



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**ESTUDIO NUMÉRICO
COMPUTACIONAL DE LA
INTERACCIÓN FLUIDO-SÓLIDO EN
ÁLABES DE TURBOCOMPRESORES
AXIALES.**

Autores: Alhamra E. William L.

CI: V-22.548.764

Sequera A. Luis A.

CI: V-21. 653.695

Urb. Yuma II, Calle N° 3, Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (Master) - Fax: (0241) 871239



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

**ESTUDIO NUMÉRICO COMPUTACIONAL DE LA INTERACCIÓN FLUIDO-
SÓLIDO EN ÁLABES DE TURBOCOMPRESORES AXIALES**

Proyecto del Trabajo de Grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO.

Autores: Alhamra E. William L.
CI: V-22.548.764
Sequera A. Luis A.
CI: V-21.653.695
Tutor: Ing. Caraballo A. Gruber V.

San Diego, Octubre de 2019



FI-N -006-2019-2CR (TG)

Valencia, 02 de Julio de 2019

Ciudadanos:
William Alhamra
C.I:22.548.764
Luis Sequera
C.I:21.653.695
Presente-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 01-2019 de fecha 02-07-2019 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado **ESTUDIO NUMÉRICO COMPUTACIONAL DE LA INTERACCIÓN FLUIDO-SÓLIDO EN ALABES DE TURBO COMPRESORES AXIALES** presentado por usted (es) como requisitos para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing.Gruber Caraballo, C.I: 12.014.408 y la Ing. Alicia De Pizzela C.I:4.598.880 como Tutores Académico y Metodológico que los asesoraran en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,



Prof. Luis Lira
Decano de la Facultad de Ingeniería



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ingeniero Gruber Caraballo portador de la cedula de identidad C.I V-12.014.408, en mi carácter de tutor de trabajo Especial de Grado presentado por los ciudadanos William Alhama, portador de la cedula de identidad C.I V-22.548.764 y Luis Sequera portador de la cedula de identidad C.I V-21.653.695, titulado "ESTUDIO NUMÉRICO COMPUTACIONAL DE LA INTERACCIÓN FLUIDO-SÓLIDO EN ÁLABES DE TURBOCOMPRESORES AXIALES", Presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometidos a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego a los 4 días de mes de Octubre del año dos mil diecinueve.

Una firma manuscrita en tinta negra, que parece ser 'G. Caraballo', sobre una línea horizontal que sirve como línea de firma.

Ing. Gruber A. Caraballo V
C.I 12.014.408
Tutor Académico

AGRADECIMIENTO

Me van a faltar paginas para agradecer a las personas que se han involucrado en la realización de este trabajo, sin embargo, merecen reconocimiento especial a mi madre y mi padre que con su esfuerzo y dedicación me ayudaron a culminar mi carrera universitaria y me apoyo suficiente para no decaer cuando todo parecía complicado e imposible.

De igual forma, agradezco a mi tutor de tesis, **Ing. Gruber Caraballo**, que gracias a sus consejos y correcciones hoy puedo culminar este trabajo. A la tutora metodológica **Ing. Alicia de Pizzella**, por sus consejos, enseñanzas, apoyo y sobre todo amistad brindada en los momentos más difíciles. A los profesores que han visto crecer como personas en especial al **Ing. Donato Romanello**, y gracias a sus conocimientos hoy puedo sentirme dichoso y contento.

A mis amigos. Con todos los que compartí dentro y fuera de las aulas. Aquello que se convierten en amigos de vida y que serán mis colegas, a mi compañero **Luis Sequera**, por acompañarme en este reto, de estrés y cumplir con nuestra meta.

William Alhamra

AGRADECIMIENTO

Me gustaría agradecer por este medio la ayuda que muchas personas y colegas me han prestado durante el proceso de investigación y redacción de este trabajo. En primer lugar, quisiera agradecer a mis padres **Luis Rafael Sequera** y **Iris de Sequera** que me han ayudado y apoyado en todo mi proyecto, a mi tutor, **Ing. Gruber Caraballo**, por haberme orientado y comprometerse en todos los momentos que necesité sus consejos, a mi tutora metodológica, **Ing. Alicia de Pizzella** por compartir sus conocimientos.

A todos mis amigos y futuros colegas que me ayudaron de una manera desinteresada, gracias infinitas por toda su ayuda y buena voluntad, a mi compañero **William Alhamra** por tomar este reto muy importante y finalizarlo, a pensar de las diferencias de pensamientos y situaciones de estrés para cumplir con nuestra meta.

Luis Sequera.

ÍNDICE

CONTENIDO	Pp
ÍNDICE DE FIGURAS.....	x
ÍNDICE DE CUADRO.....	xi
RESUMEN.....	xii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO	
I EL PROBLEMA	
1.1 Planteamiento del Problema.....	3
1.2 Formulación del Problema.....	4
1.3 Objetivos de la Investigación.....	4
1.3.1 Objetivo General.....	4
1.3.2 Objetivos Específicos.....	4
1.4 Justificación.....	4
1.5 Alcance.....	5
1.6 Limitaciones.....	5
II MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes.....	7
2.2 Bases Teóricas.....	8
2.2.1 Clasificación de las máquinas de fluidos.....	8
2.2.2 Turbinas hidráulicas.....	10
2.2.3 Elementos constructivos de las turbinas.....	11

2.2.4	Turbinas tipo Kaplan.....	12
2.2.5	Análisis del flujo entre el distribuidor y el rotor de turbinas axiales.	15
2.2.6	Pérdidas de energía.....	16
2.2.7	Álabes.....	19
2.2.8	Parámetros geométricos.....	21
2.2.9	Fuerzas soportadas por los álabes.....	22
2.2.10	Fundamentos de mecánica de fluidos aplicado a las turbomáquinas.	24
2.2.10.1	Primera forma de la ecuación de Euler.....	24
2.2.10.2	Ecuación de Bernoulli.....	25
2.2.11	Modelación matemática.....	26
2.2.11.1	Ecuación de la continuidad.....	26
2.2.11.2	Ecuación de momentum.....	26
2.2.11.3	Ecuación de la energía total.....	27
2.2.11.4	Ecuación de Navier-Stokes.....	27
2.2.12	Modelo de turbulencia Eddy Viscosity.....	30
2.2.13	Modelo de turbulencia Kappa-Épsilon ($k-\epsilon$).....	

2.3	Definición de Términos.....	44
III MARCO METODOLÓGICO		
3.1	Tipo de Investigación.....	46
3.2	Diseño de la Investigación.....	46
3.3	Nivel de la Investigación.....	47
3.4	Población y muestra.....	47
3.5	Técnicas e Instrumentos de recolección de datos.....	47
3.6	Fases Metodológicas.....	48
IV RESULTADOS		
4.1	Investigación sobre de las variables que intervienen en el comportamiento del campo de flujo a través de un turbocompresor axial.....	50
4.2	Selección de un perfil de álabe para turbocompresores axiales y caracterizarlo.....	50
4.3	Modelado mediante una herramienta cad el perfil del alabe seleccionado...	53
4.4	Simulación del campo de flujo mediante una herramienta de dinámica de fluidos computacional cfd bajo el concepto de fsi (fluid–solid interaction)...	57
4.5	Presentación de los resultados en forma de data y gráficas para facilitar su interpretación.....	79
CONCLUSIONES.....		97
RECOMENDACIONES.....		99
BIBLIOGRAFÍA.....		100

ÍNDICE DE FIGURA

	FIGURA	Pp
1	Clasificación de las máquinas térmicas.....	9
2	Clasificación de las turbinas hidráulicas.....	11

3	Pérdidas de energía en una turbina de vapor.....	18
4	Variación de la altura de los álabes.....	20
5	Zunchado.....	20
6	Llanta incorporada.....	20
7	Llanta remachada.....	21
8	Parámetros geométricos del perfil.....	21
9	Dirección de la fuerza resultante en el álabe del rotor.....	22
10	Técnicas de aproximación numérica en mecánica de fluidos.....	36
11	Malla estructurada.....	38
12	Cuadrícula estructurada en 2D.....	39
13	Mallado estructurado con interfaz ajustada.....	40
14	Mallado estructurado en bloque 2D sin interfaces ajustadas.....	40
15	Mallado compuesto en 2D.....	41
16	Malla no estructurada.....	43
17	Ejemplo de mallado no estructurado en 2D.....	43
18	Parámetros de operación de motores.....	51
19	Valores de entrada y salida del turbocompresor axial.....	51
20	Etapas del turbocompresor axial.....	52
21	Dimensiones de alabe.....	52
22	Dimensionamiento de alabe.....	53
23	Perfil de alabe NACA 65-210.....	53
24	Aumento de las coordenadas de Perfil.....	54
25	Coordenada Perfil NACA 65-210 ampliada.....	55
26	Curva del alabe.....	55
27	Planos de formación del alabe.....	55

28	Alabe generado.....	56
29	Volumen de control del alabe generado.....	57
30	Interfaz de Inicio característica de ANSYS Workbench 18.1.....	58
31	Selección de la opción Geometría.....	59
32	Opciones para importar modelo del Software CAD.....	59
33	Geometría insertada reconocida.....	60
34	Introducción de la interfaz mesh.....	60
35	Relación entre geometrías y selección de edición del mallado.....	61
36	Interfaz para la edición del mallado.....	62
37	Parámetros para la configuración del mallado deseado.....	62
38	Mallado del volumen de control.....	63
39	Acceso a la interfaz de Setup.....	64
40	Selección de Turbo Mode.....	65
41	Configuraciones básicas.....	65
42	Definición de componentes.....	66
43	Definición física.....	67
44	Definición Límites – Entrada.....	68
45	Definición Límites – Salida.....	69
46	Definición Límites – Paredes.....	69
47	Definición Límites – Simetría.....	70
48	Definición final del volumen de control.....	70
49	Configuración del Solver Control.....	71
50	Cambio del número de interacciones.....	71
51	Configuración de la sección “Solution”.....	72
52	Solución del Volumen de control.....	73

53	Interfaz de resultados.....	74
54	Líneas de velocidad en el volumen de control del álabe.....	75
55	Introducción del análisis “Static Structural”.....	75
56	Carga de geometría del alabe.....	76
57	Introducir los valores a la interfaz de “Static Structural”.....	76
58	Acceder a la interfaz de mallado.....	77
59	Acceder a la interfaz de mallado.....	77
60	Cargar valores de presión sobre el alabe.....	78
61	Aceros a simular en el análisis estadístico.....	78
62	Presiones sobre el alabe.....	79
63	Propiedades del acero AISI 8642.....	80
64	Resultados en tabla del reporte de la simulación con AISI 8642.....	81
65	Esfuerzo equivalente de la simulación con AISI 8642.....	81
66	Esfuerzo elástico de la simulación con AISI 8642.....	82
67	Deformación total de la simulación con AISI 8642.....	82
68	Deformación de la energía de la simulación con AISI 8642.....	83
69	Factor de seguridad de la simulación con AISI 8642.....	83
70	Propiedades del acero AISI 4340.....	84
71	Resultados en tabla del reporte de la simulación con AISI 4340.....	85
72	Esfuerzo equivalente de la simulación con AISI 4340.....	85
73	Esfuerzo elástico de la simulación con AISI 4340.....	86
74	Deformación total de la simulación con AISI 4340.....	86
75	Deformación de la energía de la simulación con AISI 4340.....	87
76	Factor de seguridad de la simulación con AISI 4340.....	87
77	Propiedades del acero AISI 51100.....	88

78	Resultados en tabla del reporte de la simulación con AISI 51100.....	89
79	Esfuerzo equivalente de la simulación con AISI 51100.....	89
80	Esfuerzo elástico de la simulación con AISI 51100.....	90
81	Deformación total de la simulación con AISI 51100.....	90
82	Deformación de la energía de la simulación con AISI 51100.....	91
83	Factor de seguridad de la simulación con AISI 51100.....	91
84	Propiedades del acero A36.....	92
85	Resultados en tabla del reporte de la simulación con A36.....	93
86	Esfuerzo equivalente de la simulación con A36.....	93
87	Esfuerzo elástico de la simulación con A36.....	94
88	Deformación total de la simulación con A36.....	94
89	Deformación de la energía de la simulación con A36.....	95
90	Factor de seguridad de la simulación con A36.....	95

ÍNDICE DE CUADRO

CUADRO	Pp
1 Comparación del comportamiento de los materiales.....	96

REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA

**ESTUDIO NUMÉRICO COMPUTACIONAL DE LA INTERACCIÓN FLUIDO-
SÓLIDO EN ÁLABES DE TURBOCOMPRESORES AXIALES**

Autores: Alhamra E. William L. y Sequera A. Luis A.

Tutor: Ing. Gruber A. Caraballo V.

Fecha: octubre 2019

**RESUMEN
INFORMATIVO**

La presente investigación consiste en la simulación y estudio de la interacción fluido-sólido en los álabes de los turbocompresores axiales utilizando la técnica de aproximación numérica CFD (computational fluid dynamics por sus siglas en inglés). Con ello se quiere analizar el comportamiento del campo de flujo, su interacción y la influencia que tiene los cambios del momento cinético en el campo escalar de presión y el campo vectorial del momento para obtener patrones de flujo en forma de data, curvas y gráficos que nos permitan comprender las interacciones entre el fluido y el rotor de la máquina. El objetivo que se persigue es cuantificar tanto las tensiones mecánicas como los desplazamientos por deformación a los que se encuentra sometido el álabe debido a la interacción con el fluido a elevada velocidad, para que se puedan usar isosuperficies y campos de flujo bifásicos para visualizar los tipos de tensiones y deformaciones. La técnica CFD permite evaluar las ecuaciones de dinámica de fluidos que no se pueden trabajar analíticamente debido a sus complejidades matemáticas, es decir, se usa para resolver numéricamente las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds (RANS), evitando así los costos en equipos e instalaciones de pruebas.

Descriptor: Turbocompresores axiales, interacción, dinámica de fluidos computacional (CFD), similitud y análisis dimensional en turbocompresores.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad la turbina de gas es ampliamente utilizada en aplicaciones de producción de energía eléctrica (en ciclos de turbinas de gas o especialmente en ciclos combinados) y en las aplicaciones aeronáuticas. Debido al aumento de demanda en la energía eléctrica a corto y medio plazo, así como el activo progreso en el campo de la aeronáutica, resulta de vital importancia un desarrollo continuo y efectivo de este tipo de ciclos. ¿Cómo podría mejorarse la eficiencia en las turbinas de gas? Una de las maneras de conseguirlo consiste en mejorar la eficiencia de cada uno de sus componentes: la turbina, la cámara de combustión o el compresor.

En el desarrollo de este proyecto se afronta el compresor axial, que es el elemento encargado de aumentar la presión en el ciclo y comúnmente utilizado en turbinas de gas, ya que se trata de máquinas dinámicas capaces de mover grandes caudales. Actualmente las mejoras en el ciclo de turbinas de gas se centran en las mejoras de los turbocompresores. Las razones son simples, estas máquinas consumen entre el 50 y el 60% de la potencia producida por la turbina, ello hace que la mejora en su eficiencia resulte clave. Por otra parte, el proceso que se produce en los compresores es un proceso de difusión, que lleva consigo una serie de inconvenientes. Más concretamente, en el compresor axial el fluido sufre una deceleración que da lugar a gradientes adversos capaces de producir desprendimientos en la capa límite del fluido y, por consecuencia, un aumento en las pérdidas que va ligado a una disminución en el rendimiento. Todo lo mencionado da lugar a un número de etapas resultantes superior al número de etapas de la turbina.

Con el objetivo de incidir en la importancia del diseño en un compresor axial, el presente trabajo de grado se dispone a el estudio y comportamiento de un perfil de alabe seleccionado simulándolo a través del programa computacional CFX y FSI, realizando un estudio numérico computacional de la interacción fluido-sólido en álabes de turbocompresores axiales. El trabajo consta de los siguientes capítulos:

Capítulo I: Explica todo lo relacionado al planteamiento y formulación del problema, además de los objetivos a alcanzar en este proyecto, así como también las limitaciones que se presentan al momento de solucionar el problema.

Capítulo II: Se refiere a toda la terminología y conceptos necesarios que servirán de base para el desarrollo del estudio, además de un breve resumen sobre los antecedentes relacionados con la investigación.

Capítulo III: Consta de las distintas fases metodológicas a emplear en el desarrollo de las estrategias, que son establecidas para cumplir con los objetivos propuestos.

Capítulo IV: Detalla los resultados y valores obtenidos en la presente investigación.

El trabajo aquí presentado, está estructurado de tal manera que el lector pueda ir adquiriendo los conocimientos básicos que le permitirán entender a cabalidad la tecnología referida y las herramientas a usar. Sin embargo, cabe destacar que si el lector es lo suficientemente conocedor del tema, perfectamente puede obviar los capítulos que contengan información que considere ya conocida, y continuar con los aspectos que crea interesantes sin que se pierda la linealidad o coherencia de la información que se desea mostrar.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del Problema

En la actualidad existen avances importantes, específicamente en los comportamientos de los turbocompresores de forma interna y materiales usados para su fabricación; debido a la realización de pruebas y ensayos en laboratorios que poseen equipos de alta tecnología; resultando de esta manera un estudio costoso en tiempo y dinero.

La dinámica de fluidos computacional (CFD. por sus siglas en inglés -Computational Fluid Dynamics); se ha convertido en una herramienta importante para los ingenieros que estudian el comportamiento de los diferentes tipos de flujos. Consiste en el análisis del movimiento de los fluidos mediante simulaciones computacionales, cuyo objetivo es la búsqueda de una solución aproximada de las ecuaciones que gobiernan el movimiento de los fluidos, discretizando o dividiendo el dominio de cálculo en elementos y resolviendo allí dichas ecuaciones. Por esta razón con la herramienta adecuada y la selección correcta de parámetros; los resultados finales de análisis realizados con ayuda del CFD pueden aproximarse con bastante precisión a los resultados obtenidos experimentalmente. Asimismo, los análisis de diferentes condiciones del fluido pueden realizarse inmediatamente; debido a que las variables de entrada pueden modificarse según las condiciones en que se encuentra el fluido.

Aprovechando la data obtenida por el CFD se extraerá e introducirá en el ANSYS CFX que es una herramienta de software de cómputo de alto rendimiento de la dinámica flúida (CFD) que entrega soluciones confiables y exactas rápidamente y robusto a través de una amplia gama de los usos del CFD y de la multi-física. CFX se reconoce para su exactitud, robustez y velocidad excepcionales con maquinaria de rotación tal como bombas, ventiladores, compresores, y turbinas del gas e hidráulicas. Observando así el comportamiento del alabe de forma exacta y su resistencia al flujo además de sus máximas comportamiento pudiendo conocer la elección correcta del material de fabricación.

1.2 Formulación del Problema

¿Cómo se podrían estudiar numéricamente aplicando la técnica de dinámica de fluidos computacional las interacciones fluido-sólido en los álabes de turbocompresores axiales?

1.3 Objetivos de la Investigación

1.3.1 Objetivo General

Estudiar numéricamente mediante el uso de un computador la interacción fluido-sólido en álabes de turbocompresores axiales.

1.3.2 Objetivos Específicos

Investigar acerca de las variables que intervienen en el comportamiento del campo de flujo a través de un turbocompresor axial.

Seleccionar un perfil de álabe para turbocompresores axiales y caracterizarlo.

Modelar mediante una herramienta CAD el perfil seleccionado.

Simular el campo de flujo mediante una herramienta de dinámica de fluidos computacional CFD bajo el concepto de FSI (Fluid-Solid interaction).

Presentar los resultados en forma de data, gráficas y videos para facilitar su interpretación.

1.4 Justificación

En la actualidad ha crecido rápidamente el uso de las herramientas computacionales, también la velocidad de procesamiento de datos ha evolucionado rápidamente, evento que ha facilitado el estudio de muchos temas importantes en las distintas ramas de la ingeniería, es por eso que se pretende ampliar el campo de la dinámica de fluidos y turbomáquinas visto en el pensum de Ingeniería Mecánica de la Universidad José Antonio Páez por medio de la utilización de estas herramientas, realizando más aportes de trabajos de grado relacionados con técnicas de aproximación numéricas basadas en la dinámica de fluidos computacional.

Estas herramientas permiten evaluar las ecuaciones de dinámica de fluidos que no se pueden trabajar analíticamente debido a sus complejidades matemáticas, por lo tanto, aplicar esta investigación, permite predecir las propiedades de flujo con más detalles y obtener resultados más próximos a la realidad del comportamiento del fluido a través del alabe de un turbocompresor para éste caso, evitando así realizar los gastos de construcción de un banco

experimental. Una utilidad de las herramientas CFD, es que se tiene la posibilidad de excluir físicamente el equipo que se desea estudiar y obtener variables físicas en cualquier punto del espacio geométrico, solo basta con su dimensionamiento en un software de diseño computacional. De esta manera se obtienen beneficios económicos en todos los ámbitos de estudio tanto a nivel educativo como en el sector empresarial es una forma segura de trabajo y eficiente.

1.5 Alcance

La presente investigación abarca exclusivamente el estudio del perfil de alabe seleccionado para un turbocompresor axial, ya que tomando en cuenta el tiempo establecido, no se indagará en otro tipo de consideraciones en el campo de flujo y/o estados termodinámicos que pudiesen existir. Por lo tanto, tampoco se indagará en los cambios que puedan sufrir las propiedades por la presencia de elementos externos, como lo son la transferencia de calor generada por el medio donde se encuentra el turbocompresor o la fricción entre el fluido y las paredes internas del turbocompresor, por lo que en todo momento se considerará flujo estacionario sin transferencia de calor o interacciones de trabajo y sin cambio de energía potencial, así como también, en la onda de choque el flujo será considerado irreversible y adiabático.

El estudio y la simulación numérica sólo serán referidas para un modelo matemático específico, así como los resultados obtenidos sólo serán aplicables a un turbocompresor axial, con el fin de poder conocer las capacidades de la maquina en su funcionabilidad de forma real y precisa. Los resultados obtenidos serán arrojados en forma de datos y mediante el uso de gráficos experimentales de las variables, así será observada de forma ordenada y clara con el fin entender de forma explícita como es que se describen el fenómeno dentro de la máquina y sus componentes.

1.6 Limitaciones

Durante la investigación se presentaron las siguientes limitantes:

El pensum carece de una cátedra especializada en el estudio computacional de la dinámica de fluidos, lo que podría derivar en impedimentos al utilizar la herramienta o software para la resolución de los modelos matemáticos adecuados.

Es necesario el modelado geométrico de gran exactitud y un mallado de alta calidad, requiriéndose así computadores con procesadores de elevado rendimiento, teniendo en cuenta que, para obtener resultados más cercanos a la realidad, es conveniente mallados de alta precisión.

La escasa información de los pocos estudios realizados acerca del comportamiento real de los alabes de turbocompresor, cuya gran mayoría son realizados en ambientes sumamente controlados y para aplicaciones específicas

La ausencia de un banco experimental donde se ensaye con un turbocompresor para la verificación de los resultados obtenidos.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación

Las investigaciones en el análisis numérico y en el desarrollo de modelos computacionales para el estudio de la dinámica de fluidos son de data reciente, y es muy escasa la cantidad de investigadores que han incursionado en esta área, siendo aún mucho menor el desarrollo de investigaciones en función del análisis y comportamiento numérico/computacional de la interacción fluido-sólido en los alabes de los turbocompresores axiales. Sin embargo, se pueden destacar:

I Vázquez (2017), en el trabajo titulado “**Análisis de una cascada de alabes de un compresor axial de la serie NACA-65 mediante CFD y comparación con la correlación de Lieblein**” publicado en la Universidad de Sevilla, Sevilla, España, se enfoca en comprobar numéricamente los resultados experimentales obtenidos por Lieblein. Para ello, se realizaron una serie de simulaciones mediante CFD de cuatro casos con diferentes coeficientes de sustentación, ángulos de calado y solideces para perfiles de la serie NACA-65. Se representaron las mismas curvas de comportamiento y posteriormente se realizaron un proceso de comparación de los resultados, así concluyeron que los resultados del CFD son similares a los del estudio realizado por Lieblein, demostrando así los fundamentos en los que se basa la correlación. La presente investigación aporta diferentes perfiles de alabes y curvas de comportamiento de los mismo estudiados en CFD.

Así mismo, M León (2015) en el trabajo titulado “**Optimización de perfiles aerodinámicos para compresores axiales de aplicación transónica basada en inteligencia de enjambre**” publicado en el Instituto Politécnico Nacional, México D.F, México, se especializó por el método de optimización por enjambre de partículas para apoyar la generación de una nueva serie de perfiles para alabes de compresor, adecuados para condiciones transónicas, su objetivo es optimizar la máxima relación de presiones, utilizaron el método de algoritmo combinatorio poblacional junto con paquete procesador de flujo

viscoso capaces de analizar cantidades de flujo en una cascada de alabes y una parametrización de los perfiles basados en curvas de Bézier. Esta investigación género como aporte la optimización de los perfiles de alabes de Bézier y el estudio de un flujo viscoso a través de cascada de alabes.

Por último, M Paes (2016), en el trabajo titulado “**Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbo grupo operando en condiciones fuera de diseño**” publicado en la Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España, se especificó en la adecuación de diseño existente entre los motores, turbocompresores y turbinas, para conseguir una reducción en el consumo de combustible, se centraron en el estudio de la turbina analizando el campo de flujo en CFD usando el programa StarCCM+, validando los cálculos obtenidos de manera experimental con el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, obteniendo una mejora que genera un 2% de ahorro de combustible mensual. Por ultimo esta investigación género como aporte el estudio de una turbina analizada por CFD y el estudio del rotor interno de la turbina.

2.2 Bases Teóricas

De acuerdo con Arias (2006), “Las bases teóricas implican un desarrollo amplio de los conceptos y proposiciones que conforman el punto de vista o enfoque adoptado, para sustentar o explicar el problema planteado” (p.107). Por lo tanto, la correcta realización de las bases teóricas permitirá no solo obtener un sustento sobre el cual se podrá realizar el apropiado y acorde análisis de resultados, sino que también ayudará a explicar la problemática a partir de un conjunto de teorías y supuestos ya establecidos y publicados.

2.2.1 Clasificación de las máquinas de fluidos

Una máquina de fluido es un conjunto de elementos mecánicos que intercambia energía mecánica mediante la variación de la energía térmica de un fluido que la atraviesa.

Dentro de éstas, se pueden distinguir (A.V. Schegliáiev, 1978):

Máquinas hidráulicas: accionadas por un fluido incompresible o que se puede considerar incompresible, ya que la variación de su volumen específico es insignificante. Algunos ejemplos son las bombas y turbinas hidráulicas, motores hidráulicos, aerogeneradores y ventiladores.

Máquinas térmicas: el fluido que las atraviesa es compresible. A su paso por las diferentes etapas, su volumen específico cambia significativamente. Dentro de este grupo se encuentran las máquinas y turbinas de vapor, compresores, turbinas de gas, expansores, etc.

Los gases son más compresibles que los líquidos. Sin embargo, no todas las máquinas con gas como fluido de trabajo son máquinas térmicas. Por ejemplo, un ventilador que trabaje a bajas presiones no necesita tener en cuenta la pequeña variación de volumen específico del aire a través de la máquina. Por el contrario, un compresor de aire para grandes presiones no puede modelarse sin tener en cuenta la variación de volumen específico a través de la máquina. Profundizando aún más, las máquinas térmicas pueden clasificarse según el sentido que sigue la cesión de la energía, en como se observa en la Figura 1:

Máquinas motoras: el fluido cede energía a la máquina. En una turbina de vapor es el vapor el que cede energía (entalpía) a la máquina, que la transforma en energía mecánica rotativa para el accionamiento de un generador.

Máquinas generadoras: la máquina comunica energía al fluido. Una bomba centrífuga transfiere energía (presión) al agua. Ésta tiene más presión a la salida que a la entrada.

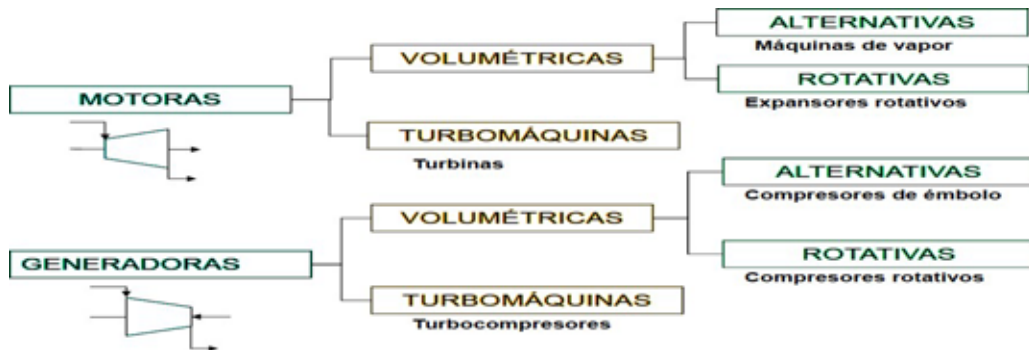


Figura 1: Clasificación de las máquinas térmicas.

Fuente: Rodríguez Andrés (2016)

Independientemente del modo en que se produzca la cesión de energía, las máquinas térmicas pueden ser volumétricas o turbomáquinas:

Turbomáquinas: el intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido en su paso por el órgano intercambiador de energía, dotado de

movimiento rotativo denominado “rodete”. La ecuación de Euler basada en el teorema del momento cinético es la que rige el funcionamiento de estas máquinas llamadas también “máquinas dinámicas” o “máquinas de corriente”.

Máquinas volumétricas: su principio de funcionamiento es el de desplazamiento positivo. Según este principio, una cierta cantidad de fluido queda positivamente retenido durante su paso a través de la máquina, experimentando cambios de presión al variar el volumen del recipiente, pero sin que la variación del momento cinético juegue un papel esencial en la transformación de energía. Estas máquinas se llaman también “estáticas”.

Por tanto, la turbina de vapor, que es la máquina que se va a estudiar, se puede clasificar como una turbomáquina térmica motora.

2.2.2 Turbinas hidráulicas

Una turbina hidráulica motora es un sistema mecánico que permite transformar continuamente la energía hidráulica (cinética + presión) presente en un fluido en energía mecánica, modificando la energía total del caudal de fluido que las atraviesa, la cual posteriormente puede ser transformada en energía eléctrica. El funcionamiento de la turbina se basa en un mecanismo rotativo con álabes o paletas (perfiles hidrodinámicos) conectado a un eje, el cual interactúa con el fluido a través del principio de conservación de cantidad de movimiento angular. En las turbomáquinas llamadas también máquinas de corriente, los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido juegan un papel esencial. El órgano transmisor de energía (conocido como rodete, rotor o impulsor) se mueve siempre con movimiento rotativo. El principio de funcionamiento de las turbomáquinas es la ecuación de Euler. Son máquinas dinámicas y ocurren cambios de velocidades importantes dentro de ellas.

