

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

Facultad de Arquitectura e Ingeniería

Maestría en Diseño Mecánico Mención Fabricación de Autopartes de Vehículos

Evaluación de la incidencia del uso del diésel en la geometría variable del turbo compresor
en un MEC.

Carlos Alberto Gallardo Naula

Nota del Autor

Carlos Alberto Gallardo Naula, Facultad de Arquitectura e Ingeniería, Universidad Internacional SEK

Director Ing. Julio Leguisamo, MSc

Codirector Ing. Juan Carlos Rocha, MSc

Declaración Juramentada

Yo, Carlos Alberto Gallardo Naula, con cédula de identidad 0604220350, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

Carlos Alberto Gallardo Naula

CI: 060422035

Índice de Contenidos

Declaración Juramentada	2
Resumen.....	14
Abstract	15
Introducción	16
Ansyst Fluent	17
<i>ANSYS Fluent CFD</i>	17
<i>Dinámica de Fluidos Computacional</i>	¡Error! Marcador no definido.
<i>Geometría</i>	¡Error! Marcador no definido.
<i>Elemento Finito (MEF)</i>	17
Turbocompresor.....	18
<i>Principios de funcionamiento de las VGT</i>	18
Problemática	20
Justificación	20
Objetivo General.....	23
Objetivos Especifico	23
Estado del Arte.....	24
<i>Funcionamiento del Turbocompresor</i>	26
Simulación ANSYS	29
<i>Componentes de un método de solución numérica</i>	30

<i>Malla estructurada o regular</i>	31
<i>Malla estructurada en bloques</i>	31
<i>Malla no estructurada</i>	32
Diésel convencional	33
<i>Requisitos del diésel premium en el Ecuador</i>	34
<i>Propiedades del diésel</i>	35
Retardo al encendido.....	¡Error! Marcador no definido.
<i>Número de cetano</i>	¡Error! Marcador no definido.
<i>Poder calorífico</i>	35
<i>Índice de cetano</i>	¡Error! Marcador no definido.
Método	36
Técnica de manejo Eco-Driving.....	37
Evaluación y preparación del vehículo de pruebas.....	37
Conducir de forma previsor.....	38
Hora de realización de las pruebas.....	39
Cambiar de marchas ahorrando energía	39
Evitar acelerar al máximo	40
Reducir el ralentí	40
Cargar combustible con moderación.....	40
Evitar trayectos cortos.....	¡Error! Marcador no definido.
Metodología de pruebas dinámicas	40

Ciclo de prueba NEDC.....	41
Prueba en Ruta	42
<i>Tramo o circuito de ensayo</i>	43
<i>Protocolo</i>	44
Vehículo de pruebas	48
Equipos utilizados	49
Gráfico de control para la media (X)	53
Gráfico de control para la dispersión (R).....	55
Modelado 3D	56
<i>Análisis geométrico</i>	56
Software ANSYS Estudiantil	58
<i>Simulación Turbocompresor</i>	58
Resultados	68
<i>Condiciones mecánicas</i>	68
<i>Ejecución de pruebas</i>	69
Gráficos de control para Rangos (R) y Medias (X) para el Valor de Carga Absoluto.....	71
Resultados obtenidos en la prueba ciclo urbano	74
Resultados obtenidos en la prueba ciclo carretera	75
Simulación Turbocompresor.....	76
<i>Simulación turbocompresor en carretera y urbano con 10 y 12 alabes.</i>	76
<i>Análisis de la presión.</i>	76

<i>Análisis de la velocidad</i>	82
Análisis de la turbulencia.	87
Discusión de resultados.....	95
Análisis con velocidad de 15 km/h	95
Análisis de presión con velocidad de 15 Km/h	104
Análisis de turbulencia con velocidad de 15 Km/h.....	113
Comparación de resultados de velocidad ciclo urbano.....	122
<i>Comparación de resultados de velocidad ciclo carretera</i>	123
<i>Comparación de resultados de presión ciclo urbano</i>	124
<i>Comparación de resultados de presión ciclo carretera</i>	125
<i>Comparación de resultados de la turbulencia ciclo urbano</i>	126
<i>Comparación de resultados de la turbulencia ciclo carretera</i>	126
Conclusiones	128
Recomendaciones	129
Referencias.....	130

Índice de tablas

Tabla 1 Requisitos diesel premium.....	35
Tabla 2 Método de Investigación	36
Tabla 3	42
Tabla 4	46
Tabla 5	47
Tabla 6	49
Tabla 7	72
Tabla 8	74
Tabla 9	75
Tabla 10	92
Tabla 11	95
Tabla 12	96
Tabla 13	98
Tabla 14	99
Tabla 15	101
Tabla 16	102
Tabla 17	104
Tabla 18	105
Tabla 19	107
Tabla 20	108
Tabla 21	110
Tabla 22	111
Tabla 23	113
Tabla 24	114

Tabla 25	116
Tabla 26	117
Tabla 27	119
Tabla 28	120
Tabla 29	122
Tabla 30.	123

Índice de figuras

Figura 1. Turbo de Geometría Variable(http://www.motorpasion.com/)	19
Figura 2. funcionamiento del turbocompresor (Motores sobrealimentados).....	27
Figura 4. Malla no ortogonal estructurada (Estudio de la simulación).....	31
Figura 5. Malla estructurada en bloques (Estudio de la simulación)	32
Figura 6. Malla no estructurada (Estudio de la simulación)	32
Figura 7. Demanda de combustible por el sector transporte (Ministerio Coordinador de Sectores estratégicos,2015).....	34
Figura 9. Ciclo NEDC.....	42
Figura 10. Tramo para pruebas en ruta 11 Km	44
Figura 11. Recolección de datos de ciclo Urbano (Ciclo Ingaurco)	45
Figura 12. Recolección de datos de Ciclo Urbano (Ciclo Ingaurco)	45
Figura 13. Vehículo de Prueba.....	48
Figura 14. Escáner de diagnóstico GSCANII	50
Figura 15. GPS Garmin.....	52
Figura 16. Especificación Técnica GPS Garmin	52
Figura 17. Ejemplo de gráfica de control de medias (Gonzales, Hernandez, jimenes, 2013)	54
Figura 18. Diseño de turbocompresor en solidwork.....	57
Figura 19. Modelo 3D del turbo compresor, derecha turbo, izquierda compresora	59
Figura 20. Volúmenes finitos, superior aire-turbo, inferior-compresor.....	60
Figura 21. Índice de calidad de malla Skewness en rojo max 0.96	61
Figura 22. En rojo entrada y salida de fluido.....	61
Figura 23. Selección de análisis transient	62
Figura 24. Activación de modelo.....	63

Figura 25. Selección de fluido, aire en este caso	64
Figura 26. Asignación del fluido aire en columnas finitos.	64
Figura 27. Activamos Mesh motion colocamos la velocidad angular en RPM, y el eje rotación	65
Figura 28. Condición de borde de velocidad de entrada del finito	66
Figura 29. Condición de borde de presión de salida de fluido.....	67
Figura 30. Condiciones de simulación del estudio	67
Figura 31. Gráfica de la geometría variable de los alabes	73
Figura 32. Gráfica de control de medias de la Carga Absoluta	73
Figura 33. Resultados pruebas en ciclo urbano	74
Figura 34. Resultados prueba en ciclo de carretera	75
Figura 35. Número de elementos vs Valor en el índice de calidad de malla Skewness	76
Figura 36. Análisis de presión alabe de 10 y reducción de 10mm de profundidad	77
Figura 37. Analizar la presión del alabe de 10 y reducción de 10mm de profundidad	77
Figura 38. Observar la presión del alabe de 10 y reducción de 10mm de profundidad.....	78
Figura 39. Análisis de presión del alabe de 12 y reducción de 10mm de profundidad	78
Figura 40. Datos obtenidos con alabes de 10 y reducción de 10mm.....	79
Figura 41. Simulación alabes de 12 y reducción de 10mm	79
Figura 42. Simulación alabes de 12 y reducción de 10mm	80
Figura 43. Observar alabes de 12 y reducción de 10mm.....	80
Figura 44. Estudio de alabes de 10 y reducción de 10mm.....	81
Figura 45. Observar los alabes de 12 y reducción de 10mm	81
Figura 46. Información de los alabes de 10 y reducción de 10mm	82
Figura 47. Simulación de 12 alabes y reducción de 10mm	82

Figura 48. Gráfica de resultados de 10 y reducción de 10mm.....83

Figura 49. Representación de la simulación de 12 y reducción de 10mm.....83

Figura 50. Simulación de 10 alabes y reducción de 10mm83

Figura 51. Representación gráfica de la simulación de 12 alabes y reducción de 10mm.....84

Figura 52. Simulación de 10 alabes y reducción de 10mm84

Figura 53. Alabes de 12 y reducción de 10mm85

Figura 54. Estudio de alabes de 10 y reducción de 10mm.....85

Figura 55. Obtención de datos de la simulación de alabes de 0 y reducción de 10mm.....85

Figura 56. estudio de alabes de 10 y reducción de 10mm86

Figura 57. Análisis de alabes de 12 y reducción de 10mm.....86

Figura 58. Observación de alabes de 10 y reducción de 10mm.....87

Figura 59. Comparación de alabes de 10 y reducción de 10mm87

Figura 60. Estudio de turbulencia de alabes 10 y reducción de 10mm.....88

Figura 61. Turbulencia de alabes de 12 y reducción de 10mm88

Figura 62. alabes de 10 y reducción de 10mm.....89

Figura 63. Turbulencia con el diseño de 12 y reducción de 10mm89

Figura 64. Obtención de resultados con el diseño de 10 y reducción de 10mm.....89

Figura 65. Resultados de la simulación con 12 alabes y reducción de 10mm.....90

Figura 66. Simulación con 12 alabes y reducción de 10mm90

Figura 67. Observación con 12 alabes y reducción de 10mm90

Figura 68. Resultados del diseño con 10 alabes y reducción de 10mm.....91

Figura 69. Diseño con 10 alabes y reducción de 10mm91

Figura 70. Estudio de 10 alabes y reducción de 10mm92

Figura 71. Estudio de 12 alabes y reducción de 10mm92

Figura 72. Estudio de velocidad 15Km/h en urbano.....96

Figura 73. Análisis de velocidad en 15km/h.....96

Figura 74. Estudio de la velocidad 32kmh en urbano.....97

Figura 75. Comparación de resultados obtenidos de la simulación en velocidad de 32km/h 98

Figura 76. Estudio de velocidad 35km/h en urbano99

Figura 77. Resultados de la velocidad en 35km/h en urbano99

Figura 78. Análisis de velocidad 70km/h en carretera.....100

Figura 79. Análisis de la velocidad con 70km/h en carretera101

Figura 80. Estudio de la velocidad 50km/h en carretera.....102

Figura 81. Observar la gráfica de resultados en la velocidad de 50km/h en carretera102

Figura 82. Observación del gráfico de velocidad 100km/h en carretera103

Figura 83. Estudio de resultados con velocidad 100km/h104

Figura 84. Investigación de presión en velocidad 15km/h urbano105

Figura 85. Análisis de la presión en velocidad con 15km/h urbano105

Figura 86. Investigación de la presión de salida con velocidad de 32km/h en urbano.....106

Figura 87. Observación de la presión con velocidad 32km/h urbano.....107

Figura 88. Estudio de la presión 35km/h en urbano108

Figura 89. Estudio de la presión con velocidad 35km/h urbano.....108

Figura 90. Análisis de presión 70km/h en carretera109

Figura 91. Presión con velocidad de 70km/h en carretera110

Figura 92. Observación de presión 50km/h carretera111

Figura 93. Estudio de la presión con velocidad de 50km/h carretera111

Figura 94. Análisis de presión 100km/h carretera112

Figura 95. Presión de salida con velocidad de 100km/h carretera.....113

Figura 96. Estudio de la turbulencia en 15km/h ciclo urbano	114
Figura 97. Observar la turbulencia en 15km/h ciclo urbano.....	114
Figura 98. Observación de la turbulencia 32km/h en urbano	115
Figura 99. Estudio de turbulencia con velocidad de 32km/h urbano.....	116
Figura 100. Turbulencia 35km/h urbano	117
Figura 101. Análisis de la turbulencia con velocidad de 35km/h urbano	117
Figura 102. Turbulencia con velocidad de 70km/h carretera	118
Figura 103. Turbulencia con velocidad de 70km/h carretera	119
Figura 104. Turbulencia con velocidad 50km/h carretera	120
Figura 105. Turbulencia con velocidad 50km/h carretera	120
Figura 106. Turbulencia con velocidad 100km/h carretera	121
Figura 107. Estudio de la turbulencia con velocidad de 100km/h carretera	122
Figura 108. Promedio de velocidad en ciclo urbano.....	123
Figura 109. Promedio de velocidad en ciclo carretera.....	124
Figura 110. Promedio de presión máxima ciclo urbano	125
Figura 111. Promedio de presión máxima de ciclo carretera.....	125
Figura 112. Promedio de turbulencia máxima ciclo urbano	126
Figura 113. Promedio de turbulencia máxima ciclo carretero	127

Resumen

La incorporación generalizada de los sistemas de sobrealimentación de un motor MEC de automoción está haciendo imprescindible desarrollar un nivel de investigación capaz de profundizar en los factores que influyen en el funcionamiento y rendimiento de los turbocompresores.

En esta tesis se presentan dos herramientas que van a permitir progresar en el estudio de los turbocompresores y en especial en las turbinas de geometría variable. En primer lugar, se muestra el diseño original de los alabes, que permite un conocimiento más amplio, a partir de medidas y sobre los fenómenos físicos que ocurren en una turbina tanto en condiciones de diseño como fuera de ellas. Este conocimiento del comportamiento fluidodinámico de la turbina va a ser de gran ayuda en el desarrollo del diseño.

En la segunda parte de la tesis se presenta un modelo unidimensional fluidodinámico para los alabes de geometría variable. Se realiza el análisis desde tres estudios o métodos distintos: analítico, experimental y a través de métodos CFD. A través de los métodos experimental y CFD se identifican el fluido del combustible que pasa a través de los alabes, luego a través de la modificación CAD de la geométrica de los alabes se realizara la validación a través de la simulación digital CFD se optimiza el diseño, minimizando las dimensiones de los alabes.

El modelo ha sido validado con las pruebas en el motor MEC tanto en comportamiento estacionario como transitorio del motor.

Palabras clave: Turbo Compresor, Alabes, CFD, Optimización.

Abstract

The widespread incorporation of the supercharging systems of an automotive MEC engine is making it essential to develop a level of research capable of deepening the factors that influence the performance and performance of the turbochargers.

This thesis presents two tools that will allow progress in the study of turbochargers and especially in turbines of variable geometry. In the first place, the original design of the blades is shown, which allows a wider knowledge, based on measurements and on the physical phenomena that occur in a turbine both in design conditions and outside them. This knowledge of the fluid dynamic behavior of the turbine will be of great help in the development of the design.

In the second part of the thesis a one-dimensional fluid dynamics model for the vanes of variable geometry is presented. The analysis is carried out from three different studies or methods: analytical, experimental and through CFD methods. Through the experimental and CFD methods the fuel fluid passing through the blades is identified, then the CAD modification of the geometry of the blades will be validated through the CFD digital simulation, the design will be optimized , minimizing the dimensions of the blades.

The model has been validated with the tests in the MEC engine in both stationary and transient motor behavior. 0995806409

Keywords: Turbo Compressor, Fluid, Alabes, CFD, Fluid Mechanics.

Introducción

En el campo automotriz en el Ecuador se caracteriza por no generar investigaciones ni se produce tecnología propia, básicamente esto genera que los países desarrollados y países en vías de desarrollo sean aún más grandes.

El entorno globalizado en el que se desenvuelve la industria automotriz obliga a las empresas fabricantes de vehículos a operar con un enfoque de mejora continua de sus procesos y a buscar generar/mantener un nivel de tecnología e innovación que le permita enfrentar de forma satisfactoria los desafíos de un mercado con carácter fuertemente internacional. Estas exigencias se trasladan a su vez al segmento de fabricación de autopartes, cuyas empresas requieren importantes inversiones para contar con el capital humano y tecnológico que le permita satisfacer los requerimientos de las plantas ensambladoras.

Los automóviles que utilizan turbos convencionales tienen el inconveniente que, a bajas revoluciones del motor, el rodete de la turbina apenas es impulsada por los gases de escape, por lo que el motor se comporta como si fuera atmosférico. Para corregir este inconveniente se ha buscado la solución de dotar a una misma máquina soplante la capacidad de comprimir el aire con eficacia tanto a bajas como a altas revoluciones, para ello se han desarrollado los turbocompresores de geometría variable.

Con el propósito de estudiar este problema en el presente estudio se usan herramientas de última generación métodos utilizados en CFD, efectuando una variación de la medida estándar de los alabes con una disminución de 10 mm, al efectuar la simulación utilizando los datos en las pruebas de ciclo urbano y de carrera que se realizara en la camioneta Amarok 2014 realizando las respectivas medidas en el biturbo.

Ansys Fluent

El software ANSYS FLUENT (es un software de simulación ingenieril, desarrollado para funcionar bajo la teoría de elemento finito para estructuras y volúmenes finitos para fluidos (Fluent, 2015) (CV, s.f.) es un software que contiene amplias capacidades de modelado físico necesario para modelar el flujo, la turbulencia, la transferencia de calor, y las reacciones de las aplicaciones industriales que van desde el flujo de aire sobre el ala de un avión a la combustión en un horno, de columnas de burbujas a las plataformas petroleras, desde el flujo sanguíneo a los semiconductores, fabricación y diseño de plantas de tratamiento de aguas residuales. Hay modelos especiales que le dan al software la capacidad de modelar en el cilindro de combustión, aeroacústica, turbocompresores y sistemas multifásicos que han servido para ampliar su alcance.

ANSYS Fluent CFD

Entender el movimiento de líquidos y gases es crucial en muchas ramas de la ingeniería. Hasta hace poco, los estudios de fluidos en movimiento fueron confinados al laboratorio, pero con el rápido crecimiento de la capacidad de procesamiento de la computadora personal, aplicaciones de software ahora traen análisis y soluciones de problemas de flujo. Además, el uso de interfaces comunes y procesos de flujo de trabajo hacen la dinámica de fluidos accesible a los diseñadores, así como los analistas.

Elemento Finito (MEF).

Los métodos numéricos pueden analizar todas las variables que intervienen en un modelo al mismo tiempo, por lo tanto, son una herramienta muy precisa a la hora de analizar diferentes problemas de mecánica de fluidos que pretenden describir de la mejor manera la realidad física. (Menéndez, 2014)

Turbocompresor

Cuando se desea obtener mayor potencia de un motor, se hace necesario aumentar el volumen de mezcla aspirado por los cilindros en cada ciclo, lo cual implica la introducción en ellos de mayor cantidad de aire. Así que, para aumentar la potencia de un motor, es necesario que el volumen de aire aspirado por él sea mayor. De esta manera, la sobrealimentación es empleada para introducir en el cilindro un peso de fluido activo superior al correspondiente a la aspiración normal.

Aunque la cilindrada del motor es la misma, es como si fuese mayor, ya que esa misma cilindrada se llena con aire comprimido cuya densidad es mayor que la del aire introducido en un motor aspirado normalmente, es decir, el aire tendrá más masa por unidad de volumen, esto es, la cantidad de combustible a quemar será mayor. Con esto se obtiene mayor potencia y par, a igual cilindrada.

Un motor que opera en un ciclo Diesel no aspira mezcla, sino aire puro y, por lo tanto, la compresión del aire resulta totalmente independiente de la inyección de combustible y del momento de encendido, lo que permite comprimir sin que haya riesgo al aumentar la presión final en la cámara de combustión, con los autoencendidos consiguientes. En el motor Diesel, la bomba de inyección permite introducir el combustible necesario, mientras que en el motor de ciclo Otto es la corriente de aire aspirado la que volatiliza el combustible fijando unas condiciones que pueden no ser convenientes. (Santos, 2014)

Principios de funcionamiento de las VGT

Los dispositivos VGT están diseñados para aumentar la presión de sobrealimentación a bajas velocidades, reducir los tiempos de respuesta, aumentar el par disponible, disminuir el impulso en altas velocidades del motor para evitar la sobrealimentación, reducir las emisiones

del motor, mejorar el ahorro de combustible y aumentar el funcionamiento general del turbocompresor rango como se puede observar en la figura 1.



