

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**“SIMULACIÓN CFD PARA LA PREDICCIÓN DEL
COMPORTAMIENTO DE FLUJO DE AIRE DENTRO DEL COFRE DE
UN TRACTOR”**

POR

RAÚL RAMIRO PORTALES BARBOSA

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN
CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

MAYO, 2019

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**“SIMULACIÓN CFD PARA LA PREDICCIÓN DEL
COMPORTAMIENTO DE FLUJO DE AIRE DENTRO DEL COFRE DE
UN TRACTOR”**

POR

RAÚL RAMIRO PORTALES BARBOSA

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRÍA EN
CIENCIAS DE LA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN, MÉXICO

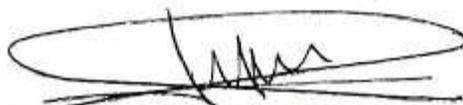
MAYO DE 2019

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

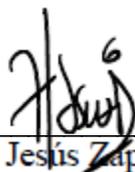
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis "**SIMULACIÓN CFD PARA LA PREDICCIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE FLUJO DE AIRE DENTRO DEL COFRE DE UN TRACTOR**" realizada por el alumno(a) "**RAÚL RAMIRO PORTALES BARBOSA**", con número de matrícula 1443430, sea aceptada para su defensa como opción al grado de "**MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERIA AUTOMOTRIZ**"

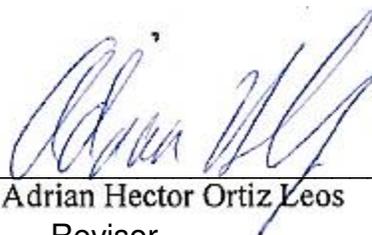
El Comité de Tesis



Dr. Mario Alberto Bello Gómez
Asesor



Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández
Revisor



MSc. Adrian Hector Ortiz Leos
Revisor

Vo. Bó.



Dr. Simon Martínez Martínez
Subdirección de Estudios de Posgrado



AGRADECIMENTOS

La vida es hermosa, y una de las principales características de esta hermosura es que se puede compartir y disfrutar con quienes amamos, se puede ayudar, entender y guiar a muchas personas si ellas lo permiten, pero también podemos ser ayudados y ser guiados durante nuestra vida.

Mediante estos agradecimientos de tesis, quiero exaltar la labor de mi familia, amigos y profesores que estuvieron presentes durante toda o la mayor parte de la realización de esta tesis.

Agradezco a la Universidad Autónoma de Nuevo León por la confianza y apoyo brindado en mis estudios de posgrado, agradezco también a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.

Al Dr. Mario Alberto Bello Gómez por sus enseñanzas, consejos y dirección durante la realización de este trabajo de investigación, ya que sin su confianza y dedicación no hubiera sido posible.

Al Dr. Carlos Manuel Rodríguez Román por su ayuda y conocimiento en el tema de fluidos computacionales para la realización de esta investigación.

Al Dr. Oscar Jesús Zapata Hernández por sus consejos y conocimientos transmitidos para la realización del proyecto.

A John Deere México por toda su confianza deposita en mí, para poder desarrollar este proyecto de investigación, así como todas las facilidades que me brindaron los ingenieros Adrián Ortiz y Eugenio Cantú durante el proyecto.

Al centro de Innovación Driven por darme la oportunidad de desarrollar este proyecto en sus instalaciones, y al mismo tiempo adquirir experiencia profesional en especial al Ing. Ricardo Daniel Apaez Pérez.

Al personal del Grupo SSC por el soporte y asesoría técnica, en especial al Ing. Arnulfo Pacheco y la Ing. Marianne Méndez.

DEDICATORIA

Deseo expresar el más sincero agradecimiento a mis padres y hermano; Mtro. Ramiro Portales, Mtra. Isabel Barbosa y Ing. Eddie Portales por el invaluable apoyo, por la educación, consejos que me dieron a lo largo de mi vida ya que nunca dejaré de aprender de ellos.

Ing. Raúl Ramiro Portales Barbosa

Nomenclatura

Letras

ρ	Densidad
M	Masa
V	Volumen
τ	Esfuerzo cortante
μ	Viscosidad dinámica
ν	Viscosidad cinemática
P	Presión
F	Fuerza
A	Área
Y	Peso específico
W	Peso
g	Gravedad
v	Velocidad
d	Distancia
t	Tiempo
C	Compresibilidad del fluido
Re	Numero de Reynolds
L_c	Longitud característica
Ma	Numero de Mach
V_{cb}	Velocidad del objeto
C	Velocidad del sonido
vc	Volumen de control
D/Dt	Derivada sustancial
\emptyset	Propiedad específica
Γ	Coefficiente de difusión
\vec{U}	Vector velocidad
S	Termino fuente
Og	Calidad ortogonal
Ai	Vector de cara normal
Ci	Vector desde el centroide hasta el centroide de caras adyacentes
Fi	Vector del centroide de la celda hasta la cara.
y^+	Valor de Y plus
y	Distancia de nodo a nodo
U_t	Velocidad de fricción
t_{turb}	Tensiones turbulentas
k	Energía cinética del fluido

ε	Velocidad de disipación
ω	Disipación específica
Δp	Caída de presión
l	Longitud del modelo
α	Permeabilidad
C_f	Constante adimensional de arrastre
\dot{U}	Velocidad efectiva
∇^2	Término de Brinkman
a	Coefficiente característico del fluido
b	Coefficiente característico del fluido
V_a	Incrementos de velocidad axial
V_c	Incrementos de velocidad axial
V_b	Velocidad tangencial
P	Presión estática del campo lejano
V	Velocidad de entrada en el campo lejano
ds	Área de superficie
dr	Ancho de corona
r	Radio
Q	Flujo del fluido
π	Constante que relaciona el perímetro de una circunferencia
dm	Flujo másico
I_c	Coefficiente de resistencia inercial
V_c	Coefficiente de resistencia viscosa

Índice de figuras

Figura 1.1 Estudio aerodinámico en ANSYS Fluent.	3
Figura 1.2 Discretización de volumen de control de una pieza.	4
Figura 1.3 Sistema de refrigeración en el trabajo de Sreekanth.	7
Figura 1.4 Comportamiento del flujo de aire en el trabajo de Karan Rajdev.....	8
Figura 1.5 Marco conceptual de la metodología utilizada por Jorge García.	9
Figura 1.6 Tipos de modelación para ventiladores en Fluent.	9
Figura 1.7: Diferentes tipos de modelos de la energía cinética turbulenta.....	10
Figura 2.1 El arado se ha usado para realizar tareas agrícolas.....	11
Figura 2.2 Tractores agrícolas en servicio desde 1961.	12
Figura 2.3 Comparación de las diferentes clases de tractores.	13
Figura 2.4 Sistema de refrigeración basado en agua.	15
Figura 2.5 Sistema de refrigeración basado en el aire.....	16
Figura 3.1 Diferencia en el comportamiento de un sólido y un fluido debido a una fuerza de corte	19
Figura 3.2 Mapa conceptual de la clasificación de los flujos.....	22
Figura 3.3 Regiones viscosas y no viscosas en un mismo campo del flujo.	24
Figura 3.4 Comparación de los diferentes tipos de flujo respecto al número de Mach	25
Figura 3.5 Rango de número de Reynolds para los regímenes de flujo en una tubería circular.	26
Figura 3.6 Trayectoria de una partícula en un fluido.....	27
Figura 3.7 Enfoques de Lagrange a) y Euler b) de un campo de flujo.....	28
Figura 3.8 Flujo en la capa limite sobre una placa plana.	29
Figura 3.9 Relación de velocidades y presiones dependiendo el área	30
Figura 3.10 Mallado estructurado de un perfil aerodinámico.	38
Figura 3.11 Mallado no estructurado de un perfil aerodinámico.	39
Figura 3.12 Mallado híbrida de un perfil aerodinámico.	39
Figura 3.13 Elementos lineales y cuadráticos para una malla 2D.....	40
Figura 3.14 Elementos lineales y cuadráticos para una malla en 3D.....	40
Figura 3.15 Espectro de calidad métrica de las mallas.....	41
Figura 3.16 Esquema de la capa turbulenta y la relación de y^+	43
Figura 3.17 Representación de los tratamientos cerca de la pared.	44
Figura 3.18 Flujo de aire turbulento sobre una esfera	45
Figura 3.19 Simulación de un modelo RANS de un perfil de NACA.	46
Figura 3.20 Simulación de un modelo DNS de un perfil de NACA.....	46
Figura 3.21 Simulación de un modelo LES de un perfil de NACA	47

Figura 3.22 Gasto computacional concorde a modelos de turbulencia.....	47
Figura 3.23 Grafica de caída de presión con respecto a la velocidad causado por obstáculos.....	50
Figura 3.24 Nomenclatura para el modelo de Rankine-Froude.	54
Figura 3.25 Ilustraciones esquemáticas del modo de funcionamiento de las tres enfoques numéricos.....	56
Figura 3.26 Esquema del algoritmo de solución SIMPLE	60
Figura 4.1 Anemómetro digital de flujo y velocidad de aire.....	62
Figura 4.2 Layout de la configuración de la prueba experimental.....	63
Figura 4.3 Ubicaciones de medición en una vista transversal.	63
Figura 4.4 Ubicaciones de medición en una vista superior.....	64
Figura 4.5 Implementación de la metodología de medición.....	65
Figura 4.6 Toma de velocidad en una zona lateral del tractor.	65
Figura 4.7 Diagrama de flujo de la metodología CFD.....	66
Figura 4.8 Geometría detallada de un automóvil	69
Figura 4.9 Modelo inicial modelado en Creo Parametric 4.0	70
Figura 4.10 Comparación del modelo con mayor grado de detalle a) contra modelo simplificado b).	70
Figura 4.11 Comparación entre a) Geometría con costura (Inicial) contra b) Geometría sin costuras (reparada).	71
Figura 4.12 Comparación entre A) Geometría con orificio (Inicial) contra B) Geometría sin orificio (reparada).	72
Figura 4.13 Vista del modelo con los componentes usados en los análisis CFD	73
Figura 4.14 Vistas frontal y superior del modelo usado para las simulaciones CFD.	73
Figura 4.15 Operaciones booleanas de sustracción en el modelo.....	74
Figura 4.16 Dimensiones de dominio de flujo recomendado para un estudio aerodinámico	75
Figura 4.17 Condiciones de frontera utilizadas en el dominio.....	76
Figura 4.18 Malla tetraédrica generada en el dominio utilizando métodos automáticos.....	77
Figura 4.19 Vista transversal de la malla tetraédrica en el interior del cofre.....	77
Figura 4.20 Capas de inflación de 2mm alrededor de los componentes.	78
Figura 4.21 Discretización del modelo final.	78
Figura 4.22 Gráfica estadística del nivel de oblicuidad del mallado.....	79
Figura 4.23 Gráfica estadística del nivel de calidad ortogonal del mallado.....	79
Figura 4.24 Estudio de sensibilidad de malla de una tobera [44].....	80
Figura 4.25 Opciones utilizadas en la sección de datos generales de Fluent...	81
Figura 4.26 Tipos de modelos de turbulencia de Fluent.	82
Figura 4.27 Ventana de definición de materiales Fluent.	83

Figura 4.28 Vista global del dominio con sus condiciones frontera.....	84
Figura 4.29 Grafica de la caída de presión contra la velocidad	86
Figura 4.30 Ventana de entradas para la zona porosa de Fluent.	87
Figura 4.31 Valores de velocidades obtenidos de la simulación del ventilador real.....	88
Figura 4.32 Ventana de entradas para la condición de ventilador de Fluent. ...	88
Figura 4.33 Ventana de entrada para las condiciones de pared de Fluent.....	89
Figura 4.34 Interacción entre el dominio y la celda del radiador.....	90
Figura 4.35 Ventana de dialogo de métodos de soluciones de Fluent.....	91
Figura 4.36 Ventana de dialogo de métodos de soluciones de Fluent.....	92
Figura 4.37 Ventana de modificación para la inicialización de Fluent.....	93
Figura 4.38 Ventana para inicializar con parámetros de entrada.....	93
Figura 5.1 Grafico de residuales de la simulación.	94
Figura 5.2 Resultados de los campos de velocidad de la simulación.	95
Figura 5.3 Contornos de velocidad absoluta en un plano vertical a la carcasa.	95
Figura 5.4 Contornos de velocidad absoluta en un plano horizontal a la carcasa.	96
Figura 5.5 Gráfico de vectores de velocidad absoluta en un plano vertical que pasa a través de los componentes.	97
Figura 5.6 Gráfico de vectores de velocidad absoluta en un plano horizontal que pasa a través de los componentes.	97
Figura 5.7 Líneas de corriente coloreadas por magnitud de velocidad absoluta	98
Figura 5.8 Gráfico de presión total sobre la carcasa.....	99
Figura 5.9 Contorno de presión en un plano vertical de la carcasa.	99
Figura 5.10 Sensibilidad de malla de los modelos.	100
Figura 5.11 Perfil de velocidad axial de la simulación del ventilador.	101
Figura 5.12 Velocidades obtenidas de la cara del disco actuador	101
Figura 5.13 Líneas de corriente de aire de la velocidad tangencial del ventilador con geometría.	102
Figura 5.14 Líneas de corriente de aire de la velocidad tangencial del	102
Figura 5.15 Contorno de velocidad del ventilador real.....	103

Índice de tablas

Tabla 4.1 Parámetros que contiene el anemómetro digital.....	62
Tabla 4.2 Ubicaciones de medición en las secciones del tractor.....	64
Tabla 4.3 Medida máxima de oblicuidad del mallado.....	79
Tabla 4.4 Propiedades del aire.....	83
Tabla 4.5 Determinación de las condiciones frontera.....	84
Tabla 4.6 Datos experimentales de la caída de presión a través del radiador..	86
Tabla 5.1 Comparación de las velocidades de aire pronosticadas de CFD contra las mediciones experimentales.....	104

ÍNDICE

Índice de figuras.....	V
Índice de tablas.....	VIII
Resumen	1
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	2
1.1. Hipótesis.....	5
1.2. Objetivo general.....	5
1.2.1 Objetivos específicos.....	5
1.3. Justificación	6
1.4. Estado del arte.....	7
CAPÍTULO 2: TRACTORES	11
2.1 Tipos de tractores.....	13
2.2 Sistema de refrigeración de los tractores	15
2.3 Componentes del sistema de refrigeración	17
CAPÍTULO 3: DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	18
3.1. Propiedades de un fluido	19
3.1.1. Clasificación de los flujos	22
3.1.2. Enfoque Lagrangiano y Euleriano en el movimiento del fluido	27
3.1.3. Comportamiento de la capa limite	29
3.1.4 El principio de Bernoulli y el efecto Venturi	30
3.2. Ecuaciones gobernantes que describen el movimiento de un fluido	31
3.2.1 Ecuación de la continuidad.....	31
3.2.2 Ecuación de momento.....	32
3.2.3 Ecuación de la conservación de la energía	33
3.2.4 Ecuaciones de Navier Stokes.....	34
3.3 Métodos de discretización de ecuaciones	36
3.3.1 Clasificación de mallas basadas en la conectividad	38
3.3.2 Clasificación de elementos de malla	40
3.3.3 Criterios de calidad de mallas	41
3.3.4 Tratamiento de pared (y^+).....	42
3.3.5 Modelos de tratamientos cercanos a la pared	44
3.4. Modelos de turbulencia.....	45

03.4.1. Modelos RANS de 2 ecuaciones	48
3.5 Condición frontera para el radiador	49
3.5.1 Determinación de los parámetros para un medio poroso	52
3.5.2 Limitaciones y suposiciones modelo de medios porosos	53
3.6 Teoría de hélices	54
3.6.1 Modelados de ventiladores.....	55
3.6.2 Teoría del modelo de disco actuador BFM.....	57
3.6.3 Limitaciones y suposiciones para un disco actuador.....	59
3.7 Algoritmos CFD	60
CAPÍTULO 4: EXPERIMENTACIÓN	62
4.1 Mediciones experimentales	62
4.1.1 Metodología de medición	63
4.2 Metodología CFD.....	66
4.3 Preprocesamiento del modelo.	69
4.3.1. Preparación inicial de la geometría.	70
4.3.2 Operaciones booleanas.....	74
4.3.3. Dominio y condiciones frontera.	75
4.3.4. Discretización del dominio.....	77
4.3.5. Sensibilidad de la malla.....	80
4.3.6 Datos generales del modelo.....	81
4.3.7 Modelos de turbulencia	82
4.3.8. Características del fluido	83
4.3.9 Interpretación de las zonas del modelo en Fluent.....	84
4.3.10 Detalle de los componentes de la simulación.....	85
4.3.11 Interfaces de malla.	90
4.4 Procesamiento de Fluent.....	91
4.4.1. Interpolación del modelo.	91
4.4.2. Programa cambio de interpolación.....	92
4.4.3. Inicialización del modelo.....	93
CAPÍTULO 5: RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	94
5.1 Resultados de convergencia de la solución.	94
5.2 Resultados del campo de velocidades del modelo.....	95

5.3 Resultados del campo de presiones del modelo.	99
5.4 Resultados de sensibilidad de malla.	100
5.5 Resultados de ventilador.	101
5.6 Comparación de resultados.	104
CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO	105
6.1 Trabajos a futuro.	107
6.2 Contribución Científica.	107
REFERENCIAS	108

Resumen

En los últimos años, ha habido un incremento en la demanda hacia la mejora del diseño de los tractores, para lograr un mejor rendimiento autónomo y así poder aumentar la comodidad de los operarios. No obstante, no basta con crear un diseño aerodinámico excelente para solucionar el problema, también se necesita analizar y determinar la perfecta ubicación de los componentes que están en el interior del cofre del tractor.

En consecuencia, se presenta una forma eficiente de realizar una simulación CFD del flujo de aire interno del cofre de un tractor, esta ayudará a determinar el efecto sobre el rendimiento de enfriamiento en condiciones ideales, también se podrá identificar las celdas de recirculación creadas por la interacción de las diferentes velocidades del aire con los componentes y algunos efectos aerodinámicos. La simulación es condicionada a una velocidad máxima del tractor de 12 km/hr, una capacidad de 90 HP y una velocidad angular limitada a 1500 rpm. La geometría debajo del cofre fue simplificada y corregida en el programa SpaceClaim de Ansys, para evitar posibles pérdidas de información al momento de pasar de un programa a otro, esta incluía radiador, motor, colector de escape, tanque de refrigerante, ventilador, filtro de aire y batería. También se simplificó el grado de detalle de algunos componentes como el radiador (Medio Poroso), el ventilador como MRF (Método de marco de referencia múltiple) y la condición frontera de Fan asignada en el programa Ansys FLUENT. Otro incentivo importante en este trabajo fue escoger el modelo de turbulencia adecuado para la simulación, donde se utilizó un modelo de turbulencia $k-\omega$ SST, el cual fusiona la gran precisión del modelo $k-\omega$ en la zona cercana a la pared y la independencia entre los flujos por el modelo $k-\epsilon$ en la zona lejana al muro.

Los resultados obtenidos de las simulaciones CFD del flujo de aire, ilustrarán la importancia del proceso de optimización de la configuración del vehículo debajo del cofre en su comportamiento térmico en el futuro.

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

La industria automotriz es el segundo campo de la ingeniería más investigado en el mundo después de la industria aeroespacial. Los automóviles solían ser muy toscos y con poco grado de detalle, pero con el paso del tiempo los fabricantes tuvieron que diseñar métodos para refinar el vehículo, y así poder mejorar sus condiciones de trabajo y rendimiento. Ahora se diseñan con más grado de detalle los componentes de cada sistema del vehículo, para que se desempeñen a su máxima eficiencia y al mismo tiempo sean lo más livianos posible; por consecuencia, la aerodinámica es una de las principales áreas en las que los fabricantes están interesados en mejorar hacia el futuro [1].

Además, colocar estos componentes en el espacio debajo del cofre de un automóvil, hace que el espacio se más reducido y esto provoca que el rendimiento de un componente individual afecte el rendimiento de los otros componentes cercanos.

Por lo tanto, mejorar el diseño de los componentes individuales por sí solo no es suficiente para mejorar el rendimiento del vehículo, sino que también deben investigarse sus ubicaciones en el interior del cofre del automóvil y aplicar un proceso de optimización a este problema de acomodo, para encontrar una ubicación adecuada de éstos [2,3].

Actualmente se cuenta con paquetes que hacen posible el estudio de problemas cada vez más complejos, que hasta hace pocos años eran imposibles de resolver, la incursión de estos ha aumentado el tipo de tareas que se pueden enfrentar desde el punto de vista teórico, brindando una herramienta efectiva para la resolución de tales problemas.

La mayoría de los investigadores recurren a la tecnología conocida como dinámica de fluidos computacional (por sus siglas en inglés, CFD), para llevar a cabo estas simulaciones numéricas. CFD es el arte, más que la técnica, que utiliza los ordenadores para la simulación del movimiento de los fluidos y en ocasiones, de otros fenómenos asociados: transferencia de calor, reacciones químicas y arrastre de sólidos [4].

Algunos de los campos de aplicación son:

- Aerodinámica de vehículos terrestres, aviones (Véase figura 1.1).
- Diseño de motores de combustión, calderas, turbo máquinas.
- Desarrollo de sistemas de ventilación, calefacción y aire acondicionado.
- Refrigeración de equipos eléctricos y electrónicos.

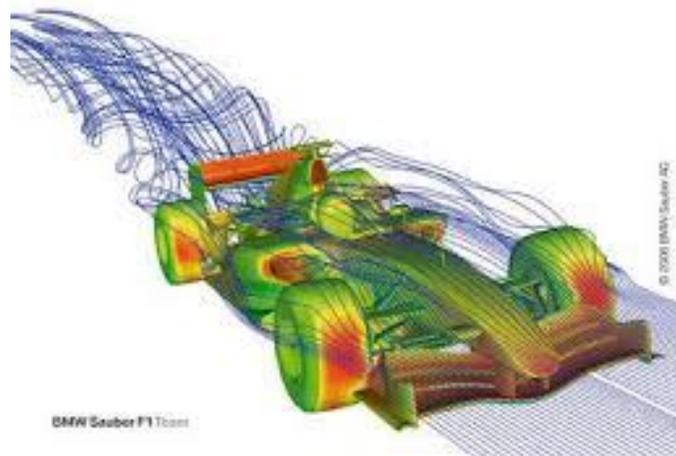


Figura 1.1 Estudio aerodinámico en ANSYS Fluent [5].

Haciendo énfasis en el análisis aerodinámico de vehículos mediante CFD, se pretende encontrar por un lado una medida macroscópica global, valores de fuerzas y momentos que usualmente es la información que se obtiene en un túnel de viento, y de esa forma ver el comportamiento de las líneas de corriente, desprendimientos de vórtices y campo de presiones [5,6].

Otro aspecto muy importante en el estudio es la discretización por el método de volúmenes finitos (por sus siglas en inglés, FVM), este involucra casos de CFD, transferencia de calor, y de la ingeniería química. FVM es un método de cálculo en el que se subdivide un modelo en células muy pequeñas y de formas geométricamente simples (Figura 1.2), después continúa con el desarrollo de las leyes de la conservación de masa, esta explica lo que entra en una celda en un lado, tiene que salir por la misma celda en otro lado [7].

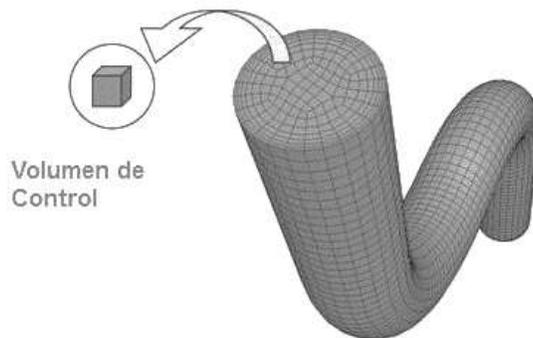


Figura 1.2 Discretización de volumen de control de una pieza [5].

En este proyecto, se investiga el comportamiento del flujo de aire en la región debajo del cofre de un tractor de estación abierta, mediante simulaciones de CFD. Por lo tanto, el objetivo para este proyecto es crear una simulación de CFD del complejo espacio tridimensional, cuyos resultados puedan usarse más adelante para construir una aproximación de un estudio térmico.

1.1. Hipótesis

Mediante el análisis aerodinámico por CFD será posible analizar el comportamiento del flujo de aire a través del cofre del tractor, identificando zonas críticas de velocidades y celdas de recirculación.

1.2. Objetivo general

Desarrollar una metodología para un modelo numérico que sea capaz de reproducir el comportamiento del flujo de aire interno en el cofre de un tractor, por medio de la confrontación de resultados cualitativos y cuantitativos del modelo para poder apreciar sus fenómenos aerodinámicos.

1.2.1 Objetivos específicos

- Investigar sobre el análisis CFD en la literatura.
- Preprocesamiento del modelo.
- Toma de parámetros en el modelo de laboratorio (velocidades, flujos).
- Realizar una metodología CFD para un modelo aerodinámico de un tractor capaz de reproducir el fenómeno.
- Reproducir la física de los componentes del ventilador y radiador con condiciones fronteras del software Fluent.
- Ejecutar el análisis CFD con los parámetros recolectados y validarlos con los datos de la prueba experimental.
- Analizar el comportamiento del flujo del aire obtenido de la simulación.

1.3. Justificación

Esta investigación se realiza para comprender la física de los fenómenos aerodinámicos dentro y fuera del cofre de un tractor, utilizando la herramienta CFD, la cual da mejores resultados que los experimentos realizados en los laboratorios. El CFD posibilita realizar predicciones aproximadas del comportamiento del flujo utilizando técnicas numéricas, y determinando las variables de interés en el dominio a escala real, con una resolución espacial y temporal. Algunas de las ventajas de usar CFD son: la flexibilidad de realizar diversas simulaciones con diversidad de escenarios, alta resolución para visualizar y suministrar resultados completos en el campo de velocidades, presiones y otras variables dependientes, además de ser más económicas y rápidas que una experimentación real [8,9].

El desarrollo de CFD ha sido notable; esto se ve reflejado en el número de programas comerciales disponibles actualmente y su capacidad para resolver una gran diversidad de problemas multifásicos, los paquetes de CFD existentes en el mercado son lo suficientemente potentes y fáciles de utilizar como para que resulte rentable su utilización a nivel industrial [10].

Sin embargo, las técnicas de CFD no son baratas en primer lugar, son necesarias máquinas de gran capacidad de cálculo (los investigadores de CFD son usuarios habituales de los ordenadores más potentes que existen), y un software con precio todavía no accesible al gran público.

Se puede afirmar entonces que este proyecto contribuirá fuertemente al impulso de la investigación en el área de la aerodinámica para automóviles, así como también al desarrollo de futuros proyectos basados en éste, en beneficio de utilizar esta herramienta para la simulación de automóviles de nueva generación utilizando nuevos modelos de CFD.

1.4. Estado del arte

El CFD, no es una disciplina tan madura como puede ser la de elementos finitos para la resolución de problemas de estructuras y su interacción con otras disciplinas como la transferencia de calor donde requieren todavía una profunda investigación.

Sin embargo, se puede encontrar en la literatura diversos trabajos que están relacionados a la simulación CFD de los componentes internos en automóviles (Figura 1.3), como por ejemplo el trabajo de Sreekanth Reddy [2] donde se explica a detalle la manera de modelar de manera precisa y efectiva el radiador como un modelo de intercambiador de calor con una zona porosa, por su parte, Barbaros Çetin [11] explicó como modelar el radiador como un zona porosa y los parámetros necesarios para su utilización en un análisis CFD.

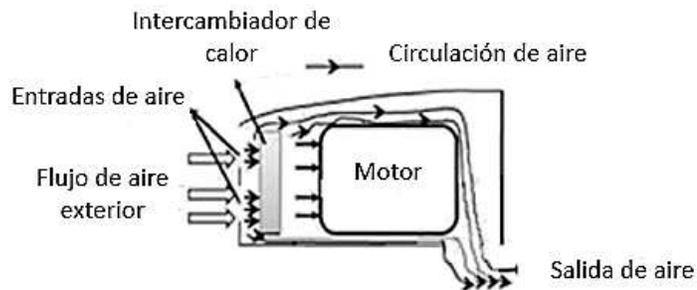


Figura 1.3 Sistema de refrigeración en el trabajo de Sreekanth [2].

Chetan Kulkarni en el año 2012, utilizó la simulación aerodinámica en el sector automotriz, relacionado al aumento del rendimiento y la disminución de temperatura en áreas específicas. Uno de los puntos importantes que trata es la gestión térmica de vehículos comerciales pesados en el cual es crucial para mejorar su rendimiento, especialmente en el compartimento del motor donde el rechazo de calor es mayor y la refrigeración es un desafío. A medida que aumenta el calor rechazado por el motor, esto puede afectar a otros componentes como el colector de admisión [12].

Uno de los trabajos más similares sobre el estudio aerodinámico en tractores es el de Karan Rajdev en 2018, donde explica y analiza el comportamiento del flujo de aire en la parte del cofre del tractor, así como el flujo de las velocidades en lugares críticos, zonas de recirculación y zonas de obstrucción de flujo de aire (figura 1.4). También habla sobre las diferentes maneras de modelar la física del radiador, ventilador y motor utilizando el software de Acusolve [13].