Las turbinas hidráulicas son rara vez radiales. La turbina Francis frecuentemente es de flujo mixto. La turbina Kaplan es de flujo axial. En el esquema siguiente de la figura 2, se presenta una estructura básica que clasifica las turbinas.

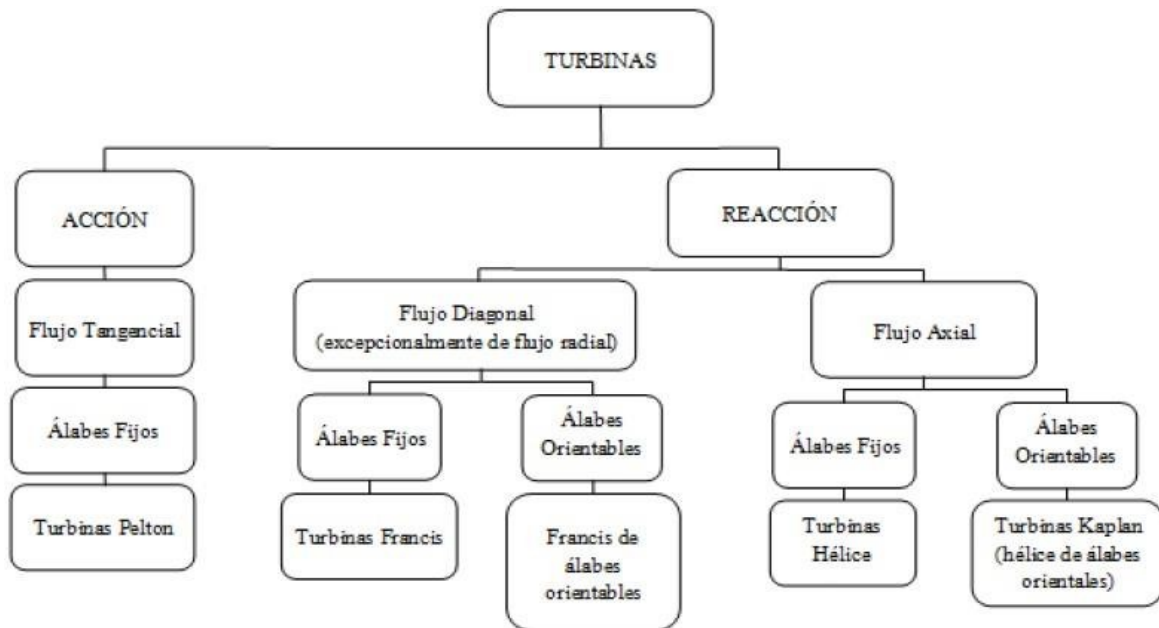


Figura 2: Clasificación de las turbinas hidráulicas

Fuente: García y Guillen-UC (2015)

2.2.3 Elementos constructivos de las turbinas

Toda turbina consta básicamente de las siguientes partes elementales:

Eje. Transporta la energía mecánica desde la máquina hasta el generador.

Rotor o impulsor. Es el componente móvil y consiste en una rueda con paletas (álaves) o cucharas que rota solidaria con el eje, a través del cual fluye el fluido continuamente intercambiando energía por medio del principio de conservación de cantidad de movimiento angular. La energía disponible en el líquido se transfiere al eje por medio del rotor, y el momento de torsión que resulta, transferido por el eje giratorio, puede impulsar un generador eléctrico.

Estator. Corona con paletas o álaves fijos a la carcasa. No existe intercambio de energía con el fluido. Su función es controlar la dirección del fluido y transformar la presión del fluido en velocidad, es decir, actúa como tobera.

Carcasa. Envoltorio de la máquina. Puede actuar como estator sin álaves en máquinas radiales y mixtas.

2.2.4 Turbinas tipo Kaplan

Son consideradas como turbomáquinas hidráulicas típicas de reacción y de flujo axial que tiene verdadera importancia en la actualidad. La Kaplan es una turbina de hélice con álabes ajustables mediante un servomotor hidráulico instalado en el interior del cubo del rodete, de forma que la incidencia del agua en el borde de ataque del álabe pueda producirse en la condición de máxima acción, cualesquiera que sean los requisitos de caudal o de carga. Se logra así mantener un rendimiento elevado a diferentes valores de la potencia, característica importantísima para un rotor de hélice, pues es una de las diferencias más notables que se advierten en las turbomáquinas de hélice de álabe fijo, en las cuales la incidencia del agua sobre el borde de ataque se produce bajo ángulos inapropiados, dando lugar a separación o choques, que reducen fuertemente el rendimiento de la unidad. Puede, sin embargo, justificarse el empleo de turbinas de hélice de álabe fijo en aquellas instalaciones en las que no sea muy sensible la variación de potencia.

La turbina Kaplan debe su nombre al ingeniero Víctor Kaplan (1876-1934), profesor de la Unidad Técnica de BRNO (Checoslovaquia), quien concibió la idea de corregir el paso de los álabes automáticamente con las variaciones de la potencia. Una técnica constructiva de las turbinas hidráulicas poco desarrollada al comienzo del siglo, hacia concebir la idea de Kaplan como irrealizable. Pero con el avance del siglo progresaba el desarrollo tecnológico, y la construcción de la turbina Kaplan fue imponiéndose, primero en Europa y después en el mundo entero. Incluso va invadiendo el campo de cargas medias en el que la Francis parecía ser insustituible.

Las turbinas Kaplan son generalmente utilizadas en centrales hidroeléctricas construidas en ríos donde se manejan grandes caudales en pequeños saltos. En la actualidad, la aplicación está en una gama de cargas que varía aproximadamente de 1 metro a 90 metros, si se incluye a las turbinas tubulares o de bulbo, que también son de hélice con paso variable. Estas turbinas, además de mantener buen rendimiento de la regulación del gasto o con las oscilaciones de la carga por variación de la cota de nivel del embalse, permite también aumentar el caudal por unidad, para una determinada carga y por tanto la potencia, con lo cual se puede reducir el número de unidades en ciertos aprovechamientos hidráulicos y en

consecuencia disminuir los costos de la primera instalación pero, la doble regulación de una turbina Kaplan hace que ésta sea más costosa que una turbina Francis de igual potencia, por lo que se utilizan en aquellas instalaciones donde se desee conseguir rapidez de giro y máxima facilidad de regulación. La velocidad específica de la turbina Kaplan es alta, en virtud de que la carga es pequeña con relación al caudal, el cual, como máquina axial, es muy grande. En el sistema métrico, la velocidad específica llega a variar de $n_s=300$ a $n_s=1100$, cuya equivalencia en el sistema inglés es de $N_s=70$ a $N_s=250$ aproximadamente, aunque valores de N_s inferiores a 100 son pocos frecuentes. El número de álabes de una turbina Kaplan varía de 4 a 9, correspondiendo a mayor velocidad específica menor número de álabes. Según Finniecombe, que ha recopilado datos de diferentes turbinas hidráulicas, las velocidades de rotación varían de 50 a 200 RPM; las velocidades tangenciales en el extremo del álabe están entre 19.5072 y 37.7952 m/s (64 y 124 ft/s); las velocidades de caída ($\sqrt{2gH}$) son de 11,2776 a 24,9936 m/s (37 a 82 ft/s); las velocidades axiales (V_a) de 6,7056 a 10,9728 m/s (22 a 36 ft/s).

Principales componentes de la turbina Kaplan

La turbina hidráulica tipo Kaplan posee varios componentes fijos y móviles algunos de los cuales se mencionan a continuación:

Cámara de alimentación o carcasa, facilita la variación de la cantidad de movimiento del agua que fluye a la corona de los álabes directrices, transforma total o parcialmente la presión en velocidad, y minimiza las pérdidas del fluido en su trayecto. Adoptan forma de caracol de sección transversal con geometría variable, en espiral o semi-espiral dependiendo de los casos de estudio. Las paredes de las cajas semi-espirales son construidas de concreto armado y la sección transversal es en general rectangular; mientras que, en las cajas espirales las paredes son de acero reforzado y la sección trasversal es circular, esto en general debido a la gran capacidad de flujo que admite se puede ver a continuación en la figura 20.

Pre distribuidor, se encuentra luego de la cámara o voluta, consiste en una corona de álabes fijos radiales que sirve para direccionar el flujo de manera favorable antes de entrar a la corona de los álabes del distribuidor.

Distribuidor, regula el gasto de admisión por un determinado número de palas móviles y además imprime al agua el giro necesario, es decir transformando presión en velocidad y uniformizar las velocidades del flujo en una zona de vórtices libres que precede al rotor, propiciando el ataque adecuado del agua a los álabes para una transferencia de energía eficaz.

Palas o álabes directrices orientables. Dirigen el líquido al rodete con un mínimo de pérdidas y transforman parte de la energía de presión en energía cinética. El hecho de que los álabes se puedan orientar permite la regulación de la turbina, al poder variar el caudal que llega al rodete. Los álabes del distribuidor se ajustan, de acuerdo a las necesidades de la potencia.

El sistema de accionamiento de los álabes. Son los elementos mecánicos a base de servomecanismos, palancas y bielas que constituyen el equipo de regulación de la turbina y está gobernado por el regulador de velocidad.

Rotor o rodete de la turbina, es el elemento rotativo de la máquina, la pieza fundamental de la turbina. El rodete de las turbinas Kaplan tiene forma de hélice, está constituido por dos piezas fundamentales: un robusto cubo, cuyo diámetro es del orden del 40% al 50% del diámetro total al extremo de los álabes, en el cual van empotrados los álabes encargados de efectuar la transferencia de energía del agua al eje de la unidad. La robustez del cubo se justifica no solo por razones de resistencia mecánica, sino también porque debe alojar en su interior el mecanismo de reglaje del paso de los álabes del rotor es decir el que le da el movimiento. Los álabes del rotor que tienen el perfil de ala de avión y desarrollo helicoidal. El perfil de ala permite obtener una acción útil de agua sobre el álabe en el movimiento, pueden adaptarse a las condiciones de carga y caudal a las que opere la central.

El número de álabes (Z) que tiene un rodete de la turbina Kaplan está relacionado con velocidad específica.

Tubo de desfogue o difusor, es un conducto por donde descarga el fluido, generalmente con ensanchamiento progresivo, recto o acodado, que sale del rodete y la conduce hasta el canal de fuga, permitiendo recuperar parte de la energía cinética a la salida del rodete para lo cual debe ensancharse, por su forma aerodinámica reduce la turbulencia del flujo de agua, reduciendo de este modo las fluctuaciones del caudal. Si por razones de explotación el rodete está instalado a una cierta altura por encima del canal de fuga, un simple difusor cilíndrico permite su recuperación, que de otra forma se perdería, si la turbina no posee tubo de aspiración, se la llama de escape libre.

2.2.5 Análisis del flujo entre el distribuidor y el rotor de turbinas axiales

En una turbina Kaplan, el agua, procedente de la cámara de alimentación o ducto de escurrimiento, se presenta radial a nivel del distribuidor y guiada por los álabes del distribuidor, avanza y gira en una zona de vórtices libres, que es la zona existente entre el distribuidor y el rotor, hasta alcanzar a este último en la dirección axial, atacando el álabe con una velocidad absoluta que es variable en magnitud y dirección para cada punto del borde de ataque del álabe, debido al cambio en la posición radial que hace que varíe la velocidad tangencial y la componente tangencial de la velocidad absoluta V_{1u} . Finalmente el agua avanza al tubo de desfogue. La zona de acción del rotor se encuentra comprendida generalmente entre dos superficies cilíndricas coaxiales en las turbinas de hélice y entre dos superficies esféricas concéntricas en las turbinas Kaplan, para permitir en este caso el pivoteo de los álabes. En una posición radial, la velocidad tangencial conocida también como velocidad de arrastre y la velocidad relativa respecto al eje, cierra el triángulo vectorial. La velocidad relativa debe incidir sobre el álabe de forma que se logre una máxima acción del agua, evitando separación o choques, que reduzcan el rendimiento. La magnitud de la componente axial V se conserva por criterio de diseño.

La velocidad absoluta a la salida V_2 se procura que sea axial o con una componente giratoria mínima, a fin de tener un buen desfogue y para reducir su magnitud, aumentando el coeficiente de utilización. Como la velocidad tangencial del álabe 2 calculada en el radio medio es constante, los dos puntos de entrada y salida del rotor están a la misma distancia

del eje, se tendrá que diseñar el borde de fuga de forma que la componente relativa del agua 2 cierre el triángulo vectorial con esta velocidad 2 tangente al álabe. Esta disposición del álabe para una correcta incidencia del agua, es la correspondiente a las condiciones de diseño de toda turbina de hélice. En el caso de la Kaplan, se consigue, como ya se dijo, para diversas condiciones trabajo, en virtud del cambio de paso que puede operarse en los álabes. El diseño de los álabes suele hacerse para el 80% de la capacidad de gasto de la turbina, ya que en estas condiciones se favorece el rendimiento global del álabe en las diferentes condiciones de carga parcial o sobrecarga, en las que con frecuencia se ve obligada a trabajar la máquina. Para las condiciones de diseño la apertura del ángulo del distribuidor suele ser de 45° , pudiendo variar entre 20° y 50° en términos generales.

2.2.6 Pérdidas de energía

Resulta necesario realizar un estudio de las diversas pérdidas que reducen el salto entálpico y la potencia útil de la máquina, para tener una idea de cuáles son los factores que afectan al rendimiento de la turbina y sobre las cuales puede tener un cierto control el diseñador de la misma. Las pérdidas que tienen lugar en las turbomáquinas térmicas se dividen en internas y externas. Las pérdidas internas son las que disminuyen el salto de entalpía, al mismo tiempo que aumentan la entropía del fluido. Estas pérdidas hacen variar el volumen específico del fluido, por lo que es imprescindible poder cuantificarlas ya que influyen en el dimensionado de la máquina. Las pérdidas externas, por el contrario, pasan en forma de calor al refrigerante o al medio exterior y, aunque parte de este calor pueda ser transmitido al fluido de trabajo, su contribución es tan pequeña que se desprecia y no suele representarse en el diagrama h-s.

Las pérdidas internas se deben a (Mataix & Arenas, 1983) como se observa en la figura 3:

Pérdidas de superficie: debidas al rozamiento en la capa límite. Son proporcionales a la superficie mojada, por tanto, se reducen si se hace la tobera más corta o si se rebaja el número de toberas.

Pérdidas por desprendimiento de la capa límite y formación de torbellinos. Se denominan pérdidas de forma. Su implicación se intensifica al hacer la tobera más corta o al disminuir el número de toberas, porque la corriente irá peor guiada.

Pérdidas en perfil: son las pérdidas debidas a la formación de la capa límite en los álabes. Su origen es la viscosidad, que se hace sentir siempre, aún en los fluidos poco viscosos. Su valor depende principalmente de la geometría del perfil y del ángulo de ataque. El grado de humedad del vapor también afecta al rendimiento de la turbina, aumentando el valor de estas pérdidas.

Pérdidas por velocidad de salida: el vapor a la salida de un escalonamiento posee una velocidad V_2 y una energía cinética específica igual a $\frac{V_2^2}{2}$. Esta energía no ha sido transformada en energía mecánica útil en el escalonamiento considerado, pero puede, al menos en parte, aprovecharse en el escalonamiento siguiente. Cuando el escalonamiento considerado es el último de la turbina, esa energía cinética de salida se perderá íntegramente. En turbinas de vapor de condensación esta pérdida es muy importante y afecta al rendimiento interno de toda la máquina.

Pérdidas intersticiales: el caudal másico que atraviesa la válvula de admisión y llega a la turbina es mayor que el caudal másico que produce trabajo en el rotor. Hay un caudal perdido que tiene lugar en los intersticios o juegos que han de existir entre el estator y el rotor de la máquina. Estas pérdidas suelen ser muy pequeñas en turbinas bien diseñadas.

Pérdidas por rozamiento de disco: el rotor de una turbina puede asimilarse a un disco, que gira en una atmósfera del fluido mismo que atraviesa la máquina. Una pequeña parte del fluido se adhiere al disco por su viscosidad, originando corrientes anulares que absorben una parte de la energía suministrada al rotor.



Figura 3: Pérdidas de energía en una turbina de vapor.

Fuente: Méndez José (2012)

Por otra parte, las pérdidas que se han clasificado como externas, pueden provenir de (Mataix & Arenas, 1983):

Pérdidas mecánicas: son pérdidas de potencia mecánica. Dentro de este grupo se pueden considerar:

Pérdidas por rozamiento en los cojinetes. En los cojinetes de bolas y rodillos la pérdida es muy pequeña. En los cojinetes lisos es mucho mayor. El número de soportes en las turbinas de vapor de varios cuerpos suele ser de dos por cada cuerpo. En estas turbinas los cojinetes son lisos con revestimiento antifricción y con lubricación de aceite a presión. Para la reducción del empuje axial es necesario a veces el empleo de cojinetes de empuje.

Pérdidas por rozamiento en las empaquetaduras. Hoy en día las pérdidas por rozamiento en la máquina alcanzan valores mínimos que no llegan al 1% de la potencia en el eje, siendo mayor en las pequeñas unidades (5%).

Pérdidas en la transmisión. Se da en aquellas turbinas en las que el eje del rotor transmite la potencia al eje de salida a través de engranajes reductores.

Pérdidas por accionamiento de aparatos auxiliares, tales como la bomba de presión de aceite para el regulador de velocidad, accionamiento del motor síncrono del taquímetro, etc.

Pérdidas de calor por radiación y conducción al exterior: estas pérdidas de calor al exterior en las turbinas de vapor son pequeñas y generalmente despreciables. Las altas temperaturas suelen tener lugar en los primeros escalonamientos de la turbomáquina,

es decir, en una parte relativamente pequeña de la misma en la que el diámetro también es pequeño. Es por eso, que la expansión del fluido en la turbina se considera un proceso adiabático.

Pérdidas intersticiales externas: se produce una pérdida de caudal entre el eje y la carcasa, o sea, en todo lugar donde el eje atraviesa el estator de la máquina. En el extremo de alta presión hay una pequeña fuga de vapor al exterior. En el extremo de baja presión, si la presión es inferior a la atmosférica, entra aire por el lado del condensador.

Las pérdidas externas son mucho menos importantes que las pérdidas internas, y llegan a ser despreciables si se reduce el juego entre el eje y el estator, si se utilizan las empaquetaduras laberínticas, los anillos de grafito o los cierres de agua o vapor. Estos cierres se utilizan para impedir la entrada de aire en la parte de baja presión de las turbinas de vapor. Una vez conocido el origen de las diferentes pérdidas, se puede definir el rendimiento que caracteriza a una turbina de vapor, con el fin de tener una estimación de qué proporción de la energía recibida es aprovechada para producir trabajo. El término representa la potencia mecánica producida en el eje de la turbina. La variable simboliza la potencia Térmica entregada por el fluido. Este rendimiento toma valores $0,4 < \eta < 0,52$ por lo que la turbina de vapor es capaz de transformar algo más de la mitad de la energía que recibe del vapor en energía mecánica.

2.2.7 Álaves

Un álabe de turbina de vapor es un perfil aerodinámico curvado que desvía el flujo de corriente para intercambiar cantidad de movimiento del fluido con un momento de fuerza en el eje del rotor de la máquina. Los álaves del estator son los encargados de conducir el flujo de vapor a la corona móvil con una velocidad adecuada en módulo y dirección, mientras que los álaves del rotor son los que producirán trabajo mecánico en el eje. A medida que el fluido se expande en la turbina, su densidad va disminuyendo y en consecuencia, su volumen específico aumenta, lo que quiere decir que el vapor ocupa cada vez más volumen. Este fenómeno explica el aumento de la altura del álabe a medida que el fluido avanza desde la etapa de alta presión hacia la etapa de baja presión. Debido a que los álaves giran a grandes revoluciones, es necesario que la construcción y el montaje de los mismos se hagan con

mucha precisión y cuidado, para evitar vibraciones excesivas durante el funcionamiento. No obstante, en ocasiones se utilizan tres tipos de montaje de álabes que darán una rigidez adicional a la corona, como se observa de la figura 4 a la 7:

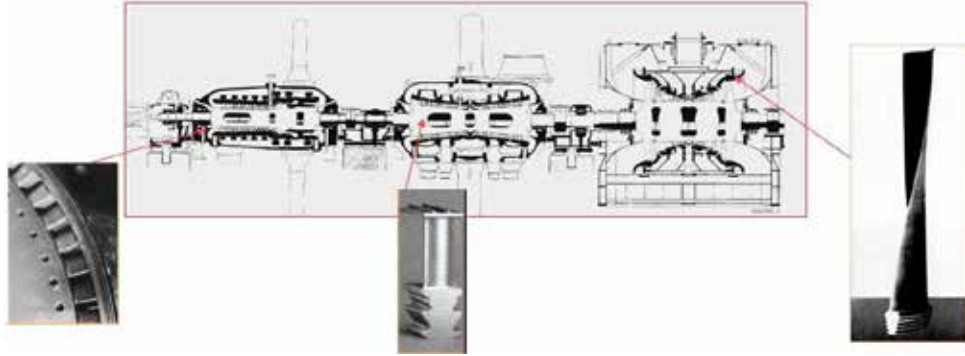


Figura 4: Variación de la altura de los álabes.

Fuente: Morales Carlos (2014)



Figura 5: Zunchado.

Fuente: Rodríguez Andrés (2016)



Figura 6: Llanta incorporada.

Fuente: Rodríguez Andrés (2016)



Figura 7: Llanta remachada.

Fuente: Rodríguez Andrés (2016)

2.2.8 Parámetros geométricos

La geometría de los álabes al igual que la geometría de la cascada de álabes, dependerá del grado de reacción del escalonamiento en el que irá montado. Para definir la geometría de un álabe se utilizan los siguientes parámetros (Casanova Kindelan, Estudio bidimensional del flujo en turbomáquinas, 2013), como se observa en la figura 8:

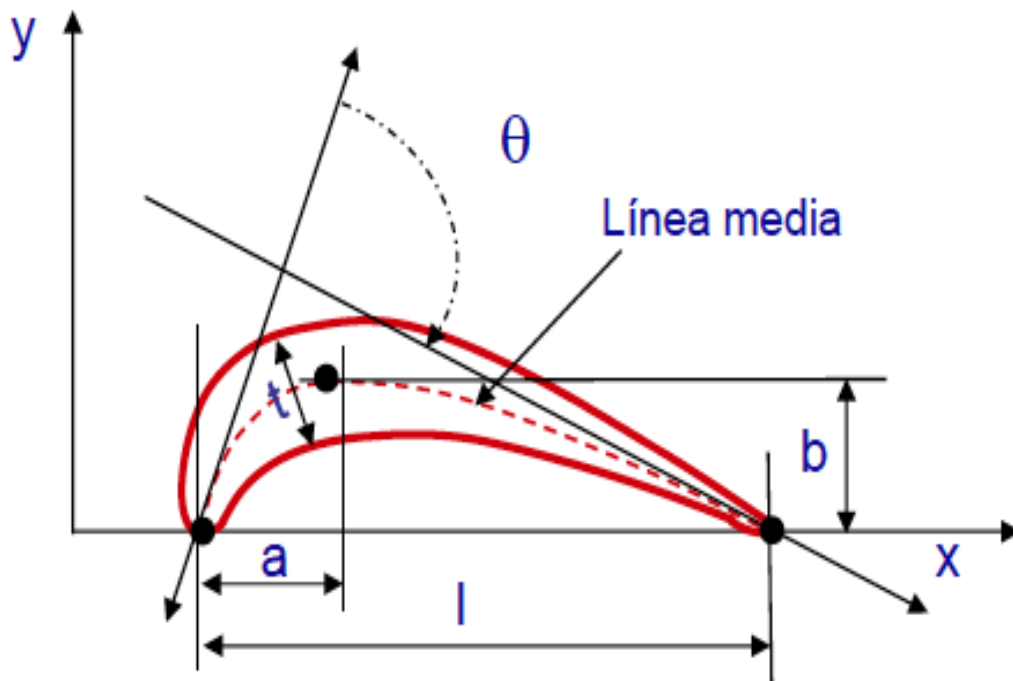


Figura 8: Parámetros geométricos del perfil.

Fuente: Rodríguez Andrés (2016)

2.2.9 Fuerzas soportadas por los álabes

El flujo de vapor que llega a la turbina posee unas propiedades termodinámicas de elevada presión y temperatura. En turbinas de vapor de elevada potencia, el vapor de entrada puede estar a 585°C y a 165bar de presión. Los álabes están sometidos a diferentes sollicitaciones mecánicas en función de las condiciones a las que se encuentre el flujo al impactar contra ellos. De esta forma, atendiendo a su naturaleza, las cargas soportadas por los álabes se pueden clasificar en:

Fuerza ejercida por el chorro de vapor: la sufren todos los álabes de la máquina. Es la fuerza que produce trabajo mecánico en el eje del rotor (figura 9).

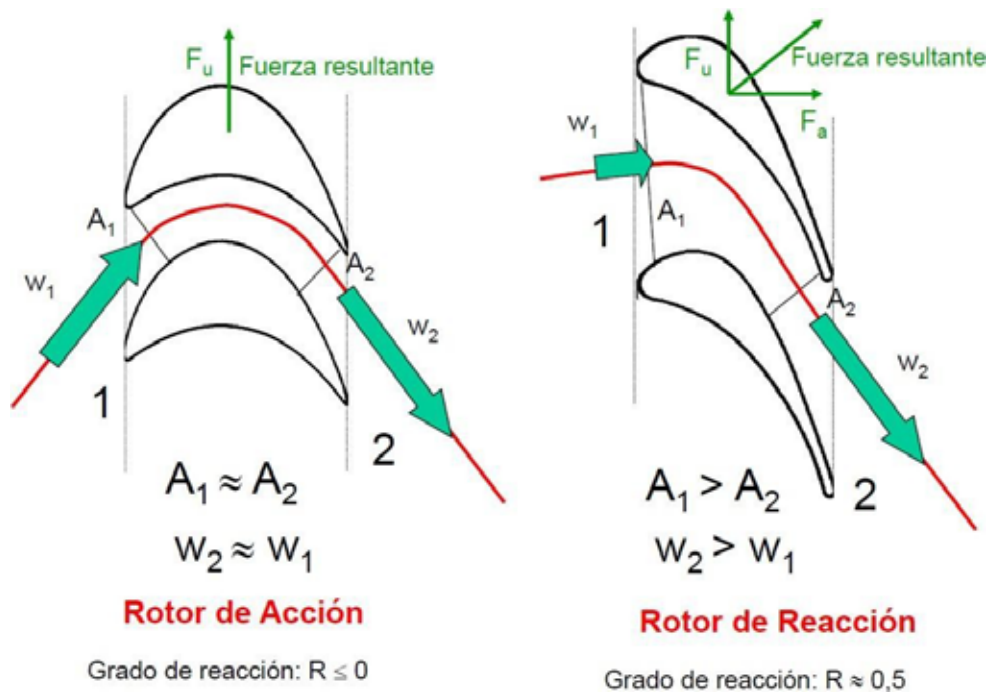


Figura 9: Dirección de la fuerza resultante en el álabe del rotor.

Fuente: Rodríguez Andrés (2016)

La dirección de la fuerza resultante en un álabe del rotor dependerá de si el álabe pertenece a un escalonamiento de acción o reacción. En el caso de un álabe de un rotor de reacción, la fuerza resultante tiene dos componentes: una componente que produce empuje, y una componente tangencial que origina par motor. La componente de empuje es indeseada y puede llegar a tomar valores importantes en los escalonamientos de la etapa de baja presión

de una turbina de reacción. Como consecuencia, aparece una fuerza axial en el rotor de la turbina, la cual suele ser amortiguada por cojinetes de empuje, o bien es compensada con pistones de equilibrado o haciendo que el cuerpo de baja presión sea de doble flujo.

Fuerza por impacto de las gotas de condensado: este fenómeno se explicará con más detalle en la siguiente sección. Su implicación cobra mayor importancia en los álabes de los últimos escalonamientos de la etapa de baja presión, ya que es donde el grado de humedad del vapor alcanza valores no despreciables.

Fuerza centrífuga: aparece en los álabes pertenecientes al rotor de la máquina. El módulo de esta fuerza para una masa considerada, se expresa como: por tanto, esta fuerza es directamente proporcional a la distancia al centro de rotación. Así, el valor de la fuerza centrífuga será significativo en álabes de mayor altura. Para reducir las consecuencias de esta fuerza, el espesor de los álabes se hace más fino a medida que se avanza de la raíz a la punta del mismo.

Vibraciones: se hacen especialmente evidentes durante el proceso de arranque de la máquina, ya que durante este período se atraviesan una o varias velocidades críticas de la turbina. Son velocidades en las que la vibración, por resonancia, se ve notablemente amplificada. De ahí que en el arranque se preste especial atención en pasar rápidamente por esas velocidades críticas y así evitar que la estructura entre en resonancia. Una vez puesta la máquina en funcionamiento, las vibraciones son causadas por las grandes velocidades alcanzadas en el eje (normalmente 3000-3600 rev/min). Estas vibraciones son más acusadas en los álabes de mayor altura, debido a su perfil delgado y esbelto. Como medida para aminorar las pérdidas ocasionadas por las vibraciones se utiliza el zunchado o la llanta remachada, montajes descritos anteriormente.

Tensión térmica: las elevadas temperaturas presentes en el vapor de entrada a la turbina ocasionan deformaciones de origen térmico en los álabes estatores y rotores de los primeros escalonamientos de la etapa de alta presión. Conforme el fluido se expande en el interior de la máquina, su presión y temperatura disminuyen, con lo cual estas tensiones van perdiendo protagonismo. En los álabes de las últimas etapas,

la temperatura del vapor suele ser inferior a 90°C en turbinas de condensación, por lo que las deformaciones térmicas son prácticamente nulas.

Para el estudio que se va a realizar en el presente proyecto sobre las cargas soportadas por un álabe de la sección de un turbocompresor, se van a dejar de lado las cargas debido a tensiones de origen térmico y a las vibraciones, por motivos justificados anteriormente. Aunque la fuerza centrífuga en los álabes de mayor altura no es despreciable, las fuerzas dominantes en este tipo de álabes son las que ejerce el fluido sobre el álabe y las debidas al impacto de las gotas condensadas, como se verá en los modelos simulados en Ansys Workbench.