Figura 1. Turbo de Geometría Variable(<http://www.motorpasion.com/>)

Hay una serie de diferentes sistemas mecánicos que se utilizan para manipular el valor de AR, Sin embargo, todas las tecnologías comparten el objetivo común de usar un sistema tipo boquilla, u otros componentes móviles, para proporcionar un área variable de sección transversal.

A bajas velocidades del motor, el principio básico de la mayoría los sistemas de turbina consisten en estrechar el área de entrada al rotor (reducción de AR) tal que la velocidad del aire se incrementa. Por el contrario, el pasaje se abre en cargas más altas.

Estas posiciones son controladas por la ECU (motor Unidad de control) que está programado para alterar la geometría de la boquilla a lograr un rendimiento óptimo en cualquier condición dada del motor. En términos simples, sistemas VGT (con la excepción de una salida variable turbina) tienen la capacidad de ajustar las condiciones de flujo aguas arriba de la turbina sin alterar el momento de inercia.

Estudios tempranos como los de Lundstrom y Gall destacaron el significativo diferencias entre los primeros dispositivos de geometría variable y la geometría fija alternativas, particularmente con respecto a la aceleración mejorada y tiempos de respuesta. (Feneley, 2016)

Problemática

El porque del trabajo de investigación de la geometría variables del turbocompresor. Dentro del país se realizó un estudio de partes y piezas que se producen según (CINAE, 2018) son los asientos, moquetas, baterías, amortiguadores, ejes, sistemas de escape, cardanes, travesaños, aire acondicionado, ballestas, pero no se están produciendo autopartes que ayuden a mejorar el funcionamiento de los motores a diésel, como es el caso del turbo compresor que debido a su acoplamiento al motor a diésel y realizando un trabajo en el fluido de aire y combustible este sistema se ha extendido en el mercado automotriz y la necesidad de cumplir con límites de emisiones cada vez más estrictos, los diseñadores tratan de buscar soluciones innovadoras en el diseño de alabes donde contribuyan a mejorar el fluido con respecto a los motores a diésel, las emisiones.

Justificación

Según el consejo mundial de Energía (WEC), indica que la relación que existe entre la demanda de diésel y la demanda de gasolina aumentará de 1.5 g/cm³ a 3.8 g/cm³ en 2040. Los motores a diésel tienen grandes prestaciones por lo que son utilizados en vehículos y maquinaria, sin embargo, con las regulaciones cada vez más estrictas, el costo de post tratamiento aumenta drásticamente, las emisiones inherentes de NO_x y materia particulada, por lo que se ha tomado en cuenta la utilización del combustible diésel derivado del petróleo.

Sin tener en cuenta el funcionamiento de un turbocompresor en un motor MES, con sus extensos recursos, similares a las propiedades físicas y químicas, así como el contenido de oxígeno en la molécula.

A esto se ha tomado la necesidad de sustituir los combustibles tradicionales por los nuevos combustibles como es el biodiesel, el mismo que puede ser obtenido de diferentes formas, por lo que se examinara la eficiencia en comparación con el diésel petróleo, de esta forma se plantea la demostración de resultados mediante fases experimentales las mismas que serán validadas mediante pruebas certificadas a través del Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares, las cuales avalaran las ventajas de consumo . (Hernandez, Menchaca , & Mendoza, 2014)

El turbocompresor de gases de escape es el dispositivo más eficaz para sobrealimentar los motores empleados en los automóviles, pues el balance económico de funcionamiento logrado con ellos resulta netamente favorable, ya que la potencia sustraída al motor para lograr su funcionamiento, es solamente la correspondiente al ligero aumento de la contrapresión de escape. El turbocompresor está compuesto esencialmente por una turbina y un compresor, cuyos rodets están montados sobre el mismo eje y alojados cada uno de ellos en una carcasa independiente. La turbina recibe los gases de escape del motor, que salen del cilindro a elevada temperatura.

La presión y energía térmica de este flujo de gases es la que acciona la rueda de la turbina, poniéndola en rotación, suministrando la energía necesaria para comprimir el aire por medio de la rueda del compresor, que lo aspira del exterior y lo impulsa hacia los cilindros a través de los colectores de admisión.

Cuando la rueda del compresor gira arrastrada por la turbina, el aire es comprimido por la fuerza centrífuga desarrollada y pasa de la carcasa del compresor al colector de admisión, siendo la cantidad y la presión del aire proporcionales a la velocidad de rotación. (Alonso, 2000)

El beneficio del biodiesel en comparación con el diésel petróleo pretende mejorarlo no solo en precio sino también disminuir la cantidad de emisión de gases contaminantes, el presente proyecto pretende sustituir el combustible en mención por el biodiesel para determinar el análisis de funcionamiento del turbo con los dos tipos de combustible y realizar un diseño de optimización de la geometría variable del turbo al utilizar un biocombustible para obtener una mayor reducción de emisiones contaminantes y reducir la pérdida de torque y potencia. Mediante la obtención de factores de emisión de gases, pruebas de torque y potencia, medida del flujo de aire antes y después del turbo.

Las pruebas que se realizaran son pruebas estáticas y dinámicas desarrollados en el Instituto Tecnológico Superior Guayaquil de la ciudad de Ambato las cuales se realizan con rutas de prueba, protocolos de prueba y equipos de medición que cumplen la normativa internacional para validar los resultados obtenidos. Con los datos obtenidos en la fase experimental se establecerán algunas condiciones de frontera para desarrollar la simulación en CFD.

Para desarrollar la simulación del turbo en primer lugar se dibujará la geometría en el software ANSYS y posteriormente se desarrollará la simulación de la versión estudiantil para determinar los puntos con mayores esfuerzos con respecto a la geometría del turbo y proponer mejoras con respecto al diseño de la geometría al utilizar un biocombustible.

Determinadas los concentradores de esfuerzos de flujo en la geometría del turbo se desarrollará un rediseño digital en la geometría de los alabes del turbo para mejorar la reducción de eficiencia del motor por causa del uso del combustible alternativo.

Con el propósito de proponer una mejora al turbocompresor cuando se utilice un biocombustible y fomentar el uso de estos combustibles en el país con estas mejoras.

Evaluación de la incidencia del uso de biodiesel en la geometría variable del turbo compresor en un (MEC).

Objetivo General

Evaluar el funcionamiento de la geometría variable del turbocompresor de un MEC al utilizar un combustible diésel, mediante la realización de las pruebas de torque y potencia aplicando la simulación de dinámica de fluidos, para generar una propuesta de mejora en diseño del turbo compresor.

Objetivos Especifico

- Generar una línea base de contraste del turbocompresor con respecto al torque y potencia.
- Rediseñar los alabes del turbocompresor para mejorar el comportamiento de la potencia, torque utilizando simulación de dinámica de fluido.
- Describir la geometría variable del turbo compresor que se ajusta al rendimiento optimo del trabajo en el motor MEC.

Estado del Arte

Según García J. (2006) “La calidad del diésel es muy importante para el desempeño del motor por lo que este combustible debe cumplir con las especificaciones.

Las propiedades como la viscosidad cinemática, temperaturas de destilación, poder calórico y número de cetano son de extrema importancia para el buen funcionamiento de un motor diésel. El límite de sulfuro en el combustible es importante para la reducción de emisiones de SO_x, al igual que para disminuir el ataque químico del azufre en las válvulas de escape, bomba de inyección, en el múltiple de escape y daños causados al catalizador. Si el motor va a operar a bajas temperaturas, resulta importante tomar en cuenta el punto de nebulización. El punto de inflamación y la cantidad de agua y sedimentos son importantes para el almacenamiento, transporte y seguridad”.

El diésel es usado en vehículos, camiones, autobuses, taxis, en motores estacionarios de plantas eléctricas y motores marinos, además como combustible para la producción de energía en quemadores y calderas. Los requisitos del diésel deben ser “El diésel debe cumplir con los siguientes requerimientos”. El tiempo de retardo de encendido debe ser lo suficientemente corto para permitir el arranque fácil del motor. El combustible diésel debe permitir la marcha suave del motor con poco golpeteo, el combustible debe permanecer líquido a bajas temperaturas, de tal modo que el motor arrancará fácilmente y marchará suavemente por lo cual el diésel sirve como lubricante para la bomba de inyección e inyectores, por lo tanto, deberá tener adecuadas propiedades de lubricación. (P., 2007)

En el estudio de (Techmica, 2006) se indica que para accionar el compresor que realiza la compresión previa del aire, se aprovecha la energía de los gases de escape que, de otro modo se perdería. Con ello aumenta el rendimiento y el consumo específico de combustible puede bajar en un 20%.

La sobrealimentación introduce el aire necesario para poder quemar también ese 20% de combustible que sobraría, con lo que se obtiene una mayor potencia del motor con la misma cantidad de combustible; el sistema de inyección no ha de variar y las modificaciones a introducir son casi inexistentes y se establece una metodología para obtener valores de funcionamiento del turbo.

La importancia de la velocidad de inyección del diésel ha motivado el desarrollo de este trabajo, donde, después de evaluar diferentes métodos y equipos comerciales para determinar la tasa de inyección, se decidió utilizar el método comúnmente conocido como método Bosch ,debido a sus ventajas y fácil operación, en él se presenta la integración y configuración de un sistema, sus procedimientos y resultados para determinar la tasa de inyección al modificar diferentes parámetros de inyección con diferentes combustibles alternativos. (Armas, 2012)

Según (Desantes, 2002) comparó los combustibles diésel y biodiesel en un orificio cónico para una variación de la diferencia de presión entre la presión de inyección y la contrapresión de 15 a 40 MPa. Llegaron a la conclusión de que la densidad es la propiedad única que impulsa el caudal másico y la velocidad efectiva. La viscosidad solo afecta la apertura y el cierre del inyector.

Como ventajas cabe mencionar que presenta un número de cetano superior al del gasóleo, mejorándolo si se emplea como aditivo de éste y que presenta un punto de inflamación más alto, permitiendo un almacenamiento mucho más seguro.

Los contenedores de vidrio tienen un desempeño aceptable. Se han manifestado algunos problemas al utilizar contenedores de polietileno muy delgado y en menor medida de polipropileno.

Si se desea depositar en contenedores de plástico se recomienda utilizar polipropileno de alta densidad u otros plásticos con un recubrimiento interior fluorizado. Esto es para evitar filtraciones del producto”. (B., 2010)

Para el caso del diésel puro, las emisiones de gases contaminantes provenientes del proceso de combustión dentro de vehículos automotores, tienen que encontrarse dentro de ciertos límites normados. Mundialmente, muchos países adoptan los estándares EURO como base para el control de las emisiones. En el Ecuador, estos límites se detallan en la norma NTE INEN 2 207:2002.

El alcance de esta norma abarca todos los motores de fuentes móviles de más de 3 ruedas que usan diésel como combustible, las cuales pueden ser bien importadas o ensambladas en el país.

Funcionamiento del Turbocompresor

Cuando se desea obtener mayor potencia de un motor, se hace necesario aumentar el volumen de mezcla aspirado por los cilindros en cada ciclo, lo cual implica la introducción en ellos de mayor cantidad de aire. Así que, para aumentar la potencia de un motor, es necesario que el volumen de aire aspirado por él sea mayor. De esta manera, la sobrealimentación es empleada para introducir en el cilindro un peso de fluido activo superior al correspondiente a la aspiración normal prestar atención en la figura 2.

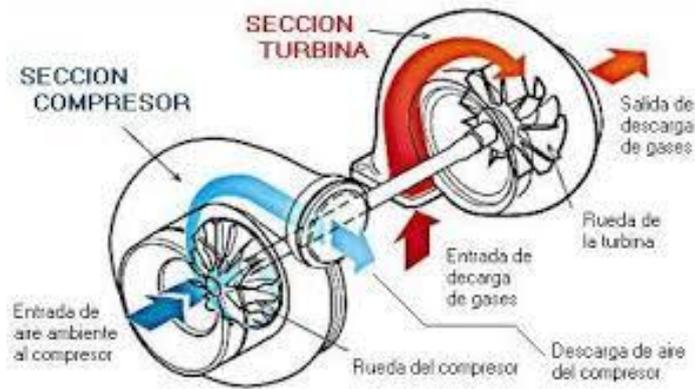


Figura 2. funcionamiento del turbocompresor (Motores sobrealimentados)

Aunque la cilindrada del motor es la misma, es como si fuese mayor, ya que esa misma cilindrada se llena con aire comprimido cuya densidad es mayor que la del aire introducido en un motor aspirado normalmente, es decir, el aire tendrá más masa por unidad de volumen, esto es, la cantidad de combustible a quemar será mayor. Con esto se obtiene mayor potencia y par, a igual cilindrada. Un motor que opera en un ciclo Diesel no aspira mezcla, sino aire puro y, por lo tanto, la compresión del aire resulta totalmente independiente de la inyección de combustible y del momento de encendido, lo que permite comprimir sin que haya riesgo al aumentar la presión final en la cámara de combustión, con los autoencendidos consiguientes.

En el motor Diesel la bomba de inyección permite introducir el combustible necesario, mientras que en el motor de ciclo Otto es la corriente de aire aspirado la que volatiliza el combustible fijando unas condiciones que pueden no ser convenientes.

Refrigeración en los turbocompresores. La temperatura alcanzada en el momento de la explosión, está próxima a los 2000°C ; es decir, que es superior al punto de fusión del metal del que están fabricados los cilindros.

Aunque es una temperatura instantánea, rápidamente rebajada por la expansión, si no se dispusiera de un enérgico sistema de enfriamiento de los metales, estos se dilatarían en exceso, produciéndose agarrotamientos y deformaciones, a la vez que se podrían al rojo descomponiendo el aceite de engrase. Por consiguiente, el sistema de refrigeración instalado debe ser eficaz para evacuar la gran cantidad de calor que se genera, a intervalos muy cortos de funcionamiento, tanto por el frotamiento de las piezas en movimiento como por la combustión de los gases en el cilindro; pero a su vez, esta evacuación no debe ser excesiva, ya que rebajaría el rendimiento del motor; por lo tanto, la temperatura interna se debe mantener dentro los límites de tolerancia de los materiales.

El problema del aumento del calor es consecuencia de la alta temperatura que se alcanza en la cámara de combustión, del orden de los 2000°C en el momento de la explosión. Los gases de escape salen por los colectores con temperaturas cercanas a los 1000°C.

Estos gases, que son los que mueven la turbina, acaban calentando los de admisión, movidos por el compresor, muy por encima del valor de temperatura ambiente. Esto se traduce en una dilatación del aire y pérdida de oxígeno en una misma unidad de volumen, lo que hace que el excesivo calor de la mezcla en la cámara de combustión eleve la temperatura del motor, por lo que la refrigeración tradicional del mismo resulta insuficiente. La solución llega con la adopción de un sistema de refrigeración del aire de admisión, por medio de un radiador enfriador aire-aire, conocido también como “intercooler”.

Esta refrigeración del aire de admisión hace posible el uso continuado del turbo y dificulta enormemente la presencia de los efectos de detonación que se presentan con gran frecuencia con el aire caliente, en cuanto los valores de sobrepresión son importantes.

Sobre los problemas de lubricación en los motores turboalimentados, el aceite en los motores de gasolina ha de realizar una labor mucho más dura. Debido a las altas temperaturas que alcanzan el turbo, el aceite ha de realizar una doble labor de lubricación y refrigeración, lo que significa que está sometido a condiciones mucho más duras y extremas de lo que podría considerarse habitual en otros motores. Por ello, los motores turboalimentados tienen el Carter de aceite sobredimensionado para tener una cantidad adicional para el uso de este mecanismo; suelen llevarse un radiador de refrigeración para el aceite y se utilizan formulaciones distintas a las habituales en la composición de estos aceites. Es importante destacar aquí la calidad del aceite que este motor deberá. El uso de lubricantes de baja calidad, con una base pobre puede ser directamente causante de gripaje del turbo al no poder soportar los miles de grados de temperatura que alcanza.

Los fabricantes recomiendan acortar los periodos de cambio del aceite cuando el lubricante es una clasificación antigua como un CF-4 o uno anterior. Usando una base antigua, así como la última clasificación API como un CI-4 aseguramos el máximo cuidado al turbo. También es muy importante seguir las normas básicas para la puesta en marcha y apagado de motor. (Arias-Paz, 2003)

Simulación ANSYS

La presente simulación hace parte de las actividades de investigación y apropiación en simulación de campos de flujo, emprendidas en el marco del proyecto “Análisis del funcionamiento y simulación del turbocompresor de un motor mep utilizando biocombustible para la optimización de su geometría variable”.

De forma previa se han desarrollado modelos CFD de flujos en turbocompresor para diferentes aplicaciones, los cuales debido a distintas limitaciones se han restringido a la simulación en dos dimensiones de tales flujos.

En este artículo se describe el primer acercamiento hecho en la simulación tridimensionales de flujos en turbocompresor, con metodologías de aplicación académica mediante el uso de herramientas CFD.

De esta forma, con esta simulación se busca comenzar a construir conocimiento en torno al manejo de modelos tridimensionales en paquetes de CFD, y particularmente en torno al manejo de modelos de compresores centrífugos de la escala de los turbocargadores empleados en vehículos automotores. La descripción de la etapa de modelado geométrico del turbocompresor se omite los detalles de esta etapa y se presentan pormenores tanto del preprocesamiento del modelo como de su solución y del postprocesamiento de los resultados. (Rojas, 2007)

Componentes de un método de solución numérica

El punto de partida de cualquier método numérico es el modelo matemático, en esencia consiste en un conjunto de ecuaciones parciales y condiciones de frontera. Es importante elegir el modelo apropiado dependiendo del fenómeno, por ejemplo: flujo incompresible, turbulento, dos o tres dimensiones, etc. Un método de solución es generalmente designado para cierto conjunto particular de ecuaciones.

Después de seleccionar el modelo matemático, se debe elegir un método de discretización adecuado, es decir un método para aproximar las ecuaciones diferenciales mediante un sistema algebraico de ecuaciones para las variables en el conjunto de localizaciones discretas en espacio y tiempo. Existen distintos métodos, los más utilizados son: método de diferencia finita, volumen finito y elemento finito. Cada uno de estos métodos conduce a la misma solución si la malla es muy fina, sin embargo, algunos métodos son más adecuados para cierto tipo de problemas. (Versteeg, 2007)

La malla numérica es una representación discretizada del dominio geométrico en un número finito de subdominios (elementos, volúmenes de control etc.). En estas localizaciones discretas, las variables serán calculadas. Existen distintos tipos de mallas:

Malla estructurada o regular

En la figura 4 se analiza un mallado cartesiano donde cada elemento tiene cuatro vecinos (2D) y seis (3D). La posición de cualquier elemento de la malla dentro del dominio geométrico es identificada individualmente por un conjunto de dos (2D) o tres índices (3D). En desventaja, esta malla solo puede ser ocupada en dominios de solución geoméricamente simples. Existen regiones de interés que requieren una mayor concentración de elementos por razones de precisión, con este tipo de mallado se producen pequeños espaciamientos en otras partes del dominio, lo que es agravado en problemas en 3D.