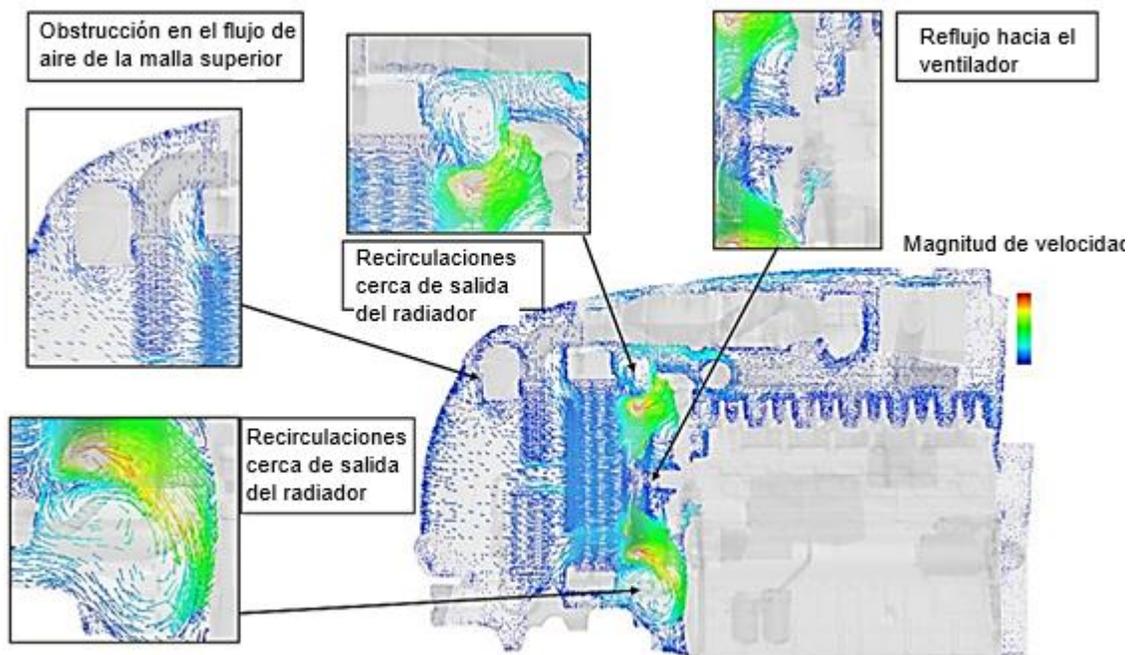


Figura 1.4 Comportamiento del flujo de aire en el trabajo de Karan Rajdev [13]

Para comprender la metodología que lleva la simulación CFD se tomó como punto de partida el trabajo de Jorge García en 2013[14], donde se explica a grandes rasgos las etapas como (Simplificación del modelo, tipos de Mallado, técnicas de post-procesamiento) que aplicó a su modelo (Figura 1.5). Xavier Domingo en 2015 [5], utiliza una metodología similar para la simulación de un alerón de un automóvil de carreras y explica sus ventajas de otros métodos.

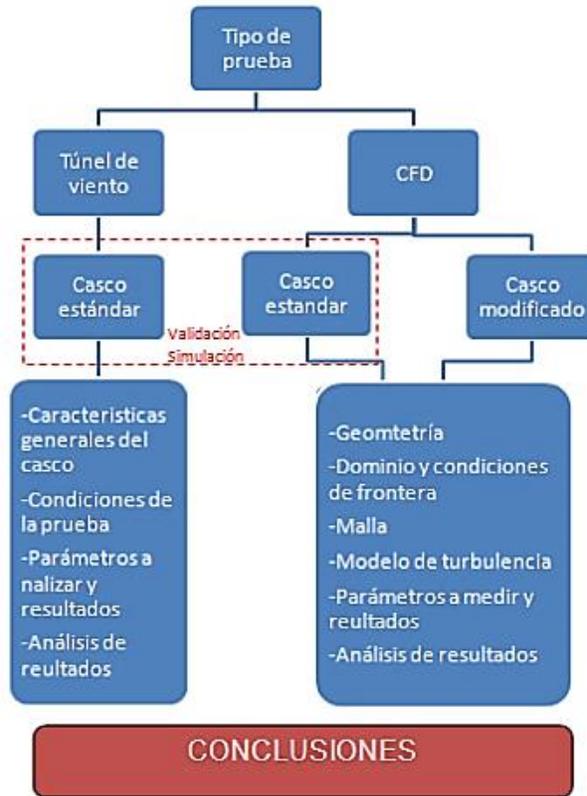


Figura 1.5 Marco conceptual de la metodología utilizada por Jorge García [14].

Andrea Della en su trabajo de investigación mostró diferentes tipos de modelos de ventiladores que se pueden representar en Fluent (figura 1.6), así como sus principales ventajas y desventajas que conlleva a utilizar cada modelo. Algunos parámetros en que se basa para agruparlos son el gasto computacional, parámetros experimentales, y variaciones con el tiempo [1].

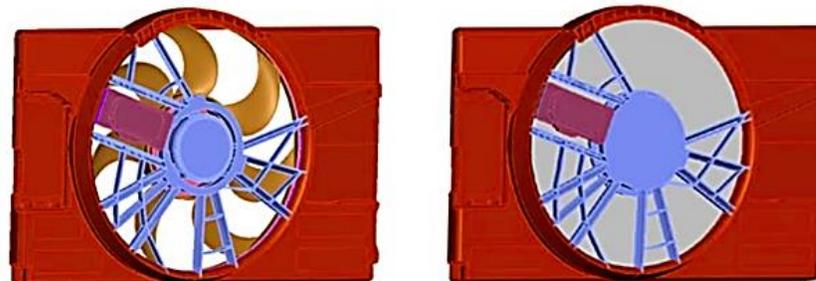


Figura 1.6 Tipos de modelación para ventiladores en Fluent [1].

En la literatura existen varios modelos de turbulencia, como el presentado por Samuel González (Figura 1.7), donde explica la forma de utilizar la capa límite para tener mejores resultados en el modelo, éste modelo se encuentra dentro de la categoría de los modelos de bajo número de Reynolds, el modelo $k-\epsilon$ es el más conocido y se utiliza en prácticamente todos los programas comerciales para estudio de fluidos [15].

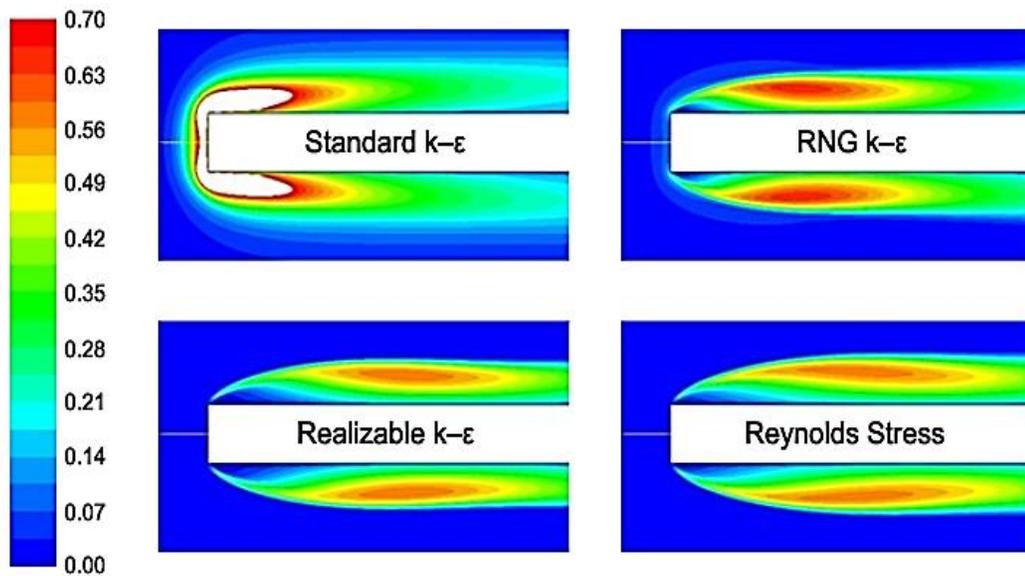


Figura 1.7: Diferentes tipos de modelos de la energía cinética turbulenta [15].

CAPÍTULO 2: TRACTORES

En la antigüedad el ser humano, inteligente, capaz, pero poco potente para la realización de trabajos tan arduos y poco atractivos; como son muchas de las tareas agrícolas mostradas en la Figura 2.1, ha buscado el desarrollo de máquinas que le sustituyan mejorando en sí su forma de calidad de vida [16].



Figura 2.1 El arado se ha usado para realizar tareas agrícolas[17].

Por esta razón, no es posible pensar en una producción moderna y económica sin la intervención de equipos mecánicos (tractores) que reduzcan o faciliten las tareas rurales, la mecanización de éstas ayuda a liberar los grandes esfuerzos de trabajo en el campo.

Por lo que se refiere a tractores, se definen como los vehículos con motor esencialmente concebidos para tirar o empujar otros aparatos, vehículos o cargas, los tractores agrícolas son vehículos autopropulsados destinados al accionamiento de los órganos de trabajo de las máquinas agrícolas [17].

Históricamente, la actividad agropecuaria ha desempeñado un papel importante en el crecimiento económico de México al proveer de alimentos, materias primas, capital y mano de obra a la población, así como la consolidación del mercado interno para los productos de otros sectores económicos como el de servicios y el industrial [18].

La amplia presencia de empresas productoras de tractores e insumos condujo a un acelerado proceso de modernización, donde destaca la subordinación tecnológica y la formación de la cultura agrícola moderna. A continuación, se presenta la Figura 2.2 que destaca el estudio de la existencia de tractores activos en México desde el año 1961 hasta el 2008.

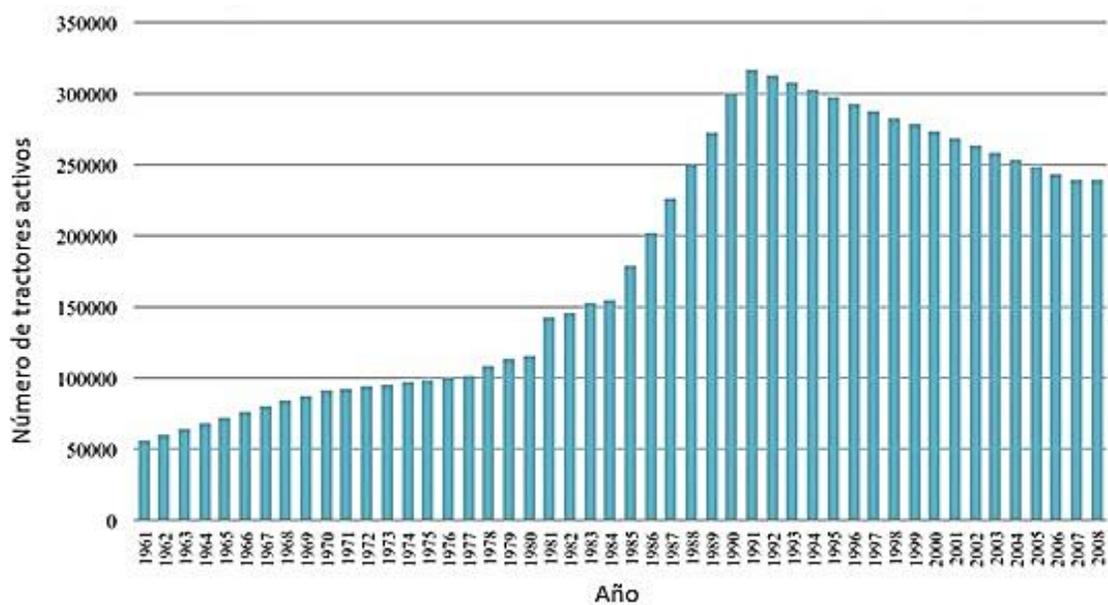


Figura 2.2 Tractores agrícolas en servicio desde 1961 [19].

Calva en el 2011, mencionó que la disminución de tractores en activo en la actualidad se ha debido al incremento en los costos del combustible, la inversión y la operación de compra de los tractores que resultó costosa [19].

2.1 Tipos de tractores

El tractor es una herramienta fundamental y, a día de hoy, insustituible en el desempeño de las tareas agrícolas, en consecuencia, en la actualidad se mantiene una gran variedad de modelos para los diferentes tipos de necesidades.

Dicho lo anterior, se exponen algunos de los principales criterios según los cuales se pueden clasificar las diferentes clases de tractor en el mercado:

1. Según el tipo de tracción [20].

- Tracción simple: Son aquellos tractores que poseen tracción únicamente en las ruedas traseras.
- Tracción asistida: Se trata de aquellos tractores que poseen tracción en ambos ejes (delantero y trasero). En este caso las ruedas delanteras son de menor tamaño.
- Doble tracción: La doble tracción significa que cuenta con tracción en las ruedas delanteras y traseras y sus ruedas son casi del mismo tamaño como se muestra en la figura 2.3.

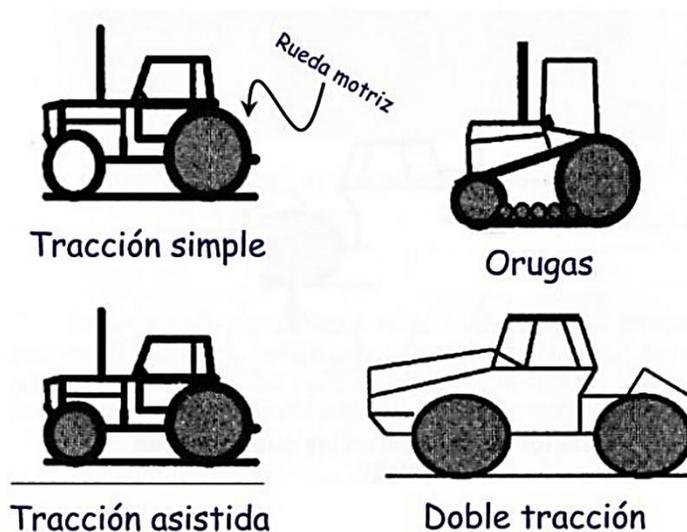


Figura 2.3 Comparación de las diferentes clases de tractores [20].

2. Según su sistema motriz [21]:

- Tractor general: Este tipo de tractor es el más común en el mercado, son los que se emplean para tareas de arroteo de remolques y herramientas específicas para labrar y sembrar los terrenos.
- Tractor articulado: Este dispone de un tren motriz articulado, que mejora la capacidad de maniobra a la hora de desempeñar su función y eleva la potencia que le permite recorrer mayores distancias a gran velocidad.
- Tractores tipo oruga: Estos se caracterizan por no tener ruedas sino eslabones rígidos rodeados por un cinturón flexible, permitiendo mayor eficiencia en terrenos con grandes pendientes e irregulares

3. Según su potencia [20]:

- Categoría 1 (entre 15 y 40 Hp): son aquellos tractores de menor tamaño y potencia diseñados para realizar tareas de jardinería o funciones agrícolas muy básicas.
- Categoría 2 (entre 40 y 120 Hp): Se puede decir que es el tipo de tractor más habitual ya que posee la potencia para arrastrar remolques y otro tipo de herramientas.
- Categoría 3 (entre 120 y 200 Hp): Estos son los menos utilizados y se emplean para tareas específicas donde se requiere mayor potencia de lo normal

4. Por estación de trabajo:

- Estación abierta: Se caracteriza porque el operador tiene una experiencia al aire libre cuando está en operación.
- Estación cerrada: Se caracteriza por tener una cómoda cabina y un filtro de carbón con el fin de purificar el aire dentro de ella eficientemente, ayudando al operador a trabajar en un ambiente más saludable.

2.2 Sistema de refrigeración de los tractores

Aproximadamente la cuarta parte de las averías que sufren los motores de los tractores agrícolas se deben a causas relacionadas con el sistema de refrigeración. Un mantenimiento incorrecto o descuidado del sistema puede ocasionar serios problemas de sobrecalentamiento [22].

Se conoce que alrededor del 60% de la energía contenida en el combustible no es transformada en trabajo y se pierde por calor, es decir, que el proceso de combustión puede alcanzar temperaturas instantáneas de hasta 2500°C, entonces los elementos del motor más próximos a la cámara tienden a calentarse, y estos pueden llegar hasta la fundición si no se cuenta con un buen sistema de refrigeración. Hasta el momento existen dos sistemas de refrigeración, el primero que es la refrigeración por agua y el otro que es la refrigeración por aire [23].

Con respecto al primero, el agua es el elemento encargado de absorber el calor producido por el proceso de combustión. La capacidad de absorción está limitada por la temperatura de ebullición del agua (100 °C), por lo que su circulación será continua, el principal componente en este sistema es el radiador que es el que enfría el agua del sistema mostrado en la figura 2.4 [22].

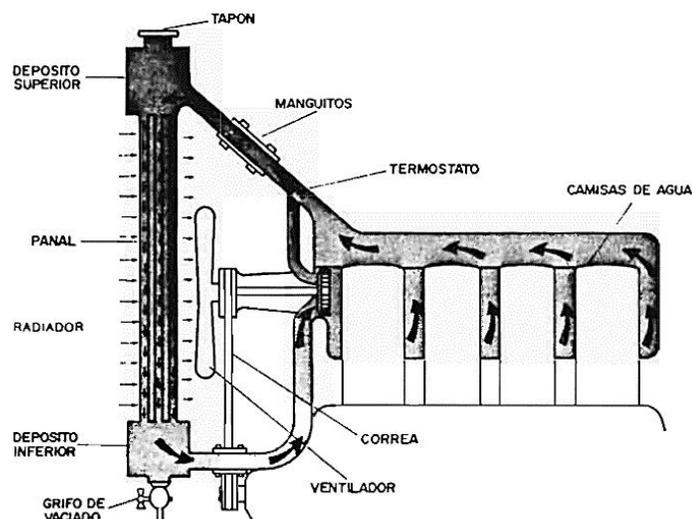


Figura 2.4 Sistema de refrigeración basado en agua [22].

El segundo sistema de refrigeración emplea el aire como elemento refrigerante. Una turbina impulsa el aire y lo dirige hacia la culata y las camisas de los cilindros, absorbiendo a su paso el calor generado durante la combustión mostrado en la figura 2.5. La parte exterior del cilindro y de la culata lleva unas aletas con el fin de canalizar el aire y aumentar la superficie de contacto entre las partes a refrigerar [22].

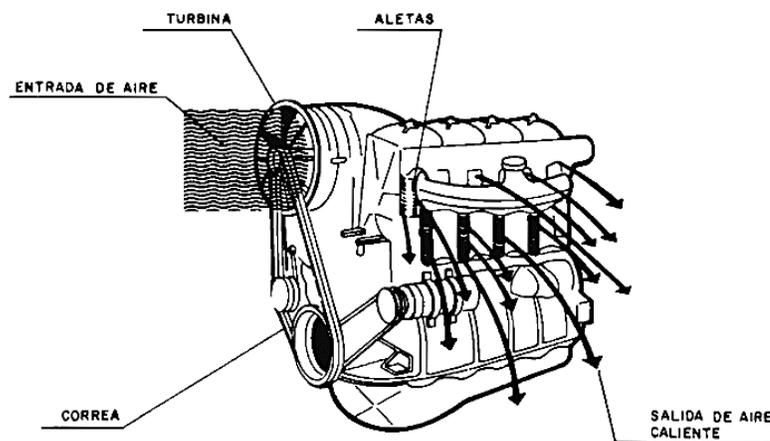


Figura 2.5 Sistema de refrigeración basado en el aire [22].

Es importante mencionar las ventajas y desventajas de cada sistema, el sistema basado en agua tiene de ventaja mejor regulación de la temperatura y menor ruido, por contrario tiene problemas de suciedad, sarro y óxido, también demora más para llegar a la temperatura de funcionamiento.

Por otro lado, el sistema basado en aire ocupa menor mantenimiento, funciona bien a temperatura extrema alta o baja, pero tiene de desventaja el coeficiente de conductibilidad metal/aire es menor que a metal/agua, no es fácil regular la temperatura y su funcionamiento es muy ruidoso [24].

2.3 Componentes del sistema de refrigeración

Con respecto al tema anterior, ahora se describen un poco algunos de los componentes que conforman el sistema de refrigeración por agua para los motores de combustión mostrados en la Figura 2.4 [25].

1. Radiador: Es el elemento más importante en el sistema de refrigeración por agua, este componente es el que reduce las altas temperaturas que se generan en el motor, por lo general está formado por grupos de tubos de cobre que están situados espaciadamente en posición paralela.
2. Bomba Centrifuga: Su principal objetivo es aspirar el fluido del refrigerante del radiador y hacerlo circular por el interior del bloque y la culata, esta se encuentra unida al bloque del motor.
3. Termostato: Este componente es una válvula y su función es regular la entrada y salida de fluido, la válvula se abre y cierra en función de la temperatura del refrigerante.
4. Ventilador: Tiene por objetivo activar la corriente de aire que pasa a través del radiador durante la marcha del tractor, y también produce la corriente cuando el vehículo está parado, es una hélice con varias palas.
5. Refrigerante: Es agua limpia con una mezcla de inhibidores químicos para evitar la oxidación y corrosión. Esta sustancia es la encargada de absorber y ceder el calor en un sistema de refrigeración sin perder sus propiedades.

CAPÍTULO 3: DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

En este capítulo es necesario definir algunos términos de la mecánica de fluidos, los cuales son necesarios para tener mayor claridad en el desarrollo del proyecto. La mecánica de fluidos se define como una rama de la mecánica, que estudia el movimiento de las partículas puntuales y establece principios generales para el comportamiento de los fluidos.

El hecho de que la mecánica de fluidos sea teóricamente derivable a partir de la mecánica clásica no quiere decir que, en realidad, se haya derivado de ella. Esta parte de la física fue desarrollada en paralelo con la mecánica newtoniana, y contiene muchos principios físicos obtenidos de manera empírica [14].

Con respecto a la historia de la dinámica de fluidos computacional, esta inició en los años 60, donde se interpreta como la interacción entre los conceptos de física, métodos numéricos e informática cuyo objetivo es la resolución de problemas de fluidos. Por ello, el desarrollo de este está ligado por los procesos realizados en la tecnología informática [10].

A mediados de los años 80, el interés del CFD comienza a centrarse en la resolución de ecuaciones de Navier-Stokes para flujos viscosos, también aparecen los primeros modelos numéricos para la resolución de flujos turbulentos como la simulación numérica directa (por sus siglas en inglés, DNS) y la simulación de remolinos grandes (por sus siglas en inglés, LES), aunque todavía están muy lejos de las aplicaciones en el campo de la ingeniería.

Posteriormente en los 90's, la demanda de soluciones para casos con geometrías complejas hace que el desarrollo del CFD se vea acompañado no sólo por la aparición de nuevos métodos y modelos de turbulencia, como por ejemplo el modelo $k-\epsilon$, sino también por nuevas técnicas para las generaciones de mallados de las geometrías [26].

3.1. Propiedades de un fluido

Un fluido se define como una sustancia que se deforma continuamente bajo la aplicación de cualquier fuerza tangencial al área en la que actúa (ver Figura 3.1). Dicha fuerza se denomina fuerza de corte, y la relación entre la fuerza de corte y el área en la que actúa se le conoce como esfuerzo cortante[27].

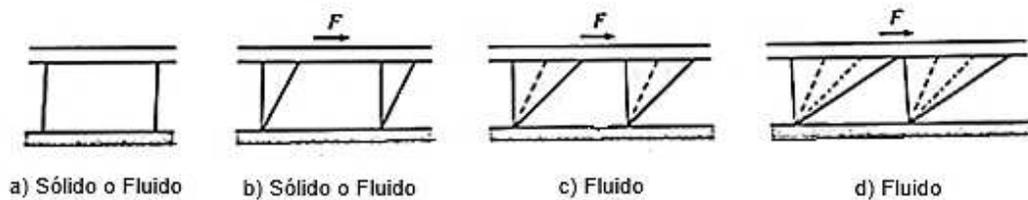


Figura 3.1 Diferencia en el comportamiento de un sólido y un fluido debido a una fuerza de corte [28].

La principal característica que distingue a un fluido de un sólido es su incapacidad para resistir la deformación bajo un esfuerzo cortante. Cuando un fluido está en reposo, no existen fuerzas de corte ni esfuerzos de corte. Un sólido por ejemplo, si puede resistir una fuerza de corte mientras está en reposo, la fuerza de corte puede causar algún desplazamiento inicial de alguna capa sobre otra, pero el material no continúa moviéndose y alcanza una posición de equilibrio estable [28].

Dicho lo anterior, los fluidos como todos los materiales, tienen propiedades físicas que permiten caracterizar y cuantificar su comportamiento, así como distinguirlos de otros. Algunas de estas propiedades son exclusivas de los fluidos y otras son típicas de todas las sustancias, propiedades como la viscosidad, tensión superficial y presión solo se pueden definir en los líquidos y gases. Sin embargo, la masa específica, el peso específico y la densidad son atributos de cualquier materia.

A continuación, se describen las propiedades físicas más importantes, desde el punto de vista aerodinámico:

En primer lugar, se explica el concepto de densidad (ρ), esta es la razón entre la masa (m) de un cuerpo por el volumen (V) que este ocupa [14], este se aprecia en la ecuación 1. En el caso de la densidad del aire, está determinada por la temperatura atmosférica y la altitud a la cual se encuentra el estudio, las unidades de la densidad en el sistema internacional son (Kg/m^3).

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \text{Ec.(1)}$$

En segundo lugar, se tiene la viscosidad dinámica o absoluta, esta se representa como la resistencia del fluido al esfuerzo cortante (τ), cuando el fluido está en movimiento (du/dy) [29], esta propiedad está basada en la ley de Newton de la viscosidad mostrada en la ecuación 2, en el sistema internacional (SI) la unidad de la viscosidad dinámica es (Pa.s).

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad \text{Ec.(2)}$$

Por otro lado, también se tiene la viscosidad cinemática, esta se representa como el cociente entre la viscosidad dinámica (μ) y la densidad (ρ) mostrada en la ecuación 3, en el sistema internacional (SI) la unidad de la viscosidad cinemática es (m^2/s).

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{Ec.(3)}$$

Otra propiedad es la presión, esta se define como la fuerza (F) por unidad de superficie (A) que ejerce un líquido o gas, y se mide en atmosferas mostrada en la ecuación 4, en el sistema Internacional se expresa en Pascal (N/m^2) [30].

$$P = \frac{F}{A} \quad \text{Ec.(4)}$$

El peso específico se define como el peso del fluido (W) por unidad de volumen (V), este varía dependiendo la magnitud de la aceleración de la gravedad donde se encuentre el lugar. Sus unidades en el (SI) son N/m^3 .

$$\gamma = \frac{W}{V} = \rho g \quad \text{Ec.(5)}$$

La velocidad de flujo es la velocidad con la que se mueven las partículas, es decir, la distancia (d) que recorren en un determinado tiempo (t). Para el caso de un túnel de viento es la velocidad del aire en la sección de prueba y para las pruebas en CFD es la velocidad de entrada en el dominio como movimiento rectilíneo uniforme (MRU) [31].

$$v = \frac{d}{t} \quad \text{Ec.(6)}$$

La compresibilidad es la propiedad donde todos los fluidos disminuyen de volumen al someterlos a una presión, sus unidades son inversas a la presión (m^2/N).

$$C = -\frac{1}{V} \left(\frac{dV}{dp} \right) \quad \text{Ec.(7)}$$

3.1.1. Clasificación de los flujos

La clasificación de un flujo depende de sus características físicas. A continuación, se presenta la clasificación detallada de los tipos de flujos presentes en la vida cotidiana y los más usados en la ingeniería (Figura 3.2);

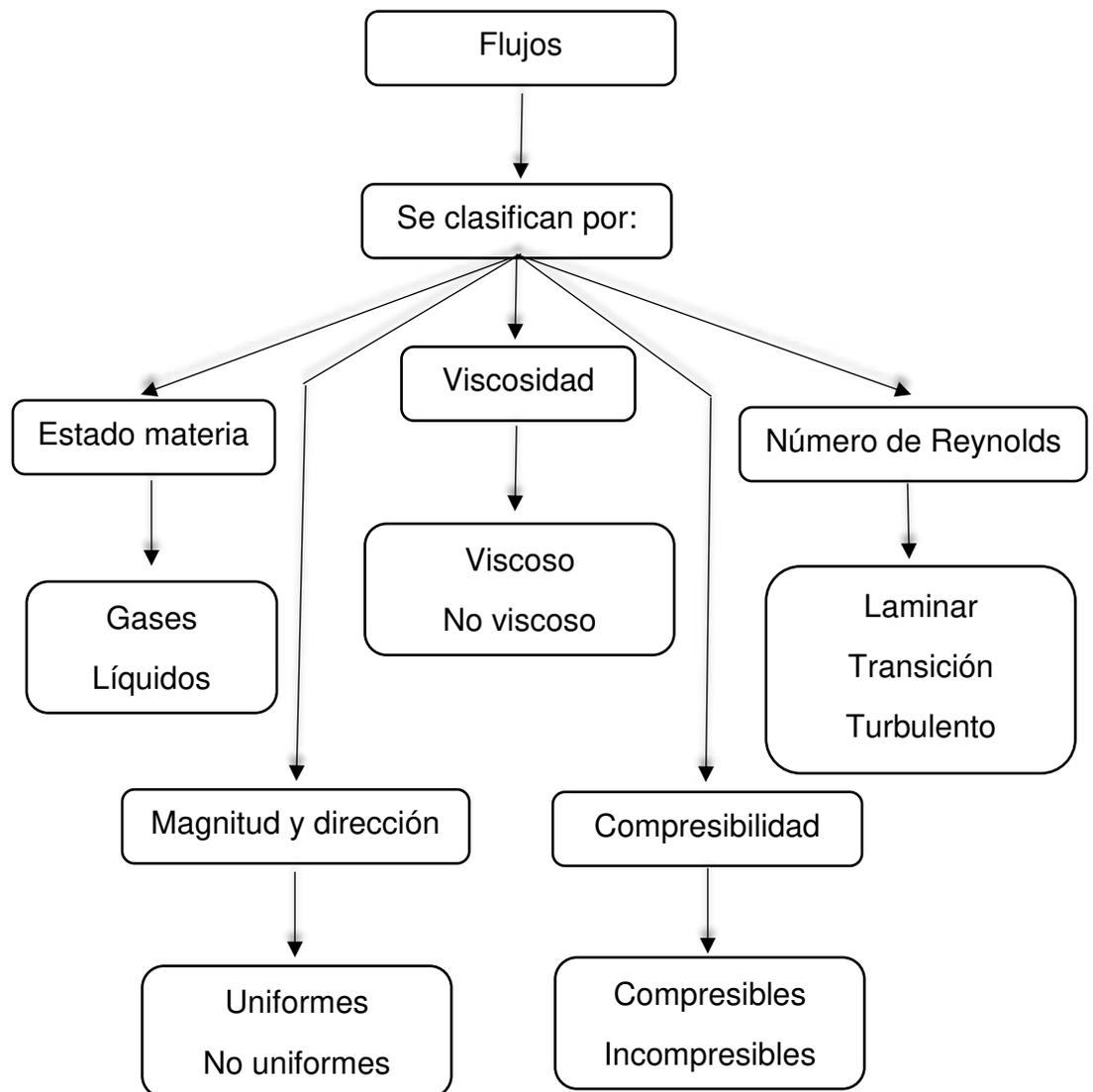


Figura 3.2 Mapa conceptual de la clasificación de los flujos.

1. De acuerdo con el estado de la materia;

- Gases: Se denomina gas, al estado de agregación de la materia en el cuál, bajos ciertas condiciones de temperatura y presión, sus moléculas interaccionan débilmente entre sí, adoptando la forma y el volumen del recipiente que lo contiene.
- Líquidos: Se denomina líquido, al estado de agregación de la materia en forma altamente incompresible, lo que significa que su volumen es aproximadamente constante en un rango grande de presión.

