande para poder ejecutarse con relativa rapidez, la mejor forma de reducir el tiempo de análisis es reducir el mallado aplicado a las geometrías implicadas en ambos sistemas, sin embargo, esto resta precisión a los resultados obtenidos.

Otro método de interacción flujo estructural es conocido como análisis de transferencia de calor conjugado, el cual permite calcular la temperatura de un sólido en el análisis de flujo, esto permite obtener la evolución de la temperatura en cualquier sistema transitorio, siendo completamente dependiente al tiempo de encendido. Este tipo de análisis no permite calcular el esfuerzo resultante por ambos efectos físicos de interacción como lo son la temperatura y el fluido en un dominio sólido, sin embargo, es un gran método de interacción el cual no requiere de grandes recursos computacionales y muestra resultados similares a los obtenidos con una interacción de flujo acoplada a un análisis de transferencia de calor.

### **3.7. Método del elemento finito**

El método del elemento finito es una solución numérica aplicada a problemas relacionados con la mecánica de sólidos, siendo una herramienta de matemática de gran poder y amplio espectro de aplicaciones, su desarrollo en aplicaciones computacionales es crucial en el siglo XXI. Sin embargo, este método no muestra una solución “exacta” a un problema dado, sino que, en realidad proporciona un resultado aproximado que permite a los usuarios de este método aplicar su juicio

de interpretación de datos con el fin de tener una resolución que es suficiente para un problema práctico.

El procedimiento de elementos finitos reduce tales incógnitas a un número finito dividiendo la región de solución en partes pequeñas llamadas elementos y expresando las variables de campo desconocidas en términos de funciones aproximadas asumidas (funciones de interpolación / funciones de forma) dentro de cada elemento. Las funciones de aproximación se definen en términos de variables de campo de puntos específicos llamados nodos o puntos nodales. Por lo tanto, en el análisis de elementos finitos, las incógnitas son las variables de campo de los puntos nodales.

Una vez que se encuentran estas, las variables de campo en cualquier punto se pueden encontrar mediante el uso de funciones de interpolación. Después de seleccionar los elementos y las incógnitas nodales, el siguiente paso en el análisis de elementos finitos es ensamblar las propiedades del elemento para cada elemento. Por ejemplo, en mecánica sólida, debemos encontrar las características de desplazamiento de fuerza, es decir, de rigidez de cada elemento individual [3.7]. Matemáticamente la expresión es la siguiente ec. (12).

$$[k]_e \{\delta\}_e = \{F\}_e \quad (12)$$

Donde  $[k]$  es la matriz de rigidez del elemento,  $\{\delta\}$  es el vector de desplazamiento nodal del elemento y  $\{F\}$  es el vector de fuerza nodal. El elemento de la matriz de rigidez  $k_{ij}$  representa la fuerza en la dirección de coordenadas 'i' debido a un desplazamiento de la unidad en la dirección de coordenadas 'j'. Existen cuatro métodos disponibles para formular estas propiedades de los elementos: enfoque directo, enfoque variacional, enfoque residual ponderado y enfoque de balance de energía.

En mecánica sólida, el enfoque variacional se emplea comúnmente para ensamblar la matriz de rigidez y el vector de fuerza nodal (cargas constantes). Las propiedades del elemento se utilizan para ensamblar propiedades globales y propiedades de estructura para obtener ecuaciones del sistema  $[k] \{\delta\} = \{F\}$ . Luego se imponen las condiciones de contorno.

La solución de estas ecuaciones simultáneas de las incógnitas nodales. Usando estos valores nodales, se realizan cálculos adicionales para obtener los valores requeridos, por ejemplo, tensiones, momentos, etc. en problemas mecánicos sólidos [3.7].

### 3.8. Transferencia de calor

Existen diferentes fenómenos para la transferencia de calor como lo son la conducción, convección y radiación. En la conducción, la transferencia de calor ocurre en un medio (fluido o sólido), la cual está relacionada a las vibraciones atómicas y moleculares causadas por el movimiento electrónico, por otra parte, la difusión del calor es producto del gradiente de temperatura existente con el medio.

En el fluido la velocidad molecular depende de la temperatura, las moléculas más cargadas energéticamente chocan entre sí, aumentando su velocidad y su energía. Por otra parte, en los sólidos las moléculas comienzan a vibrar.

La ley de Fourier establece que el flujo de calor es proporcional al gradiente de temperatura, matemáticamente la expresión es la siguiente ec. (13):

$$\frac{\vec{Q}}{A} = \vec{q} = -k\nabla T = -k \left( \frac{\partial T}{\partial x} \hat{x} + \frac{\partial T}{\partial y} \hat{y} + \frac{\partial T}{\partial z} \hat{z} \right) \quad (13)$$

Para un simple caso unidimensional en estado estable, la Figura 11 muestra el perfil de temperatura a través de una plancha causado por conducción si la conductividad térmica es constante:

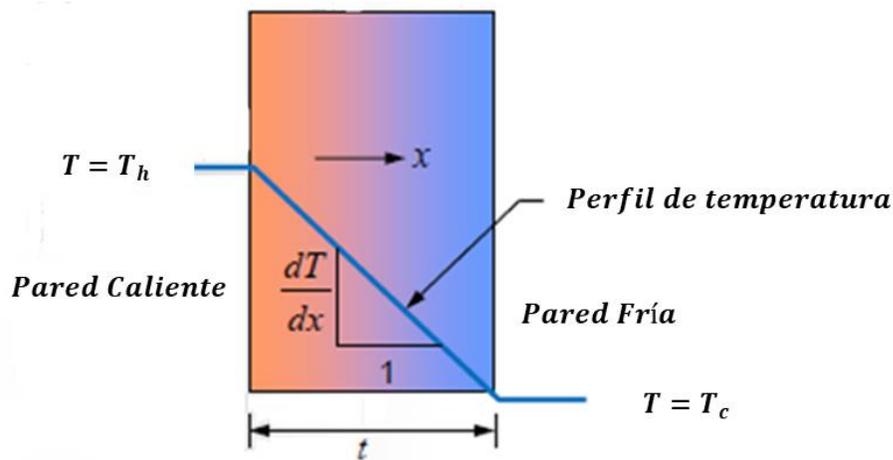


Figura 11. Transferencia de calor por conducción.

Esto arroja el concepto de resistencia térmica ec. (14):

$$T_{hot} - T_{cold} = RQ ; R = \frac{t}{kA} \quad (14)$$

Por otra parte, la convección ocurre cuando el calor es transportado por consecuencia al movimiento del fluido, la tasa de transferencia de calor puede ser aproximadamente acoplada a la solución numérica del fenómeno de flujo y es dependiente a la velocidad y propiedades del fluido, puesto que se ven afectadas por la temperatura del sistema.

En la Figura 12 se muestra el fenómeno de convección que ocurre alrededor de un cuerpo caliente rodeado por aire con el propósito de enfriamiento.

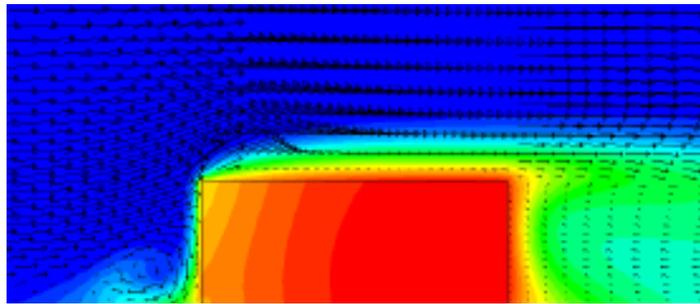


Figura 12. Transferencia de calor por convección.

El fenómeno de convección es descrito por la ley de refrigeración de Newton la cual establece lo siguiente ec. (15).

$$q = \bar{h}(T_{body} - T_{\infty}) = \bar{h}\Delta T \quad (15)$$

Por último, el fenómeno conocido como radiación es la emisión de energía por ondas electromagnéticas, un ejemplo claro de este efecto físico es el aumento de la temperatura del ambiente causado por las ondas electromagnéticas que percibe del sol.

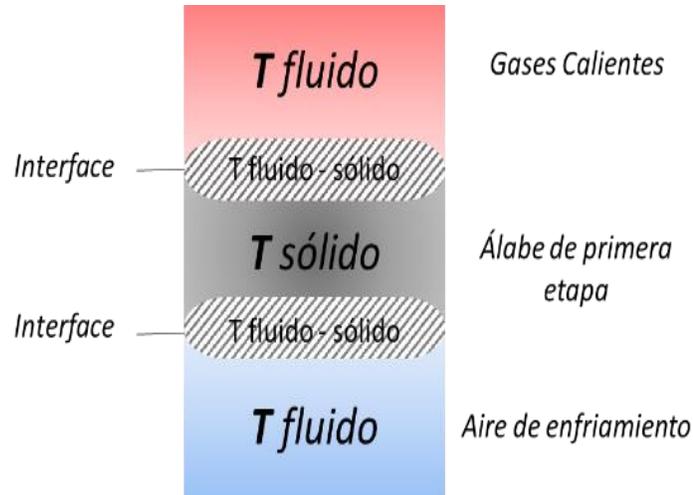


Figura 13. Fenómeno de transferencia de calor presente en el álabe de primera etapa.

Los efectos de convección y conducción son usados para el enfriamiento del álabe de primera etapa. El análisis del álabe de primera etapa es comprendido por dos fluidos a temperaturas distintas y la interfaz sólida del rotor como lo muestra la Figura 13, los cuales son los gases provenientes de la cámara de combustión y el aire usado en el interior del álabe como enfriamiento

En las interfaces flujo-estructurales, las condiciones de temperatura son impuestas por dos ecuaciones ec. (16) y (17).

$$T_f = T_s \quad (16)$$

$$k_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = -k_s \frac{\partial T_s}{\partial n} \quad (17)$$

Donde  $T_f$  y  $T_s$  son las temperaturas del fluido y del sólido en la interface, respectivamente,  $k_f$  y  $k_s$  representan los coeficientes de conductividad térmica de los dominios, y  $n$  es la dirección normal a la interface. Esta condición permite la retroalimentación necesaria para el análisis del dominio sólido y fluido simultáneamente [3.8].

En este caso, la transferencia de calor conjugada involucra 3 aspectos físicos a considerar, los cuales son: La convección en la superficie externa e interna del álabe y la conducción de calor en dominios sólidos [3.8], estos aspectos físicos son representados por las ec. (18) y (19).

$$\text{Convección: } \frac{\partial f}{\partial t} + V\nabla(f) = 0 \quad (18)$$

$$\text{Conducción: } \frac{\partial T}{\partial t} = \text{div}(\alpha\nabla T) \quad (19)$$

### 3.9. Esfuerzos térmicos

En general el cambio de temperatura en un sólido puede tener los siguientes efectos [3.9]:

- El incremento de temperatura puede cambiar las propiedades del material como el módulo de elasticidad (E) y límite elástico ( $\sigma_y$ ).
- Induce esfuerzos térmicos que son añadidos a los esfuerzos mecánicos inducidos en estructuras sólidas.
- Induce fluencia en el material, lo cual hace vulnerables a fallas por alta temperatura a los materiales.

Un material sometido a un incremento/decremento de temperatura se dilata o contrae modificando su longitud si y solo si no se encuentra restringido solo por uno de sus extremos. El fenómeno de dilatación se ilustra en la Figura 14.



Figura 14. Dilatación producida por diferencial de temperatura [3.10].

Como se observa en la figura anterior, existe un delta de longitud, es importante saber que este delta no es proporcional al incremento de temperatura, puesto que cada material cuenta con características diferentes. Teniendo en cuenta el hecho anterior se debe considerar un coeficiente de dilatación térmica para la obtención de la diferencia de longitud  $\delta$  ec. (20) [3.9].

$$\delta = \alpha L \Delta T \quad (20)$$

Cuando el elemento se le impide la libre dilatación o contracción mediante restricciones en ambos lados como un empotramiento, este quedara sujeto a esfuerzos por compresión o tensión. La fuerza ejercida por el empotramiento se puede calcular si se omite el elemento que restringe la elongación y se vuelve a colocar logrando que la variación de la longitud sea 0. La manera gráfica del comportamiento antes explicado es mostrada en la Figura 15.

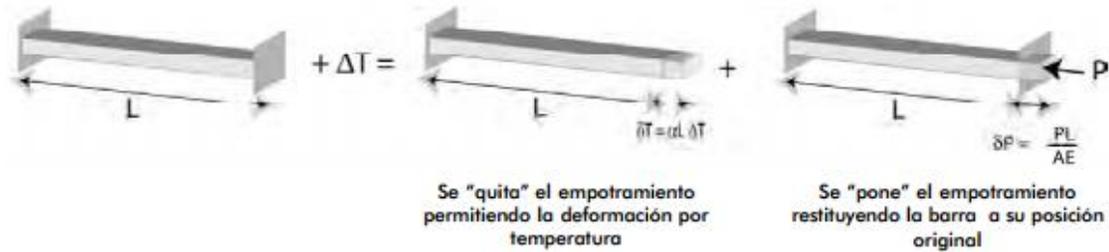


Figura 15. Esfuerzo resultante por dilatación térmica [3.10].

De la propuesta anterior se obtiene el cambio de carga ( $\delta P$ ) que debe aplicarse para evitar la elongación en el elemento, esto es conveniente puesto que esto equivale a ( $\delta L$ ) el cual es lineal y producido por un cambio de temperatura ( $\delta T$ ). El igualar las ecuaciones nos permitirá conocer el esfuerzo al cual es sometido el sólido ec. (21) y (22) [3.9].

$$\delta_{Temperatura} = \delta_{carga} \quad (21)$$

$$\alpha L \Delta T = \frac{PL}{AE} = \sigma \frac{L}{E} \quad (22)$$

Por lo tanto, la ecuación para la obtención del esfuerzo térmico ec. (23).

$$\sigma_t = \alpha E \Delta T \quad (23)$$

Los esfuerzos térmicos pueden suceder por dos razones. El primer caso es debido a las restricciones externas que existen en el objeto, el cambio de temperatura sucede de manera uniforme lo cual provoca que la expansión del material suceda de manera lineal, si se encuentran restricciones a este cambio se producen esfuerzos. El segundo caso ocurre cuando la distribución de temperatura no es uniforme, esto provoca que las zonas con mayor temperatura se expandirán de manera más rápida

que las zonas frías, esta diferencia provoca esfuerzos térmicos, este caso representa los esfuerzos que se presentan en los álabes de la turbina.

### 3.10. Esfuerzos centrífugos

Durante el diseño de rotores en las etapas de compresor y turbina es pertinente considerar el nivel de esfuerzo permisible para los elementos. El diseño final debe ser analizado en la sección transversal de los rotores, en diferentes estaciones entre el la raíz y punta del álabe. Este estudio es realizado por ingenieros especializados, sin embargo, los diseñadores aplican métodos de aproximación adecuados para obtener diseños preliminares, los cuales tengan en cuenta el hecho antes mencionado. Existen tres fuentes de esfuerzo [3.10]:

- Esfuerzo de tensión centrífuga, siendo este el mayor pero no necesariamente el más importante porque no representa transitoriedad.
- Esfuerzo flexionante por fluido, el cual fluctúa a medida que las palas del rotor pasan por los bordes posteriores de los estatores.
- Esfuerzo flexionante centrífugo, cuando el centroide de la sección transversal del rotor no se posicionan en la línea radial de la etapa giratoria.

Cuando se especifica la velocidad de rotación, la tensión resultante del esfuerzo centrífugo establece un límite en el área del disco de turbina, pero no afecta la elección de la cuerda aerodinámica del rotor. Este resultado algo sorprendente se demuestra de la siguiente manera. El valor máximo de este estrés que se produce en la raíz se ve fácilmente como proporcionado por la siguiente expresión ec. (24) [3.10].

$$(\sigma_{ct})_{max} = \frac{\rho_b \omega^2}{a_r} \int_r^t A_r dr \quad (24)$$

Donde  $\rho_b$  es la densidad que presenta el material del álabe y  $A_r$  el área del álabe. En la práctica, la integración es realizada grafica o numéricamente, la expresión antes mostrada expresa el efecto del esfuerzo a lo largo del álabe, el cual disminuye su valor al acercarse a la punta del rotor, por lo tanto, del hecho anterior se concluye que el esfuerzo máximo se encuentra localizado en la raíz del álabe y no es un extremo más alejado [3.10].

Si el área de la sección transversal es uniforme la expresión se reduce ec. (25).

$$(\sigma_{ct})_{max} = 2\pi N^2 \rho_b A \quad (25)$$

### 3.11. Fatiga

El concepto de fatiga en elementos mecánicos se traduce como el deterioro del material por la aplicación de ciclos de carga y descarga de esfuerzos de cualquier origen, generando en consecuencia la disminución de sus propiedades mecánicas y térmicas, provocando desperfectos que concluyan con la vida operativa de estos mecanismos.

Un componente sujeto a esfuerzos cíclicos o fluctuantes fallará a un nivel de esfuerzo por debajo del requerido para que colapse en una sola aplicación de carga. Los daños que suceden bajo cargas repetitivas se conocen comúnmente como fallas por fatiga. Algunos de los ejemplos de este tipo de fallas se deben a altos esfuerzos ocasionados por vibraciones, cargas flexionantes y ejes rotatorios, esfuerzos térmicos fluctuantes y cambios súbitos de carga [3.11].

Cuánto tiempo debe ser la vida para ser "sensato" depende del uso previsto del equipo. Los motores de turbina de gas para aplicaciones de aviación normalmente funcionan hasta 2000 h antes de la inspección de la turbina, y a menudo más de 5000 h antes de la revisión general [3.13]. Las aplicaciones terrestres o marinas pueden funcionar por períodos considerablemente más largos. Incluso entonces, las cuchillas normalmente se limpiarían, verificarían y reutilizarían, remplazándolas solo si se encontraran daños tales como estiramiento excesivo debido a la fluencia, frotación de punta o evidencia de daño por sobrecalentamiento [3.12].

El hecho es que, las turbinas de gas modernas han eliminado virtualmente la fatiga en la etapa de diseño. Cualquier forma de daño externo que dé como resultado un defecto tipo muesca, como una muesca o abolladura, sin embargo, provocará una falla casi instantánea por fatiga debido a la muy alta tasa de imposición de ciclo resultante de la velocidad de rotación y frecuencias más altas. Como las frecuencias de paso de la cuchilla [3.12].

Cuando se realizan múltiples pruebas de fatiga a un solo nivel de estrés allí siempre habrá alguna forma de dispersión existente en las vidas de fatiga. Esta dispersión surge de variaciones que existen de muestra a muestra como variaciones en las propiedades del material, alineación de la muestra, rugosidad de la superficie y defectos internos, por nombrar algunos. Como resultado se requiere un análisis estadístico para interpretar el diagrama Esfuerzo – Ciclos de fatiga [3.12].

4. Metodología

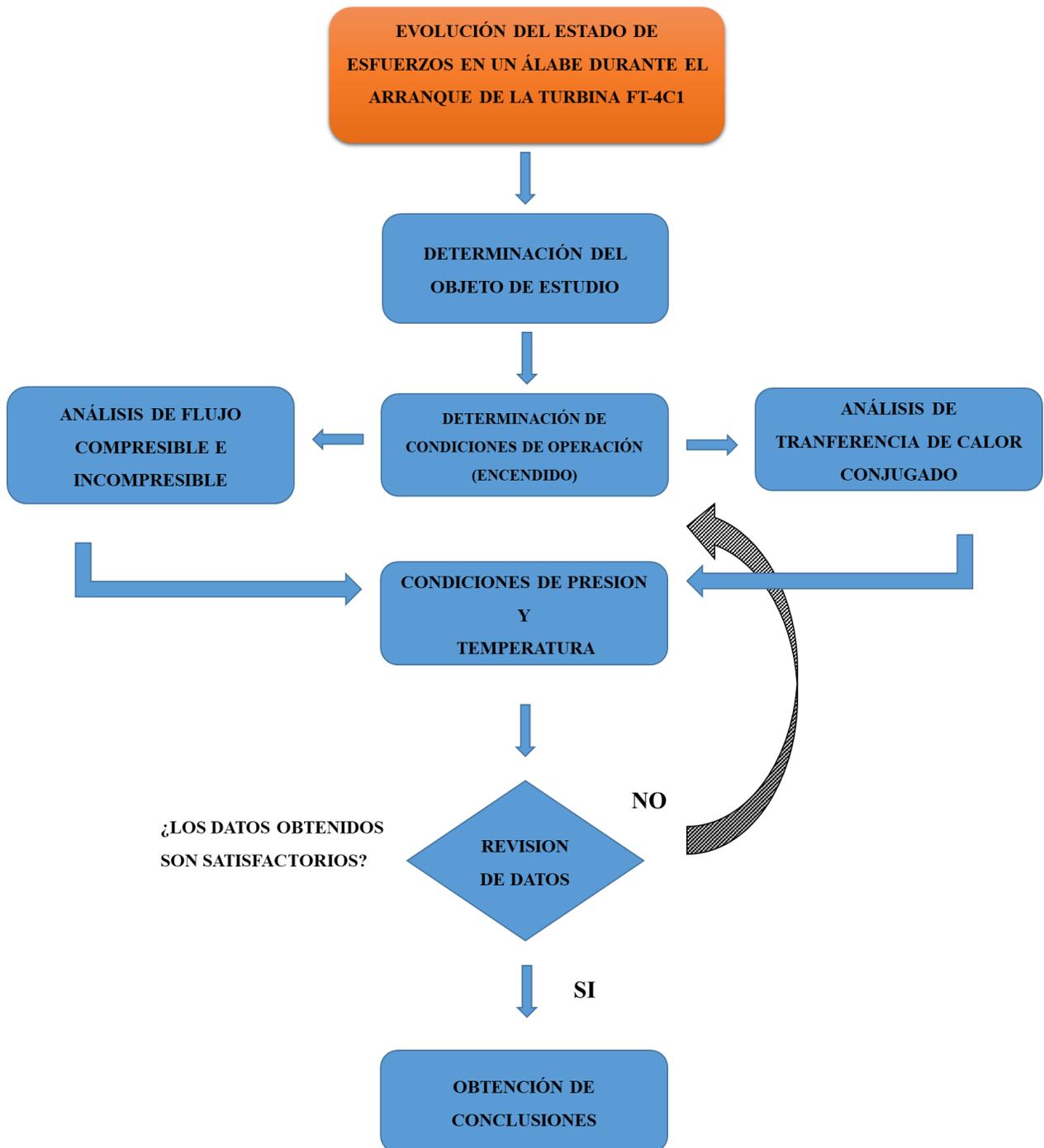


Figura 16. Diagrama de flujo aplicado a la metodología de análisis.