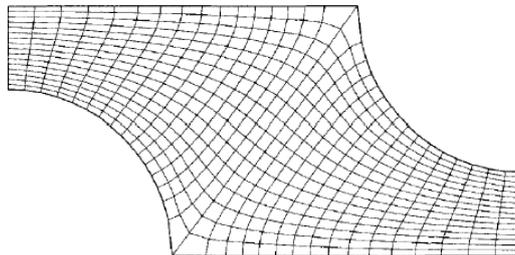


Figura 3. Malla no ortogonal estructurada (Estudio de la simulación)

Malla estructurada en bloques

En este tipo de mallas existen dos o más niveles de subdivisión del dominio solución, permitiendo que el mallado sea más fino en regiones que requieren una mayor resolución. La estructura de los bloques puede ser irregular y traslaparse, la desventaja es que la programación se vuelve más complicada con la malla regular como se puede mirar en la figura 5.

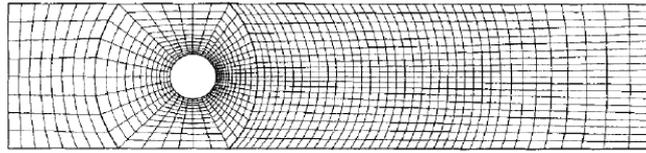


Figura 4. Malla estructurada en bloques (Estudio de la simulación)

Malla no estructurada

Es ocupada en geometrías complejas como se observa en la figura 6, funcionan mejor con los métodos de volumen finito y elemento finito. Los volúmenes de control pueden tener cualquier forma, generalmente el mallado está formado por triángulos o cuadriláteros (2D) y tetraedros o hexaedros (3D). La ubicación de los nodos y las conexiones con sus vecinos deben ser especificadas explícitamente. Los códigos de programación para este tipo de mallado son más flexibles, sin embargo, la generación de la malla y el pre-proceso es mucho más complicado.

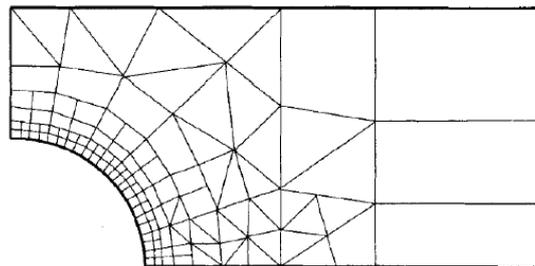


Figura 5. Malla no estructurada (Estudio de la simulación)

Después de elegir el tipo de malla, se deben seleccionar las aproximaciones a ocupar en el proceso de discretización. En el método de volumen finito se deben seleccionar los métodos de aproximar la superficie y los integrales de volumen. Esta elección tiene influencia en la precisión de la aproximación, igualmente afecta la dificultad para desarrollar el método de solución, la depuración y velocidad del código, por lo que es importante conservar la simplicidad, facilidad de implementación y eficiencia computacional.

Del proceso de discretización resulta un gran sistema de ecuaciones algebraicas no lineales, el método de solución depende del problema a resolver. Estos métodos linealizan sucesivamente las ecuaciones, y la solución del sistema lineal resultante es obtenido casi siempre por técnicas iterativas.

Decidir cuándo parar el proceso de iteración en cada nivel es importante para la exactitud y eficiencia. La elección del método depende igualmente del tipo de malla y el número de nodos involucrados en cada ecuación algebraica.

Diésel convencional

Se obtiene del petróleo crudo mediante el proceso de destilación fraccionada, con un punto de ebullición de entre 250 a 350 grados centígrados. Con base en el boletín N0 086 emitido por la Coordinación General de Petroecuador, se indica que el diésel Premium que se comercializa en el país contiene 150 ppm de azufre por debajo del límite máximo permitido en la norma INEN1489 de 500 ppm. El estudio se realizó en mayo del 2013 sobre 72 muestras recogidas en 25 estaciones de servicio en Quito analizadas en el Laboratorio de Hidrocarburos de la Facultad de Química de la Escuela Politécnica Nacional.

Sin embargo, en comparación con la norma euro 5 y euro 6, en las que se establecen que el nivel máximo de contenido de azufre es de 15 ppm y 10 ppm respectivamente. Califica a este gasóleo como un combustible de mala calidad, impidiendo el uso de nuevas tecnologías para el tratamiento y reducción de los gases de escape. A nivel Nacional el sector del transporte es el principal demandante de la energía total con un 42%. En la figura 7 se observa que de ese porcentaje el principal combustible que se requiere es el diésel con un 45%, seguido de la gasolina con un 41% y solo un 7% corresponde al queroseno (Estrategicos, 2015)

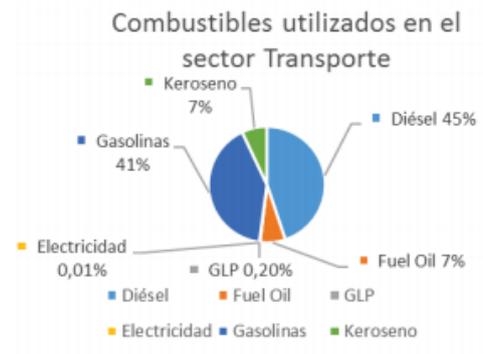


Figura 6. Demanda de combustible por el sector transporte (Ministerio Coordinador de Sectores estratégicos, 2015)

La Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1489:2012 séptima revisión. Productos derivados del petróleo. Diésel. Requisitos (Norma Técnica Ecuatoriana, 2012). Clasifica al combustible diésel que se comercializa en el país en tres grupos: Diésel No1. Combustible para equipos de combustión externa industrial o doméstico Diésel No2. Combustible destinado a los sectores: industrial, pesquero, eléctrico, naviero, etc. Excepto en el uso vehicular. Diésel Premium. Combustible para motores de combustión interna de encendido por compresión utilizados en el sector automotriz a nivel Nacional.

Requisitos del diésel premium en el Ecuador

En la tabla 1 se describen los requisitos que debe cumplir el combustible diésel Premium comercializado en el Ecuador. Estas exigencias son fijadas y aprobadas por la Norma Técnica Ecuatoriana INEN oficializada como obligatoria bajo el 12 registro oficial N0.819 el 29/10/2012. Las propiedades características más relevantes son mencionadas en esta tabla.

Tabla 1.*Requisitos de diésel premium*

Requisitos	Unidad	Mínimo	Máximo	Método de ensayo
Punto de Inflación	°C	51.0	--	NTE INEN 1493 PROCEDIMIENTO A
Φ Contenido de agua y sedimento	%	--	0.05	NTE INEN 1494
W Contenido de residuo carbonoso sobre el 10% del residuo de la destilación	%	--	0.15	NTE INEN 1491
W Contenido de cenizas	%	--	0.01	NTE INEN 1492
Temperatura de destilación del 90%	°C	--	360	NTE INEN 926
Viscosidad cinemática a 40 °C	mm ² /s	2.0	5.0	NTE INEN 810
W Contenido de azufre	%peso (ppm)	--	0.05 500	ASTM 4294 NTE INEN 1490
Corrosión a la lámina de cobre	Clasificación	--	No.3	NTE INEN 927
Índice de cetano calculado	--	45.0	--	NTE INEN 1495
Contenido de biodiésel, φ Biodiésel	%	5	10	NTE INEN 14078
*NOTA				
NOTA: De no contener biodiésel no es necesario la realización de este ensayo				

Propiedades del diésel

Las características que tiene el combustible diésel influyen de manera directa en el funcionamiento y la fiabilidad del motor, así también en la cantidad de gases contaminantes emitidos a la atmósfera. Además, permiten tomar las debidas precauciones para su adecuado manejo y almacenamiento. Las propiedades del combustible diésel más significativas son: retardo al encendido, poder calórico, volatilidad, punto de inflamabilidad, residuo carbonoso, viscosidad, contenido de azufre, contenido de agua y sedimentos, contenido de cenizas y la densidad. (Rocha-Hoyos, 2018)

Poder calorífico

Representa la cantidad de energía liberada o calor producido por unidad de peso/volumen de carburante durante el proceso de combustión, se expresa en KJ/Kg. Existen dos tipos de poder calorífico: Poder calorífico superior (PCS) se determina por la cantidad de agua en estado líquido obtenida en la combustión y el Poder calorífico inferior (PCI) definido por la cantidad de agua en estado de vapor obtenida en la combustión, es la magnitud más

fácil de medir debido a que el vapor de agua sale del motor junto con los gases de escape (Wauquier, 2004)

Método

La técnica para ejecución del proyecto se basa en tres fases, la primera es la elaboración del protocolo de las pruebas que abarque todos los procedimientos y consideraciones, para la obtención de los datos es necesario el estudio del vehículo, la segunda se realizan las pruebas en ciclo de conducción donde se recogerán los datos esperados bajo las contextos expresadas en el respectivo procedimiento de prueba y se alcanzarán los valores de las condiciones de frontera para la simulación y la tercera se realizara un análisis de resultados de las simulaciones realizadas para emitir conclusiones y recomendaciones inseparables a la variación de la geometría del turbocompresor. Se utilizarán varios métodos de investigación científica los que se indica en la tabla siguiente:

Tabla 2

Métodos de investigación

Método de investigación	
Revisión documental	Mediante la cual se obtendrán los enfoques teóricos y disciplinares del funcionamiento del turbocompresor, como las tendencias y perspectivas metodológicas, además que se establecerán los parámetros de qué tanto se ha investigado, desde la geometría variable de los alabes y qué aspectos faltan por abordar.
Experimental	Debido a que se realizara una experimentación en un vehículo aplicando la técnica de manejo ecodriving y se determinara la variación del flujo de aire a través de los sensores MAP Y MAF.
Análisis y síntesis	Este método nos permite desmenuzar correctamente cada uno de los componentes del objeto de estudio para conocer la naturaleza del fenómeno de estudia, y a partir de esto hacer analogías, comprender su comportamiento y establecer las relaciones entre la variación de la geometría del turbocompresor con el desempeño del motor.

En algunos casos es necesario desarrollar un mantenimiento básico de varios de los elementos y sistemas de vehículo de pruebas todo esto previo a la ejecución de los ensayos a continuación se cita las principales actividades:

- Inspección del sistema de luces.
- Inspección de los niveles de los fluidos y correas.
- Verificación del estado de los aros y los neumáticos.
- Comprobación del estado de los frenos.
- Comprobación del equipo de seguridad del vehículo.
- Verificación de los controles e indicadores del tablero.
- Verificación del estado de los filtros de combustible, filtro de aire, cañerías de suministro y de retorno de combustible.
- Inspección del tubo de escape de gases quemados.
- Verificación de registro del kilometraje recorrido por el vehículo.
- Limpieza del tanque de combustible.
- Limpieza, calibración y comprobación de los inyectores de combustible.
- Limpieza, calibración y comprobación de la bomba de inyección de combustible.
- Verificación del estado de la cámara de combustión.

Conducir de forma previsor

Un estilo de conducción irregular aumenta el consumo. Si se permanece atento al tráfico, se puede evitar acelerar y frenar con frecuencia. Mantener una distancia suficiente con respecto al vehículo precedente ayuda a conducir de forma previsor.

Utilice el regulador de velocidad (GRA) siempre que sea posible. Deje que el vehículo ruede por inercia con una marcha engranada para aprovechar el freno motor, p. ej., al aproximarse a un semáforo.

Hora de realización de las pruebas

Las pruebas se efectúan en las horas de mayor congestión vehicular, denominadas como horas pico; esto es, en la mañana desde las 07h00 hasta las 09h30, al medio día de 12h00 hasta las 14h30 y en la tarde desde las 16h00 hasta las 19h30, debido a que en la congestión vehicular los tiempos de funcionamiento del motor son más largos que cuando el vehículo recorre la misma ruta con poca o sin afluencia vehicular, y además, porque durante la congestión vehicular las aceleraciones y deceleraciones son repetitivas.

Lo cual hace que exista mayor número de veces que una nueva mezcla de aire-combustible ingresa en la cámara de combustión, resultando en un mayor consumo de combustible, y en una mayor generación de emisiones.

Cambiar de marchas ahorrando energía

Cambiar pronto a una marcha superior cuando el régimen del motor haya alcanzado el 2000 rpm ahorra energía. No lleve hasta el límite las marchas y evite regímenes elevados.

Cambio manual: inmediatamente después de iniciar la marcha, cambie de 1ª a 2ª marcha.

Cambie rápidamente a las marchas superiores. Cambio automático: acelere despacio y evite pisar a fondo el acelerador (kick-down).

Evitar acelerar al máximo

No circule nunca a la máxima velocidad del vehículo. A velocidades excesivamente altas aumenta la resistencia aerodinámica y con ello la fuerza necesaria para mover el vehículo, p. ej., a más de 130 km/h por autopista.

Reducir el ralentí

Emprenda la marcha inmediatamente y con un régimen bajo del motor. En aquellas situaciones en las que se prevea un tiempo de parada largo, no deje el motor a ralentí, sino apáguelo (p. ej., en un atasco o en un paso a nivel). En los vehículos con el sistema Start-Stop activado, el motor se apaga automáticamente en las fases de parada del vehículo.

Cargar combustible con moderación

Un tanque de combustible lleno hasta el borde aumenta el peso del vehículo. Con la mitad o tres cuartos del tanque es suficiente, sobre todo para trayectos urbanos.

Metodología de pruebas dinámicas

En las pruebas se considera el desempeño de los vehículos en términos mecánicos, energéticos y ambientales.

Para ello existen varios ciclos de pruebas que se reconocen a nivel internacional, entre ellos: FTP-75 (Federal Test Procedure 75) de Estados Unidos de América, ECE 15 + EUDC → NEDC (New European Driving Cycle) de la Comunidad Europea, ESC (European Stationary Cycle) ciclo estacionario europeo y J 10-15M / JE05-08 ciclo Japonés.

Para el desarrollo de la investigación se utiliza el ciclo europeo NEDC el cual permite tomar datos del comportamiento del motor en diversas etapas tales como: comportamiento en frío, conducción urbana y conducción de carretera; para determinar el flujo de aire que actúa

en los alabes del turbocompresor. Además, para obtener el comportamiento de las curvas características del motor, las normativas internacionales vigentes aplicables a las pruebas dinámicas son: DIN 720 (Deutsches Institut Fur Normung) de Alemania, EWG 80/1269 (Enviromental Working Group) de Estados Unidos, ISO 1585 (International Standard Organization) y SAE J1349 (Society of Automotive Engineers).

Para el estudio de los resultados de las pruebas dinámicas se realiza cinco muestras y se realiza un control de rangos para promediar los resultados y garantizar la repetitividad de los mismos.

Ciclo de prueba NEDC

El New European Driving Cycle NEDC es un ciclo de conducción que consiste en cuatro ciclos de conducción ECE-15 repetidos y un ciclo de conducción extra-urbano (Extra-Urban driving cycle EUDC). Es una prueba diseñada para evaluar objetivamente el impacto medioambiental de los automóviles. Está orientada a informar a los consumidores.

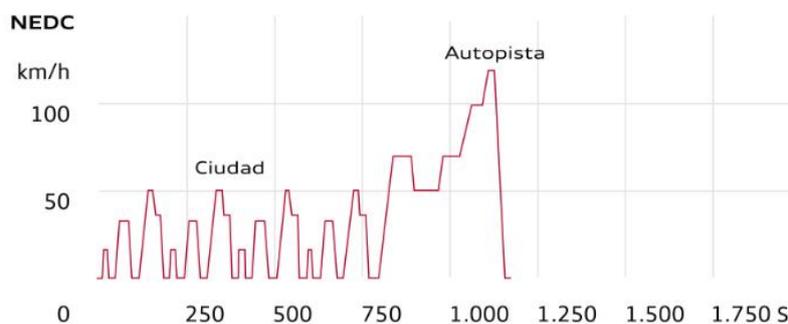
Las pruebas se basan en la legislación europea sobre emisiones. En los últimos años está siendo criticado porque la divergencia con los consumos reales de los coches actuales es cada vez mayor.

Para el nuevo ciclo de conducción europea New European Driving Cycle, Rodríguez, J. C. (2012), se utiliza a partir del año 2.000 para la homologación de las emisiones de gases contaminantes y el consumo de combustible de los vehículos ligeros y medianos. En la tabla 2 se observa el ciclo de conducción.

Tabla 3*Ciclo de ensayo NEDC*

CICLO DE ENSAYO NEDC	
Longitud del ciclo:	11 km
Duración del ciclo:	1.180 s
Velocidad media del ciclo:	33,6 km/h
Velocidad máxima del ciclo:	120,0 km/h

El ciclo completo se divide en dos etapas como se observa en la figura 8:

*Figura 7. Ciclo NEDC****Primera etapa***

Se representa una conducción urbana (Ciclo ECE-15) con una velocidad máxima de 50 Km/h y un tiempo de duración de 195 segundos, donde la primera repetición representa el comportamiento en frío (Cold Test).

Segunda etapa

Personifica una conducción de carretera (EUDC), con una velocidad máxima de 120 Km/h y un tiempo de duración de 400 segundos, la cual se realiza una sola vez.

Prueba en Ruta

Para realizar la investigación, la prueba se realiza basándonos en la norma europea NEDC, se va analizar el comportamiento de los gases contaminantes emitidos por el vehículo y el consumo de combustible, en zona urbana y carretera.

Para dar inicio al ensayo se debe tomar en cuenta los siguientes parámetros: condiciones iniciales, condiciones de ruta y condiciones ambientales. Para ajustar el ciclo de conducción europeo NEDC a una prueba de ruta se requiere las siguientes condiciones de ruta y ambientales:

- Carretera en buen estado (Asfalto o Concreto).
- Tramo recto de 11Km.
- Tramos sin cruces peligrosos.
- Carretera seca, limpia y lisa.
- Pendiente no mayor al 0.5%.
- Temperatura ambiente (20 ° C a 30°C).
- Ausencia de lluvia o niebla.
- Velocidad promedio del viento menor o igual a 24Km/h o con picos mayores a 32 Km/h.

Tramo o circuito de ensayo

En base a las condiciones especificadas por la norma NEDC se determina el tramo ubicado en la carretera Ambato - Quito, entre el sector del control de Letamendi y la Parroquia La Península.



Figura 8. Tramo para pruebas en ruta 11 Km (Ingaurco)

Protocolo

- Inicio
- Ubicar el vehículo en el punto de partida
- Reposo 6 horas.
- Monitorear y regular condiciones iniciales
- Monitorear condiciones de ruta y ambientales
- Preparar e instalar instrumentación necesaria para realizar las mediciones
- Realizar Ciclo Urbano.
- Recolectar datos.
- Realizar Ciclo Carretera
- Recolectar datos
- Apagar el motor.
- Fin.

La prueba en ruta determina la entrada de aire y salida controlado por los sensores MAF Y MAP como también la geometría variable del turbocompresor de un vehículo durante el ciclo de conducción NEDC, el mismo que permite analizar la velocidad de entrada, presión de salida y las revoluciones por minuto en la conducción urbana y conducción de carretera.

La recolección de datos del ciclo de conducción NEDC se realiza en los tiempos donde se registran las velocidades más estables para evitar la variabilidad de los datos y obtener los valores más estables para nuestro estudio, como se observa en la figura 10 y 11.



Figura 9. Recolección de datos de ciclo Urbano (Ciclo Ingaurco)

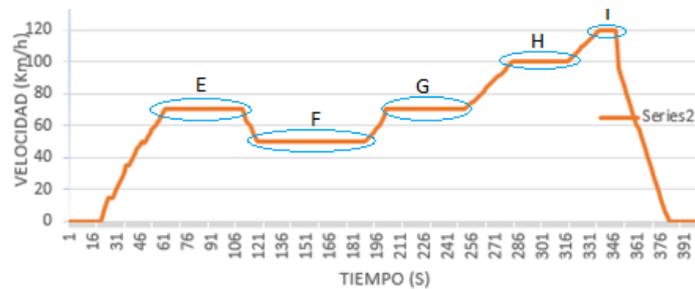


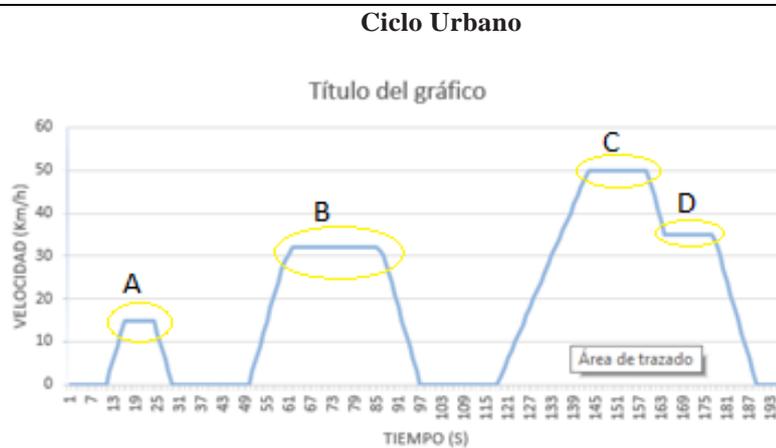
Figura 10. Recolección de datos de Ciclo Urbano (Ciclo Ingaurco)

El proceso de datos registrados se realiza un promedio de los resultados de las cinco pruebas de ruta para garantizar la repetitividad del ciclo de conducción NEDC.