2. De acuerdo con su viscosidad y esfuerzo cortante;

El número de Reynolds es un número adimensional que es utilizado para predecir las características viscosas o no viscosas de un problema, también proporciona una indicación de la pérdida de energía causada por sus efectos [32]. El número de Reynolds se define como la relación existente entre las fuerzas inerciales y las fuerzas de viscosas en la ecuación 8:

$$Re = \frac{\rho * v * L_c}{\mu} \quad \text{Ec.(8)}$$

O equivalente por:

$$Re = \frac{v * L_c}{\nu} \quad \text{Ec.(9)}$$

Donde (ρ) es la densidad del fluido, (v) es la velocidad del cuerpo, (L_c) es la longitud característica del cuerpo y (μ) es la viscosidad dinámica y (ν) es la viscosidad cinemática.

De acuerdo con lo anterior, se puede clasificar el fluido por viscoso o no viscoso [33];

- Flujo viscoso: Es el flujo en el que la fuerza inercial se puede despreciar en comparación con los efectos viscosos (fricción). Si el número de Reynolds del flujo no es demasiado grande, entonces el flujo es viscoso (figura 3.3).
- Flujo no viscoso: Para que un flujo sea considerado como no viscoso, los efectos de un esfuerzo cortante sobre el movimiento deben ser lo suficientemente pequeños como para compararlo con otras influencias, por lo que se puede considerar que son insignificantes.

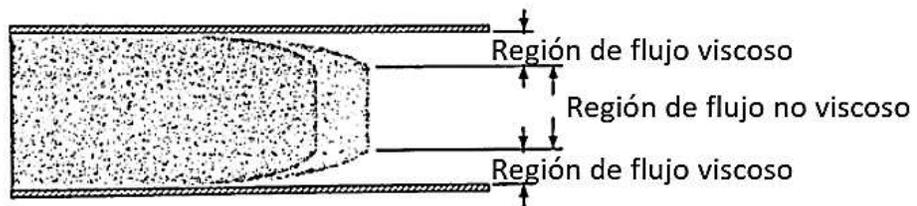


Figura 3.3 Regiones viscosas y no viscosas en un mismo campo del flujo [33].

3. De acuerdo a su perfil de velocidad;

- Flujo uniforme: Un flujo uniforme es aquel en el que la velocidad es la misma en cada instante del fluido.
- Flujo no uniforme: Un flujo no uniforme es aquel en el que la velocidad no es constante en cada instante del fluido.

4. De acuerdo con el efecto de la compresibilidad;

En este apartado se encuentran los flujos compresibles e incompresibles:

- Flujo incompresible: Es cuando el volumen del fluido dado no cambia, esto implica que la densidad es constante en todas partes, aún bajo el efecto de la presión.
- Flujo compresible: Es cuando el volumen del fluido dado puede cambiar, implica que la densidad variará a lo largo del campo de flujo, bajo el efecto de la presión.

Estos flujos compresibles se clasifican según el valor del número de Mach (inercia a la compresibilidad), que se define como la velocidad del objeto (V_{ob}) entre la velocidad del sonido (c) ecuación 3:

$$Ma = \frac{V_{ob}}{c} \quad \text{Ec.(10)}$$

De acuerdo con el número de Mach se clasifican en[27]:

- Flujo subsónico ($Ma < 1$), la densidad es constante (ver figura 3.4).
- Flujo sónico ($Ma = 1$), el cambio de densidad es casi igual al cambio de la velocidad.
- Flujo supersónico: ($Ma > 1$), la densidad cambia más rápido que la velocidad por un factor de Ma^2 .

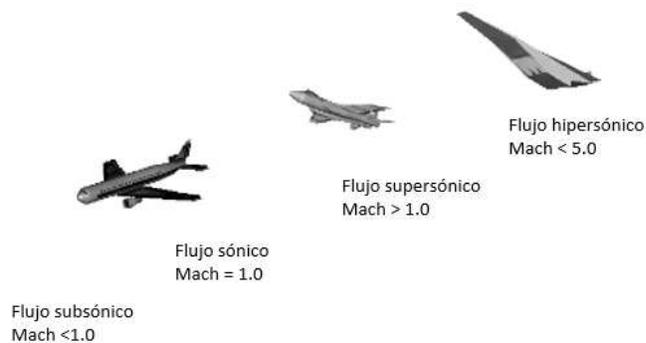


Figura 3.4 Comparación de los diferentes tipos de flujo respecto al número de Mach [27].

5. De acuerdo con el patrón de flujo;

Como se mencionó anteriormente, el número de Reynolds es un parámetro capaz de predecir si un flujo es viscoso o no viscoso. A su vez, el número de Reynolds puede establecer el paso del flujo de régimen laminar a turbulento, este varía al modificar la velocidad y/o viscosidad mostradas en la ecuación 1.

De acuerdo con el número de Reynolds se clasifican en [34]:

- Flujo laminar: las partículas del líquido se mueven siempre a lo largo de trayectorias uniformes, en capas o laminas, con el mismo sentido, dirección y magnitud, se ubica en un $Re < 2000$.
- Flujo de transición: Es el proceso donde el flujo laminar empieza a convertirse en flujo turbulento, esta abarca un rango de 2000 a 4000 Re.
- Flujo turbulento: las partículas se mueven siguiendo trayectorias erráticas, desordenadas y con formación de torbellinos. Cuando aumenta la velocidad del fluido, aumenta por consecuencia el Reynolds, este flujo se ubica en un $Re > 4000$ mostrado en la figura 3.5.



Figura 3.5 Rango de número de Reynolds para los regímenes de flujo en una tubería circular [34].

El número de Reynolds para placas planas es muy diferente al que se describió anteriormente de una tubería, el flujo en una placa plana se vuelve turbulento cuando el número de Reynolds sobrepasa el valor de 10^5 .

3.1.2. Enfoque Lagrangiano y Euleriano en el movimiento del fluido

Se considera ahora, la forma en que se puede analizar el movimiento de un fluido ya sea en forma de muchas partículas (enfoque lagrangiano) o en forma de un volumen de control, el cuál controla la entrada y salida de las partículas (enfoque euleriano).

La descripción lagrangiana es la representación de cada partícula o grupo de partículas fluidas en movimiento, de manera que se buscan funciones que den la posición, así como las propiedades de la partícula fluida en cada instante [35,36].

La trayectoria de una partícula de un fluido está dada por el vector $\vec{r}(t)$ (ver figura 3.6) y se expresa en coordenadas cartesianas como [35]:

$$\vec{r}(t) = x(t)\hat{i} + y(t)\hat{j} + z(t)\hat{k} \quad \text{Ec.(11)}$$

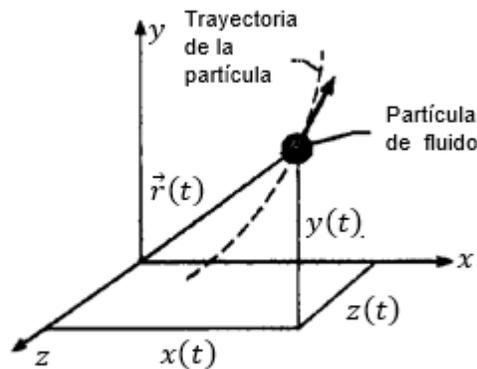


Figura 3.6 Trayectoria de una partícula en un fluido [36].

Entonces la velocidad del fluido se obtiene al derivar la ecuación anterior:

$$V(t) = \frac{d\vec{r}(t)}{dt} = \frac{dx}{dt}\hat{i} + \frac{dy}{dt}\hat{j} + \frac{dz}{dt}\hat{k} \quad \text{Ec.(12)}$$

O bien:

$$\vec{V}(t) = u\hat{i} + v\hat{j} + \omega\hat{k} \quad \text{Ec.(13)}$$

Donde u , v y ω son las velocidades resultantes en sus respectivas direcciones de coordenadas, de una sola partícula. Para obtener una descripción más completa y general del movimiento, se tiene que disponer de más trayectorias de las partículas del fluido [35].

Por el contrario, el enfoque euleriano describe el movimiento como un arreglo de volúmenes de control en el campo de flujo, para así obtener la información de la velocidad que pasa por cada volumen en cualquier instante de tiempo [35,37].

En este caso, se calcula la velocidad como una función de la posición del volumen de control (x,y,z) y el tiempo, de manera que:

$$u = f_1(x, y, z, t) \quad v = f_2(x, y, z, t) \quad \omega = f_3(x, y, z, t) \quad \text{Ec.(14)}$$

En conclusión, la descripción euleriana difiere de la lagrangiana en que no sigue un rastro de la posición y velocidad de una partícula, en lugar define variables de campo, funciones del espacio y tiempo dentro del volumen de control (figura 3.7).

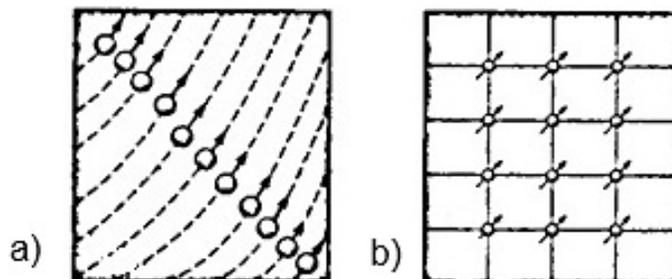


Figura 3.7 Enfoques de Lagrange a) y Euler b) de un campo de flujo [35].

3.1.3. Comportamiento de la capa limite

El concepto de capa limite fue inicialmente introducido por el alemán Ludwig Prandtl en 1904, la capa limite se entiende como aquella frontera en la que la velocidad del fluido, con respecto al sólido en movimiento varía desde cero (condición de no deslizamiento) hasta el 99% de la velocidad total [14].

Prandtl demostró que muchos flujos viscosos pueden ser analizados dividiendo el flujo en dos regiones, una cercana a las fronteras sólidas y la otra comprendiendo el resto del flujo [14,38]. Posteriormente, Prandtl mostró que los efectos viscosos son considerables únicamente en la región adyacente a la frontera (capa limite), en la región fuera de la capa limite los efectos viscosos son despreciables y el flujo puede analizarse como no-viscoso ver figura 3.8.

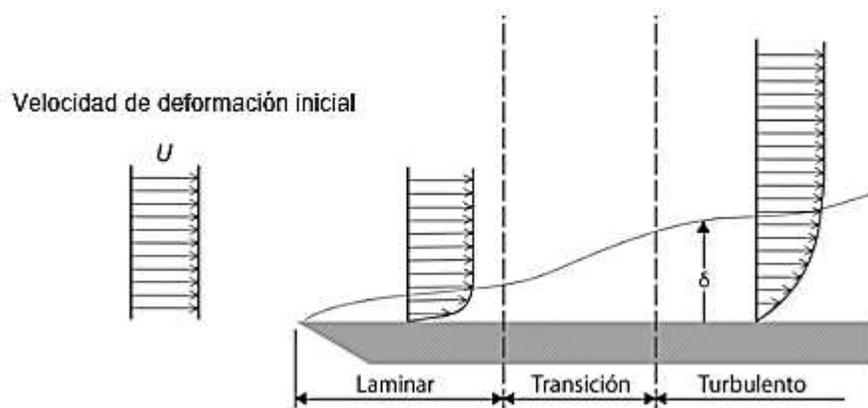


Figura 3.8 Flujo en la capa limite sobre una placa plana [38].

El comportamiento de la capa limite está caracterizado por las fuerzas viscosas y el rozamiento de las partículas alrededor del objeto que se encuentre en movimiento, principalmente se divide en tres zonas dentro de la capa limite mostrado en la figura 3.8, las cuales son [39]:

Subcapa viscosa: Esta mantiene un comportamiento cuasi laminar.

Capa de transición: Varía las condiciones desde el flujo laminar al turbulento.

Región turbulenta: En esta zona el flujo turbulento está totalmente desarrollado

3.1.4 El principio de Bernoulli y el efecto Venturi

Uno de los principios más importantes en la mecánica de fluidos, como en la aerodinámica es el principio de Bernoulli, basado del principio de la conservación de la energía. El comportamiento del principio de Bernoulli se representa como el descenso de la presión del líquido en las regiones donde la velocidad del flujo es mayor mostrado en la Figura 3.9, en un flujo de alta velocidad a través de un estrechamiento, se debe incrementar la energía cinética, a expensas de la energía de presión [40,41].

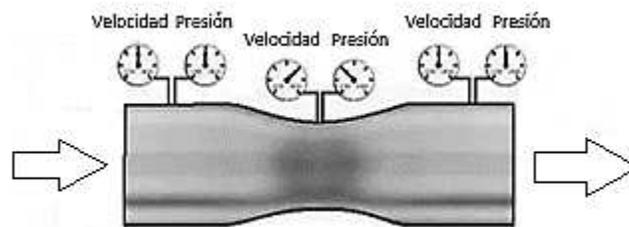


Figura 3.9 Relación de velocidades y presiones dependiendo el área [41].

La ecuación de Bernoulli se expresa de forma matemática (ecuación 15) como: la energía de flujo (debida a la presión), más la energía cinética (debido a la velocidad), más la energía potencial gravitatoria (debida a la altitud), siempre constante [40]:

$$P + \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho gh \quad \text{Ec.(15)}$$

A partir de las ecuaciones de Bernoulli y de la continuidad, se puede deducir el efecto Venturi, el cual explica que cuando un fluido pasa por un conducto donde la sección de paso se reduce, la velocidad en este punto aumenta y la presión disminuye, y viceversa [41,42].

3.2. Ecuaciones gobernantes que describen el movimiento de un fluido

Un estudio CFD está basado fundamentalmente en las ecuaciones gobernantes de la dinámica de fluidos. Estas representan los enunciados matemáticos de las leyes de conservación de la física, las cuales son [43]:

- 1) Ley de la conservación de masa, la masa se conserva para el fluido.
- 2) La segunda ley de Newton, la razón de cambio del momento es igual a la suma de las fuerzas actuando sobre el fluido.
- 3) Primera ley de la termodinámica, la razón de cambio de la energía es igual a la suma de la razón de adición de calor y la razón de trabajo realizado en el fluido.

3.2.1 Ecuación de la continuidad

La ecuación de la continuidad se deriva de aplicar la ley de la conservación de masa. Este principio se expresa como: La tasa de incremento de masa en un volumen de control (V_c) es igual a, la tasa neta de flujo de masa de entrada dentro del volumen de control [flujo de masa entrante = flujo de masa saliente] [44]. La ecuación de continuidad para un flujo compresible es representada por la siguiente ecuación 16:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \text{Ec.(16)}$$

Y para un flujo incompresible, es decir, un líquido con densidad constante (ecuación 17):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{Ec.(17)}$$

3.2.2 Ecuación de momento

La ecuación de conservación de la cantidad de movimiento se basa en la segunda ley de Newton, la cual establece que la fuerza resultante que actúa sobre una partícula de fluido es igual a la velocidad de cambio de la cantidad de movimiento de la partícula [40,45].

Las ecuaciones de cantidad de movimiento se obtienen igualando la tasa de cambio de la cantidad de movimiento en cada dirección (x, y, z) a las fuerzas actuantes en cada dirección [45] mostradas en la ecuación 18.

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} && - \text{Componente } x \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} && - \text{Componente } y \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + S_{Mz} && - \text{Componente } z \end{aligned} \quad \text{Ec.(18)}$$

Donde (p) es la presión, (D/Dt) es la derivada sustancial, y representa el vector aceleración, (τ_{xx} , τ_{yy} , τ_{zz}) representan los esfuerzos normales que actúan perpendicular a una cara del fluido, (τ_{xy} , τ_{yx} , τ_{xz} , τ_{zx} , τ_{yz} , τ_{zy}) son los esfuerzos cortantes, es decir los esfuerzos que actúan tangencialmente en una cara del fluido, (S_{Mx} , S_{My} , S_{Mz}) que son los términos fuente que incluyen las contribuciones debidas a las fuerzas de cuerpo, siendo ($S_{Mx} = S_{My} = 0$, $S_{Mz} = -\rho g$) [45].

3.2.3 Ecuación de la conservación de la energía

Aplicando la primera ley de la termodinámica y suponiendo que los efectos viscosos son insignificantes, se obtiene la ecuación de la energía [45]:

$$\begin{aligned} & \rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ = & \Phi + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ & + \left(u \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + w \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad \text{Ec.(19)}$$

Donde (C_p) es el calor específico, (ρ) es la densidad, (k) es la conductividad térmica, (T) la temperatura, (∇^2) es un operador laplaciano y (Φ) una función de disipación dado como (ecuación 19) [46]:

$$\begin{aligned} \Phi = & 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + 0.5 \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right. \\ & \left. + 0.5 \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + 0.5 \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] \\ & - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \end{aligned} \quad \text{Ec.(20)}$$

La ecuación 20 se aplica para problemas donde el gradiente de temperatura es importante tanto para flujos compresibles e incompresibles, la temperatura en los flujos se considera constante en todos sus puntos, siendo innecesario considerar dicha expresión para dichos puntos [47].

3.2.4 Ecuaciones de Navier Stokes

En flujos de tres dimensiones, la tasa local de deformación está compuesta por la tasa de deformación lineal y la tasa de deformación volumétrica. En un fluido newtoniano, los esfuerzos viscosos son proporcionales a la tasa de deformación [45]. La ley de la viscosidad de Newton para flujos compresibles en tres dimensiones involucra dos constantes de proporcionalidad: la viscosidad dinámica (μ) que relaciona los esfuerzos con las deformaciones lineales y la viscosidad cinemática que relaciona los esfuerzos con la deformación volumétrica [48].

$$\begin{aligned}
 \tau_{xx} &= \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \\
 \tau_{yy} &= \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \\
 \tau_{zz} &= \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) + 2\mu \frac{\partial \omega}{\partial z} \\
 \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\
 \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) \\
 \tau_{zy} &= \tau_{yz} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial \omega}{\partial y} \right)
 \end{aligned}
 \tag{Ec.(21)}$$

Sustituyendo los esfuerzos viscosos de la ley de Newton y aplicando a las ecuaciones de conservación de momento (ecuación 22), se obtienen las ecuaciones de Navier-Stokes, que son ocupadas en el desarrollo del método de volumen finito.

$$\begin{aligned}
 \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \omega \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} \mu + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\
 \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \omega \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} \mu + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\
 \rho \left(\frac{\partial \omega}{\partial t} + u \frac{\partial \omega}{\partial x} + v \frac{\partial \omega}{\partial y} + \omega \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} \mu + \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial z^2} \right)
 \end{aligned}
 \tag{Ec.(22)}$$

3.2.5 Ecuación general de transporte

Las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía tienen elementos en común, siendo posible expresarla de la siguiente forma llamada ecuación general de transporte [49]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\phi\vec{U}) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \quad \text{Ec.(23)}$$

derivada temporal término convectivo término difusivo término fuente

Donde (ϕ) es una propiedad específica (en forma conservativa, y puede representar la masa, la cantidad de movimiento y la energía por unidad de área), (Γ) es el coeficiente de difusión (ρ) es la densidad del fluido, (\vec{U}) es el vector de velocidad y (S) el término fuente, donde en este último se esconden los términos que no comparten las ecuaciones que gobiernan el movimiento del fluido [45], [46].

El término temporal, corresponde a la variación local con respecto al tiempo en el interior del volumen de control, es decir la disminución o acumulación de (ϕ) .

El término convectivo representa el transporte de la variable (ϕ) mediante la velocidad del flujo del dominio y el término difusivo representa algunos de los fenómenos de transporte que se basan en la ley de Newton para la difusión de cantidad de movimiento debido a los efectos viscosos debidos al gradiente de (ϕ) , Por último, el término fuente, corresponde a las fuentes de generación o destrucción de la variable transportadora [45].

3.3 Métodos de discretización de ecuaciones

En la actualidad se cuenta con varios métodos para convertir las ecuaciones de las derivadas parciales a un sistema de ecuaciones algebraicas, las más comunes son el método de diferencias finitas, método de elementos finitos y método de volúmen finito.

En este trabajo se ocupa únicamente la técnica de volúmen finito, sin embargo, primero se hará una breve descripción de los métodos a fin de compáralos:

Primero se explica **el método de diferencias finitas** (por sus siglas en Ingles FDM): este método utiliza la formulación diferencial de las ecuaciones, en donde el dominio se cubre con puntos llamados nodos, y la ecuación general es aproximada reemplazando las derivadas parciales por aproximaciones en términos de los valores nodales de la función. Cuando se aplican en mallas estructuradas son más sencillas y efectivas de resolver. Además, es fácil obtener esquemas de alto orden, entre sus inconvenientes esta que la conservación no está garantizada, si no se tiene especial cuidado y es complicada su aplicación a dominios de geometrías irregulares [50,51].

En segundo lugar, se tiene el **método de elemento finito** (por sus siglas en Ingles FEM). Este método utiliza una formulación débil: donde la ecuación diferencial es multiplicada por unas funciones llamadas funciones peso y posteriormente integradas, son similares en cierto modo al método de volúmen finito. El dominio se divide en elementos y en cada uno de ellos la solución es aproximada, generalmente de forma lineal, utilizando los valores de la función en los vértices del elemento. Esta aproximación es sustituida en la ecuación integral pesada y se impone que la derivada de dicha integral con respecto al valor en cada nodo sea cero. Son apropiados para geometrías complejas y fáciles de analizar matemáticamente [50,51].

El método de volumen finito emplea directamente las ecuaciones de conservación en su forma integral, este método discretiza las ecuaciones en cada uno de los elementos del dominio, en las que previamente se realiza la una discretización espacial.

El dominio se divide en volúmenes de control en los cuales se aplican las ecuaciones integrales que son aproximadas mediante cuadraturas, los nodos residen en el centroide del volumen y se interpolan para obtener sus valores en las caras de dichos volúmenes. Otra ventaja con los otros métodos es que se pueden utilizar en todo tipo de mallas, ya sea mallas estructuradas o no estructuradas, además, este método es conservativo por lo que todos los términos aproximados tienen un sentido físico [51].

Comparado con el método de las diferencias finitas, este método es más más flexible (puede implementarse en mallas estructuradas y no estructuradas); por este motivo, el método de volumen finito es el más empleado para la resolución de flujos con geometrías complejas. El método de los volumen finito se basa en la discretización directa de las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y la energía. Esto lleva a otra característica importante de este método, que es la obtención de la forma débil de las ecuaciones.

3.3.1 Clasificación de mallas basadas en la conectividad

En lo que se refiere a una malla computacional, se define como el dominio espacial en el cual se realiza la simulación numérica, algunas técnicas de discretización requieren tipos especiales de malla.

En primer lugar, se tienen **las mallas estructuradas**, su principal función reside en el orden de sus elementos cuadriláteros (2D) o hexaedros (3D), ya que, de esta forma la transferencia de información de una celda vecina a otra resulta más rápida y sencilla, sin más que sumar o restar la información (ver figura 3.10) [50].

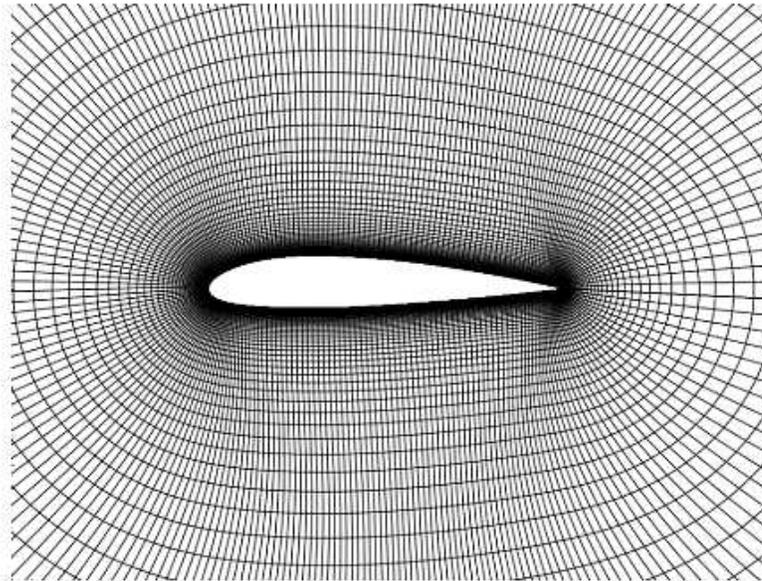


Figura 3.10 Mallado estructurado de un perfil aerodinámico [50].

El segundo tipo de malla, es la **malla no estructurada**, que ofrece gran flexibilidad en el tratamiento de geometrías complejas, la principal ventaja reside en sus elementos de triángulos para (2D) o los tetraedros para (3D), los elementos se generan automáticamente e independientemente de la complejidad del dominio (figura 3.11), para esta malla es necesario determinar unos parámetros adecuados para obtener una buena calidad de malla [9,42].

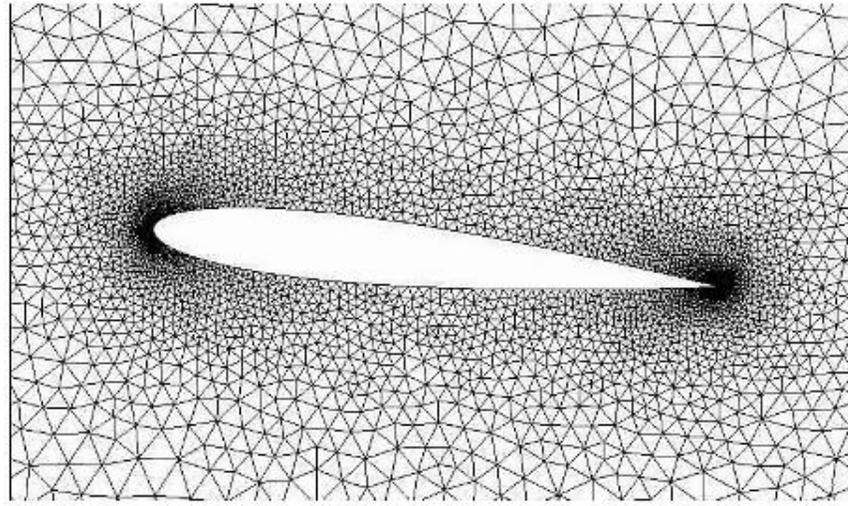


Figura 3.11 Mallado no estructurado de un perfil aerodinámico [50].

Por último, se encuentra la malla híbrida, esta es una malla que generalmente contiene elementos asociados con mallas estructuradas y elementos asociados con mallas no estructuradas (presumiblemente almacenadas de manera no estructurada) mostrada en la figura 3.12 [42].

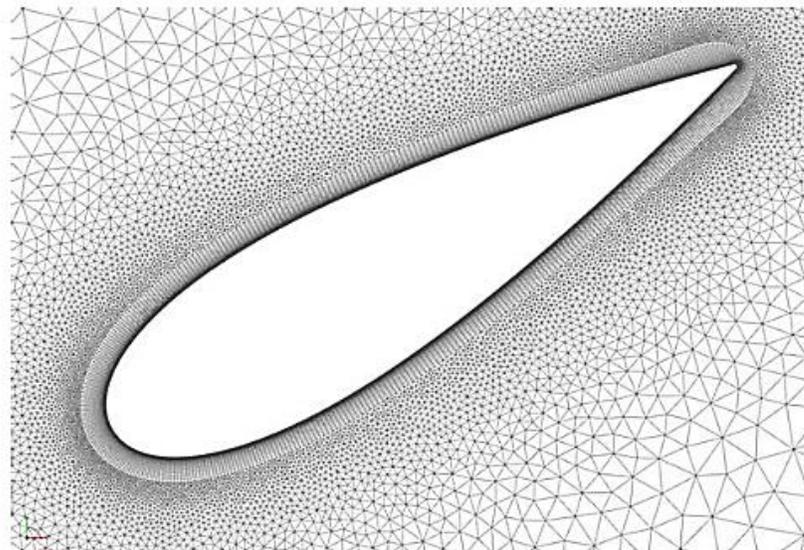


Figura 3.12 Mallado híbrida de un perfil aerodinámico [50].

3.3.2 Clasificación de elementos de malla

Las mallas también se clasifican según el tipo de elementos, estos varían dependiendo el tipo de análisis, requisitos del solucionador, grado de detalle necesario, a continuación, se presentan los más utilizados:

Para una malla en 2D, los elementos más populares son los cuadriláteros y los triangulares mostrados en la figura 3.13, en estos elementos todos los nodos de la malla se encuentran en un plano cartesiano x,y [42].

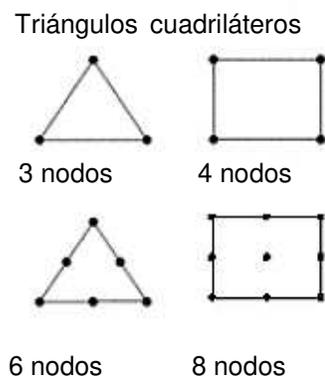


Figura 3.13 Elementos lineales y cuadráticos para una malla 2D [42].

Para una malla en 3D, los elementos más populares son los tetraedros y los hexaedros, los nodos de estos elementos no se limitan a estar en un solo plano cartesiano [42], mostrados en la figura 3.14.

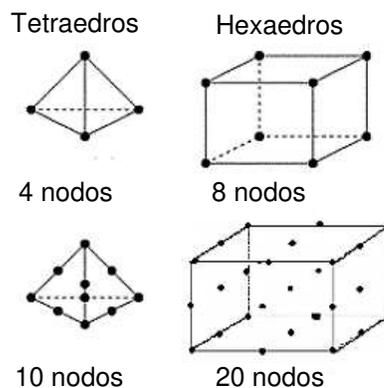


Figura 3.14 Elementos lineales y cuadráticos para una malla en 3D [42].

3.3.3 Criterios de calidad de mallas

Existen múltiples factores que pueden influir en la calidad de la malla lo cual garantiza tener una buena convergencia, mayor precisión en la solución y una reducción significativa en el tiempo de simulación. Algunos de los parámetros de calidad de malla son [52]:

- Oblicuidad (Skewness).
- Calidad ortogonal (Orthogonal quality).

La oblicuidad se determina por la desviación equilátera del volumen (solo aplica para triángulos y tetraedros) y se expresa como [53]:

$$Oblicuidad = \frac{\text{Tamaño de celda óptimo} - \text{tamaño de celda real}}{\text{Tamaño de celda óptimo}} \quad \text{Ec.(24)}$$

El otro factor es la calidad ortogonal, que se calcula utilizando el vector de la cara normal (\vec{A}_i) , el vector del centroide de la celda hasta el centroide de cada celda adyacente (\vec{c}_i) y el vector del centroide de la celda hasta la cara (\vec{f}_i) .

$$OG = \frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|}, \text{ o } \frac{\vec{A}_i \cdot \vec{c}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{c}_i|} \quad \text{Ec.(25)}$$

Las recomendaciones de calidad de malla indican valores de oblicuidad altos y de calidad ortogonal bajos, se trata de mantener la calidad ortogonal mínima mayor 0.1, y la oblicuidad máxima menor a 0.95 mejor ilustrada en la figura 3.15 [44].