El análisis asistido por computadora es una excelente herramienta de ingeniería, la cual permite obtener resultados sumamente aproximados a los efectos físicos reales en cualquier sistema complejo de ingeniería. Actualmente existen diversas marcas de softwares dedicados a la ingeniería asistida, cada uno de estos incluye en su programación la forma diferencial de las ecuaciones de gobierno de diferentes efectos físicos, como lo es la transferencia de calor, el flujo en un volumen finito, la matriz de esfuerzo resultantes en un elemento con cargas de diferentes tipos, etc.

Cada tipo de análisis incluye cierta metodología indicada por el software, con lo que se deben cumplir las condiciones necesarias para obtener los resultados deseados. La obtención del estado de esfuerzo durante el encendido de turbina no es la excepción, sin embargo, se involucran efectos de diferentes características, por lo que el realizar análisis por separado de cada efecto que repercute en el álabe fue necesario, con el fin de asegurar la transitoriedad que la operación de encendido presenta, esta metodología es mostrada en la Figura 16.

Finalmente, con los resultados de cada análisis se procedió la evolución de presión y temperatura durante el encendido, realizando un análisis conjunto el cual permitió simular la interacción flujo estructural que el álabe rotor presenta.

A continuación, se presentan las generalidades que este estudio implicó, como lo es la determinación del objeto de estudio y las características que el encendido de la turbina presenta, así como la metodología aplicada para cada análisis hecho, mostrando las configuraciones más importantes como número de elementos en las mallas usadas y condiciones de frontera.

#### 4.1. Objeto de estudio

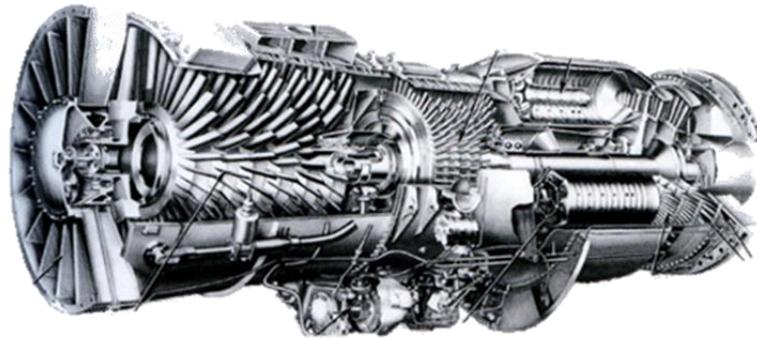


Figura 17. Aeroreactor J-75.

La turbina de gas aeroderivada FT-4C1 de la marca Pratt & Whitney es una turbina de gas de flujo axial, la cual tiene como base el aeroreactor J75 de la misma marca comercial. La turbina base es mostrada en la Figura 17.

Las turbinas aeroderivadas se constituyen al añadir una etapa de turbina libre para la generación de potencia eléctrica empleada para diferentes propósitos, la turbina FT-4C1 incorpora el aeroreactor retirado de servicio como planta propulsora y se complementa con una etapa de turbina libre como lo muestra la Figura 18.

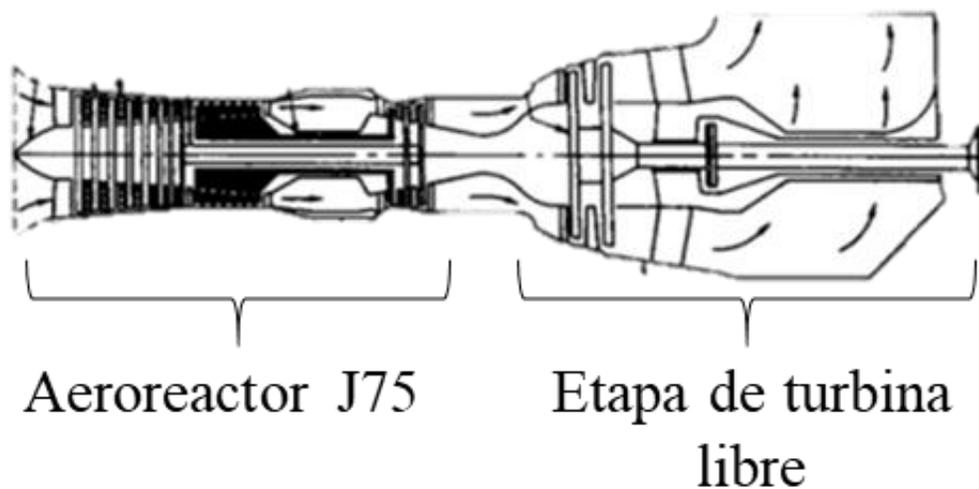


Figura 18. Configuración estándar de turbina de gas aeroderivada para generación eléctrica FT-4C1.

La turbina de gas cuenta con las etapas necesarias para su funcionamiento, la sección de compresión cuenta con 16 etapas en el área de compresor, 8 cámaras de combustión y una turbina de 3 etapas. En el manual de operación se indica que el 20% del aire que pasa por la turbina es usado para la combustión y el 80% restante es usado para el enfriamiento del sistema en general (etapas de combustión y turbina) [4.1].

Por otra parte, la primera sección de turbina cuenta con 96 álabes, posterior a esta sección se encuentran 56 estatores que tienen como función direccionar el flujo al borde de entrada del perfil aerodinámico de los rotores, esta etapa de turbina es enfriada por aire que cruza a lo largo de estos elementos por ductos internos [4.1].

En cuanto al enfriamiento de la turbina, las dos primeras etapas de estatores, así como la primera etapa de los rotores en la turbina son enfriadas por aire [4.1], este aire proviene de la etapa de compresión, donde una parte es re direccionada a través de tuberías internas hasta alcanzar los elementos a enfriar.

Los gases calientes pasan a través de la etapa de turbina, 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, el flujo de gases a lo largo de la primera sección de turbina se muestra en la Figura 19.

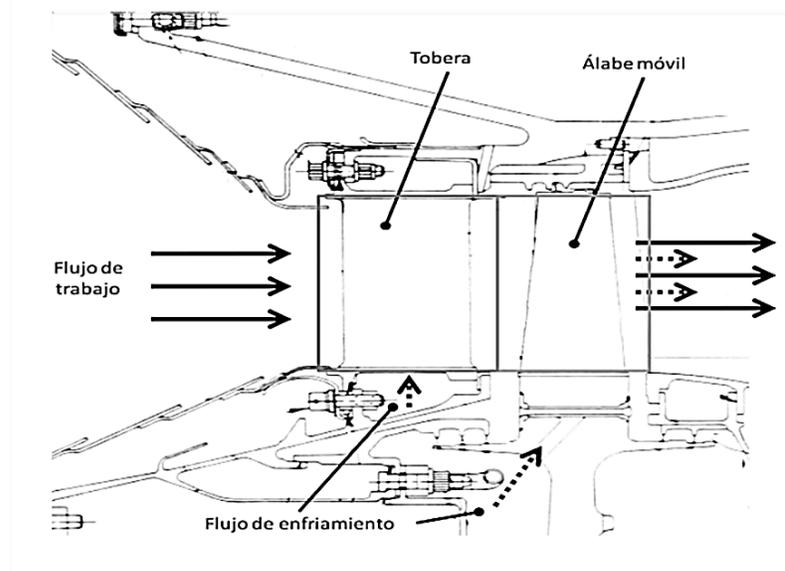


Figura 19. Primera sección de turbina.

Todos los rotores de la primera etapa de turbina se encuentran sujetos por la raíz al disco de turbina y presentan contacto en la parte superior formando el sello exterior de la etapa, además al interior del álabe se encuentran los ductos de enfriamiento que recorren el sólido. La geometría de los álabes de primera etapa se muestra a continuación en la Figura 20.



Figura 20. Álabe rotor de primera etapa de turbina.

El material de los álabes es una aleación base níquel con recubrimiento de platino y rodio denominado INCONEL 792 [4.2, 4.3].

Tabla 2. Propiedades termo mecánicas de la súper aleación INCONEL 792.

PROPIEDAD	INCO 792
DENSIDAD (KG/M <sup>3</sup> )	8250
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (W/M K) A 813 K	17.7
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA (W/M K) A 1366 K	27.2
CALOR ESPECIFICO (J/KG K)	632
MODULO DE YOUNG (GPA)	20.6

---

RELACIÓN DE POISSON	0.29
ESFUERZO ÚLTIMO DE TENSIÓN A 538°C (MPA)	785
LÍMITE DE FLUENCIA (GPA)	1.15

---

El dominio computacional del sólido fue obtenido midiendo puntos sobre el álabe de primera etapa y posteriormente modelado para el análisis dinámico de este elemento, la obtención de la geometría fue desarrollada por estudios previos [4.3, 4.4] y modelada haciendo uso de un software de diseño asistido por computadora [4.5], este modelo se muestra en la Figura 21.



Figura 21. Modelo computacional del álabe de primera etapa.

En la Figura 22 las secciones de enfriamiento las cuales fueron contempladas en el modelo computacional para el análisis térmico conjugado [4.3], la extensión de la geometría usada para importar al software de ingeniería asistida por computadora fue “.x\_t” conocida como “parasolid”, esta extensión es interpretada por el software de ingeniería asistida por computadora [4.6].



Figura 22. Modelo computacional del álbete rotor.

Contando con la geometría del dominio sólido (álbete) se obtuvo la geometría correspondiente para el dominio del fluido (gases de combustión) a través de la inserción de las superficies que delimitan el campo de flujo. La Figura 23 muestra el dominio del fluido.

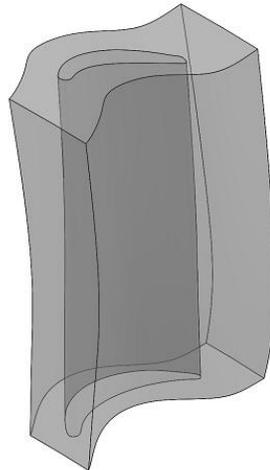


Figura 23. Dominio del fluido alrededor del álbete rotor.

Cada álbete rotor tiene asignado una porción del fluido, este dominio fue modelado evitando solapamientos sobre sus caras adyacentes, el presente análisis se realizó considerando los dominios mostrados en la Figura 24.

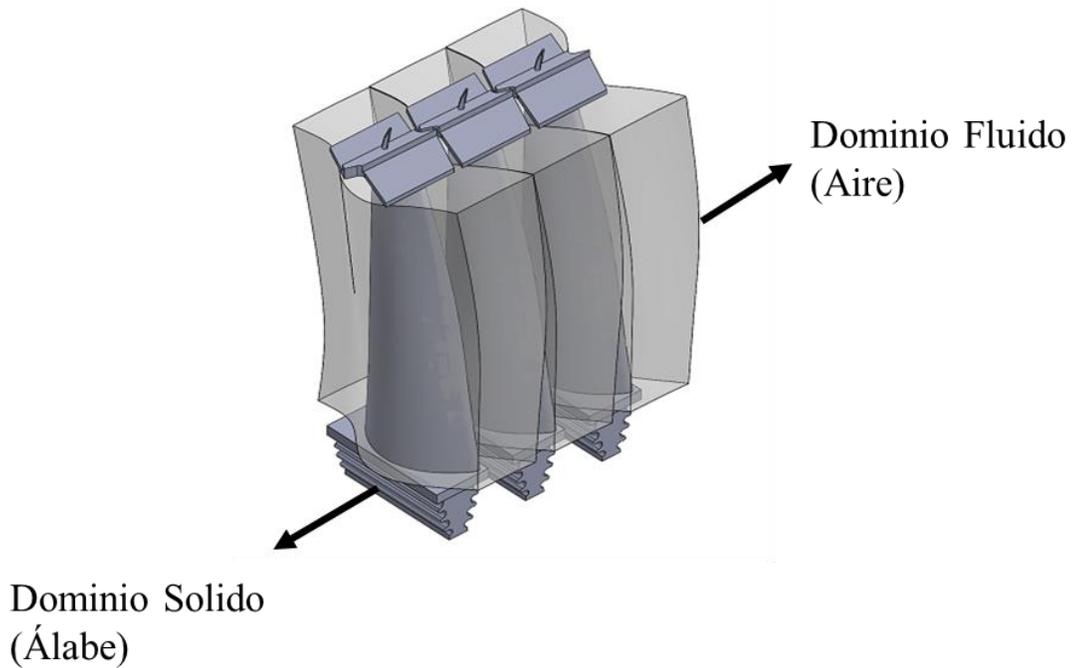


Figura 24. Conformación de primera etapa de turbina por dominios del fluido y sólido.

#### 4.2. Condiciones de encendido de turbina

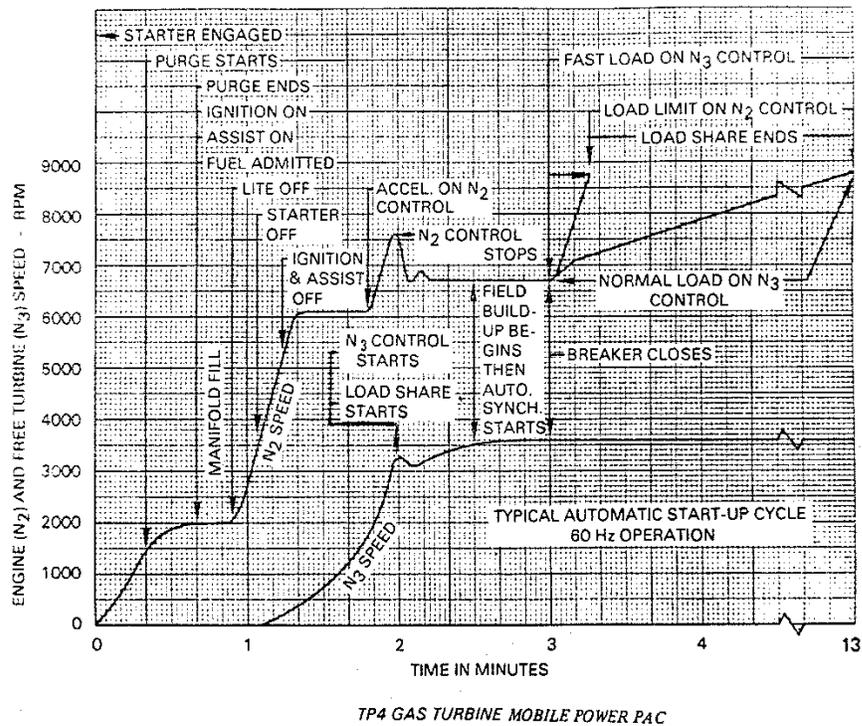


Figura 25. Curva de arranque de turbina aeroderivada FT-4C1 [4.1].

La operación de la turbina de gas FT-4C1 se divide en 4 fases las cuales son: encendido, corrida normal, apagado y caída de carga [4.1]. El fabricante proporciona la curva de arranque ideal para la turbina aeroderivada, donde se muestran los procesos que ocurren según el tiempo transcurrido durante el encendido. La Figura 25 se muestra la curva antes de arranque que la turbina de gas tiene asignada.

La curva de arranque especifica la secuencia de procesos efectuados durante el encendido los cuales son [4.1]:

- Con la ignición apagada y la válvula moduladora de aire cerrada, el asistente de arranque comienza el giro en el eje de alta compresión (N2).
- A las 1500 RPM, el flujo de aire purga el vapor de combustible, los propagadores de ignición son energizados y la válvula moduladora se abre para admitir combustible en los colectores.
- Cuando se inicia la ignición del combustible, la válvula moduladora de aire incrementa el flujo logrando mayor aceleración en el eje de alta (N2), durante este lapso de tiempo el asistente de arranque es apagado a las 3400 RPM y los propagadores de ignición son interrumpidos a las 5200 RPM.
- La turbina libre comienza a acelerar por el flujo de gases de combustión provenientes de la etapa de alta presión.
- Se acoplan ambos ejes y comienza la pendiente de carga normal, alcanzando el esquema de operación seleccionado por los operarios.

Este proceso de encendido toma 780 segundos en efectuarse como lo indica el fabricante, sin embargo, algunos usuarios toman medidas extra para conservar la vida útil de los elementos, ralentizando el encendido, generando menor esfuerzo en sus elementos mecánicos.

#### **4.3. Análisis de flujo compresible e incompresible**

El análisis del fluido en el rotor fue el primer realizado, con la finalidad de observar el comportamiento de la presión y temperatura al aplicar condiciones de frontera dependientes al tiempo de encendido, la desratización implementada en la geometría, las condiciones del análisis, como fronteras y simplificaciones se muestran a continuación.

La simplificación de efectos físicos del fluido permitió obtener resultados preliminares, los cuales muestran el comportamiento del flujo, los cuales infieren posibles comportamientos de la física envuelta en la operación de la turbina como temperatura y densidad constante.

Posteriormente, las simplificaciones realizadas fueron omitidas y los resultados fueron contrastados con el fin de explicar de manera clara las implicaciones que cada consideración tiene en la física del fluido.

Observar el efecto del flujo, y obtener resultados sobre las paredes de contacto con el álabe permitió realizar un análisis transitorio de presión, el cual muestra la variación de presión durante el encendido de la turbina, y, por lo tanto, la fuerza en el álabe.

#### 4.3.1. Discretización

El análisis del fluido en el rotor fue el primer realizado, con la finalidad de observar el comportamiento del flujo al aplicar condiciones de frontera dependientes al tiempo de encendido, la discretización implementada en la geometría, las condiciones del análisis, como fronteras y simplificaciones se muestran a continuación.

La discretización es de suma importancia en análisis de flujo, el número de elementos y su complejidad geométrica son determinantes para lograr un análisis satisfactorio usando el mínimo poder computacional posible. También conocido como mallado, la discretización involucra elementos con ciertas cantidades de nodos y características que los hacen mejores candidatos para análisis de fluidos, el mallado estructurado permite posicionar cada elemento en la trayectoria posible del flujo.

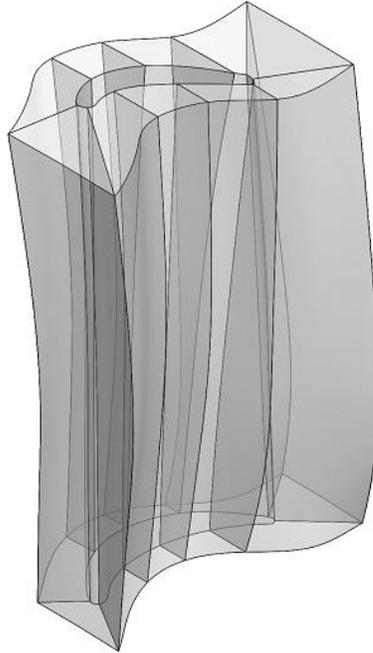


Figura 26. Cortes aplicados en el dominio del fluido.

En cada nodo se resuelven las ecuaciones por método del elemento finito. A su vez, en las paredes existen altos gradientes de velocidad, es necesario un refinamiento lo suficientemente pequeño en los elementos de la malla cercanos a las superficies de contacto con el álabe. Esto permite la obtención de propiedades del flujo con mayor grado de precisión.

El dominio del fluido presenta diferentes superficies 3D irregulares, las cuales imposibilitan lograr un mallado con elementos hexaédricos sin antes separar el dominio en regiones más simples. La Figura 26 muestra los cortes realizados al dominio del fluido.

Los cortes realizados en la geometría generaron bordes irregulares, lo cual impidió la obtención de una malla estructurada, por lo que se generó topología virtual en el software MESHING-ANSYS 16 [4.6]. La generación de topología virtual simplifica conjuntos de bordes y caras en cualquier geometría de manera simbólica, esto permite la selección de las aristas encontradas en las fronteras de entrada y salida como se muestran en la Figura 27, los bordes creados se marcan en color naranja.