A continuación, se detalla el ciclo urbano en la tabla 3:

Tabla 4

Ciclo Urbano

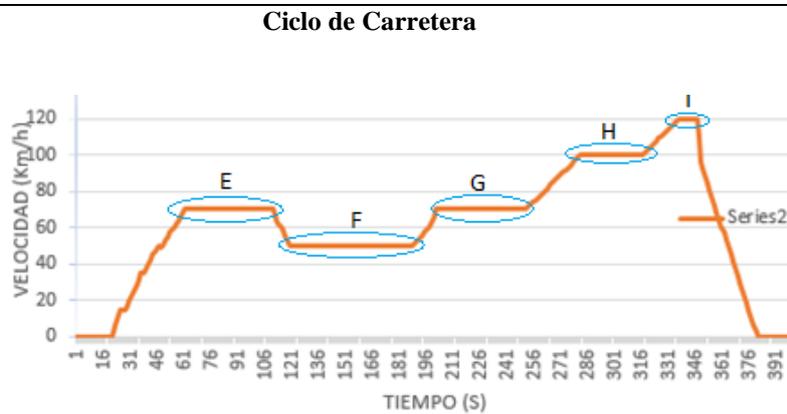


Tiempo (s)	Velocidad (Km/h)	Acción
0 - 10	0	Encender el motor. Mantener marcha mínima.
11 - 15	0 - 15	Acelerar a 1,04 m/s ² .
16 - 22	15	Velocidad constante.
23 - 28	15 - 0	Desacelerar a 0,83 m/s ² .
29 - 48	0	Mantener marcha mínima.
49 - 61	0 - 32	Acelerar a 0,74 m/s ² .
62 - 84	32	Velocidad constante.
85 - 96	32 - 0	Desacelerar a 0,80 m/s ² .
97 - 116	0	Mantener marcha mínima.
117 - 143	0 - 50	Acelerar a 0,53 m/s ² .
144 - 154	50	Velocidad constante.
155 - 163	50 - 35	Desacelerar a 0,52 m/s ² .
164 - 175	35	Velocidad constante.
176 - 188	35 - 0	Desacelerar a 0,81 m/s ² .
189 - 195	0	Mantener marcha mínima.

En la tabla se muestra el ciclo de carretera en la tabla 4:

Tabla 5

Ciclo en Carretera



Tiempo (s)	Velocidad (Km/h)	Acción
0 - 19	0	Proceder después del ciclo urbano. Mantener marcha mínima.
20 - 25	0 - 15	Acelerar a 0,83 m/s ² .
26	15	Velocidad constante.
27 - 36	15 - 35	Acelerar a 0,62 m/s ² .
37	35	Velocidad constante.
38 - 46	35 - 50	Acelerar a 0,52 m/s ² .
47	50	Velocidad constante.
48 - 61	50 - 70	Acelerar a 0,43 m/s ² .
62 - 110	70	Velocidad constante.
111 - 119	70 - 50	Desacelerar a 0,69 m/s ² .
120 - 187	50	Velocidad constante.
188 - 201	50 - 70	Acelerar a 0,46 m/s ² .
202 - 250	70	Velocidad constante.
251 - 286	70 - 100	Acelerar a 0,24 m/s ² .
287 - 315	100	Velocidad constante.
316 - 336	100 - 120	Acelerar a 0,28 m/s ² .
337 - 345	120	Velocidad constante.
346 - 380	120 - 0	Desacelerar a 0,98 m/s ² .
381 - 400	0	Mantener marcha mínima.

Vehículo de pruebas

Existen varios fabricantes de vehículos livianos con tecnología CRDI han visto un mercado en nuestro país como marcas: asiáticas y europeas, y entre ellas están Hyundai (Terracan, Tucson), Kia (Sorento, Sportage, Carnival), Ssangyong (Rexton, Cron), Korando), Mazda (BT50, TSX), Mitsubishi (L2000), Nissan (Navara), Toyota (Hilux), Volkswagen (Amarok, Touareg, Tiguan), Great Wall (H3, H5, Hover), Chevrolet (D-max), etc.

El mercado automotor se encuentra varias marcas de vehículos y modelos como camionetas que están presentes en nuestro país y la mayoría de ellos utilizan el sistema de turbocompresor es necesario en situaciones en que es necesaria una presión de soplado elevada y el motor gira a un numero de revoluciones bajo, los alabes directrices adoptan una posición de máxima inclinación. En esta posición los alabes dejan muy poco espacio entre ellos, por lo que los gases del escape adquieren una gran velocidad y adema dejan muy poco espacio entre ellos, por lo que los gases de escape adquieren una gran velocidad y adema inciden de manera muy favorable sobre turbina de impulsión.

El vehículo en el cual se realizan las pruebas para la investigación es un vehículo Amarok de la marca Volkswagen, figura 13 de las siguientes características:



Figura 11. Vehículo de Prueba

A continuación, en la tabla 5 las especificaciones técnicas del vehículo que se utilizó en las pruebas de esta investigación:

Tabla 6

Especificaciones técnicas del vehículo de pruebas

Marca	VOLKSWAGEN
Modelo	Amarok
Procedencia	Argentina
Año de fabricación	2014
Cilindraje	1968 cc
No. de cilindros	4 en línea
Combustible	Diesel
Sobrealimentación	Biturbo
Aceleración 0 – 100 km/h	10,8 s
Velocidad Máximo	182 km/h
Potencia Máximo	120 KW (163 CV) a 4000 RPM
Torque Máximo	400 Nm (40,8 kgm) 1750 RPM
Emisiones de CO ₂	199 – 203 g/km

Equipos utilizados

Escáner de diagnóstico GSCAN II

Considerado como el mejor equipo de diagnóstico del mundo el G-Scan 2 cuenta con un Software Completo para operar en vehículos de 12 y 24 voltios, además cuenta con un cable conector 16 pin, lápiz óptico, CD G-Scan 2, un año de actualizaciones gratis, lector de memorias USB, manuales y vídeo-tutoriales en español, capacitación básica y avanzada, línea de asistencia gratuita para consultas, acceso a zona de descargas de manuales de reparación. Por todas estas novedades y muchas más G-Scan 2 es el más solicitado en el mercado automotriz, su fácil manejo y el entorno visual de su pantalla facilitan el seguimiento a las fallas en los vehículos pudiendo grabar esta información para posterior análisis.



Figura 12. Escáner de diagnóstico GSCANII

Principales Funciones Especiales

- Regeneración Filtro Partículas Diésel (DPF)
- Inicialización Carga de Aditivo DPF
- Aprendizaje Micro Inyección
- Inicialización Servicio de Aceite
- Aprendizaje Inyección Piloto
- Puesta a Cero Dilución del Aceite
- Aprendizaje Cuerpo de Aceleración
- Codificación Inyectores EURO IV
- Codificación Inyectores EURO V (20 dígitos)
- Adaptación Válvula Reguladora Bomba Common Rail

La descripción del equipo G-SCAN se basa en:

- Sistema de Auto búsqueda del modelo.
- Grabación del flujo de datos.
- Tarjeta de memoria de 16 GB.
- Operación en idioma español.
- Software OEM (Concesionario) Hyundai/Kia.
- Batería Recargable Incorporada.
- Adaptaciones y Reprogramaciones.

- Actualización gratuita de Software por un año.
- Lectura y Borrado de Códigos de Falla.
- Operación de vehículos de 12 y 24 voltios.
- Lectura Digital y grafica del flujo de datos.
- Software de interfaz a PC en tiempo real.
- Opción de escritura sobre la pantalla para análisis de datos.
- Actualizaciones directas vía WI-FI
- Detección de líneas CAN

GPS Garmin

El GPS (siglas de Global Position System) es un instrumento básico en todo tipo de actividades relacionadas con la navegación (marítima, aérea y terrestre), la exploración y la investigación. Este aparato (del tamaño de un teléfono móvil en los modelos portátiles) es en realidad un receptor electrónico, capaz de captar las señales emitidas por una constelación de satélites, y en función de estas, determinar con precisión y sin prácticamente verse afectado por situaciones climatológicas o atmosféricas, la hora, posición geográfica (con precisión de hasta 1-5 m), altitud, rumbo, velocidad, recorrido y distancia al punto de destino, además de otros parámetros geográficos.

Para verificar la ubicación del vehículo en las diferentes posiciones de prueba del auto se utiliza un GPS Garmin e-trex 20 que se puede observar en la figura 14 y las características técnicas detalladas en la figura 15.



Figura 13. GPS Garmin

Características físicas y Rendimiento:	
Dimensiones de la unidad (Ancho/Alto/Profundidad):	2,1" x 4" x 1,3" (5,4 x 10,3 x 3,3 cm)
Tamaño de la pantalla (Ancho/Alto):	1,4" x 1,7" (3,6 x 4,3 cm); 2,2" en diagonal (5,6 cm)
Resolución de pantalla (Ancho/Alto):	128 x 160 pixeles
Tipo de pantalla:	transflectiva, monocroma
Peso:	5 oz (141,7 g) con pilas
Batería:	2 pilas AA (no incluidas); se recomienda NiMH o litio
Duración de la batería:	25 horas
Resistente al agua:	Si (IPX7)
Flotante:	No
Receptor de alta sensibilidad:	Si
Interfaz del equipo:	USB
Cartografía y Memoria:	
Mapa base:	Si
Preloaded maps:	no
Posibilidad de agregar mapas:	No
Memoria interna:	no
Admite tarjetas de datos:	no
Waypoints:	1000
Rutas:	50
Track log:	10.000 puntos, 100 tracks guardados

Figura 14. Especificación Técnica GPS Garmin

Repetibilidad y reproducibilidad de las mediciones

Los estudios de repetibilidad y reproducibilidad de las mediciones determinan que parte de la variación observada en el proceso se debe al sistema de medición usado. La repetibilidad puede ser expresada cuantitativamente en términos de la dispersión característica de los resultados. La misma se define, de acuerdo con el VIM (Vocabulario Internacional de Metrología) /7/, como la proximidad de concordancia entre los resultados de mediciones sucesivas del mismo mensurando bajo las mismas condiciones de medición. (Paisan, 2010)

- Estas condiciones son llamadas condiciones de repetibilidad.
- Las condiciones de repetibilidad incluyen: el mismo procedimiento de medición, el mismo observador, el mismo instrumento de medición, utilizado bajo las mismas condiciones, el mismo lugar, repetición en un período corto de tiempo.

Gráfico de control para la media (\bar{X})

Se diseña para medir la variación en las medias muestrales alrededor de algún nivel generalmente aceptado. En este grafico se establece una gran media \bar{X} que se establece como una estimación de μ que puede ser un promedio, moda o media.

En base a este valor se obtiene un límite superior de control (LSCX) y un límite inferior (LICX), si los datos obtenidos están dentro de este rango la variación aleatoria ocurre, caso contrario se ha detectado una variación de causa asignable como se indica en la figura 25 (Gonzales, Hernandez, & Jimenez, 2013).



Figura 15. Ejemplo de gráfica de control de medias (Gonzales, Hernandez, jimenes, 2013)

Para el límite de control superior se obtiene con la fórmula, (Gonzales, Hernandez, & Jimenez, 2013):

$$LSCX = \bar{X} + 3\sigma_x \quad (3)$$

$$LICX = \bar{X} - 3\sigma_x \quad (4)$$

En que σ_x es la desviación estándar para las medias. Sin embargo, en la práctica se estima a $3\sigma_x$ como $A2R$, en donde R es el rango promedio de los rangos muestrales y $A2$ es una constante basada en el tamaño de la muestra. Los valores de $A2$ se hallan en la tabla de factores críticos de las gráficas o cartas de control indicada.

Donde:

$$LSCX = \bar{X} + A2R \quad (5)$$

$$LICX = \bar{X} - A2R \quad (6)$$

Donde:

$$\bar{X} = \frac{\sum X_k}{n}$$

Siendo k = número de muestras

Gráfico de control para la dispersión (R).

Se mide la variación en el rango de las muestras. Aunque la desviación estándar es una medida que depende de la dispersión, las técnicas de control de calidad generalmente confían en el rango como un indicio de la variabilidad del proceso (Gonzales, Hernandez, & Jimenez, 2013).

El límite superior de control para el rango se obtiene con la siguiente ecuación:

$$LSCR = R + 3SR \quad (7)$$

El límite inferior de control para el rango se obtiene con la siguiente ecuación:

$$LICR = R - 3SR \quad (8)$$

Donde SR es la desviación estándar en los rangos muestrales. Sin embargo, en la práctica, es más simple de utilizar.

El límite superior de control para el rango se obtiene con la siguiente ecuación:

$$LSCR = D4R \quad (9)$$

El límite inferior de control para el rango se obtiene con la siguiente ecuación:

$$LICR = D3R \quad (10)$$

Los valores $D4$ y $D3$ se toman de la tabla de factores críticos de las gráficas o cartas de control de acuerdo al tamaño n de la muestra y el rango promedio de los rangos muestrales, siendo k = número de muestras indicados en el ANEXO II.

Modelado 3D

Evaluaciones del turbocompresor

Para la elaboración del modelo tridimensional del turbocompresor se realizará principalmente en el programa computacional SOLIDWORKS.

Inicialmente se va a realizar la medición directa sobre cada uno de los elementos del turbocompresor con un calibrador pie de rey, tratando de obtener la mayor cantidad posible de mediciones como diámetros, espesores, alturas y profundidades. En el proceso se encontrarán diferentes problemas para medir los interiores de las carcasas y las curvaturas de los álabes de las ruedas de turbina y compresor.

En vista de la complejidad de las geometrías de cada uno de los componentes del turbocompresor (carcasas y rodetes), se va a recurrir a diferentes técnicas de medición directas e indirectas para tratar de obtener fielmente las principales características geométricas de los componentes del turbo.

Análisis geométrico

Inicialmente se va a determinar las curvaturas de los álabes mediante regletas graduadas en diferentes escalas de radios. Posteriormente, y para complementar las mediciones realizadas directamente sobre los componentes del turbocompresor, se tomarán fotografías de los elementos y se importarán al programa de dibujo IntelliCad.

Mediante el proceso de escalar de las fotografías se determinarán algunas características geométricas de la pieza como diámetros y principalmente ángulos necesarios para la elaboración del modelo tridimensional de los rodetes.

SE realizo en SolidWorks para generar las espirales envolventes de las carcasas.

En el procedimiento se tomará en cuenta el número de segmentos de los perfiles, que provocaran que la operación de recubrir generara una envolvente distorsionada, para lo cual será necesario garantizar los perfiles que tuvieran el mismo número de segmentos; además de garantizar que algunos segmentos que eran comunes para todos los perfiles, tuvieran las mismas dimensiones.

a. Turbina

b. Compresor

En esta investigación el modelado en 3D como se prestar atención en la figura 18 se efectuará en el software SolidWorks 2017, mediante el cual obtendremos el volumen del turbocompresor como se observa en la figura 26 y para el proceso siguiente se utiliza como el dominio para el estudio en ANSYS.



Figura 16. Diseño de turbocompresor en solidwork

Software ANSYS Estudiantil

El software ANSYS FLUENT contiene las amplias capacidades de modelado físico necesarias para modelar flujo, turbulencia, transferencia de calor y reacciones para aplicaciones industriales que van desde flujo de aire sobre un ala de avión hasta combustión en un horno, desde columnas de burbujas hasta plataformas petroleras, desde flujo sanguíneo hasta semiconductor fabricación, y desde el diseño de salas limpias hasta plantas de tratamiento de aguas residuales.

Simulación Turbocompresor

En la modelación del turbo compresor se tomará en cuenta los fenómenos físicos que ocurren e interactúan simultáneamente; como, turbulencia, reacciones químicas, transferencia de calor, radiación, etc. Nos permitirá que el programa computacional modelar el flujo de fluidos, combustión y transferencia de calor en geometrías complejas.

Cuando se habla de combustión al interior de cámaras de combustión, generalmente, la reacción química entre el aire y el combustible que a la postre va a generar calor tiene la connotación de turbulenta, adicional a eso, el aire y el combustible no se mezclan previamente; por tanto, dicha combustión también se define como no premezclada.

El interior de la cámara la distribución de temperaturas no es homogénea, las propiedades termodinámicas como el calor específico, la conductividad térmica y viscosidad del gas de escape cambian una manera vertiginosa de un punto a otro y deberá calcular de una manera confiable en cada sector, de acuerdo al grado de precisión que se desee.

Con los valores obtenidos se desarrollará el respectivo análisis para obtener los valores de frontera para realizar la simulación del flujo del turbo, para lo cual se va a dibujar la geometría del turbo en el software SOLID Works y la simulación de flujo en CFD.

Con el análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) permitirá una simulación rápida y eficaz del flujo de fluidos y de la transferencia de calor, se puede calcular fácilmente las fuerzas de fluidos y comprender el impacto de un líquido en el rendimiento del turbocompresor.

CFD se simulará el paso de fluidos líquidos en el turbocompresor. La investigación que se realizará será compleja, se va a obtener el cálculo de transferencia de calor, mezclas, y flujos inestables y compresibles para lograr el diseño del turbocompresor.

Por medio de software especializado para dibujo asistido por computadora se realiza el modelado en 3 dimensiones de los componentes del turbo compresor, detallando los alabes de tanto del compresor y del turbo, mirar la figura 19.

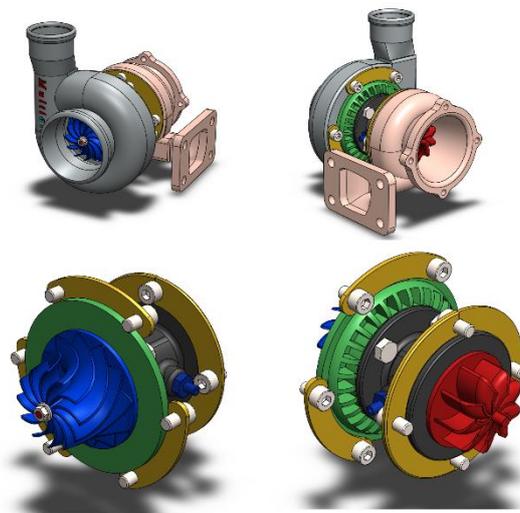


Figura 17. Modelo 3D del turbo compresor, derecha turbo, izquierda compresora

Para realizar el análisis computacional por medio de dinámica de fluidos CFD, se debe generar el volumen finito por donde el aire va fluir tanto en el compresor como en la turbina, en la figura 20 se puede visualizar los volúmenes finitos de los dos componentes representados como elementos sólidos.

Para poder generar el movimiento de los alabes se generan 2 elementos independientes en cual se debe distinguir entre el volumen estático y el volumen rotatorio.