Figura 3.15 Espectro de calidad métrica de las mallas [44].

3.3.4 Tratamiento de pared (y^+)

Para modelar correctamente los fenómenos que se originan en la capa límite se utilizan los llamados tratamientos de pared (wall functions). Estos explican como la resolución del campo de velocidades en zonas cercanas a la superficie en vez aplicar las ecuaciones gobernantes; en cambio para las zonas fuera de la capa límite, donde los flujos ya son libres, se utilizan las ecuaciones RANS [39,42].

Estos tratamientos de pared son una medida de longitud adimensional utilizada para determinar el refinamiento necesario que debe tener la malla en la zona cercana a la pared para cumplir las condiciones necesarias para el buen funcionamiento, está representada por la siguientes ecuaciones [42]:

$$y^+ = \frac{y \cdot u_t}{\nu} \quad \text{Ec.(26)}$$

$$u^+ = \frac{u}{u_t} \quad \text{Ec.(27)}$$

Donde (y) es a distancia del nodo donde se realizan los cálculos en la pared (superficie), (ν) la viscosidad cinemática del fluido, (u) la velocidad del flujo libre y (u_t), la velocidad de fricción, que se define de la siguiente manera para el caso donde predominen las tensiones turbulentas:

$$u_t = \sqrt{\frac{t_{turb}}{\rho}} \quad \text{Ec.(28)}$$

Donde (t_{turb}) son las tensiones turbulentas, las cuales cuantifican la influencia de la fluctuación turbulenta en el campo de flujo promedio y (ρ) es la densidad del aire.

La adimensionalización provoca que, independientemente de las condiciones del flujo o del espesor de la capa límite, el mismo valor de y^+ siempre se encontrará en la misma zona proporcional de esta capa límite [39].

Como se mencionó anteriormente, la capa límite turbulenta se puede dividir en tres subcapas bien diferenciadas. De esta manera, cada subcapa se encuentra en un rango de y^+ determinado, sea cual sea la condición de operación. Los valores se muestran en la figura 3.16 de manera aproximada.

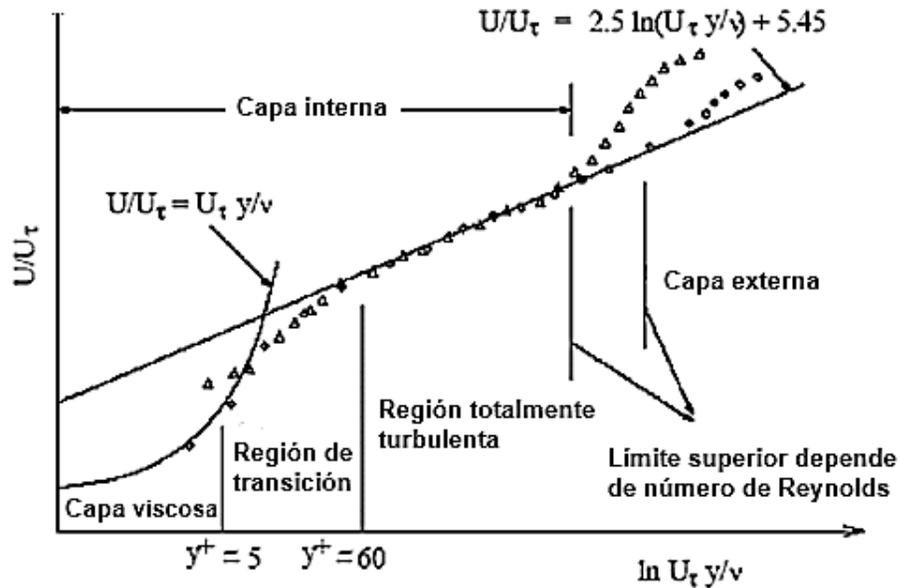


Figura 3.16 Esquema de la capa turbulenta y la relación de y^+ [39].

Este parámetro cobra importancia en el momento en que cada tipo de tratamiento cercano a la pared requiere que el primer nodo de su malla esté situado en un punto diferente de la capa límite.

A modo de resumen, los intervalos aproximados que relacionan y^+ y la posición en la capa límite son: Subcapa viscosa $y^+ = 0-5$, Capa de transición $y^+ = 5$ a 30, capa turbulenta completamente desarrollada $y^+ = 30$ a 300 [39,42].

3.3.5 Modelos de tratamientos cercanos a la pared

Para la representación de dicha capa límite se introducen en la herramienta CFD dos tratamientos cercanos a la pared, que cubren diferentes rangos de turbulencia, gasto computacional y de precisión [9,42].

- El primer modelo es la función de pared (wall-function); este modelo no resuelve la subcapa viscosa ni de transición, sino que utiliza formulas semi-empiricas que unen los efectos de la propia superficie con la subcapa turbulenta, ver 3.17.
- El segundo llamado tratamiento refinado (near-wall model) por el contrario al anterior modelo, es capaz de resolver la capa límite completa, aunque esto requiera un mayor refinamiento en todo el modelo.

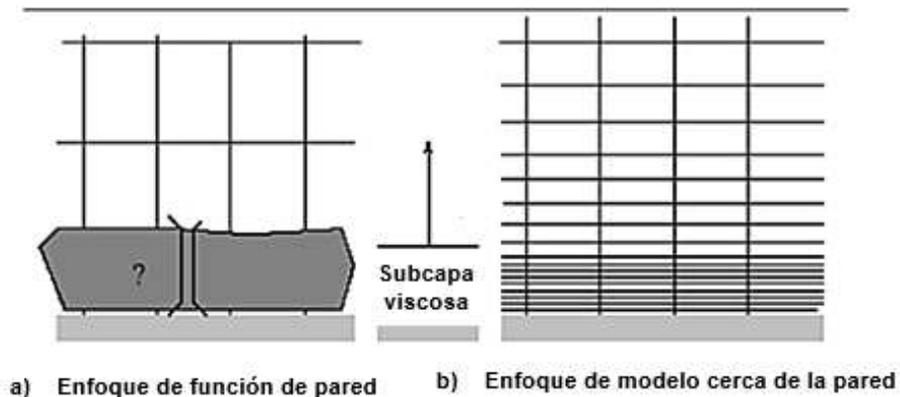


Figura 3.17 Representación de los tratamientos cerca de la pared [39].

Bajo las características expuestas, el tratamiento de función de pared suele ser utilizado en aplicaciones con altos números de Reynolds, ya que la zona afectada por la viscosidad se ve reducida en tamaño y por la tanto el error se concentra en este tratamiento al estimar la zona viscosa más pequeña [9,39].

Sin embargo, si se trata de flujos con números bajos de Reynolds, o se necesita gran precisión en la zona de la capa límite, es necesario el uso del modelo cerca de pared.

3.4. Modelos de turbulencia

La mayoría de los flujos en la ingeniería son turbulentos, para una simulación exitosa de tales flujos se requiere una excelente comprensión de algunos conceptos básicos de turbulencia y su modelado [54]. Esto permite a uno elegir la mejor opción entre los modelos de turbulencia disponibles y las opciones cercanas a los tratamientos de pared para cualquier problema dado.

Uno de los desafíos más importantes en el campo de CFD es el modelado y la resolución de flujos turbulentos, el flujo turbulento es caótico y aleatorio como se muestra en la Figura 3.18, donde la velocidad y otras propiedades del flujo varían constantemente.

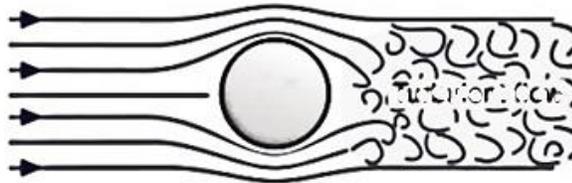


Figura 3.18 Flujo de aire turbulento sobre una esfera [31].

Otro parámetro importante es la intensidad de la turbulencia, está se ve directamente relacionada con la energía cinética turbulenta (TKE por sus siglas en inglés): el valor de la energía cinética turbulenta representa el esfuerzo de la turbulencia en el flujo [9], que están fuertemente relacionadas en el valor de la velocidad en las zonas de flujo cortante, afectando de esta manera por relación con el teorema de Bernoulli, los valores de la presión estática en las zonas turbulentas.

Actualmente, no es posible la resolución exacta de estas ecuaciones; sin embargo, en los últimos años y debido a la rápida evolución de los ordenadores y al desarrollo de nuevos modelos de turbulencia ha habido un gran avance en su resolución numérica.

En particular se cuenta con tres categorías principales de modelos de turbulencia los cuales son: DNS, LES y RANS.

Las ecuaciones del modelo RANS se obtienen promediando las ecuaciones de movimiento en el tiempo sobre una coordenada, en la cual introduce nuevos esfuerzos aparentes conocidos como esfuerzos de Reynolds, y el flujo medio no varía (figura 3.19). Esta aproximación se llama cerradura de punto y produce un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales llamadas ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds.(RANS) [7,42].

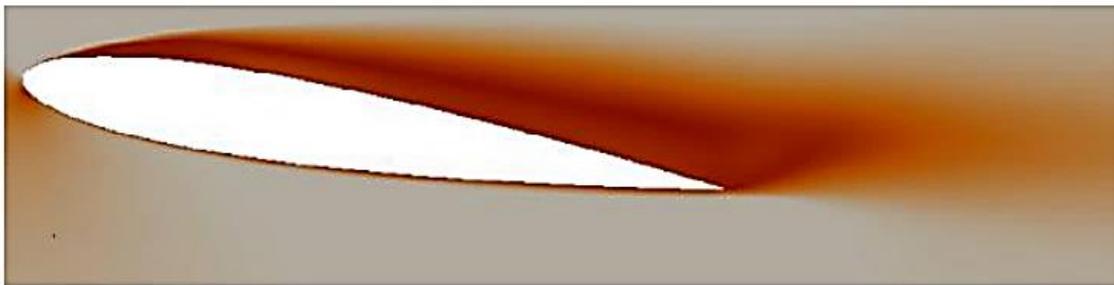


Figura 3.19 Simulación de un modelo RANS de un perfil de NACA [42].

La segunda categoría es la simulación de remolinos grandes (LES, Large-Eddy Simulation), la cual resuelve los movimientos de las escalas más grandes del flujo mientras se aproximan o se modelan sólo los movimientos de escalas pequeñas (figura 3.20). Puede considerarse como un tipo de arreglo entre los métodos de cerradura de un punto y la simulación numérica directa [7].

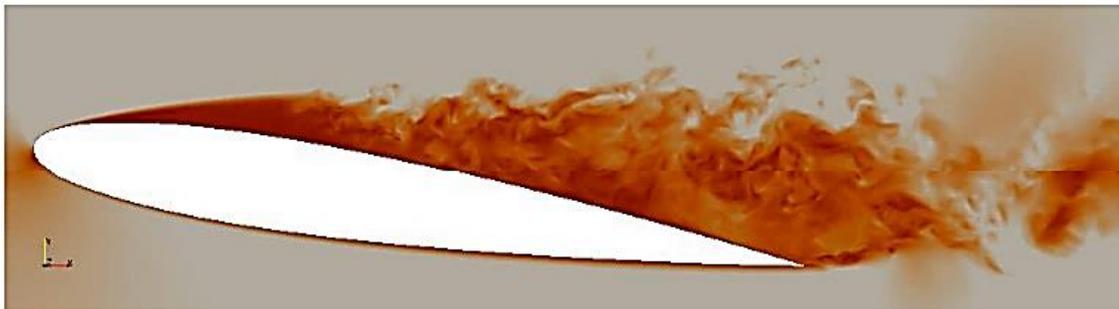


Figura 3.20 Simulación de un modelo DNS de un perfil de NACA [42].

Finalmente, la tercera categoría es la simulación numérica directa (DNS Direct Numerical Simulation), en la cual las ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven para todas las escalas de movimientos en un flujo turbulento, esto marginaliza el efecto de los modelos, pero es extremadamente costoso y a su vez es intratable para flujos con geometrías complejas o configuraciones de flujo mostradas en la figura 3.21.

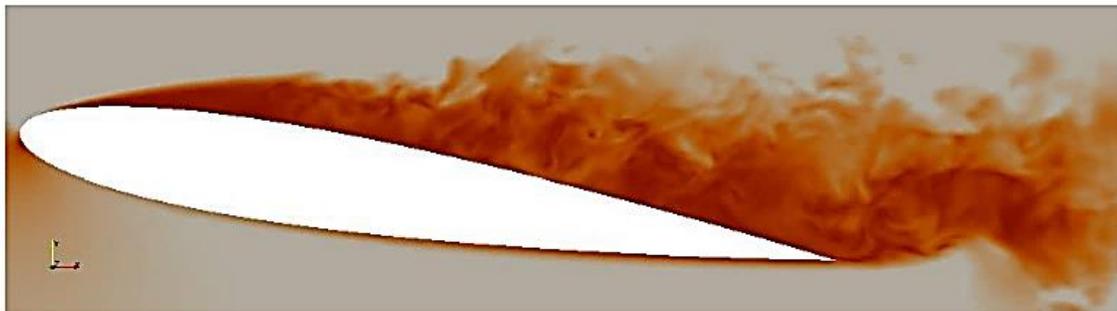


Figura 3.21 Simulación de un modelo LES de un perfil de NACA [42]

Después de analizar las ventajas y desventajas de los diferentes tipos de modelos de turbulencia, se pueden clasificar de acuerdo a su gasto computacional mostrado en la figura 3.22.

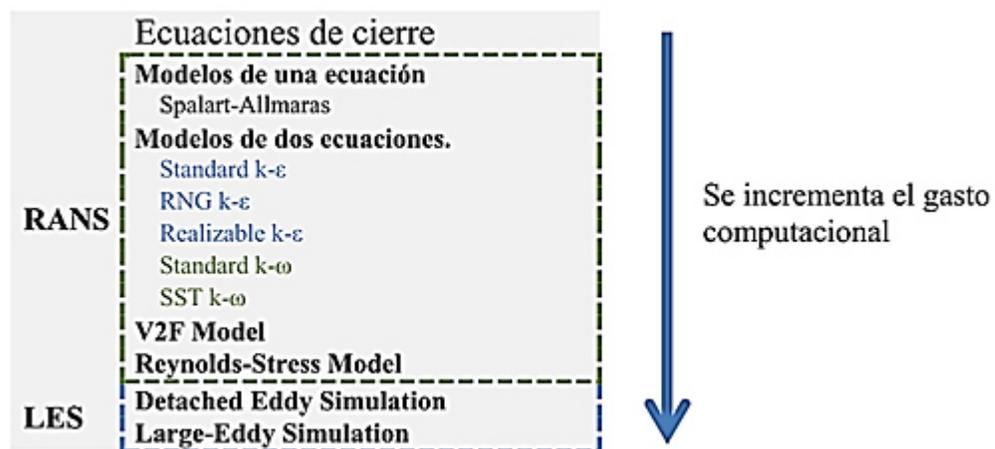


Figura 3.22 Gasto computacional concorde a modelos de turbulencia [39].

03.4.1. Modelos RANS de 2 ecuaciones

Los modelos de dos ecuaciones son los más empleados dentro de los modelos RANS, existen diferentes modelos dentro de este apartado, siendo los más conocidos el modelo k- ϵ y el modelo de k- ω [26].

- El modelo k- ϵ , incorpora dos ecuaciones de balance en derivadas parciales en las que interrelacionan la energía cinética del fluido turbulento k y su velocidad de disipación ϵ al sistema de ecuaciones del fluido. Mediante estas ecuaciones se calculan los valores de estas variables para calcular μ_t , la cual se define como el coeficiente de viscosidad dinámica considerando la densidad promediada.

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{K^2}{\epsilon} \quad \text{Ec.(29)}$$

- El modelo k- ω también emplea dos ecuaciones que interactúan para el posterior cálculo de μ_t , en este caso de la energía cinética del fluido turbulento k y de la disipación específica ω . Esta última variable determina la escala de la turbulencia, mientras que k determina la energía de la turbulencia.

$$\mu_t = \bar{\rho} \frac{K}{\omega} \quad \text{Ec.(30)}$$

También existen modelos más refinados como es el modelo SST k- ω (Shear-Stress Transport), este modelo fue desarrollado por Menter, para fusionar la gran precisión del modelo k- ω en la zona cercana a la pared, con la independencia entre los flujos planteada por el modelo k- ϵ en la zona lejana al muro. Para esto, se reformula el modelo k- ϵ como un k- ω . Esto propicia que el modelo SST k- ω resulte más efectivo para un mayor abanico de flujos que el standard [55].

3.5 Condición frontera para el radiador

Muchas aplicaciones industriales hoy en día, involucran el modelado del flujo a través de medios porosos, tales como papeles de filtros, lechos de catalizadores, placas perforadas y bancos de tubos. Cuando se utiliza este modelo, el usuario define una zona donde se aplica el modelo poroso, allí la caída de presión del flujo se determina a través de sus parámetros de entrada y la transferencia de calor a través del equilibrio térmico entre el medio y el flujo del fluido [44].

Al simular el flujo en el radiador usando el medio poroso, es necesario el simplificar la complejidad geométrica del radiador utilizando un enfoque de macroescala homogeneizada [56]. Este enfoque de macroescala asume el comportamiento del espacio de los poros, que se cuantifica en dos cantidades promediadas, la permeabilidad y la porosidad.

En cuanto a la permeabilidad, a nivel general puede definirse como la capacidad del medio poroso a ser atravesado por un fluido, o también como la resistencia al flujo a través de los poros, por otra parte la porosidad se define como la fracción del volumen vacío en ese espacio [57]. Si la porosidad y la permeabilidad no se conocen, los resultados experimentales son necesarios para cuantificar estas propiedades del modelo.

Generalmente el punto de partida para la determinación de los valores de la permeabilidad se basa mediante la utilización más simple de la ley de Darcy [2], sugerida por Henry Darcy en 1856, esta ecuación se expresa como ec.31:

$$\frac{\Delta p}{l} = -\frac{\mu}{\alpha} V \quad \text{Ec.(31)}$$

Donde (Δp) es la caída de presión, (l) es la longitud del modelo, (v) es la velocidad promedio, (μ) es la viscosidad dinámica y (α) es la permeabilidad del dominio.

También, cabe señalar que la permeabilidad depende de las propiedades del fluido y las propiedades geométricas del medio, la dependencia de la caída de presión con la velocidad en la ecuación de Darcy (ec.31) se considera lineal, por lo tanto, es aplicable cuando el flujo es laminar. A medida que aumenta la velocidad, la dependencia de la caída de presión con forme a la velocidad se vuelve no lineal debido al arrastre causado por los obstáculos sólidos mostrada en la figura 3.23 [57,58].

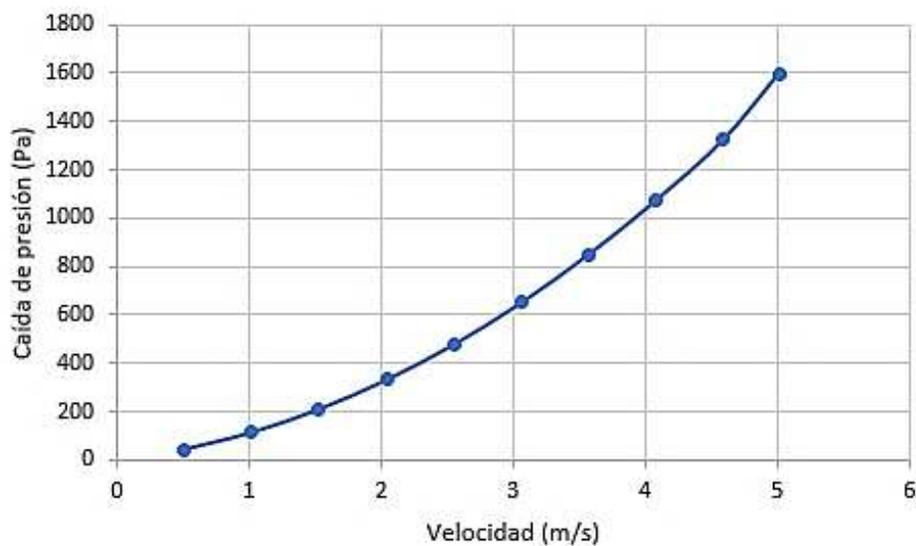


Figura 3.23 Grafica de caída de presión con respecto a la velocidad causado por obstáculos [2].

En este punto se menciona que, a tasas de flujo más alto que el laminar, existe una fuerza inercial actuando y esta se debe a que las partículas del fluido se mueven a distintas velocidades en su trayectorias, bajo estas circunstancias para flujos con números moderados de Reynolds, que contiene efectos no lineales, la caída de presión se define con la ecuación de Forchheimer como [11]:

$$\frac{\Delta p}{l} = - \left(\frac{\mu}{\alpha} V + \frac{C_f}{\sqrt{\alpha}} \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \quad \text{Ec.(32)}$$

Donde (C_f) es la constante adimensional de arrastre, (ρ) es la densidad del fluido. El primer término denota las características viscosas del flujo viscoso y el segundo término (también llamado término de Forchheimer) denota las características inerciales.

Por último, se tiene el modelo de Forchheimer-Brinkman el cual se aplica para flujos con número de Reynolds altos, este modelo incluye un término laplaciano adicional a la ecuación de Forchheimer. El modelo de Forchheimer-Brinkman se expresa como ec.33 [11]:

$$\frac{\Delta p}{l} = - \left(\frac{\mu}{\alpha} V + \frac{C_f}{\sqrt{\alpha}} \frac{1}{2} \rho V^2 - \hat{\mu} \nabla^2 V \right) \quad \text{Ec.(33)}$$

Donde ($\hat{\mu}$) es la viscosidad efectiva, (∇^2) es el término laplaciano (llamado como término de Brinkman) que resuelve los efectos de las características de flujo en una capa límite delgada en las regiones de la pared cercana, este último término se vuelve importante para los valores de porosidad grande (relación del volumen del fluido al volumen del medio poroso), lo que significa que el efecto es insignificante para muchas aplicaciones prácticas donde el valor de la porosidad es relativamente pequeño [11].

3.5.1 Determinación de los parámetros para un medio poroso

En particular, existen varios métodos para determinar estos parámetros, a continuación, se describen los pasos para obtener los parámetros porosos basados en los datos de la caída de presión y las velocidades experimentales.

Para el análisis de las aletas del radiador se siguen tres pasos principales[11]:

1. Experimentación del modelo de la aleta recta de celda unitaria utilizando diferentes velocidades de entrada de aire y obteniendo la caída de presión resultante en la aleta.
2. Ajustar una curva de segundo orden a la presión recogida frente a los datos de velocidad da la relación de Darcy-Forchheimer como:

$$\frac{\Delta p}{l} = aV + b V^2 = - \left(\frac{\mu}{\alpha} V + C_2 \frac{1}{2} \rho V^2 \right) \quad \text{Ec.(34)}$$

Donde a y b son coeficientes característicos del flujo.

3. Obtención del coeficiente de inercia y el coeficiente viscoso utilizando los coeficientes extraídos en el paso anterior como:

$$I_c = \frac{2b}{\rho l} \quad \text{Ec.(35)}$$

$$V_c = \frac{\alpha}{l \mu} \quad \text{Ec.(36)}$$

3.5.2 Limitaciones y suposiciones modelo de medios porosos

El medio poroso incorpora una resistencia de flujo determinada empíricamente en una región del modelo, definida como “porosa”, este modelo no es más que un impulso adicional en las ecuaciones gobernantes de momento, por esa razón se tienen algunas limitaciones y suposiciones del modelo [44]:

1. Fluent puede usar tanto la velocidad superficial (basada en la proporción de flujo volumétrico) o la velocidad física a través del medio poroso.
2. Solo se puede utilizar en sólidos con caras rectas bien definidas.
3. El efecto del medio poroso es solo aproximado.
4. El medio poroso asume que la porosidad es isotrópica y puede variar con el espacio y el tiempo.
5. Por defecto, se asume un equilibrio térmico entre los sólidos de los medios porosos y los flujos de múltiples fases.
6. El calor específico C_p del material de la zona porosa debe ser especificado como valor constante (no dependiente de la temperatura).

3.6 Teoría de hélices

Las hélices datan del año 1493, cuando Leonardo Da Vinci propuso el concepto de un tornillo helicoidal para propulsar una máquina verticalmente en el aire. Una hélice se define como un propulsor mecánico que produce una fuerza de empuje, a lo largo del eje de rotación cuando gira en un fluido [59], las hélices pueden funcionar tanto en el aire como en el agua, pero tendrían un funcionamiento poco eficiente en el segundo medio de uso.

El máximo de eficiencia alcanzada en una hélice es del 84% de la potencia total del motor, es decir, el 16% de la potencia es desperdiciada por distintos factores. Las hélices trabajan moviendo grandes cantidades de aire acelerándolas cada revolución, por lo tanto, más cantidad de aire será impulsado, convirtiendo la energía del motor en empuje [60].

Su funcionamiento está basado en la segunda y tercera ley de Newton, donde describen que al incrementar la cantidad de movimiento del fluido que pasa a través del mecanismo, el fluido reacciona produciendo una fuerza en sentido contrario a dicho incremento y que actúa sobre la hélice. La explicación más simple de este fenómeno es el llamado modelo de Rankine-Froude mostrado en la figura 3.24 [61].

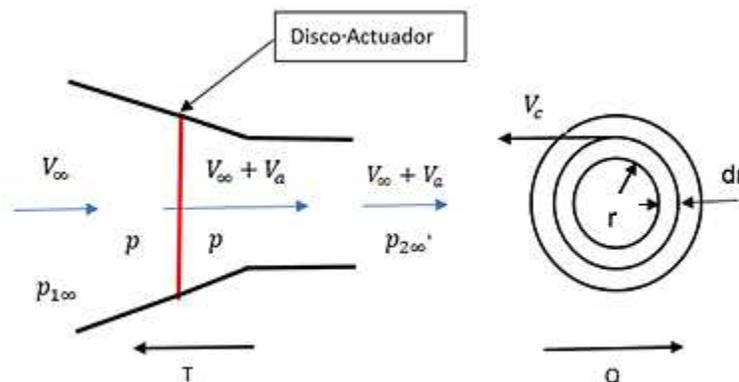


Figura 3.24 Nomenclatura para el modelo de Rankine-Froude [61].

3.6.1 Modelados de ventiladores

El modelado de ventiladores ha sido, y sigue siendo hoy, un desafío para modelar con precisión, especialmente la física y la geometría en el interior del cofre del vehículo. Por lo que capturar los efectos del ventilador es muy importante porque es el principal impulsor del flujo de aire de refrigeración hacia el motor. Un enfoque de modelado común que se encuentra en las diferentes fuentes analizadas en la literatura con respecto al modelado de ventilador es el enfoque de fuente de momento o marco de referencia móvil [54]. A continuación, se describen varios métodos disponibles para modelar los ventiladores en CFD.

1. Método de fuerza corporal (por sus siglas en inglés, BFM): este método se basa en un enfoque en estado estable donde la geometría del ventilador no está incluida, pero la contribución del impulso del ventilador se modela con términos de origen en las ecuaciones de transporte. Este método es relativamente sencillo de implementar y no es costoso desde el punto de vista computacional, pero requiere un mapa del rendimiento del ventilador (curva de rendimiento del ventilador), que suele obtenerse de pruebas independientes. Además, este método no tiene en cuenta el remolino que produce el ventilador. Es posible incluir este remolino a través de los términos de origen, pero estos efectos generalmente no se miden [54].
2. Marco de referencia móvil (por sus siglas en inglés, MRF): este enfoque es el más común en la industria y utiliza la geometría del ventilador. Usando este método, la rotación del ventilador no se modela explícitamente, pero los términos de fuente para el momento y la turbulencia se incluyen en un marco rotativo de ecuación de referencia. Esto se hace para el volumen de control que compone el ventilador y, por lo tanto, es una técnica de simulación de estado estable, un modelado simplificado de los efectos reales del ventilador transitorio.

La región del fluido se separa en una parte giratoria y una parte no giratoria, y se asigna una velocidad de rotación al volumen de celdas para las cuales existe rotación, es decir, entre las cuchillas. La principal ventaja con este método es que la única entrada requerida es la velocidad de rotación del ventilador, un parámetro que se obtiene fácilmente sin requerir pruebas experimentales adicionales [62].

3. Malla deslizante (por sus siglas en inglés, SM): en este modelo, se incluye el detalle completo de la geometría del ventilador, y el momento y la turbulencia se modelan con la rotación real del ventilador. Esto se conoce a veces como un modelo de malla deslizante debido a que la interfaz entre las partes giratorias y las partes no giratorias puede deslizarse una contra otra. Esta técnica de modelado es totalmente transitoria y captura los efectos completos. Sin embargo, es muy exigente desde el punto de vista computacional y no es factible aplicar en todos los casos, especialmente cuando se considera la estimación al inicio de la fase de desarrollo del vehículo[1,63].

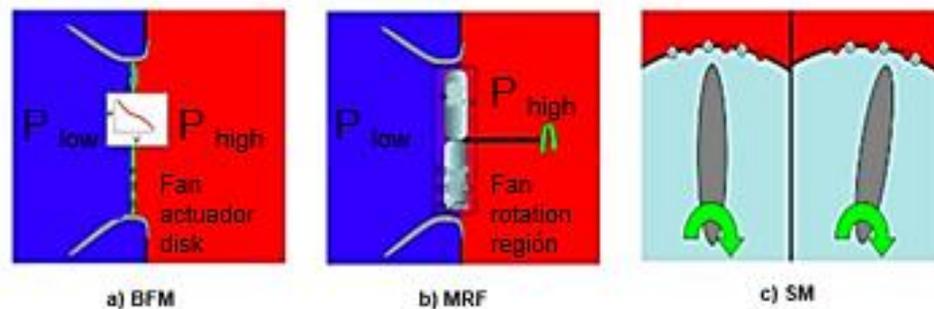


Figura 3.25 Ilustraciones esquemáticas del modo de funcionamiento de las tres enfoques numéricos [1].