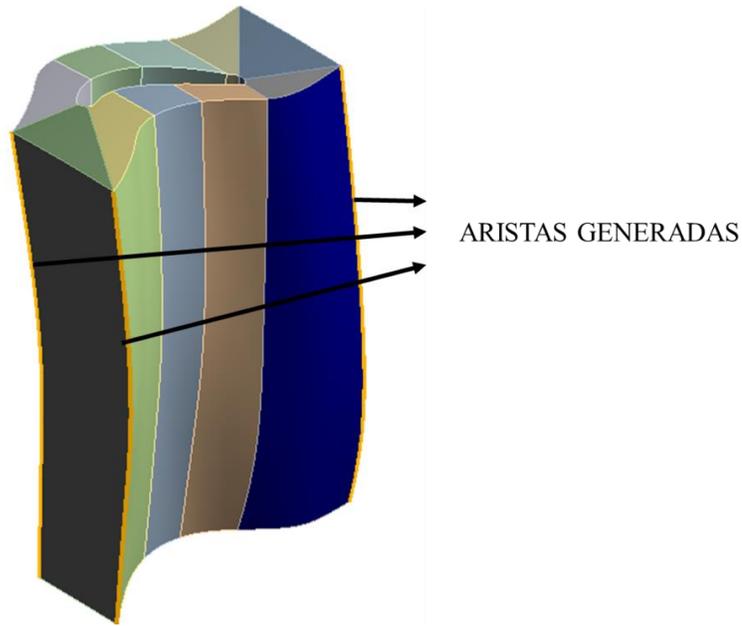


Figura 27. Aristas creadas de manera virtual.

Las regiones antes mostradas permitieron obtener un mallado por elementos hexaédricos. Otra consideración sobre el mallado fue el tamaño del elemento, el cual juega un papel importante sobre la convergencia del análisis de flujo y la cantidad de recursos computacionales usados. A continuación, en la Figura 28 se muestra la malla obtenida.

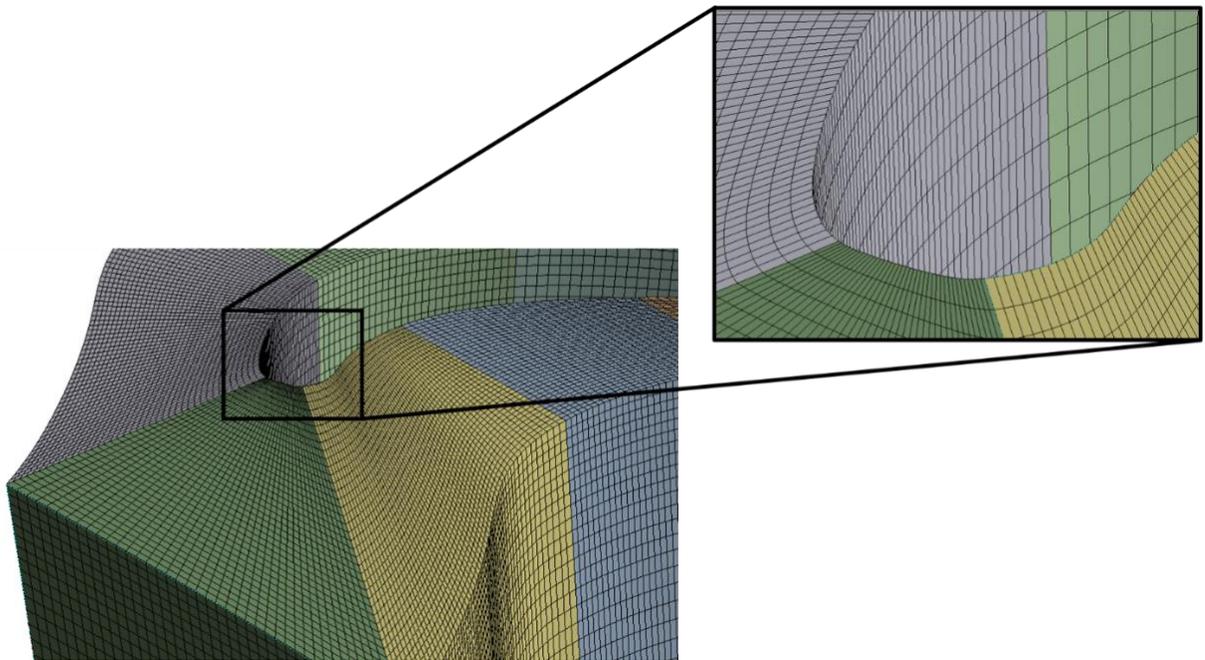


Figura 28. Malla estructurada en el dominio del flujo de gases.

Las propiedades de esta malla se muestran en la Tabla 3.

Tabla 3. Propiedades de la malla estructurada.

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
TOTAL DE NODOS	762300
TOTAL DE ELEMENTOS	720000
MÍNIMA LONGITUD DE BORDE	1.2646E-003 M

#### 4.3.2. Condiciones de frontera

Una vez que la discretización fue culminada con satisfacción, el siguiente paso fue indicar las superficies de frontera que se encuentran en el dominio del fluido, así como los valores en la frontera, los cuales presentan dependencia al tiempo de encendido.

El dominio del aire circundante al álabe presenta una entrada y salida del fluido durante el funcionamiento de la turbina de gas, el aire incide por el borde de entrada del perfil aerodinámico y escapa por el otro extremo, en la Figura 29 se muestran ambas superficies antes mencionadas.

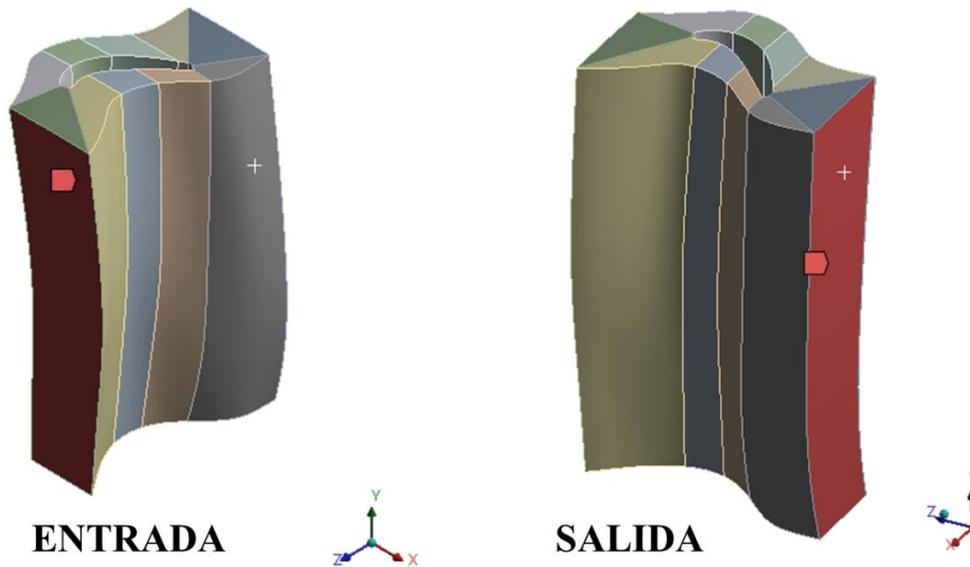


Figura 29. Superficies de entrada y de salida del flujo de gases.

Por otra parte, el fluido experimenta contacto con las superficies del álabe rotor, por lo cual, identificarlas en el dominio es necesario previo al análisis aerotermodinámico. La Figura 30 muestra las superficies las cuales tienen contacto con el sólido, constituyéndose con la pared superior, inferior y central respectivamente.

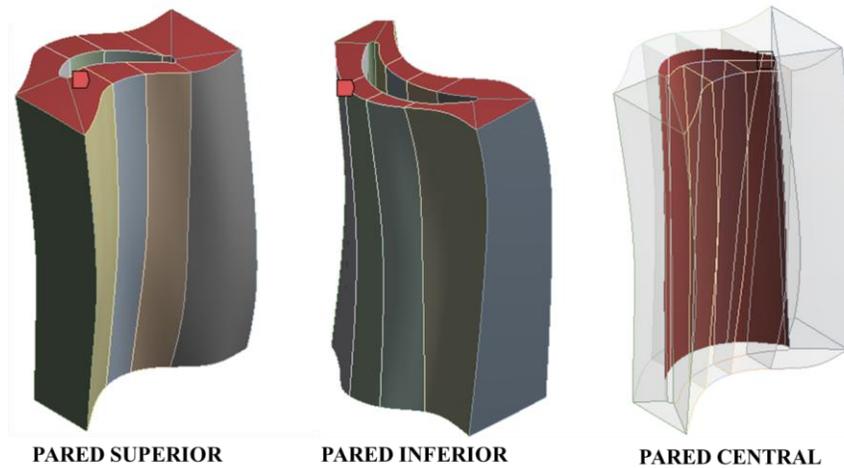


Figura 30. Interfaces de contacto con el dominio sólido.

Las condiciones de periodicidad en las fronteras laterales del dominio fueron aplicadas como condiciones de interface entre las mallas de ambas caras, particularmente esta es la mayor simplificación del análisis, puesto que el analizar los 96 dominios presentes en la etapa de rotores tiene una gran demanda de poder computacional. En la Figura 31 se muestran ambas regiones que conforman la interface de malla.

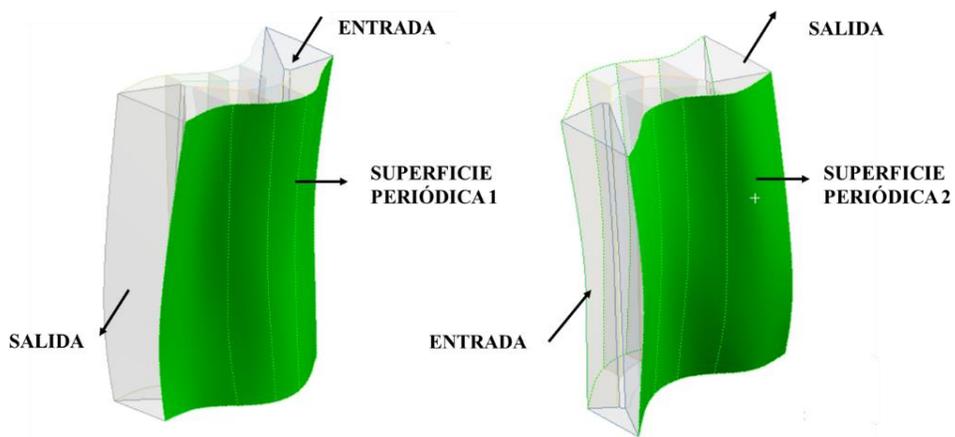


Figura 31. Paredes consideradas periódicas para la simplificación del análisis.

El ángulo de entrada del fluido a la región de análisis fue importante de considerar debido a que la etapa anterior de estatores re direcciona el flujo con el fin de obtener una mejor incidencia y mayor levantamiento aerodinámico traduciéndose en mayor fuerza de torque en la turbina.

El álabe presenta un ángulo de torcimiento el cual mejora las propiedades de levantamiento, este ángulo se conoce al saber la diferencia de incidencia entre el perfil superior e inferior, como se mencionó anteriormente, la sección de estatores previa redirecciona el flujo de gases al borde de ataque del rotor, por lo que se promedió en tres planos diferentes la incidencia al borde de ataque del rotor, la Figura 32 muestra los planos en los cuales se obtuvo el ángulo.

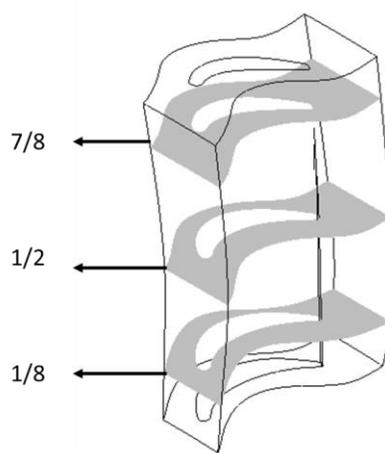


Figura 32. Planos ocupados para obtener el ángulo de entrada del flujo.

Cada ángulo fue obtenido de manera gráfica, realizando cortes en cada plano antes mostrado y generando la cuerda media del álabe aerodinámico, posteriormente se trazó una línea horizontal al plano con la cual se logró obtener el ángulo complementario.

Tabla 4. Ángulo de entrada del flujo respectivo a la altura del dominio.

PLANO	ÁNGULO
1/8	34.5
1/2	37.5
7/8	50
<b>PROMEDIO</b>	40.5

Tabla 5. Condiciones de frontera estacionarias [4.3,4.4].

<b>VARIABLE</b>	<b>ENTRADA</b>	<b>SALIDA</b>
FLUJO MÁSIKO	2.11KG/S	--
PRESIÓN ESTÁTICA	1.43 MPA	1.02 MPA
TEMPERATURA DE 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 EL ÁLABE ROTATORIO	612	--
VELOCIDAD DE ENTRADA DEL FLUJO DE TRABAJO	330 M/S	--
INTENSIDAD DE TURBULENCIA	5%	5%
DIÁMETRO HIDRÁULICO	0.0245	--

Obteniendo el ángulo de incidencia al rotor en los tres planos mostrados, se promedió en valor usado para el análisis de flujo, el cual considero su componente en x y z, la Tabla 4 muestra el valor del ángulo de entrada en los 3 planos, así como el valor promediado, aplicado en el análisis de flujo.

Por otra parte, en medida que la turbina progresa durante la operación de encendido, sus propiedades termodinámicas como lo son temperatura, flujo másico y presión cambian con respecto al tiempo. Durante el estado nominal, las propiedades se consideran estables al tener

variaciones no significantes, en la Tabla 5 se muestran los valores de estas propiedades a la entrada y salida del álabe rotor durante condiciones no transitorias de operación.

Tomando en cuenta las condiciones de operación estable mostradas en la Tabla 5, se consideró que el flujo másico durante esta etapa de operación fuese el 100 % disponible a las 8045 RPM, lo que resulta en que la condición de entrada de flujo másico se comporta directamente proporcional a las revoluciones alcanzadas durante el encendido de la turbina y, su variación es similar al de las RPM's mostradas por la gráfica del fabricante.

La Figura 33 muestra la tendencia del flujo másico considerada en la entrada del dominio durante el encendido de la turbina,

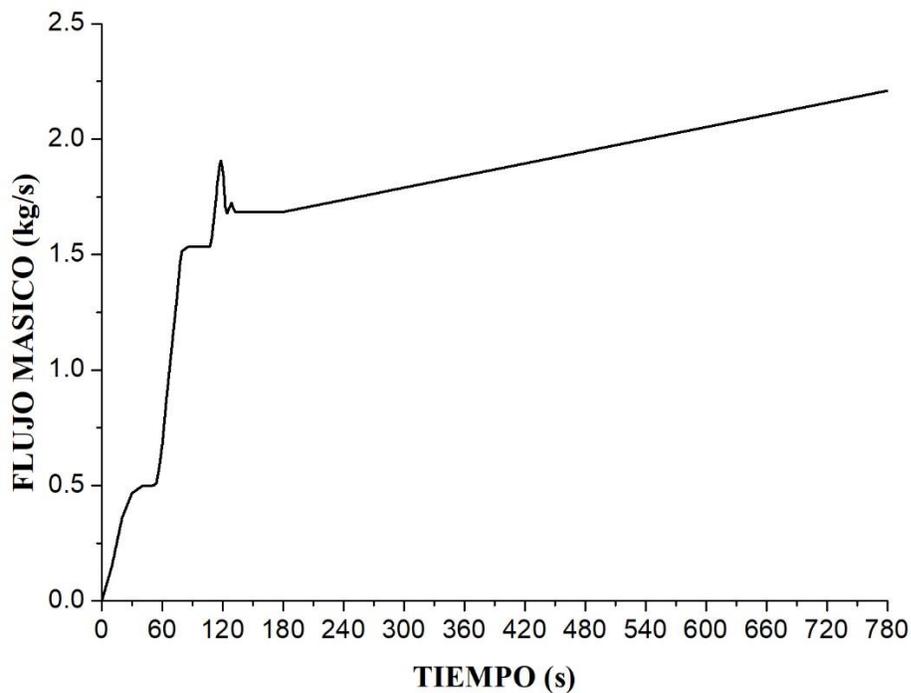


Figura 33. Flujo de entrada dependiente al tiempo de encendido.

La aplicación de los valores de flujo másico dependientes al tiempo se concretó a través de la definición de un perfil transitorio, el cual interpola los valores dados en la frontera para obtener una dependencia al tiempo, estos valores aplicados en la frontera se muestran en el Anexo 1.

El considerar los efectos de temperatura en el flujo es importante para simular correctamente el efecto de compresibilidad en el flujo, por lo que, se aplicó un perfil de temperatura a la entrada del fluido, este no es dependiente al tiempo, en consecuencia, no se considera el lapso sin ignición

durante el encendido, el perfil se muestra a continuación en la Figura 34, los datos usados para el perfil se muestran en el Anexo 2.

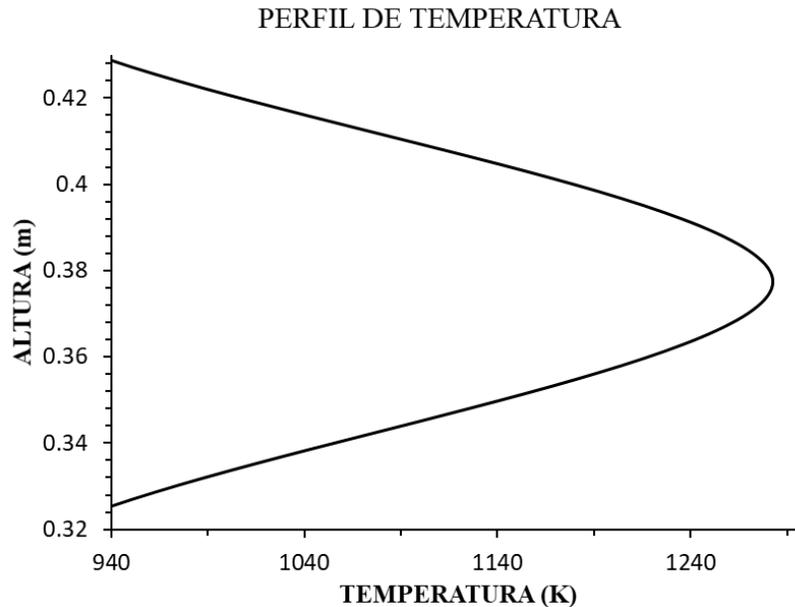


Figura 34. Perfil de temperatura a la entrada del rotor.

A continuación, se muestran las consideraciones tomadas para efectuar el análisis de fluido transitorio las cuales se aplicaron con el fin de realizar simplificaciones al análisis preliminar, logrando conocer el comportamiento del flujo durante condiciones de frontera con valores transitorios. Las consideraciones son:

- Efectos de compresibilidad (densidad variable respecto a temperatura y presión, temperatura de entrada variable y temperatura de salida constante).
- Modelo de turbulencia k- $\epsilon$  con mejoramiento en las paredes.
- Condiciones de frontera dependientes del tiempo.
- Condición de periodicidad en superficies laterales del dominio.
- La condición transitoria de flujo toma en cuenta un  $\Delta t = 2$  s y un número de pasos = 390, lo que arroja 390 archivos de solución para el interior y todas las superficies del dominio del fluido y superficies adyacentes al sólido.
- Angulo de incidencia en la entrada de  $-40.5^\circ$  (Componentes en z y x con valores de  $-0.7604$  y  $-0.6494$  respectivamente)

Finalmente, la Figura 35 muestra la configuración de ambos análisis en el software de ingeniería asistida por computadora.



Figura 35. Configuración de análisis de flujo compresible e incompresible.

#### 4.4. Análisis de transferencia de calor conjugado

Una vez obtenida la variación de presión alrededor del álabe durante el encendido, lo cual supone la generación de esfuerzos mecánicos, se prosiguió con la simulación de transferencia de calor en el álabe, producto de la temperatura del flujo principal y de enfriamiento. Los mecanismos de conducción y convección por parte de los fluidos generan gradientes térmicos los cuales producen esfuerzos, puesto que ocurre expansión en el material. Los esfuerzos térmicos resultantes son considerables por lo que la correcta simulación del encendido debió incluirlos.

Con el fin de usar el sistema de acoplamiento antes mencionado para la ejecución del análisis transitorio, se optó por la simulación conjugada del flujo y sólido, debido a que el modulo solo es capaz de recibir la señal de dos sistemas de análisis y no de tres como supondría que la interacción flujo estructural entre los sistemas de flujo, térmico y estructural.

El análisis conjugado se refiere a que el álabe y el fluido se contemplan al mismo tiempo en el análisis de flujo, por lo que, la interfaz se genera en la configuración del análisis, esto con el fin de aplicar la temperatura en la superficie del sólido.

El moduló FLUENT es capaz de simular los efectos de transferencia de calor, siendo la conducción en los sólidos y convección en las paredes de estos mismos. Puesto que el álabe tiene interacción con dos fluidos a diferentes temperaturas, existen dos interfaces como lo muestra la Figura 36, donde el fluido más frio se representa con el color azul, el cual se aplica en los ductos de

enfriamiento y el flujo más caliente se muestra en color rojo, siendo el flujo de gases de escape provenientes de la cámara de combustión.