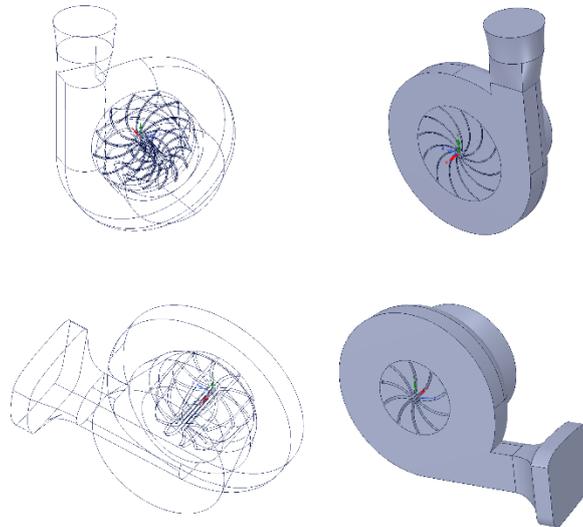


Figura 18. Volúmenes finitos, superior aire-turbo, inferior-compresor

Utilizando el software de ingeniería asistida por computadora CAE se genera llama de elementos finitos, para este estudio tenemos una malla tetraédrica de elementos de tipo 3D. Para controlar la calidad de malla se utiliza el índice Skewness, el cual nos indica que cuando tenemos para elementos de mala calidad son los valores aproximados a 1, y valores buena calidad con valores se aproximan a 0.

En la figura 21 se puede observar que para la simulación se ha creado una calidad de malla Skewness en rojo max 0.96

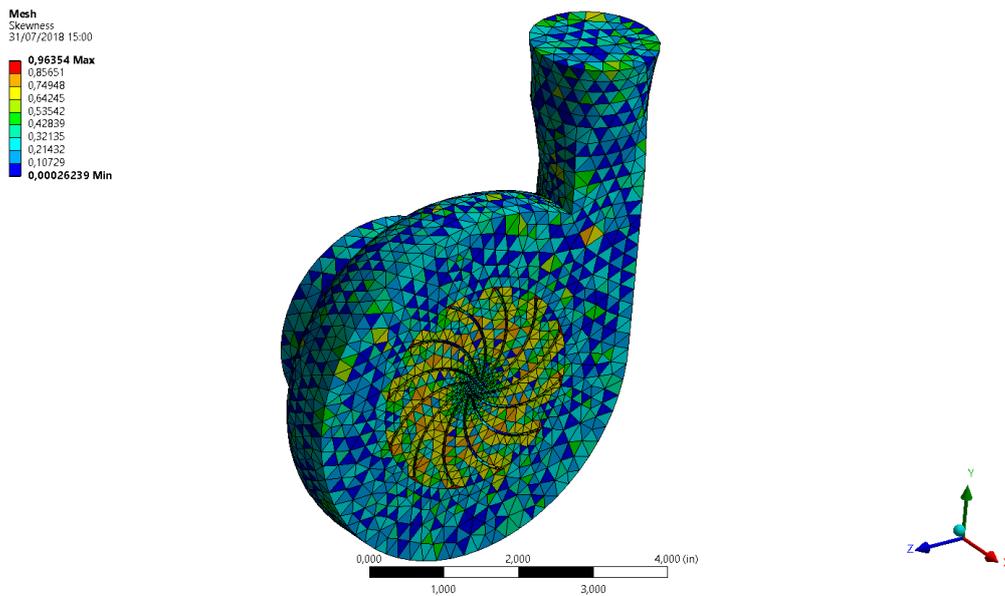


Figura 19. Índice de calidad de malla Skewness en rojo max 0.96

Creamos un set de nodos para asignar la entrada y la salida de fluido para este caso aire, como se indica en la figura 22.

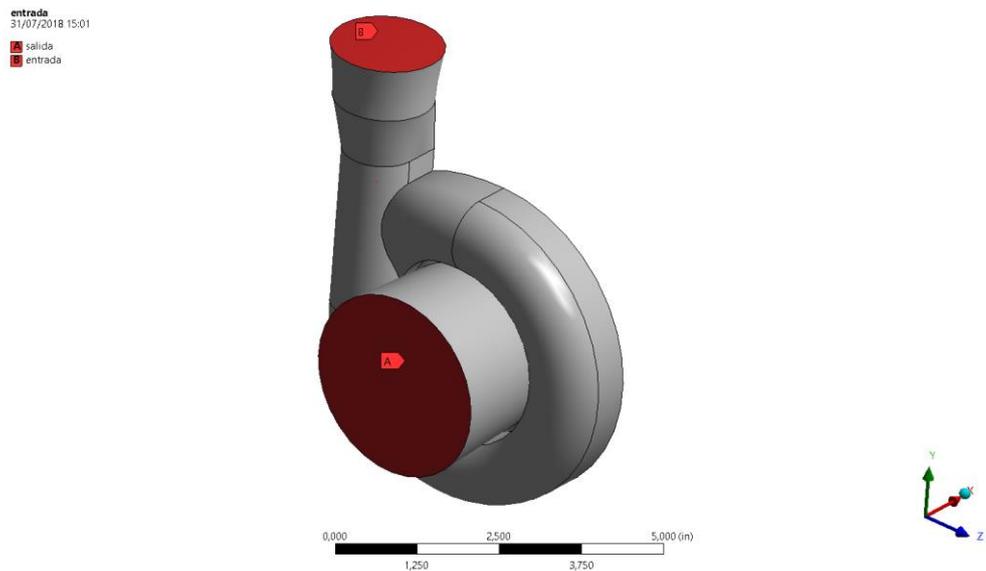


Figura 20. En rojo entrada y salida de fluido

Activamos la interfaz de fluent, seleccionamos la opción transitoria para generar una simulación con pasos de tiempo. Como indica en la figura 23.

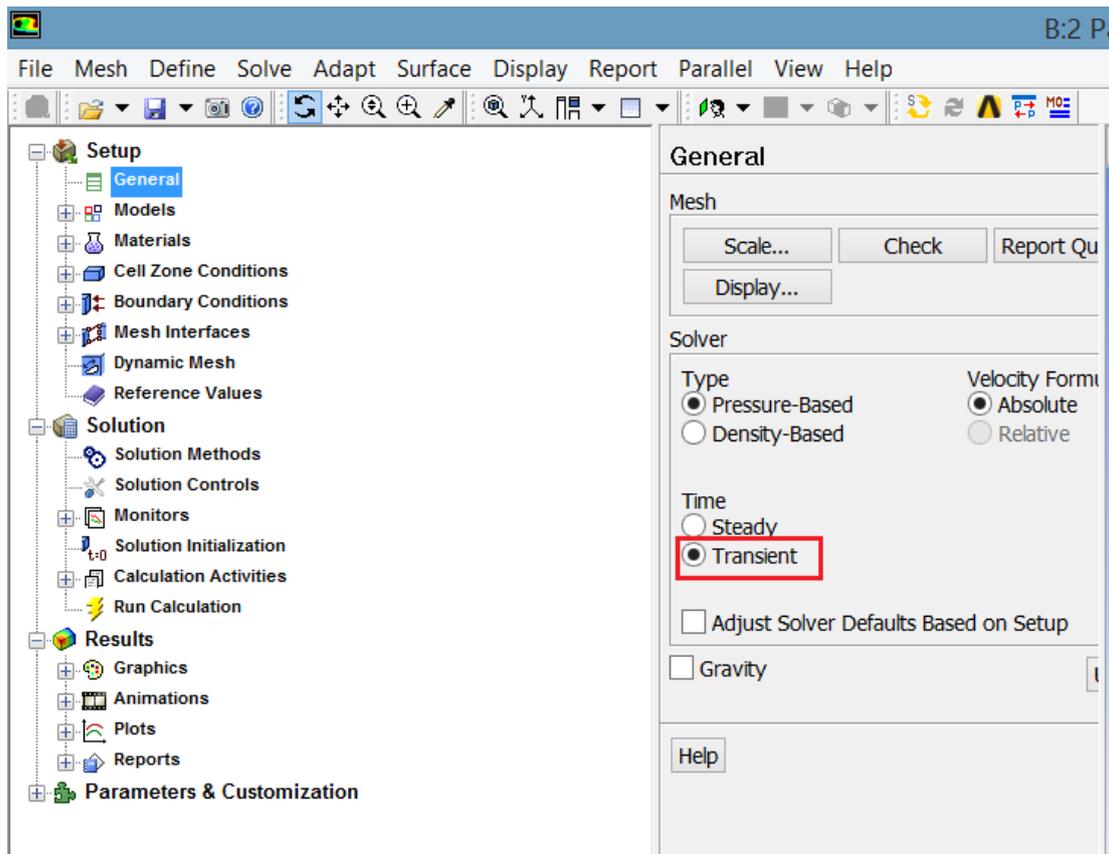


Figura 21. Selección de análisis transient

Ya determinado el tipo de análisis, a continuación, se selecciona la pestaña de Models y se elige la 3ra opción llamada Viscous para la activación de las características k-epsilon, standard y Scalable Wall Functions, como se observa en la figura 24.

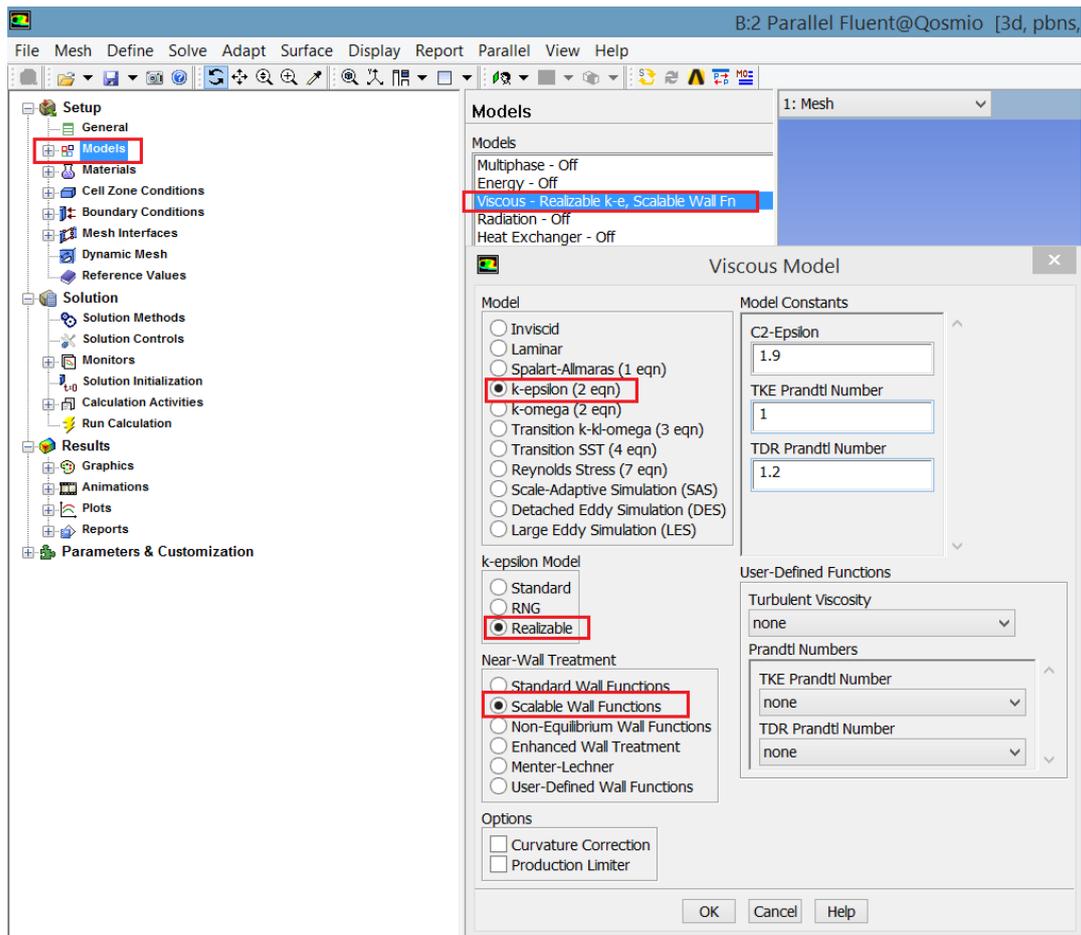


Figura 22. Activación de modelo

Para el proceso siguiente se elige la opción material en este caso se elige la opción de fluido que se va a ser aire, con una densidad de 1.225 kg/m^3 y con una Viscosidad $1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$ como se muestra en la figura 25.

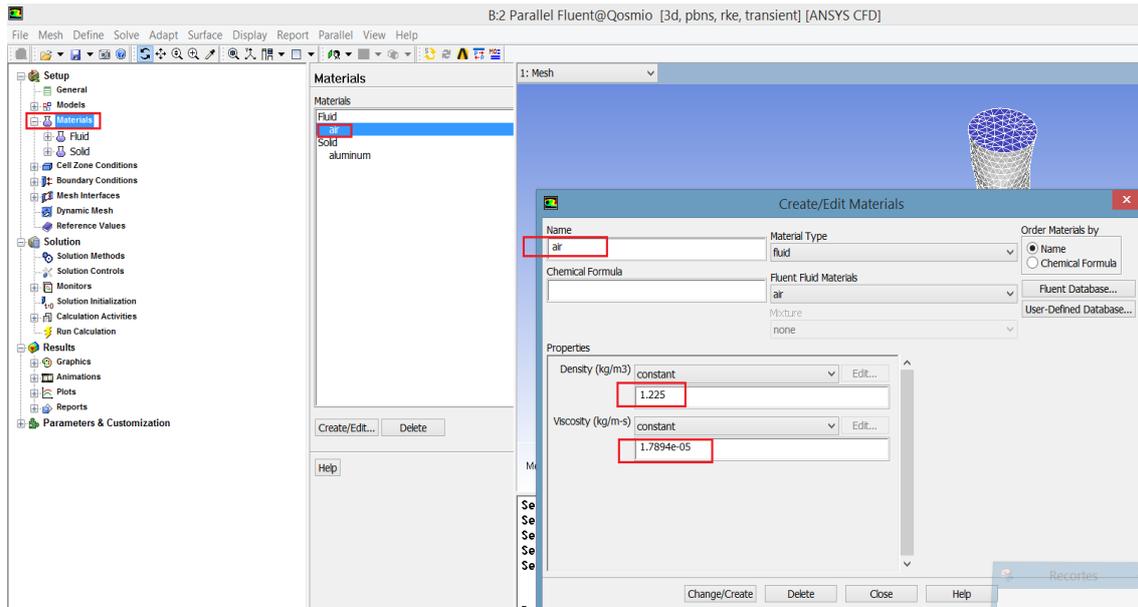


Figura 23. Selección de fluido, aire en este caso

A continuación se opta por cell zone conditions para la selección a la opción externo y con el material que se va a trabajar es aire observar en la Figura 26.

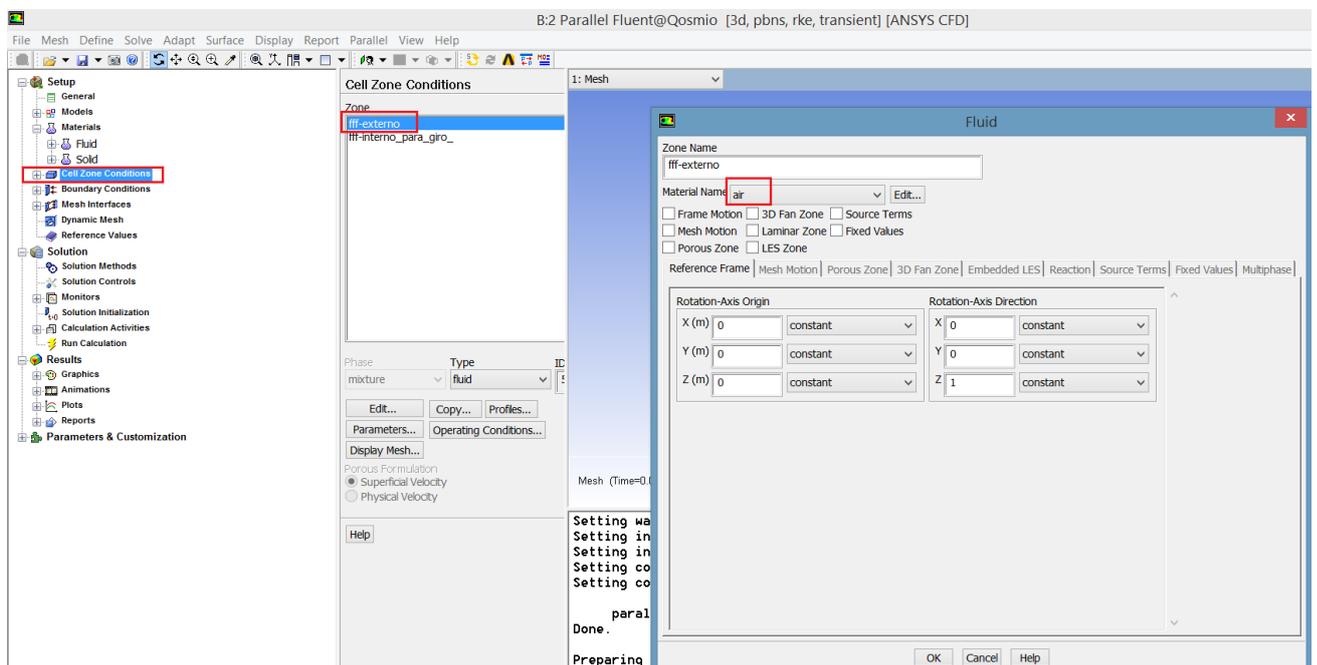


Figura 24. Asignación del fluido aire en columnas finitas.

Una vez determinada el material a la activación de mesh motion se selecciona la velocidad angular en revoluciones por minuto y el eje de rotación observar en la figura 27.

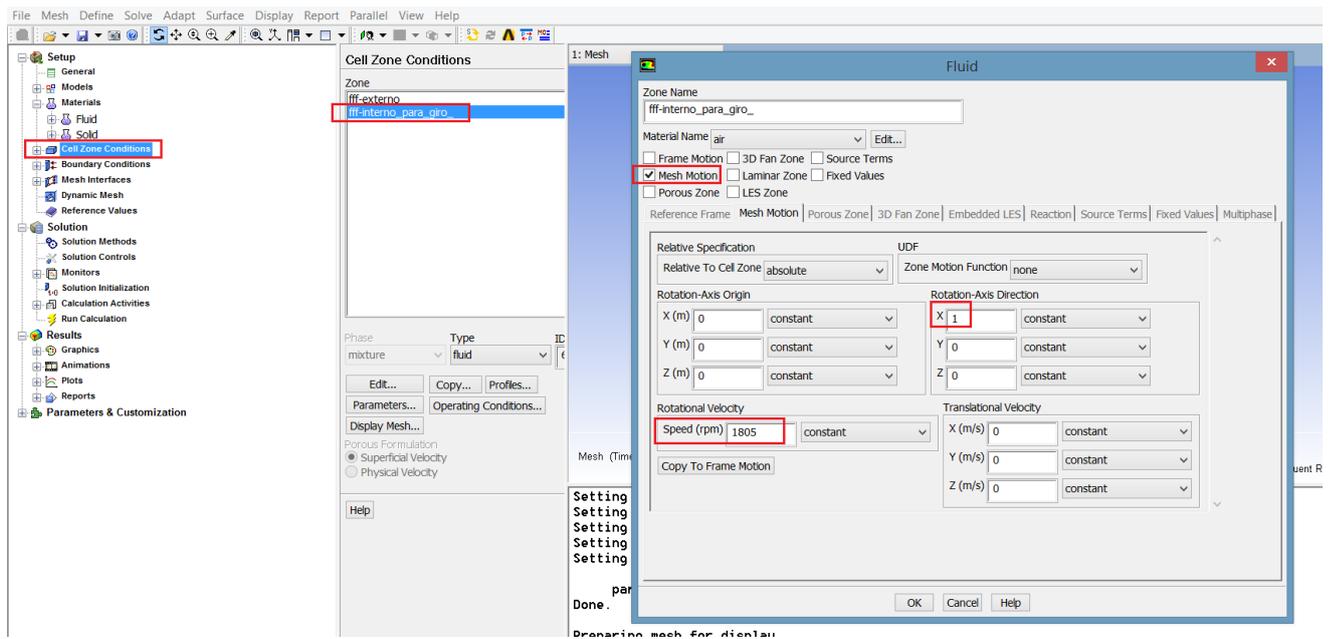


Figura 25. Activamos Mesh motion colocamos la velocidad angular en RPM, y el eje rotación

Igualmente se determina la condición de velocidad de entrada del fluido con los datos obtenidos en las pruebas, como se observa en la figura 28.