3.6.2 Teoría del modelo de disco actuador BFM

El primer estudio del método del disco actuador fue descubierto por Rankine y Froude en 1865, ellos estudiaron una hélice marina y propusieron el modelo de disco de impulso, este describe que cuando un fluido pasa por una hélice, habrá un cambio de impulso de presión, un cambio de energía y que la hélice puede ser equivalente a un disco con un número infinito de palas, entonces el empuje en el disco se distribuye uniformemente cuando la hélice gira [64].

De acuerdo con el principio de Bernoulli aplicado a un disco actuador se obtienen las ecuaciones 37 y 38:

$$p_{1\infty} + \frac{1}{2}\rho V_{\infty}^2 = p + \frac{1}{2}\rho(V_{\infty} + V_a)^2 \quad \text{Ec.(37)}$$

$$p + \frac{1}{2}\rho(V_{\infty} + V_a)^2 = p_{2\infty} + \frac{1}{2}\rho(V_{\infty} + V_b)^2 \quad \text{Ec.(38)}$$

Donde (p_{∞}) es la presión estática de entrada del campo lejano, (ρ) es la densidad del aire, (V_{∞}) es la velocidad de entrada; (V_a, V_b) que son incrementos de velocidad en el actuador corriente arriba y corriente abajo; p que es la presión estática justo antes del disco del actuador.

Considerando que la presión lejos del disco (adelante y atrás) debe de estar en equilibrio con la presión atmosférica se tiene que $p_{1\infty} = p_{2\infty}$ y se deduce fácilmente el salto de presión [61]:

$$\Delta p = \rho \left(V_{\infty} + \frac{V_b}{2} \right) V_b \quad \text{Ec.(39)}$$

El empuje de la hélice es generado por una corona de ancho (dr) y un radio medio (r), y queda expresada como el producto de esta presión por superficie:

$$T = \Delta p \cdot ds$$

$$ds = 2\pi r dr$$

Ec.(40)

$$T = 2\pi r \rho \left(V_\infty + \frac{V_b}{2} \right) V_b dr$$

Sin embargo, esta fuerza también es igual al cambio de cantidad de movimiento del aire, por el cual se puede expresar como el flujo másico que pasa a través de la corona multiplicado por el incremento de velocidad [60,61]:

$$T = d\dot{m} \cdot \Delta V$$

$$d\dot{m} = \rho(V_\infty + V_a) ds; \quad \Delta V = (V_\infty + V_b) - V_\infty = V_b$$

Ec.(41)

$$T = 2\pi r \rho (V_\infty + V_a) V_b dr$$

Comparando ambas ecuaciones se deduce que $2V_a = V_b$, y la fuerza que queda en función de la velocidad inducida en el disco es:

$$T = 4\pi r \rho (V_\infty + V_a) V_a dr$$

Ec.(42)

Por otra parte, de acuerdo con Von Mises (1945), el flujo también sufre un incremento de velocidad tangencial en el disco actuador. Este incremento es instantáneo y produce un par sobre el flujo que puede calcularse mediante la ley de conservación del momento angular[60,61]:

$$Q = 4\pi r \rho r^2 (V_\infty + V_a) V_b dr$$

Ec.(43)

en donde (v_b) es el incremento de velocidad tangencial en el disco (se supone que dicha velocidad es nula antes de atravesar el disco).

3.6.3 Limitaciones y suposiciones para un disco actuador

Se considera que un disco actuador (ventilador) es infinitamente delgado, y el aumento de presión a través de él se especifica como una función de la velocidad a través de él, en consecuencia este modelo tiene limitaciones y suposiciones para su uso tales como [44,65]:

1. El modelo se utiliza para las simulaciones estacionarias.
2. Se necesita una zona interior, que es generada por la intersección de dos caras de dos sólidos diferentes.
3. Se necesitan valores experimentales para su funcionamiento.
4. En el modelo del disco actuador, se considera el flujo constante.
5. A través del disco actuador, la densidad del fluido sigue siendo la misma.
6. A través del disco actuador, existe un incremento de presión, que se obtiene por la fuerza de empuje.
7. A lo largo del disco actuador, para garantizar la conservación de masa, la velocidad axial permanece igual.
8. A través del disco actuador, para simular la corriente de deslizamiento de la hélice, la velocidad circunferencial cambia.

3.7 Algoritmos CFD

Los algoritmos que utiliza CFD son estructurados alrededor de algoritmos numéricos que pueden abordar los problemas de flujo de fluido, los algoritmos numéricos son:

SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations): se utiliza una ecuación adicional que hace las veces de enlace necesario entre las variables de velocidad y presión, ya que de las tres ecuaciones que permiten resolver el sistema de Navier Stokes donde hay una (continuidad) en el cual la presión no aparece explícita [66].

El proceso es descrito por el esquema de la figura 3.26, se comienza con una suposición inicial que permite solucionar el sistema de ecuaciones lineales del producto de la discretización de la ecuación de momento, para obtener valores de velocidades u y v preliminares. Estos se corrigen por medio de los resultados obtenidos al solucionar la simulación [43].

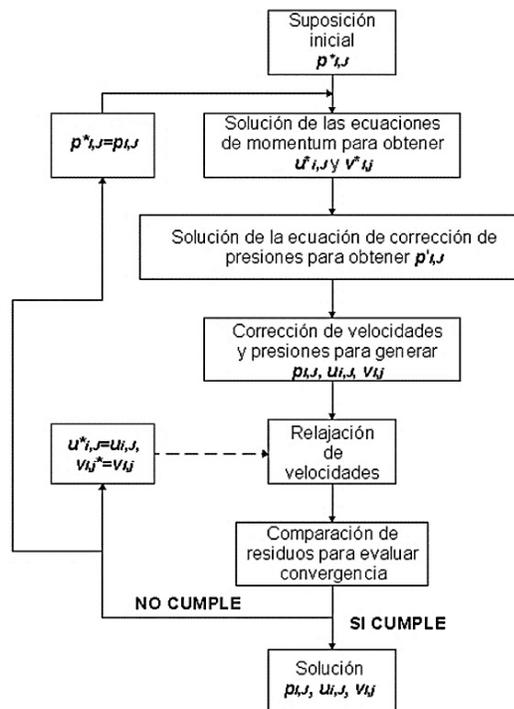


Figura 3.26 Esquema del algoritmo de solución SIMPLE [43].

Este algoritmo es el más sencillo y el más usado en las simulaciones industriales, es esencialmente un procedimiento de suposición y corrector para el cálculo de la presión.

Por otro lado, este es el algoritmo SIMPLEC (SIMPLE-Consistent): el cual sigue los mismos pasos del algoritmo SIMPLE, pero la única diferencia es que en SIMPLEC se manipulan las ecuaciones de momento de manera que las ecuaciones de corrección de velocidad, en SIMPLEC omiten términos que tienen menos importancia que en SIMPLE [45].

Otro algoritmo es el PISO (Pressure-Implicit Splitting Operators), se basa en una aproximación de alta precisión de la relación entre las correcciones de presión y velocidad. Además, utiliza aproximaciones de mayor orden y correlaciones de vecindad interpolando información de sus nodos.

Por último, se tiene el algoritmo COUPLED, se diferencia de los tres métodos anteriores, porque resuelve las ecuaciones de momento y de continuidad de manera simultánea y no separadamente. Además utiliza más memoria, pero tiene una convergencia más rápida que métodos no-enlazados [67].

En conclusión, una de las limitaciones que presentan los algoritmos SIMPLE y SIMPLEC es que las nuevas velocidades que se van obteniendo en el proceso de iteración y sus correspondientes flujos no cumplan la ecuación de cantidad de movimiento después de resolver la corrección para la presión, lo que implica repetir el cálculo hasta que se cumpla dicho balance. El algoritmo PISO mediante dos variantes: neighbor correction y skewness correction, reduce este tipo de efectos.

CAPÍTULO 4: EXPERIMENTACIÓN

Este capítulo comprende dos enfoques: la medición experimental y la simulación numérica. La experimentación se realizó en un sistema cerrado monitoreando las distintas velocidades y para el análisis numérico se utilizó la metodología CFD (preprocesamiento, procesamiento y post-procesamiento).

4.1 Mediciones experimentales

Las mediciones que se realizaron para esta investigación fueron el registro de las velocidades en diferentes zonas del cofre, para ello se utilizó un anemómetro digital de mano mostrado en la figura 4.1 conteniendo las siguientes características de medición tabla 4.1.

Tabla 4.1 Parámetros que contiene el anemómetro digital.

Parámetro	Rango de medición
Velocidad	0.8~40 m/s
Precisión	0,80 - 30,00 m/s $\pm(2,0\%)$
Resolución	0,01m/s, 0,01km/h, 0,01 ft/s,
Tiempo de muestreo	0.4s
Altitud de operación	0 a 2000m



Figura 4.1 Anemómetro digital de flujo y velocidad de aire.

4.1.1 Metodología de medición

Para las mediciones de las velocidades, se utilizó un anemómetro digital de mano, un ventilador industrial de 30 in de diámetro con 3 aspas, con un rango de velocidades desde 2.5 y 4.65 m/s, el experimento se realizó en un espacio completamente cerrado con una temperatura interna aproximada de 30°C y el tractor sosteniendo una velocidad angular constante de 1500 rpm.

A continuación, se muestra el layout de la configuración de la prueba experimental mostrado en la figura 4.2.

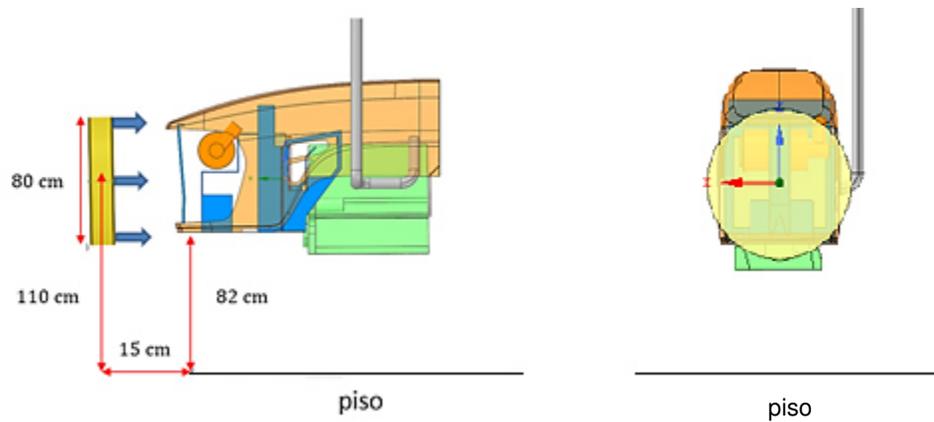


Figura 4.2 Layout de la configuración de la prueba experimental.

Para las mediciones, el anemómetro se colocó en diversas zonas de la carcasa del tractor mostradas en la figura 4.3.

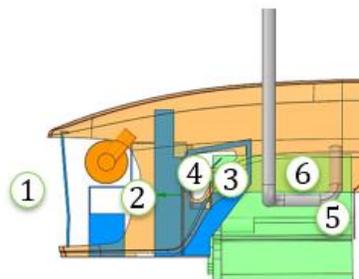


Figura 4.3 Ubicaciones de medición en una vista transversal.

En la figura 4.4 se muestra una vista superior del cofre de las mismas ubicaciones de la toma de valores de velocidad.

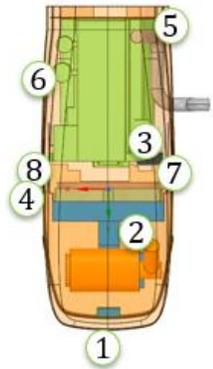


Figura 4.4 Ubicaciones de medición en una vista superior.

La tabla 4.2 muestra una breve descripción de las ubicaciones donde se tomaron las mediciones de velocidad en el cofre.

Tabla 4.2 Ubicaciones de medición en las secciones del tractor.

Sección	Descripción
1	Entrada de aire al tractor.
2	Adelante del radiador.
3	Enfrente del motor lado izquierdo.
4	Lado derecho junto a una pieza hexagonal.
5	Atrás de la carcasa lado izquierdo.
6	Atrás de la carcasa lado derecho.
7	Rejilla izquierda superior.
8	Rejilla izquierda inferior.
9	Rejilla derecha superior.
10	Rejilla derecha inferior.

En las figuras 4.5 y 4.6 se muestran algunas fotografías que se tomaron durante la realización de la prueba experimental, en ellas se observan algunos de los componentes y aparatos que se utilizaron para llevar a cabo la misma. También se aprecia una de las zonas donde se tomó un parámetro de la velocidad en la prueba.



Figura 4.5 Implementación de la metodología de medición.



Figura 4.6 Toma de velocidad en una zona lateral del tractor.

4.2 Metodología CFD

A continuación, se muestra un diagrama de flujo (Figura 4.7) donde se describe la secuencia de pasos a seguir en la configuración del modelo para realizar una simulación CFD.

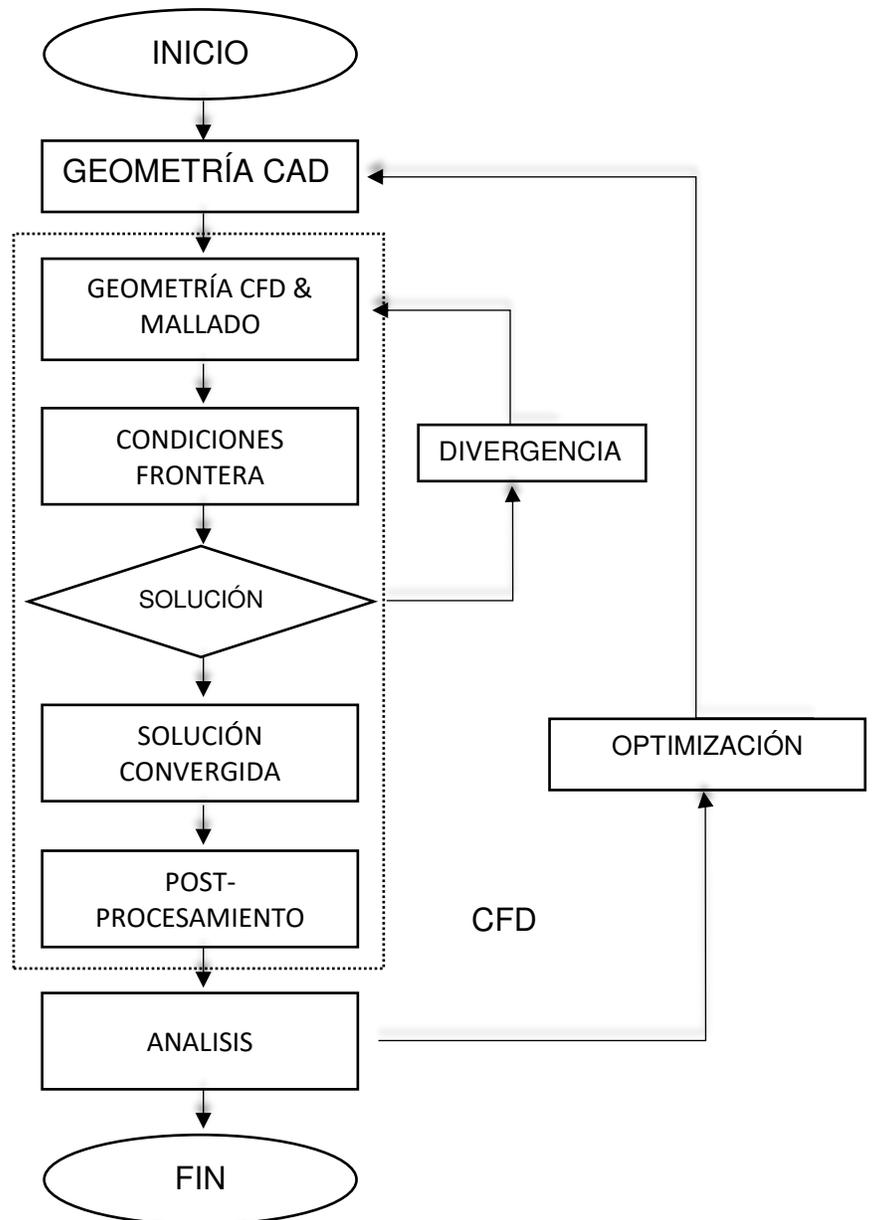


Figura 4.7 Diagrama de flujo de la metodología CFD.

En la actualidad, el usuario debe proveer al ordenador de ciertos parámetros numéricos, para que el programa consiga encontrar una correcta solución del problema. En relación con eso, se presenta a continuación una breve explicación de los pasos genéricos a seguir en CFD [4]:

1. Especificación de la geometría: En esta etapa es preciso introducir al programa los contornos del dominio y la simplificación del modelo de lo que se va a analizar. Este proceso es simple cuando el modelo es bidimensional. En cuanto si el modelo es tridimensional, la especificación de la geometría puede ser realmente compleja.
2. Creación del mallado: Este punto se refiere a las celdas en las que será dividido el continuo y en donde serán calculadas todas las variables de la simulación. El mallado puede ser estructurado o no estructurado.
3. Elección de los modelos de turbulencia: Aquí se revisan dos enfoques ampliamente utilizados como son las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds y la simulación de grandes torbellinos. Incluyen tanto aspectos y propuestas de modelado como aplicaciones específicas.
4. Especificación de las propiedades del fluido: En esta sección se encuentran propiedades tales como la viscosidad, la densidad, propiedades térmicas, entre otras. El programa es capaz de manejar las ecuaciones de variación de estas propiedades con la temperatura, la presión, etc.
5. Imposición de las condiciones frontera: estas condiciones controlan los valores de ciertas variables en los límites del dominio. Básicamente se imponen valores fijos de la presión, velocidad y temperatura, o de sus gradientes.

6. Introducción de las condiciones iniciales: En el caso de un problema no estacionario, hace falta definir ciertos valores de las variables para todos los puntos del dominio, desde los cuales empezará el programa a calcular las soluciones de los sucesivos pasos temporales. En el caso de un problema estacionario, es preciso introducir al programa determinados valores iniciales de las variables, de los cuales partirá el proceso iterativo.
7. Control de los parámetros que afectan a la resolución numérica del problema: Se puede definir como el proceso iterativo definiendo los tipos de discretización, variando los factores de relajación, y fijando los criterios de finalización de las iteraciones.
8. Proceso de cálculo: Durante este proceso es habitual monitorizar la evolución de las variables en algunos puntos importantes de la simulación y checar una óptima convergencia de la solución.
9. Análisis de la solución. Comprobación de que la resolución es correcta y estudio de los resultados. La gran cantidad de datos que se genera hace necesario el uso de sistemas de postproceso gráficos.

4.3 Preprocesamiento del modelo.

La mayoría de las geometrías para automóviles que se analizan hoy en día están cerca de su forma final de producción, es decir, están muy detalladas en todas sus áreas como se muestra en la figura 4.8. Basados en las superficies debido a su complejidad, pasar de una geometría a otra en diferentes tipos de software CAD no garantiza obtener superficies totalmente cerradas [68]. Durante una simulación CFD, las simplificaciones son necesarias para reducir el tiempo de cómputo.

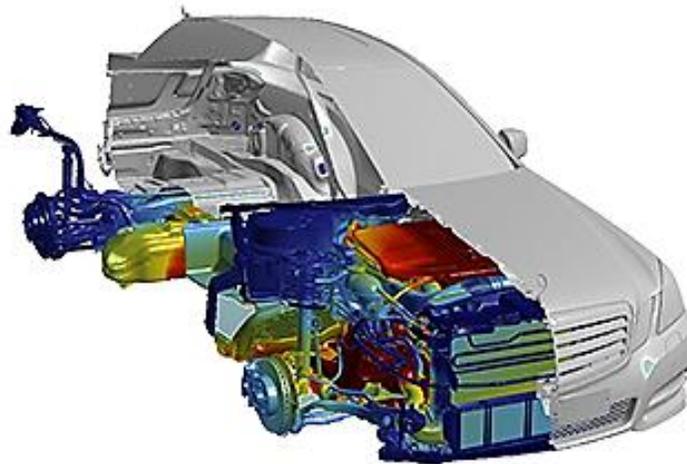


Figura 4.8 Geometría detallada de un automóvil [69].

Para garantizar el éxito de la simulación es necesario realizar una evaluación del modelo CAD, el cuál necesita ser tratado previamente para su exportación hacia el software de simulación.

Antes de realizar la preparación del modelo es importante destacar que cualquier limpieza de la geometría se debe atender al hecho de que las modificaciones realizadas faciliten y optimicen la etapa de generación de malla.

4.3.1. Preparación inicial de la geometría.

La geometría del tractor se proporcionó en el formato de Creo Parametric 4.0 con extensión (.prt) ver figura 4.9, después se realizó la simplificación necesaria, la cual consta de una sustracción de componentes no deseados y la reparación de caras faltantes realizadas en el software SpaceClaim de Ansys.



Figura 4.9 Modelo inicial modelado en Creo Parametric 4.0

Es importante mencionar, que reconocer el dominio donde se realiza cualquier simulación es un paso de vital importancia en el preprocesamiento, para este estudio los componentes dentro del cofre tienen un mayor grado de importancia en la simulación, para ilustrar mejor se muestra la figura 4.10.

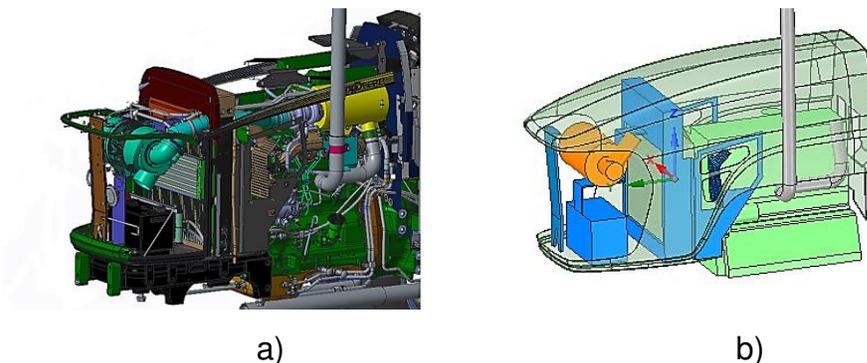


Figura 4.10 Comparación del modelo con mayor grado de detalle a) contra modelo simplificado b). .

De forma simple y directa, preparar un modelo CAD se puede describir como cualquiera alteración realizada por el analista que permita la obtención de una malla adecuada para el estudio. El objetivo de estas acciones es la disminución del número de elementos en el análisis, permitiendo que el caso sea estudiado con menor costo computacional [2,70].

A continuación, se presentan los problemas más comunes que se pueden encontrar en una geometría;

1. Costuras (Seams): SpaceClaim generalmente define las costuras como un espacio formado entre los bordes conectados, mostrados en la figura 4.11. Estos pequeños huecos producen efectos indeseables mientras se hace el proceso de mallado y, por lo tanto, deben eliminarse.

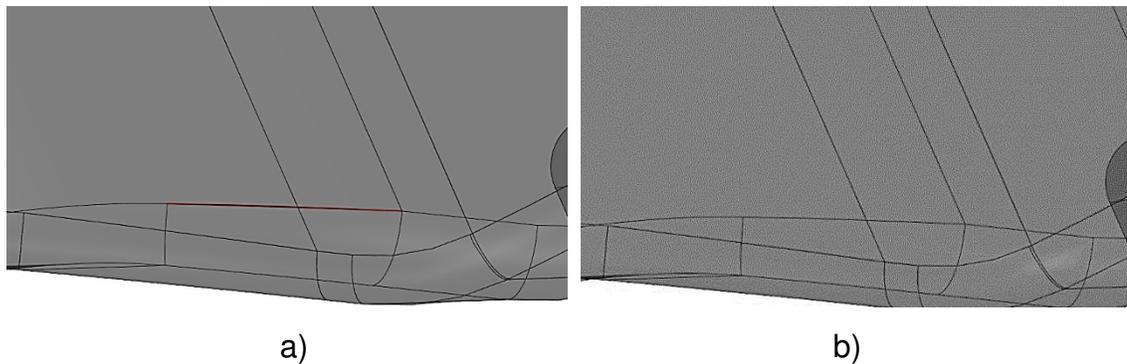


Figura 4.11 Comparación entre a) Geometría con costura (Inicial) contra b) Geometría sin costuras (reparada).

2. Caras pequeñas: Las caras con un área muy pequeña conducen a un nivel indeseable de concentración de malla en esa zona, si este nivel de precisión no es necesario en esa zona de la malla, entonces las caras pequeñas se deben fusionarse con sus caras adyacentes.

3. Hoyos: Si los orificios presentes en la geometría no son de mucha importancia en el análisis del sistema, se tiene que considerar el tamaño de estos en comparación con el tamaño del sistema completo para ilustrar mejor se muestra la figura 4.12, estos orificios se pueden eliminar rellenando las cavidades para reducir la complejidad del modelo.

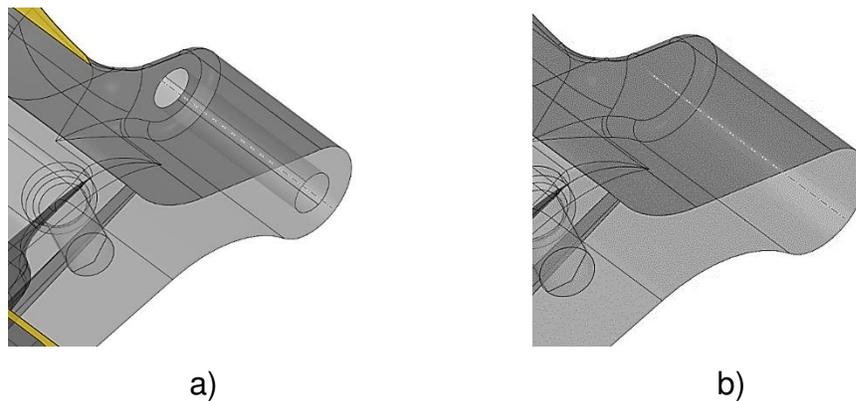


Figura 4.12 Comparación entre A) Geometría con orificio (Inicial) contra B) Geometría sin orificio (reparada).

4. Ángulos cerrados: Se debe eliminar la presencia de esos ángulos en las caras, sino causan un problema en el proceso de mallado, el cual genera una alta concentración de elementos triangulares aplanados (Skewness).
5. Bordes: Los bordes que son demasiado cortos deben eliminarse del modelo. Se determina que un borde cuya longitud está por debajo de un cierto límite mínimo es una característica geométrica defectuosa. Este límite puede ser decidido por el usuario si se desea más precisión.

En general, en el compartimiento dentro de cofres se encuentran una compleja red de tuberías y sistemas de cableado que ocupan espacios vacíos entre los componentes principales.

Pero, para las simulaciones CFD, se puede descuidar la construcción de este tipo de sistema de tuberías y cableado, suponiendo que sus efectos sean insignificantes en el comportamiento del flujo de aire. Por lo tanto, en la figura 4.13 se muestra la geometría final que se utilizó para la realización de la simulación CFD.

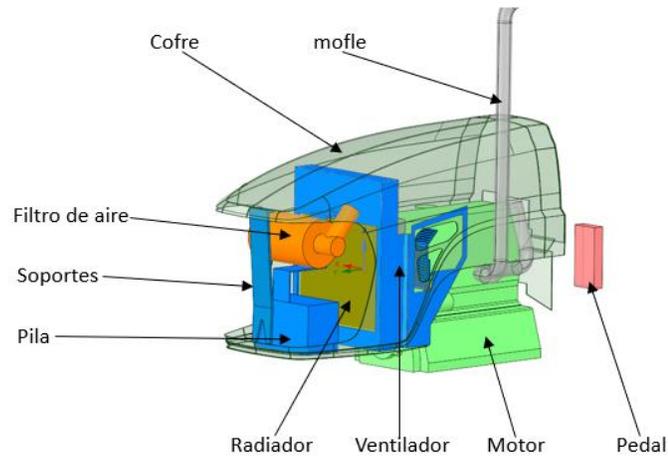


Figura 4.13 Vista del modelo con los componentes usados en los análisis CFD.

La figura 4.14 muestra los diferentes tipos de vistas del modelo, para comprender mejor el posicionamiento de los componentes dentro del cofre mencionados anteriormente.

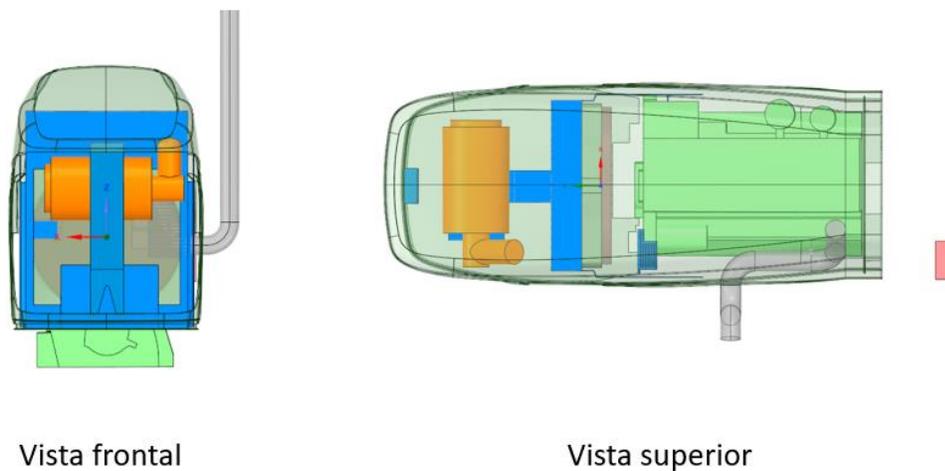


Figura 4.14 Vistas frontal y superior del modelo usado para las simulaciones CFD.

4.3.2 Operaciones booleanas

Una operación booleana se define como el proceso de creación de un sólido mediante la combinación de dos objetos a través de una operación matemática, estos objetos pueden ser restar, unir o intersectarse.

En una simulación CFD, se utilizan estas operaciones para sustraer la geometría del dominio, en consecuencia, queda un vacío dentro del dominio donde el fluido ya no podrá fluir por esa zona.

Existen dos tipos de operaciones booleanas de sustracción:

1. La primera es la que sustrae la geometría del dominio y genera un espacio, con esta opción ya no se podrá interactuar más con la geometría sustraída.
2. La segunda es la que sustrae la geometría del dominio y genera un espacio, pero preserva la geometría original. Este tipo operación funciona para crear zonas de celdas utilizadas en Fluent como ventiladores y zonas porosas mostradas en la figura 4.15.