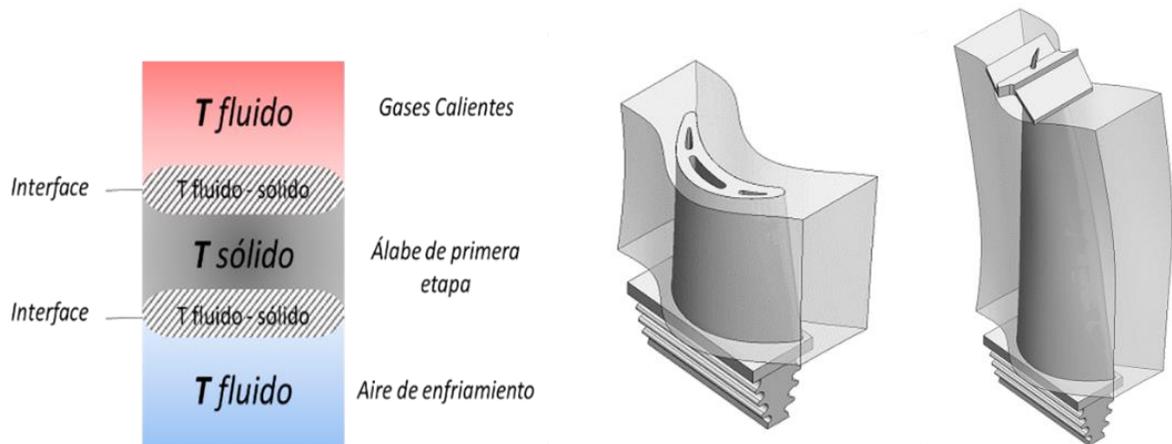


Figura 36. Esquema de interfaces flujo - estructurales.

#### 4.4.1. Discretización

Al igual que el análisis de flujo, la discretización del sólido debe estar basada en base a la precisión que se desee en los resultados y el poder computacional disponible para realizar el análisis. La transferencia de calor en el sólido debe contemplar la complejidad de los elementos de malla y que, a su vez respeten lo mejor posible la forma de las superficies donde se aplicaran las condiciones de frontera.

A continuación, se muestra el proceso llevado a cabo para lograr el mallado del sólido, desde el tratamiento de cortes aplicado para la simplificación en diferentes sólidos y las consideraciones tomadas en el contacto de dominios. La geometría del álabe se mostró anteriormente, sin embargo, al contener complejas superficies, se aplicó la misma metodología de corte usada en el dominio del flujo, con el fin de poder simplificar el mallado. La Figura 37 muestra los 4 planos usados para realizar los cortes al sólido.

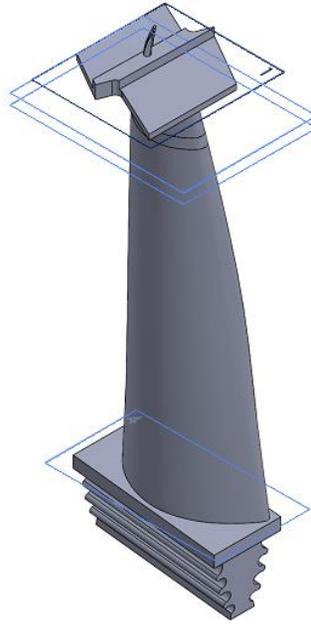


Figura 37. Planos de corte aplicados al sólido.

Se obtuvieron 5 sólidos, los cuales son la raíz, el sello superior y 3 secciones de la superficie del álabe, por otra parte, el dominio del flujo de enfriamiento fue suprimido del análisis, puesto que sus condiciones de frontera no dependen del tiempo y su temperatura a la entrada se mantiene uniforme, esto supuso la primer simplificación al análisis conjugado, sin embargo, la geometría del dominio del flujo se muestra en la Figura 38, con el fin de apreciar cuales son las superficies que tienen contacto con el álabe.



Figura 38. Dominio del flujo de enfriamiento interno.

Posterior a la inclusión del sólido en la geometría, se consideró que la conducción de calor en el sello y raíz del álabe es despreciable, esto debido a que estos elementos soportan mayor cantidad de esfuerzos mecánicos por las restricciones de desplazamiento y soportes aplicados respectivamente y, no por consecuencia de los gradientes de temperatura.

La Figura 39 muestra la sección del sólido usada para el análisis conjugado.



Figura 39. Geometría usada para el análisis de transferencia de calor conjugado.

La superficie exterior del álabe mantiene contacto con la geometría del flujo, por lo que fue necesario señalar esta región de contacto entre ambos dominios.

La Figura 40 muestra la condición de contacto aplicada, es importante señalar que cada contacto es interpretado por el análisis como acoplamiento de superficies, en la cual existe una superficie fuente y objetivo.

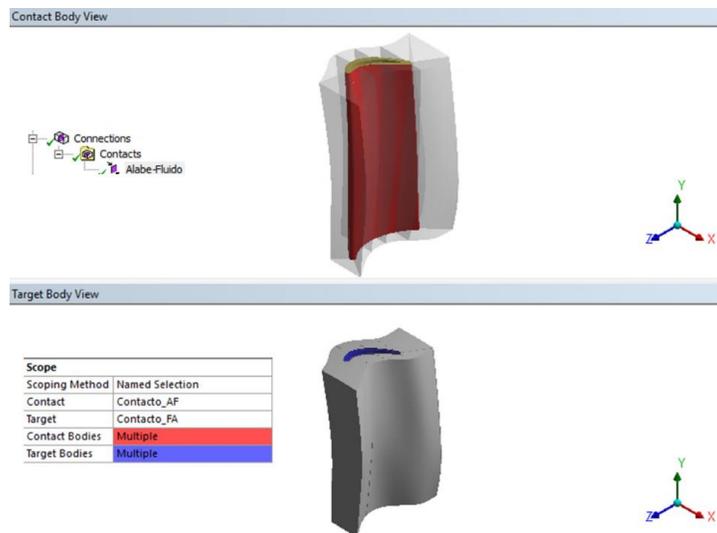


Figura 40. Regiones de contacto entre dominio sólido y fluido.

La estructuración de la malla consistió en lograr la mejor calidad posible en las superficies de contacto y en la superficie de enfriamiento, con el fin de respetar la curvatura natural de las paredes, sin ser necesario realizar el mallado conformado, el cual realiza la conexión de nodos entre ambos dominios, puesto que las ecuaciones se promedian entre nodos.

A continuación, en la Figura 41 se muestra la malla usada para realizar el análisis conjugado de transferencia de calor. Por otra parte, la Tabla 6 muestra las propiedades de esta malla, las propiedades solo incluyen las características del mallado al dominio sólido y no del mallado total usado, el cual se conforma a su vez por la malla en el dominio del flujo, la cual se presentó en el análisis anterior.



Figura 41. Malla no conforme en el dominio sólido.

Tabla 6. Propiedades de malla en el dominio sólido

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
TOTAL DE NODOS	191871
TOTAL DE ELEMENTOS	265682
MÍNIMA LONGITUD DE BORDE	3.6022e-007 m

#### 4.4.2. Condiciones de frontera

Puesto que el fluido compresible fue analizado anteriormente, las condiciones de frontera relacionadas al flujo de gases se mantuvieron iguales, sin embargo, al integrar el sólido se especificó de manera concreta las propiedades térmicas del material, las cuales son usadas para determinar la conducción de calor. A continuación, en la Figura 42 se muestran las propiedades del material usadas.

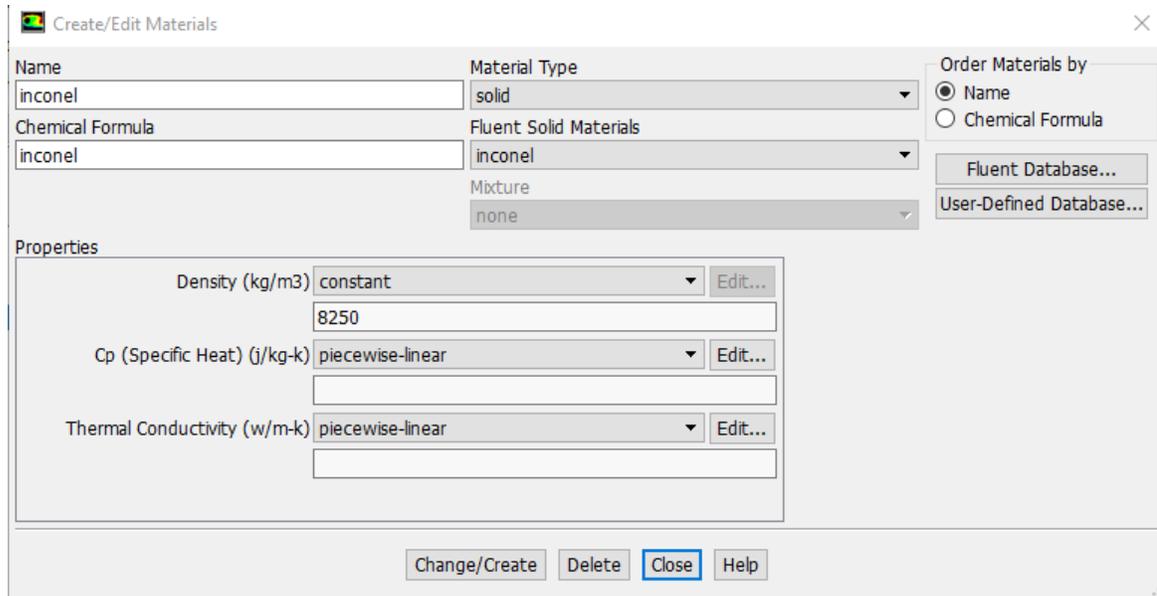


Figura 42. Propiedades térmicas del material INCONEL 792 aplicadas en el dominio sólido.

Los valores del calor específico y conductividad térmica son dependientes al tiempo, por lo que no pueden ser constantes, a continuación, en la Tabla 7 se muestra el valor de estas propiedades térmicas según la temperatura a la que se encuentra el material. Estos datos fueron obtenidos a través de la digitalización de gráficas, estas graficas se muestra en el Anexo 3.

Tabla 7. Propiedades térmicas dependientes a la temperatura.

<b>TEMPERATURA (K)</b>	<b>CP (J/KGK)</b>	<b>K(W/[M*K])</b>
255.37	418.68	10.9036284
366.48	460.548	12.8074365
477.59	498.2292	14.7112447

588.7	519.1632	16.6150528
699.81	527.5368	18.5188609
810.92	544.284	20.4226691
922.03	569.4048	22.3264772
1033.15	628.02	24.2302853
1144.26	711.756	26.1340935

El contacto entre ambos dominios se determina por una fuente y un objetivo, donde la fuente es el sólido y el objetivo el flujo, el orden de esto no afecta al análisis, esto genera paredes extra en el dominio de ambos objetos de estudio en donde se puede constatar que las paredes se encuentran acopladas.

La superficie de enfriamiento interno no tiene contacto con el fluido, por lo que fue necesario especificar de manera manual la interacción térmica de la pared por medio del mecanismo de convección, esto permite que exista variación en la temperatura de la pared debido a la conducción térmica del sólido, lo cual simula de manera correcta el calentamiento que sufre el flujo de enfriamiento a través del interior del álabe.

The image shows a software interface for defining thermal conditions on a wall. The 'Zone Name' is 'enfriamiento' and the 'Adjacent Cell Zone' is 'alabe'. The 'Thermal' tab is active, showing 'Thermal Conditions' with 'Convection' selected. The parameters are: Heat Transfer Coefficient (w/m2-k) = 3665 (constant), Free Stream Temperature (k) = 612 (constant), Wall Thickness (m) = 0, and Heat Generation Rate (w/m3) = 0 (constant). The material is 'inconel'.

Figura 43. Condición de convección aplicada a la pared de enfriamiento interno del álabe rotor.

La Figura 43 muestra la configuración de la pared de enfriamiento, cabe hacer mención que el valor de convección fue obtenido de los resultados de un estudio similar en una tobera de similar temperatura de operación y geometría [4.7].

La interfaz de pared acoplada es automáticamente detectada por la condición de contacto antes mencionada, por lo que no fue necesario crear la interfaz entre ambas regiones manualmente.

Como se puede observar en la Figura 44, el contacto tiene activa la casilla “mapped”, esta casilla tiene como finalidad promediar las ecuaciones en los nodos que no sean compartidos entre ambas mallas, como se mencionó anteriormente, esto posibilita que ambas mallas tengan elementos de diferente geometría sin ser estructurados forzosamente.

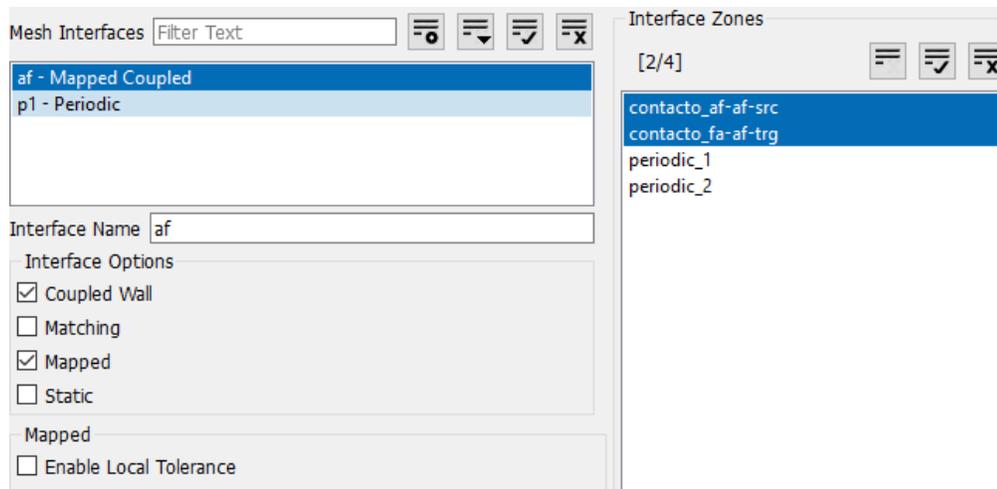


Figura 44. Configuración de contacto no conforme en superficies fuente y objetivo.

Con esto se concluyó la preparación para desarrollar el análisis conjugado, las consideraciones tomadas fueron:

- Flujo de enfriamiento interno no incluido.
- Mallado no conforme.
- Contacto en múltiples cuerpos por separación del dominio sólido.
- Condición de convección en la pared de enfriamiento.

La metodología aplicada al análisis de interacción flujo estructural, el cual permitirá lograr el objetivo principal de este estudio, obtener la evolución del estado de esfuerzos en el álabe rotor durante la operación de encendido de turbina.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos de cada uno de los análisis antes descritos.

## CAPÍTULO V

### 5. Resultados

---

Como se mostró anteriormente capítulo anterior, se realizaron diferentes análisis con el fin de tener certeza con los efectos físicos que suceden durante el arranque de la turbina aeroderivada, en específico, en un álabe de la sección de turbina, con el fin de poder presentar resultados adecuados para su posterior procesamiento.

En análisis de flujo durante el encendido confirmó que la dependencia del tiempo en las fronteras del flujo fuera correcta, esto simuló la variación que sufre el campo de presión durante la operación de encendido, por lo tanto, como resultado se obtuvo la variación de la fuerza tangencial aplicada en el elemento rotativo. Sin embargo, la simplificación de algunos fenómenos en el flujo comprometió la fiabilidad de los resultados, por lo se sumaron los efectos de compresibilidad en el fluido de trabajo y temperatura en la frontera de entrada, estos dos efectos físicos mencionados aproximan de mejor manera el comportamiento del fluido.

Posteriormente, la transferencia de la calor y temperatura del álabe a través del flujo fue obtenida con un análisis de flujo conjugado, en el cual, se consideró el álabe sólido en la simulación del flujo, arrojando como resultado la temperatura que el álabe presenta por medio de conducción, la cual depende directamente de la temperatura del flujo de gases y de enfriamiento interno alrededor de la superficie del álabe. Puesto que la temperatura de ambos flujos que interactúan con el álabe cambia respecto al tiempo del encendido se muestra en los resultados la evolución de temperatura durante el arranque.

Finalmente, los efectos presión y temperatura obtenidos fueron considerados y usados con el fin de obtener el estado de esfuerzos resultante, puesto que los análisis realizados con anterioridad representan la transitoriedad en el tiempo, este análisis no fue la excepción. Sin embargo, la transferencia de datos de frontera solo puede concretarse a través de ciertos lapsos de tiempo provistos por el análisis de flujo conjugado, como se mostró en la metodología aplicada, por lo que, la evolución del estado de esfuerzos solo depende de la frontera aplicada dependiente al tiempo de encendido y no de condiciones mecánicas variables respecto al tiempo.

### 5.1. Análisis de flujo compresible e incompresible

Estudiar la variación de la presión ejercida al álabe por el flujo durante el encendido, como se mencionó en la metodología, es necesario para obtener la evolución de la fuerza aplicada en el álabe, sin embargo, las ecuaciones usadas por el software para obtener los esfuerzos resultantes ya consideran esta evolución de la fuerza en toda la superficie discretizada al aplicar la presión como frontera mecánica.

El diagrama de arranque mostrado en la Figura 25 indica la existencia de diferentes procesos durante el transcurso del encendido, haciendo uso de esta información y de los 390 archivos de resultado obtenidos, se establecieron 7 puntos críticos en el tiempo a lo largo del arranque de la turbina para obtener la evolución de la presión.

La Tabla 8 muestra estos intervalos de tiempo seleccionados, así como el proceso que ocurre en ellos, estos intervalos serán usados a continuación para presentar los resultados obtenidos según su relevancia en los cambios de presión.

Tabla 8. Puntos críticos en el tiempo de encendido.

INTERVALO DE TIEMPO (s)	PROCESO
@ 44	FINALIZA LA PURGA DE DUCTOS
@ 76	CONCLUYE LA ASISTENCIA DE ENCENDIDO
@ 112	CONTROL DE ACELERACIÓN EN TURBINA DE GAS
@ 120	FINALIZA CONTROL DE ACELERACIÓN
@ 600	CARGA CON PENDIENTE CONSTANTE
@ 780	COMIENZA PERIODO ESTACIONARIO

La Figura 45 muestra los planos definidos para la obtención de contornos de presión, estos se localizan a  $1/8$ ,  $1/2$  y  $7/8$  del dominio del fluido. La distancia en la coordenada “Y” según la altura del dominio es de 341.56 mm, 378.299 mm y 414.912 mm respectivamente.

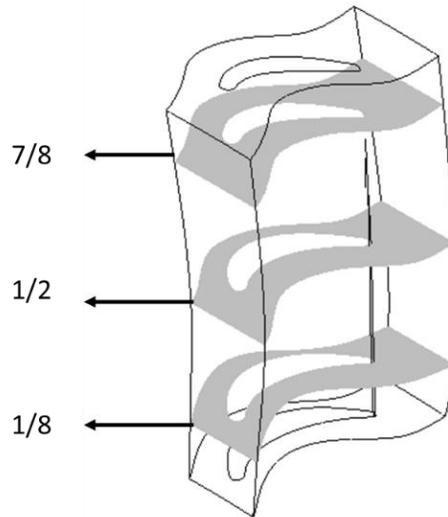


Figura 45. Planos en el dominio del fluido, usados para la obtención de contornos de presión y temperatura.

A continuación, en la Figura 46 se muestra el perfil de temperatura aplicado al análisis del flujo, se muestra en color rojo la temperatura máxima, la cual se localiza al centro como se mostró en la Figura 34 de manera parabólica.

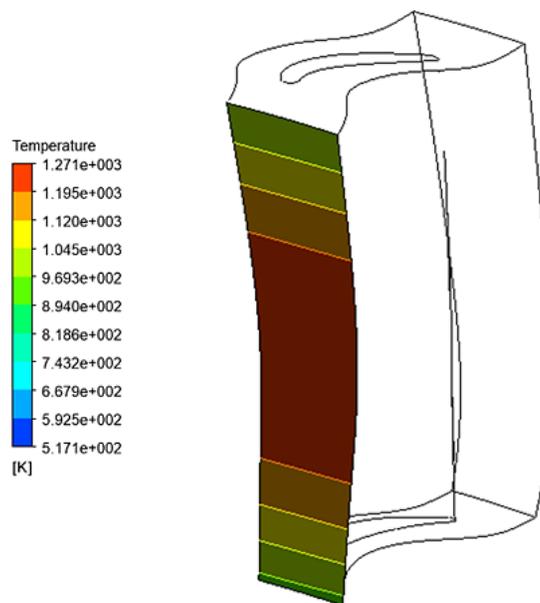


Figura 46. Perfil de temperatura variable dependiente a la altura.

Debido a este hecho, la mancha de calor es apreciable en las superficies que tienen contacto con el dominio del álabe sólido durante el encendido, esta dispersión de calor sufre cambios como se muestra en las Figuras 47 (a)-(f) las cuales usan los 6 intervalos de tiempo antes mostrados.

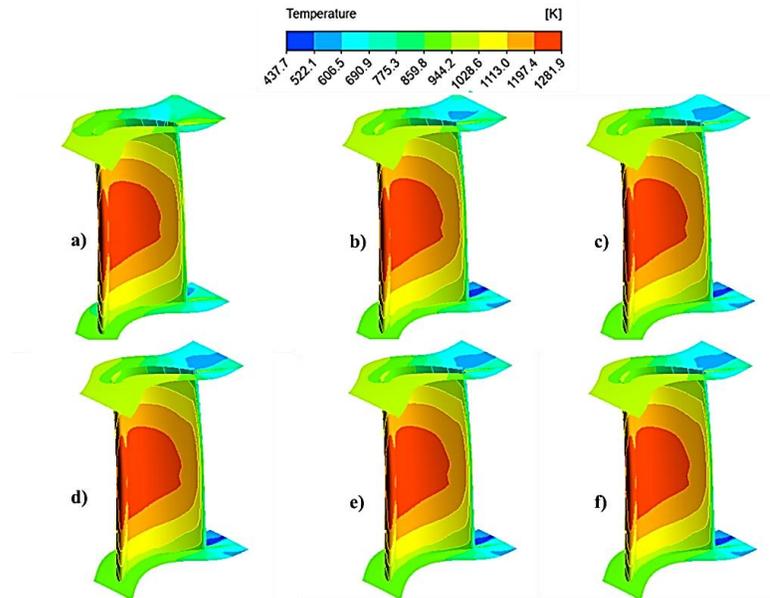


Figura 47. Contornos de temperatura global durante encendido (a) 44 seg; (b) 76 seg; (c) 112 seg; (d) 120 seg; (e) 600 seg; (f) 780 seg.