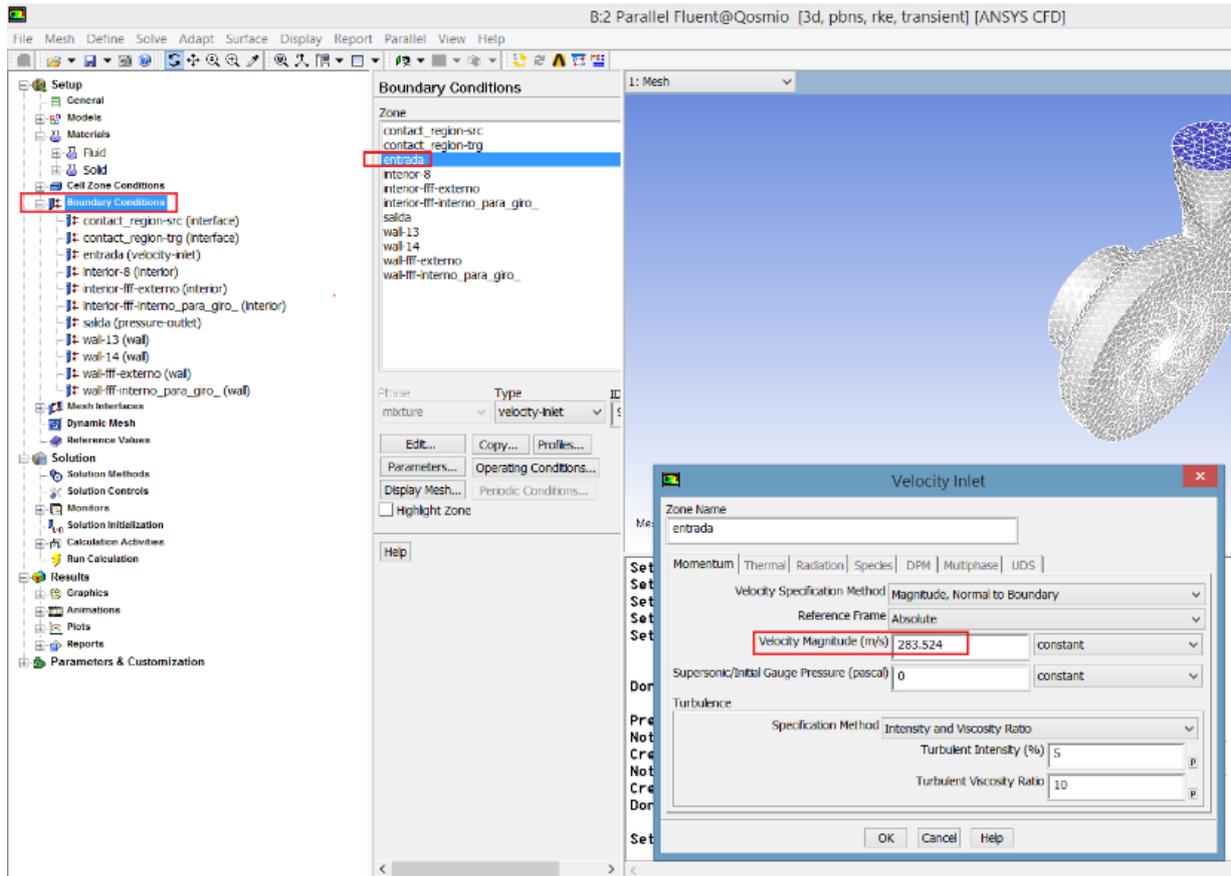


Figura 26. Condición de borde de velocidad de entrada del finito

Se realiza el proceso anterior, se toma en cuenta la condición para el borde de la presión de la salida del fluido, observar en la figura 29.

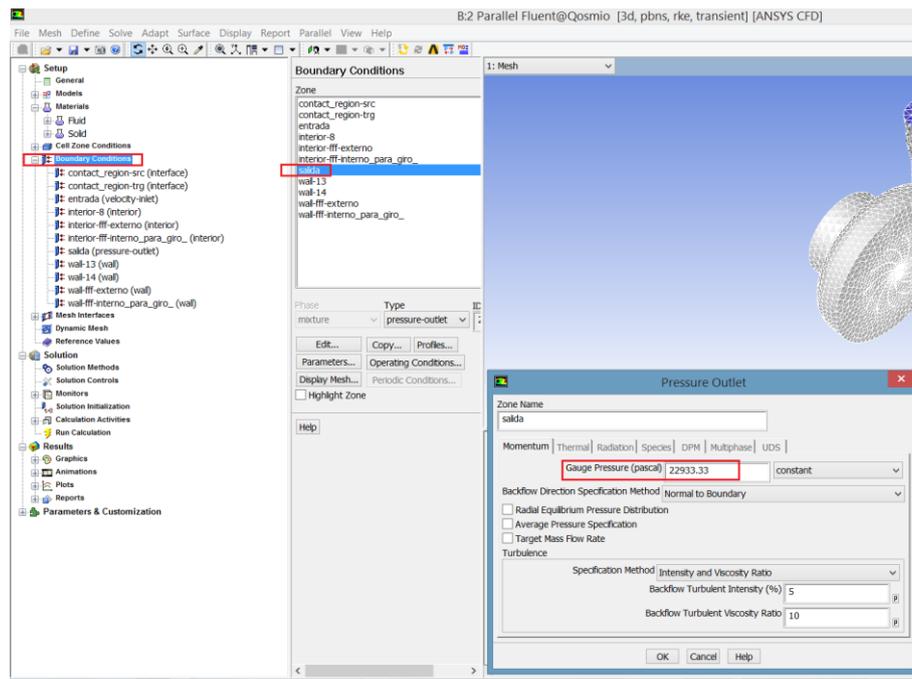


Figura 27. Condición de borde de presión de salida de fluido

Ya determinada las condiciones de frontera, se selecciona Run Calculation, en Time Step Size digitamos 0.5, en número de Time Steps digitamos 60 y en Max Iterations digitamos 20, y se procede a calcular como se observa en la figura 30.

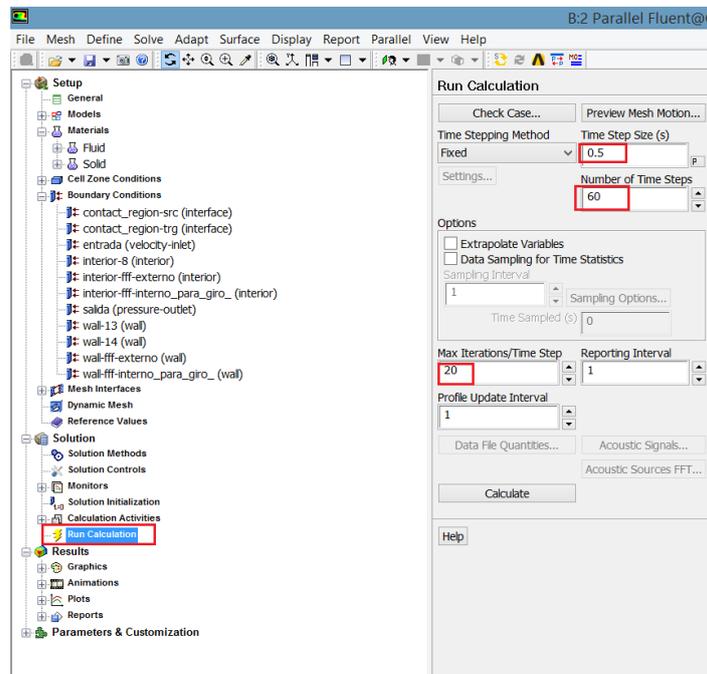


Figura 28. Condiciones de simulación del estudio

Resultados

Para realizar las pruebas se establecen en un ciclo de conducción con variaciones de velocidades, las que determinan una diferenciación del flujo de entrada de aire y salida del turbocompresor. Se establece las condiciones que determinan la ruta de prueba y el modo de manejo Eco-Driving se determinara la geometría variable de los alabes en el turbo que nos servirán para realizar esta investigación. Se efectúa la preparación del vehículo para las pruebas

Condiciones mecánicas

- Revisión de combustible
- Revisión de trampa de agua
- Revisión voltaje de batería
- Revisión filtro de aire
- Revisión presión de neumáticos
- Revisión del nivel de aceite de motor
- Revisión de niveles de refrigerante y frenos
- Chequeo del sistema de inyección de combustible
- Chequeo del sistema de control electrónico de la inyección

Instrucciones generales

- Para empezar la ruta, el conductor deberá tomar en cuenta lo siguiente:
- Ratificar si las condiciones climáticas son las adecuadas.
- Cinturón de seguridad y luces encendidas.
- Reiniciar odómetro (para referencia de tramos recorridos).
- Empezar la prueba el punto de inicio que detalla la hoja de ruta.

- Para cada uno de los trayectos determinados el conductor deberá procurar llevar el vehículo al ciclo de manejo establecido.

Ejecución de pruebas

Se efectuaron cinco pruebas en las cuales se realizó todo el ciclo de prueba que se estableció y se obtuvieron los datos que son necesarios de las variaciones de flujo de aire en diferentes velocidades y aplicando la técnica de conducción Eco-Driving.

Pruebas de ruta

A continuación, se detalla el procedimiento de las pruebas en ruta de ciclo urbano y de carretera:

Ciclo urbano

- Identificar el lugar de prueba de acuerdo a la hoja de ruta establecida.
- Se verifica que las condiciones de ambiente sea las indicadas para ejecutar la prueba.
- Establecer la conexión de los equipos para realizar las mediciones.
- Verificar el correcto funcionamiento de los equipos.
- Efectuar una breve revisión de la transmisión se encuentre en parking o neutro de acuerdo al tipo de caja.
- Apagar todos los accesorios del vehículo.
- Confirmar temperatura de funcionamiento sea 90° C.
- Encender el vehículo y en condición de marcha mínima con el escáner revisar la línea de datos de rpm y revisar el ralentí y empezar a grabar datos.
- Esperar 15 segundos de tiempo de respuesta.
- Iniciar de 0 a 5 segundos poner el vehículo en ralentí.
- De 11 a 15 segundos partiendo de 0 km/h alcanzar una velocidad de 15 km/h.

- De 16 a 22 segundos mantener 15 km/h se mantiene esta velocidad.
- De 23 a 28 desacelerar hasta llegar a 0 km/h.
- De 29 a 48 segundos mantener en ralentí.
- De 49 a 61 segundos acelerar hasta llegar a 32 km/h.
- De 62 a 84 segundos mantener 32 km/h constante
- De 85 a 96 km/h desacelerar hasta llegar a 0 km/h.
- De 97 a 116 segundos mantener ralentí.
- De 117 a 143 segundos acelerar hasta 50km/h.
- De 144 a 154 mantener 50 km/h de velocidad constante.
- De 155 a 163 reducir la velocidad de 50 km/h a 35 km/h.
- De 164 a 175 mantener 35 km/h de velocidad constante.
- De 176 a 188 reducir a 0 km/h.
- De 189 a 195 segundos mantener ralentí.
- Parar la grabación en escáner y guardar.
- Apagar el vehículo.
- Verificar la grabación de datos
- Repetir la prueba cinco veces en cada lugar de prueba.

Ciclo de carretera

Se detalla a continuación, las pruebas de ruta en carretera:

- Identificar el lugar de prueba de acuerdo a la hoja de ruta establecida.
- Proceder después del ciclo urbano.
- De 20 a 25 acelerar hasta llegar a 15 km/h.
- En 26 mantener una velocidad constante de 15 km/h.
- De 27 a 36 segundos acelerar hasta 35 km/h.
- En 37 mantener 35 km/h

- De 38 a 46 segundos acelerar de 35 km/h a 50 km/h.
- En 47 segundos mantener la velocidad de 50 km/h.
- De 48 a 61 acelerar de 50km/h a 70 km/h
- De 62 a 110 segundos mantener 70 km/h de velocidad constante,
- De 111 a 119 segundos bajar la velocidad de 70 km/h a 50 km/h
- De 120 a 187 km/h mantener 50 km/h.
- De 188 a 201 acelerar de 50 km/h a 70 km/h.
- De 202 a 250 segundos mantener velocidad constante de 70 km/h
- De 251 a 286 acelerar de 70 km/h a 100 km/h.
- De 287 a 315 segundos mantener 100 km/h de velocidad constante
- De 316 a 336 acelerar de 100 km/h a 120 km/h
- De 337 a 345 segundos mantener 120 km/h de velocidad constante
- De 346 a 380 segundos desacelerar de 120 km/h a 0 km/h.
- De 381 a 400 segundos mantener ralentí.
- Luego de estar el vehículo detenido por 5 segundos se termina el ciclo
- Parar la grabación en escáner y guardar.
- Apagar el vehículo.
- Verificar la grabación de datos
- Repetir la prueba cinco veces en cada lugar de prueba.

Gráficos de control para Rangos (R) y Medias (X) para el Valor de Carga Absoluto

A continuación, se indica en la tabla 6, los valores obtenidos en los formatos para la toma de datos que se encuentran en el ANEXO tabla de factores críticos de control para realizar el cálculo de los promedios:

Tabla 7*Valores medidos en la prueba de ruta*

Prueba	Velocidad	Tramo de ciclo							Promedio	Rango
	Estimada	16 a 22 seg							(X)	(R)
	(km/H)	Geometría Variable %								
		16	17	18	19	20	21	22		
1	15	82,5	83,75	86,9	88,89	89,6	94,5	96,78	87,98	14,28
2	15	81,5	84,85	86,9	88,6	89,5	91,7	92,85	87,98	11,35
3	15	80,5	83,6	84,5	86,6	88,1	91,6	93,89	86,97	13,39
4	15	81,9	83,5	84,2	86,6	87,7	90,8	93,7	86,91	11,92
5	15	83,2	84,2	85,5	87,3	89,9	91,7	94,1	87,98	10,9
									X =88	R =12,3

Para tamaño de la muestra está determinado por $n= 2$ y $k= 5$. En la tabla de factores críticos de las gráficas de control se obtiene $A2= 1.88$, $D3= 0$ y $D4 = 3,267$. Aplicando la ecuación (9) del límite de rango superior se obtiene:

$$LSC_R = D_4R = (3.267) * 12.3 = 40,18$$

En límite inferior de control para el rango se obtiene con la siguiente ecuación (10):

$$LIC_R = D_3R = (0) * 12.3 = 0$$

Se va a observar en la figura 31 que ninguno de los valores de carga absoluta obtenidos sale de los límites de control lo que indica que los valores obtenidos son correctos y no existen errores de causa asignable.

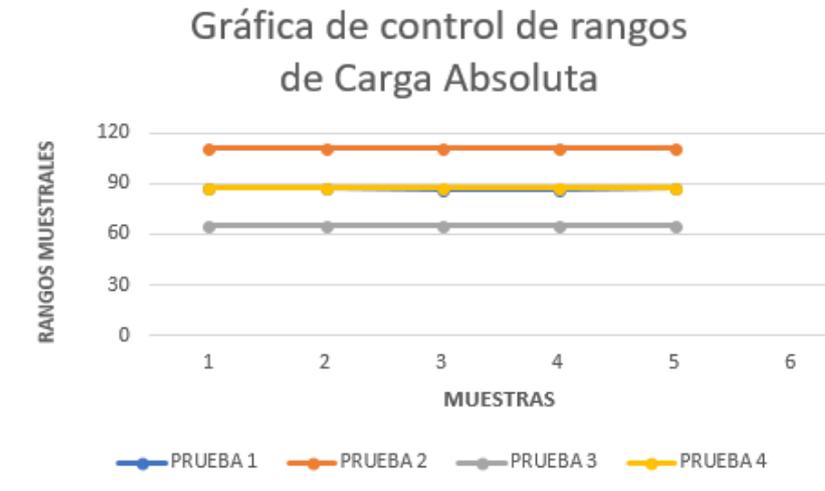


Figura 29. Gráfica de la geometría variable de los alabes

El gráfico de medias se lo realiza de la siguiente manera aplicando la ecuación (5) fórmula:

$$LSCX = X + A2R = 88 + (1.88) * 12.3 = 111,12$$

$$LSCX = X - A2R = 88 - (1.88) * 12.3 = 64,87$$

Se puede observar en el gráfico que todos los valores obtenidos no poseen errores de causa asignable, ya que ninguno de los límites calculados sale de los límites de control, como se puede observar en la figura 32.

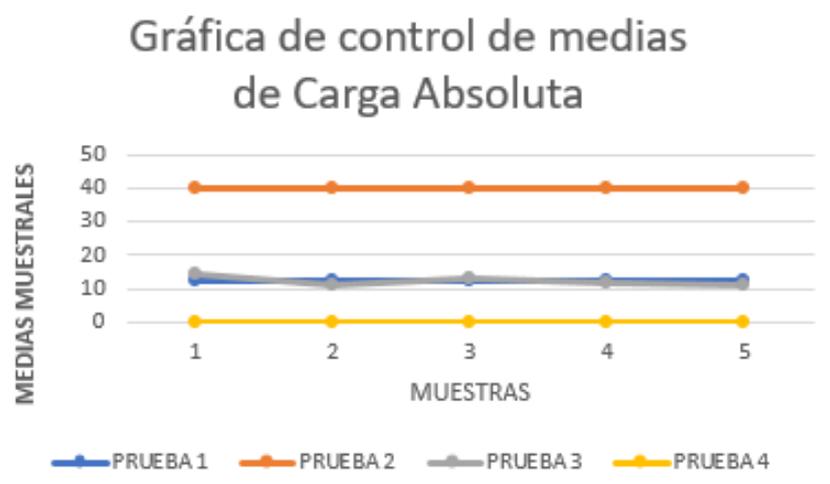


Figura 30. Gráfica de control de medias de la Carga Absoluta

Resultados obtenidos en la prueba ciclo urbano

Para los resultados que se obtendrán en la prueba en ciclo urbano serán los que se indican en la figura 33 y se eligieron los datos señalados debido que son valores estables y se evita la variabilidad de los datos.



Figura 31. Resultados pruebas en ciclo urbano

Se analizarán los resultados en el ciclo para obtener el flujo de aire en el turbocompresor en la prueba se indican en la tabla 7.

Tabla 8

Resultados prueba en ciclo urbano

Tramo	Segundos de medición	Velocidad ideal	Velocidad Promedio	MAF g/s	Geometría variable %	MAP (Kpa)
A	16 AL 22	15	18	692,22	87,552	16,4
B	62 AL 84	32	35,37	502,9	82,024	25,8
C	144 AL 154	50	50,55	424,5	96,03	31,8
D	164 AL 175	35	38,12	651,92	85,626	26,8

Resultados obtenidos en la prueba ciclo carretera

Los resultados que se utilizarán en la prueba en ciclo de carretera serán los que se indican en la figura 34 y se muestran en la tabla 8, debido a que en estos son valores estables y se evita la variabilidad de los datos.