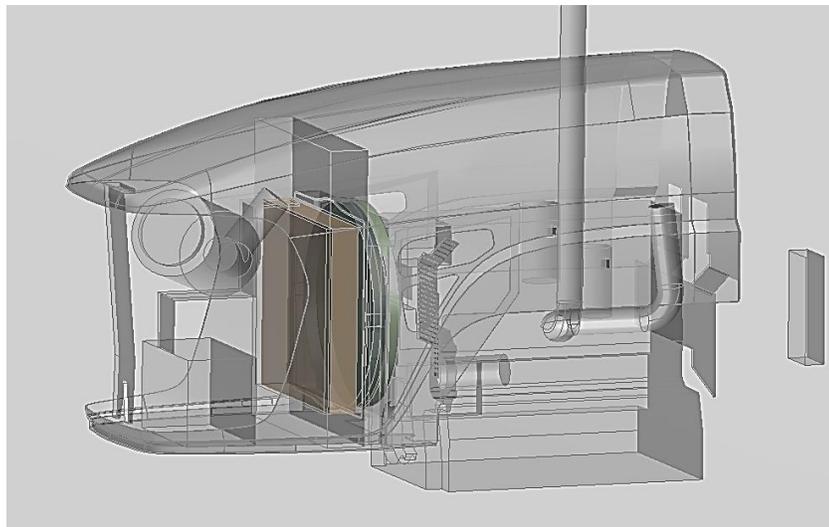


Figura 4.15 Operaciones booleanas de sustracción en el modelo.

4.3.3. Dominio y condiciones frontera.

El siguiente aspecto a tratar es la definición del dominio del flujo. El dominio de flujo de un vehículo es una aproximación real del entorno que lo rodea (Figura 4.16). Esto ayuda al usuario a especificar las condiciones de frontera que afectan al flujo.

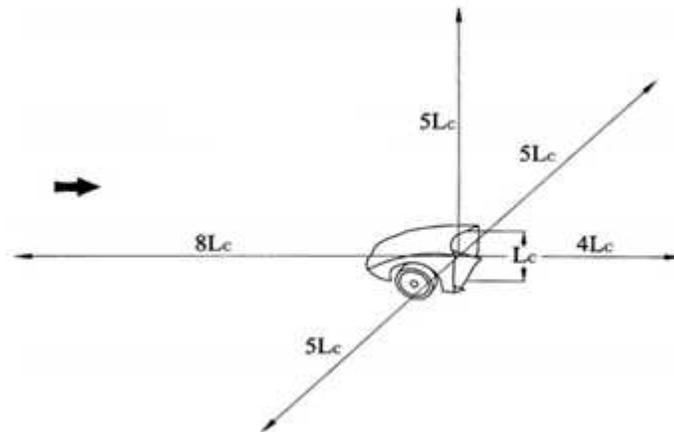


Figura 4.16 Dimensiones de dominio de flujo recomendado para un estudio aerodinámico [71].

El tamaño del dominio tiene una gran influencia en los caudales de aire en la aerodinámica, en cuanto a las dimensiones del dominio de flujo se determinaron en base con la metodología presentada por Huang y Tzeng [71,72]. Donde se considera como longitud característica (L_c) a la distancia desde la parte delantera del vehículo hasta la parte trasera. Se concluyó que el dominio óptimo para observar un flujo totalmente desarrollado deberá ser tres veces (L_c) a los lados, tres veces (L_c) sobre y debajo del vehículo, siete veces (L_c) delante del modelo del vehículo y siete veces (L_c) detrás del modelo de vehículo.

Se aplicaron tres condiciones frontera: velocidad de entrada, presión de salida y simetría. A continuación, se describe la función que desempeña cada una y su localización en el dominio mostrada en el Figura 4.17:

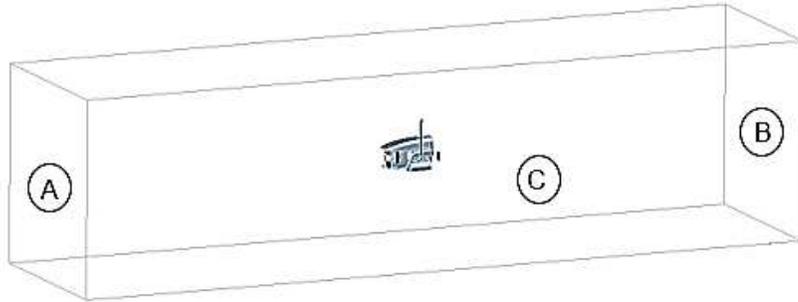


Figura 4.17 Condiciones de frontera utilizadas en el dominio.

- Velocidad de entrada: Se usa como entrada del flujo, esta condición mantiene la magnitud y la dirección del viento constante, lo que significa que su perfil de velocidad es uniforme en todo el dominio, esta condición se aprecia del lado izquierdo del dominio y se denota con la letra A.
- Presión de salida: Se usa como condición de salida, se define como el valor de presión estática en el dominio. Se aprecia la condición frontera del lado derecho y se denota con la letra B.
- Simetría: Condición que se utiliza cuando la geometría tiene un plano de simetría para poder simular únicamente la mitad, pero también se comporta como una pared sin rozamiento, característica que se utiliza en este caso. Esta condición se aplica en las 4 caras laterales del dominio denotada con la letra C.
- Pared: condición de pared, la velocidad en este contorno es cero, de forma que el flujo no la atraviesa ni hay deslizamiento, tiene la misma función que la condición simetría.

4.3.4. Discretización del dominio.

Es necesario recalcar que la discretización del dominio es un paso muy importante en las simulaciones, en esta se cuenta con diferentes parámetros de calidad de malla que tienen un impacto significativo en la precisión de los resultados y el comportamiento numérico de la solución (ver figura 4.18). Se generó una malla tetraédrica no estructurada utilizando el software Mechanical de Ansys para resolver las características de flujo.

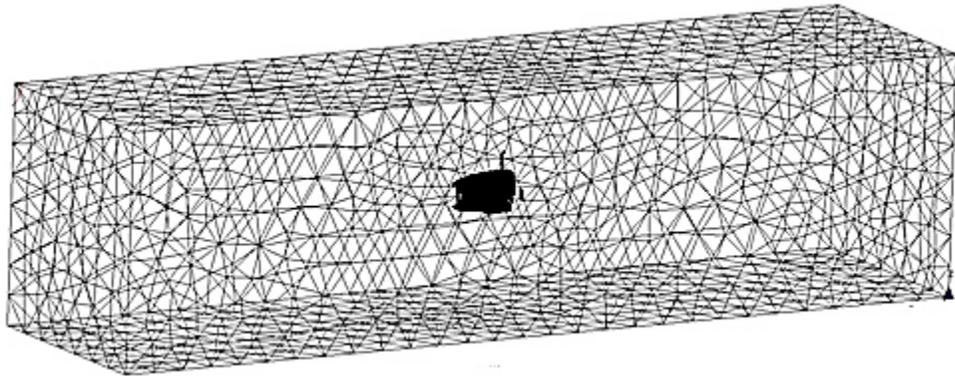


Figura 4.18 Malla tetraédrica generada en el dominio utilizando métodos automáticos.

La principal ventaja del método de malla tetraédrica es su versatilidad para acoplarse a las geometrías complejas, lo que conlleva a resultados más precisos, mostrado en la figura 4.19.

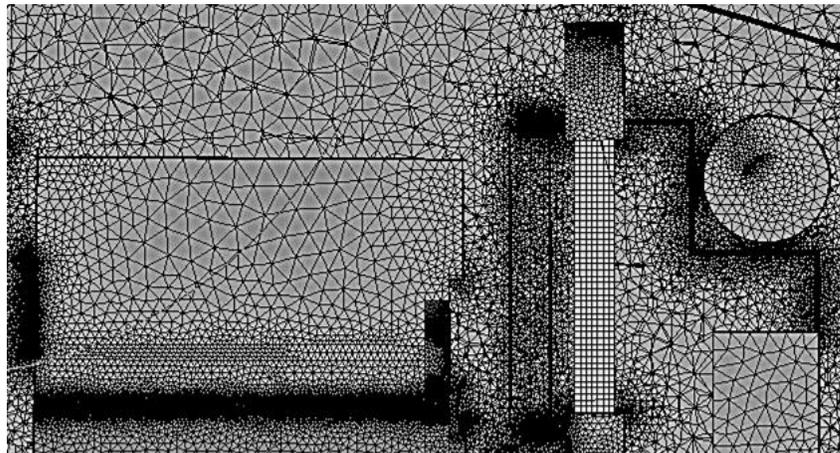


Figura 4.19 Vista transversal de la malla tetraédrica en el interior del cofre.

Para la elaboración de la discretización se debe tener en cuenta que cerca de las caras de los componentes se producen grandes gradientes de presión, por lo tanto se debe tener un mallado fino en esas zonas. Otro aspecto importante es la utilización de la inflación la cual genera capas prismáticas a las caras para aumentar la resolución de la malla y poder resolver la capa límite viscosa ver figura 4.20.

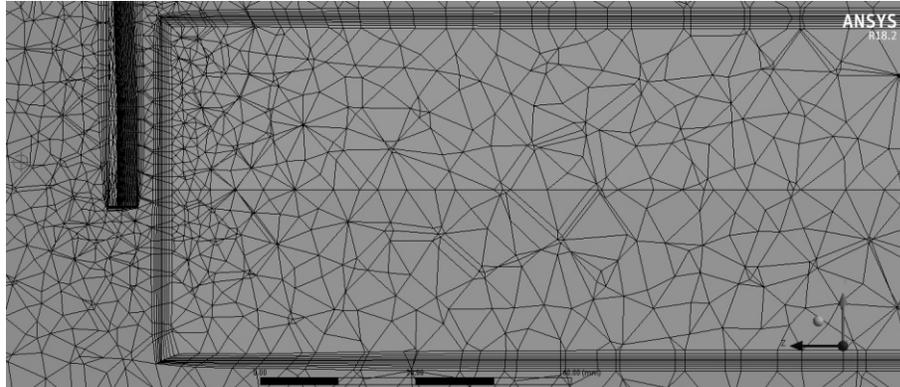


Figura 4.20 Capas de inflación de 2mm alrededor de los componentes.

La discretización del modelo se muestra en la figura 4.21, la cual quedó conformada con 3334685 nodos, 11364123 elementos tetraédricos, con una expansión de malla de 1.2, una inflación de 2 mm cerca de los componentes y un tamaño por defecto de la malla de 2.81 mm.

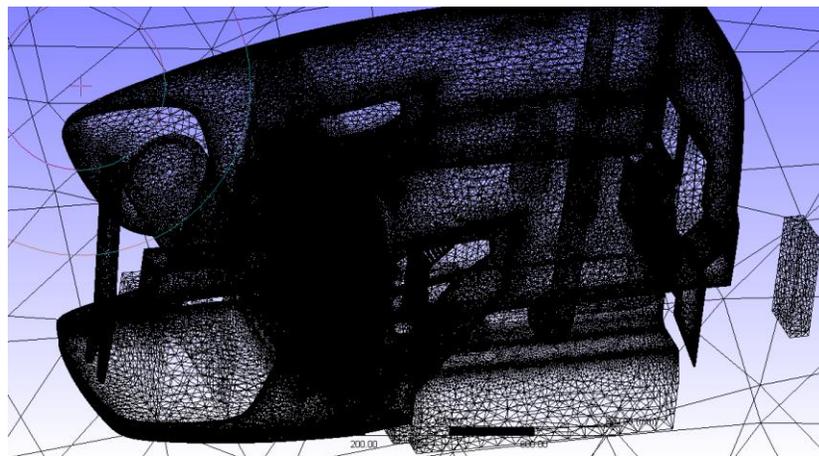


Figura 4.21 Discretización del modelo final.

En el presente estudio se empleó la oblicuidad como principal criterio de decisión sobre la calidad de las mallas generadas, se procede a examinar la calidad de malla del modelo. En la tabla 4.3 se muestra el valor máximo de oblicuidad.

Tabla 4.3 Medida máxima de oblicuidad del mallado.

Mesh Metric	Skewness
Min	2.3649e-006
Max	0.92009
Average	0.2644

Así mismo, se debe especificar que la malla generó más de 10 millones de tetraedros, de los cuales más del 92% tienen una calidad de entre excelente y buena en la medida métrica de oblicuidad, lo cual da seguridad de que el mallado está bastante bien realizado, mostrado en la figura 4.22.

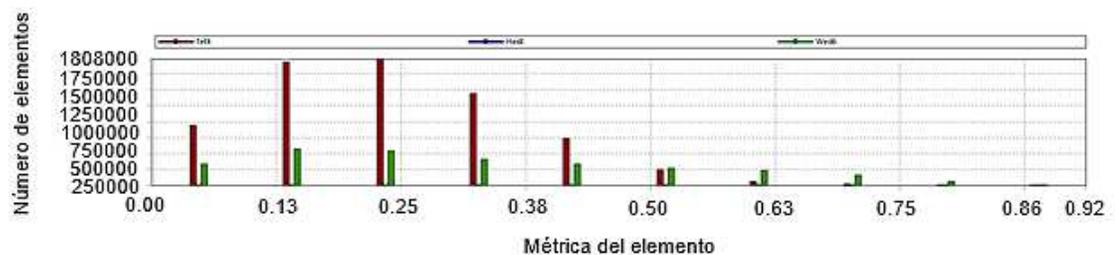


Figura 4.22 Gráfica estadística del nivel de oblicuidad del mallado.

En la figura 4.23 se muestra la otra medida métrica, que es la calidad de ortogonalidad del mallado.

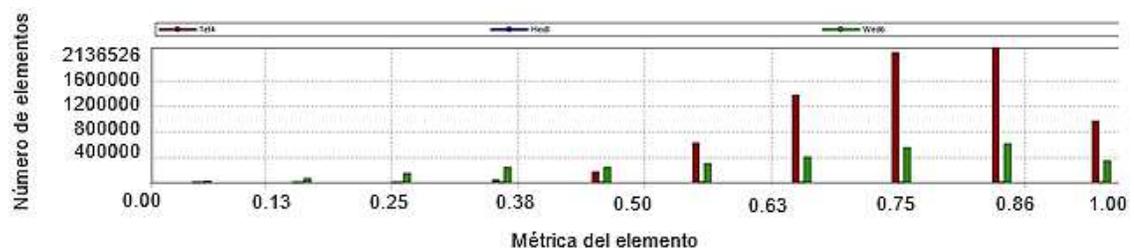


Figura 4.23 Gráfica estadística del nivel de calidad ortogonal del mallado.

4.3.5. Sensibilidad de la malla

Se le conoce al procedimiento donde básicamente se comparan simulaciones con simulaciones para obtener la mejor malla para la simulación y donde se pretende medir el grado de relevancia de una variable o parámetro del modelo en el entorno donde se quiere simular.

Para realizar el proceso se deben seguir los siguientes pasos:

1. Ejecutar el modelo hasta la convergencia.
2. Clonar el escenario.
3. Refinar la malla por 0.7 (aplicar y aplica los cambios como normal al realizar un cambio en la malla).
4. Ejecutar el modelo hasta la convergencia.
5. Comparar los diseños utilizando una o varias variables para colaborar los resultados, puede ser una temperatura máxima o una pérdida de presión, etc.
6. Si la diferencia es menor que el 5%, los resultados son independientes de la malla, si no, vaya al paso (2) y repita la operación hasta que se alcance independiente de la malla ver figura 4.24.

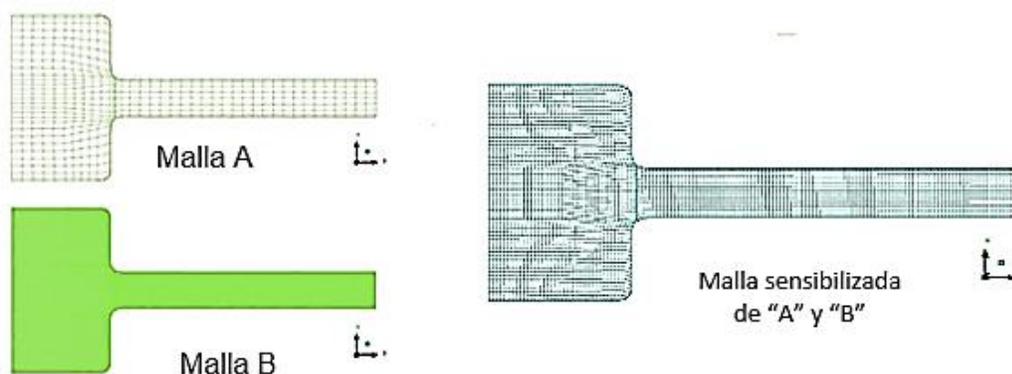


Figura 4.24 Estudio de sensibilidad de malla de una tobera [44].

4.3.6 Datos generales del modelo

Por lo que se refiere a algoritmos en CFD, estos se definen como un conjunto de operaciones que permiten hacer un cálculo matemático utilizando las variables de su entorno. En este trabajo se utiliza el algoritmo basado en presión, ya que se considera que el aire tiene densidad constante y el modelo utiliza una velocidad baja en la entrada (número de Mach), entonces se define como un flujo incompresible y no se tendría beneficios utilizando el algoritmo basado en la densidad [45].

Este estudio investiga el flujo de aire en estado estacionario alrededor del vehículo, se realizó una simulación en estado estable para imitar la condición típica de operación en el campo, donde el vehículo está viajando a una velocidad relativamente constante ver figura 4.25.

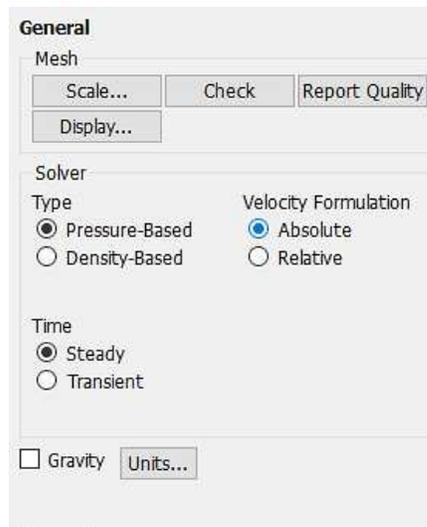


Figura 4.25 Opciones utilizadas en la sección de datos generales de Fluent.

4.37 Modelos de turbulencia

El programa Fluent contiene diversos modelos de turbulencia para resolver diferentes características de flujos, para este caso se requiere observar el comportamiento del flujo condicionado con la viscosidad en los componentes, el modelo solo tendrá la opción de la viscosidad activada.

Debido a la complejidad del problema, se eligió un modelo de turbulencia de 2 ecuaciones (RANS) bastante completo como es el $k-\omega$ sst, ya que este modelo aprovecha mejor las mallas que están cerca de las fronteras (inflación) y también está acoplado para dar buenos resultados en la zona alejada de la pared como si fuera un modelo $k-\epsilon$. Esto propicia que el modelo $k-\omega$ sst resulte más efectivo y compatible para un mayor número de flujos.

En la figura 4.26 se muestran los diferentes tipos de modelos de turbulencia que se encuentran en Fluent, se utilizó un el modelo $k-\omega$ sst para esta simulación.

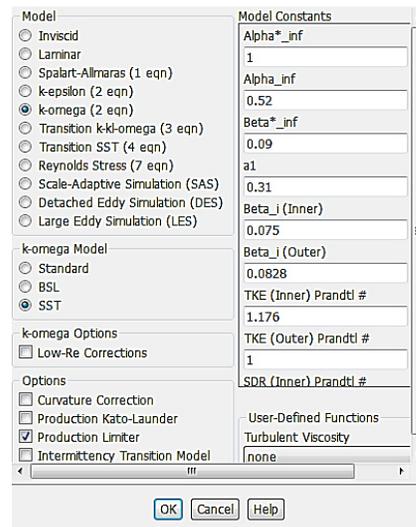


Figura 4.26 Tipos de modelos de turbulencia de Fluent.

4.3.8. Características del fluido

Las propiedades del aire se tomaron constantes a temperatura de 30°, tanto la densidad como la viscosidad se obtuvieron de las tablas de propiedades del aire a 1 atm del libro de Cengel [73] ilustradas en la tabla 4.4.

Tabla 4.4 Propiedades del aire.

NUMERO	PRESIÓN (hPa)	TEMP. (°C)	DENSIDAD (Kg/m ³)	VISCOCIDAD (Pa·s)
1	1013.25	30	1.164	1.872x10 ⁻⁵

En la figura 4.27 se muestra la ventana donde se coloca el material del fluido o sólido que se desea simular, también cuenta con la opción de crear materiales y donde se puede colocar las propiedades del fluido que se necesite.

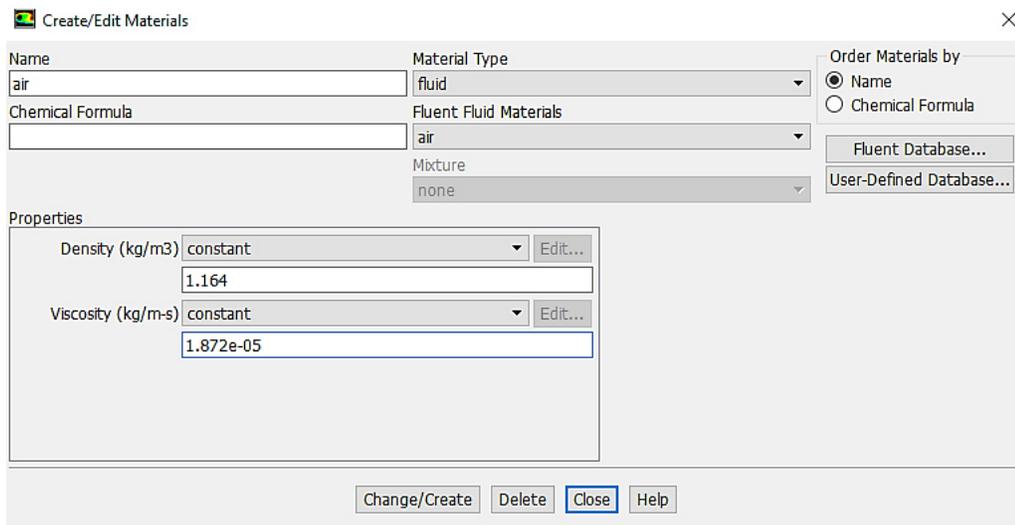


Figura 4.27 Ventana de definición de materiales Fluent.

También se encuentran las condiciones de operación, las cuales son la presión atmosférica y la gravedad. Para este caso, la gravedad se desprecia debido a la baja densidad del aire que no afecta a la presión y la presión atmosférica se utiliza para el balance de la presión relativa del dominio.

4.3.9 Interpretación de las zonas del modelo en Fluent

En esta sección es necesario establecer la naturaleza de cada una de las fronteras del modelo geométrico y del dominio en sí. A continuación, se muestra en la tabla 4.5 las zonas incluidas en el modelo.

Tabla 4.5 Determinación de las condiciones frontera

Nombre de la zona	Tipo
Velocity inlet	Entrada de velocidad
Pressure outlet	Salida de presión
Radiador	Zona porosa
Fan	Condición ventilador
Interfaces 1c,1r,2c,2r	Interior
Symmetry	Pared sin rozamiento
Carcasa y componentes	Pared

En la figura 4.28, se muestran cómo se identifican con colores las zonas de frontera en el modelo de Fluent, en color azul (velocidad de entrada), en color rojo (presión de salida), en color amarillo (simetría e interfaces del radiador) y en color blanco (paredes y condición ventilador).

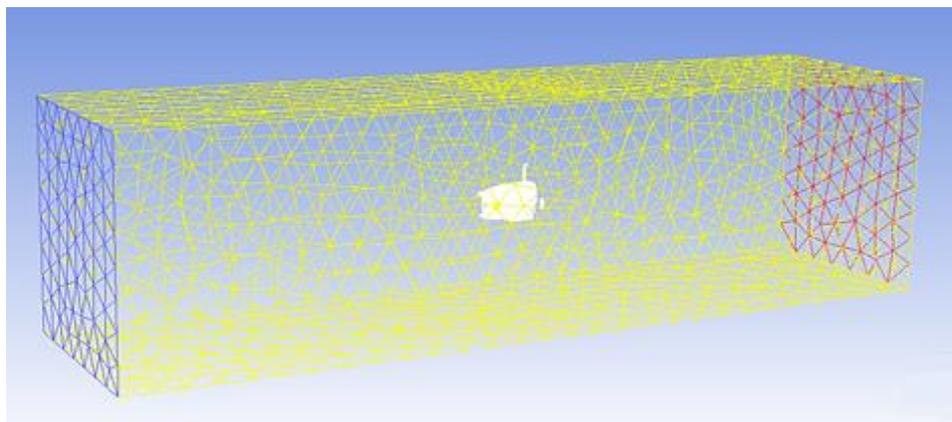


Figura 4.28 Vista global del dominio con sus condiciones frontera.

4.3.10 Detalle de los componentes de la simulación.

El patrón de flujo de aire en el interior del cofre es muy complejo, cada componente influye el flujo, por lo tanto, se debe tener cuidado al modelar los componentes individualmente. El modelado de estos componentes se describe en detalle a continuación:

- **Radiador:**

Como se mencionó anteriormente, la regulación adecuada del flujo de aire a través del radiador es muy esencial en el proceso de enfriamiento del vehículo, el radiador actúa como un disipador de calor para el calor generado por el motor.

Debido a la complejidad para construir un modelo CAD tridimensional del radiador con sus serpentines, se decide modelar el radiador como un medio poroso y como una superficie cuadrada delgada, para así incluirse junto con las geometrías tridimensionales.

Para la obtención de los datos experimentales necesarios para la representación de radiador como zona porosa, se obtuvieron de la literatura. Çetin Barbaros [11] desarrolló un trabajo donde describe una metodología computacional para obtener las características hidrodinámicas de un radiador de un vehículo pesado.

Los datos se calcularon a partir de los datos experimentales proporcionados para el proyecto. Los datos experimentales proporcionados fueron la caída de presión obtenida a través del radiador para diferentes caudales, que se muestra en la tabla 4.6.

Tabla 4.6 Datos experimentales de la caída de presión a través del radiador [11].

Caída de presión (Pa)	Velocidad (m/s)
0	0
2.5	20.74
5	52.78
7.5	96.13
10	150.79
12.5	216.76
15	294.04
17.5	382.63
20	482.53

Con los datos experimentales dados, se representa una curva (x,y) como se muestra en la Figura 4.29. Después, se crea una línea de tendencia que pasa por los puntos de datos dados, y se obtiene la ecuación 44:

$$\Delta p = 0.9447x^2 + 6.0323x \quad \text{Ec.(44)}$$

Donde, Δp es la caída de presión a través del radiador y v es la velocidad del fluido primario a través del radiador.

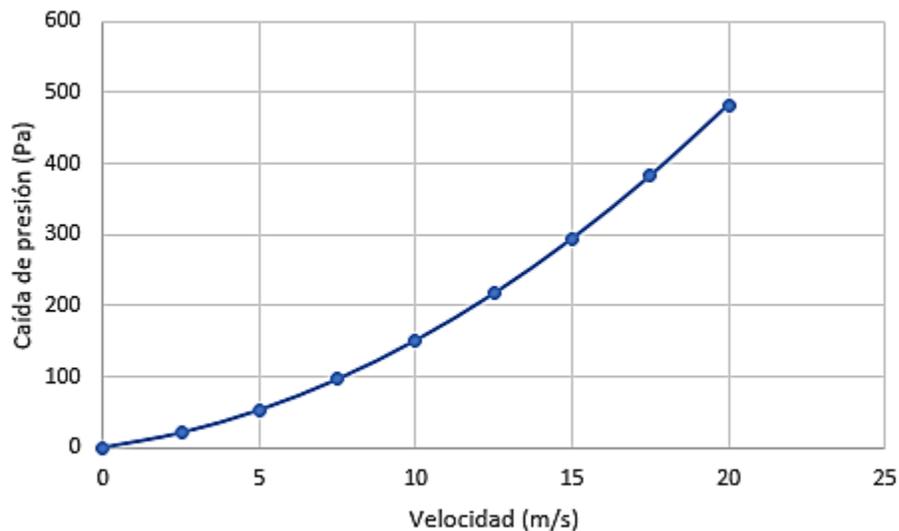


Figura 4.29 Gráfica de la caída de presión contra la velocidad [11].

Una vez graficados los datos experimentales, se utiliza la ecuación de Darcy-Forchheimer (Ecs. 35 y 36), para obtener los valores de resistencia inercial y viscosa para reproducir el flujo dentro del radiador. Los coeficientes inerciales y viscosos correspondientes para la simulación se determinan como 17.2 y 4.01×10^6 , con un coeficiente de porosidad de 0.96 respectivamente mostrados en la figura 4.30.

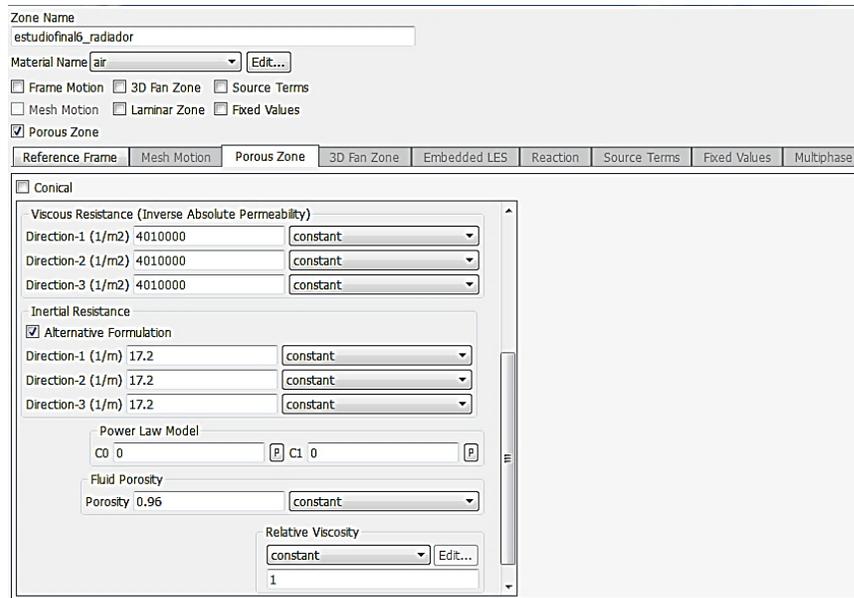


Figura 4.30 Ventana de entradas para la zona porosa de Fluent.

- **Ventilador:**

Se emplea la condición de ventilador incluida en Fluent, la cuál se modela en el preprocesamiento como dos cilindros del mismo diámetro y con el mismo grosor del ventilador real, para formar una región entre los dos cilindros definida como tipo interior.

La utilización de este modelo es muy útil ya que no se necesita utilizar la geometría real del ventilador, en consecuencia para su funcionamiento se necesita proveer con parámetros reales del ventilador.