2.2.10 Fundamentos de mecánica de fluidos aplicado a las turbomáquinas

2.2.10.1 Primera forma de la ecuación de Euler

La variación respecto al tiempo del momento cinético del sistema es igual al momento resultante de las fuerzas que actúan sobre él, incluyendo fuerzas de contacto o de superficies y las fuerzas de campo, como se muestra en la ecuación 1.

$$\frac{dM}{dt} = \sum F \quad (1)$$

Si se tiene flujo permanente entonces:

$$(2)$$

Luego de hacer las simplificaciones se obtiene:

$$(3)$$

M_A Es positivo (+) cuando las turbomáquinas son generadoras, y M_A es negativo (-) las turbomáquinas son motoras (caso turbinas). La ecuación 2 recibe el nombre de ecuación fundamental de las Turbomáquinas o ecuación de Euler, y es una ecuación independiente del fluido de trabajo y válida por tanto para fluidos en régimen compresible o incompresible. Otra forma de escribirla es:

$$\frac{dM}{dt} = \sum F \quad (4)$$

Si se multiplica el momento de la ecuación (3) por la velocidad angular se tendrá la

potencia transmitida:

$$\frac{1}{2} - \frac{1}{3} - \frac{1}{6} = \frac{3}{6} - \frac{2}{6} - \frac{1}{6} = \frac{0}{6} = 0 \quad (12)$$

De donde se deduce que:

$$\dots \dots \dots (13)$$

Al expresar la velocidad tangencial como $v = \omega r$, se obtiene la Ecuación de Bernoulli para campos centrífugos:

$$\dots \dots \dots (14)$$

2.2.11 Modelación matemática

A continuación, se presentan los modelos matemáticos utilizados para realizar la simulación del campo de flujo, a través de la geometría, basados en las leyes de conservación.

2.2.11.1 Ecuación de la continuidad

En forma diferencial la ecuación de la continuidad se puede expresar como:

$$\dots \dots \dots (15)$$

Donde $\nabla \cdot \mathbf{v}$ y $\frac{D\rho}{Dt}$ es la divergencia de la velocidad y el termino $\frac{D\rho}{Dt}$ en realidad expresa la derivada material, esta forma de la ecuación de continuidad no hace referencia a ningún sistema de coordenadas en específico, es la forma para expresarla empleando diversos sistemas de coordenadas, en el caso de un flujo incompresible, en el que la densidad de una partícula de fluido no cambia durante su trayecto $\frac{D\rho}{Dt} = 0$, la ecuación (15) se expresa en forma diferencial y vectorial respectivamente:

$$\dots \dots \dots (16)$$

$$\dots \dots \dots (17)$$

2.2.11.2 Ecuación de momentum

Una forma de escribir la segunda ley de Newton para un fluido es:

$$\dots \dots \dots (18)$$

Donde el esfuerzo cortante τ está relacionado con la velocidad de deformación por:

$$\dots \dots \dots (19)$$

Las ecuaciones diferenciales de momentum se pueden escribir para flujos

incompresibles, utilizando la derivada material:

$$\text{---} \quad \text{---} \quad (20)$$

$$\text{---} \quad \text{---} \quad (21)$$

$$\text{---} \quad \text{---} \quad (22)$$

Y en forma vectorial:

$$\text{---} \quad (23)$$

Se ha añadido tres ecuaciones adicionales a la ecuación de continuidad para obtener cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas, u, v, w y p. Con las condiciones de frontera iniciales apropiadas, es posible obtener una solución para el campo de velocidad y de presión para el flujo incompresible.

2.2.11.3 Ecuación de la energía total

Por su parte para tomar en cuenta las interacciones de energía se usa la ecuación:

$$\text{---} \quad \text{---} \quad (24)$$

Donde h_{tot} es la entalpía total, relacionada con la entalpía estática h (T, p) por la siguiente ecuación:

$$\text{---} \quad (25)$$

El término --- representa el trabajo debido a los esfuerzos viscosos y es llamado término de trabajo viscoso.

El término --- representa el trabajo debido a las fuentes de momentum externo y se desprecia en la actualidad.

2.2.11.4 Ecuación de Navier-Stokes

Las ecuaciones de Navier-Stokes son un conjunto de ecuaciones que definen el comportamiento dinámico de un fluido. Derivan de aplicar los principios de conservación de la mecánica y de la termodinámica al fluido, de donde se obtiene una formulación integral

que generalmente se suele transformar en una formulación diferencial más práctica. Existen diferentes formulaciones para estas ecuaciones, en función del problema que se desea resolver.

Muchos fluidos exhiben una relación lineal entre las componentes del esfuerzo y los gradientes de velocidad. Se llaman fluidos newtonianos a tales materiales, que incluyen fluidos comunes tales como agua, aceite y aire. Si además de la linealidad se exige que el fluido sea isotrópico (las propiedades del fluido son independientes de la dirección) es posible relacionar las componentes del esfuerzo y los gradientes de velocidad empleando sólo dos propiedades del fluido, la viscosidad μ y el segundo coeficiente de viscosidad λ . Las relaciones esfuerzo-velocidad-gradiente, conocidas como ecuaciones constitutivas, se presentan en las ecuaciones:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial v}{\partial x} + \lambda \frac{\partial v}{\partial x} \quad (26)$$

$$\tau_{yz} = \mu \frac{\partial w}{\partial y} + \lambda \frac{\partial w}{\partial y} \quad (27)$$

$$\tau_{zx} = \mu \frac{\partial u}{\partial z} + \lambda \frac{\partial u}{\partial z} \quad (28)$$

Para la generalidad de los gases, y con exactitud para los gases monoatómicos, el segundo coeficiente de viscosidad está relacionado con la viscosidad como se muestra en la ecuación:

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu \quad (29)$$

Condición conocida como hipótesis de Stokes. Con esta relación el promedio negativo de los tres esfuerzos normales es igual a la presión, es decir:

$$-\frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) = p \quad (30)$$

Utilizando las ecuaciones 26; 27 y 28, se puede demostrar que esto siempre se cumple para un líquido en el que $\lambda = -\frac{2}{3}\mu$, y con la hipótesis de Stokes también se cumple para un gas.

Si sustituimos las ecuaciones constitutivas en las ecuaciones diferenciales de momentum, se obtiene, utilizando las hipótesis de Stokes:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \mu \nabla^2 v + (\lambda + \mu) \nabla(\nabla \cdot \mathbf{v}) - \nabla p \quad (31)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \mu \nabla^2 w + (\lambda + \mu) \nabla(\nabla \cdot \mathbf{v}) - \nabla p \quad (32)$$

--

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (33)$$

Donde se ha supuesto un fluido homogéneo, es decir, que las propiedades del fluido (incluida la viscosidad) son independientes de la posición. En el caso de un flujo incompresible la ecuación de continuidad permite reducir las ecuaciones anteriores como muestra las ecuaciones:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (34)$$

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (35)$$

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} \quad (36)$$

Éstas se denominan ecuaciones de Navier-Stokes; con estas tres ecuaciones diferenciales y la ecuación diferencial de continuidad se tienen cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas, u , v , w , y p . Se supone que las propiedades de viscosidad y densidad del fluido se conocen. Con las condiciones de borde apropiadas, es de esperar que se puedan resolver las ecuaciones. Varias geometrías relativamente sencillas permiten soluciones analíticas; aunque para muchos flujos de interés ingenieril se han determinado soluciones numéricas. Puesto que las ecuaciones son ecuaciones diferenciales parciales no lineales, no se puede confiar en que la solución que se obtenga se pueda reproducir realmente en el laboratorio; es decir, las soluciones no son únicas. Por ejemplo, un flujo laminar y uno turbulento pueden tener condiciones iniciales y de frontera idénticas, a pesar de que los dos flujos (las dos soluciones) son muy diferentes. Se puede expresar las ecuaciones de Navier-Stokes en forma vectorial multiplicando las ecuaciones por \mathbf{i} , \mathbf{j} , y \mathbf{k} respectivamente, y sumando:

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (37)$$

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} \quad (38)$$

(39)

Donde se ha utilizado el operador Laplaciano:

— — — (40)

Combinando lo anterior, las ecuaciones de Navier-Stokes adoptan la forma vectorial como:

$$\text{---} \quad (41)$$

Esta forma nos permite utilizar las ecuaciones de Navier-Stokes utilizando otros sistemas de coordenadas (rectangulares, cilíndricas y esféricas).

2.2.12 Modelo de turbulencia Eddy Viscosity

Una propuesta sugiere que la turbulencia se compone de pequeños remolinos que se forman y disipan continuamente, en la cual los esfuerzos de Reynolds se asumen proporcionales a los gradientes de la velocidad media. Esto define a los modelos “Eddy-Viscosity”. Esta hipótesis supone que los esfuerzos de Reynolds pueden estar relacionados con los gradientes de velocidad promedio y la viscosidad de “Eddy”, a través de la hipótesis del gradiente de difusión. Se representan mediante:

$$\text{---} \quad (42)$$

Donde μ_t es la viscosidad turbulenta o viscosidad de Eddy.

Análoga a la hipótesis de viscosidad de Eddy, la difusividad de Eddy es la hipótesis que afirma que los flujos de Reynolds son un escalar linealmente relacionadas con el gradiente de la media escalar como se muestra en la ecuación 43:

$$\text{---} \quad (43)$$

Donde K , el número de turbulencia de Prandtl.

Las ecuaciones anteriores sólo pueden expresar los términos de las fluctuaciones de la turbulencia en función de la velocidad promedio si la viscosidad turbulenta se conoce, tomando en cuenta que tanto los modelos $k-\epsilon$ y $k-\omega$ proporcionan esta variable; sujeto a esta hipótesis, tanto la ecuación de momento promedio de Reynolds y la ecuación escalar de transporte se pueden expresar como:

$$\text{---} \quad (44)$$

Donde B es la suma de las fuerzas en el cuerpo y μ_{eff} es la viscosidad efectiva definida en la ecuación:

(45)

Y p' es la presión modificada definida por:

(46)

2.2.13 Modelo de turbulencia Kappa-Épsilon (k-ε)

El modelo de turbulencia empleado para el flujo multi-fásico es una generalización del modelo K-ε para la fase continua no teniendo en cuenta los efectos de la fase dispersa sobre la turbulencia de la fase continua.

(48)

(49)

Donde:

k =energía cinética de turbulencia.
 ν_t viscosa.

El modelo k-ε
cuales son:

$$C_\mu=0,09, C_\epsilon=1,44, C_{k1}$$

Si bien los modelos estándar de dos ecuaciones, como el modelo k-ε, dan una buena predicción para muchos problemas de fluidos en ingeniería, existen otras aplicaciones para las cuales estos modelos pueden no ser los más adecuados. Entre estos se encuentran: Flujos con separación de capa límite, corrientes con cambios bruscos en la tasa promedio de los esfuerzos, flujos rotativos, flujos sobre superficies curvas. Entre las principales ventajas e inconvenientes del modelo de turbulencia Kappa -Épsilon son las siguientes:

2.2.14 Modelo de turbulencia Kappa-Omega k-ω

Una de las ventajas de la formulación k-ω es su capacidad para cálculos con bajo número de Reynolds. El modelo no requiere la resolución de ecuaciones no lineales complejas, como en el modelo k-ε y por lo tanto es más preciso y más robusto. El modelo k-ω

cinética de la turbulencia, mediante la relación siguiente:

— (50)

Donde ϵ = Rata de disipación específica.

El punto inicial de la presente formulación es que el modelo k-
Wilcox resuelve dos ecuaciones de transporte, una para la energía cinética de la turbulencia,
k y otra para la frecuencia de la turbulencia.

$$\frac{dk}{dt} = P_k - \epsilon - \nabla \cdot (k \mathbf{u}) \quad (51)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \sigma \omega - \beta \omega^2 - \nabla \cdot (\omega \mathbf{u}) \quad (52)$$

como variables conocidas provenientes del método de Navier-Stokes. P_k es la tasa de
producción de turbulencia, la cuales se calculan en el modelo k-

2.2.15 Modelo shear stress transport (SST)

El modelo k- basado en el transporte de esfuerzos cortantes, brinda una alta precisión
en la predicción de la aparición y cantidad de la separación de flujos bajo condiciones de
gradientes de presión adversas; esta alta precisión se obtiene limitando la formulación de
“Eddy Viscosity” restringiendo el limitador de la capa límite de la pared. Su formulación se
basa en la distancia más cercana a la superficie y en las variables de flujo.

2.2.16 Modelos de la capa límite

La capa límite es la zona del campo fluido próxima a un contorno sólido en la que se
manifiestan especialmente los efectos viscosos. Debido a la viscosidad y a la condición de
no deslizamiento, cerca de cualquier contorno sólido aparece un gradiente de velocidades en
la dirección normal a dicho contorno. Este gradiente de velocidades condiciona el
intercambio energético entre las distintas partículas de fluido con velocidades diferentes,
originando vorticidad y turbulencia.

El problema básico para la modelización numérica del intercambio energético en la
capa límite sobre cualquier frontera sólida consiste en la definición correcta de las
velocidades de las partículas en una zona muy próxima a dicha frontera. Esto implica una

densidad de mallado muy elevada, necesaria para capturar los distintos fenómenos que se producen dentro de la capa límite.

Esta dificultad se ha abordado usando varias aproximaciones, que se pueden englobar en cuatro grupos: modelos de distribución de las pérdidas, modelos de capa de cortadura, modelos de capa límite y leyes de pared, que son brevemente explicados a continuación.

2.2.17 Niveles de aproximación numérica

El desarrollo de las técnicas numéricas y su aplicación a cualquier ciencia o tecnología han dado lugar al desarrollo y a la concienciación generalizada de uno de los conceptos básicos en ingeniería como es el de grado de aproximación. Esta idea es bastante clara si se considera que lo que se pretende con cualquier técnica numérica es conocer las variables físicas a partir de la resolución numérica de una serie de ecuaciones que gobiernan el fenómeno.

Se han de definir y establecer las distintas aproximaciones que introducen los métodos numéricos. En lo referente a la Mecánica de Fluidos, la primera aproximación que aparece es el planteamiento del modelo físico-matemático que defina el comportamiento real de un determinado flujo. Dicho modelo matemático está habitualmente basado en la hipótesis del continuo, válida para la mayor parte de problemas industriales, pero que tiene sus limitaciones para casos extremos de flujos de gases. Una vez hecha esta salvedad, aplicando las leyes básicas de la física clásica se puede establecer una serie de ecuaciones diferenciales que gobiernan el comportamiento matemático de toda partícula fluida. La resolución exacta de dichas ecuaciones serviría para determinar completamente cualquier movimiento en el seno de un fluido. Se puede decir que un modelo matemático se define únicamente tras haber considerado el nivel de aproximación a la realidad requerido a la hora de obtener la exactitud deseada en el cálculo de una serie de variables dependientes.

Desafortunadamente, debido a la complejidad de las ecuaciones diferenciales que aparecen, a la complejidad geométrica de los flujos, y a la complejidad de las condiciones de contorno iniciales, no resulta posible obtener soluciones analíticas de dichas ecuaciones de gobierno.

Establecidas las ecuaciones de gobierno resulta imprescindible introducir una segunda aproximación al problema. La forma clásica de abordarlo sería construir un modelo a escala reducida del flujo en cuestión y analizarlo experimentalmente en el laboratorio. La aproximación numérica implica introducir algunas hipótesis simplificadas que aproximen lo más posible los resultados finales a los que se obtendrían si se pudiera calcular la solución exacta. Dichas hipótesis se dirigen habitualmente hacia la simplificación tanto de la geometría a estudiar como de las ecuaciones a resolver. Obviamente, al no disponerse de la solución analítica exacta resulta bastante complicado establecer de antemano qué hipótesis sirven y cuales son descartables y, por tanto, en cualquier simulación aplicada a la Mecánica de Fluidos, es preciso dedicar mucho esfuerzo al análisis de los resultados obtenidos antes de aceptarlos como válidos.

Una vez definidas las ecuaciones diferenciales simplificadas, aparece otro problema relacionado con el posible tratamiento que se pueda hacer de dichas ecuaciones usando técnicas computacionales. Por medio de los ordenadores resulta muy fácil resolver una ecuación o sistema de ecuaciones algebraico, sin embargo, las ecuaciones que estudian el movimiento de los fluidos son ecuaciones diferenciales no lineales. Resulta obligatorio realizar la transformación de las ecuaciones de forma que puedan ser resueltas por un ordenador. El paso de las ecuaciones diferenciales a sus equivalentes lineales constituye otro nivel de aproximación y normalmente recibe el nombre de discretización de las ecuaciones.

En cuanto a la geometría a estudiar, se debe señalar que la aproximación a la que debe someterse no sólo es de orden descriptivo respecto a su contorno, sino que además ha de establecerse la definición del espacio ocupado por el fluido. En este sentido, resulta imprescindible referir los puntos a un determinado sistema de coordenadas en los que se pretenderá resolver las ecuaciones para obtener soluciones de las variables deseadas. Aunque el campo fluido sea un continuo, no se puede pretender resolver las ecuaciones en todos los puntos de un determinado volumen, porque entonces se tendría un número enorme de ecuaciones a resolver. Por tanto, hay que elegir cierto conjunto de puntos en los que se resolverán las mencionadas ecuaciones y que serán los puntos dónde finalmente se conocerán los valores de las variables fluidas. La definición de estos puntos es lo que se denomina

habitualmente discretización espacial del dominio (también se habla de generación del mallado). El proceso descrito no deja de ser otra aproximación que se introduce en el cálculo y que define el nivel de aproximación espacial.

En el caso de tener ecuaciones que dependan de la variable tiempo (flujo no estacionario) es esencial la definición de un nivel de aproximación temporal. No es posible tampoco estudiar la evolución de las variables en el tiempo de forma continua. El nivel indicará la forma de modelizar la evolución real introduciendo lo que se denomina discretización temporal del sistema de ecuaciones. A partir de la solución calculada se podrá realizar un promediado temporal oportuno para estudiar ciertas características medias de flujo que dependan de la evolución de las variables con el tiempo.

Finalmente, se pueden manipular las ecuaciones eliminando ciertos términos cuya influencia en un determinado problema se considere despreciable. La conclusión de que algún término no afecta a la solución de un determinado flujo se debe alcanzar tras analizar detenidamente la sensibilidad del problema ante valores dispares de dicho término. Normalmente dicho estudio se hace tras dimensionalizar convenientemente las ecuaciones y realizar el correspondiente análisis de semejanza (técnicas asintóticas). Esta cuestión es de importancia capital en la Mecánica de Fluidos y está en el origen de cualquier estudio experimental. Desde el punto de vista numérico, la eliminación de algún término en las ecuaciones introduce lo que se denomina nivel de aproximación dinámico de las ecuaciones consideradas.

Resumiendo, desde el modelo matemático (ecuaciones diferenciales no lineales) que aproxima la realidad física en un medio continuo se llega a un número finito de ecuaciones algebraicas que eliminan algún término de las ecuaciones de partida y que aproximan la evolución temporal real que, tras resolver con técnicas apropiadas, proporcionan una aproximación al valor de las variables incógnita en los puntos elegidos como discretización espacial del dominio de cálculo. En definitiva, se establece un nivel de aproximación numérico límite por debajo del cual será imposible acercarse al valor real de las variables en los puntos elegidos. En la figura 10 se muestra gráficamente la panorámica explicada en este apartado.

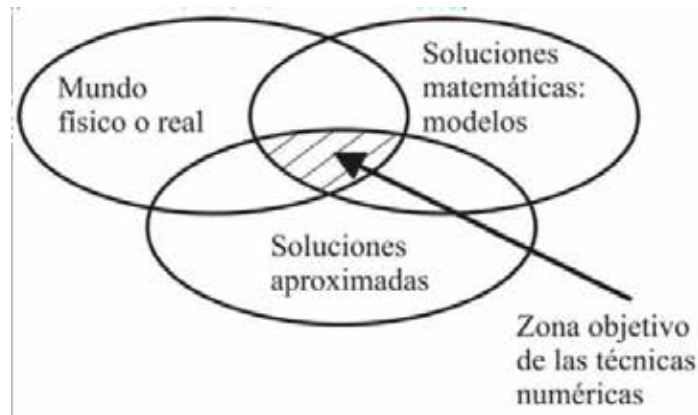


Figura 10: Técnicas de aproximación numérica en mecánica de fluidos.

Fuente: ANSYS CFX-SolverTheory Guide

2.2.18 Método de solución numérica

Existen dos métodos fundamentales para el diseño y el análisis de sistemas en ingeniería relacionados con el flujo de fluidos: uno es la experimentación y otro es el cálculo. La experimentación, es basada mediante la construcción de modelos que son ensayados en instalaciones, mientras el segundo, el cálculo significa la resolución de ecuaciones diferenciales, estas ecuaciones se resuelven por métodos analíticos tradicionales o por métodos alternativos como se aplica a este trabajo, la cual es el método de volumen finito, en ambos métodos se puede hacer el uso de las herramientas computacionales para rapidez de cálculos.

Ambos métodos se complementan entre sí, por ejemplo, los ingenieros podrían obtener propiedades globales, como sustentación, fuerza de arrastre, caída de presión o potencia, experimentalmente; pero emplean la CFD para obtener detalles acerca del campo de flujo, como los esfuerzos de corte, velocidad y perfiles de presión y líneas de corriente. Además, los datos experimentales se emplean con frecuencia para validar soluciones de CFD al comparar cantidades globales determinadas de manera computacional y experimental. La CFD se emplea para reducir la cantidad necesaria de análisis experimental. Actualmente la dinámica de fluidos computacional puede manejar flujos laminares, pero los flujos turbulentos de interés práctico son difíciles de resolver sin tener que recurrir a los modelos de turbulencia. Por desgracia, ningún modelo de turbulencia es universal y una buena

solución en CFD de flujo turbulento depende de que tan apropiado sea el modelo de turbulencia aplicado. A pesar de esta limitación, los modelos estándares producen resultados razonables para muchos problemas prácticos de ingeniería. Continuando con lo antes dicho, se tiene que el punto de partida de cualquier método numérico es el modelo matemático, la selección las ecuaciones diferenciales o integrales y las condiciones de borde. Se elige un modelo apropiado para la aplicación (flujos compresibles o incompresibles, turbulentos, de dos o tres dimensiones, etc.). Como ya dijimos, este modelo podría incluir simplificaciones de las leyes de conservación. Un método de solución es designando un modelo para una ecuación en particular seleccionada.

2.2.19 Método de discretización

Después de seleccionar el modelo matemático, se tiene que elegir un método de discretización apropiado, un método de aproximación de las ecuaciones diferenciales por un sistema de ecuaciones algebraicas para las variables en estudio de localizaciones discontinuas en espacio y tiempo. Hay muchos enfoques, pero los más importante son: diferencia finita (FD), volumen finito (FV) y los métodos de elemento finito (FE). Cada método produce la misma solución si el mallado es muy refinado. Sin embargo, algunos métodos son más apropiados para alguna clase de problemas que otros. A menudo la preferencia es determinada por la actitud del desarrollador.

2.2.20 Mallado o discretización numérica

La generación de la malla donde se definen las celdas que es el punto de partida para el cálculo de las variables de flujo (velocidad y presión, etc.), en todo el dominio computacional. Los modernos paquetes comerciales de CFD vienen con sus propios generadores de malla y también están disponibles programas para generar mallas independientes.

Las ubicaciones discontinuas en las que las variables calculadas son definidas por la discretización numérica que es esencialmente una representación discontinua del dominio geométrico sobre el cual el problema será solucionado. Divide el dominio de solución en un número finito de subdominios (elementos, volúmenes de control, etc.). Algunas de las opciones disponibles son las siguientes:

2.2.20.1 Mallas estructuradas

Consta por celdas planas con cuatro lados (2D) o celdas volumétricas con seis caras (3D). Aunque la forma rectangular de las celdas podría estar distorsionada, cada celda se enumera de acuerdo con los índices (i, j, k) que no necesariamente corresponden a las coordenadas “x”, “y” y “z”. A continuación, en la figura 11 se muestra un ejemplo de malla estructurada bidimensional con nueve nodos y ocho intervalos en el lado superior e inferior, y cinco nodos y cuatro intervalos en los lados derecho e izquierdo. Se muestran los índices i y j. La celda sombreada esta en (i=4, j=3).

El mallado estructurado o regular está constituido por familias de cuadrículas lineales con la propiedad de que miembros de una familia no cruzan con otras y cada miembro cruza con otra familia sólo una vez. Esto permite que las líneas de una selección en particular sean enumeradas consecutivamente. La posición de cualquier punto de la cuadrícula (o el volumen de control) dentro del dominio es excepcionalmente identificado para la selección de dos o tres dimensiones. Esta es la estructura de cuadrícula más simple, ya que es de manera lógica equivalente a una cuadrícula cartesiana. Cada punto tiene cuatro vecinos cercanos en dos dimensiones y seis en tres dimensiones; uno de los índices de cada vecino del punto p (i, j, k) es diferente por ± 1 del índice correspondiente de p. Un ejemplo de una cuadrícula de 2D estructurada es indicado la figura 12.

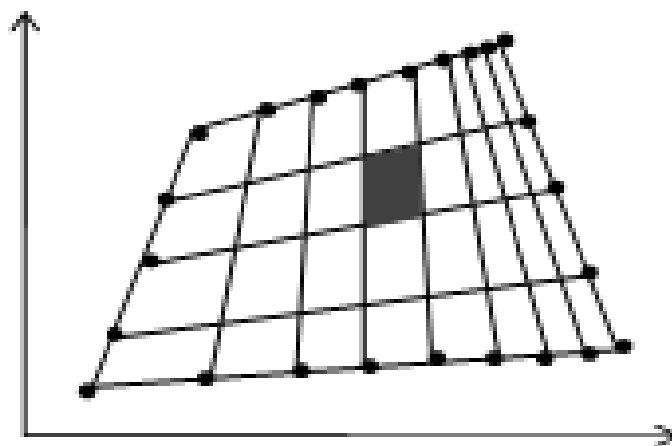


Figura 11: Malla estructurada.

Fuente: ANSYS CFX-SolverTheory Guide

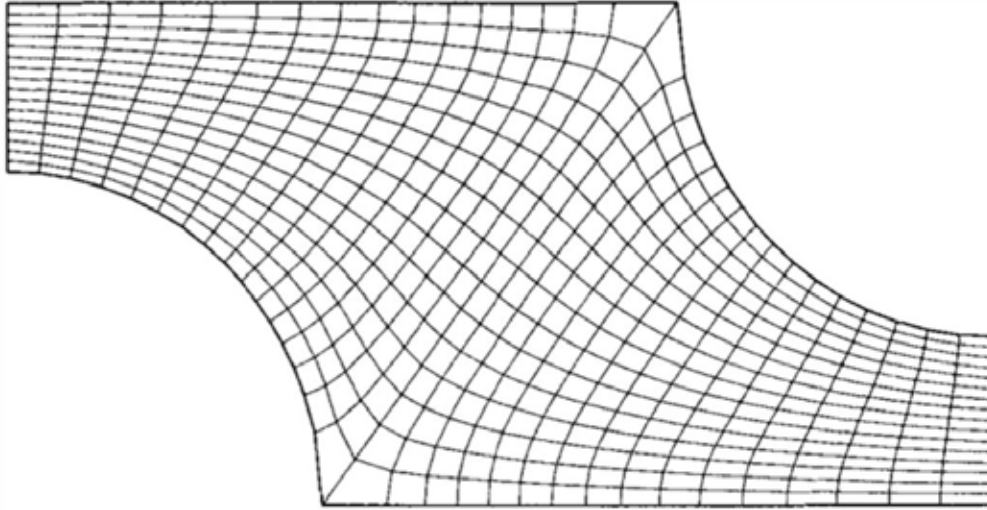


Figura 12: Cuadrícula estructurada en 2D.

Fuente: A. Pérez y C. Garre

Efectivamente, hay muchos solvers eficientes aplicables solamente a cuadrículas estructuradas. La desventaja de cuadrículas estructuradas es que pueden ser usadas solamente para dominios de solución geométrica simple. Otra desventaja es que podría ser difícil controlar la distribución de los puntos de la cuadrícula: la concentración de puntos en una región para razones de exactitud produce pequeños espacios innecesarios en otras partes del dominio solución y un desperdicio de recursos. Este problema es exagerado en los casos de 3D. Las celdas largas también podrían afectar la convergencia adversamente.

En las cuadrículas estructuradas en un bloque, hay dos (o más) niveles de subdivisión del dominio solución. Sobre el nivel rugoso, hay bloques en el que son relativamente grandes los segmentos del dominio; su estructura podría ser irregular y pueden o no ser superpuestos. Sobre el nivel (dentro de cada bloque) es definida una cuadrícula estructurada. El trato especial es necesario en las interfaces. En la figura 13 un mallado estructurado de bloque con combinación en las interfaces, es designado para el cálculo de la circulación del flujo en 2D alrededor de un canal cilíndrico y contiene tres bloques.

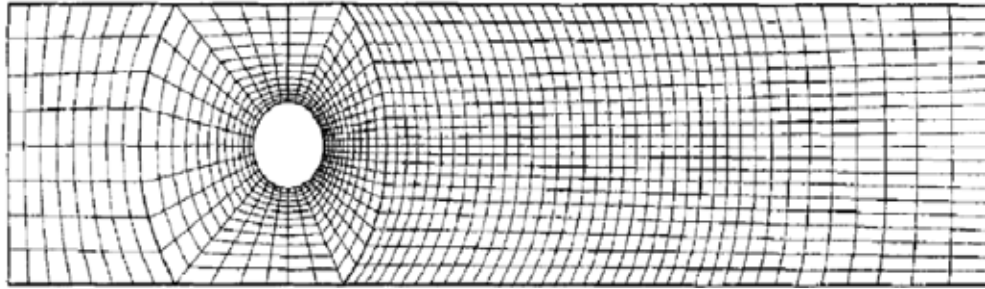


Figura 13: Mallado estructurado con interfaz ajustada.

Fuente: A. Pérez y C. Garre

En la figura 14 se presenta un mallado estructurado en bloque sin ajuste en la interface; usado para calcular la circulación alrededor de un hidrodensizador sumergido (hydrofoil). Consta de cinco bloques de cuadrículas de diferentes tamaños. Esta clase de cuadrícula es más flexible que los previos, cuando admite el uso de cuadrículas más finas en las regiones donde es requerida una gran resolución. El no ajuste en las interfaces puede ser tratado de una manera completamente conservadora. La programación es más difícil que para tipos de cuadrícula descritos antes. El Solver para mallas estructuradas puede ser aplicable como bloque, y los dominios de flujo complicados pueden ser tratados con estas cuadrículas. Es posible la refinación local del modo bloque (la cuadrícula puede ser refinada en algunos bloques).