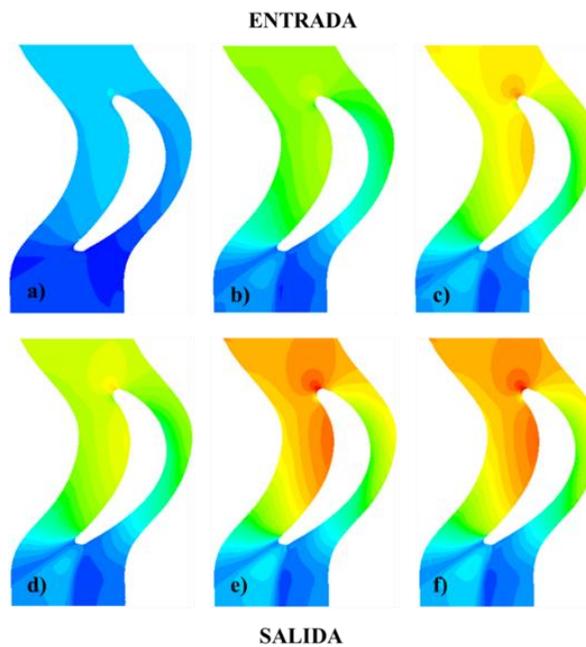


Figura 48. Contornos de presión global en plano medio. (a) 44 seg; (b) 76 seg; (c) 112 seg; (d) 120 seg; (e) 600 seg; (f) 780 seg.

Haciendo uso del plano medio mostrado anteriormente, se comparan en las Figuras 48 (a)-(f) los contornos de presión existentes en los 6 puntos señalados anteriormente en la curva de encendido de turbina.

La finalidad de comparar los contornos de presión es observar la influencia de los procesos de encendido en su distribución. Como se observa en la secuencia, el punto de estancamiento encontrado en el borde de entrada es distinguible hasta los 120 segundos del encendido, en este lapso de tiempo, la turbina libre se acopla al eje de turbina de alta presión para comenzar el periodo de carga nominal, sin embargo, si los efectos de la compresibilidad hubiesen sido despreciados, la presión generado alcanzaría mayores valores.

Se logra apreciar que las condiciones de periodicidad permiten mantener homogeneidad en la distribución de presión localizada en las paredes laterales del dominio del fluido, esto infiere el comportamiento que se encuentra en la sección giratoria de expansión al existir condiciones similares con el resto de los álabes de turbina.

El perfil aerodinámico muestra el comportamiento que se espera durante su funcionamiento, manteniendo la presión máxima en la sección inferior y la presión mínima en la sección superior, este efecto es responsable del giro de la etapa rotatoria.

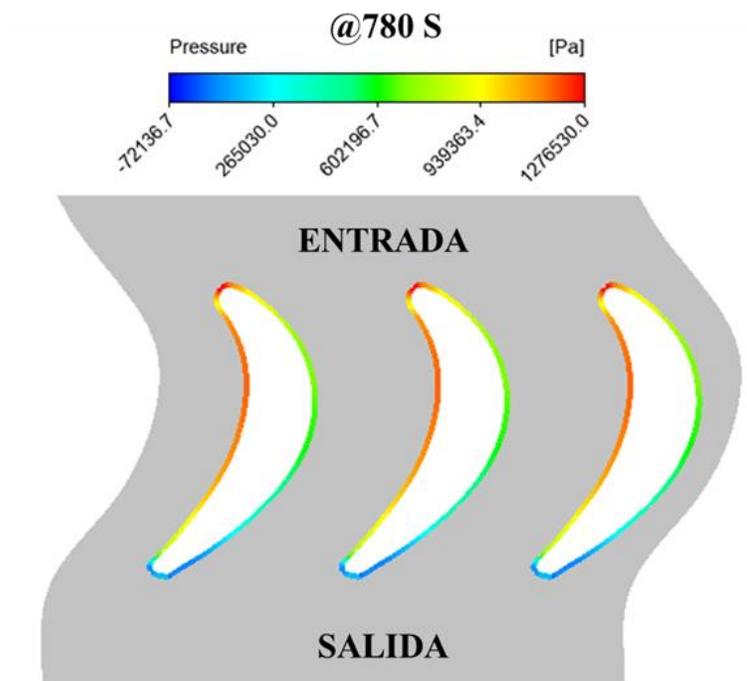


Figura 49. Distribución de presión sobre la superficie del álabe en la sección media.

En la Figura 49 se observa la distribución de presión sobre la superficie del álabe, las líneas fueron obtenidas usando los planos de sección media, inferior y superior y la superficie de contacto con el álabe rotor de primera etapa.

A través de las líneas antes mostradas se obtuvo la distribución de presión a lo largo del perfil aerodinámico en los planos. En la Figura 50 se representa la distribución de presión en 3 de los 6 intervalos de tiempo definidos anteriormente, esto se debe a que se observa de mejor manera el comportamiento de presión.

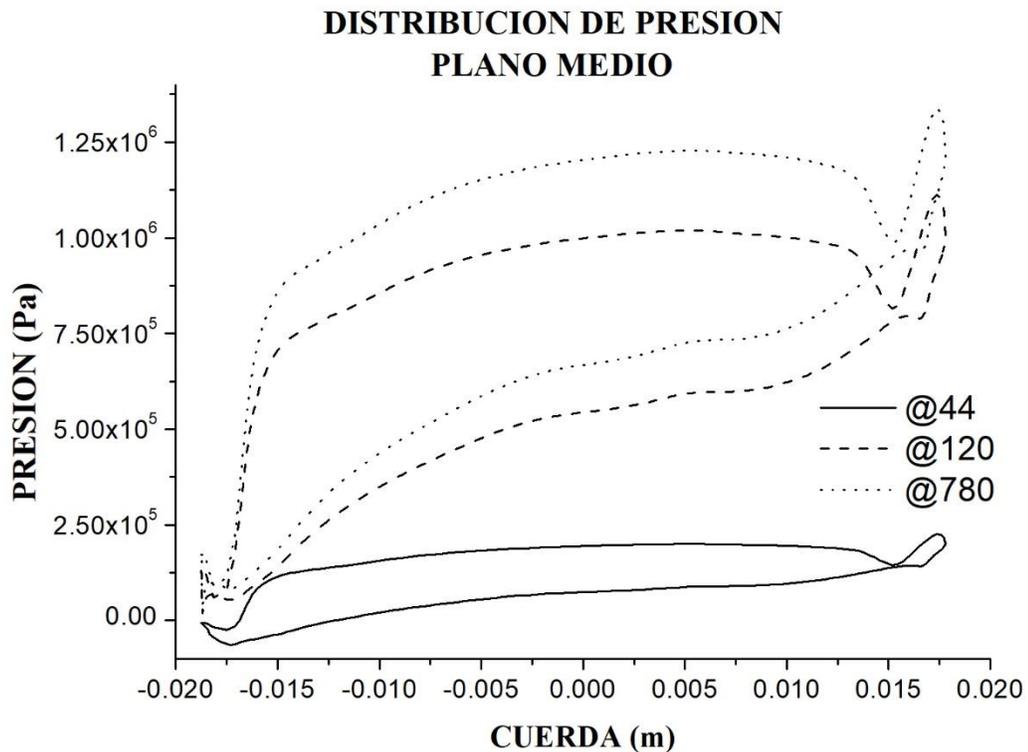


Figura 50. Distribución de presión en plano medio (1/2).

El conjunto de graficas muestra la distribución de la cuerda aerodinámica desde el borde de ataque, siendo el valor positivo, al borde de salida, por otra parte, se aprecia que la punta de pala presenta un valor mayor de presión, esto es producto del punto de estancamiento, el cual se posiciona en el borde de ataque durante todo el transcurso del encendido.

A continuación, en la Tabla 9 se muestran los valores máximos y mínimos de presión considerando efectos de compresibilidad, estos datos fueron promediados sobre el perfil aerodinámico en los 6

lapsos de interés en el tiempo mostrados en la curva de arranque, omitiendo el intervalo 600 y sustituyéndolo por el intervalo 520.

Tabla 9. Presiones alcanzadas durante encendido con efectos de compresión y temperatura.

<b>INTERVALO DE TIEMPO</b>	<b>PRESIÓN MÁXIMA (MPA)</b>	<b>PRESIÓN MÍNIMA (MPA)</b>
44 SEGUNDOS	0.2256	-0.0648
76 SEGUNDOS	0.805073	-0.01169
112 SEGUNDOS	1.0036	0.00804
120 SEGUNDOS	0.99008	0.00589
520 SEGUNDOS	1.19248	0.02582
780 SEGUNDOS	1.34071	0.03997

Durante los primeros segundos del arranque de la turbina, la distribución de presión tiene valores menores de presión a comparación de los puntos de carga nominal en el segundo 780s, por lo tanto, se infiere que comienzo del encendido el flujo másico de gases de escape aún es poco para lograr la sustentación que permita ejercer un torque significativo en el disco de turbina y por eso el arrancador se mantiene encendido.

El incremento del flujo másico estabiliza la distribución de presión sobre el perfil aerodinámico, partir de los 120 segundos, donde se finaliza el periodo asistencia de arranque, donde la aceleración mantiene una pendiente suavizada para alcanzar el esquema de revolución por minuto seleccionado por el usuario, y, por lo tanto, culminar con el arranque de la turbina. Se observa el mismo comportamiento en la presión a partir de este punto en adelante, pero aumentando los valores gradualmente.

Integrando de manera numérica las gráficas anteriores se obtuvo el valor de la fuerza tangencial presente en el álabe. Esto determina el torque producido por el elemento rotor en cierto intervalo de tiempo y promediando estos valores se obtiene la fuerza tangencial provista por el flujo alrededor del rotor.

La Figura 51 se muestra la fuerza tangencial generada por la presión en el plano medio (1/2) del rotor, a la vez, se contrasta la fuerza obtenida sin considerar los efectos de compresibilidad, la cual es claramente superior.

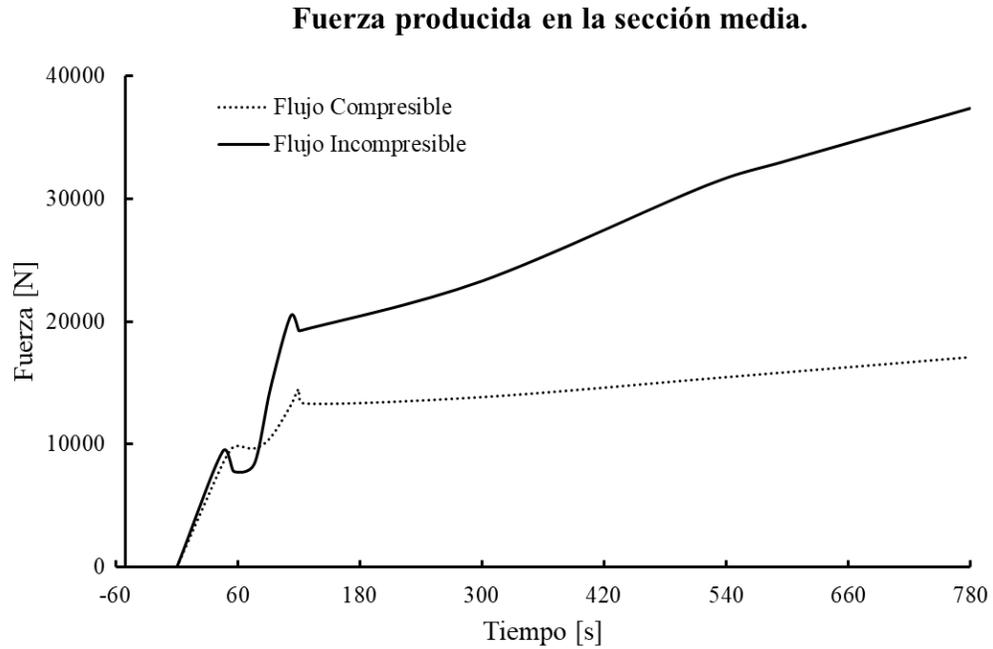


Figura 51. Fuerza tangencial producida por el álabe en la sección media.

El contraste observado entre la consideración del efecto de compresibilidad es perceptible a partir del segundo 40, lo cual se asume como correcto, puesto que, al incrementar la masa entrante, la densidad se vuelve directamente proporcional a la presión de operación, siendo esta mayor durante el transcurso del tiempo de encendido.

La fuerza se encuentra estrechamente relacionada con la aceleración que tiene el fluido durante el periodo de encendido, es notable observar el comportamiento en los primeros segundos donde la aceleración sufre cambios abruptos, lo que se traduce en cargas y descargas de fuerza súbitas que el álabe percibe.

El aumento de combustible provoca que la velocidad del flujo incremente, generando una mayor fuerza presente en los álabes de turbina, sin embargo, las curvas de arranque no tienen pérdida de revoluciones en los ejes de potencia durante el encendido, por lo que, la inercia que el eje impone a los álabes produce periodos de fuerza negativa o nula.

Este hecho representa que la potencia requerida para conducir la turbina libre se exceda, por lo tanto, para el caso transitorio, hay una potencia desequilibrada entre la turbina de gas y la turbina de generación.

Finalmente, el software de elemento finito es capaz de interpretar como condición de frontera estos valores en el análisis estructural, por lo que la integración de la fuerza solo fue una manera de representar los efectos mecánicos que sufre el álabe durante el encendido.

## 5.2. Análisis de transferencia de calor conjugado

Una vez obtenida la presión del fluido, la cual se aplica en la superficie de contacto con el álabe rotor, se prosiguió a obtener la evaluación de temperatura en el sólido, la cual es dependiente al tiempo de encendido, como lo es la presión. La temperatura máxima se concentra en la sección central del álabe, como se mostró anteriormente, sin embargo, esto representa solo la condición de temperatura aplicada como frontera del análisis producto del flujo másico de entrada sin considerar la temperatura de enfriamiento que se encuentra en el interior del álabe rotor y, las propiedades térmicas del álabe mismo.

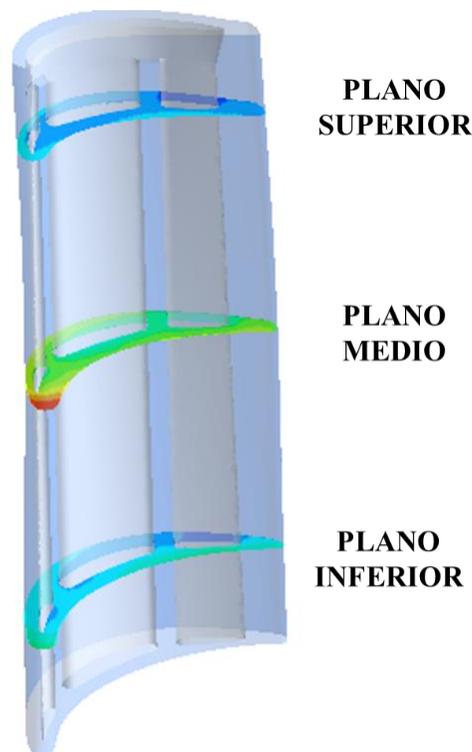


Figura 52. Planos en el dominio del fluido, usados para la obtención de contornos de temperatura.

Puesto que el análisis de transferencia de calor conjugado se realizó en las mismas condiciones que el análisis de flujo compresible, se generaron 390 archivos de resultados, los cuales corresponden a una solución parcial a la temperatura del álabe durante el encendido, por lo que, de misma manera que los resultados mostrados anteriormente, se utilizaron los tres planos transversales al álabe donde se muestra la evolución de temperatura durante el encendido.

Estos planos se localizan en las mismas posiciones que los mostrados en la Figura 45, con la excepción que solo son aplicados en el dominio del sólido, el cual representa al álabe rotor. La Figura 52 muestra los planos antes mencionados.

Las dos condiciones de temperatura aplicadas en la frontera del sólido representan grandes gradientes de temperatura, por lo que conocer el punto máximo y mínimo de temperatura no depende de los valores máximos en la superficie, si no de la geometría del álabe y dispersión de calor lograda por los conductos de enfriamiento.

Sin embargo, en el transcurso del encendido, los puntos donde se localizan el máximo y mínimo de temperatura se desplazan, esto se muestra a continuación en la Figura 53, donde se observa que el máximo obtenido al final del encendido no mantiene la misma posición con el obtenido en 2 segundos de encendido, lo mismo sucede con el valor mínimo.

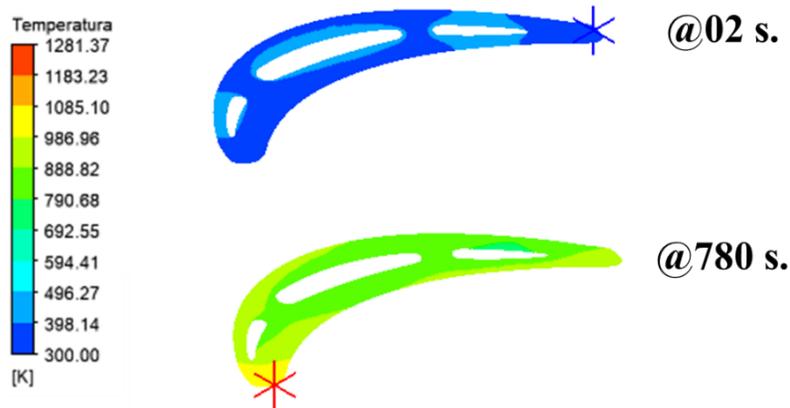


Figura 53. Distribución de temperatura máxima y mínima respecto al tiempo de encendido.

Debido al desplazamiento de los puntos antes mencionado, se obtuvo para cada plano 2 puntos en los cuales se computó la evolución de la temperatura, estos puntos representan el máximo y mínimo al final del encendido, esto con la finalidad de mantener los puntos en una sola posición, siendo que el final del encendido presenta los valores absolutos de temperatura máxima y mínima.

La localización de estos puntos en cada plano se muestra a continuación en la Figura 54.

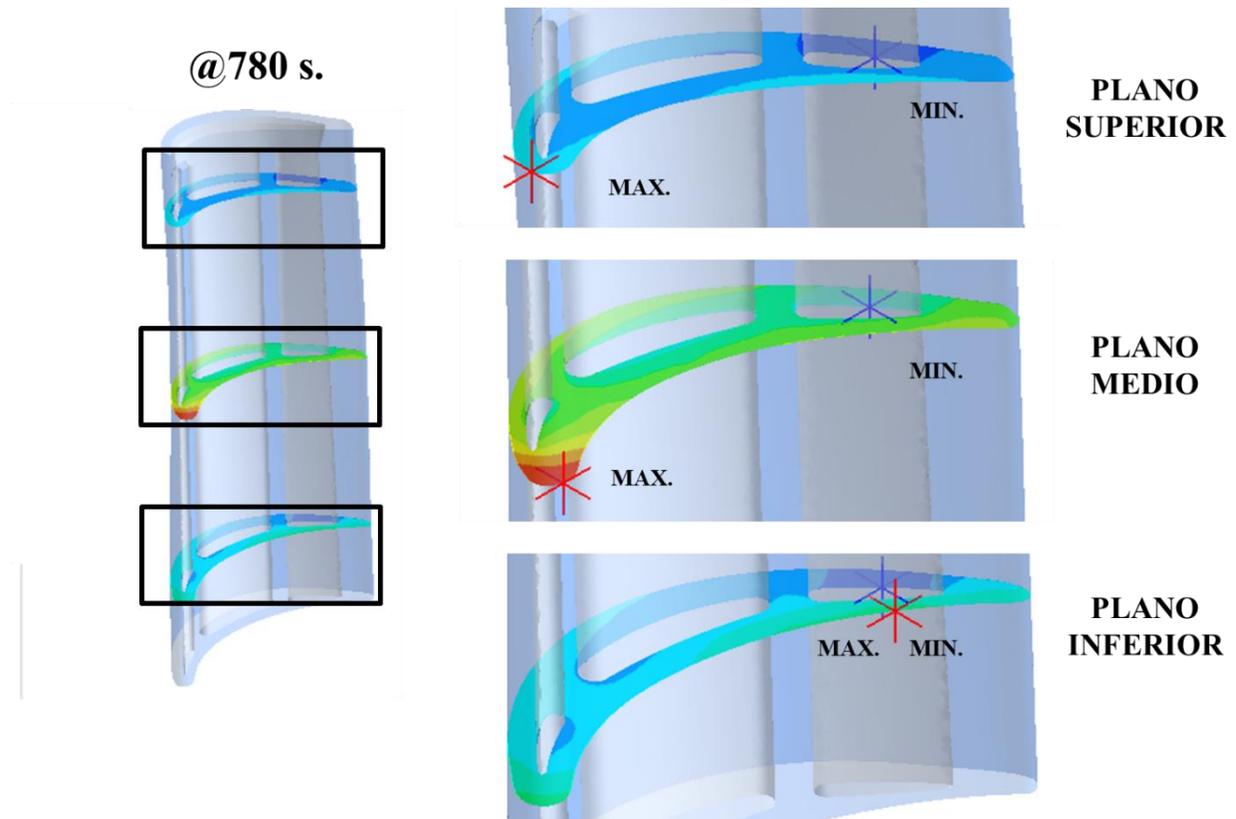


Figura 54. Distribución de puntos máximos y mínimos durante el segundo 780 del encendido en tres planos.