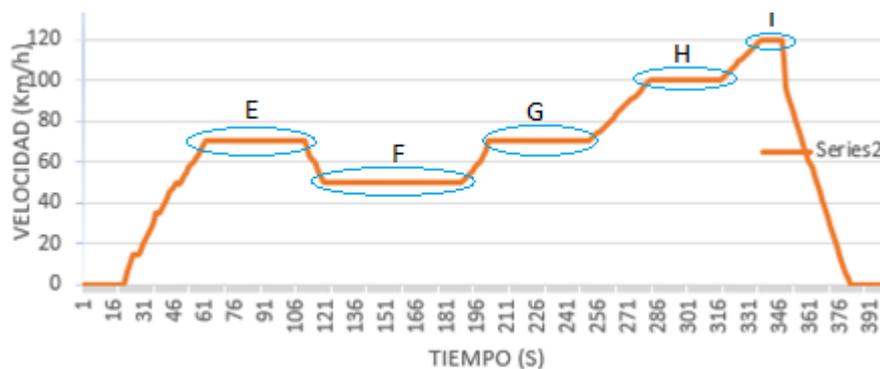


Figura 32. Resultados prueba en ciclo de carretera

Tabla 9

Resultados prueba en ciclo carretera

Tramo	Tiempo (s)	Velocidad	Velocidad	MAF (g/s)	Geometría	MAP (Kpa)
		Ideal (km/h)	Promedio (km/h)		Variable %	
E	62 -110	70	70,38	532,3	82,952	33,6
F	120 – 187	50	51,83	735	69,442	37,4
G	202 – 250	70	71,10	562,5	82,24	30,6
H	287 - 315	100	101,10	958,44	63,204	40,6
I	337 -345	120	119	623,42	55,852	42,2

Simulación Turbocompresor

Para este estudio se obtiene 70953 elementos y 16885 nodos, para el caso de turbo. En la figura 35 se visualiza la cantidad de elementos vs el índice de calidad de malla Skewness, en la misma se observa el porcentaje de elemento entre los valores de 0.88 y 1 son mínimos comparados con los demás elementos generados, por lo cual es aceptable el mallado y se puede continuar con el análisis.

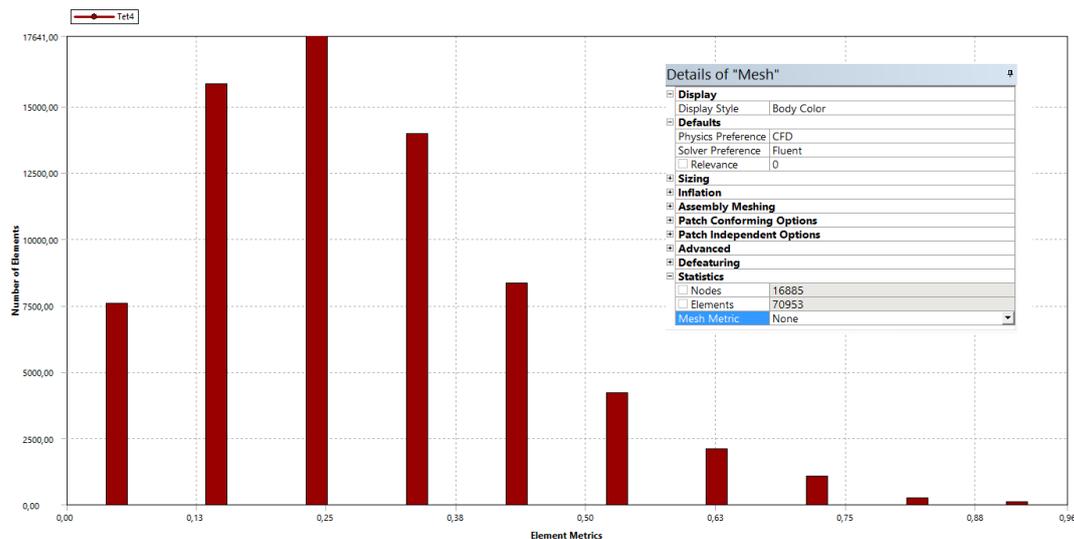


Figura 33. Número de elementos vs Valor en el índice de calidad de malla Skewness

Simulación turbocompresor en carretera y urbano con 10 y 12 alabes.

Análisis de la presión.

Caso 1 Carretera

Como se puede observar en el gráfico se realiza una comparación entre los alabes, existe un margen de diferencia del punto máximo con 55.10%, el trabajo realizado en la presión se efectuó en el alabe de 10 y con un mínimo del 73.72% que actúa una menor presión en el alabe de 10, observar en la figura 36.

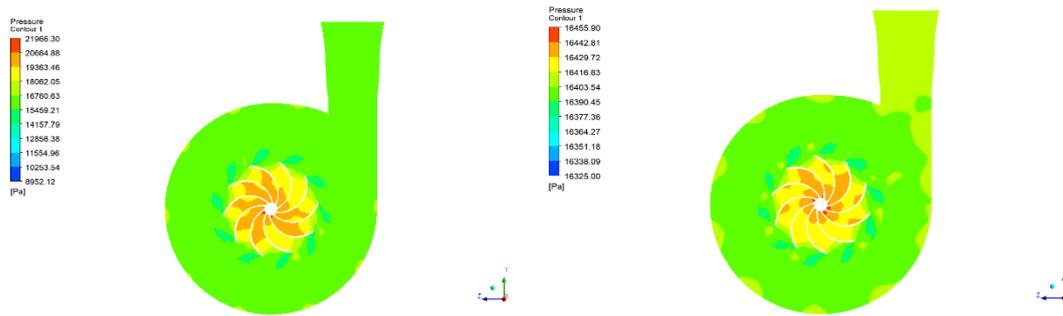


Figura 34. Análisis de presión alabe de 10 y reducción de 10mm de profundidad

Comparación de la presión en el turbo con una máxima del 57.10% de diferencia actuando una mayor presión en el alabe de 12 con reducción de 10mm y una mínima presión del 72.52% existente presión mínima en el alabe de 12 con reducción de 10mm, observe en la figura 37.

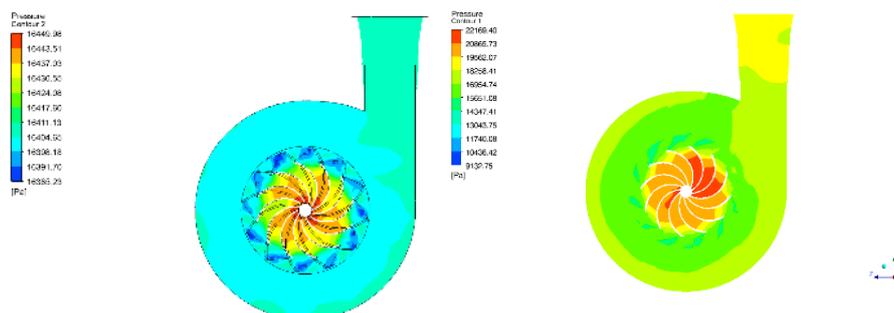


Figura 35. Analizar la presión del alabe de 10 y reducción de 10mm de profundidad

Caso 2.

Existe una diferencia en presiones de máxima que se observe en la simulación con un porcentaje de diferencia del 59.61% con un trabajo mayor en el alabe de 10, una mínima presión de 66.33% que se hace presente en el alabe de 10, como se observa en la figura 38.

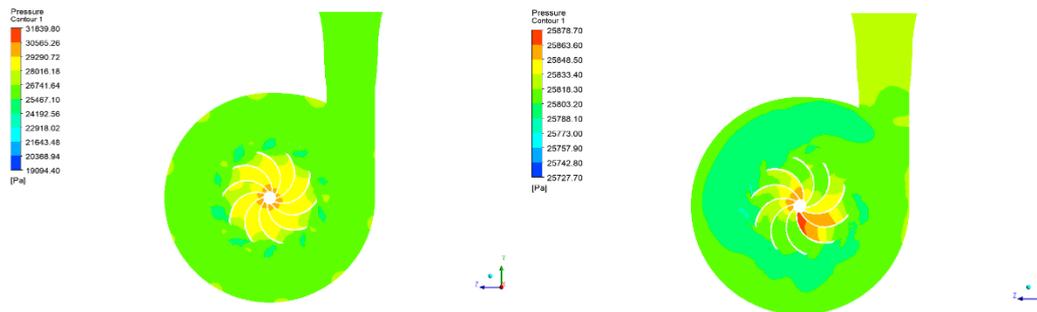


Figura 36. Observar la presión del alabe de 10 y reducción de 10mm de profundidad

El gráfico siguiente se realiza un trabajo de presión entre los alabes de 12 y con una reducción de 10mm de profundidad existe una diferencia en la máxima del 65% con mayor presencia en el alabe de 12, como una mínima presión del 60.16% que actúa en el alabe de 12, figura 39.

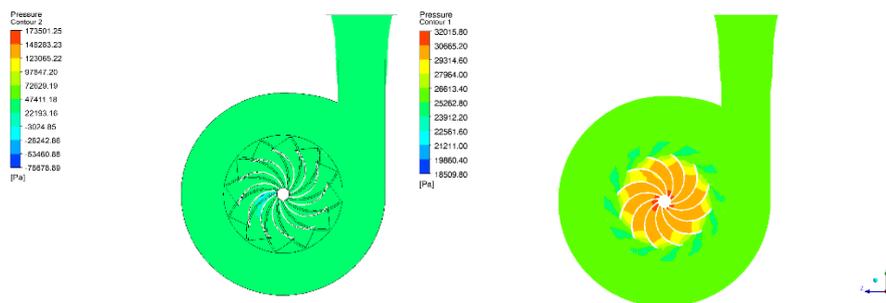


Figura 37. Análisis de presión del alabe de 12 y reducción de 10mm de profundidad

Caso 3. Carretera

Se observa en el gráfico 40 la presión que actúa en los alabes de 10 y con una reducción de 10mm obteniendo los datos con una máxima del 69.35% con un mayor porcentaje en el alabe de 10, y una mínima de 74.28% actuando con un valor alto en el alabe de reducción de 10mm.

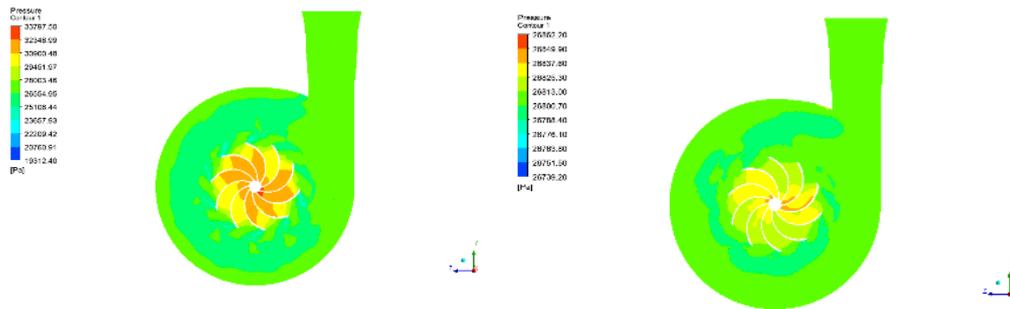


Figura 38. Datos obtenidos con alabes de 10 y reducción de 10mm

Se observa en la figura 41 una diferencia de resultados con un máximo de 70.16% obteniendo en la reducción de 10mm con mayor presión y la mínima de 40.10% con una cantidad alta en el alabe de disminución.

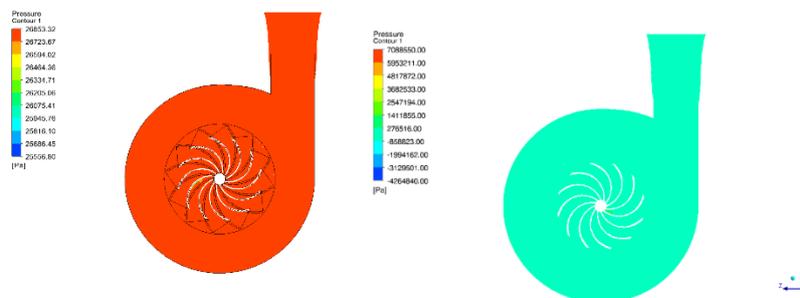


Figura 39. Simulación alabes de 12 y reducción de 10mm

Caso 4. Urbano

Se obtiene los datos en los alabes de 10 y reducción con una máxima de 49.33910 Pa en la simulación de 10 alabes, mínima de 17.74780Pa, en la simulación de reducción de 10mm se obtiene los siguientes datos máxima presión de 33.71590Pa, mínima 33.45010Pa. Observar la figura 42.

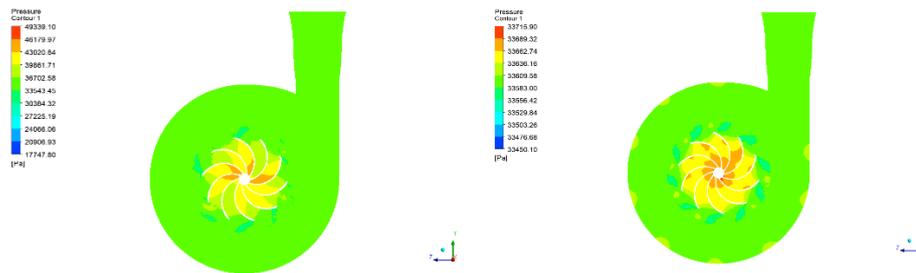


Figura 40. Simulación alabes de 12 y reducción de 10mm

Como se observa en la gráfica 43 tenemos un máximo de 33.70158 Pa, mínima 33.56970Pa estos datos se consiguen en los alabes de 12, en el alabe de 12 con reducción máximo 47.53720 Pa y actuando una mínima de -97.85620Pa.

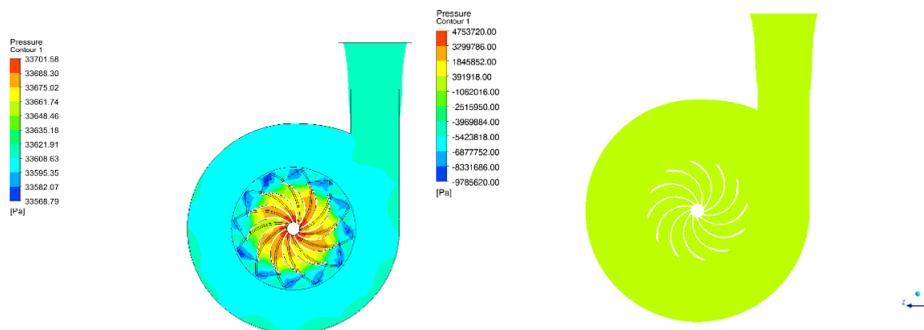


Figura 41. Observar alabes de 12 y reducción de 10mm

Caso 5. Urbano

En la simulación de 10 alabes se consigue un máximo de 45.17010Pa, mínima 26.22960, en la reducción de 10 mm se logra los datos siguientes máximo 37.520Pa, mínima de 37. 28720Pa. Como se mira en la figura 44.

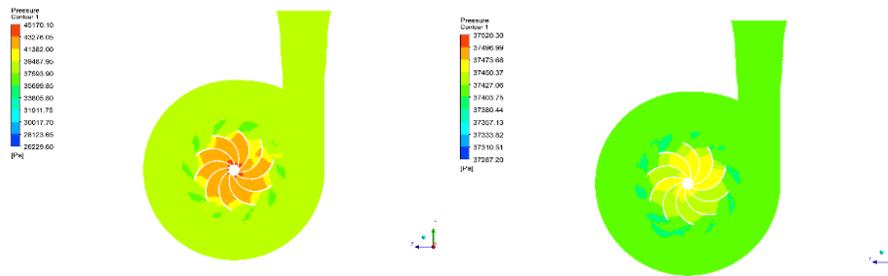


Figura 42. Estudio de alabas de 10 y reducción de 10mm

Se obtienen los datos máximos en los alabas de 12. 3747238Pa, mínima 37.36668Pa y en la reducción de 10mm se consigue máximo 21.4782000Pa, mínimo -43.6056000Pa. Observar la figura 45.

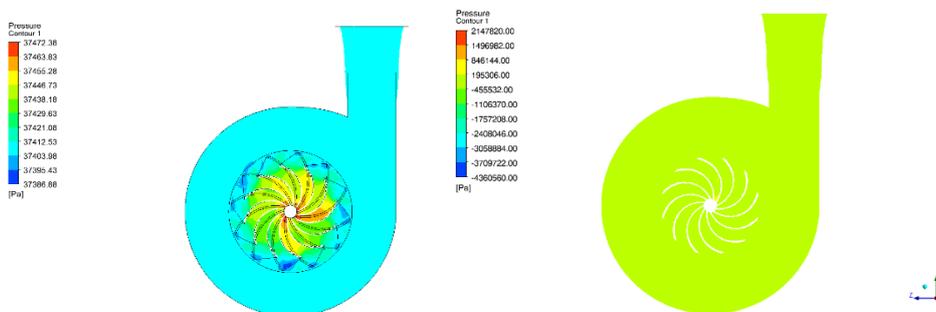


Figura 43. Observar los alabas de 12 y reducción de 10mm

Caso 6. Urbano

En la figura 46 se alcanzó los datos con 10 alabas un máximo de 53.51300Pa y una mínima de 22.61490Pa, para el alabe con disminución de 10mm se obtuvo un máximo de 40.78670Pa, mínima de 40.43060Pa. Turbo con 10 álabes. Turbo con 10 álabes y -10 mm de profundidad.

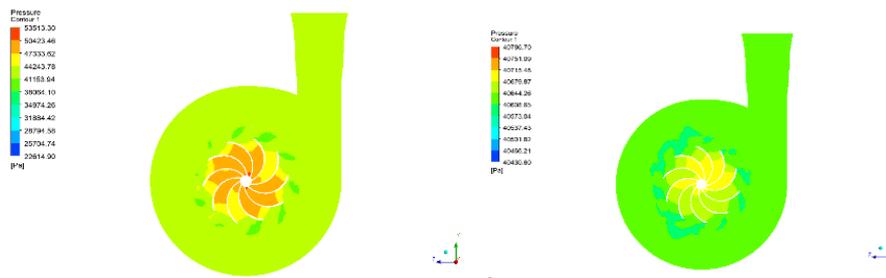


Figura 44. Información de los alabes de 10 y reducción de 10mm

En la simulación siguiente de 12 alabes se consiguió un máximo de 40.70784Pa, mínimo de 40.57836Pa, para la disminución de 10mm un máximo de 56.03650Pa, mínima 26.42190Pa. observar la figura 47.

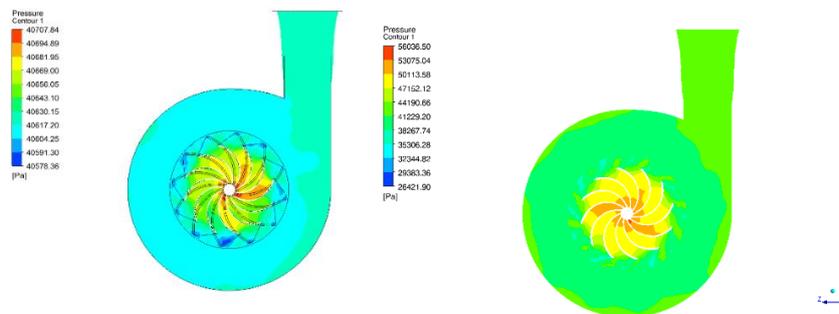


Figura 45. Simulación de 12 alabes y reducción de 10mm

Análisis de la velocidad.

Caso 1. Carretera

Para la simulación de la velocidad con 10 alabes se logró un resultado máximo de 15.400m/s y en la disminución de 10mm se tubo los resultados un máximo de 17.16m/s. tomar atención en la figura 48.

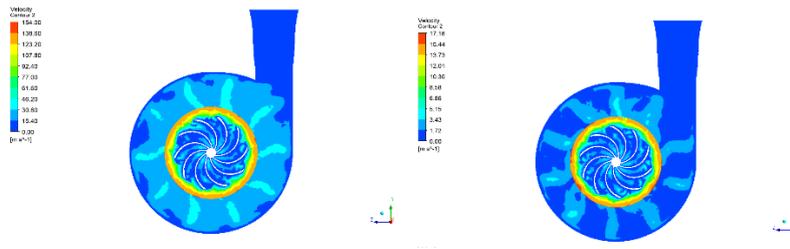


Figura 46. Gráfica de resultados de 10 y reducción de 10mm

La siguiente representación gráfica 49 se tiene un máximo de velocidad en el alabe de 12 15.69m/s, y en la disminución de 10mm un máximo de 14.085m/s.