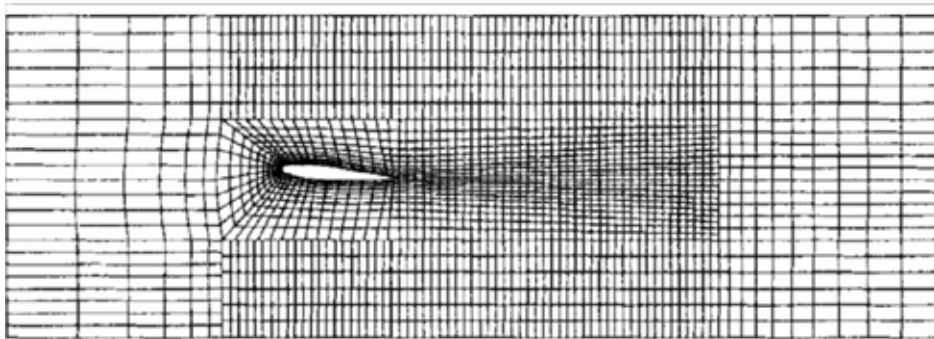


Figura 14: Mallado estructurado en bloque 2D sin interfaces ajustadas.

Fuente: A. Pérez y C. Garre

Las cuadrículas estructuradas con bloques con superposición se muestran en la figura 15. En la región de superposición, las condiciones de bordes para un bloque son obtenidas

interpolando la solución del otro bloque (en superposición). La desventaja de estas cuadrículas es que las leyes de conservación no se hacen cumplir fácilmente en los límites del bloque. La ventaja de este enfoque es que los dominios complicados son arreglados con más facilidad y puede ser usado en los siguientes cuerpos móviles: un bloque es fijado al cuerpo y se mueve con él, mientras que una cuadrícula inactiva cubre los entornos.

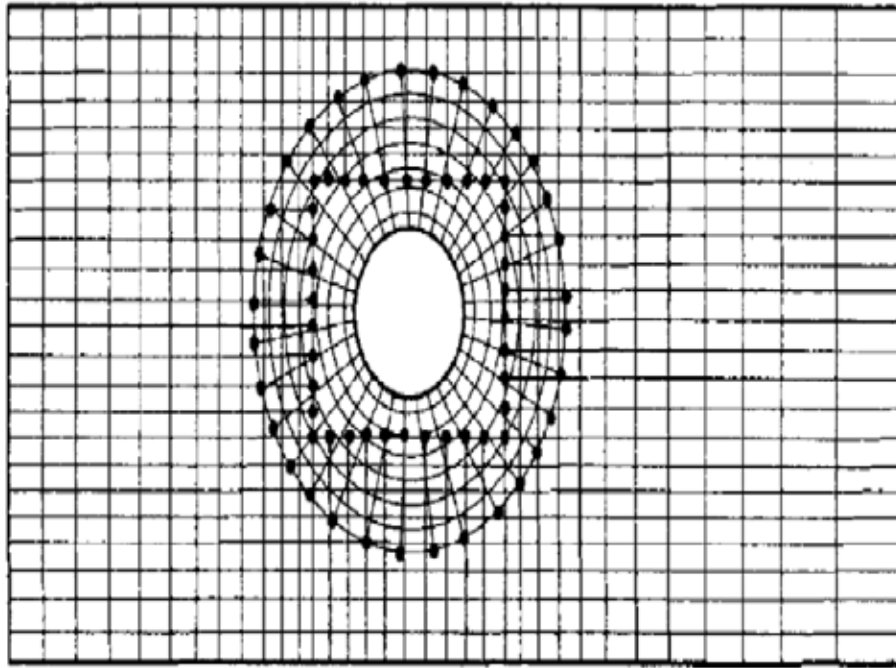


Figura 15: Mallado compuesto en 2D.

Fuente: A. Pérez y C. Garre

2.2.20.2 Cuadrículas (mallado) poco estructuradas

Consta de celdas de varias formas, comúnmente se emplean triángulos o cuadriláteros (2D) o tetraedros o hexaedros (3D). Se generan dos mallas no estructuradas para el mismo dominio que el de la figura 16, con la misma distribución de intervalo en los lados. A diferencia de la malla estructurada, en la no estructurada, no puede identificarse a las celdas de manera única mediante los índices i y j , en cambio, las celdas se numeran internamente de alguna otra manera por el paquete de la CFD.

Para configuraciones geométricas complejas, por lo general, es más fácil para el usuario del paquete de generación de malla crear una no estructurada. Por ejemplo, algunos paquetes

de CFD (usualmente antiguos) están escritos de manera específicas para mallas estructuradas, estos convergen con mayor rapidez y con mayor exactitud, por utilizar la identificación celdas por índices como se hace en caso de mallas estructuradas; los modernos paquetes de CFD de aplicación general ya no presentan este problema ya que pueden manejar mallas estructuradas y no estructuradas. Por lo que se generan menos celdas con una malla estructuradas que con una no estructurada.

En la figura 16 la malla estructurada de $8 \times 4 = 32$ celdas, mientras que la malla triangular no estructurada de la figura 16(a) tiene 76 celdas, y la malla cuadrilátera no estructurada de la figura 16(b) tiene 38 celdas, aun cuando se aplica la distribución de nodos en los lados de los tres casos.

A continuación, se presenta un ejemplo de malla no estructurada bidimensional con 9 nodos y 8 intervalos en los lados superior e inferior, y 5 nodos y 4 intervalos en los lados izquierdo y derecho. También la misma distribución de nodos que en la figura 16 (a) malla triangular no estructurada y (b) malla cuadrilátera no estructurada. La celda sombreada en (a) es levemente sesgada.

Útil para configuraciones muy complicadas, es el tipo de cuadrícula más flexible que puede ajustarse al límite de un dominio de solución arbitraria. En principio, tales cuadrículas podrían ser usadas con cualquier plan de discretización, pero se adaptan mejor al volumen finito y aproximaciones a elemento finito. Los elementos o los volúmenes de control podrían tener cualquier forma; no hay una restricción sobre el número de elementos vecinos o nodos. En la práctica, las cuadrículas hechas de triángulos o cuadriláteros en 2D, y tetraedros o hexaedros en 3D son usados a menudo. Tales cuadrículas pueden ser generadas automáticamente por los algoritmos existentes. Si se desea, la cuadrícula puede ser hecha de forma ortogonal, el radio de aspecto es fácilmente controlado, y la cuadrícula puede ser refinada fácilmente a nivel local. La ventaja de la flexibilidad es compensada por la desventaja de la irregularidad de la estructura de los datos. Las ubicaciones de los nodos y las conexiones vecinas necesitan ser especificadas explícitamente. Los “Solvers” para los sistemas de ecuaciones algebraicas son generalmente más lentos que para cuadrículas regulares.

Malla triangular no estructurada.

Malla cuadrilátera no estructurada.

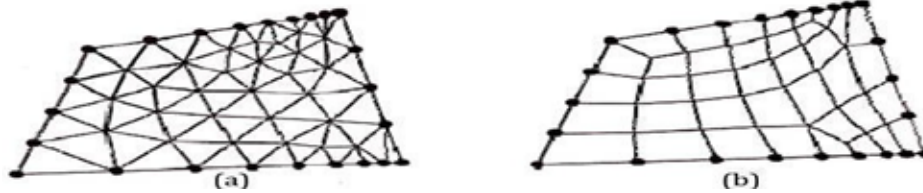


Figura 16: Malla no estructurada.

Fuente: A. Pérez y C. Garre

Las mallas poco estructuradas son usadas con métodos de elemento finitos, y cada vez más, con los métodos de volumen finitos. Los códigos de computación para cuadrículas poco estructuradas son más flexibles. No necesitan ser cambiados cuando la cuadrícula es refinada a nivel local, o cuando son usados los elementos o volúmenes de control de formas diferentes. Sin embargo, la generación del mallado y el pre-procesamiento son generalmente más difíciles. Un ejemplo de una cuadrícula poco estructurada, se muestra en la figura 17.

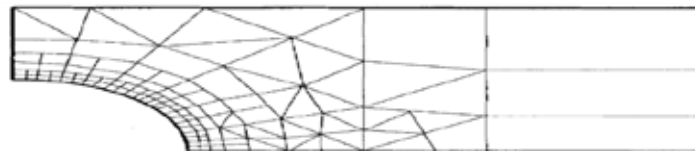


Figura 17: Ejemplo de mallado no estructurado en 2D.

Fuente: A. Pérez y C. Garre

En las capas límite, donde las variables de flujo cambian con rapidez en la dirección normal de la pared y requieren de mallas de alta resolución en la cercanía de ésta, las mallas estructuradas permiten una resolución mucho más fina que las no estructuradas para el mismo número de celdas. Las celdas de mallas estructuradas son más delgadas y están muy compactadas cerca del lado derecho a diferencia que las celdas de mallas no estructuradas.

2.3 Definición de Términos

Álabes: Es la paleta curva de una turbomáquina o máquina de fluido roto dinámica. Forma parte del rodete y, en su caso, también del difusor o del distribuidor. Los álabes desvían el flujo de corriente, bien para la transformación entre energía cinética y energía de presión.

Caudal: Cantidad de fluido que pasa por segundo por un área determinada.

Cantidad de movimiento: Es la cantidad de movimiento por unidad de volumen integrada sobre el volumen, donde la cantidad de movimiento por unidad de volumen es la densidad de la partícula material multiplicada por su velocidad.

Chorro Libre: Es considerado como un flujo fluido que fluye desde un conducto hacia una zona relativamente grande que contiene fluido, el cual tiene una velocidad respecto al chorro que es paralela a la dirección del flujo en el chorro.

Condición de estancamiento: Estado termodinámico en el cual la sustancia alcanza el reposo de forma adiabática y toda su energía se encuentra en forma de entalpía.

Entalpía: Es la cantidad de energía que un sistema puede intercambiar con su entorno.

Entropía: Puede definirse esquemáticamente como el "progreso para la destrucción" o "desorden inherente a un sistema".

Ecuación de continuidad: Se usa para relacionar la densidad del fluido, el área del fluido y la velocidad de éste en dos secciones del sistema donde existe flujo estable. Es válido para todos los fluidos, ya sean gases o líquidos.

Erosión: Desgaste producido en la superficie de un cuerpo por el roce o frotamiento de otro.

Estabilidad: Una medida de la capacidad de un sistema de resistir la perturbación. La capacidad de recuperar la posición original tras el cambio.

Flujo: El flujo de una cantidad por una superficie. Por ejemplo, el flujo de la energía siempre va desde algún lugar a otro lugar, es decir que la naturaleza del vector es importante.

Fluido: Se define como una sustancia que se deforma continuamente bajo la acción de un esfuerzo de corte, por tanto, en ausencia de este, no habrá deformación. Los fluidos pueden clasificarse de manera general de acuerdo con la relación entre el esfuerzo de corte aplicado y la relación de deformación.

Flujo incompresible: Es aquel en los cuales los cambios de densidad de un punto a otro son despreciables.

Flujo ideal: Es aquel flujo incompresible y carente de fricción. La hipótesis de un flujo ideal es de gran utilidad al analizar problemas que tengan grandes gastos de fluido, como en

el movimiento de un aeroplano o de un submarino. Un fluido que no presente fricción resulta no viscoso y los procesos en que se tenga en cuenta su escurrimiento son reversibles.

Flujo permanente: Llamado también flujo estacionario. Este tipo de flujo se caracteriza porque las condiciones de velocidad de escurrimiento en cualquier punto no cambian con el tiempo, o sea que permanecen constantes con el tiempo o bien, si las variaciones en ellas son tan pequeñas con respecto a los valores medios.

Flujo unidimensional: Es un flujo en el que el vector de velocidad sólo depende de una variable espacial, es decir que se desprecian los cambios de velocidad transversales a la dirección principal del escurrimiento. Dichos flujos se dan en tuberías largas y rectas o entre placas paralelas.

Flujo uniforme: Este tipo de flujos son poco comunes y ocurren cuando el vector velocidad en todos los puntos del escurrimiento es idéntico tanto en magnitud como en dirección para un instante dado o expresado matemáticamente.

Gradiente: El índice de mayor cambio por unidad de longitud de una variable en el espacio a partir de un punto de interés.

Rendimiento: Relación entre lo obtenido y lo invertido para obtenerlo.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1 Tipo de investigación

La investigación puede ser de varios tipos, y en tal sentido se puede clasificar de distintas maneras, sin embargo es común hacerlo en función de su nivel, de acuerdo a esto podemos clasificarlas en: Investigación exploratoria, la cual se efectúa sobre un tema u objeto desconocido o poco estudiado y su resultado constituye una visión aproximada de dicho objeto, Investigación descriptiva, la cual consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo con el fin de establecer su estructura o comportamiento, y la Investigación explicativa que se encarga de buscar el porqué de los hechos mediante el establecimiento de relaciones causa y efecto.

Esta investigación será de tipo descriptiva, ya que se caracteriza por describir el estudio numérico computacional de la interacción fluido-sólido en álabes de turbocompresores axiales.

3.2 Diseño de investigación

De acuerdo con Hernández (2004), el diseño de investigación constituye el plan general del investigador para conseguir una respuesta clara a sus interrogantes o comprobar una hipótesis de investigación. El diseño de la investigación se encarga de detallar las estrategias básicas que el investigador adopta para conseguir información exacta y que se pueda interpretar. El tipo de investigación es la manera que se va a adoptar para cumplir con los objetivos, existen varios tipos de investigación los cuales pueden ser; Experimental, de Campo o Documental.

En base al objetivo general, se concibe que el nivel de la actual investigación sea de tipo documental ya que en este se busca estudiar numéricamente mediante el uso de un computador la interacción fluido-sólido en álabes de turbocompresores axiales. Por lo tanto, el estudio se encuentra alineado en este nivel documental. Según Zorrilla (1993), la investigación documental es aquella que se realiza a través de la consulta de documentos (libros, revistas, periódicos, memorias, anuarios, registros, códigos, constituciones, etc.).

3.3 Nivel de la investigación

El nivel de conocimiento es descriptivo, y éste consiste en la caracterización de un hecho, fenómeno, individuo o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento. Hernández (2004), señala que la investigación descriptiva busca especificar propiedades, características y rasgos importantes de cualquier fenómeno que se analice. Teniendo como objetivo indagar la incidencia y los valores en que se manifiestan una o más variables al ubicar, categorizar y proporcionar la visión de una comunidad, un evento, un contexto, un fenómeno o situación.

En este orden de ideas, la investigación se basa en describir la interacción fluido-sólido en álabes de turbocompresores axiales, en una situación rigurosamente controlada y de esta manera fijar los parámetros por los cuales se registrará la investigación.

3.4 Población y muestra

La población Hurtado y Toro (2001), la definen como: “es la composición de todos los elementos a ser estudiados y a quienes podrán ser generalizados los resultados de la investigación, una vez concluida ésta, para lo que es necesario que la muestra con la cual se trabaje sea representativa de la población”. Por ende, la población será las diferentes curvas características y gráficas experimentales que muestran los fabricantes. La muestra a emplear en este proyecto es una muestra del tipo no probabilística, donde Véliz, y Arredondo determinan en su trabajo de grado titulado Aspectos Teóricos sobre tipos de Muestreo, que este tipo de muestra es: “aquel tipo de muestra para el cual no puede calcularse la probabilidad de extracción de una determinada muestra (p. 30)”.

Por lo tanto, las muestras seleccionadas son: los diferentes esfuerzos y cargas que presenten los álabes del turbocompresor al finalizar la simulación.

3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

De acuerdo con Hernández, Fernández y Baptista (1998) se define a la técnica de recolección de datos como “las observaciones que consisten en el registro sistemático, cálido y confiable de comportamientos o conductas”. Las técnicas para la recolección de datos son básicamente: revisiones bibliográficas, entrevistas, registros de prensa, observaciones

directas, entre otras. Existen diversos instrumentos para la recolección de estos datos los cuales son: computadores, lápiz, hojas, grabadoras, fotografías, entre otras.

Las técnicas a utilizar en el presente trabajo serán:

Localización y consolidación de los datos.

Revisión documental: Esta técnica se realizará con el fin de profundizar la información recopilada con todas las aplicadas anteriormente, esta comprende la búsqueda de la información de documentos empresariales, que contribuyan al conocimiento del comportamiento de sucesos realizados que sirvan de apoyo para el desarrollo de teorías pertinentes para la resolución de problemas. (Candelo, 2006).

Y, por último, en el presente trabajo se contará con la utilidad de computadoras para conseguir los resultados obtenidos por la simulación que describen el comportamiento solido-fluido en el alabe, con los cuales se procede a comparar con valores experimentales realizados anteriormente.

3.6 Fases metodológicas

Se describirán de manera individual, las respectivas acciones, procedimientos, técnicas y actividades a realizar, para dar cumplimiento a cada uno de los objetivos específicos planteados.

Fase I: “Investigación sobre de las variables que intervienen en el comportamiento del campo de flujo a través de un turbocompresor axial”

A través de los diferentes antecedentes seleccionado y apoyados por material bibliográfico técnico sobre turbomáquina y flujo incomprensible, se identificarán las variables que permiten la explicación fenomenológica del paso del fluido a través del dominio del rotor de un turbocompresor axial, involucrando todas las condiciones de flujo que puedan presentarse, con la finalidad de caracterizar la interacción fluido-sólido.

Fase II: “Selección de un perfil de álabe para turbocompresores axiales y caracterizarlo”

Luego de una exhaustiva investigación y documentación en base a varios artículos científicos y estudios sobre el campo de flujo incomprensible a través de un turbocompresor

axial, se seleccionará un perfil de alabe que será el modelo a estudiar. Se determinan los parámetros dimensionales y condiciones de flujo para la aplicación de la investigación.

Fase III: “Moldeo mediante una herramienta CAD el perfil del alabe seleccionado”

Una vez seleccionado el perfil del alabe se modelará mediante una herramienta de dibujo asistido por computadora CAD por sus siglas en inglés, a fin de manejarlos como data necesaria para realizar los objetivos del proyecto de investigación.

Fase IV: “Simulación del campo de flujo mediante una herramienta de dinámica de fluidos computacional CFD bajo el concepto de FSI (Fluid–Solid interaction)”

En este punto ya realizado la revisión bibliográfica satisfactoria, se determinan los modelos matemáticos más apropiados para la realización numérica basándose en la interpretación de la investigación bibliográfica y de ser necesaria la comparación de los resultados obtenidos en la simulación del campo de flujo se realiza a través de la configuración del software ANSYS® Workbench CFX®, es decir, una herramienta que aplica CFD (computational fluid dynamics) bajo el concepto de FSI (Fluid–Solid interaction) para ejecutar algoritmos computacionales seleccionados para la solución de los modelos matemáticos, estableciendo también los criterios de convergencia que tendrá a la hora de realizar los cálculos, donde se especifica el número máximo de iteraciones o pasos a realizar para el cálculo, así como el valor objetivo del criterio de convergencia ya sea residual o máximo.

Fase V: “Presentación de los resultados en forma de data y gráficas para facilitar su interpretación”

Por último, conociendo la solución de los modelos matemáticos del alabe bajo condiciones de trabajo al cumplirse esto se podrá generar la data, gráficos y/o diagramas para la descripción de las variables involucradas, para así generar una presentación y se obtenga fácil acceso a su interpretación.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

En este capítulo se presenta el resultado de cada una de las fases metodológicas a fin de cumplir con los objetivos de analizar numéricamente el campo de flujo alrededor de un perfil de álabe de aerogeneradores de baja potencia, donde sus dimensiones fueron seleccionadas por los autores del presente trabajo, cumpliendo así, el rango de trabajo para los que fueron diseñados según los fabricantes de dichos álabes.

4.1 INVESTIGACIÓN SOBRE DE LAS VARIABLES QUE INTERVIENEN EN EL COMPORTAMIENTO DEL CAMPO DE FLUJO A TRAVÉS DE UN TURBOCOMPRESOR AXIAL.

Las variables identificadas como resultado de la investigación y el análisis de los procesos de compresión de aire de turbocompresores axiales son las siguientes:

Presión de entrada (P1 o Po)

Presión de salida (P2 o Pf)

Temperatura de entrada (T1 o To)

Temperatura de salida (T2 o Tf)

Flujo másico (kg/s)

Velocidad del flujo

Además, se tienen las propiedades del fluido a la temperatura de 25°C.

Masa molar del aire = 28.96 kg/kmol

Densidad del aire = 1.185 kg.

Capacidad de Calor Especifica = 1.004 J/kg K

Cabe destacar que la presión de referencia está establecida en 1 atm.

4.2 SELECCIÓN DE UN PERFIL DE ÁLABE PARA TURBOCOMPRESORES AXIALES Y CARACTERIZARLO.

Para poder seleccionar un perfil de un turbocompresor se investigan los parámetros de operación más importantes de algunos motores de similar potencia, la figura 18 muestra valores de los parámetros

PARÁMETROS DE OPERACIÓN OBTENIDOS DESPUÉS DE LA OPTIMIZACIÓN	
Potencia de salida [kW]	1300.5
SFC [$\frac{kg}{kW \cdot h}$]	0.3293
η_T	0.25235
NO_x	0.14588
π_C	8.632
\dot{m} [$\frac{kg}{s}$]	9.502
η_{ISC}	0.82
η_{IST}	0.85
π_a	3.258
Velocidad rotacional turbina libre [rpm]	20000

Figura 18. Parámetros de operación de motores.

Fuente: Tovar, Súa y Sánchez (2016)

A su vez, los datos de la figura 18. Corresponden a los parámetros de operación para el diseño del compresor. Obtenido los datos de operación ya se puede conocer las variables de entrada y salida del compresor, se definen 9 etapas de trabajo definiendo como estación 1 los valores de entrada en la primera etapa y estación 2 como los valores de salida de la última etapa, como se observa en la figura 19.

PRESIÓN Y TEMPERATURA DEL GAS EN CADA ESTACIÓN		
Estación	Presión [kPa]	Temperatura [K]
1	74.21	271.575
2	667.89	556.28

Figura 19. Valores de entrada y salida del turbocompresor axial.

Fuente: Tovar, Súa y Sánchez (2016)

Definida la entrada y salida del turbocompresor se procede al dimensionamiento del rodete y el alabe de trabajo en este proyecto de grado se trabajará con la tercera etapa del

turbocompresor teniendo los valores de entrada y salida como se observa en la figura 20, posteriormente se define la cantidad de alabes y su dimensionamiento como se observa en la figura 21 y 22.

ETAPA 1	
Aumento de temperatura en la etapa [K]	31
Factor de trabajo	0.98
Grado de reacción	0.77
β_1 [deg]	56
β_2 [deg]	39.5
α_1 [deg]	0
α_2 [deg]	33.45
Cw 1 [m/s]	0
Cw 2 [m/s]	118.918
Número de Haller	0.7238
ETAPA 2	
Aumento de temperatura en la etapa [K]	30
Factor de trabajo	0.98
Grado de reacción	0.8
β_1 [deg]	56.44
β_2 [deg]	41
α_1 [deg]	-1.3
α_2 [deg]	31.66
Cw 1 [m/s]	-4.08
Cw 2 [m/s]	111
Número de Haller	0.73
ETAPA 3	
Aumento de temperatura en la etapa [K]	29
Factor de trabajo	0.88
Grado de reacción	0.9
β_1 [deg]	59.2
β_2 [deg]	44.78
α_1 [deg]	-11
α_2 [deg]	26.228
Cw 1 [m/s]	-35.2
Cw 2 [m/s]	88.68
Número de Haller	0.7203

Figura 20. Etapas del turbocompresor axial.

Fuente: Tovar, Súa y Sánchez (2016)

DIMENSIONES ÁLABES	
Número de álabes	32
Espaciamiento (s) [m]	0.02531
Cuerda (c) [m]	0.01687
Altura (h) [m]	0.05132
Relación de aspecto	3.041

Figura 21. Dimensiones de alabe.

Fuente: Tovar, Súa y Sánchez (2016)

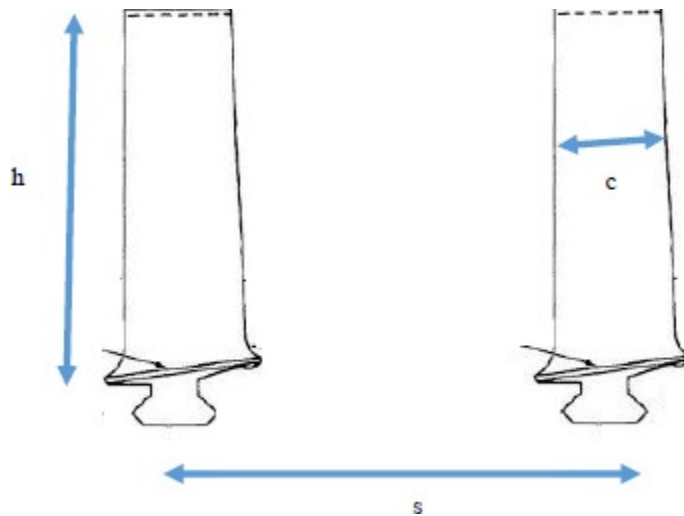


Figura 22. Dimensionamiento de alabe.

Fuente: Tovar, Súa y Sánchez (2016)

Ya definido el turbocompresor se procede a la selección del perfil a seleccionar el cual, fue un NACA serie 65 -210 debido al desempeño como se observa en la figura 23.



Figura 23. Perfil de alabe NACA 65-210.

Fuente: airfoiltools.com (2019)

4.3 MODELADO MEDIANTE UNA HERRAMIENTA CAD EL PERFIL DEL ALABE SELECCIONADO.

A realizar el modelo del perfil NACA 65-210 se escogió como herramienta CAD el software de SolidWork versión 2016 edición de 64 bits. La cual posee las herramientas para la correcta elaboración del alabe.

Como base en el modelado del álabe se requiere el perfil característico del elemento, este perfil se encuentra estandarizado como hemos podido ver previamente, y dicha estandarización permite que la forma de dicho perfil se encuentre parametrizado como una curva generada por un conjunto de coordenadas. Las coordenadas requeridas para el perfil 65-210 se han obtenido de la página UIUC Applied Aerodynamics Group Department of Aerospace Engineering.

Una vez adquirido el conjunto de coordenadas se debe guardar los datos en un archivo .txt esto con la finalidad de lograr importar la información al software CAD. La página UIUC Applied Aerodynamics Group representan al perfil de álabe seleccionado, sin embargo, el ancho del perfil obtenido es dichas coordenadas es de un milímetro, es por esto que es necesario aumentar las dimensiones ver figura 24.

16	0	0	0	0	0
15.20224	0.09952	0	0.0904	-0.11504	0
14.40448	0.21232	0	0.13152	-0.13744	0
13.60608	0.32912	0	0.21296	-0.16944	0
12.80704	0.44528	0	0.41472	-0.2216	0
12.0072	0.55664	0	0.81632	-0.29744	0
11.20688	0.66048	0	1.21696	-0.35536	0
10.40576	0.75392	0	1.61696	-0.40336	0
9.60432	0.83472	0	2.41616	-0.47872	0
8.80224	0.9	0	3.21456	-0.53536	0
8	0.9464	0	4.01264	-0.57712	0
7.19744	0.96928	0	4.81024	-0.60608	0
6.39488	0.97072	0	5.60784	-0.62304	0
5.59216	0.95264	0	6.40512	-0.628	0
4.78976	0.91712	0	7.20256	-0.61888	0
3.98736	0.86352	0	8	-0.59344	0
3.18544	0.79008	0	8.79776	-0.5496	0
2.38384	0.69408	0	9.59568	-0.492	0
1.58304	0.5688	0	10.39424	-0.42432	0
1.18304	0.49104	0	11.19312	-0.34944	0
0.78368	0.39856	0	11.9928	-0.27024	0
0.38528	0.28112	0	12.79296	-0.19056	0
0.18704	0.20368	0	13.59392	-0.11376	0
0.10848	0.15984	0	14.39552	-0.04688	0
0.0696	0.13104	0	15.19776	0.0016	0
0	0	0	16	0	0

Figura 24. Aumento de las coordenadas de Perfil.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Una vez realizado el aumento en la escala de las coordenadas se debe guardar la coordenada correspondiente en archivos .txt como se observa en la figura 25.

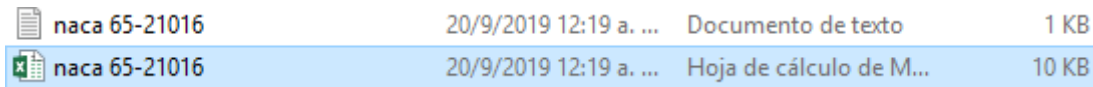


Figura 25. Coordenada Perfil NACA 65-210 ampliada.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Una vez obtenido el perfil en escala de trabajo se procede a introducir la curva en SolidWork para la construcción del alabe (Figura 26), introducida la curva se generan 3 planos en paralelo y se le ingresa el ángulo de ataque al alabe el cual, en nuestro proyecto fue de 15° debido a los parámetros que se pueden observar en la figura 20, al rotar 15° la curva y proyectar sobre los planos se forma una ruta (ver figura 27), para el recubrimiento en SolidWork (ver figura 28).