En la figura 4.31, se muestran los valores de velocidades tangenciales, radiales y axiales con sus coordenadas (x,y,z) obtenidos de la simulación del ventilador real utilizando la geomatría del ventilador a una velocidad radial (1500 rpm).

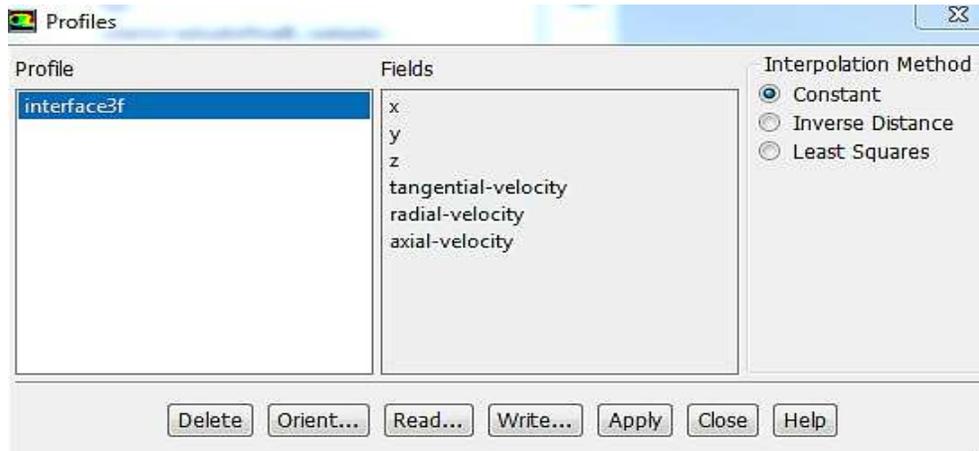


Figura 4.31 Valores de velocidades obtenidos de la simulación del ventilador real.

Después de obtener los valores de velocidades axiales, se ejecuta una resta de la velocidad axial de salida contra la velocidad de la entrada para sacar el salto de presión del ventilador, otra forma es obteniéndola de la curva de rendimiento del ventilador del fabricante como fue el caso, en la figura 4.32 se muestran los parámetros ingresados.

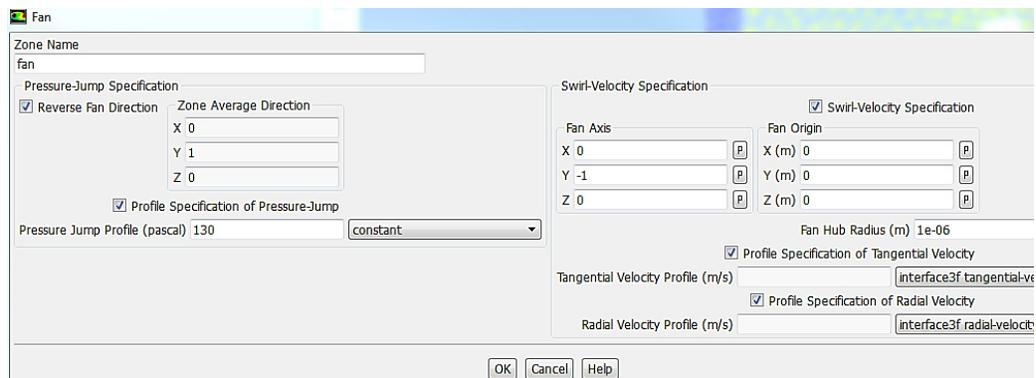


Figura 4.32 Ventana de entradas para la condición de ventilador de Fluent.

Motor y componnetes restantes:

Los componentes como el motor, la carcasa, filtro de aire, pila, placas, tubo de escape y el pedal se consideran como condicion frontera pared (wall), ya que en situaciones donde hay flujos viscosos, esta condiciones son muy utiles para interactuar con diferentes entornos.

Esta condicion se puede utilizar como una pared sin deslizamiento, donde la capa limite es un factor importante de la simulacion, tambien se puede asignar un valor de esfuerzo cortante o rugosidad a la pared si se quiere más viscosidad en la pared.

Para la simulación se asignó una condición de pared sin deslizamiento para los componentes listados anteriormente, en la figura 4.33 se muestra la ventana de entrada de valores.

Wall

Zone Name
wall-estudioginal6_radiador

Adjacent Cell Zone
fff_solid

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Wall Film Potential

Wall Motion
 Stationary Wall
 Moving Wall

Motion
 Relative to Adjacent Cell Zone

Shear Condition
 No Slip
 Specified Shear
 Specularity Coefficient
 Marangoni Stress

Wall Roughness
Roughness Height (m) 0 constant
Roughness Constant 0.5 constant

OK Cancel Help

Figura 4.33 Ventana de entrada para las condiciones de pared de Fluent.

4.3.11 Interfaces de malla.

Una interfaz proporciona un medio para describir una jerarquía de componentes en una configuración geométrica, esta consiste en una interacción de superficies entre el dominio del fluido y las zonas de las celdas (radiador), mostrado en la figura 4.34.

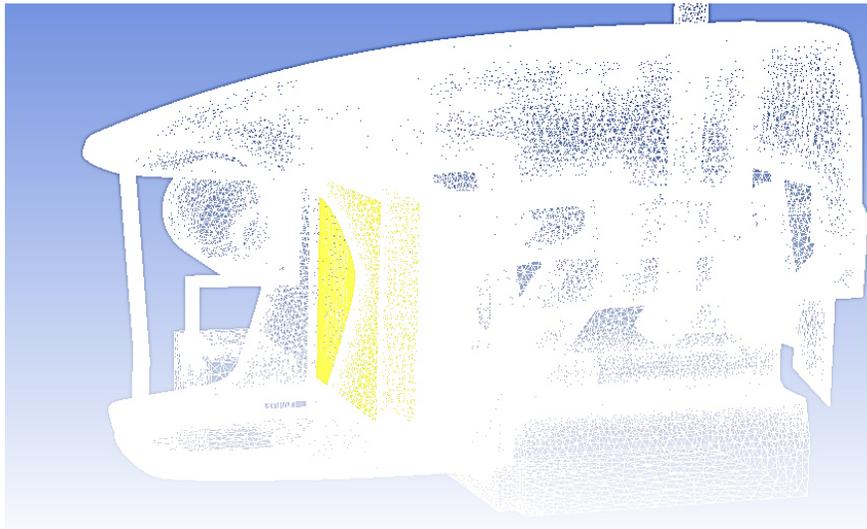


Figura 4.34 Interacción entre el dominio y la celda del radiador.

Después de la creación de la selección de nombres en la sección de preprocesamiento, se crea la interacción entre las interfaces y los componentes del dominio. Sin embargo, las interfaces en el sentido de Fluent, son superficies que se combinan con diferentes topologías de malla permitiendo a los usuarios modificar directamente varios parámetros de simulación numérica.

4.4 Procesamiento de Fluent.

En esta sección se describe los algoritmos y métodos empleados en el modelo donde las ecuaciones se discretizan a lo largo de las celdas del dominio y se resuelven hasta que se alcanza la convergencia.

4.4.1. Interpolación del modelo.

El software Fluent implementa una serie de esquemas de interpolación alternativos al estándar (o esquema por defecto) figura 4.35, para emplear cuando el standard carece de validez en algunos casos.

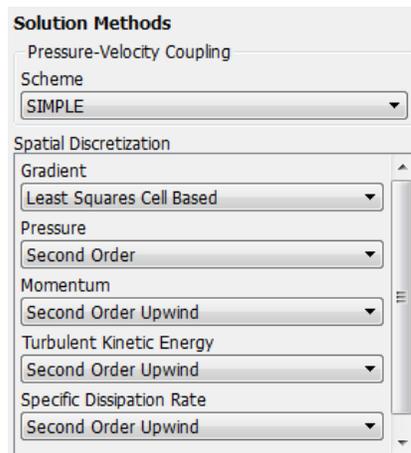


Figura 4.35 Ventana de dialogo de métodos de soluciones de Fluent.

A continuación, se describen algunas recomendaciones para los diversos tipos de problemas de flujos[74][75]:

- Scheme: se utiliza **SIMPLE**, **SIMPLEC**(para una convergencia más rápida), **PISO** (para problemas transitorios) y **COUPLED** (para flujos compresibles o convección natural).
- Spatial Discret Gradient: se utiliza la opción **GREEN-GAUSS CELL BASED** (para mallas estructuradas), o **LEAST SQUARES CELL BASED** (para mallas no estructuradas).

- Pressure: se utiliza **LINEAR** (para una convergencia más rápida), **SECOND ORDER UPWIND** (para una precisión alta), **PRESTO** (para problemas transitorios) y **BODY FORCE WEIGHTED** (para convección natural o velocidades giratorias).
- Upwinding: se utiliza **FIRST ORDER UPWIND** (para una convergencia más rápida), **SECOND ORDER UPWIND** (para una precisión alta), **QUICK** (para una precisión alta en mallas estructuradas).

Para la simulación se utilizó, la siguiente configuración mostrada en la figura 4.36 porque es la más adecuada dado las condiciones de malla, y para simulaciones de máquinas rotatorias.

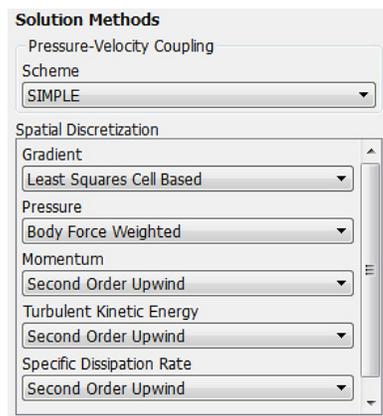


Figura 4.36 Ventana de dialogo de métodos de soluciones de Fluent.

4.4.2. Programa cambio de interpolación.

Uno de los grandes problemas que se tiene al utilizar los esquemas de interpolación, es que se utilizan los de mayor discretización (second order upwind) desde el inicio, lo que provoca que al no tener gran información de entrada tienda a diverger desde el comienzo. Para solucionar el problema se debe utilizar un programa de cambio de interpolación mostrado en la figura 4.37. el cual consiste en empezar simulando en el esquema de menor discretización para todas las variables en algún lapso de iteraciones, y después que alcance las iteraciones el software cambie automáticamente todos los esquemas de discretización para obtener una simulación con mayor precisión en las iteraciones restantes.

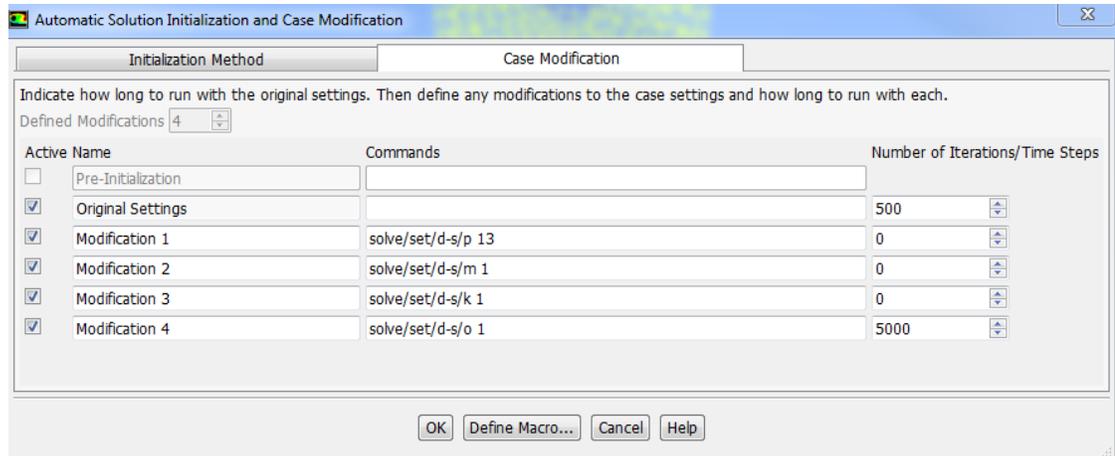


Figura 4.37 Ventana de modificación para la inicialización de Fluent.

4.4.3. Inicialización del modelo

Para inicializar la solución, se utilizaron las condiciones de entrada en todos los elementos del dominio (velocidad de entrada); es decir que todos los elementos tienen una velocidad de 3.6 m/s en la vector (y) igual a la velocidad de corriente libre. En la figura 4.38 se muestra la ventana de inicialización el modelo:

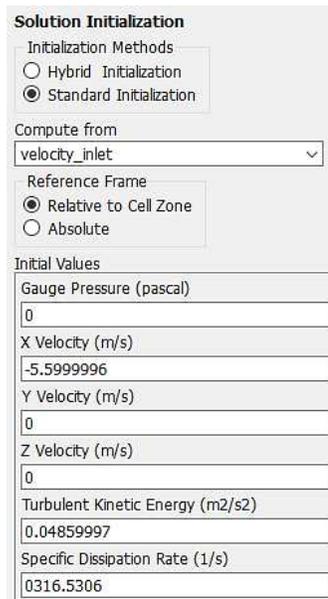


Figura 4.38 Ventana para inicializar con parámetros de entrada.

CAPÍTULO 5: RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo, los datos obtenidos a través de la experimentación y la simulación numérica son analizados y discutidos, también se muestran los contornos y los vectores de velocidad obtenidos en la simulación del flujo de aire, así, como la visualización de las velocidades de los ventiladores y el valor de los residuales del gráfico de convergencia.

5.1 Resultados de convergencia de la solución.

En la figura 5.1, se muestran los residuales de la ecuación de la continuidad, velocidad x, velocidad y, velocidad z, energía cinética turbulenta y disipación específica. Esto indica que la solución ha alcanzado su convergencia, se puede observar que inicialmente los residuos decrecen, luego empiezan a aumentar por el cambio de algoritmo de solución y finalmente siguen disminuyendo hasta obtener valores (1×10^{-3}) para la continuidad, (1×10^{-4}) para k y ω y de orden (1×10^{-5}) para las velocidades. Estos ordenes de magnitud abajo de $1e^{-3}$ se consideran adecuados para los residuales[4][76].

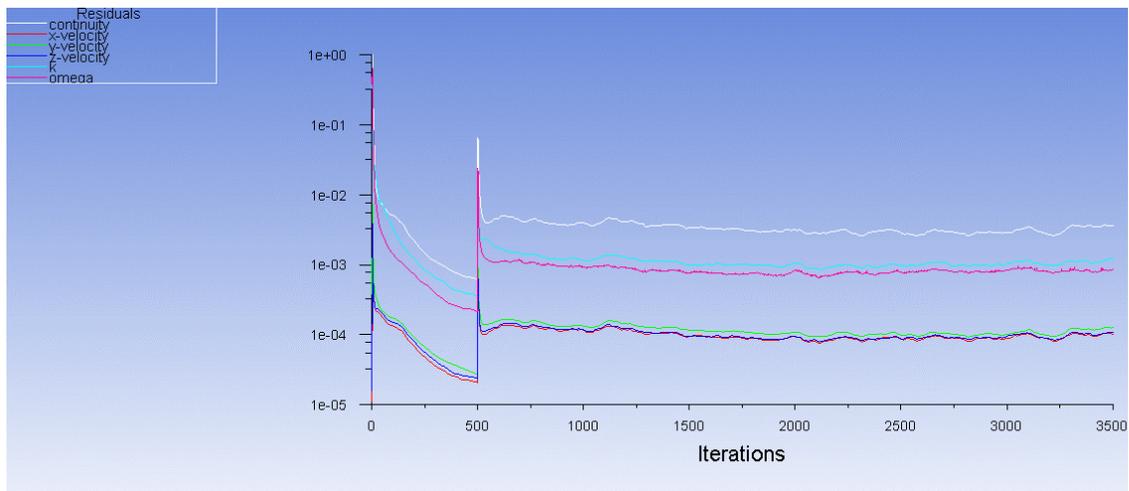


Figura 5.1 Grafico de residuales de la simulación.

Otra manera de validar la simulación es verificar el flujo másico de la entrada y de la salida, en un sistema cerrado que opera en estado estable, la tasa de flujo másico en ambas ubicaciones debe ser aproximadamente igual (ley de la conservación de la masa). En la figura 5.2 se observa el balance másico de la simulación.

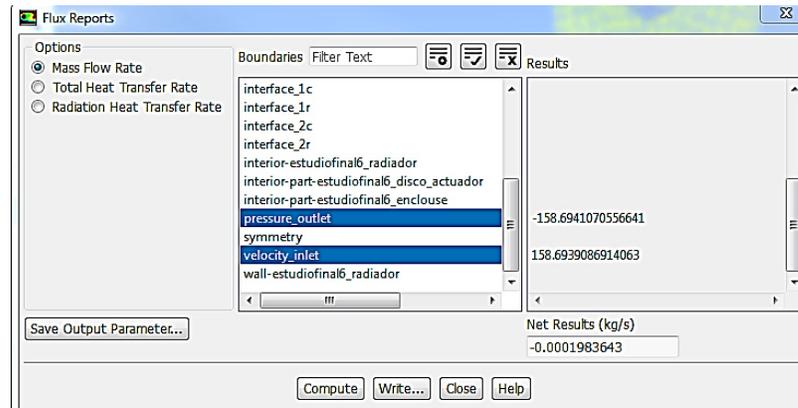


Figura 5.2 Resultados de los campos de velocidad de la simulación.

5.2 Resultados del campo de velocidades del modelo.

En esta sección, se presentan los gráficos de contornos y vectores de los campos de velocidad a partir de la simulación de CFD. La figura 5.3 muestra un gráfico de contorno de la velocidad absoluta observado en un plano segmentado verticalmente a través de la carcasa y sus componentes internos.

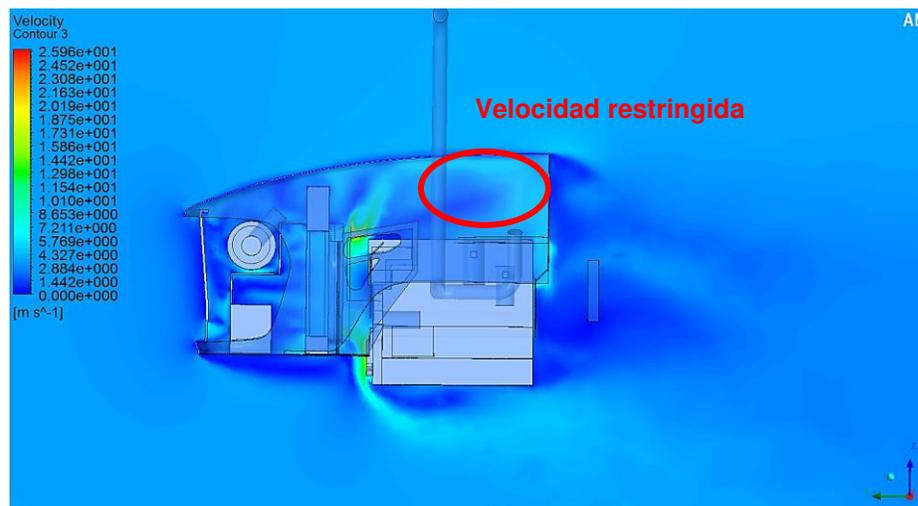


Figura 5.3 Contornos de velocidad absoluta en un plano vertical a la carcasa.

En el gráfico del contorno anterior se observan las zonas donde fluyen más rápido las velocidades en el dominio, también se aprecian las zonas donde la velocidad está restringida a lo largo de los límites del motor y también en algunas zonas que lo rodean. Estas zonas, donde la velocidad del aire está restringida, tienen la posibilidad de riesgo de convertirse en zonas de altas temperaturas en la región interna del cofre.

El gráfico de contorno de velocidad en la figura 5.4 muestra la velocidad en un plano segmentado horizontalmente, se puede observar que las zonas de mayor velocidad son las de succión y descarga del ventilador, también se aprecian las salidas de aire por los laterales del cofre ya que contiene ventanillas de desahogo, se aprecia otra salida por la parte de atrás, esta debido a que es utilizada para la salida de cableado hacia la zona del volante.

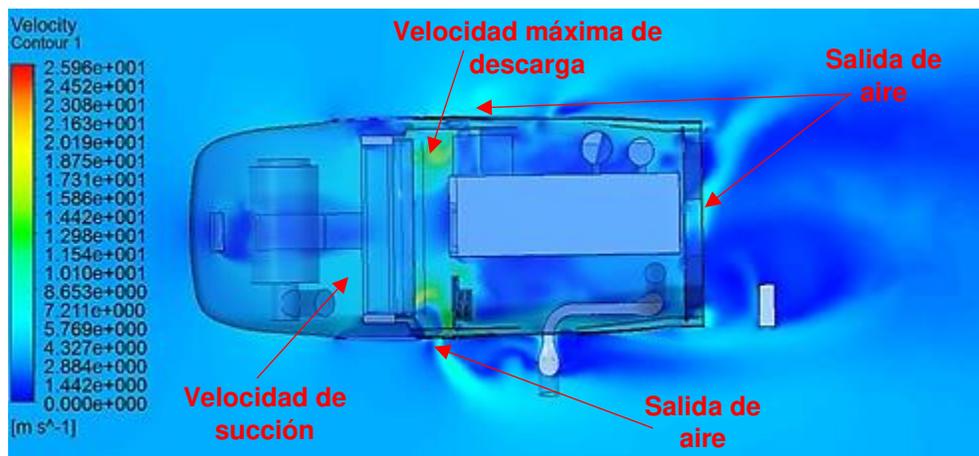


Figura 5.4 Contornos de velocidad absoluta en un plano horizontal a la carcasa.

Además de la visualización de contornos de velocidad, también se puede visualizar el modelo con vectores de velocidad, donde se aprecia mejor el comportamiento de las magnitudes y direcciones del flujo de aire, como pueden ser las celdas de recirculación, la estela del vehículo, etc.

En las figuras 5.5 y 5.6 se muestra la formación de las celdas de recirculación alrededor de los límites del motor y detrás del radiador. Estas celdas de recirculación actúan como obstáculos para el flujo de aire y, por lo tanto, crean regiones sobre las cuales se restringe la velocidad del aire. Otro fenómeno que se observa es la formación de la estela atrás del cofre, que se puede representar como la resistencia aerodinámica del cuerpo a la velocidad del fluido.

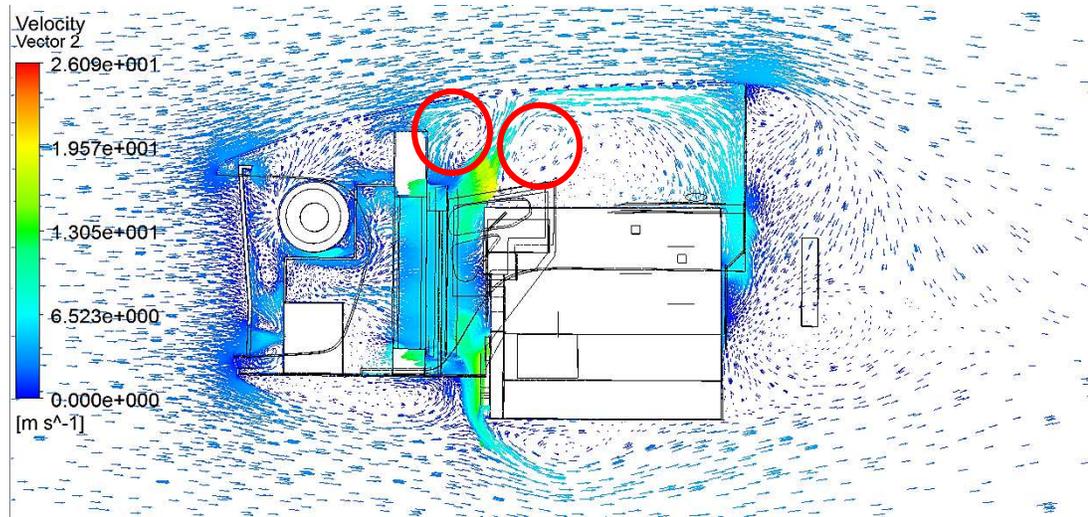


Figura 5.5 Gráfico de vectores de velocidad absoluta en un plano vertical que pasa a través de los componentes.

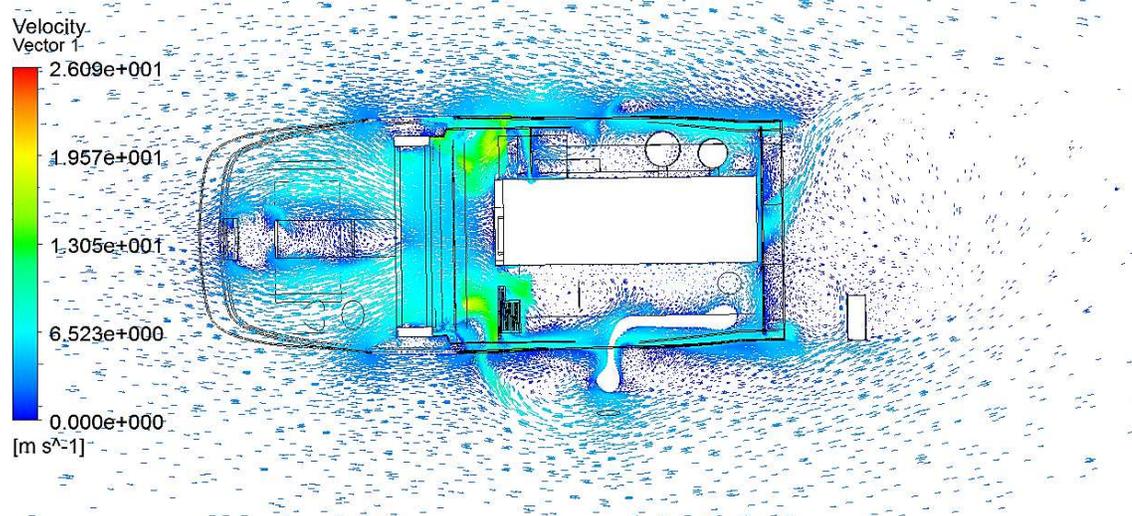


Figura 5.6 Gráfico de vectores de velocidad absoluta en un plano horizontal que pasa a través de los componentes.

En la literatura se encuentran trabajos relacionados sobre el análisis del comportamiento del aire dentro de los cofres de los vehículos, por ejemplo el de Kulkarni [12] en su trabajo se observan las celdas de recirculación que se generan entre el radiador y el motor causadas por la descarga de velocidad del ventilador, como se tiene un modelo similar con la misma estructura de los componentes (radiador, ventilador y motor), se espera un comportamiento dentro del cofre similar[13].

En la figura 5.7 se muestran las líneas de corriente de velocidad que se encuentran en el interior del cofre, las cuales ingresan por la parte delantera hacia el compartimento del motor. Es posible observar que por los costados se encuentra la mayor cantidad de salida de aire, debido a que estas zonas están abiertas en el cofre.

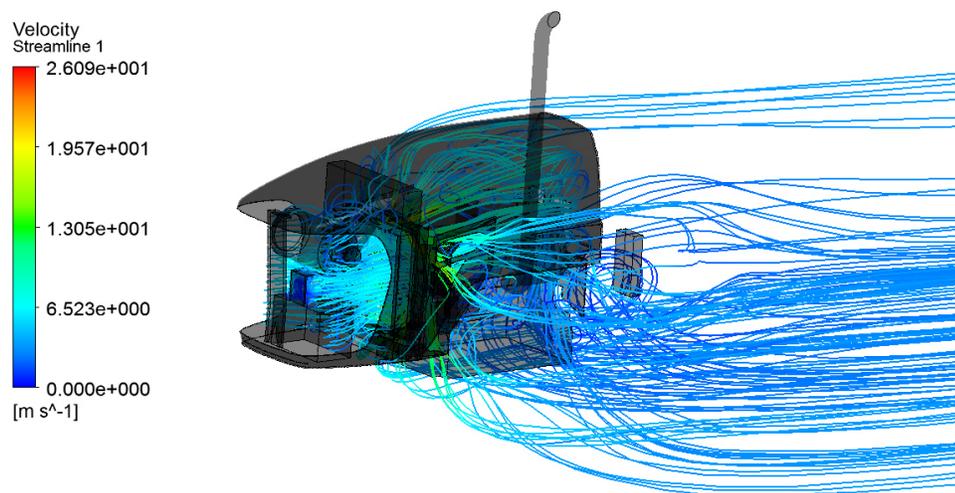


Figura 5.7 Líneas de corriente coloreadas por magnitud de velocidad absoluta.

5.3 Resultados del campo de presiones del modelo.

En la figura 5.8 se muestra el gráfico de presión de la carcasa, donde se observa al principio una alta presión debido a que es la primera zona de choque del aire, en el gráfico se observa una presión tenue por la baja velocidad del fluido. También se observa una alta presión en la cara frontal del motor dada por el flujo de aire expulsado por el ventilador.

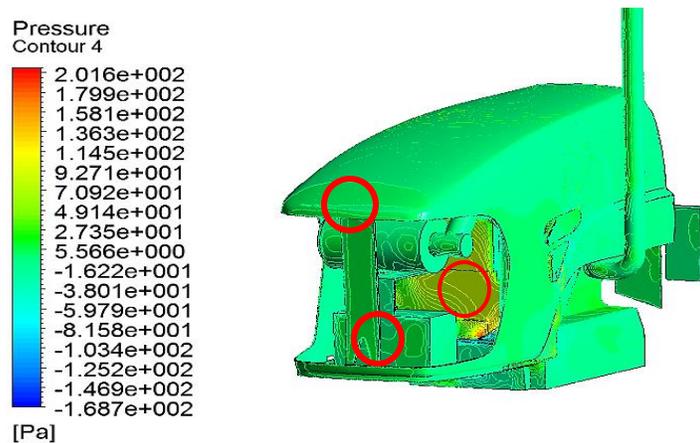


Figura 5.8 Gráfico de presión total sobre la carcasa.

En la figura 5.9 se muestra la presión total en el domo observado en un plano vertical, donde se observa como la presión en el interior del radiador disminuye por su condición de zona porosa y saliendo aumenta debido al empuje del ventilador.

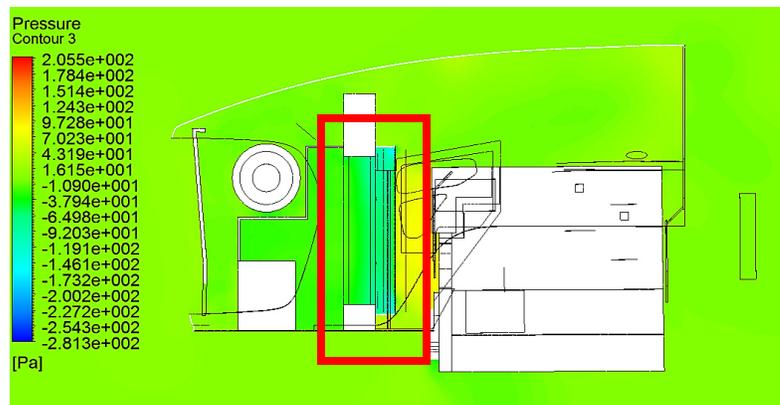


Figura 5.9 Contorno de presión en un plano vertical de la carcasa.