La figura antes mostrada mantiene la escala global de temperatura, por lo que es apreciable que la máxima temperatura es alcanzada en la sección media del álabe, sin embargo, en los extremos, la temperatura tiene valores un tanto similares entre sí, pero su comportamiento es diferente, esto se puede observar en el punto de temperatura máxima en el plano inferior, el cual se localiza en la parte posterior del álabe y no en la frontal, esto es debido a que la sección transversal en la raíz del álabe, al ser más grande al estar cerca de la raíz, esto produce que la conducción de calor sea menor en las secciones más grande. Debido a lo antes mencionado, el punto máximo se localiza en la sección más delgada en la parte posterior, conocida como borde de salida.

Una vez identificados los puntos de temperatura máxima y mínima en los tres planos, se procedió a obtener la evolución de la temperatura durante todos los intervalos de tiempo obtenidos para el encendido de la turbina, a continuación, en las Figuras 55, 56 y 57 se muestra la evolución de la temperatura.

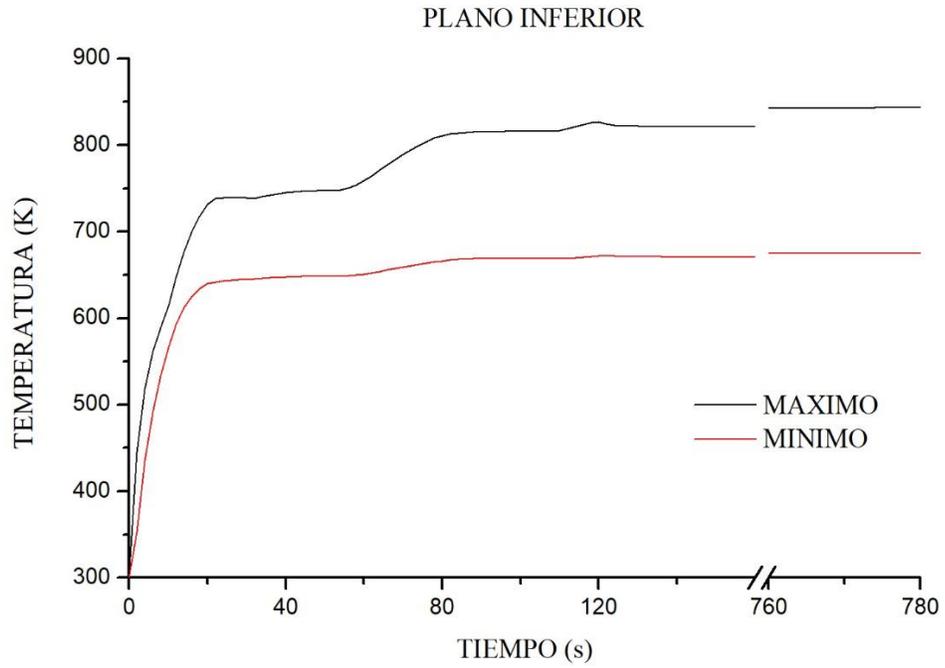


Figura 55. Evolución de la temperatura en plano inferior.

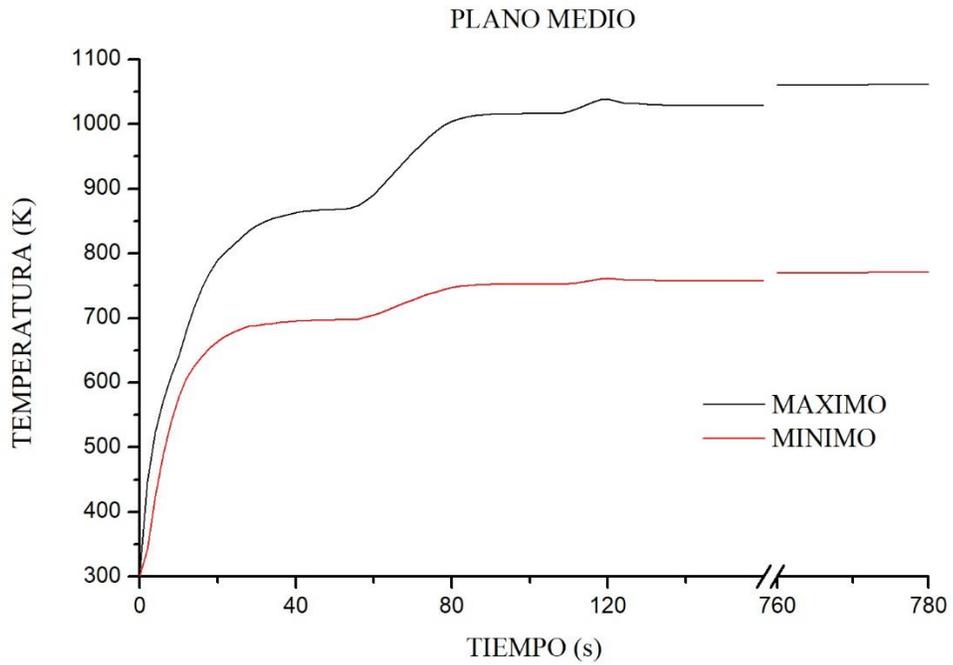


Figura 56. Evolución de la temperatura en plano medio.

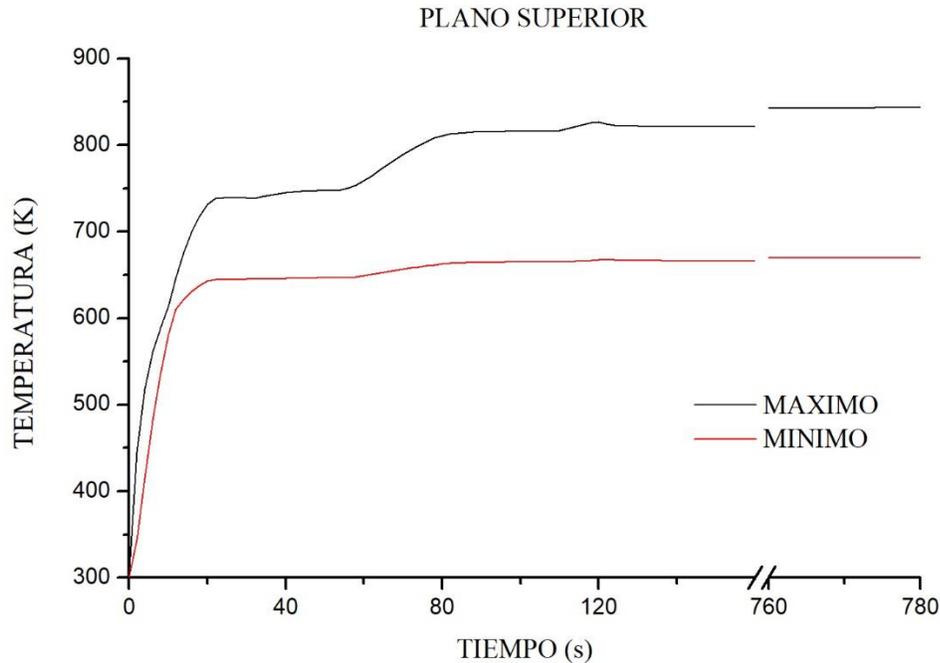


Figura 57. Evolución de temperatura en plano superior

La diferencia de temperaturas que existe entre el valor máximo y mínimo en cada plano mostrado representa el gradiente térmico entre ambos puntos analizados con respecto al tiempo. Se observa que la diferencia de temperatura no sobrepasa los 100 grados durante los primeros 20 segundos del encendido, por lo que los primeros segundos del encendido no generan esfuerzos térmicos importantes en la sección principal del álabe rotor.

A partir del segundo 20, la diferencia de valores entre el punto máximo y mínimo, aumenta considerablemente, esto es resultado de la posición del punto de mayor temperatura, el cual se encuentra en la pared externa del álabe, por lo que tiene contacto con el flujo externo, manteniendo una elevada temperatura debido a la combustión.

Posterior a los 120 segundos del encendido, la temperatura se comporta con tendencia de estabilidad hasta concluir con el arranque, este hecho se asocia a la disminución del valor de la pendiente, por lo que se concluye que no todo el transcurso del encendido genera grandes gradientes térmicos, los cuales impactan directamente a la vida remanente del rotor.

Con lo anterior se definieron conclusiones preliminares, infiriendo que a partir del segundo 20 al segundo 120 se genera un mayor valor de esfuerzo térmico. Sin embargo, el choque térmico es mayor durante los primeros 20 segundos del encendido, resultado de la gran pendiente que presenta la temperatura, significando en un calentamiento del sólido de manera muy rápida.

La diferencia de temperaturas se muestra en la Tabla 10 la cual considera los intervalos de tiempo usados en el análisis de flujo compresible y suma otros con el fin de apreciar la pendiente de evolución de temperatura.

Tabla 10. Gradiente de temperatura entre máximo y mínimo en diferentes intervalos de tiempo.

<b>INTERVALO DE TIEMPO</b>	<b>GRADIENTE DE TEMPERATURA (K) PLANO INFERIOR</b>	<b>GRADIENTE DE TEMPERATURA (K) PLANO MEDIO</b>	<b>GRADIENTE DE TEMPERATURA (K) PLANO SUPERIOR</b>
20 SEGUNDOS	91.32	126.44	88.45
44 SEGUNDOS	98.296	169.79	100.53
76 SEGUNDOS	140.40	248.24	143.56
112 SEGUNDOS	148.02	265.71	152.22
120 SEGUNDOS	150.91	272.78	155.69
520 SEGUNDOS	159.38	283.03	164.16
780 SEGUNDOS	168.51	290.78	173.51

Conociendo la variación del gradiente entre los puntos antes mencionados, es posible inferir que el esfuerzo térmico será mayor a medida que el encendido ocurre con el transcurso del tiempo, esto significa que el esfuerzo térmico aumentara gradualmente, sin embargo, el efecto de choque térmico no es considerado, por lo que resulta en la probabilidad de que los primeros segundos del encendido repercutan en mayor medida a la vida remanente del elemento rotor.

Una vez conocidos los efectos de la conducción de temperatura en el dominio del álabe, se prosiguió a obtener la evolución del campo de esfuerzos durante el encendido.

## Conclusiones

---

La simulación de diversos fenómenos físicos en complejos sistemas de ingeniería es hoy en día uno de los métodos más aplicados en todas las ramas del diseño e innovación tecnológica, no representa grandes inversiones como lo son pruebas de campo y otros métodos de obtención de datos reales, a su vez, el tiempo empleado para obtener datos es mucho menor que otras opciones. Sin embargo, la fiabilidad de datos reales no podrá superarse en largo tiempo.

Los resultados obtenidos por métodos de análisis numérico dependen de la consideración del mayor número de efectos físicos que se apliquen a los sistemas analizados, por lo que el análisis asistido por computadora se vuelve un problema de decidir cuales consideración pueden tomarse en cada caso.

A partir de lo antes mencionado, se consideraron las implicaciones físicas más relevantes para obtener resultados precisos de la evolución de la presión y temperatura durante el arranque de la turbina de gas aerodervada, partiendo de las condiciones de frontera dependientes del tiempo, las cuales están sujetas al comportamiento de las revoluciones por minuto presentadas en la curva de arranque provista por el fabricante.

Por otra parte, la evolución de la presión y temperatura permiten realizar conjeturas con sustento en resultados y pruebas sobre la degradación y repercusiones que el encendido tiene sobre el elemento rotor de primera etapa de turbina, por lo que esto abre nuevas opciones a la investigación de esta sección de expansión en la turbina de gas, así como el rediseño de los ductos de enfriamiento con el fin de disminuir el impacto térmico que tienen las altas temperaturas durante el arranque.

Comenzando con los resultados del análisis de flujo compresible e incompresible, se puede concluir que, la distribución de presión alrededor del perfil aerodinámico, así como la obtención de fuerza tangencial que el análisis transitorio otorgó son congruentes al modelar el encendido de la turbina de gas aeroderivada.

No obstante, el análisis de aproximación es adecuado para la comprensión del efecto de transitoriedad durante el encendido de turbina. Este análisis forma parte de un proceso iterativo en el cual se busca modelar de manera exacta los efectos que propician al estado de esfuerzos evolutivo resultante de los efectos de flujo que sufre el álabe rotor de primera etapa de turbina durante el encendido.

Por otra parte, el análisis de transferencia de calor conjugado muestra la evolución de la temperatura en el álabe, denotando los puntos máximos y mínimos encontrados al final de la secuencia de encendido de la turbina. Esto ayuda a comprender las zonas más vulnerables del álabe a el efecto de corrosión térmica y choque térmico. Durante el encendido, el choque térmico y la corrosión son los principales efectos que repercuten directamente a la vida útil del elemento rotor.

En los resultados antes mostrados, se presenta la diferencia de temperatura entre los puntos máximos y mínimos en diferentes lapsos de tiempo durante el encendido de la turbo maquinaria, esta información es relevante para cuantificar la degradación que el material sufre través del estudio de la micro estructura del material.

Las conclusiones obtenidas de unificar ambos efectos prioritarios para la evolución del campo de esfuerzos son las siguientes, cabe resaltar que el comportamiento de la fuerza tangencial es directamente proporcional al flujo másico entrante durante el arranque de la turbina, por lo que, la mayor fuerza aplicada al elemento rotor se encuentra justo al final del encendido, esto supone que el efecto de la presión contribuye de manera proporcional a la evolución del campo de esfuerzos, pero no es significativo, con lo que las fallas por fluencia son descartadas durante esta etapa de arranque, no obstante las fallas por fatiga pueden presentarse si el álabe se encuentra deteriorado por la corrosión térmica.

Por último, el alto gradiente térmico es la principal causa del deterioro de los elementos mecánicos de la turbina durante el encendido, esto se concluye debido a que la temperatura del fluido aumenta rápidamente en los primero segundo del encendido debido a la compresión y el alto incremento de temperatura debido a la combustión, afectando directamente a la microestructura del material, causando mayor corrosión en las zonas donde el punto de estancamiento se encuentra, que por lo general es en el borde de ataque del perfil aerodinámico del álabe, y creando dislocaciones micro estructurales significantes en donde el choque térmico es mayor.

Este estudio se concentra específicamente en la etapa del encendido de la turbina, por lo que no tiene un precedente específico, cada etapa de operación presenta diferentes efectos que repercuten en mayor o menor grado, dependiendo directamente de los efectos físicos presentes, su comportamiento a través del tiempo y magnitud.

A partir de este estudio se abre la posibilidad de investigar la evolución de la micro estructura del material durante el arranque, con el cual se podrá definir cuáles son los daños más significantes y

que repercusión tienen directamente con la vida a la fatiga del elemento rotor, por otra parte, al estudiar los efectos de la transitoriedad en el fluido, se consideró que el paro de emergencia es otra etapa de funcionamiento de la turbina que afecta en mayor medida a los elementos mecánicos de la turbina que el mismo encendido, esto es una línea de investigación que hasta el momento se estudia de manera superficial como lo es este estudio del encendido.

A la fecha de esta redacción, el estudio de las etapas transitorias no se encuentra completamente desarrollado en las turbinas de gas para diferentes usos, sean aeronáuticos o de producción eléctrica por lo que la investigación con mayor profundidad en cada efecto considerado en el campo de esfuerzos es necesaria. La metodología aplicada a este caso de estudio particular presenta una nueva forma de obtener la evolución de las condiciones que repercuten directamente en los álabes rotores en turbinas de gas, esto representa el desarrollo de un método y por lo tanto de mejores herramientas de análisis aplicables a diversos campos de la ingeniería.

Los estudios previos realizados en la institución [6.1, 6.2] analizan diferentes efectos en el álabe rotor, sin embargo, ambos consideraron la etapa de funcionamiento estacionario. Estos solo comparten condiciones de frontera pero diferentes metodologías aplicadas, gracias a sus resultados se comprobó que los valores obtenidos para la presión y temperatura son correctos, por otra parte, el complemento de la etapa de arranque con la operación nominal de la turbina de gas aeroderivada permite que nuevas líneas de investigación y desarrollo de tecnología puedan ser estudiadas por diferentes especialistas, como lo es el cambio microestructural, la mejora de ductos de enfriamiento basada en los resultados obtenidos, el estudio del recubrimiento del álabe entre otros.

## Trabajos a futuro

---

Como puntos pertinentes para la obtención de mejores resultados, se consideran necesarios los siguientes criterios:

- Crear un perfil variable con respecto a la altitud de la entrada que defina el valor de ángulo de entrada del fluido de trabajo según sus componentes, de esta manera el punto de estancamiento se encontrará en el borde de ataque a lo largo de todo el perfil aerodinámico.
- Considerar analizar la interacción de estator y rotor simultáneamente, esto reducirá la presión de entrada al elemento rotatorio, por lo que la fuerza tangencial inducida por el fluido disminuirá y se tendrá una mejor interpretación de este efecto.
- Mejorar la estructuración de la malla a través de generar de forma independiente las diferentes secciones que presenta el rotor a lo largo de su altura.
- Considerar los inductores de turbulencia en el ducto de enfriamiento medio, los cuales ayudan a la transferencia de calor, por lo que la temperatura debería ser menor a la obtenida en los resultados.
- Analizar de manera simultánea el flujo de gases de escape y el flujo de enfriamiento interno al álabe rotor, esto mejorará la aproximación del efecto de convección que produce el fluido interno.

## Referencias

---

- [1.1] IATA, International Air Transport Association Safety Report. Montreal, Canada (2013)
- [2.1] P. G. Tucker. Computation of unsteady turbomachinery flows: Part 1\_Progress and challenges. *Progress in aerospace sciences*, 47, 522 - 545 (2011).
- [2.2] P. G. Tucker. Computation of unsteady turbomachinery flows: Part 2\_LES and hybrids. *Progress in aerospace sciences*, 47, 546 - 569 (2011).
- [2.3] I. Rossi, A. Sorce y A. Traverso. Gas turbine combined cycle start-up and stress evaluation: A simplified dynamic approach. *Applied Energy*, 190, 880 - 890 (2017).
- [2.4] C. Booyesen, P. S. Heyns, M. P. Hidley y R. Shceepers. Fatigue life assessment of a low pressure steam turbine blade during transient resonant conditions using a probabilistic approach. *Journal of Fatigue*, 73, 17 - 26 (2015).
- [2.5] Z. Mazur, A. Hernández, R. García y A. Luna. Analysis of conjugate heat transfer of a gas turbine first stage nozzle. *Applied Thermal Engineering*. 26, 1796 - 1806 (2006).
- [2.6] K. M. Kim, J. S. Park, D. H. Lee, T. W. Lee y H. H. Cho. Analysis of conjugated heat transfer, stress and failure in a gas turbine blade with circular cooling passages. *Engineering Failure Analysis*. 18, 1212 - 1222 (2011).
- [2.7] W.Z. Tang, Yang, W. Zhu, Y.C. Zhou, J.W. Guo y C. Lu. Numerical Simulation of Temperature Distribution and Thermal Stress Field in a Turbine Blade with Multilayer-Structure TBCs by a Fluid–Solid Coupling Method. *Journal of Materials Science and Technology*. 32, 452 - 458 (2016).
- [2.8] S. Hwang, C. Son, D. Seo, D. Rhee y B. Cha. Comparative study on steady and unsteady conjugate heat transfer analysis of a high pressure turbine blade. *Applied Thermal Engineering*. 99, 765 - 775 (2016).
- [2.9] C. Booyesen, P. S. Heyns, M. P. Hidley y R. Shceepers. Fatigue life assessment of a low pressure steam turbine blade during transient resonant conditions using a probabilistic approach. *International Journal of Fatigue*. 73, 17 - 26 (2015).

- [2.10] M. Naeem, R. Singh y D. Probert. Implications of engine deterioration for a high-pressure turbine blade's low-cycle fatigue (LCF) life-consumption. *International Journal of Fatigue*. 21, 831 - 847 (1999).
- [2.11] J. Gómez, L. Palacios y. López. Fatigue life consumption for turbine blades-vanes accelerated by erosion-contour modification. International Scholarly and Scientific Research & Innovation, *Heat Transfer and Thermodynamics*. 1144 - 1150 (2011).
- [2.12] T. J. Carter. Common failures in gas turbine blades. *Engineering Failure Analysis*, 12, 237 - 247 (2005).
- [2.13] A. M. Abdelrhman, L. M. Hee, M. S. Leong y Salah Al-Obaidi. Condition Monitoring of Blade in Turbomachinery: A Review. *Advances in Mechanical Engineering*, 06, 1687 - 1697 (2014).
- [2.14] M. Naeem, R. Singh. y Probert, D. Implications of engine deterioration for a high-pressure turbine-blade's low-cycle fatigue (LCF) life-consumption. *International Journal of Fatigue*, 21, 831 – 847 (1999).
- [2.15] W. Maktouf, y K. Saï. An investigation of premature fatigue failures of gas turbine blade. *Engineering Failure Analysis*, 47, 89 - 101 (2015).
- [2.16] S. Qu, C. M. Fu, C. Dong, J. F. Tian y Z. F. Zhang. Failure analysis of the 1st stage blades in gas turbine engine. *Engineering Failure Analysis*, 32, 292 – 303 (2013).
- [2.17] N. Vardar y A. Ekerim. Failure analysis of gas turbine blades in a thermal power plant. *Engineering Failure Analysis*, 14, 743 – 749 (2007).
- [2.18] S. Kumari, D. V. V. Satyanarayana y M. Srinivas. Failure analysis of gas turbine rotor blades. *Engineering Failure Analysis*, 45, 234 – 244 (2014).
- [2.19] Benudhar Sahoo, R. K. Satpathy and S. K. Panigrahi. Analysis of a turbine blade failure in a military turbojet engine. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 33, 151 - 159 (2016).
- [2.20] R.K. Mishra, Johny Thomas, K. Srinivasan, Vaishakhi Nandi y R. Raghavendra Bhatt. Investigation of HP turbine blade failure in a military turbofan engine. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 34, 23 – 31 (2017).