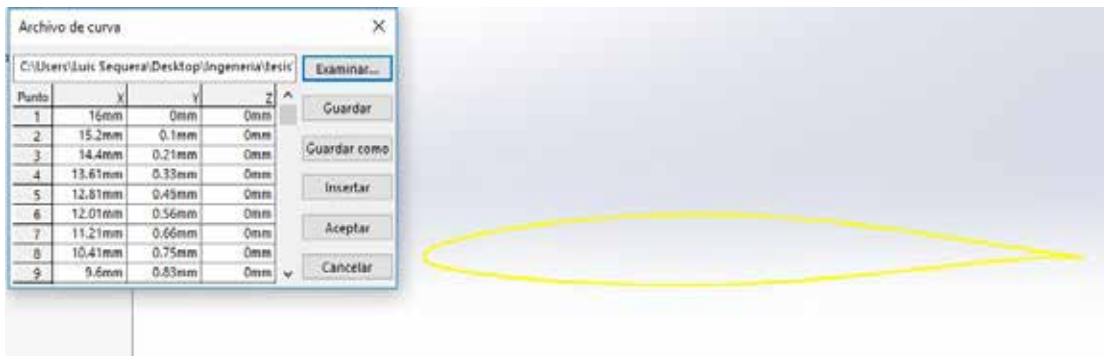


Figura 26. Curva del alabe.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

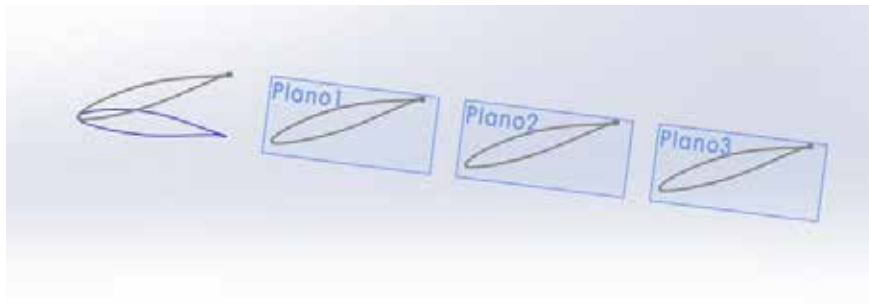


Figura 27. Planos de formación del alabe.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

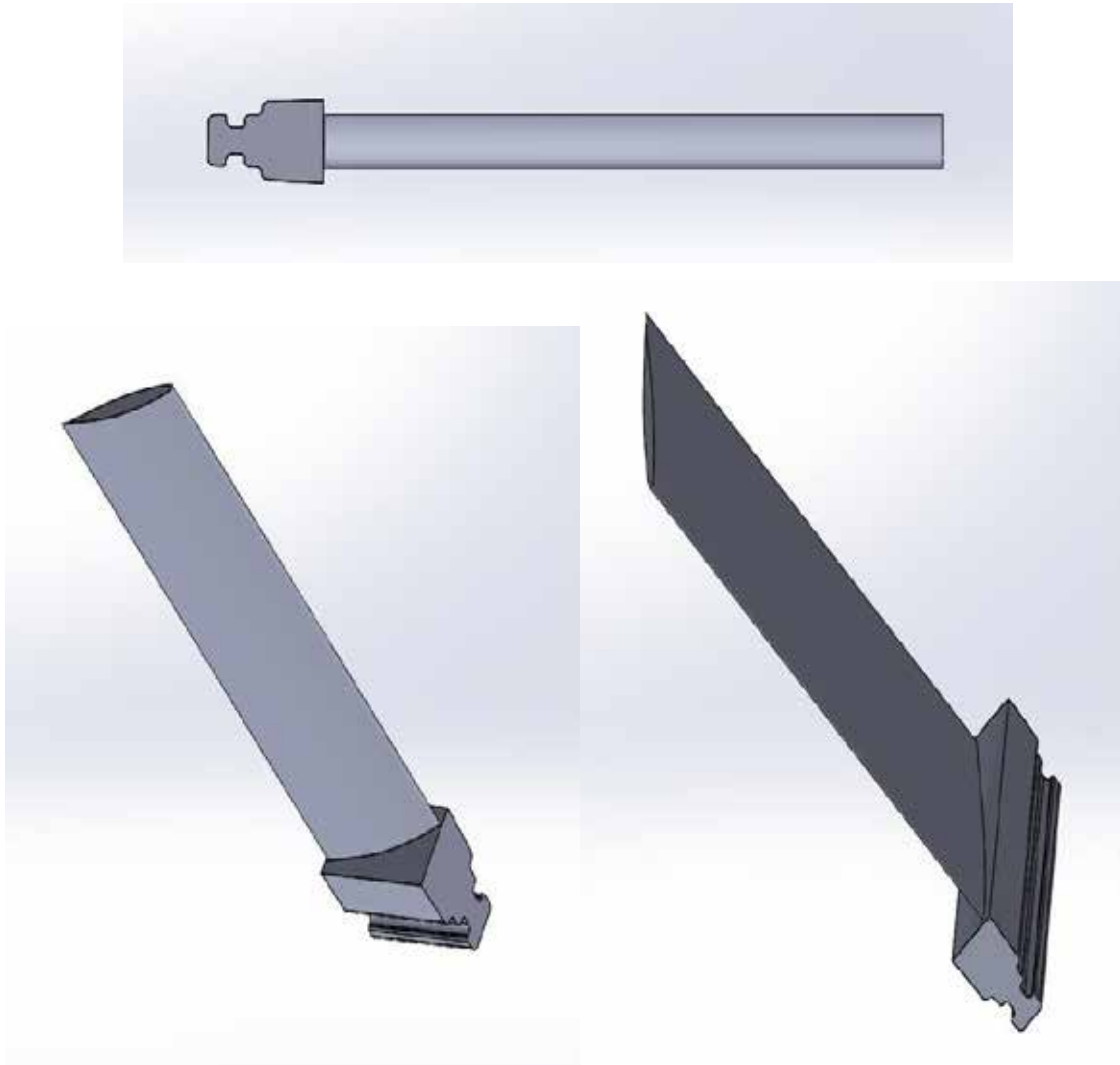


Figura 28. Alabe generado.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Al tener definido ya el alabe como un sólido se procede a la creación del dominio donde trabajara dicho alabe, este dominio hay que generarlo alrededor del contorno del alabe con los dimensionamientos obtenidos de la figura 22, siendo S la separación entre alabe y alabe se puede definir que desde el punto medio del alabe este tendrá un arco de circunferencia denominado $S/2$ como espacio tanto como a su derecha como izquierda este arco de circunferencia debe cortar justo en la base del alabe para así generar el dominio de trabajo del alabe (ver figura 29).

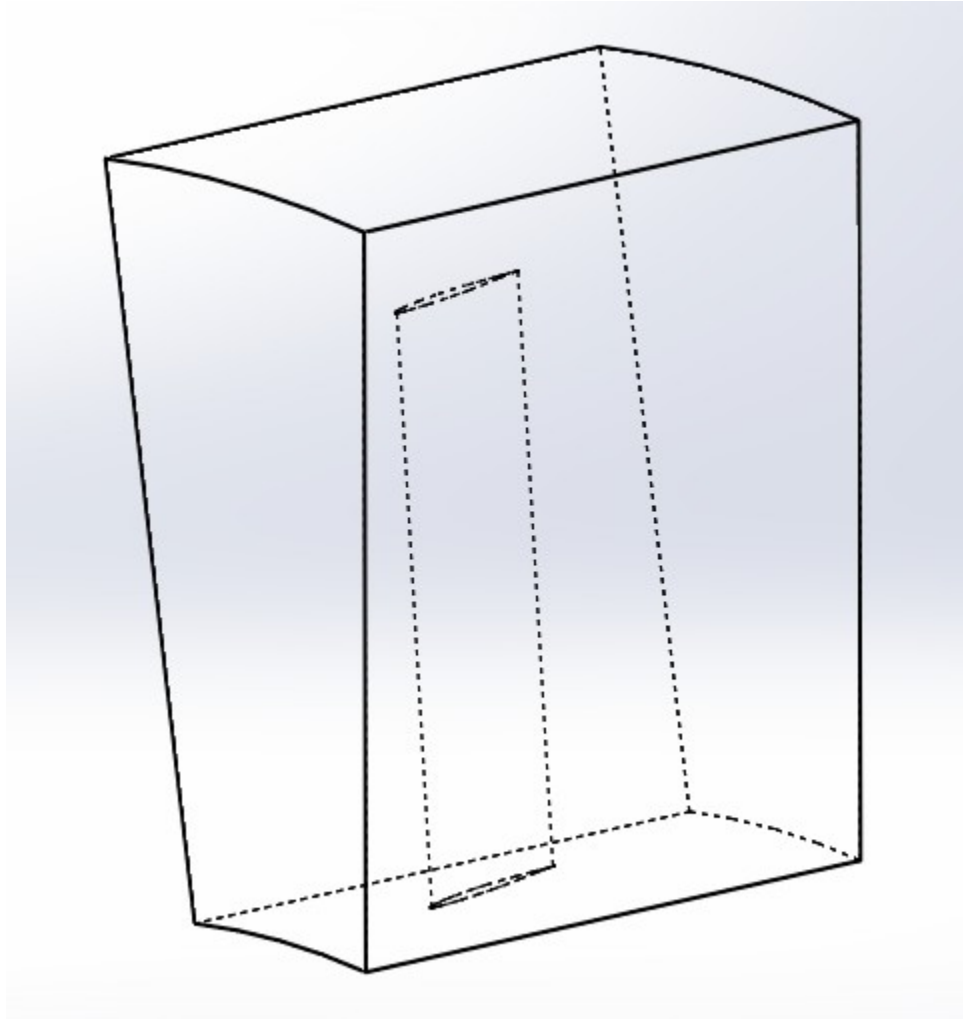


Figura 29. Volumen de control del alabe generado.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

4.4 Simulación del campo de flujo mediante una herramienta de dinámica de fluidos computacional CFD bajo el concepto de FSI (Fluid–Solid interaction).

El software ANSYS Workbench es una herramienta con cada vez mayor renombre debido a la amplia gama de estudios que abarca, permitiendo a los diseñadores simular las condiciones de trabajo de los elementos que estén desarrollando. ANSYS Workbench 18.1 entre sus múltiples funciones posee módulos de simulación de fluidos ideales para la

elaboración de los estudios requeridos en la interacción del turbocompresor axial, así mismo permite la interacción del fluido-sólido.

Una vez cargado el programa este despliega la interfaz (ver figura 30) que le permite al usuario desarrollar los diferentes proyectos en los que se encuentre trabajando. La interfaz le muestra del lado izquierdo las múltiples opciones que se pueden desarrollar, tanto estudios térmicos, de fluidos, eléctricos entre otros. Del lado derecho se puede visualizar un gran recuadro blanco el cual hace referencia a la pantalla de proyecto, en dicha pantalla se mostrarán cada uno de los parámetros que se coloquen en el análisis y como se relacionan entre sí.

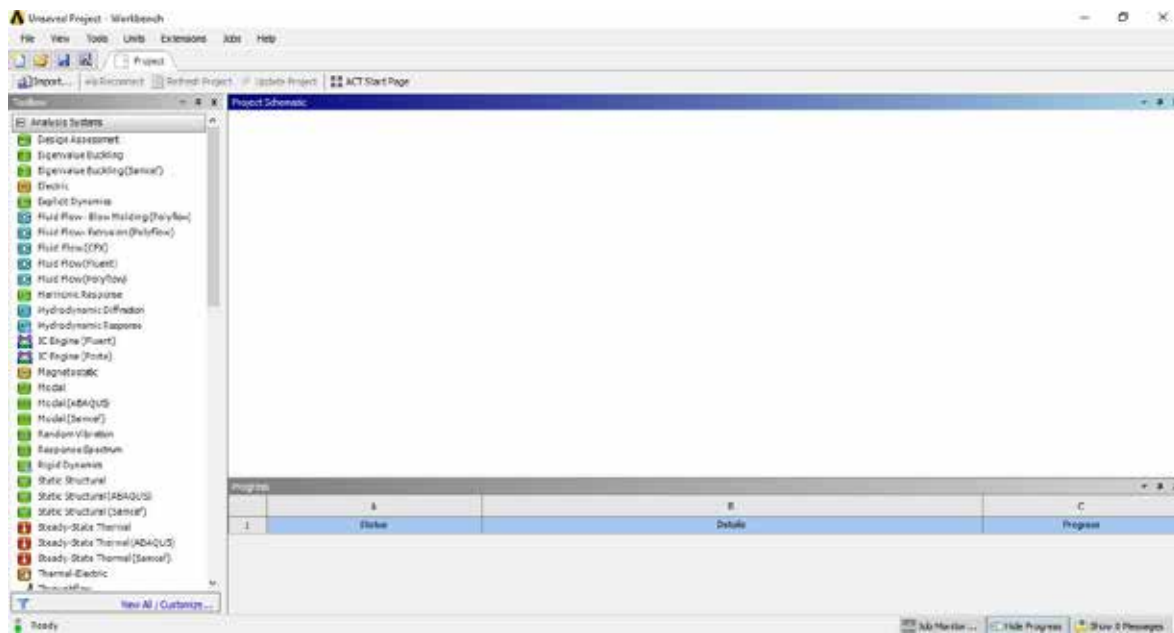


Figura 30. Interfaz de Inicio característica de ANSYS Workbench 18.1.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Ya en la interfaz de usuario que presenta ANSYS Workbench 18.1 se debe introducir aquel dominio de estudio al que se le harán los diferentes análisis, para esto en el menú ubicado al lado izquierdo se busca la opción de “geometry” y se arrastra al panel izquierdo la opción colocándolo en el cuadro rojo que se visualizara, una vez realizado esto quedara en la pantalla del proyecto las opciones disponibles referentes a la geometría a estudiar (ver figura 31).

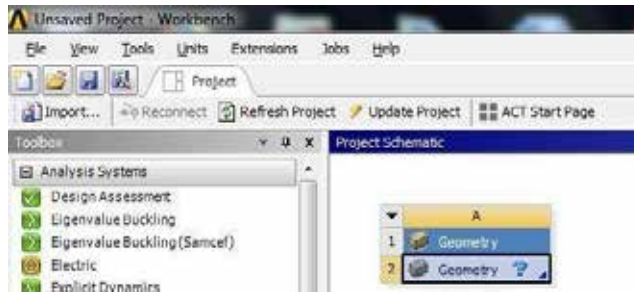


Figura 31. Selección de la opción Geometría.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Con la opción geometría seleccionada se encamino al recuadro que ahora se visualiza en la pantalla de proyecto, más específicamente al identificado como “Geometry” y dando click derecho sobre él, desplegando las opciones y escogiendo “Import Geometry >> Browse” (ver figura 32) esto con la finalidad de importar el modelo del dominio de estudio previamente realizado en el software CAD.

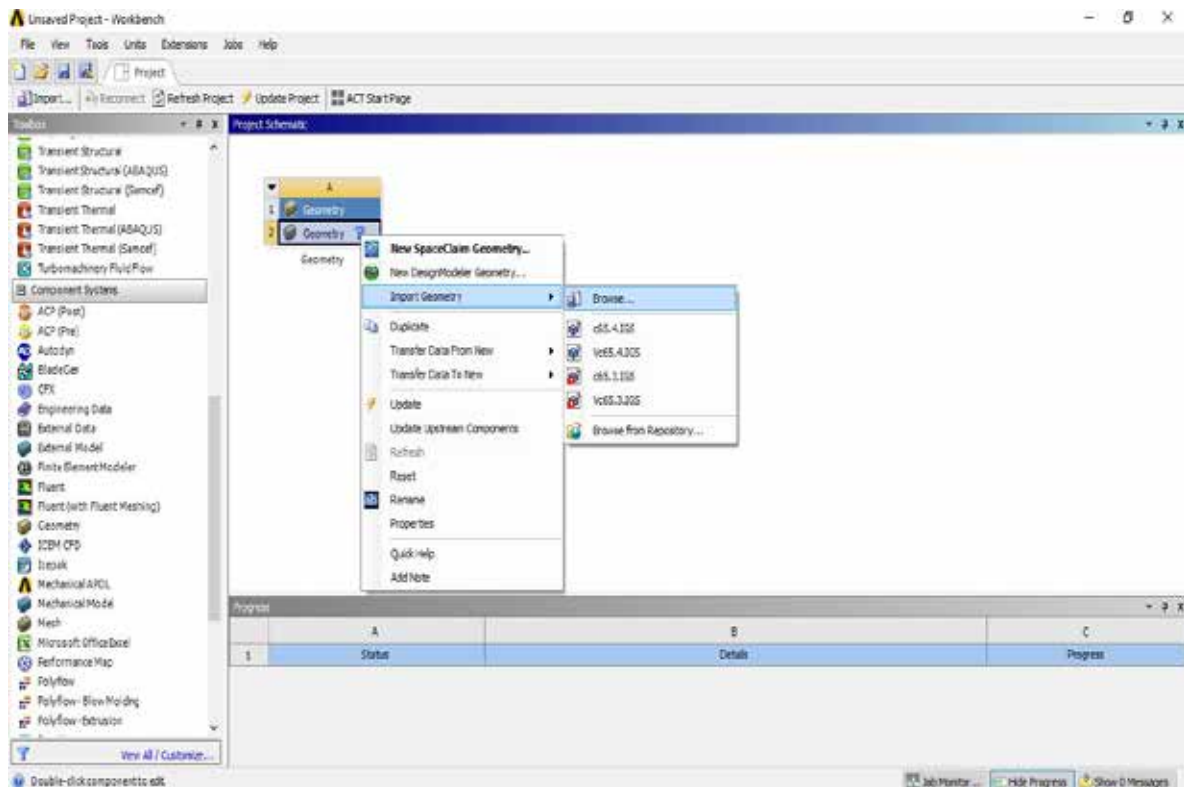


Figura 32. Opciones para importar modelo del Software CAD.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Una vez ubicado el modelo objetivo para el estudio y habiendo sido importado exitosamente se mostrará al lado de la opción Geometry un chek de color verde, esto indica que la geometría creada previamente ha sido reconocida satisfactoriamente (ver figura 33).

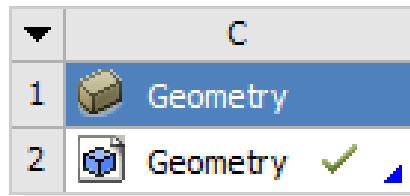


Figura 33. Geometría insertada reconocida.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Al tener importada la geometría exitosamente, se procede a la definición del volumen de control para esto se debe primero generar el mayado del mismo, para esto se buscó el análisis denominado “mesh” en el menú izquierdo vertical, una vez encontrado se arrastra la opción hasta el recuadro señalado en el lado derecho (ver figura 34).

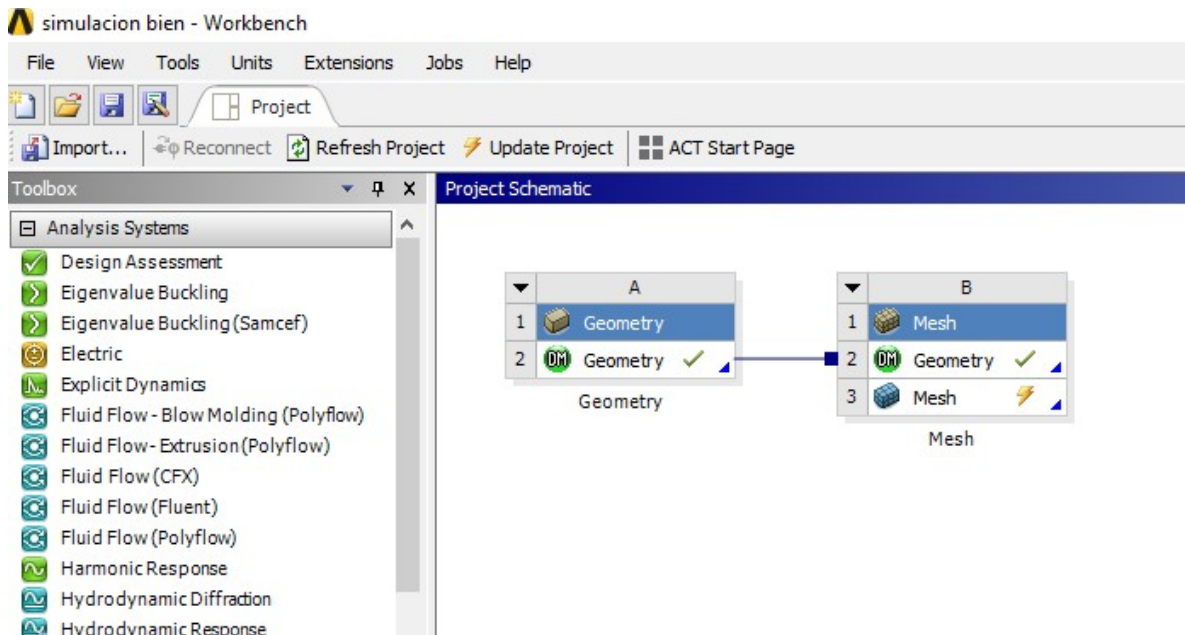


Figura 34. Introducción de la interfaz mesh.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Al visualizar el nuevo recuadro desplegado se pudo observar los parámetros que posee, originalmente estos se encuentran acompañados por un signo de interrogación, esto indica

que no hay nada definido en ellos. El primer parámetro en encontrar es el que hace referencia a la geometría, aunque este se encuentra en el mismo estado de falta de identificación no es necesario realizar todo el proceso nuevamente ya que este ya está hecho, lo único que se debe hacer es arrastrar la pestaña de Geometry ubicada en el recuadro anterior hasta la de Geometry dentro del recuadro de “mesh” desplegado, al soltar la opción arrastrada se visualizara como aparece una línea azul uniendo ambas casillas y además aparecerá un check verde en el recuadro del estudio de fluidos (ver figura 36).

La opción siguiente sin identificar es la que se refiere al mallado del volumen de control, se encuentra identificada como “Mesh”, para configurar esta opción se dará click derecho en la opción y seleccionar “Edit” (ver figura 35).

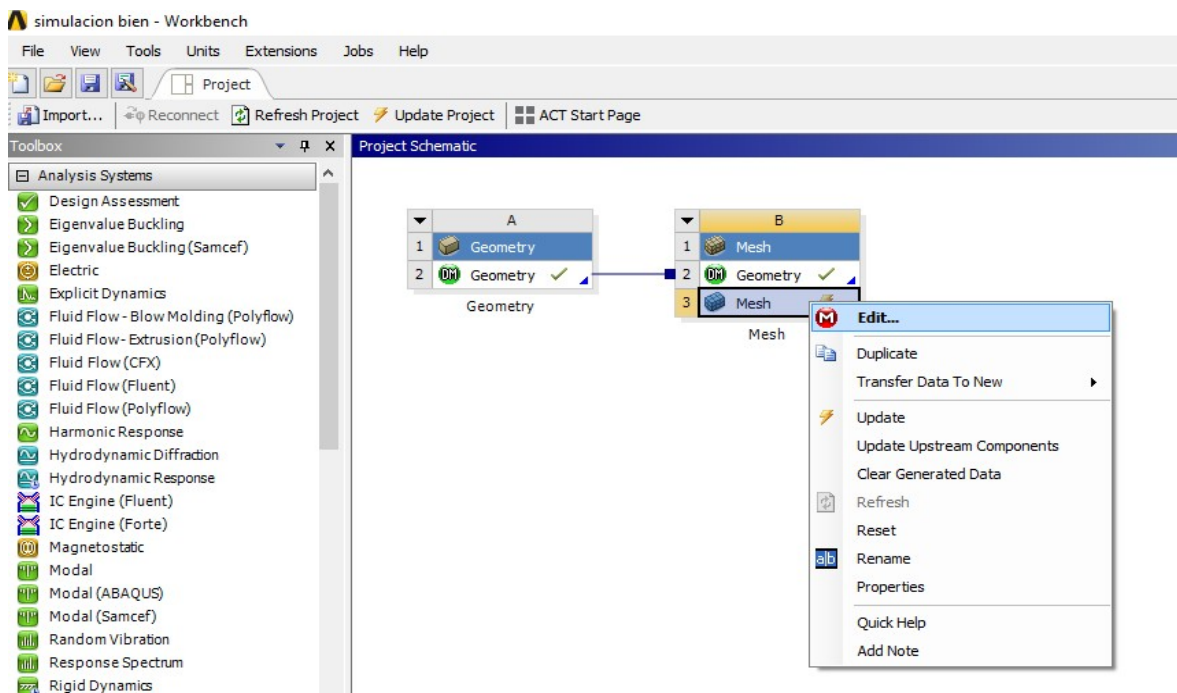


Figura 35. Relación entre geometrías y selección de edición del mallado.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Al igual que las veces anteriores en las que se accede a opciones dentro de los recuadros de estudio se genera una nueva interfaz destinada a la elaboración del mallado del volumen del control el cual se visualiza apenas uno ingresa (ver figura 36). Estando en la interfaz se procede a la elaboración del mallado lo cual se inicia dirigiéndonos al menú izquierdo y

seleccionando la palabra “Mesh” esto desplegara las opciones de mallado y todos aquellos parámetros que debemos determinar para especificar el tiempo de mallado que se ajuste más a los requerimientos tanto de diseño como de estudio (ver figura 37).

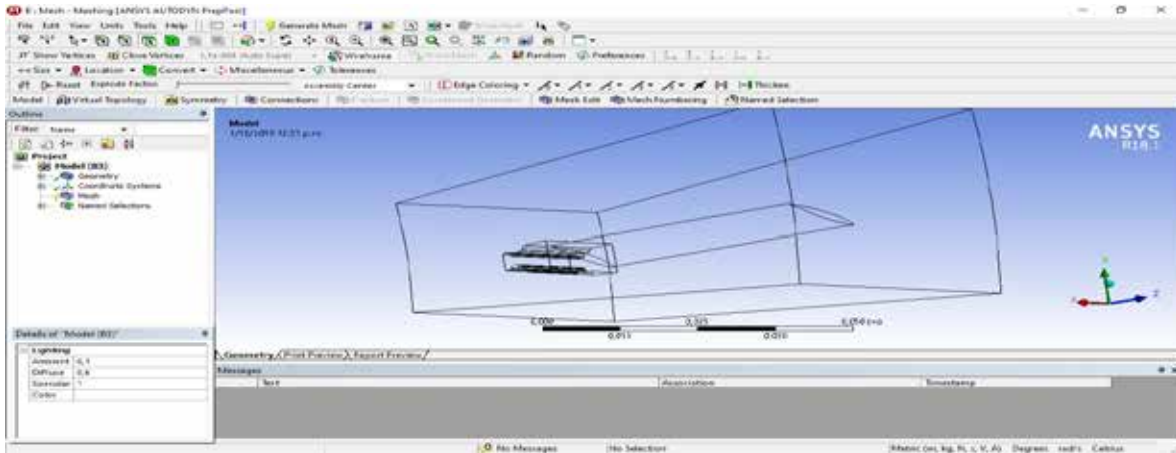


Figura 36. Interfaz para la edición del mallado.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Body Color
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	CFX
<input type="checkbox"/> Relevance	0
Element Order	Linear
Sizing	
Size Function	Curvature
Relevance Center	Coarse
Transition	Coarse
Span Angle Center	Medium
<input type="checkbox"/> Curvature Nor...	Fine
<input type="checkbox"/> Min Size	Default (1,158e-003 m)
<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (0,11580 m)
<input type="checkbox"/> Max Tet Size	Default (0,23160 m)
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,20)
Automatic Mesh ...	On
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (5,79e-004 m)

Figura 37. Parámetros para la configuración del mallado deseado.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Una vez seleccionados los parámetros según sean requeridos se procede a la generación del mallado en el volumen de control, esto se realiza simplemente dirigiéndose a la parte

superior del menú izquierdo, dando click derecho sobre la opción “Mesh” y seleccionando “Generate Mesh”, esto producirá que el programa comience a realizar la acción configurada lo cual puede tomar un tiempo dependiendo de la calidad y complejidad determinadas para la elaboración del mallado. La selección de mallado se hizo fina por el perfil del álabe tiene una curvatura en todo el cuerpo y esto ayuda a tener mejor resultado en esas zonas curvas del volumen de control.

Esperado el tiempo requerido para que el software lleve a cabo los procesos que requerirá, se obtiene la generación del mallado tal cual lo fue especificada, siendo este evidenciado en la pantalla de visualización (ver figura 38), al acercarse el sólido se puede visualizar como a medida que se acerca a la superficie del cuerpo del álabe el mallado se vuelve más detallado, recubriendo cada curvatura e inclinación que este cuerpo puede tener, esto permite que al realizar la simulación los valores obtenidos sean más cercanos a la realidad.

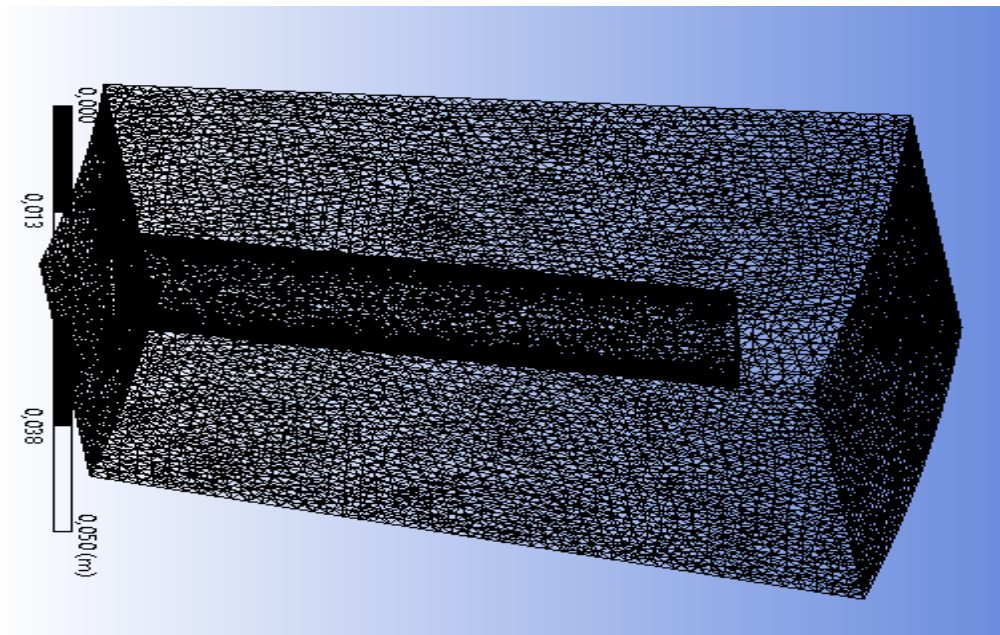


Figura 38. Mallado del volumen de control.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

En la figura 38 se presenta el resultado de la configuración y generación del mallado en el volumen de control, un mallado fino y con mayor cantidad de nodos separados por una

menor área genera resultados de mayor precisión permitiendo de esta manera acercarnos al comportamiento encontrado por el cuerpo en su entorno de trabajo real.

Una vez el mallado está listo se sale de la interfaz actual regresando a la pantalla de proyectos del software, ahora se visualiza que al lado de la sección “Mesh” aparece un check verde el cual indica que la creación del mayado se ha realizado adecuadamente. Se procede al análisis del volumen de control para esto se buscó el análisis denominado “CFX” en el menú izquierdo vertical, una vez encontrado se arrastra la opción hasta el recuadro señalado en el lado derecho. Al visualizar el nuevo recuadro desplegado se pudo observar los parámetros que posee, originalmente estos se encuentran acompañados por un signo de interrogación, esto indica que no hay nada definido en ellos. El primer parámetro en encontrar es el que hace referencia a “Setup”, lo único que se debe hacer es arrastrar la pestaña de “Mesh” ubicada en el recuadro anterior hasta la de “Setup” dentro del recuadro de “CFX” desplegado, al soltar la opción arrastrada se visualizará como aparece una línea azul uniendo ambas casillas y además aparecerá tres flechas que forman un círculo color verde en el recuadro del estudio de fluidos.

Con la sección de “Setup” sección en la cual se establece los diferentes parámetros de simulación, para acceder a esta interfaz se realizan las mismas acciones que en su predecesora, ubicando el puntero sobre la opción y con clic derecho se despliega la opción para seguidamente entrar en “Edit” (ver figura 39).