En diferentes estudios y libros aerodinámicos se observan resultados acerca de la presión estática en los modelos, donde se explica que la mayor concentración de presión se da enfrente de los vehiculos [77], y el segundo caso es en los alerones traseros, esto debido a que el aire se ralentiza cuando se acerca a la parte delantera del automovil y da como resultado que más moléculas de aire se acumulen en un espacio más pequeños [78].

5.4 Resultados de sensibilidad de malla.

En la figura 5.10 se muestra el resultado del análisis de sensibilidad de la malla para el dominio, se toma la opción del modelo que contiene 11 millones porque es cuando la velocidad no es sensible a la malla y en esta se obtiene el menor skewness de la discretización.

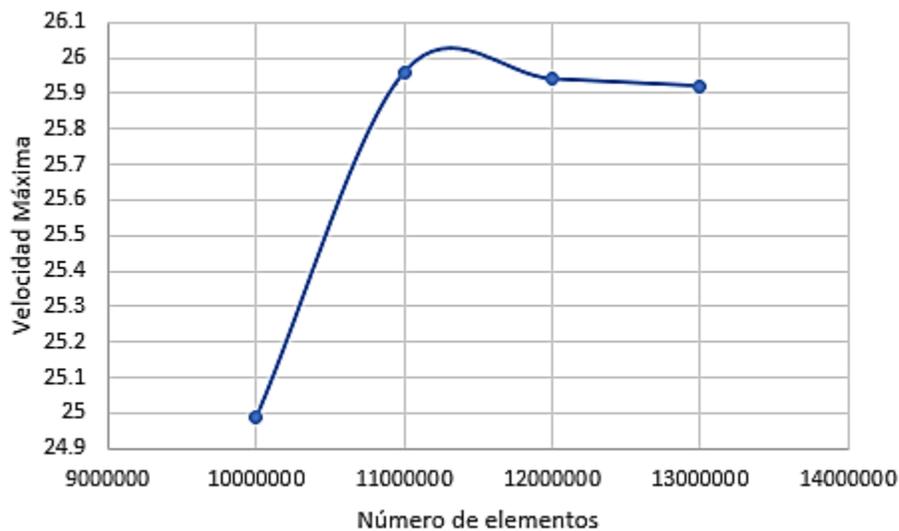


Figura 5.10 Sensibilidad de malla de los modelos.

De acuerdo con los resultados del analisis, el valor elegido para el tamaño de elemento cerca de la pared es de 2 mm, debido a que con de este valor se puede apreciar totalmente el flujo en la capa limte y tambien inicia a estabilizarse el valor de la velocidad y éste no presenta aun una demanda elevada de recursos computacionales. Marin [53] en su trabajo habla de la importancia de la independencia de malla en los modelos CFD y como obtener la mejor.

5.5 Resultados de ventilador.

En el figura 5.11 se muestra el perfil de velocidad axial usado para alimentar al disco actuador, este se obtuvo de una de las caras de la simulacion del ventilador real, se puede apreciar que en la posición [0,0] hay velocidades negativas, esto se da porque allí se encuentra el eje de rotación del ventilador y se crean celdas de recirculación. El perfil no es simétrico con la velocidad porque el abanico tiene 7 aspas y fue obtenido por un eje del diametro de la cara.

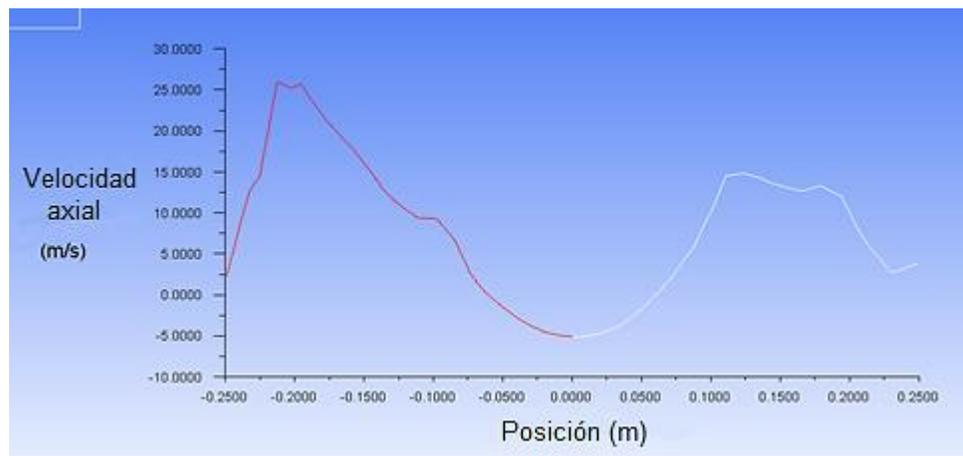


Figura 5.11 Perfil de velocidad axial de la simulación del ventilador.

En la figura 5.12 se muestra el contorno de velocidad obtenido del disco actuador, donde se observan las 7 siluetas de las aspas del ventilador basados del perfil de velocidad.

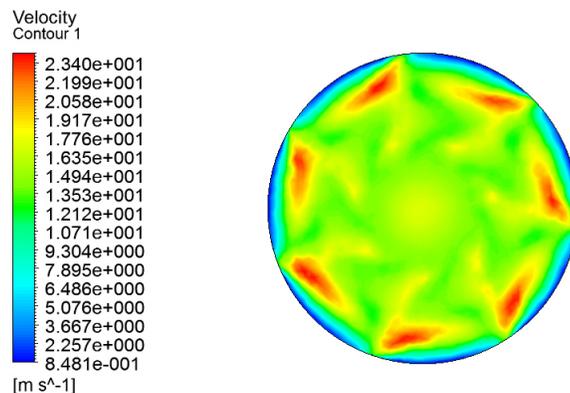


Figura 5.12 Velocidades obtenidas de la cara del disco actuador

En las figuras 5.13 y 5.14 se muestran las velocidades tangenciales del ventilador en el dominio, en la primera figura se observa en la cinta de velocidades que la velocidad es más alta, esto se debe a que al usar la geometría con las aspas, se generan altas velocidades en las puntas de las aspas por el choque de la aire. En la figura 5.14 se muestra la velocidad del disco actuador tomando solo el perfil de velocidad de salida sin los datos de entrada de las aspas.

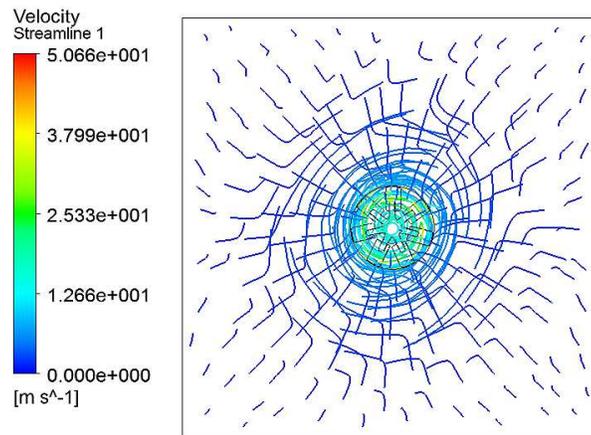


Figura 5.13 Líneas de corriente de aire de la velocidad tangencial del ventilador con geometría.

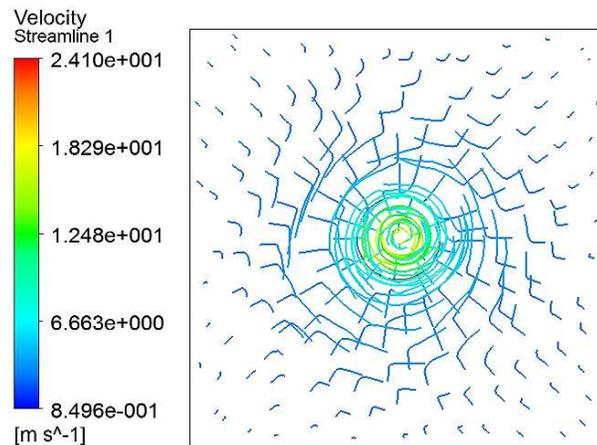


Figura 5.14 Líneas de corriente de aire de la velocidad tangencial del disco actuador

En la figura 5.15 se muestra el contorno de velocidad del ventilador con geometría, en el se observa como en las aspas es donde genera más altas concentraciones de alta velocidad, y en el centro del eje no hay velocidad porque es una parte sólida y no hay flujo de aire.

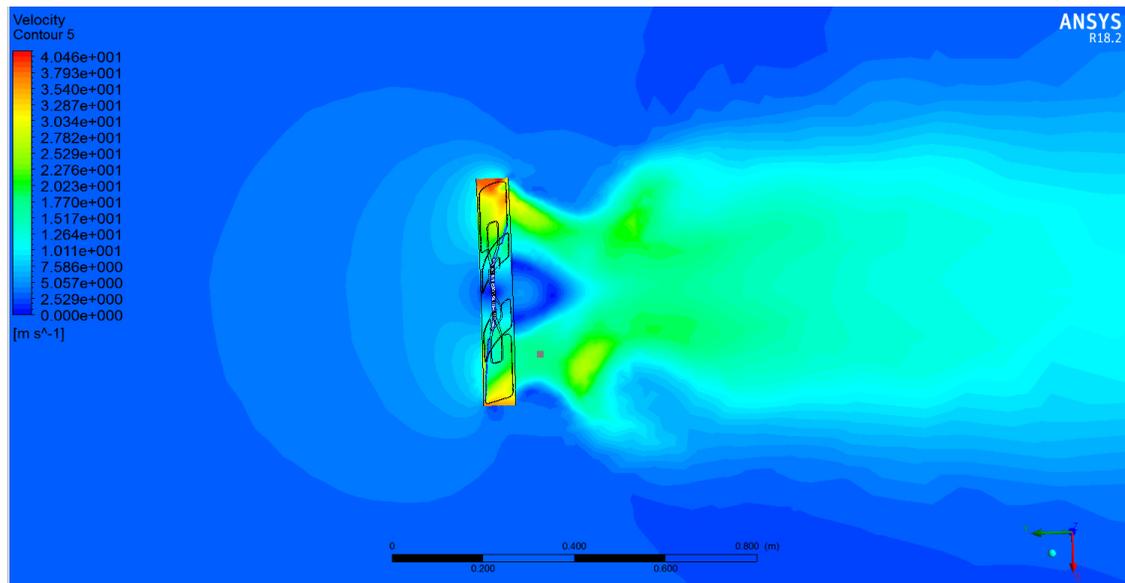


Figura 5.15 Contorno de velocidad del ventilador real.

Con respecto a la modelación del ventilador se encontraron diferentes formas de interpretación, una de ellas (MRF) utilizadas por Berg [79] donde utiliza el CAD de ventilador para la simulación, donde obtiene grandes resultados en la simulación, pero gastando mucho costo computacional con una malla de hasta 15 millones de elementos en el ventilador. Otros trabajos son los de Shanwiller [1] y Zhang [80] donde utilizan el modelo del disco actuador (BFM) solo con el salto de presión, obtenido resultados con un considerable error de precisión. Para este trabajo se utiliza la modelación del disco actuador con la utilización del salto de presión y perfiles de velocidades tangenciales, radiales y axiales obtenidos de la simulación real del ventilador para un mejor comportamiento del disco actuador.

5.6 Comparación de resultados.

En la tabla 5.1 se muestran, la comparación de resultados con sus porcentajes de error, para cada sección de medición que se analizó mediante el modelo CFD. Se observa que casi todas las secciones tienen un porcentaje de error menor al 10% y que son físicamente correctos de acuerdo al comportamiento del flujo.

Tabla 5.1 Comparación de las velocidades de aire pronosticadas de CFD contra las mediciones experimentales.

Sección.	Velocidad del aire medida (m/s).	Velocidad del aire predecida (m/s).	% Error relativo.
1	3.26	3.3	1.3
2	7.54	7.14	5.3
3	6	6.40	6.6
4	4.82	4.53	6.1
5	2.15	2.26	4.86
6	1.20	1.35	12
7	3.52	3.69	4.60
8	5.82	5.98	2.67
9	3.4	3.71	9.1
10	4.82	5.12	5.8

Concorde a los resultados obtenidos de la simulación, se estima un tiempo de cómputo aproximado de 9 a 10 horas para alcanzar los niveles de convergencia requeridos. Se utilizó una estación de trabajo con los siguientes características (3.2 GHz, 64 Gb RAM, 16 núcleos, tarjeta de video k5200 8 Gb).

CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES Y TRABAJO A FUTURO

En este capítulo se aportan algunas conclusiones y consejos a partir de los resultados obtenidos de la simulación CFD por el software Fluent, ya que estos resultados son una serie de datos teóricos y orientativos, que para su posterior análisis se ha tenido que recurrir a la búsqueda de trabajos realizados con CFD para poder interpretarlos correctamente, y así poder establecer una serie de comparaciones entre los modelos.

Tras realizar un exhaustivo estudio y análisis aerodinámico se han podido obtener una serie de conclusiones que se deben de tener en consideración.

Para la realización de un estudio aerodinámico existen básicamente tres caminos: pruebas de laboratorio, modelos semi-empíricos y los modelos de Navier Stokes resueltas por métodos numéricos. De los cuales, el más exacto y confiable son las pruebas experimentales; pero al mismo tiempo resultan muy costosas, por lo que ha ganado más relevancia la utilización de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), para resolver estos problemas.

Se implementó una metodología CFD sobre la geometría tridimensional de los componentes internos del cofre, se utilizaron procesos apropiados de simplificación en la geometría inicial, las reducciones en el tiempo generalmente se han realizado al simplificar la geometría del modelo (eliminación de componentes innecesarios) sin sacrificar la resolución y precisión del modelo.

Se generó una malla de buena calidad con 6189578 nodos y casi 11 millones de elementos con una malla tetraédrica no estructurada y con una inflación de 2mm cerca de las paredes de los componentes para el perfecto funcionamiento de la capa límite viscosa. Se utilizaron parámetros de control de malla para asegurar que el proceso iterativo fuera más fluido y los resultados fueron los más precisos posibles, optimizando los recursos computacionales.

Se logró implementar las simplificaciones en los componentes que contenían demasiada complejidad, por ejemplo, el radiador como una condición de medio poroso y el ventilador como una condición frontera de ventilador, a la cual se provee con valores de velocidades obtenidos del primer método y de la curva de rendimiento del ventilador.

Otro punto importante es la elección del modelo de turbulencia, en este trabajo se utilizó el modelo $k-\omega$ SST, donde se fusiona la gran precisión del modelo $k-\omega$ en la zona cercana a la pared, con la independencia entre los flujos planteada por el modelo $k-\epsilon$ en la zona lejana al muro, esto propicia que el modelo $k-\omega$ SST resulte más efectivo para la simulación, otro factor que ayuda mucho al modelo es la baja velocidad de entrada.

6.1 Trabajos a futuro.

Toda la información recaudada en este trabajo servirá como una base de referencia a la hora de abordar futuros proyectos acerca de la dinámica de fluidos computacional, teniendo una base, las modificaciones, las mejoras y la obtención de los resultados serán más eficientes y confiables.

A continuación, se presentan algunas propuestas para trabajos futuros:

- En lo que se refiere al desarrollo experimental, esta se delimitó a las mediciones de velocidad del aire en distintas zonas del cofre, para mejorar aún más los resultados, se necesita una mayor investigación con instrumentos de medición más precisos y estandarizados.
- Utilizar el modelo numérico existente para recrear diferentes entornos de entrada de aire del dominio, ya sea que la velocidad de entrada llegue por la parte frontal y por los laterales del dominio hacia el cofre. Esto dará mayor similitud al entorno donde opera el tractor.
- Agregar al análisis numérico la realización experimental de la distribución de calor, utilizando hileras de termopares en la superficie de los componentes para poder realizar un estudio térmico. Para posteriormente poder realizar un modelo numérico más completo.

6.2 Contribución Científica.

- La contribución científica del presente trabajo consiste en la metodología y validación de un modelo numérico capaz de reproducir el comportamiento aerodinámico del cofre un tractor, reproduciendo la física de los componentes del ventilador y radiador con condiciones fronteras del software Fluent, esto para reducir la complejidad de la discretización y el tiempo de computo, sin sacrificar la resolución y precisión del comportamiento modelo real.

REFERENCIAS

- [1] K. D. Shankwiler, "School of Industrial Design," pp. 1–8, 2006.
- [2] S. Gondipalle, "CFD ANALYSIS OF THE UNDER HOOD OF A CAR FOR PACKAGING," 2011.
- [3] A. Elmarakbi, H. Peerhossaini, F. Harambat, M. Ramadan, H. El-Hage, and M. Khaled, "Review of underhood aerothermal management: Towards vehicle simplified models," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 73, no. 1, pp. 842–858, 2014.
- [4] F. Carracosta, "Prácticas de Simulación Numérica en Mecánica de Fluidos," 2007.
- [5] X. Domingo, "Análisis CFD aerodinámico de JukeNismo con recursos de MareNostrum y CSUC. Diseño de alerón trasero para las '24SERIES,'" p. 57, 2015.
- [6] A. Aguirre, "Vehículo Para La Competencia Eco-Shell," *Planta*, 2009.
- [7] N. Rodríguez, "Modelo físico de la cavidad ventilada," *New York*, vol. 1969, no. Periodo, pp. 100–168, 2001.
- [8] J. Meseguer, "Algunas consideraciones sobre la aerodinámica de los automóviles de carreras," *X Conf. Heraclio Alfaro*, 2010.
- [9] C. Bayona, L. Londoño, and E. Nieto, "Identificación del modelo de turbulencia más adecuado, utilizando software de dinámica de fluidos computacional, para el diseño de vehículo urbano de la competencia SHELL ECO MARATHON," 2015.
- [10] P. Sagaut, "Introducción computacional," *Evol. HISTÓRICA LA DINÁMICA FLUIDOS Comput.*, pp. 1–6, 1998.
- [11] B. Çetin, K. G. Güler, B. Çetin, and K. G. Güler, "Provisional chapter Provisional Computational Modeling of Vehicle Radiators Using Computational Modeling of Vehicle Radiators Using Porous Medium Approach Porous Medium Approach," p. 20, 2017.
- [12] C. Kulkarni, M. Deshpande, S. Umesh, and C. Raval, "Underhood Flow Management of Heavy Commercial Vehicle to Improve Thermal Performance," *Mrsas.Org*, pp. 10–16, 2012.
- [13] K. Rajdev, "Underhood Flow Simulation in Tractors using AcuSolve," *ATCx*, p. 16, 2018.
- [14] J. Garcia, "METODOLOGÍA PARA EL ANÁLISIS DE RESULTADOS CFD Y PROPUESTA DE DISEÑO CASCO DE MOTOCICLETA," 2013.
- [15] E. Saadati, "Chapter 6 Turbulence Modeling," 2015. [Online]. Available:

<http://slideplayer.com/slide/3872321/>. [Accessed: 09-Feb-2018].

- [16] J. Cuauhtémoc, “Maquinas de transporte y traccion en la agricultura,” no. January 2009, 2015.
- [17] J. C. Negrete and T. Machado, “Parque de tractores agrícolas en México: estimación y proyección de la demanda,” *Rev. Ciencias Técnicas Agropecu.*, vol. 22, no. 3, pp. 61–69, 2013.
- [18] A. Ayala, M. Audelo, and A. Aragón, “La situación del mercado de tractores en México, perspectivas y retos en la certificación,” *Textual*, vol. 01, no. 58, pp. 91–111, 2011.
- [19] J. Calva and J. Fon, “Crisis agrícola y alimentaria en Mexico.,” pp. 171–172, 1988.
- [20] O. Arévalo, “El Tractor Agrícola,” *Maquin. Agrícola*, p. 32, 2009.
- [21] R. Maya, “Principales tipos de tractor agrícola,” 2012. [Online]. Available: <https://www.mayasl.com/tipos-de-tractor-agricola/>. [Accessed: 22-Nov-2018].
- [22] P. Miguel and A. M. Redondo, “Tractores agrícolas,” pp. 305–307, 1999.
- [23] J. Mares, “Refrigeración forzada por aire y por agua,” pp. 64–67, 2007.
- [24] D. Rojas and L. Noreikat, “Mecánica y Maquinaria Agrícola Segunda Parte Motor,” p. 76, 2004.
- [25] L. Moreno, “Sistema Refrigeracion - MOTORES Y TRACTORES,” 2015. [Online]. Available: <https://es.scribd.com/presentation/271103326/Sistema-Refrigeracion-MOTORES-Y-TRACTORES>. [Accessed: 23-Nov-2018].
- [26] J. A. Capote, D. Alvear, O. V Abreu, M. Lázaro, and P. Espina, “Influencia del modelo de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios,” *Rev. Int. Mét. Num. Cál. Dis. Ing.*, vol. 24, no. 3, pp. 227–245, 2008.
- [27] L. D. Landau, *Mecánica de Fluidos*, vol. 3 ed. 2002.
- [28] H. Kudela, “Fundamental Concepts Relating to Fluids,” pp. 1–7, 1989.
- [29] A. Garcia, “Propiedades de los fluidos,” 2016, no. 4.
- [30] A. Bakker, “Lecture 4 – Classification of Flows Applied Computational Fluid Dynamics Classification : fluid flow vs . granular flow,” *Fluid Dyn.*, no. 2002, pp. 1–32, 2006.
- [31] D. M. May, S. J. Jones, and H. A. Crockard, “Somatosensory evoked potential monitoring in cervical surgery: identification of pre- and intraoperative risk factors associated with neurological deterioration,” *J. Neurosurg.*, vol. 85, no. 4, pp. 566–573, 1996.
- [32] S. R. Ahmed, H. Emmelmann, W. Gengenbach, W. Hucho, D. Hummel, and

- R. Piatek, *Aerodynamics of Road Vehicles*. 1990.
- [33] M. Luna, *Principio y filosofía de la dinámica de fluidos computacional*. GUANAJUATO, 2016.
- [34] A. F. Salas, “Principios de la hidráulica,” US, Sevilla, p. 5, 2017.
- [35] L. Escobar, “Método de Lagrange y Euler Para Analisis de Flujo de Fluidos,” 2014. [Online]. Available: <https://es.scribd.com/doc/231059630/Metodo-de-Lagrange-y-Euler-Para-Analisis-de-Flujo-de-Fluidos>. [Accessed: 10-Dec-2018].
- [36] J. Torres, “Lagrange y Euler,” pp. 1–23, 2012.
- [37] R. Marquez, “Enfoque Lagrangiano vs Euleriano,” 2017. [Online]. Available: <https://naviers.xyz/cfd/enfoque-lagrangiano-vs-euleriano/>. [Accessed: 10-Dec-2018].
- [38] T. Aguirre, “Mecánica de Fluidos,” 1995.
- [39] F. Kuznik, “Modelado en CFD,” pp. 1–26, 2013.
- [40] M. Botella Mompó, “Uso del cálculo numérico CFD para el estudio de actuaciones de una motocicleta de competición,” universidad politécnica de madrid, 2016.
- [41] L. Higuera, “EFECTO VENTURI | Física Termodinámica,” 2011. [Online]. Available: <https://hernanleon1002.wordpress.com/fisica-de-fluidos-y-termodinamica/segundo-corte/marco-teorico/efecto-venturi/>. [Accessed: 16-Dec-2018].
- [42] S. Gonzalez, “Mallado y simulación cfd de automóvil,” p. 102, 2017.
- [43] C. Bustamante, C. Nieto, and M. Giraldo, “Solución de las Ecuaciones de Navier Stokes por el Método de Volúmenes Finitos Aplicado a Mallas no Ortogonales,” *Asoc. Argentina Mec. Comput.*, vol. XXVII, pp. 49–65, 2008.
- [44] Ansys, *Manual Ansys Fluent*. 2009.
- [45] H. K. Versteeg and W. Malaskekerá, “An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method,” *Fluid flow handbook. McGraw-Hill* p. 517, 1995.
- [46] A. Villamizar, “Aplicación de un modelo turbulento bidimensional para la simulación de flujo a superficie libre en un canal horizontal,” p. 239, 2014.
- [47] M. C. Potter, D. C. Wiggert, and M. Hondzo, *Mechanics of fluids*. Brooks Cole /Thompson Learning, 2002.
- [48] G. Fernando, M. Cárdenas, M. I. Felipe De Jesús, and L. Aranda, “Aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) y el Modelado Mecánico en el Estudio del Sistema de Bombeo Electrocentrífugo Sumergido (BEC),” 2017.

- [49] B. Katea, "CFD Analysis of Air Flow Through a New Design For an Outlet Louver of a Cooling System," no. 100, 2017.
- [50] J. Sanchez, "Dinamica de fluidos computacional," p. 8, 2012.
- [51] L. Duran, "Sugerencias para el uso de CFD," pp. 0–66, 2013.
- [52] R. Khasow, "AERODYNAMIC AND THERMAL ANALYSIS OF A HEAT SOURCE AT THE UNDERSIDE OF A PASSENGER VEHICLE," *Inst. Technol.*, no. December, p. 118, 2011.
- [53] J. G. A. MARÍN, D. A. H. ZULUAGA, and J. A. S. DEL RIO, "Independencia De Malla En Tubos Torsionados Para Intercambio De Calor: Caso De Estudio," *Rev. la Fac. Ciencias*, vol. 5, no. 1, pp. 124–140, 2016.
- [54] S. Tojic, "Scholarship at UWindsor Effects of Heat Transfer on Vehicle Front-end Cooling Airflow Simulation," 2017.
- [55] E. Lopez, A. Zappa, and C. Wild, "Determinación de las características aerodinámicas de perfiles para aerogeneradores de baja potencia utilizando dinámica de fluidos computacional," vol. XXXV, pp. 7–10, 2017.
- [56] A. Young, "Computing Porosity and Permeability in Porous Media with a Submodel | COMSOL Blog," *cosmol*, 2017. [Online]. Available: <https://www.comsol.com/blogs/computing-porosity-and-permeability-in-porous-media-with-a-submodel/>. [Accessed: 02-Jan-2019].
- [57] J. Luis and M. Montero, "Estudio de la permeabilidad y la fabricación de materiales compuestos tipo sándwich por rtm," 2011.
- [58] E. Montalvo, "Efecto del flujo de Darcy y el desequilibrio en Transferencia." p. 65, 2007.
- [59] A. Ramirez and S. Tarazona, "REDISEÑO DE INGENIERÍA DE UNA HÉLICE DE PASO VARIABLE PARA UN AERODESLIZADOR RUSO," 2006.
- [60] J. Eduardo and M. Morales, "ANÁLISIS Y PREDICCIÓN DEL RUIDO GENERADO POR LAS PUNTAS DE PALA EN UNA HÉLICE DE AEROMODELISMO APC 11X06," 2010.
- [61] C. M. Roman, "Análisis de los " Modelos Combinados " en la Teoría y el Diseño de Hélices.," no. versión, pp. 1–31, 2009.
- [62] J. Thumbe and J. VM, "Analysis of Six Bladed Axial Fan Using Ansys," *Int. J. Eng. Res. Manag. Stud.*, no. March, pp. 68–75, 2017.
- [63] H. Kumawat, "Modeling and Simulation of Axial Fan Using CFD," vol. m, no. 11, pp. 1858–1862, 2014.
- [64] S. Manna and Y. S. Kushwah, "Optimization of a Vehicle Under Hood Airflow Using 3D CFD Analysis," 2015.

- [65] S.-C. Lin, M.-C. Shen, H.-R. Tso, H.-C. Yen, and Y.-C. Chen, "Numerical and Experimental Study on Enhancing Performance of the Stand Fan," *Appl. Sci.*, vol. 7, no. 12, p. 267, 2017.
- [66] M. Zamora, "Simulación numérica de la inyección de gas en columnas de flujo oscilatorio," p. 188, 2016.
- [67] D. Gabriel and M. Parra, "ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción TESIS DE GRADO," 2008.
- [68] M. Lanfrit, "Best practice guidelines for handling Automotive External Aerodynamics with FLUENT," *Fluent*, vol. 2, pp. 1–14, 2005.
- [69] T. Engineering and T. Engineering, "CFD ANALYSIS OF PLACING COMPONENTS IN THE UNDER HOOD OF A CAR," 2017.
- [70] C. Zhang, M. Uddin, A. C. Robinson, and L. Foster, "Full vehicle CFD investigations on the influence of front-end configuration on radiator performance and cooling drag," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 130, pp. 1328–1340, 2018.
- [71] K. D. Huang and S. C. Tzeng, "Optimization of size of vehicle and flow domain for underhood airflow simulation," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.*, vol. 218, no. 9, pp. 945–951, 2004.
- [72] A. Vdovin, M. Gustafsson, and S. Sebben, "A coupled approach for vehicle brake cooling performance simulations," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 132, no. September 2017, pp. 257–266, 2018.
- [73] Y. Cengel, "Termodinamica," p. 1041, 2011.
- [74] G. Morello, "Simulation of transient thermal situation in hill driving using CFD The development and use of a CFD Semi-Transient method," *Appl. Therm. Eng.*, 2018.
- [75] Ansys, "BOUNDARY CONDITIONS FOR INCOMPRESSIBLE FLOW INLETS," p. 9, 2010.
- [76] D. Sofialidis, "Express Introductory Training in ANSYS Fluent Turbulence Modeling , Heat Transfer & Transient Calculations Turbulence Modeling , Heat Transfer & Introduction to ANSYS Fluent," pp. 1–72, 2013.
- [77] S. Ye, "Scholarship at UWindsor Prediction of airflow for automotive cooling applications using openFOAM," *Appl. Therm. Eng.*, p. 81, 2018.
- [78] D. Damjanović, D. Kozak, M. Zivic, Z. Ivandic, and T. Baskaric, "CFD analysis of concept car in order to improve aerodynamics," *A Jovo Jarmuve, A Magy. Járműipar Tudományos Lapja*, vol. 1, no. 2, pp. 108–115, 2011.
- [79] T. Berg and A. Wikström, "Fan modelling for front end cooling with CFD," *Master's thesis*, 2007.

- [80] Y. Zhang, H. Chen, and Y. Zhang, "Numerical Research of a Propeller Plane Based on Actuator Disc Model," vol. m, 2017.