- [2.21] A. Mokaberi, R. Derakhshandeh-Haghighi y Abbaszadeh. Fatigue fracture analysis of gas turbine compressor blades. *Engineering Failure Analysis*. 58, 1 – 7 (2015).
- [2.22] C.R.F. Azevedo, A. Sinátoro. Erosion-fatigue of steam turbine blades. *Engineering Failure Analysis*. 16, 2290 – 2303 (2009).
- [2.23] H. Gao, C. Fei, G. Bai y L. Ding. Reliability-based low-cycle fatigue damage analysis for turbine blade with thermo-structural interaction. *Aerospace Science and Technology*. 46, 289 – 300 (2016).
- [3.1] A. Giampaolo, Gas Turbine Handbook Principles and Practices, 3ra ed., p. 27 – 34, The Fairmont Press INC, New York (2006).
- [3.2] A. Sayma. Computational Fluid Dynamics, 1ra ed., p. 19 – 32, Ventus Publishing ApS, Denmark (2009).
- [3.3] P. J. Fox and McDonald’s. Introduction to fluid mechanics, 8va ed., p. 235 - 276, Jhon Wiley & Sons, INC, New York (2011).
- [3.4] ANSYS. Fluent Theory Guide, ANSYS, Inc. Products 16.
- [3.5] R. L Mott. Mecánica de fluidos, 6ta ed., p. 266 – 268 . Pearson Education. México (2006)
- [3.6] ANSYS, Inc. Products 16.
- [3.7] S. S. Bhavikatti. Finite Element Analysis. 1ra ed., p. 1 – 7. New Age International Publishers, New Delhi (2005).
- [3.8] S. Hwnag, C. Son, D. Seo, D. Rhee y B. Cha. Comparative study on steady and unsteady conjugate heat transfer analysis of a high pressure turbine blade. *Applied Thermal Engineering*. 99, 765 – 775 (2016).
- [3.9] J. E. Salazar. Resistencia de materiales para estudiantes de ingeniería. 1er ed., p. 54 – 58. Universidad nacional de Colombia cede Manizales, Colombia (2007).
- [3.10] H. Choen, GFC. Rogers y HHH. Saravanamutto. Gas Turbine Theory. 4ta ed., p. 305 – 373. T. J. Press. (1996).
- [3.11] G. S. Oliver. Caracterización dinámica de un alabe enfriado de la primera etapa de turbine de gas. p. 36-38. Instituto Tecnológico de Pachuca, México (2012).

- [3.12] T. J. Carter. Common failures in gas turbine blades. *Engineering Failure Analysis*, 12, 237 – 247 (2005).
- [4.1] Manual de Mantenimiento MFT4-CID/LF Vol. 1 y Manual De Mantenimiento MFTA-CID/LF Vol. 2.
- [4.2] ASM Handbook, Volume I, “Properties and selection: Irons steels and high performance alloys”. ASM International, The Material Information Company, 10th Edition. (1993).
- [4.3] Yunuén López Grijalba, Determinación de las fuerzas inducidas por el flujo que actúan sobre el álabe móvil de la primera etapa de la turbina FT-4C1, p. 31-51, Instituto Tecnológico de Pachuca, México (2011).
- [4.4] Oliver Gutiérrez Suárez, Caracterización dinámica de un álabe enfriado de la primera etapa de turbina de gas, p. 38-59, Instituto Tecnológico de Pachuca, México (2012). 45
- [4.5] Dassaut Systems. SolidWorks© 2016. User’s Manual.
- [4.6] ANSYS, User’s Guide, ANSYS 16.
- [4.7] Z. Mazur, G. Urquiza, R. Campo y L. M. Palacios, Memorias del 3er Congreso Internacional de ingeniería electromecánica y de sistemas., p. 270 - 275, México D.F. (2002).
- [6.1] Yunuén López Grijalba, Determinación de las fuerzas inducidas por el flujo que actúan sobre el álabe móvil de la primera etapa de la turbina FT-4C1, p. 31-51, Instituto Tecnológico de Pachuca, México (2011).
- [6.2] Oliver Gutiérrez Suárez, Caracterización dinámica de un álabe enfriado de la primera etapa de turbina de gas, Instituto Tecnológico de Pachuca, México (2012). 45

## Anexos

### Anexo 1. Flujo dependiente al tiempo.

TIEMPO (s)	RPM'S	FLUJO M. (kg/s)	P INLET (Pa)	P OUTLET (Pa)
0	0	0	0	0
9.8244	602.15	0.151164366	102447.8882	73074.71743
19.8876	1430.88	0.359209613	243445.3778	173646.3534
29.9634	1867.48	0.468814134	317727.1148	226630.5294
40.038	1979.82	0.497016086	336840.2855	240263.7002
49.9836	1990.22	0.499626913	338609.7085	241525.8061
51.9702	1994.21	0.500628566	339288.5544	242010.0178
54.135	2047.39	0.513978929	348336.4307	248463.7478
57.1632	2293.48	0.57575762	390205.4015	278328.3284
59.934	2694.13	0.676337216	458370.7198	326949.7442
63.8424	3412.82	0.856757906	580646.3534	414167.329
69.8478	4481.71	1.125093171	762503.9024	543883.9024
73.9932	5212.33	1.30850878	886809.2683	632549.2683
77.2794	5802.1	1.456565259	987150.8626	704121.5943
79.6068	6035	1.515032719	1026775.729	732385.4848
85.704	6106.61	1.533009768	1038959.227	741075.812
93.6492	6108.11	1.53338633	1039214.432	741257.8465
99.6078	6109.82	1.53381561	1039505.366	741465.3659
105.4722	6106.87	1.533075039	1039003.462	741107.3647
107.511	6118.44	1.535979584	1040971.945	742511.4575

109.4772	6298.88	1.58127743	1071671.434	764408.9946
113.5176	7000.63	1.757445485	1191064.949	849570.8031
114.4224	7160.46	1.797569375	1218257.918	868967.1862
115.5192	7335.05	1.841398632	1247962.106	890154.7888
116.6544	7499.1	1.882581916	1275873.052	910063.2957
118.3248	7599.17	1.907703593	1292898.644	922207.4242
119.7132	7499.54	1.882692374	1275947.912	910116.6924
120.4776	7334.05	1.841147591	1247791.969	890033.4325
121.2372	7158.57	1.797094908	1217936.359	868737.8227
121.8714	7001.94	1.757774349	1191287.829	849729.7799
122.6802	6795.67	1.705992112	1156193.706	824697.6086
124.3488	6684.43	1.678066306	1137267.686	811197.9298
126.6726	6795.84	1.706034789	1156222.629	824718.2391
128.655	6869.96	1.724641951	1168833.171	833713.1707
130.209	6796.9	1.706300892	1156402.974	824846.8769
132.672	6712.4	1.685087924	1142026.413	814592.2665
139.3284	6714.32	1.685569923	1142353.076	814825.2707
149.2194	6707.41	1.683835229	1141177.43	813986.6984
159.2292	6709.31	1.684312207	1141500.69	814217.2754
169.0008	6705.35	1.683318084	1140826.948	813736.7043
179.0706	6707.23	1.683790042	1141146.805	813964.8543
780	8800	2.209161214	1497204.045	1067935.753

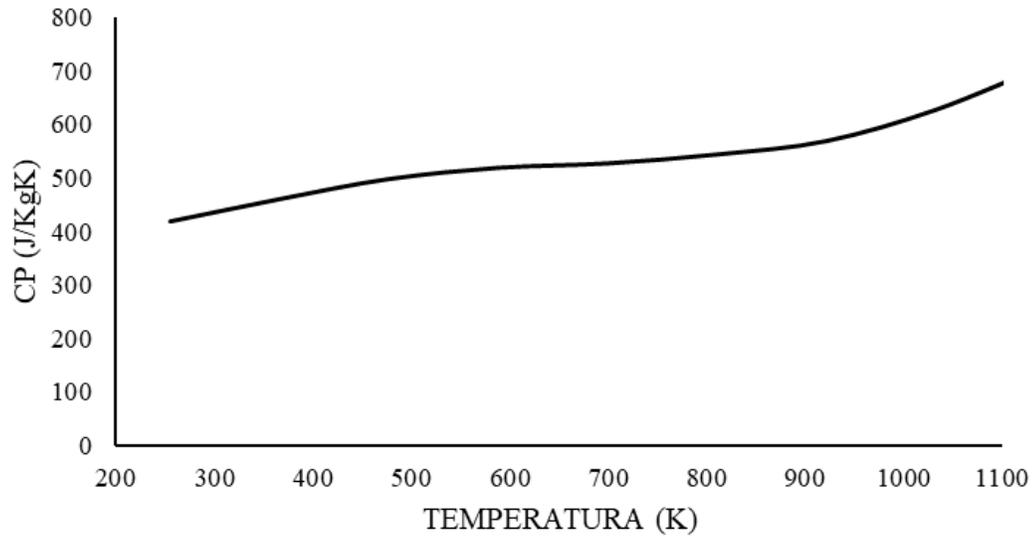
## Anexo 2 Perfil de temperatura a la entrada.

X (m)	TEMPERATURA (K)
0.3255388	940.2014209
0.33068982	1005.192034
0.33584084	1063.341217
0.34099186	1114.648971
0.34614288	1159.115295
0.3512939	1196.740189
0.35644492	1227.523654
0.36159594	1251.465688
0.36674696	1268.566293
0.37189798	1278.825469
0.377049	1282.243214
0.38220002	1278.81953
0.38735104	1268.554416
0.39250206	1251.447873
0.39765308	1227.499899
0.4028041	1196.710496
0.40795512	1159.079663
0.41310614	1114.607401
0.41825716	1063.293708

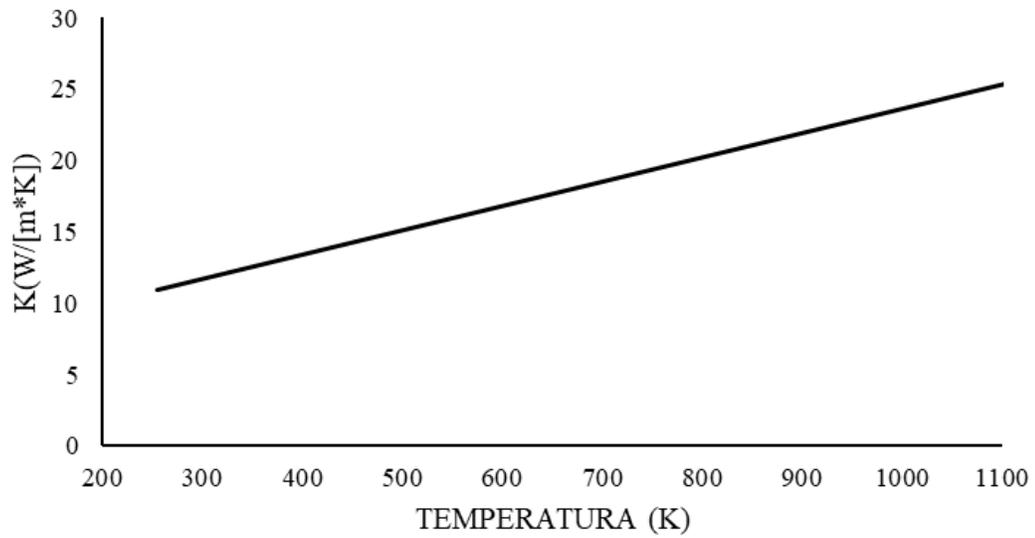
0.42340818	1005.138586
0.4285592	940.1420344

### Anexo 3 Propiedades térmicas dependientes a la temperatura.

#### CALOR ESPECIFICO



#### CONDUCTIVIDAD TERMICA



## Publicaciones

MEMORIAS DEL XXIV CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM  
19 al 21 DE SEPTIEMBRE DE 2018 CAMPECHE, CAMPECHE, MÉXICO

Tema A4 Termofluidos: *Dinámica de fluidos computacional.*

### Evolución de la fuerza tangencial que se genera en el álabe de una turbina aeroderivada durante el arranque.

*Fernando O. Canto-Escajadillo, Luis M. Palacios-Pineda, Erika O. Ávila-Dávila, A. Gómez-Mercado*

*Tecnológico Nacional de México / Instituto Tecnológico de Pachuca, Carr. México-Pachuca km 87.5, Pachuca, Hgo. CP 42080, MÉXICO.  
\*Autor contacto: palacios@itpachuca.edu.mx*

#### RESUMEN

*El siguiente análisis muestra la obtención de la fuerza tangencial producida en un álabe de primera etapa de turbina durante la operación de encendido. La teoría de volumen finito fue aplicada a través del uso de un software de ingeniería asistida por computadora, definiendo las ecuaciones de gobierno aplicables al modelo del flujo en la turbina aeroderivada. Se utilizó el modelo de turbulencia k-ε para describir el complejo comportamiento del flujo que se presenta en este lapso de tiempo. Se determinan los valores de flujo másico y presiones a la entrada y salida a través de la gráfica de encendido provista por el fabricante, los cuales posteriormente se aplican como perfiles en la frontera. Finalmente, se muestran los valores de presión alrededor del perfil aerodinámico durante el arranque de la máquina, a partir de estos valores se obtiene la evolución de la fuerza tangencial que genera el álabe de la primera etapa durante este periodo.*

*Palabras Clave: flujo transitorio, arranque de una turbina de gas, álabe enfriado por aire.*

#### ABSTRACT

*This study is concern with the computation of the tangential force in the first stage blade during gas turbine start-up. The finite volume method was applied through the use of computer-aided engineering software, defining the governing equations applicable to the flow model in the aeroderivative turbine. The turbulence k-ε model was used to describe the complex behavior of the flow during this period of time. Values of mass flow and pressures at the inlet and outlet boundaries are determined from the start-up curve provided by the OEM, those condition are then applied at the boundaries. Finally, the pressure values around the aerodynamic profile during ignition are shown, from these values the evolution of the tangential force generated by the blade of the first stage is derived.*

*Keywords: Flow, Transient, Start-up, Blade, Rotor.*

#### 1. Introducción

Los álabes rotores se encuentran sujetos a cargas severas durante las distintas operaciones en turbinas de gas. Las altas velocidades rotacionales, cargas aerodinámicas y las elevadas temperaturas aceleran el crecimiento de desperfectos y brechas presentes en el material provocando fatiga y acumulación de esfuerzos en porosidades presentes en el álabe [1], poniendo en riesgo la seguridad operacional y la rentabilidad económica [2].

La expansión térmica diferencial y los ciclos de carga térmica en los álabes son factores que adquieren importancia durante el arranque de operaciones. Si no son controlados

cuidadosamente, la expansión del material en los álabes genera fricción axial en sus paredes cercanas y en consecuencia existe la posibilidad de provocar daños severos en los elementos mecánicos de la turbina [2].

Tres posibles mecanismos de daño afectan a los álabes de turbina, estos son daños por fluencia o fatiga y corrosión a alta temperatura como lo han demostrado diferentes estudios [3, 4, 5].

El estudio de daño por fatiga [6], mecanismos de falla [1, 3, 7, 8] y daños consecuentes en álabes rotores ha sido investigado y comprendido por los diseñadores, sin embargo, las peculiaridades que presentan las distintas operaciones en turbinas de gas tienen relevancia en cada elemento mecánico.

Las plantas de generación eléctrica como lo son las turbinas aeroderivadas, industriales y de ciclo combinado que solían funcionar durante largos periodos de tiempo continuo, asumen nuevos compromisos en sus operaciones cotidianas [9, 10]. El cuidado del medio ambiente genera nuevas propuestas de regulación al sector energético [11].

Los encendidos y paros en turbinas de gas se presentan con mayor regularidad, lo cual se traduce en mayor exposición a condiciones transitorias. Siendo el arranque la fase donde los esfuerzos térmicos y estructurales son especialmente peculiares al resto [12].

Determinar los valores de salida de potencia así como las condiciones de esfuerzo durante el encendido de una turbina de gas es mostrado por Rossi et al. [13], resultando en una simulación rápida de las condiciones de operación nominal así como las presentes durante la puesta en marcha logrando conocer el esfuerzo resultante, siendo esta una metodología acertada pero no enfocada a los efectos físicos que el fluido provoca en los álabes.

Por otra parte, predecir la máxima tensión resonante mientras se supera la velocidad crítica de resonancia asumida durante el arranque es estudiado por Booysen et al. [14], determinando la ubicación de la tensión crítica en la raíz y el álabe de una planta de ciclo de vapor. Ambos estudios atacan problemas específicos contemplando los efectos del encendido.

Para conocer la manera en que el campo de esfuerzos evoluciona durante el encendido de turbina, es necesario analizar el dominio del fluido involucrado en el álabe, tomando en cuenta valores en la frontera no estacionarios calculados con la curva de arranque establecida por el fabricante de la turbo maquinaria actualmente empleada al sector energético mexicano.

La simplificación de efectos físicos del fluido permitirá obtener resultados preliminares, los cuales caracterizaran el flujo, como temperatura y densidad, con el fin de corroborar el efecto de la transitoriedad en las fronteras, finalmente, permitirá obtener las condiciones preliminares de presión y temperatura necesarias para realizar un análisis estructural posterior.

El objetivo de este estudio es realizar un análisis transitorio en el dominio fluido circundante a un álabe de primera etapa de turbina, con el fin de obtener la variación de presión y fuerza en el álabe, complementando análisis previos de esta sección de turbina [15].

## 2. Metodología

### 2.1. Objeto de estudio

La turbina de gas aeroderivada FT-4C1 de la marca Pratt & Whitney es una turbina de gas de flujo axial, la cual tiene como base el aeroreactor J75 de la misma marca comercial,

añadiendo la etapa de turbina libre para la generación de potencia eléctrica. La Figura 1 muestra el diagrama de la turbina aeroderivada.

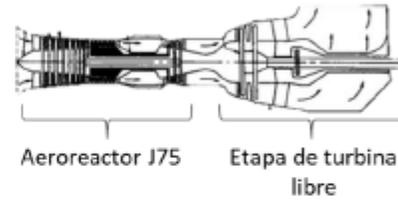


Figura 1. Turbina de gas aeroderivada para generación eléctrica FT-4C1 P&W.

La turbina FT-4C1 cuenta con 16 etapas en el área de compresor, 8 cámaras de combustión y una turbina de 3 etapas. Se estima que el 20% del aire que pasa por la turbina es usado para la combustión y el 80% restante es usado para el enfriamiento del sistema en general (etapas de combustión y turbina) [16].

En cuanto al enfriamiento de la turbina, las dos primeras etapas de estatores así como la primera etapa de los rotores en la turbina son enfriadas por aire [16].

La primera sección de rotores en la etapa de turbina cuenta con 96 álabes distribuidos de forma radial [16] como lo muestra la Figura 2.

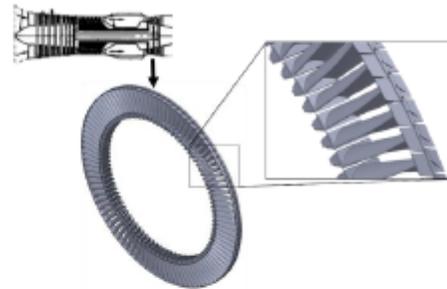


Figura 2. Álabes rotores de primera etapa de turbina.

Esta geometría fue obtenida a través del uso de un software CAD [17] y fue usada por estudios de flujo previos [15]. El material de los álabes es una aleación base níquel con recubrimiento de platino y rodio denominado INCONEL 792, sus propiedades térmicas se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1 Propiedades térmicas de aleación INCONEL 792.

Propiedad	INCO 792
Densidad	8250 kg/m <sup>3</sup>
Conductividad térmica 538 °C	17.7 W/mK
Conductividad térmica 1093 °C	27.2 W/mK
Calor Especifico	632 J/kg K
Esfuerzo último de tensión	795 MPa

Cada álabes rotor tiene asignado una porción del fluido, evitando solapamientos sobre sus caras adyacentes, el presente análisis se realizó considerando la geometría mostrada en la Figura 3.

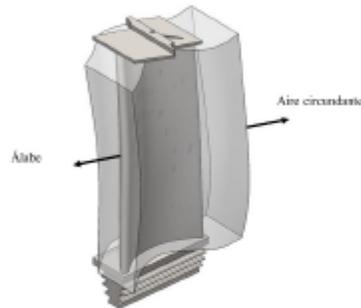


Figura 3. Dominio del fluido circundante al álabes sólido.