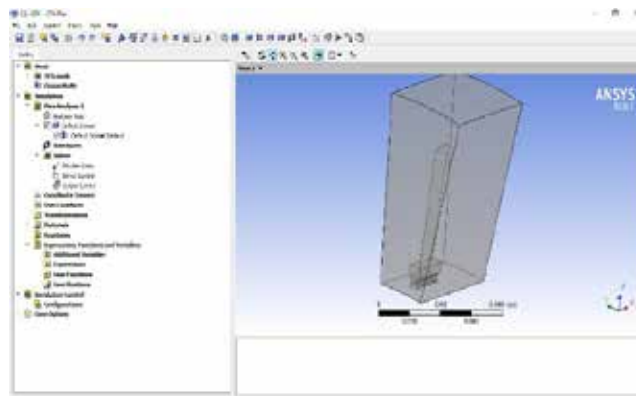


Figura 39. Acceso a la interfaz de Setup.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Es momento de realizar la configuración de los parámetros de la simulación, los cuales comienzan ingresando en la opción “Turbo Mode” encontrada dentro de la pestaña “Tools” (ver figura 40). Se desplegarán una serie de características que se deben establecer la primera se refiera a las configuraciones básicas en las cuales se establece que es un turbocompresor axial y que el eje de giro del modelo estudiado es el eje “x” (ver figura 41).

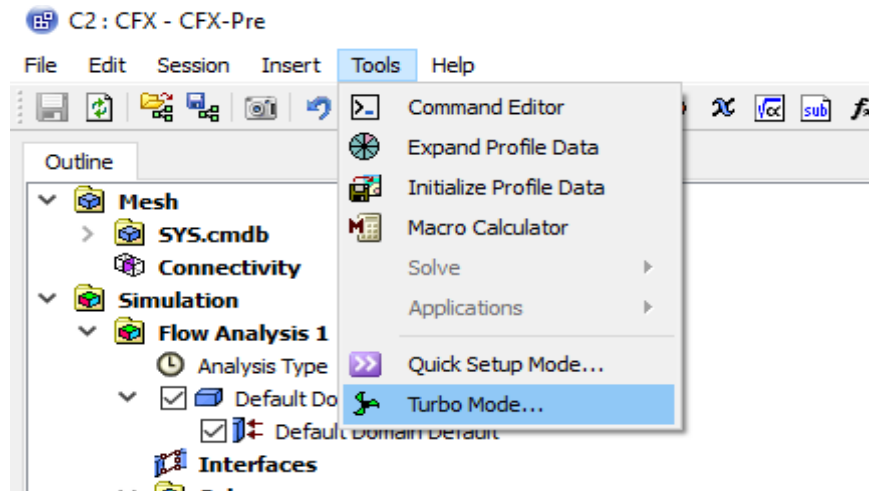


Figura 40. Selección de Turbo Mode.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

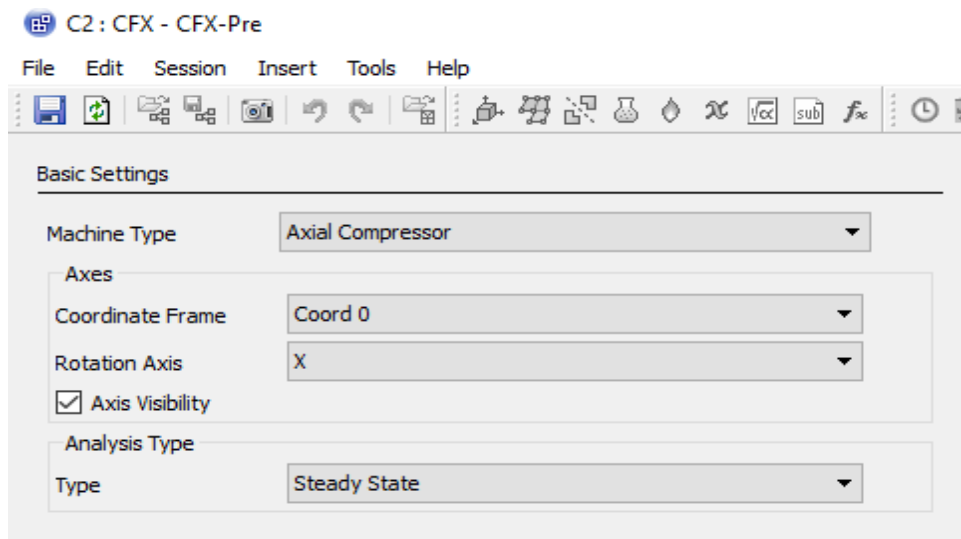


Figura 41. Configuraciones básicas.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El siguiente paso es la definición de los componentes, en el cual se verá una sola opción denominada R1 y al ser seleccionada despliega su configuración, en esta etapa corresponde cambiar la velocidad de giro que trae por defecto el programa y adecuarla a nuestro estudio. La velocidad requerida en el estudio es de 20.000 rpm, siendo esta la velocidad de giro estipulada para la velocidad de trabajo escogida en la investigación, adición esta velocidad de giro proporciona un valor de potencia dentro de los rangos permisibles para el tipo de turbocompresor axial seleccionado (ver figura 42).

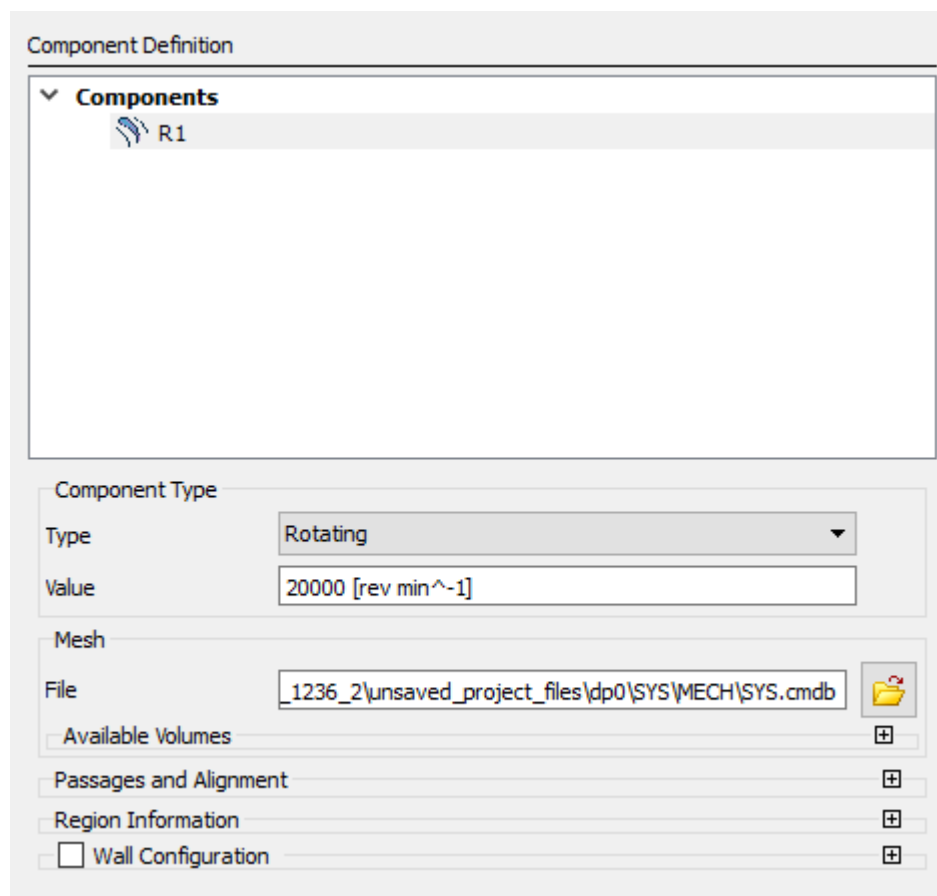


Figura 42. Definición de componentes.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

La siguiente etapa comprende las definiciones físicas, en esta se establece la condición del fluido al que se enfrenta el sólido, en este estudio se utiliza aire como gas ideal, poseedor de una presión de referencia de una atmósfera. Además de esto se establece que la turbulencia

es regida por la opción “Shear Stress Transport” condición que maneja una mayor cantidad de información dentro del estudio. También establecemos que el estudio está basado por el flujo másico que circula en el volumen de control, por lo que se seleccionada la opción “P-Total Inlet Mass Flow Outlet” en dicha opción se estipula el flujo másico que circula el flujo de control introduciendo el valor del mismo (ver figura 43).

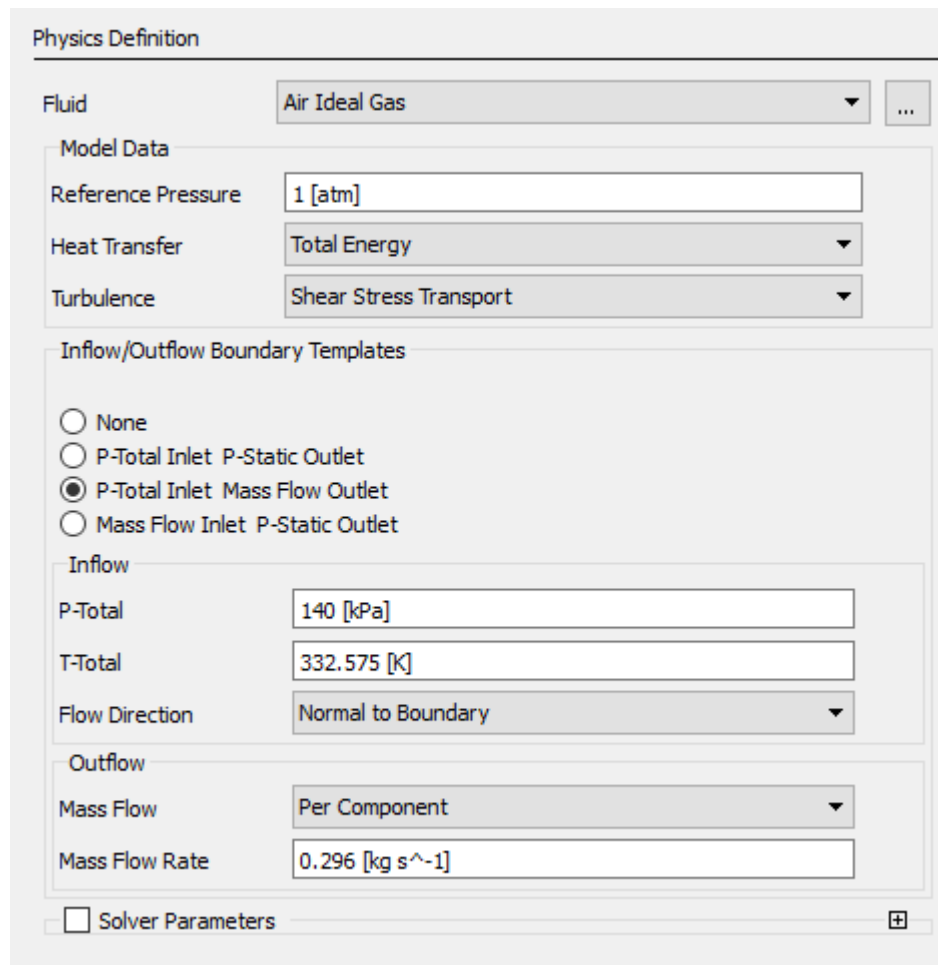


Figura 43. Definición física.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El flujo másico colocado en la configuración previamente mostrada se determina por la relación entre la cantidad de alabes que posee la tercera etapa siendo 32 y el flujo másico total que entra en el turbocompresor que es de 9,5 , dando como flujo másico para un alabe el valor de 0,296 .

Al seguir la configuración del estudio se muestra la opción de configurar las interfaces, sin embargo, esta no será configurada en este momento del proceso. La siguiente configuración estipulada se refiere a la definición de límites los cuales estipulan que partes del volumen de control son sólidos, cual es la entrada, salida, paredes y demás características necesarios para estipular el comportamiento del fluido.

El primer límite a configurar es la entrada del fluido, en este límite se selecciona la cara por la cual tendrá acceso el fluido, además de esto se estipula la característica que posee este fluido al entrar en el volumen de control. En el estudio a realizar se requiere que el fluido posea régimen subsónico de entrada por lo que se selecciona la opción “Subsonic” además se trabajara con presión a unos 140Kpa y una temperatura de 332,575K (ver figura 44).

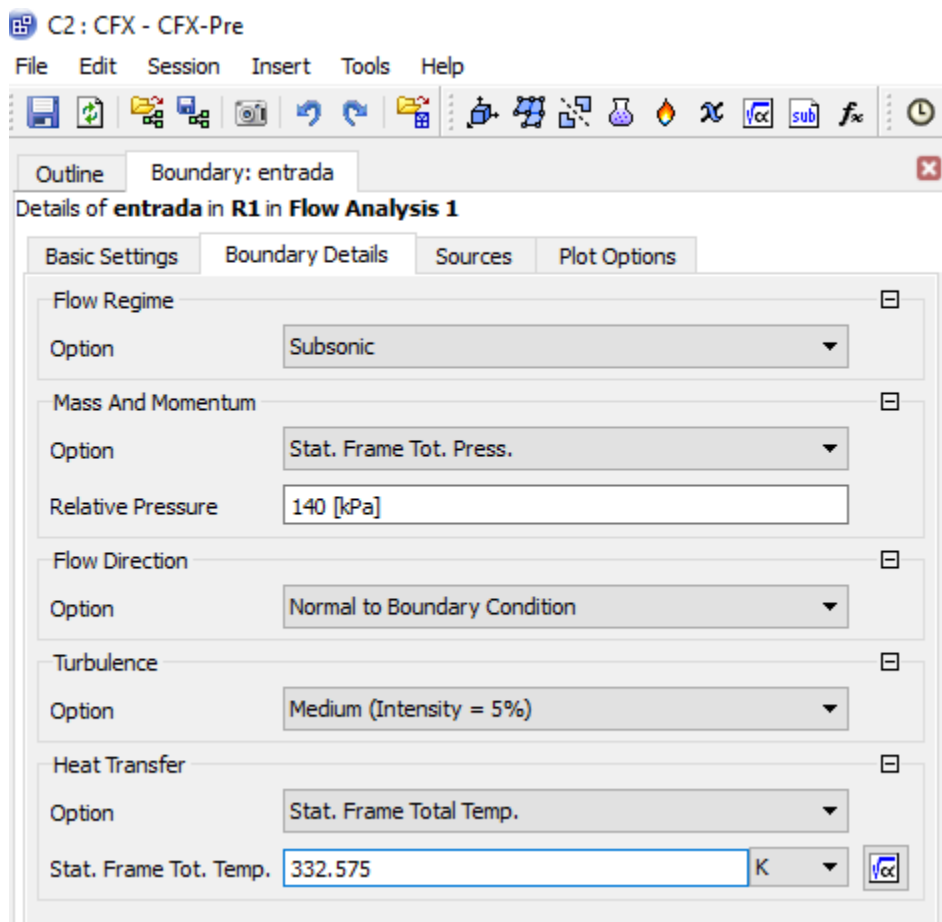


Figura 44. Definición Límites - Entrada.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Se prosigue con la definición de la salida, en este parámetro solo es necesario estipular la cara representante de la salida en el volumen de control y la característica relativa a la que se enfrenta el fluido al salir, para el estudio se estipulo que en la salida el flujo másico es el mismo de la entrada (ver figura 45). Continuamente se debe estipular que caras representan al volumen de control estudiado por lo que se crea el límite “pared”, la configuración de este límite solo requiere definir que caras del volumen se comportan como pared (ver figura 46), además de estipular como simetría los laterales del volumen de control creando el límite “simetría” (ver figura 47).

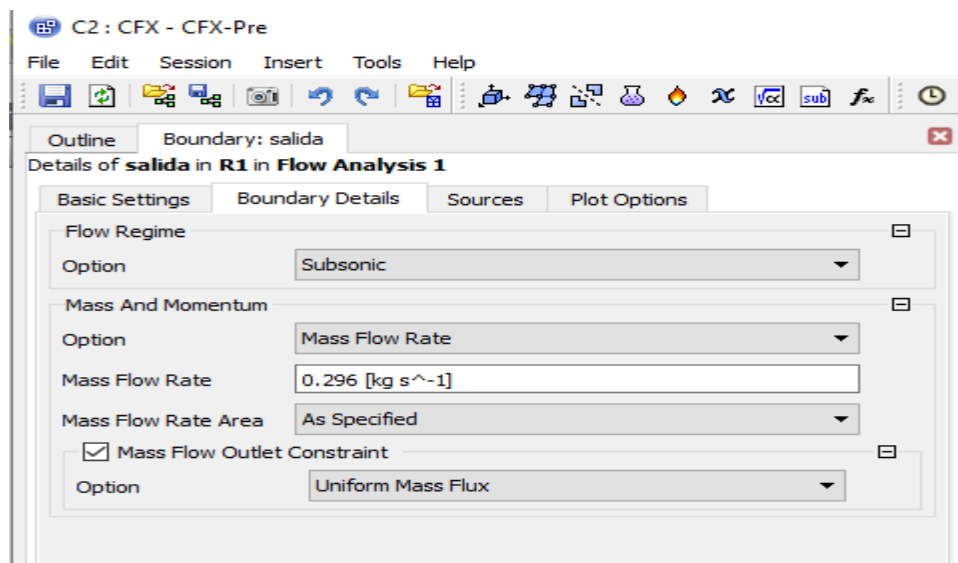


Figura 45. Definición Límites - Salida.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

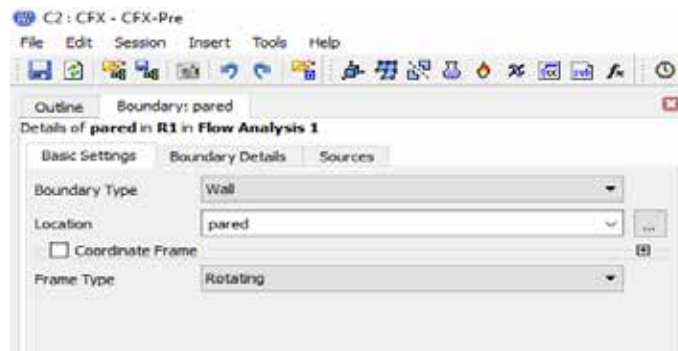


Figura 46. Definición Límites - Paredes.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

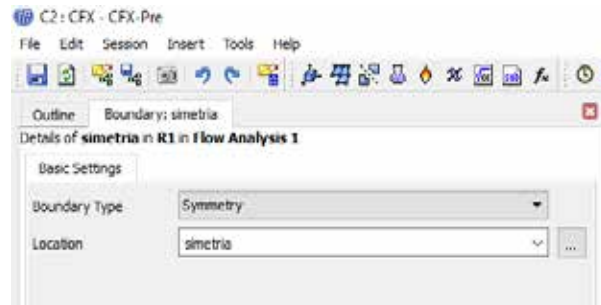


Figura 47. Definición Límites - Simetría.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Culminada la configuración de los límites se avanza al siguiente parámetro el cual se denomina operaciones finales, en este parámetro se encuentra seleccionada por defecto la opción “Enter General Mode” la cual es la requerida para el estudio a realizar, por lo que no se realiza ninguna modificación, de esta forma finaliza la configuración del “Turbo Mode” (ver figura 48).

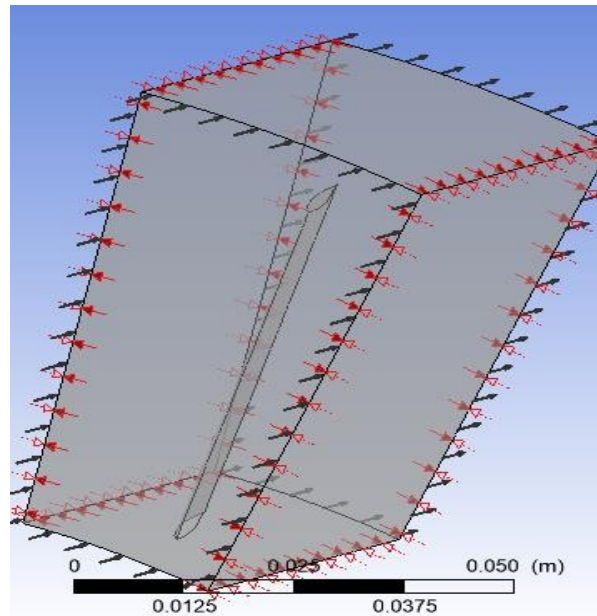


Figura 48. Definición final del volumen de control.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Ya casi en la etapa final de la configuración del Setup se ubica el puntero en “Solve Control” y con clic derecho despliega la opción “Edit” (ver figura 49), desplegada la barra de edición se busca el parámetro “Residual Target” dejando su valor por defecto de 0.0001

($1e-04$) (ver figura 50), solo se modifica la cantidad de interacciones para la convergencia colocando el mínimo como 100 y el máximo como 500. Esta modificación se realizó con el propósito de comprobar el comportamiento de las variables una vez alcanzado el límite RMS de $1e-4$ o las 500 interacciones, de esta forma se asegura que el comportamiento de las variables continúa se mantiene de forma adecuada y no sufre algún cambio brusco que denotaría problemas en la confiabilidad de los resultados.

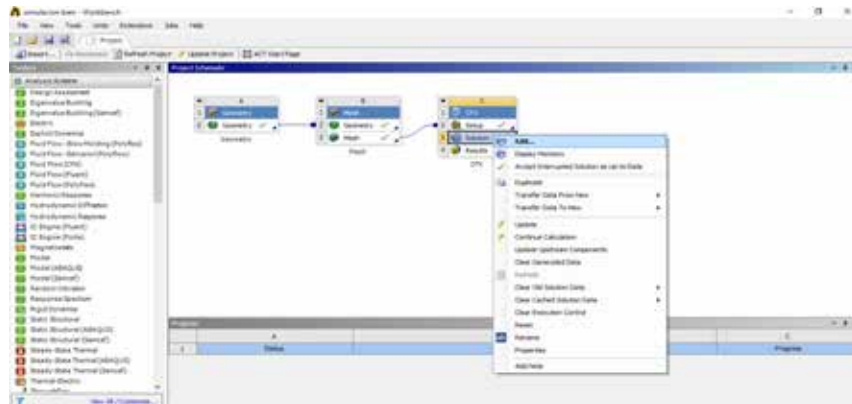


Figura 49. Configuración del Solver Control.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

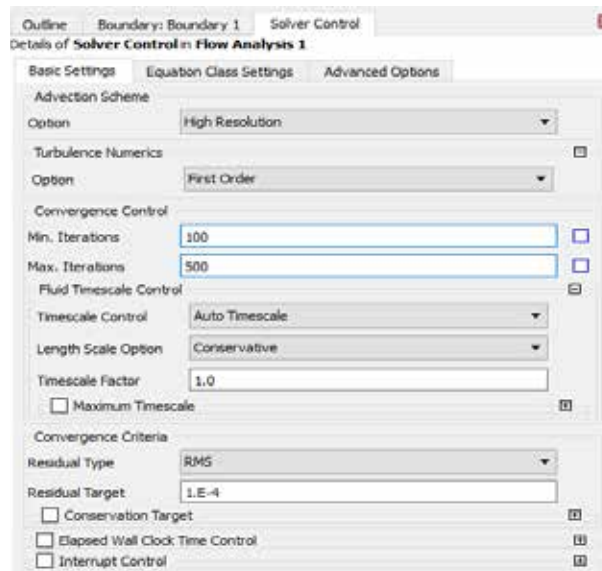


Figura 50. Cambio del número de interacciones.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Ya con esto realizado se finalizó la configuración del “Setup” por lo que se puede salir de la interfaz y regresar al panel de proyecto, permitiendo de esta forma visualizar al lado de la sección de “Setup” un chek verde, indicando que todos los parámetros han sido configurados adecuadamente. Siguiendo con la ruta de acción planteado por el programa es necesario ingresar a la interfaz de edición de la sección “Solution”, dicha interfaz se despliega al seleccionar la opción “Edit” mostrada al dar clic derecho sobre la sección. Una vez desplegada la ventana de trabajo es posible visualizar un cuadro de configuración en el cual se requiere dirigirse a “Run Mode” y seleccionar “Intel MPI Local Parallel” (ver figura 51).

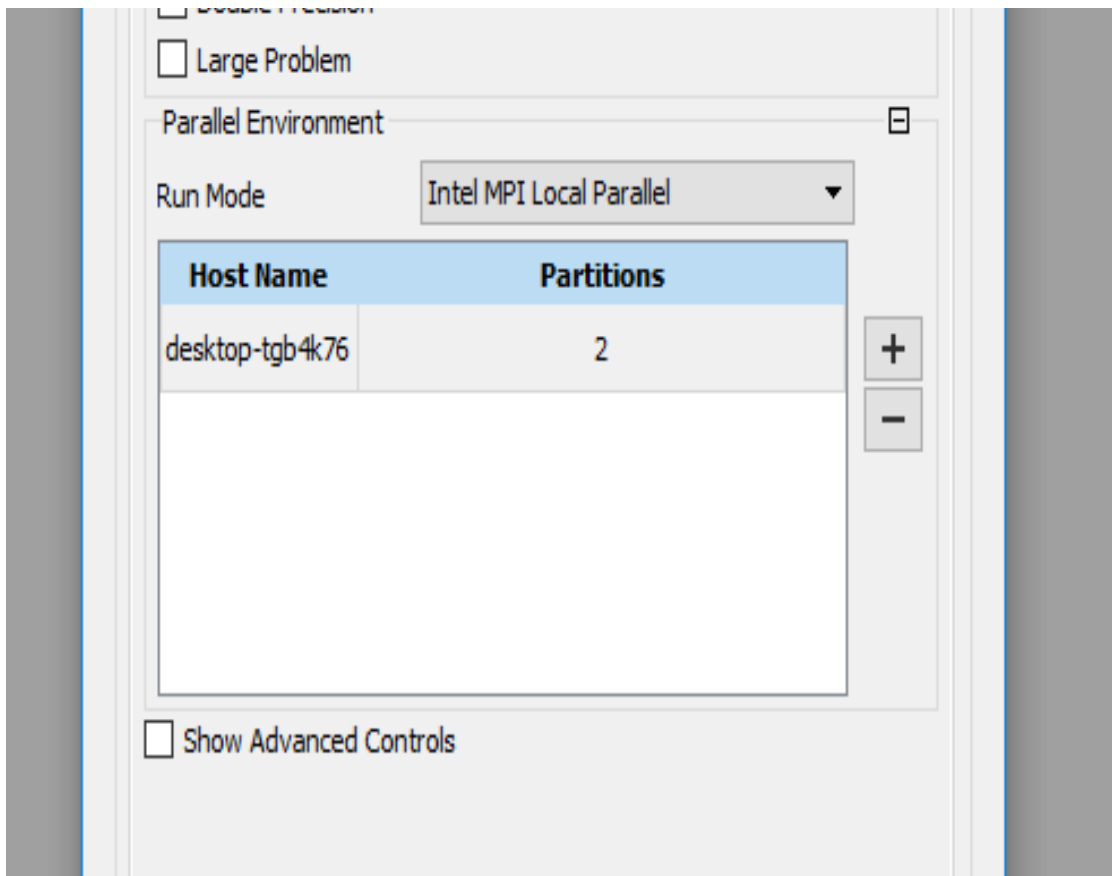


Figura 51. Configuración de la sección “Solution”.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Establecida la opción requerida se procede a aceptar y permitir que el programa realice los diferentes procesos de cálculo necesarios para poder llevar a cabo la simulación del comportamiento del fluido con respecto al volumen de control definido (ver figura 52).

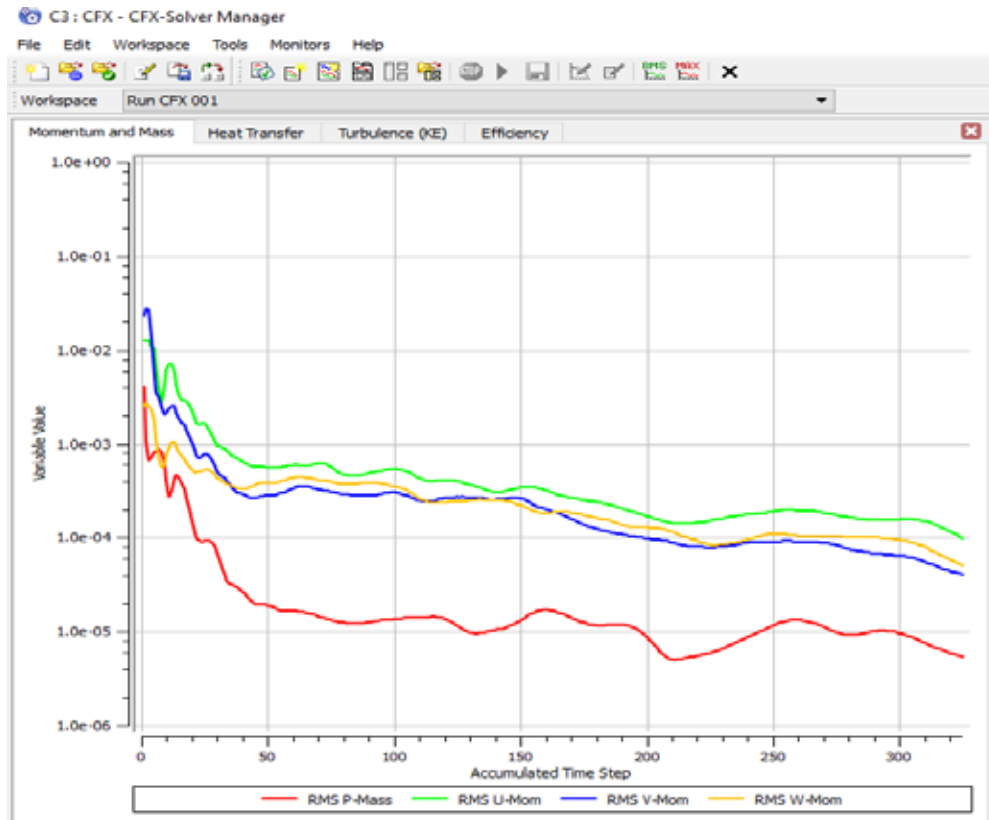


Figura 52. Solución del Volumen de control.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

En la figura 52 es posible visualizar como las variables a medida que aumentan las interacciones del programa poseen un comportamiento que las lleva a converger al límite de RMS de $e-04$ el cual es el aceptado de forma general en tema de simulaciones por herramientas de dinámica de fluidos computacional como indicativo de que la simulación llevada a cabo dará valores aceptables en lo que al marco matemático corresponde.

Como se pudo observar en la interacción 315 ya convergieron los resultados por lo cual se detiene la simulación. Esto se produce debido a que el estudio de convergencia está regido por dos límites el RMS y el límite de número máximo de iteraciones, el cual hace referencia a la cantidad de veces que el programa realiza la resolución de las ecuaciones algebraicas, una vez que el programa llega al número de iteraciones configurado este detiene el proceso determinando el final del estudio.

Una vez el programa determine que los cálculos se han finalizado es momento de regresar a la pantalla de proyecto cerrando la interfaz de solución, para este momento solo queda una sección pendiente y este es la referente a los Resultados de la simulación, en esta sección es posible visualizar el comportamiento del fluido y obtener los diferentes valores de las propiedades físicas a los que el sólido se enfrenta en dicha simulación. Para acceder a la interfaz mencionada se realiza el mismo procedimiento a todas las demás secciones anteriores (Ver figura 53).

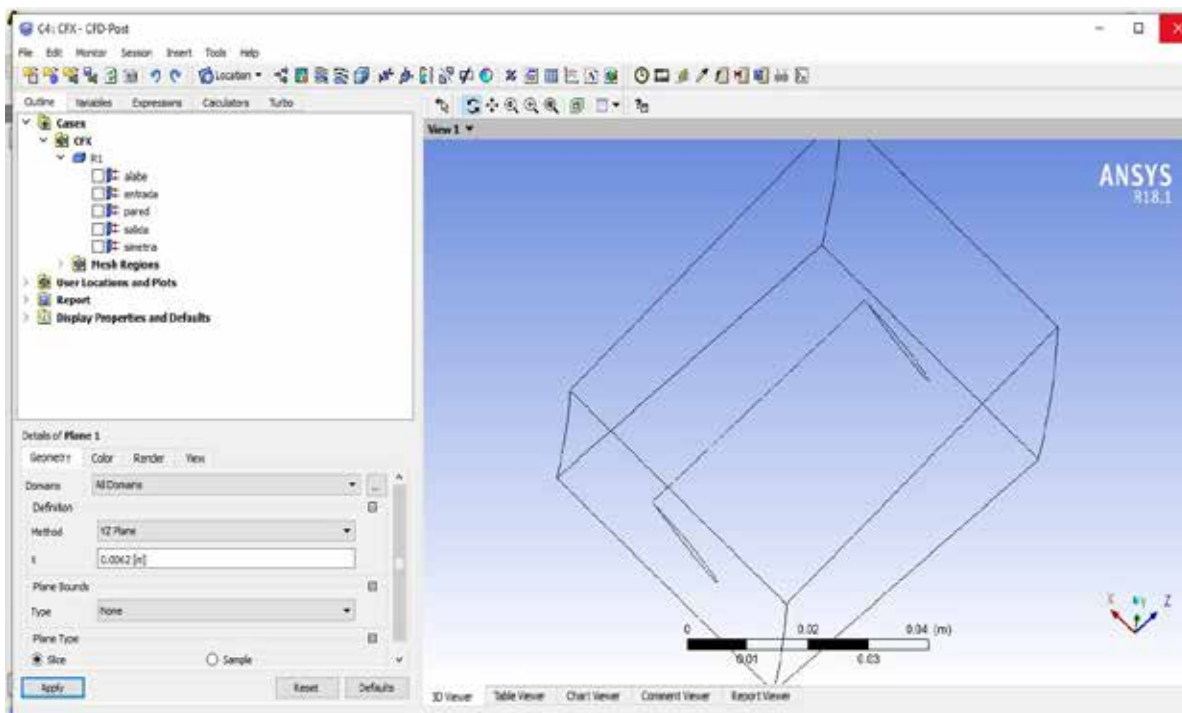


Figura 53. Interfaz de resultados.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Una vez en esta ventana se puede especificar que estudios y en que parte del cuerpo se desea visualizar los valores de presión, velocidad del fluido, comportamiento del sólido y todos estos datos que proporciona el programa.

En la figura 54 se observa el comportamiento de los vectores de velocidad al entrar en el volumen de control bajo las condiciones de rotación producto del giro del rotor y como estos al entrar en el volumen de control cambian su velocidad producto de la colisión con el cuerpo.

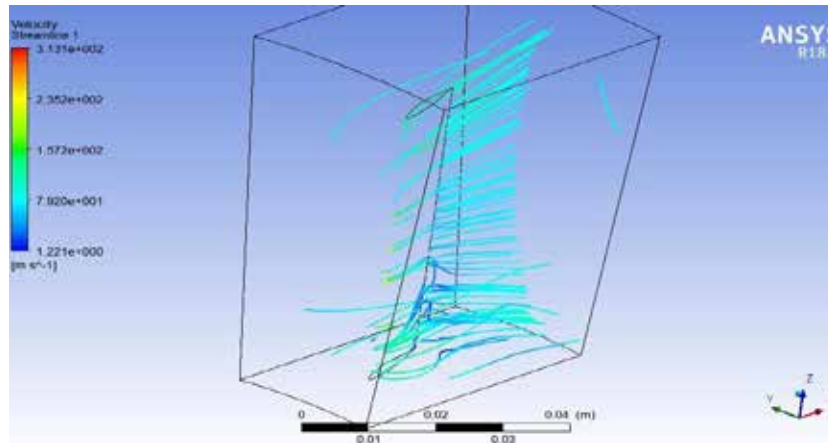


Figura 54. Líneas de velocidad en el volumen de control del álabe.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Finalizado el proceso de análisis CFX se procede a introducir el análisis denominado “Static Structural” este se consigue en el panel izquierdo se selecciona y se introduce en la interfaz del ansys (ver figura 55), se observa que todas las entradas están vacías para empezar a cargar la configuración se debe introducir otra geometría del panel izquierdo en la cual se denominan alabe (ver figura 56) tenido los resultados del CFX y definida la geometría del alabe se procede a cargar los datos al análisis la “Solution” de CFX debe ser enlazada con el “Setup” del análisis “Static Structural” y la “Geometry” se enlaza con “Geometry” del análisis “Static Structural” (ver figura 57)

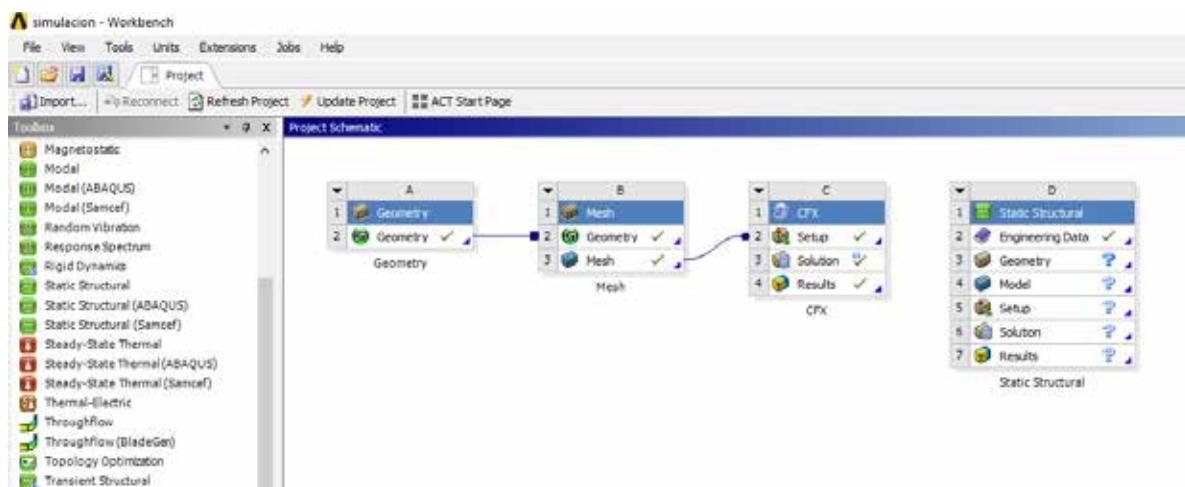


Figura 55. Introducción del análisis “Static Structural”.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

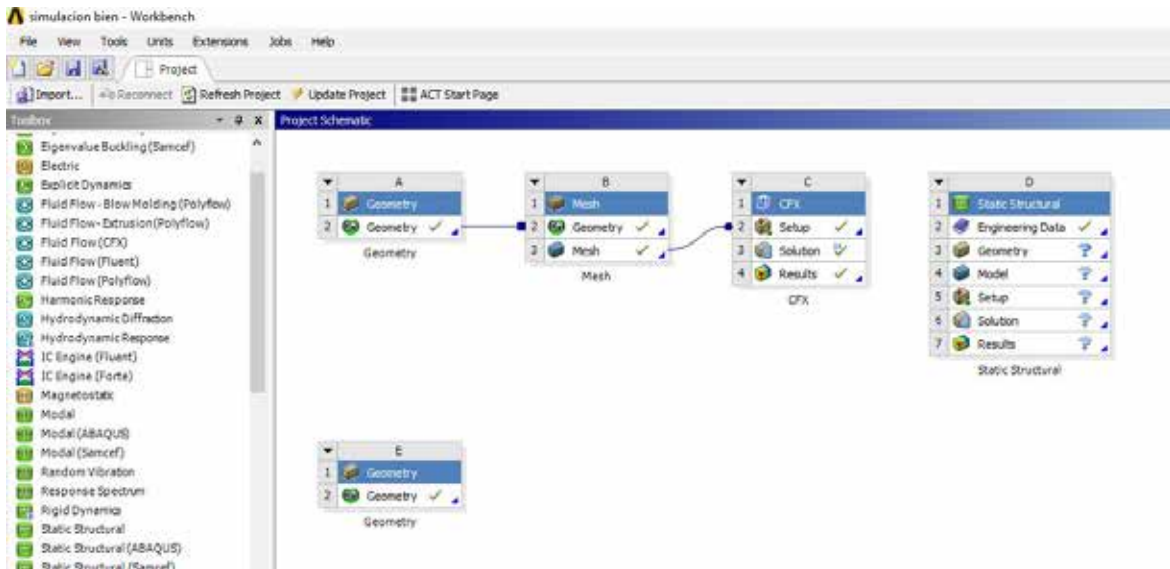


Figura 56. Carga de geometría del alabe.

Fuente: Alhama y Sequera (2019).

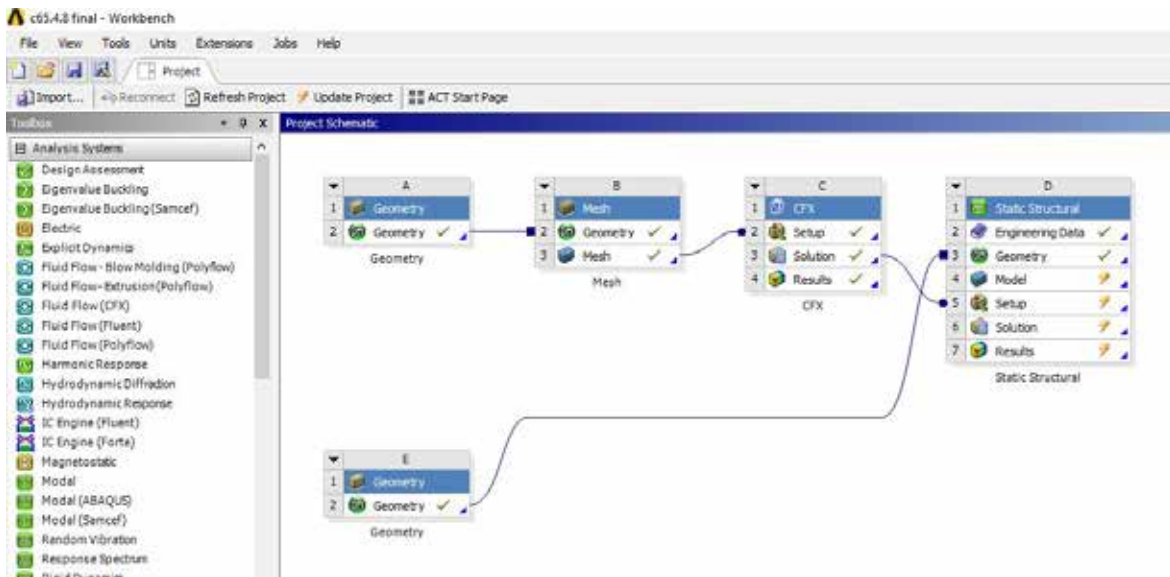


Figura 57. Introducir los valores a la interfaz de “Static Structural”.

Fuente: Alhama y Sequera (2019).

Ahora se procede a configurar el mayado del alabe en el análisis “Model” dando click derecho se selecciona “Edit” y se entrar a la interfaz de mayado del alabe (ver figura 58), estando en la interfaz se tiene que realizar el mayado al alabe este se hace pulsando mesh con

click derecho, “Insert” y se selecciona “Sizing” se debe configurar el mayado y esperar que termine de cargar (ver figura 59).

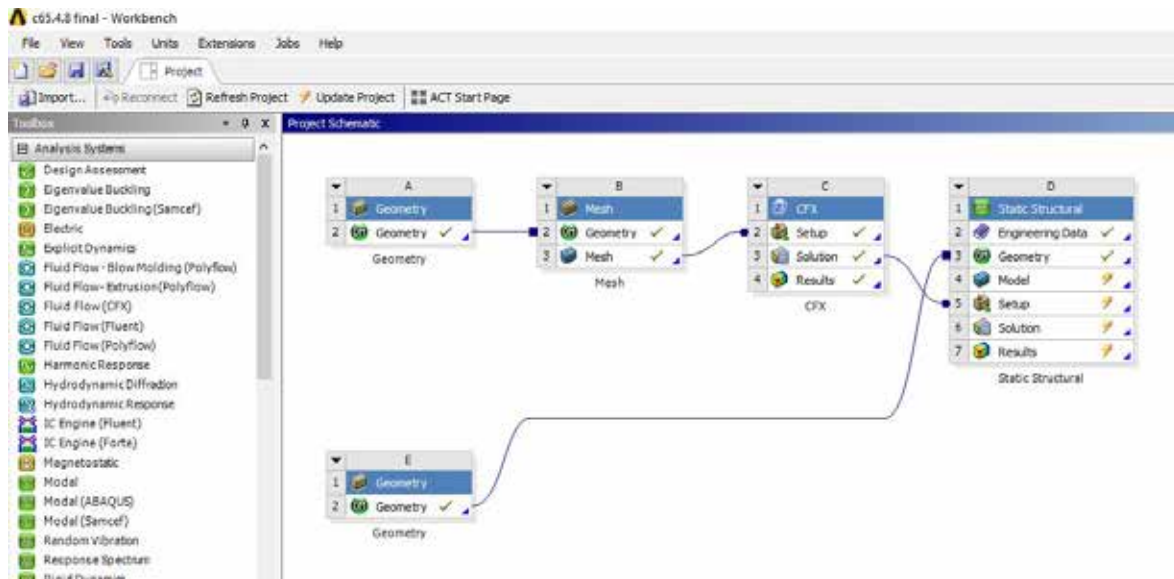


Figura 58. Acceder a la interfaz de mallado.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

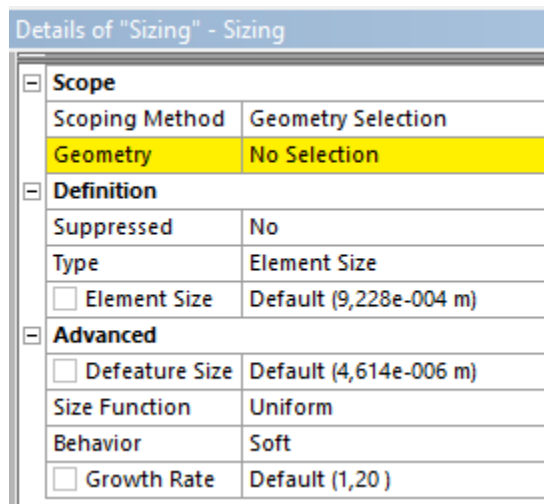


Figura 59. Parámetros del mallado.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Al tener el mayado configurado se deben cargar los resultados del CFX (presión) (ver figura 60), obtenidas las cargas hay que introducir las restricciones al alabe de fija miento en la base, finalizado el proceso de restricciones se puede iniciar la simulación estática del alabe

al finalizar la simulación y salir de la interfaz de “Model” se observara check verde en todas las opciones de “Static Structural”.



Figura 60. Cargar valores de presión sobre el alabe.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Obtenido el mallado del alabe y los valores de la interfaz se define varios materiales en la biblioteca del ansys, se seleccionaron 4 aceros con propiedades diferentes para realizar el análisis sobre el alabe y los resultados obtenidos del CFD (ver figura 61).

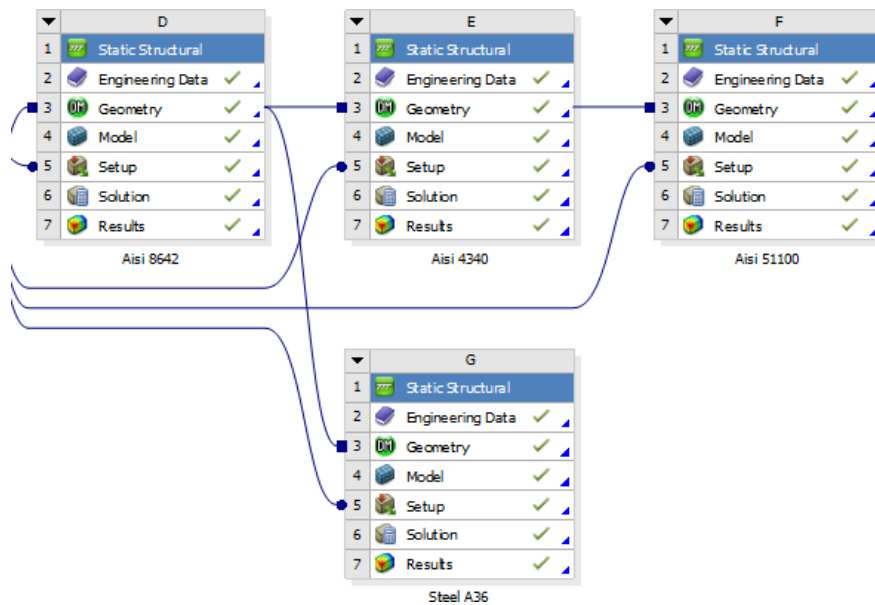


Figura 61. Aceros a simular en el análisis estadístico.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

4.5 Presentación de los resultados en forma de data y gráficas para facilitar su interpretación.

Para lograr interpretar los resultados obtenidos se explicara los cálculos obtenidos por cada material de forma separada, debido a las condiciones de trabajo del turbocompresor axial como temperatura y presión se seleccionó una gama de aceros, lo primero a conoceres las presiones actuantes sobre el alabe con los resultados obtenidos en CFD al abrir la interfaz y cargar las presiones, se logra observar que la parte de la base y un 60% de la longitud inferior del alabe son las sometidas a mayor presión (1,4728 kPa), siendo la restante sometida a presiones menores hasta llegar a la parte superior del alabe que es donde se observa menor presión (1,1367 kPa) (ver figura 62).

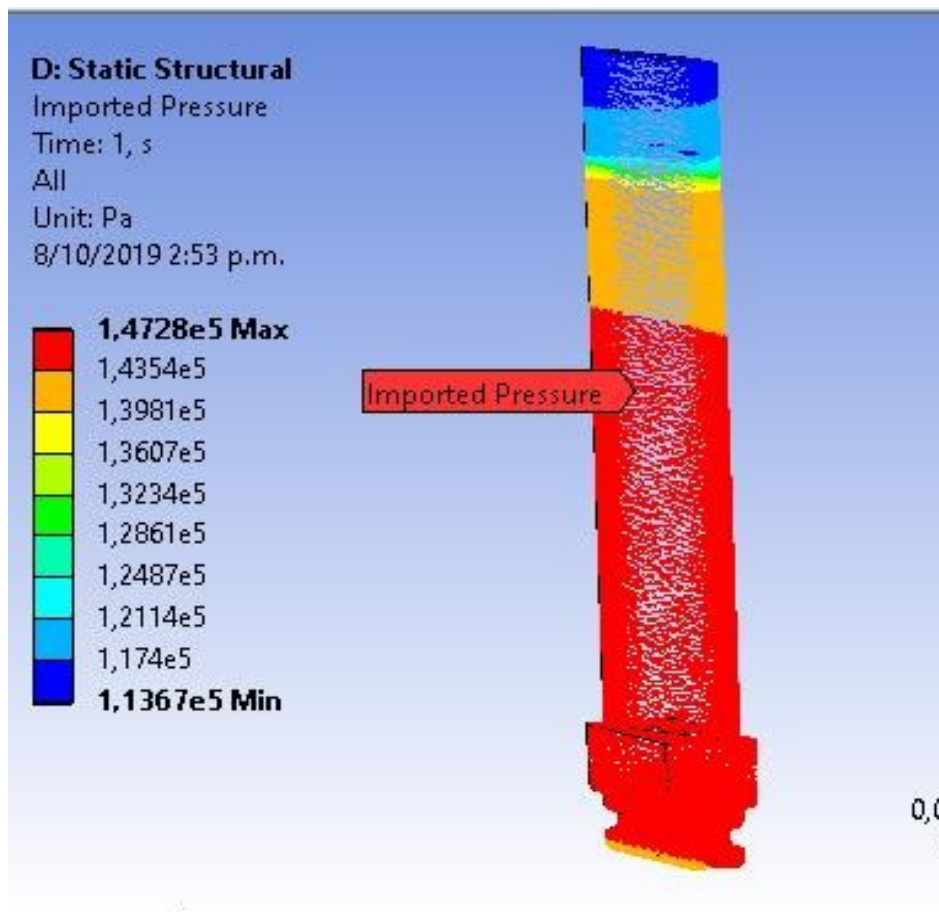


Figura 62. Presiones sobre el alabe.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

Ahora se procede a cargar las soluciones para los 4 materiales usados, para definir unos resultados se calcularon 5 parámetros, el esfuerzo equivalente, el esfuerzo elástico, la deformación total, el factor de seguridad y la deformación de la energía sobre el alabe con esto se puede definir un resultado en el aspecto ingenieril.

1. AISI 8642, presenta aleaciones del 0,40 a 0,70 %Cr, 0,40 a 0,60 %Ni y 0,15 a 0,30 %Mo. Son las aleaciones más usadas por su buena templabilidad, este acero tiene buena funcionabilidad para soportar la deformación de las capas exteriores además de valores aceptables de elasticidad y compresión (ver figura 63).

TABLE 22
AISI 8642 > Constants

Density	7850, kg m ⁻³
---------	--------------------------

TABLE 23
AISI 8642 > Appearance

Red	Green	Blue
235,	222,	222,

TABLE 24
AISI 8642 > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2,05e+011	0,29	1,627e+011	7,9457e+010

TABLE 25
AISI 8642 > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa
7,38e+008

Figura 63. Propiedades del acero AISI 8642.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El esfuerzo equivalente es calculado por Von-Mises, obteniendo un valor máximo y un mínimo este se representa a través de la degradación de los colores y una tabla obtenida en el reporte de solución de la simulación (ver figura 64 y 65).

TABLE 14
Model (D4) > Static Structural (D5) > Solution (D6) > Results

Object Name	Equivalent Stress	Strain Energy	Equivalent Elastic Strain	Total Deformation
State	Solved			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	All Bodies			
Definition				
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Strain Energy	Equivalent Elastic Strain	Total Deformation
By	Time			
Display Time	Last			
Calculate Time History	Yes			
Identifier				
Suppressed	No			
Integration Point Results				
Display Option	Averaged		Averaged	
Average Across Bodies	No		No	
Results				
Minimum	51650 Pa	1,6606e-017 J	2,6049e-007 m/m	0, m
Maximum	1,8202e+009 Pa	5,2131e-005 J	9,0027e-003 m/m	1,4868e-003 m
Minimum Occurs On	Solid			
Maximum Occurs On	Solid			
Information				
Time	1, s			
Load Step	1			
Substep	1			

Print Preview Report Preview /

Figura 64. Resultados en tabla del reporte de la simulación con AISI 8642.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

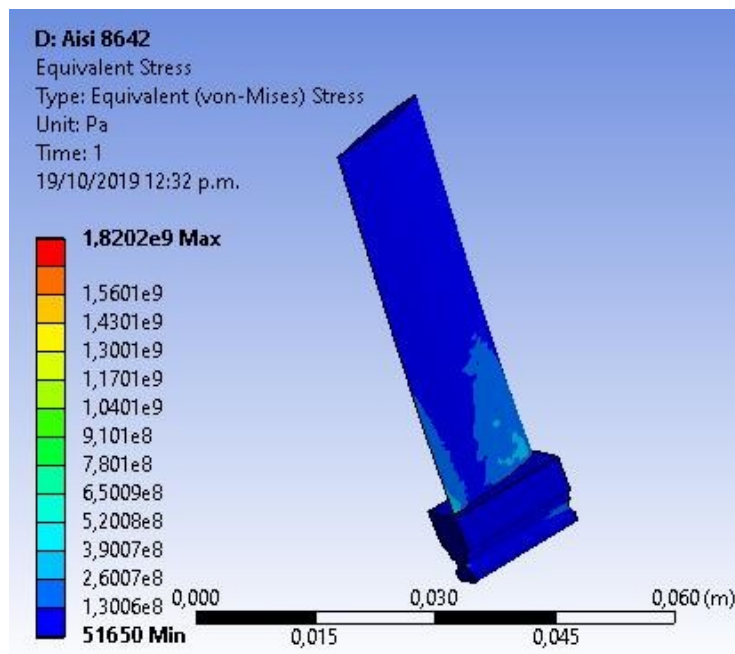


Figura 65. Esfuerzo equivalente de la simulación con AISI 8642.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El comportamiento elástico que se genere sobre el material se observa en el esfuerzo elástico (ver figura 66).

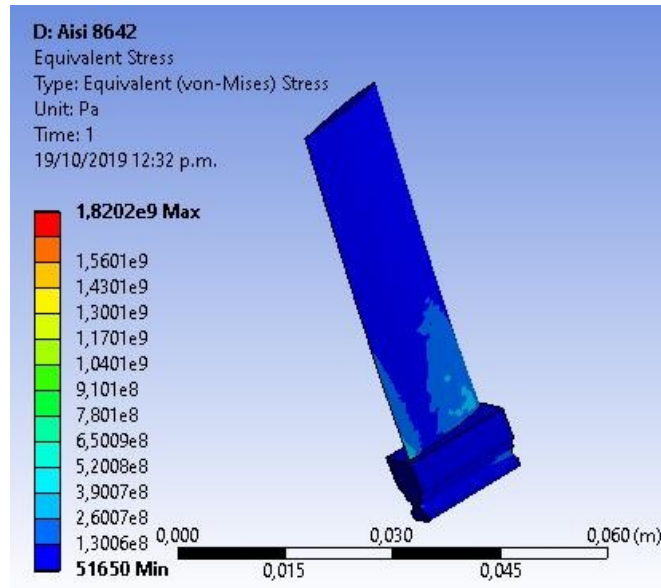


Figura 66. Esfuerzo elástico de la simulación con AISI 8642.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

La deformación total sobre el alabe, esta deformación muestra cuanto deflecta el alabe (ver figura 67).

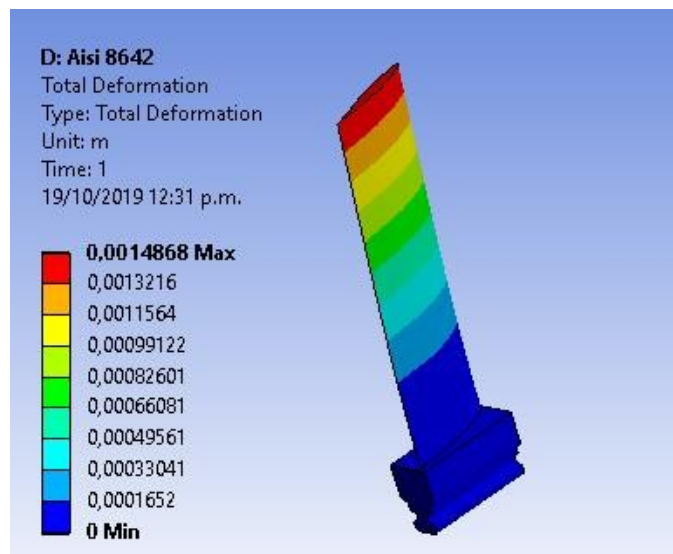


Figura 67. Esfuerzo elástico de la simulación con AISI 8642.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

La deformación potencial de la energía este es un aspecto importante ya que demuestra donde se genera la mayor cantidad de energía en el alabe (ver figura 68).

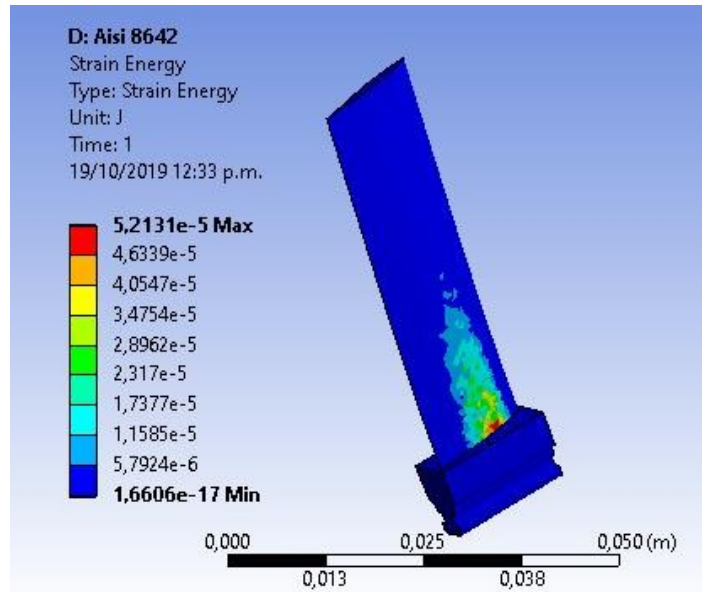


Figura 68. Deformación potencial de la energía de la simulación con AISI 8642.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El factor de seguridad del material aplicado sobre el alabe (ver figura 69)

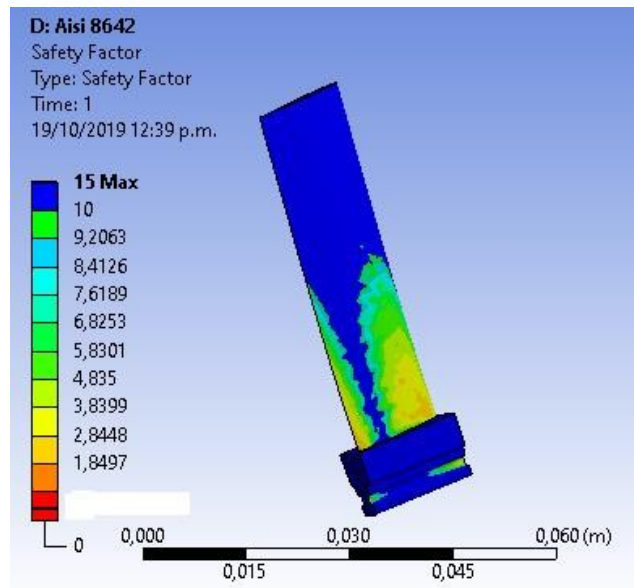


Figura 69. Factor de seguridad de la simulación con AISI 8642.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

2. AISI 4340: Es un acero de baja aleación al Cromo Níquel Molibdeno. Posee gran templabilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga. Se suministra con tratamiento térmico de bonificado (temple y revenido). Se utiliza en piezas que están sometidas a grandes exigencias de dureza, resistencia mecánica y tenacidad. Su maquinabilidad es regular y posee baja soldabilidad (ver figura 70).