### 2.2. Discretización

La discretización es de suma importancia en análisis de flujo, el número de elementos y su complejidad fueron

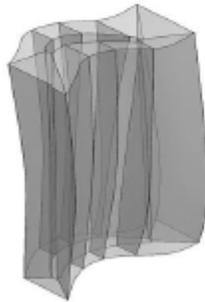


Figura 4. Dominio segmentado en 10 regiones simples que permiten una discretización estructurada.

determinantes para lograr un análisis satisfactorio usando el mínimo poder computacional posible.

A su vez, en las paredes existen altos gradientes de velocidad, es necesario un refinamiento lo suficientemente pequeño en los elementos de la malla cercanos a las superficies de contacto con el álabes.

El dominio del fluido presenta diferentes superficies irregulares, las cuales imposibilitan lograr un mallado con elementos hexaédricos sin antes segmentarlo en regiones más simples. La Figura 4 muestra las secciones obtenidas al dividir el dominio en 10 volúmenes simples.

Otra consideración sobre el mallado fue el tamaño del elemento, el cual juega un papel importante sobre la convergencia de resultados en el análisis de flujo, la cantidad de recursos computacionales depende directamente el número de elementos en la malla y su tamaño. A continuación en la Figura 5 se muestra la malla obtenida con el software MESHING-ANSYS 16.0 [18]. Las propiedades de esta malla se muestran en la Tabla 2.

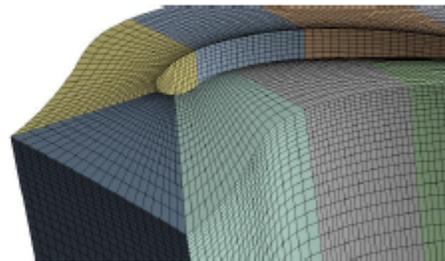


Figura 5. Malla estructurada presente en el dominio del fluido.

Tabla 2 Propiedades de la malla.

Descripción	Cantidad
Total de nodos	226800
Total de elementos	21000
Mínima longitud de borde	1.6479e-003 m

### 2.3. Ecuaciones de gobierno

Las ecuaciones de gobierno son: la ecuación de continuidad ec. (1) y el conjunto de ecuaciones de Navier-Stokes en su forma tridimensional ec. (2)-(4).

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \tag{1}$$

$$dF_x = \left( \rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) dx dy dz \tag{2}$$

$$dF_y = \left( \rho g_y + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) dx dy dz \quad (3)$$

$$dF_z = \left( \rho g_z + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) dx dy dz \quad (4)$$

Donde,  $\rho$  es la densidad,  $g$  es la componente de gravedad en cada una de las direcciones y  $\sigma$  y  $\tau$  son las componentes de esfuerzo normal y tangencial que actúan en el diferencial del fluido respectivamente. Los esfuerzos relacionan de manera directa la viscosidad y densidad del fluido.

Por otra parte, los efectos de compresibilidad en el flujo son otro efecto físico considerable en flujos a altas velocidades con grandes variaciones de presión. Cuando la velocidad del flujo se aproxima o excede la velocidad del sonido del gas o cuando el cambio en el sistema ( $\Delta p/p$ ) son grandes. La variación de la densidad del gas con la presión tiene un efecto significativo en la velocidad, temperatura y presión del fluido.

Los flujos compresibles pueden ser caracterizados por el valor de su número Mach ec. (5).

$$M \equiv u/c \quad (5)$$

Donde  $C$  es la velocidad del sonido en el gas ec. (6).

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (6)$$

Y  $\gamma$  es la relación de calores específicos ( $C_p/C_v$ ). Cuando el número de Mach es menor a 1.0, el flujo es denominado subsónico, para valores mucho menores a 0.1, los efectos de la compresibilidad pueden ser despreciados, por otra parte, para valores mayores a 1.0, el flujo es conocido como supersónico, y puede contener ondas de choque que impactan en el patrón del fluido.

La velocidad a la que el flujo es acelerado por la combustión, así como la pérdida de presión ocurrida en cada etapa de turbina son efectos con variaciones lo suficientemente grandes para que el fluido de trabajo sea considerado como un flujo compresible.

Sin embargo, la aproximación de la fuerza tangencial inducida por el flujo considera a los efectos despreciables, buscando un menor tiempo de análisis y enfocándose en la variación de la fuerza al paso del tiempo de arranque.

#### 2.4. Modelo de turbulencia k-ε

La aplicación del modelo de turbulencia k-ε fue realizada para el análisis del flujo, siendo uno de los modelos de turbulencia más utilizados. Incluye dos ecuaciones de transporte extra para representar las propiedades turbulentas del flujo.

Esto permite que un modelo de dos ecuaciones tenga en cuenta los efectos del historial de la convección y la difusión de la energía turbulenta.

La primera variable es la energía cinética turbulenta representada por  $k$  ec. (9) [18]. La segunda variable es la disipación turbulenta representada por  $\epsilon$  ec. (10) [18], esta es la variable que determina la escala de la turbulencia, mientras que la primera variable determina la energía en la turbulencia [18].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_{kb} - \rho \epsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon + C_{\epsilon 3} \dots) \quad (8)$$

Donde  $C_{\epsilon 1}$ ,  $C_{\epsilon 2}$  y  $\sigma_k$  son constantes,  $P_{kb}$  y  $P_{\epsilon b}$  representan la influencia de las fuerzas de flotabilidad.

#### 2.5. Condiciones de frontera transitorias

Las condiciones de frontera fueron clave para desarrollar el análisis transitorio durante el arranque de turbina. Estudios previos [15] determinaron las condiciones de frontera existente en el caso estacionario de carga nominal especificadas por el manual de operación [16] mostradas en la Tabla 3.

Tabla 3. Condiciones de frontera durante operación nominal.

Frontera Nominal	Entrada	Salida
RPM	8405	-
Flujo másico	2.11 kg/s	-
Temperatura	1316 K	1135 K
Presión estática	1.43 MPa	1.02 MPa
Intensidad de turbulencia	0.0245	-
Área de entrada	0.002539 m <sup>2</sup>	-
Área de salida	0.002541 m <sup>2</sup>	-

Como simplificación al estudio, se considera al flujo másico nominal como 100% existente a 8045 RPM, por lo tanto, el flujo másico será dependiente directo de las revoluciones en el eje  $N_2$  de alta presión, las cuales a su vez dependen del tiempo de encendido.

La curva de arranque provista por el fabricante [16] muestra la secuencia de procesos efectuados durante el encendido los cuales son:

- Con la ignición apagada y la válvula moduladora de aire cerrada, el asistente de arranque hace girar el eje de alta presión  $N_2$ .
- A las 1500 RPM el flujo de aire purga el vapor de combustible, los propagadores de ignición son energizados y la válvula moduladora se abre para admitir combustible en los colectores
- Cuando se inicia la ignición del combustible, la válvula moduladora de aire incrementa el flujo logrando mayor aceleración en el eje  $N_2$ , durante este lapso de tiempo el asistente de arranque es apagado a las 3400 RPM y los propagadores de ignición son interrumpidos a las 5200 RPM
- La turbina libre comienza a acelerar por el flujo de gases de combustión provenientes de la etapa de alta presión
- Se acoplan ambos ejes y comienza la pendiente de carga normal, alcanzando el esquema de operación seleccionado por los operarios.

La Figura 6 muestra el flujo másico entrante durante la operación de encendido, mostrando los puntos de interés que fueron seleccionados para la comparación de resultados posteriormente.

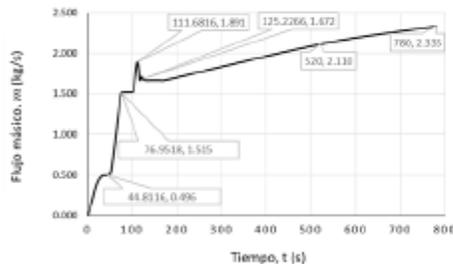


Figura 6. Puntos de interés en el flujo másico durante el encendido de turbina.

Como consideración a un análisis preliminar, esta tendencia fue usada para conocer el comportamiento de la presión ubicada en perfil aerodinámico del álabe rotor.

El ángulo de entrada del fluido a la región de análisis es importante debido a que la etapa anterior de estatores re direcciona el flujo a la etapa de rotores.

Se obtuvo un ángulo promedio de  $39.5^\circ$  a lo largo de la frontera, este valor se mantuvo constante, siendo que, el ángulo no es dependiente al tiempo de encendido.

Las condiciones de periodicidad en las fronteras laterales del dominio fueron aplicadas como condiciones de interface

entre las mallas de ambas caras, particularmente esta es la mayor simplificación del análisis, puesto que el analizar los 96 dominios presentes en la etapa de rotores tiene una gran demanda de poder computacional. En la Figura 7 se muestran ambas regiones que conforman la interface de malla.

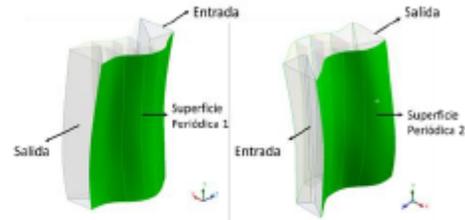


Figura 7. Regiones de interface de malla aplicadas como superficies periódicas.

Por último, se muestran las consideraciones tomadas para efectuar el análisis de fluido transitorio, estas consideraciones fueron tomadas con el fin de realizar una simplificación al análisis y conocer el comportamiento del flujo durante condiciones de frontera con valores variables. Las consideraciones son:

- Efectos de compresibilidad depreciados (densidad constante, temperatura no considerada)
- Modelo de turbulencia k- $\epsilon$  con mejoramiento en las paredes.
- Condiciones de frontera dependientes del tiempo.
- Condición de periodicidad en superficies laterales del dominio.
- La condición transitorio de flujo toma en cuenta un  $\Delta t = 2$  y un número de pasos = 378, lo que arroja 378 archivos de solución para el interior y todas las superficies del dominio del fluido.

### 3. Resultados

La curva de arranque presenta los puntos de interés durante el encendido, como lo muestra la Figura 8, estos puntos en el tiempo fueron seleccionados de los 378 archivos resultado del análisis efectuado y usados en la obtención de presión sobre el perfil aerodinámico.

La Figura 8 muestra los planos empleados para la obtención de contornos de presión, estos se localizan a 1/8, 1/2 y 7/8 del dominio del fluido. La distancia en la

coordenada “Y” según la altura del dominio es de 341.56 mm, 378.299 mm y 414.912 mm respectivamente.

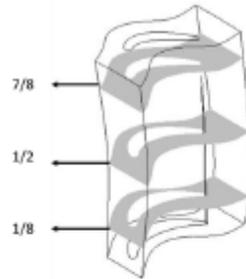


Figura 8. Planos en el dominio del fluido, usados para la obtención de contornos de presión

Usando los planos mostrados, se compara a continuación en las Figuras 9 (a)-(f) los contornos de presión existentes en los 6 puntos señalados anteriormente en la curva de encendido de turbina en el plano medio.

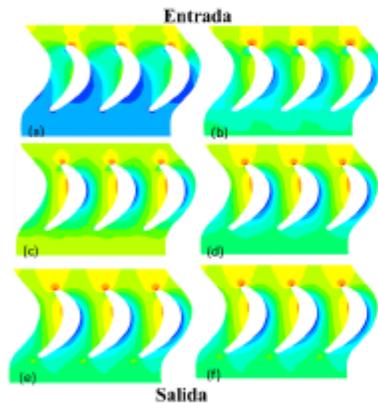


Figura 9. Contorno de presión local en plano medio.  
(a) 44.81 seg; (b) 76.95 seg; (c) 111.68 seg; (d) 125.22 seg;  
(e) 520 seg; (f) 780 seg.

La finalidad de comparar los contornos de presión es observar la influencia del encendido en su distribución y no comparar sus valores de presión, puesto que la Figura 11 muestra la presión local en cada tiempo de comparación. Como se observa en la secuencia, el punto de estancamiento encontrado en el borde de entrada es distinguible hasta los 125 segundos del encendido, en este lapso de tiempo, la turbina libre se acopla al eje de turbina de alta presión para comenzar el periodo de carga nominal, sin embargo los

efectos de la compresibilidad al ser despreciados aumentan los valores de presión.

Como se puede observar, las condiciones de periodicidad permiten mantener homogeneidad en la distribución de presión localizada en las superficies laterales del dominio del fluido, esto infiere el comportamiento que se encuentra en la sección giratoria de expansión.

El perfil aerodinámico muestra el comportamiento que se espera durante su funcionamiento, manteniendo la presión máxima en la parte de presión y la presión mínima en la parte succión, este efecto es responsable del giro de la etapa rotatoria.

A continuación, la Figura 10 muestra la distribución de presión sobre la superficie del álab, las líneas fueron obtenidas usando los planos de sección media, inferior y superior y la superficie de contacto con el álab rotor de primera etapa.

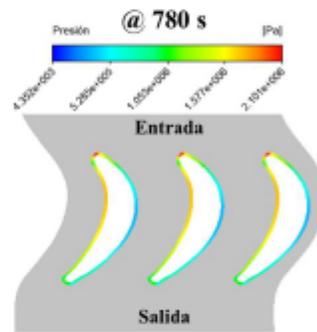


Figura 10. Distribución de presión sobre la superficie del álab en la sección media.

Se obtuvieron los puntos de presión a lo largo del perfil aerodinámico en los tres planos antes mostrados, de esta manera se compran a continuación los valores de presión en 3 intervalos de tiempo como lo muestran las Figuras 11, 12 y 13.

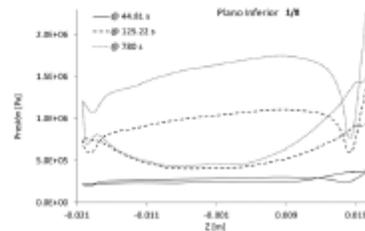


Figura 11. Distribución de presión en plano inferior (1/8).

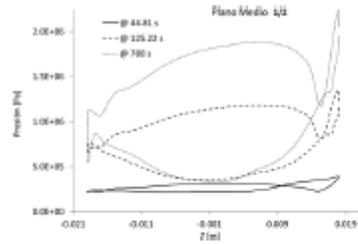


Figura 12. Distribución de presión en plano inferior (1/2).

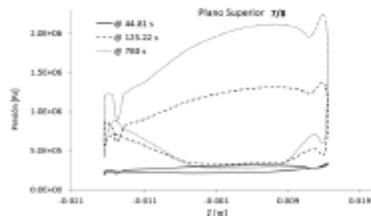


Figura 13. Distribución de presión en plano superior (7/8).

El conjunto de graficas muestra como la disminución de la cuerda es gradual de raíz a punta de álabes, por otra parte, se aprecia que la punta de pala presenta un valor mayor de presión.

A continuación en la Tabla 4 se muestran los valores máximos y mínimos de presión promediados sobre el perfil en los 6 valores de tiempo usados en las comparaciones antes mostradas.

Tabla 4. Condiciones de frontera durante operación nominal.

Intervalo de tiempo	Presión máxima MPa	Presión mínima MPa
44.81 segundos	0.391009	0.214708
76.95 segundos	1.1587	0.0424828
111.68 segundos	1.2923	0.112210
125.22 segundos	1.356	0.357308
520 segundos	1.94602	0.353856
780 segundos	2.24056	0.328654

Durante el arranque de la turbina, la distribución de presión tiene valores menores a comparación de los puntos de carga nominal mostrados, por lo tanto se infiere que durante este punto el flujo másico de gases de escape aún es menor para lograr la sustentación que permita ejercer un

torque significativo en el disco de turbina y por eso el arrancador se mantiene encendido.

El incremento del flujo másico estabiliza la distribución de presión sobre el perfil aerodinámico, en el intervalo de 125.22 segundos comienza el periodo de carga nominal, donde la aceleración mantiene una pendiente suavizada para alcanzar el esquema de revolución por minuto seleccionado por el usuario, observándose el mismo comportamiento a partir de este punto pero aumentando los valores de presión.

Integrando de manera numérica las gráficas anteriores se obtuvo el valor de la fuerza tangencial presente en el álabes. Esto determina el torque producido por el álabes en cierto intervalo de tiempo y promediando estos valores se obtiene la fuerza tangencial provista por el flujo alrededor del rotor.

A continuación en la Figura 14 se muestra la fuerza tangencial producida por la presión en el plano medio (1/2) del rotor.

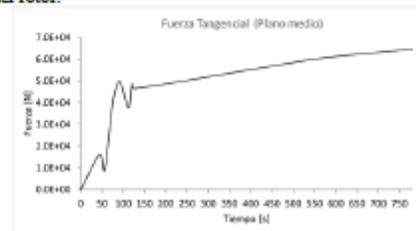


Figura 14. Fuerza tangencial producida por el álabes en la sección media.

La fuerza se encuentra estrechamente relacionada con la aceleración que tiene el fluido durante el periodo de encendido, es notable observar el comportamiento en los primeros segundos donde la aceleración sufre cambios abruptos, lo que se traduce en cargas y descargas de fuerza súbitas que el álabes percibe.

El aumento de combustible provoca que la velocidad del flujo incremente, traduciéndose en una mayor fuerza presente en los álabes de turbina, sin embargo, las curvas de arranque no tienen pérdida de revoluciones en los ejes de potencia durante el encendido, por lo que, la inercia que el eje impone a los álabes produce periodos de fuerza negativa o nula.

Este hecho representa que la potencia requerida para conducir la turbina libre se excede, por lo tanto, para el caso transitorio, hay una potencia desequilibrada entre la turbina de potencia y la turbina de generación.

Mayor presión en los álabes es la clave para la obtención de mayor fuerza tangencial, y por lo tanto, alcanzar la fase estacionaria de producción eléctrica.

#### 4. Conclusiones

En este trabajo se ha obtenido la variación de la fuerza tangencial que se desarrolla en el álabe durante el proceso de arranque de la máquina. La distribución de presión alrededor del perfil aerodinámico y la fuerza tangencial que se obtuvo al final del proceso de arranque es consistente con la que se ha calculado en un estado estacionario de operación continua del equipo [15].

Este estudio forma parte de un proceso en el cual se determina el estado de esfuerzos evolutivo resultante de los efectos flujo-estructurales que sufre el álabe rotor de primera etapa de turbina durante el encendido.

#### REFERENCIAS

- [1] S. Qu, C. M. Fu, C. Dong, J. F. Tian, Z. F. Zhang, Failure analysis of the 1st stage blades in gas turbine engine. *Engineering Failure Analysis* 32 (2013) 292.
- [2] T. J. Carter, Common failures in gas turbine blades. *Engineering Failure Analysis* 12 (2005) 237.
- [3] N. Vardar, A. Ekerim, Failure analysis of gas turbine blades in a thermal power plant. *Engineering Failure Analysis* 14 (2007) 743.
- [4] H. Kazempur-Liacy, S. Abouali, M. Akbari-Garakani, Failure analysis of a first stage gas turbine blade. *Engineering Failure Analysis* 18 (2011) 517.
- [5] J. R. Laguna-Camacho, L. Y. Villagrán-Villegas, H. Martínez-García, G. Juárez-Morelos, M. I. Cruz-Ordúña, M. Vite-Torres, L. Ríos-Velasco, I. Hernández-Romero, A study of the wear damage on gas turbine blades. *Engineering Failure Analysis* 61 (2016) 88.
- [6] M. Naeem, R. Singh, D. Probert, Implications of engine deterioration for a high-pressure turbine-blade's low-cycle fatigue (LCF) life-consumption. *International Journal of Fatigue* 21 (1999) 831.
- [7] W. Maktouf, K. Sai, An investigation of premature fatigue failures of gas turbine blade. *Engineering Failure Analysis* 47 (2015) 89.
- [8] S. Kumari, D. V. V. Satyanarayana, M. Srinivas, Failure analysis of gas turbine rotor blades. *Engineering Failure Analysis* 45 (2014) 234.
- [9] L. Balling, Optimized for today's flexibility requirements. POWER-GEN, Las Vegas, NV, USA (2011) (pp. 13-15).
- [10] N. Henkel, E. Schmid, E. Gobrecht, Operational flexibility enhancements of combined cycle power plants. POWER-GEN Asia 2008, Kuala Lumpur, Malaysia; (2008).
- [11] SEGOB, Diario Oficial de la Federación. Obtenido de Diario Oficial de la Federación sitio web: [http://dof.gob.mx/nota\\_detalle.php?codigo=5455728&fecha=05/10/2016](http://dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=5455728&fecha=05/10/2016) (12 de Marzo de 2018).
- [12] A. Leyzerovich, Steam turbines for modern fossil fuel power plants The Fairmont, Press, Inc. (2007).
- [13] I. Rossi, A. Sorce y A. Traverso, Gas turbine combined cycle start-up and stress evaluation: A simplified dynamic approach. *Applied Energy*, 120 (2017) 246.
- [14] C. Booyen, P. S. Heyns, M. P. Hidy y R. Shceepers, Fatigue life assessment of a low pressure steam turbine blade during transient resonant conditions using a probabilistic approach. *International Journal of Fatigue*, 73 (2015) 17.
- [15] J. C. Gómez-Mancilla, L. M. Palacios, Y. López, O. Gutiérrez, *World Congress in Mechanism and Machine Science* (13ra edición) Guanajuato, México (2011) (pp. 19-25).
- [16] Manual de Mantenimiento MFT4-CID/LF Vol. 1 y Manual De Mantenimiento MFTA-CID/LF Vol. 2.
- [17] Dessault Systems, User's Guide Manual, SolidWorks 2016.
- [18] ANSYS, User's Guide, ANSYS 16.