TABLE 22
AISI 4340 > Constants

Density	7870, kg m ⁻³
---------	--------------------------

TABLE 23
AISI 4340 > Appearance

Red	Green	Blue
161,	209,	255,

TABLE 24
AISI 4340 > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa
7,45e+008

TABLE 25
AISI 4340 > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa
1,2e+009

TABLE 26
AISI 4340 > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2,1e+011	0,3	1,75e+011	8,0769e+010

Figura 70. Propiedades del acero AISI 4340.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El esfuerzo equivalente es calculado por von-Mises, obteniendo un valor máximo y un mínimo este se representa a través de la degradación de los colores y una tabla obtenida en el reporte de solución de la simulación (ver figura 71 y 72).

TABLE 14
Model (E4) > Static Structural (E5) > Solution (E6) > Results

Object Name	Equivalent Stress	Strain Energy	Total Deformation	Equivalent Elastic Strain
State	Solved			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	All Bodies			
Definition				
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Strain Energy	Total Deformation	Equivalent Elastic Strain
By	Time			
Display Time	Last			
Calculate Time History	Yes			
Identifier				
Suppressed	No			
Integration Point Results				
Display Option	Averaged			Averaged
Average Across Bodies	No			No
Results				
Minimum	48124 Pa	1,6533e-017 J	0, m	2,3777e-007 m/m
Maximum	1,8425e+009 Pa	5,0616e-005 J	1,4451e-003 m	8,8978e-003 m/m
Minimum Occurs On	Solid			
Maximum Occurs On	Solid			
Information				
Time	1, s			
Load Step	1			
Substep	1			
Iteration Number	1			

[Print Preview](#) / [Report Preview](#)

Figura 71. Resultados en tabla del reporte de la simulación con AISI 4340.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

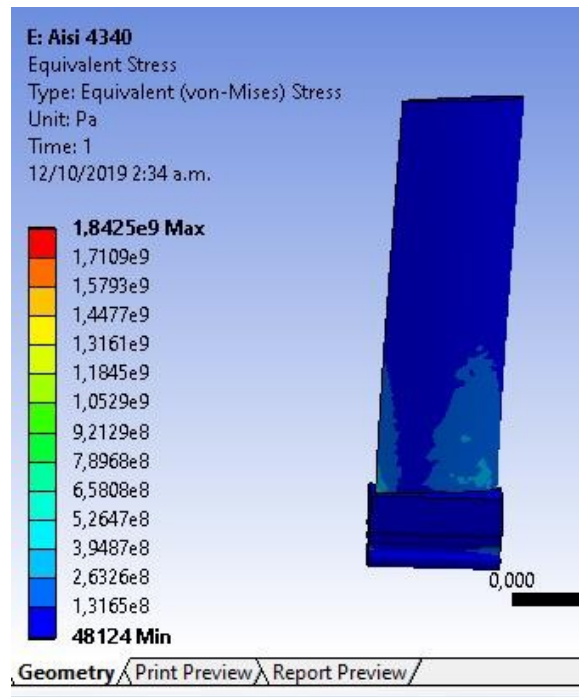


Figura 72. Esfuerzo equivalente de la simulación con AISI 4340.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El comportamiento elástico que se genere sobre el material se observa en el esfuerzo elástico (ver figura 73).

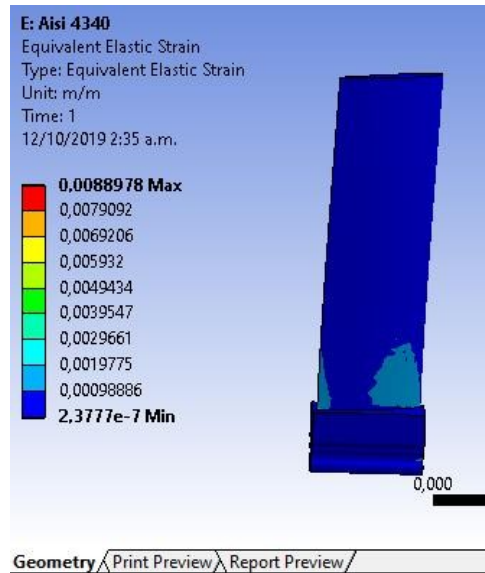


Figura 73. Esfuerzo elástico de la simulación con AISI 4340.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

La deformación total sobre el alabe, esta deformación muestra cuanto deflacta el alabe (ver figura 74).

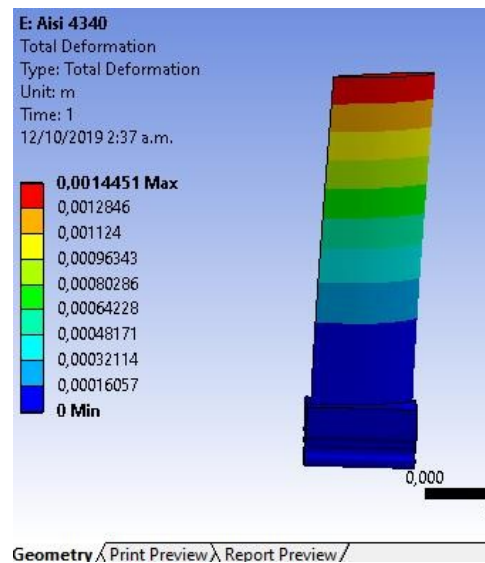


Figura 74. Esfuerzo elástico de la simulación con AISI 4340.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

La deformación potencial de la energía este es un aspecto importante ya que demuestra donde se genera la mayor cantidad de energía en el alabe (ver figura 75).

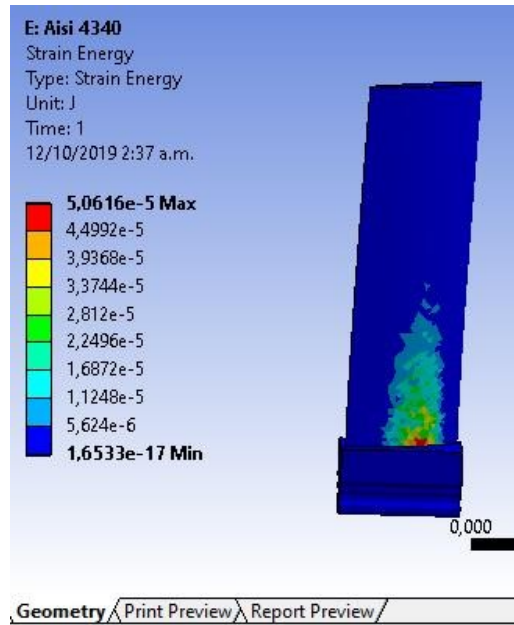


Figura 75. Deformación potencial de la energía de la simulación con AISI 4340.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El factor de seguridad del material aplicado sobre el alabe (ver figura 76)

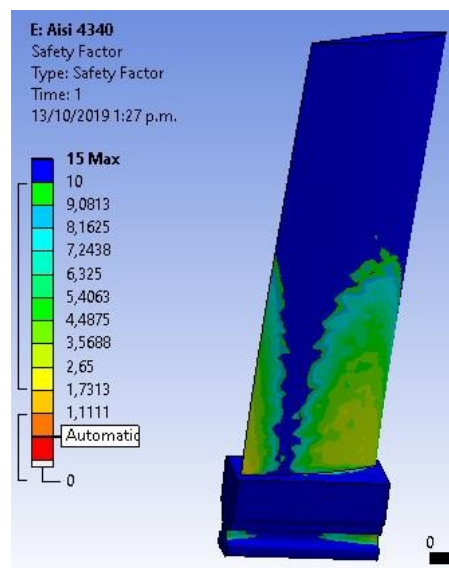


Figura 76. Factor de seguridad de la simulación con AISI 4340.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

3. AISI 51100: Es un acero de baja aleación al Cromo Níquel Molibdeno. Posee gran templabilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga. Se suministra con tratamiento térmico de bonificado (temple y revenido). Se utiliza en piezas que están sometidas a grandes exigencias de dureza, resistencia mecánica y tenacidad. Su maquinabilidad es regular y posee baja soldabilidad (ver figura 77).

TABLE 22
AISI 51100 > Constants

Density	7850, kg m ⁻³
---------	--------------------------

TABLE 23
AISI 51100 > Appearance

Red	Green	Blue
182,	229,	228,

TABLE 24
AISI 51100 > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2,05e+011	0,29	1,627e+011	7,9457e+010

TABLE 25
AISI 51100 > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa
5,52e+008

Figura 77. Propiedades del acero AISI 51100.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El esfuerzo equivalente es calculado por von-Mises, obteniendo un valor máximo y un mínimo este se representa a través de la degradación de los colores y una tabla obtenida en el reporte de solución de la simulación (ver figura 78 y 79).

TABLE 14
Model (F4) > Static Structural (F5) > Solution (F6) > Results

Object Name	Equivalent Stress	Strain Energy	Total Deformation	Equivalent Elastic Strain
State	Solved			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	All Bodies			
Definition				
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Strain Energy	Total Deformation	Equivalent Elastic Strain
By	Time			
Display Time	Last			
Calculate Time History	Yes			
Identifier				
Suppressed	No			
Integration Point Results				
Display Option	Averaged			Averaged
Average Across Bodies	No			No
Results				
Minimum	51650 Pa	1,6606e-017 J	0, m	2,6049e-007 m/m
Maximum	1,8202e+009 Pa	5,2131e-005 J	1,4868e-003 m	9,0027e-003 m/m
Minimum Occurs On	Solid			
Maximum Occurs On	Solid			
Information				
Time	1, s			
Load Step	1			
Substep	1			
Iteration Number	1			

Figura 78. Resultados en tabla del reporte de la simulación con AISI 51100.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

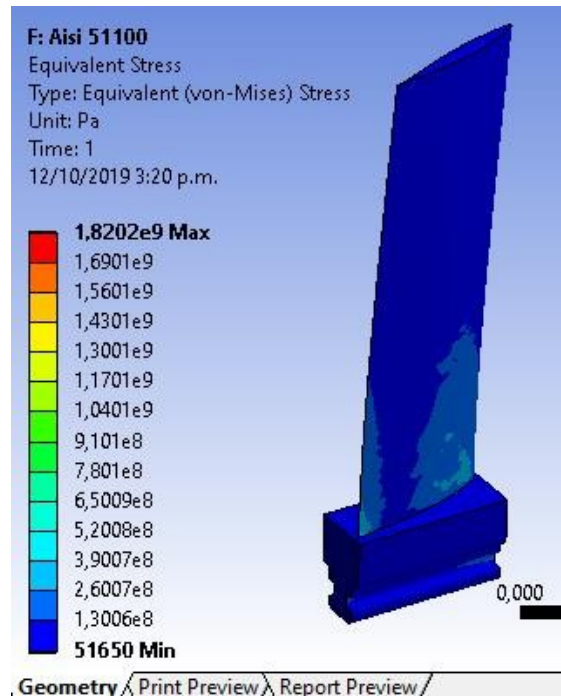


Figura 79. Esfuerzo equivalente de la simulación con AISI 51100.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El comportamiento elástico que se genere sobre el material se observa en el esfuerzo elástico (ver figura 80).

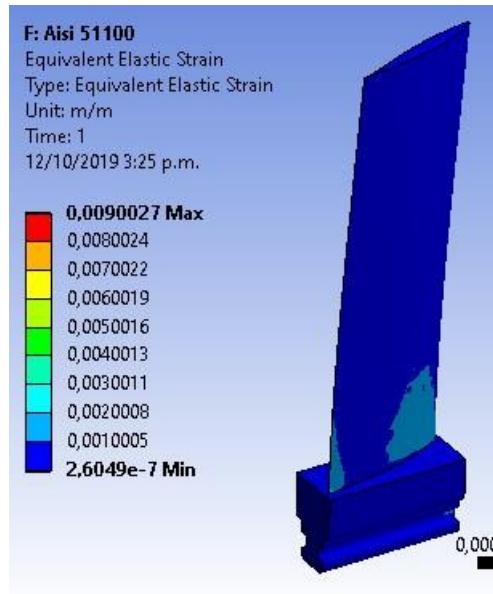


Figura 80. Esfuerzo elástico de la simulación con AISI 51100.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

La deformación total sobre el alabe, esta deformación muestra cuanto deflacta el alabe (ver figura 81).

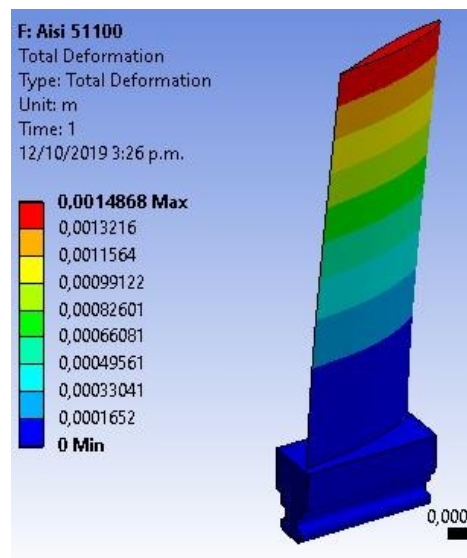


Figura 81. Esfuerzo elástico de la simulación con AISI 51100.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

La deformación potencial de la energía este es un aspecto importante ya que demuestra donde se genera la mayor cantidad de energía en el alabe (ver figura 82).

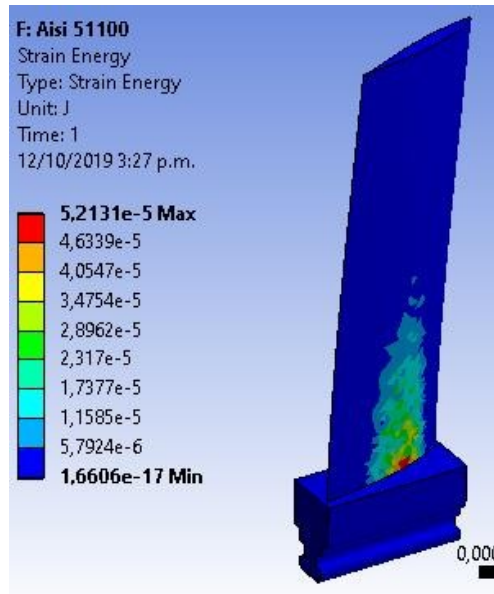


Figura 82. Deformación potencial de la energía de la simulación con AISI 51100.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El factor de seguridad del material aplicado sobre el alabe (ver figura 83)

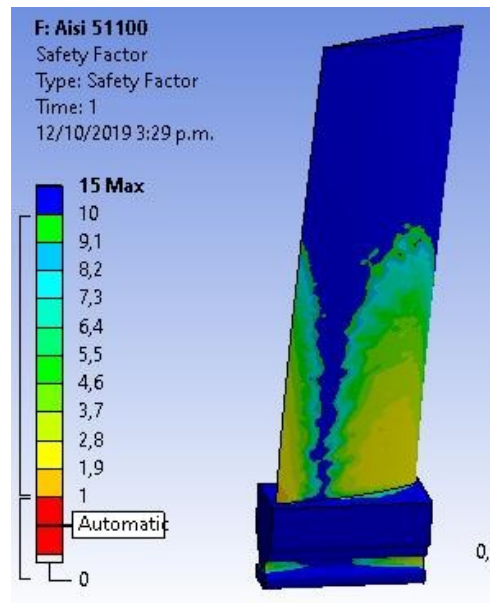


Figura 83. Factor de seguridad de la simulación con AISI 51100.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

4. Steel A36: Es una aleación de acero al carbono de propósito general, aunque existen muchos otros aceros, superiores en resistencia, cuya demanda está creciendo rápidamente. (ver figura 84).

TABLE 22
STEEL A36 > Constants

Density	7850, kg m ⁻³
Specific Heat	434, J kg ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Thermal Conductivity	60,5 W m ⁻¹ C ⁻¹
Isotropic Resistivity	1,7e-007 ohm m

TABLE 23
STEEL A36 > Appearance

Red	Green	Blue
132,	139,	179,

TABLE 24
STEEL A36 > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa
2,5e+008

TABLE 25
STEEL A36 > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa
4,6e+008

TABLE 26
STEEL A36 > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2,e+011	0,3	1,6667e+011	7,6923e+010

Figura 84. Propiedades del acero A36.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El esfuerzo equivalente es calculado por von-Mises, obteniendo un valor máximo y un mínimo este se representa a través de la degradación de los colores y una tabla obtenida en el reporte de solución de la simulación (ver figura 85 y 86).

TABLE 14
Model (G4) > Static Structural (G5) > Solution (G6) > Results

Object Name	Equivalent Stress	Strain Energy	Total Deformation	Equivalent Elastic Strain
State	Solved			
Scope				
Scoping Method	Geometry Selection			
Geometry	All Bodies			
Definition				
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Strain Energy	Total Deformation	Equivalent Elastic Strain
By	Time			
Display Time	Last			
Calculate Time History	Yes			
Identifier				
Suppressed	No			
Integration Point Results				
Display Option	Averaged			Averaged
Average Across Bodies	No			No
Results				
Minimum	48124 Pa	1,736e-017 J	0, m	2,4966e-007 m/m
Maximum	1,8425e+009 Pa	5,3147e-005 J	1,5174e-003 m	9,3427e-003 m/m
Minimum Occurs On	Solid			
Maximum Occurs On	Solid			
Information				
Time	1, s			
Load Step	1			
Substep	1			
Iteration Number	1			

Figura 85. Resultados en tabla del reporte de la simulación con A36.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

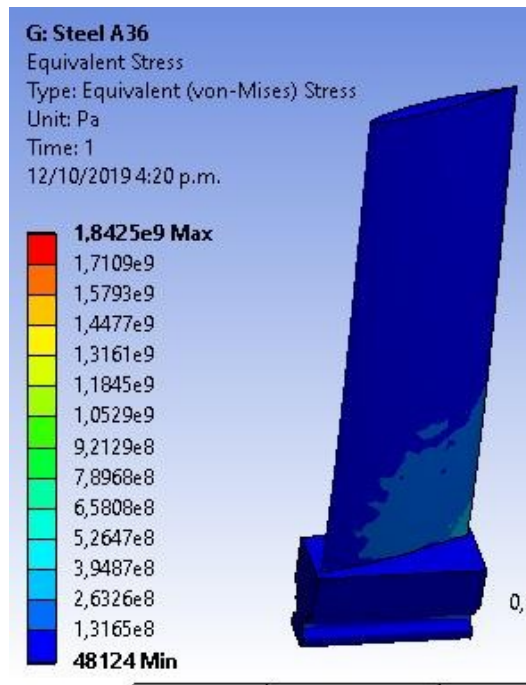


Figura 86. Esfuerzo equivalente de la simulación con A36.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El comportamiento elástico que se genere sobre el material se observa en el esfuerzo elástico (ver figura 87).

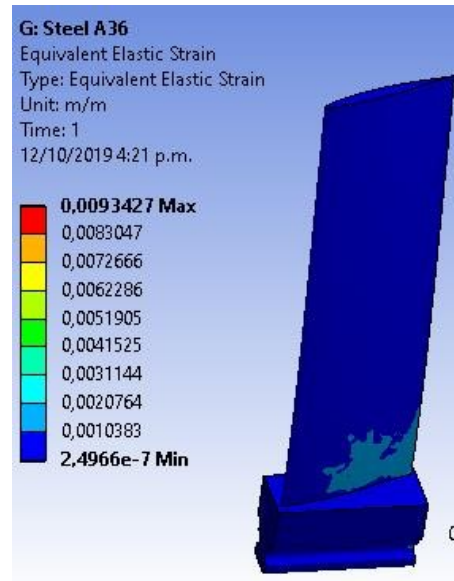


Figura 87. Esfuerzo elástico de la simulación con A36.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

La deformación total sobre el alabe, esta deformación muestra cuanto deflecta el alabe (ver figura 88).

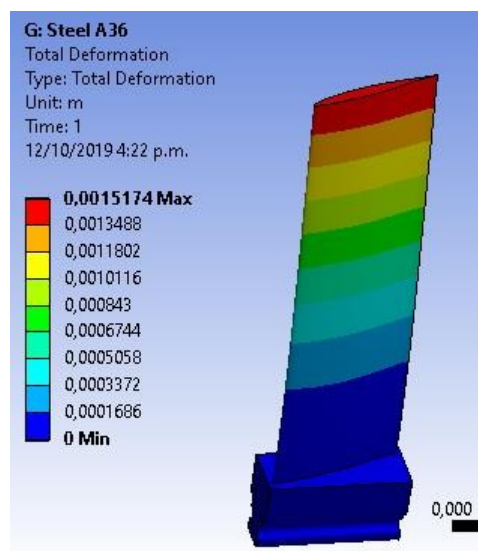


Figura 88. Esfuerzo elástico de la simulación con A36.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

La deformación potencial de la energía este es un aspecto importante ya que demuestra donde se genera la mayor cantidad de energía en el alabe (ver figura 89).

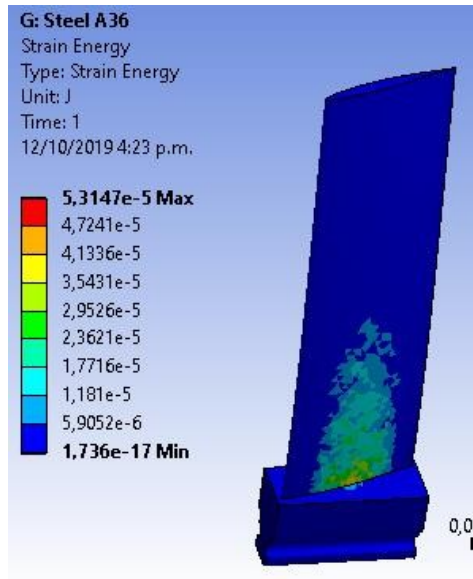


Figura 89. Deformación potencial de la energía de la simulación con A36.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019).

El factor de seguridad del material aplicado sobre el alabe (ver figura 90)

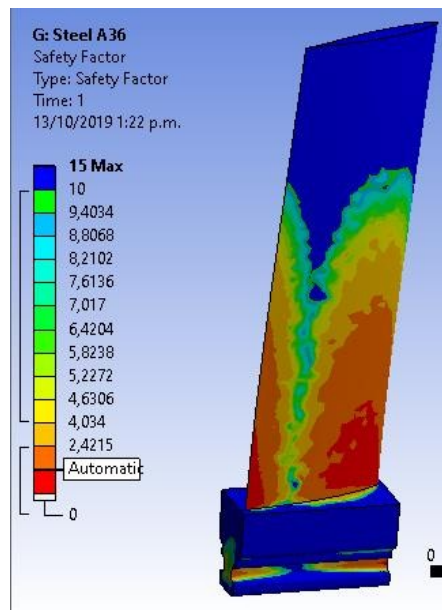


Figura 90. Factor de seguridad de la simulación con A36.

Fuente: Alhamra y Sequera (2019)

Para la representación los 4 materiales se seleccionaron la herramienta de cuadro comparativo para tener más claro los valores obtenidos ver cuadro 1:

Cuadro 1: Comparación del comportamiento de los materiales.

Propiedad	-	Uds.	AISI 4340	AISI 51100	AISI 8642	ASTM A36
Esfuerzo Equivalente	Max	Pa	1.8425	1.8202	1.8202	1.8425
	Min		4.8124	5.1650	5.1650	4.8124
Esfuerzo Elástico	Max		8.8978	9.0027	9.0027	9.3427
	Min		2.3777	2.6049	2.6049	2.4966
Deformación de la energía	Max	J	5.0616	5.2131	5.2131	5.3147
	Min		1.653	1.660	1.660	1.736
Deformación total	Max	M	1.4451	1.4868	1.4868	1.5174
	Min		0	0	0	0
Factor de seguridad	Max	-	15	15	15	15
	min		1.8	1.6	1.6	0.3568

Fuente: Alhamra y Sequera (2019)

CONCLUSIONES

El trabajo de investigación del flujo de aire a través de un turbocompresor axial mediante el uso de técnicas de aproximación numérica se realizó satisfactoriamente llegando a las siguientes conclusiones:

De la búsqueda de información relacionada al estudio del campo de flujo en turbocompresores axiales, se obtuvo información extraída de bibliografías y trabajos anteriores como variables indispensables para este tipo de estudio, entre estas la presión, la velocidad, la temperatura y parámetros como la densidad del flujo entre otros, sin embargo, no se encontró información técnica sobre ensayos, pruebas y data de las características de turbocompresores axiales comerciales.

Para la selección del perfil y sus características se importó información de la bibliografía en especial de un antecedente que definía un perfil NACA 65-210 utilizado en turbocompresores de flujo axial, para la parametrización se extrajo la información de un paper publicado en la universidad de San Buenaventura ubicada en Bogotá Colombia, el cual lo publicó la escuela de ingeniería aeronáutica.

El software SolidWork 2016 edición de 64 bits usado en el desarrollo de la investigación es un software especializado para el diseño geométrico de cuerpos 3D, por lo que el modelado del alabe del turbocompresor a estudiar se elaboró de manera satisfactoria con menor complejidad a comparación con otras herramientas CAD.

Queda demostrado que ANSYS Workbench cuenta con módulos especializados para el estudio CFD de turbomáquinas, como lo es la herramienta BLADE EDITOR que permitió la definición del dominio fluorizado del compresor. Mediante el uso de “Turbogrib” se realizó la discretización del dominio del flujo, quedando definido el mallado con 425.356 nodos y una cantidad de elementos de 395.082. Todos de forma hexaédrica y sin errores según lo establece el programa, además el módulo CFX permitió la simulación numérica para la obtención de resultados reales, se estableció que el tipo de máquina es un turbocompresor de flujo axial y se configuró el dominio

del flujo con las condiciones físicas de borde como son el tipo de fluido, presión de entrada, temperatura de entrada y flujo másico de salida. Además, se definieron cada una de las interfaces para cada material definido con la herramienta “Static Structural” para garantizar que el dominio de control se mantuviera en cada interfaz. De los resultados de la simulación se deben resaltar que los balances de las ecuaciones de gobierno establecidas en el modelo matemático seleccionado convergieron a cero, lo cual demuestra que las ecuaciones de transferencia de calor, turbulencia, masa y momento arrojaron resultados idóneos y con un bajo error de aproximación, indicando de esta manera que el modelo de turbulencia SST es adecuado para este tipo de estudios.

El estudio del Aire dio como resultado una relación de presión de 3.775 y de temperatura de 1.9351 y 95% de eficiencia de compresión. Demostrando un comportamiento del flujo de aire que es acorde a lo que establece el fluido dinámico de turbocompresores, la velocidad del aire aumento durante su paso por los rotores, producto del intercambio de energía, aumentando así la presión total y generando una alta eficiencia en la conversión de energía a través del alabe.

Para la simulación Fluid-Interaction solid se aplicó 4 materiales todos aceros aleados con diferentes capacidades en cuanto a sus propiedades mecánicas demostrando que el ASTM A36 fue el que peor de ellos debido a que dio un factor de seguridad menor a uno (0,3568), en el cual el alabe fractura por las altas presiones y temperatura que maneja el rotor, los tres aceros restante el 4340 (1,8), el 8642 (1,6) y el 51100 (1,6) dieron valores mayores a uno el mayor fue el 4340 con un factor de seguridad de 1,8 siendo este el material más resistente de la selección en las condiciones de trabajo del turbocompresor.

RECOMENDACIONES

Ampliar el estudio construyendo la gráfica del comportamiento del compresor estudiado.

Realizar un rediseño aerodinámico del alabe para aumentar la eficiencia del turbocompresor en estudio.

Seleccionar diferentes perfiles naca y repetir el análisis numérico y así comparar los resultados, para comparar los diferentes modelos.

Repetir el análisis numérico anterior con el modelo de turbulencia K-Epsilon y comprar los resultados, para ver con más claridad las ventajas y desventajas de cada modelo.

La inclusión en el pensum de la Facultad de ingeniería de la Universidad José Antonio Páez una materia orientada al estudio de la dinámica de flujo computacional.

BIBLIOGRAFÍA

- ANSYS-CFX. Release 17 ANSYS CFX-Solver Theory Guide. (2016).
- A.V. Schegliáiev. (1978). **Turbinas de vapor: la teoría del proceso térmico y las construcciones de turbinas.** Mir Moscú.
- Casanova Kindelan, J. (2013). **Estudio bidimensional del flujo en turbomáquinas. Motores Térmicos.** Madrid, España.
- Casanova Kindelan, J. (2013). **Fundamentos de turbomáquinas. Motores Térmicos.** Madrid, España.
- Casanova Kindelan, J. (2013). **Fundamentos del flujo en compresores y turbinas. Motores Térmicos.** Madrid, España.
- Cengel, Y. (2007), **Fundamentos de Mecánica de Fluidos.** (2ª ed.). México D.F: McGraw Hill Education.
- Chenchu Deepa, A., & Jayachandraiah, B. (Agosto de 2012). **CFD Analysis for Estimation of Efficiency of Low Pressure Steam Turbine.** International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE).
- Dixon, D. L., Hall C.A., (2014) **“Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery”.** (7th Edition). Elsevier, Oxford – UK.
- Garrido, S., Fernández Castaño, N., & Sánchez, Y. (diciembre 2011). **Mantenimiento de turbinas de vapor.** Energiza.org.
- Nilsson N. y Davidson L. (2015), **“A Numerical comparison of Four Operating Conditions in a Kaplan Water Turbine, Focusing on Tip Clearance Flow”** The proceedings of the 20th IAHR Symposium, Charlotte, North Carolina, U.S.A.
- Mataix, C. (1998) **Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas.** (2ª ed.). Madrid: Ediciones del Castillo, S.A.
- Mataix, C., & Arenas, A. (1983). **Turbomáquinas Térmicas.** Madrid: Editorial Dossat, S.A.

- Motycak L., Skotak A. y Kupcik R. (2016), “**Kaplan turbine tip vortex cavitation - analysis and prevention**” 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Beijing, China.
- Rivetti A., Lucino C., Torres J. y Liscia S. (2013). “**Modelación en CFD de una turbina kaplan y comparación con resultados experimentales**”, Laboratorio de Hidromecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata, Argentina.
- Sampieri R., Fernandez C., Baptista P., (2006) “**Metodología de la Investigación**”. McGraw – Hill.
- Tamayo y Tamayo, Mario. **El Proceso de la Investigación científica**. Editorial Limusa S.A. México.1997.
- Vélez, S. Carlos M (2001) **Apuntes de metodología de la investigación**. Departamento de ciencias básicas Universidad EAFIT, Medellín – Antioquia. [En línea] Disponible en: <https://es.slideshare.net/saratogawild/apuntesmetodología-investigación>.