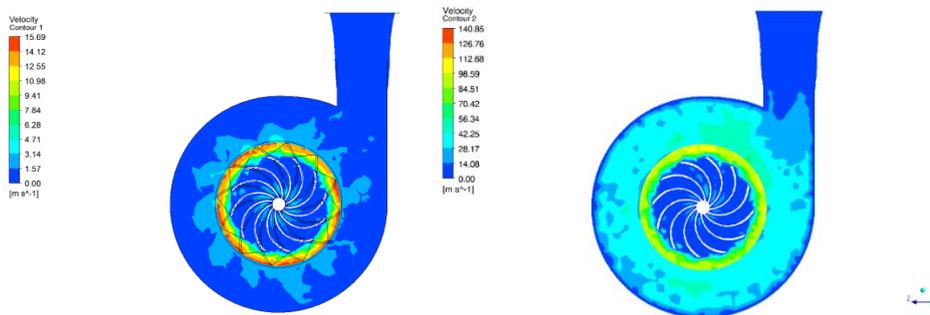


Figura 47. Representación de la simulación de 12 y reducción de 10mm

Caso 2. Carretera

En la siguiente representación gráfica 50 se puede observar en el turbo de 10 alabes una mayor velocidad de 15.777m/s y en los alabes de reducción de 10mm un máximo de 15.25m/s.

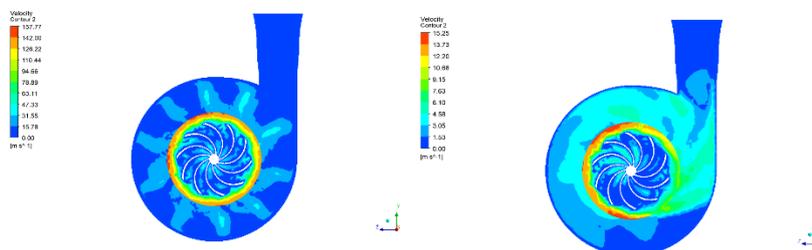


Figura 48. Simulación de 10 alabes y reducción de 10mm

Para la siguiente prueba se observa la figura 51 se consigue una velocidad máxima con 12 alabes de 114.28m/s, para los alabes en reducción de 10mm se logró un máximo de 13.949m/s. Observar grafica 51.

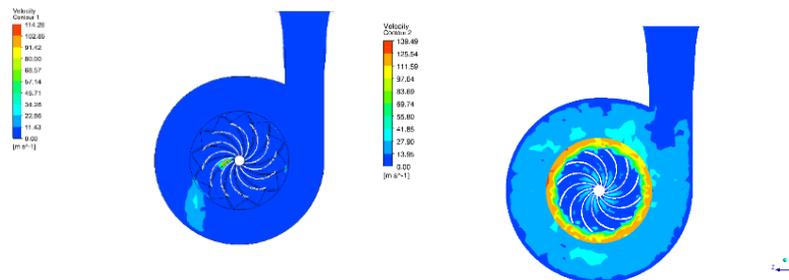


Figura 49. Representación gráfica de la simulación de 12 alabes y reducción de 10mm

Caso 3. Carretera

En el siguiente análisis de la figura 52 se consigue una velocidad máxima con 10 alabes de 15.155m/s, para los alabes en reducción de 10mm se logró un máximo de 16.62m/s.

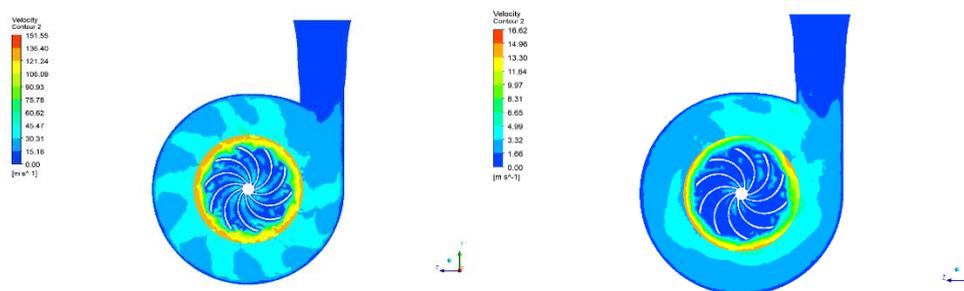


Figura 50. Simulación de 10 alabes y reducción de 10mm

Para el análisis de la velocidad en el turbo de 12 alabes se consigue un máximo 14.82m/s y un máximo en la reducción de 10mm de 63.263m/s. Mirar la gráfica 53.

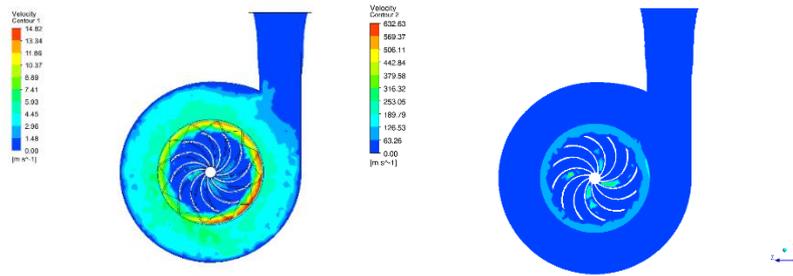


Figura 51. Alabes de 12 y reducción de 10mm

Caso 4. Urbano

Se obtuvo una velocidad máxima con 10 alabes de 23.006m/s, para la disminución de 10mm se consigue una velocidad máxima de 23.90m/s. Observar la gráfica 54.

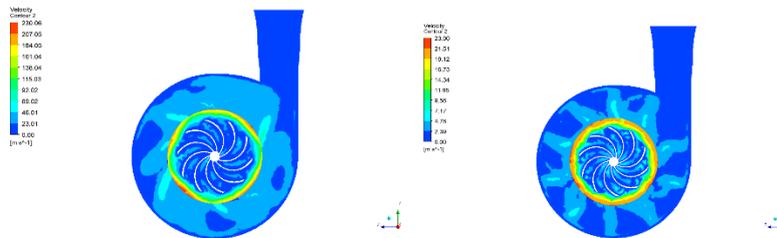


Figura 52. Estudio de alabes de 10 y reducción de 10mm

Para la simulación de 12 alabes se consigue un máximo de 21.59m/s, luego obtenemos un máximo con la reducción de 10mm 41.523m/s. figura 55.

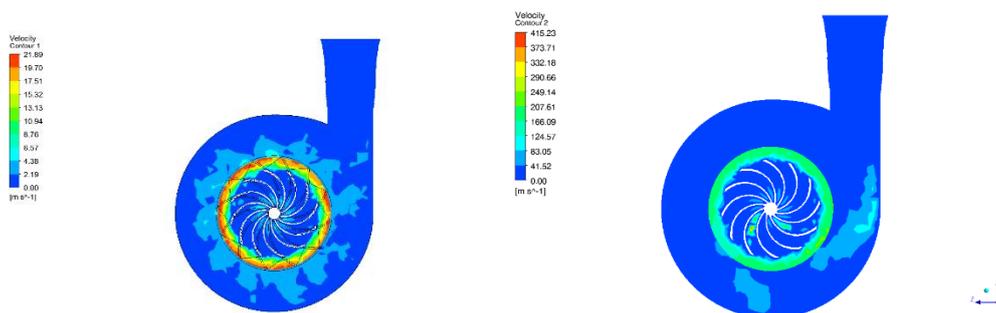


Figura 53. Obtención de datos de la simulación de alabes de 0 y reducción de 10mm

Caso 5. Urbano

Para la representación del turbo se logró una velocidad máxima con 10 alabes de 193.20m/s, un máximo con alabes de reducción de 10mm se consigue 20.45m/s. Mirar la gráfica 56.

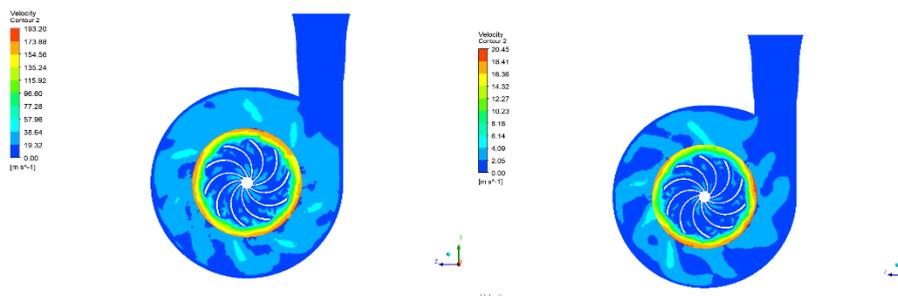


Figura 54. estudio de alabes de 10 y reducción de 10mm

Análisis de resultados de la velocidad con 12 alabes se consigue un máximo de 19.429m/s, para el diseño de reducción se logró una máxima de 49.635m/s. Echar un vistazo la gráfica 57.

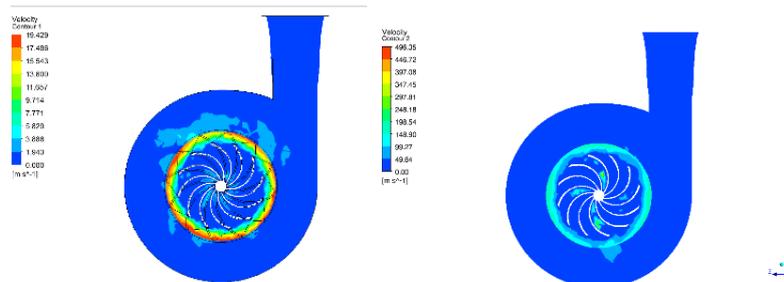


Figura 55. Análisis de alabes de 12 y reducción de 10mm

Caso 6. Urbano

Con un resultado de la velocidad con 10 alabes se tiene un máximo de 23.787m/s con la reducción de 10mm un máximo de 25.19m/s. grafica siguiente 58.

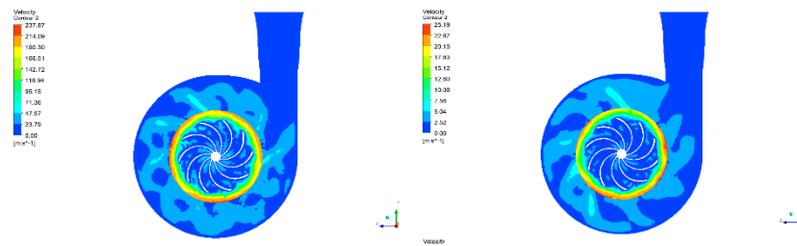


Figura 56. Observación de alabes de 10 y reducción de 10mm

Con el análisis de 12 alabes un máximo de 23.70m/s y en reducción de 10mm un máximo de 22.065m/s. Observar la gráfica 59.

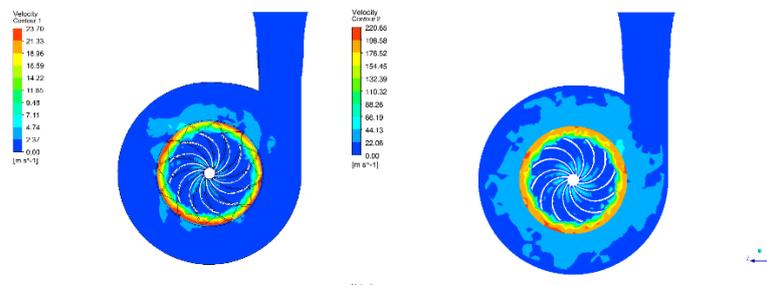


Figura 57. Comparación de alabes de 10 y reducción de 10mm

Análisis de la turbulencia.

Caso 1. Carretera

En la recolección de datos se consigue en el turbo una turbulencia de 10 alabes un máximo de 19.55 y un mínimo de 0.17 con la reducción de 10mm se logró un máximo de 2.40, mínimo de 0.01. figura 60.

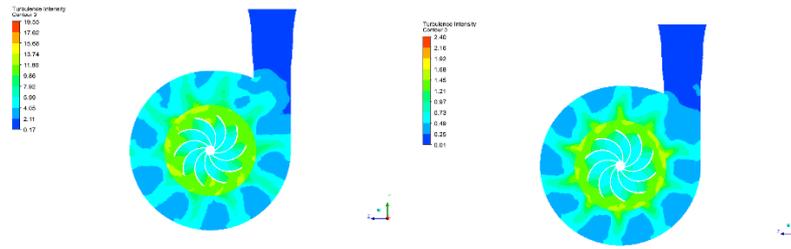


Figura 58. Estudio de turbulencia de alabes 10 y reducción de 10mm

En el estudio siguiente con el diseño de 12 alabes un máximo de 1.85 y mínimo de 0.01, con los alabes en reducción un máximo de 20.426 y mínimo de 0.48. tomar atención figura 61.

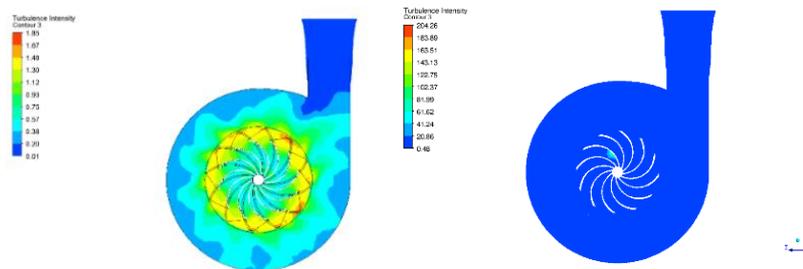


Figura 59. Turbulencia de alabes de 12 y reducción de 10mm

Caso 2. Carretera

En el análisis de 10 alabes en la figura 62 se consiguió una turbulencia máxima de 26.24 y mínima de 0.38 en la reducción de alabes de 10mm un máximo de 3.08 y mínima 0.01.

- a) Turbo con 10 álabes. Turbo con 10 álabes y -10 mm de profundidad.

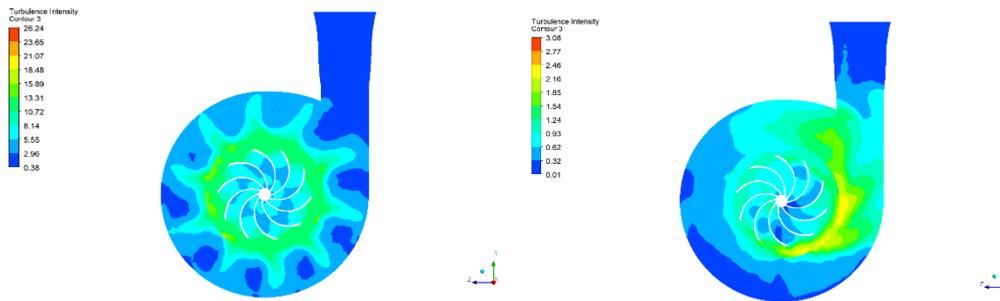


Figura 60. alabas de 10 y reducción de 10mm

En el estudio de 12 alabas en la figura 63 se mira un máximo de turbulencia 10.4167, mínimo 0.01, en el diseño de reducción un máximo de 25.83 y un mínimo de 0.25.

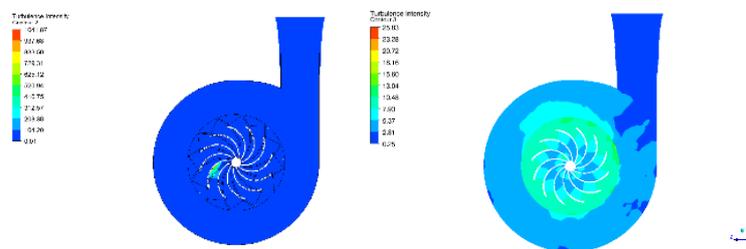


Figura 61. Turbulencia con el diseño de 12 y reducción de 10mm

Caso 3. Carretera

Para la turbulencia con 10 alabas se observa la figura 64 un máximo de 23.31 y mínima de 0.21, con el reajuste se consigue un máximo de 2.85 y mínimo de 0.01.

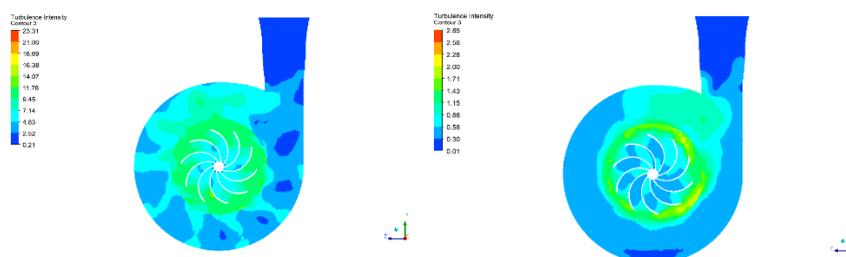


Figura 62. Obtención de resultados con el diseño de 10 y reducción de 10mm

La turbulencia que actúa en el turbo de 12 alabas se analiza la figura 65 se consigue un máximo de 82.57 y un mínimo de 0.02, en los alabas con disminución se obtiene un máximo de 15.4501 un mínimo de 1.04.

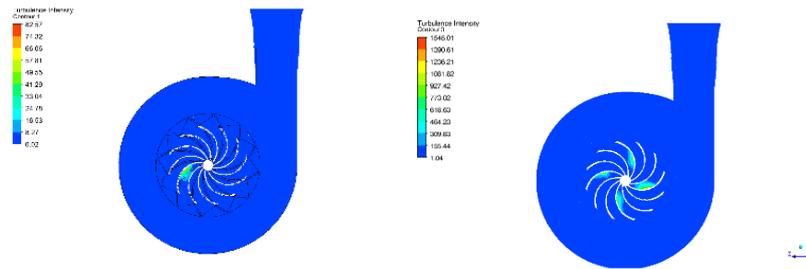


Figura 63. Resultados de la simulación con 12 alabes y reducción de 10mm

Caso 4. Urbano

Para este caso con el diseño de 10 alabes se analiza la figura 66 consigue un máximo de 37.41, mínimo 0,36, con el reajuste de 10mm un máximo de 3.40 un mínimo 0.01.

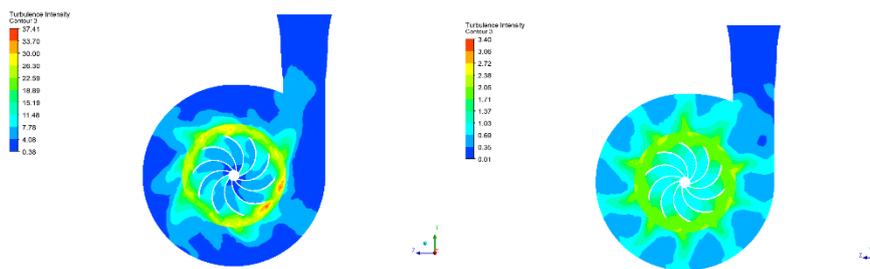


Figura 64. Simulación con 12 alabes y reducción de 10mm

En el análisis de la figura 67 con 12 alabes un máximo de 2.71, mínimo 0.01, con la disminución de 10mm un máximo de 8654.03 un mínimo 0,15.

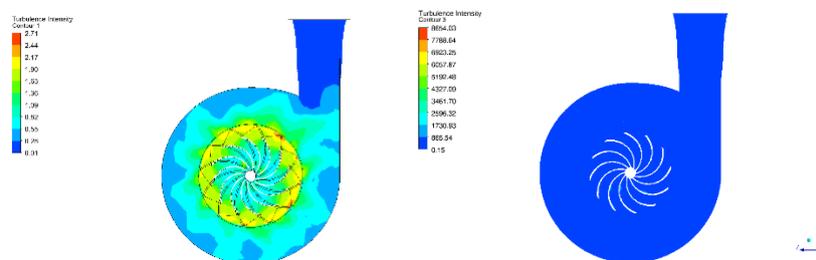


Figura 65. Observación con 12 alabes y reducción de 10mm

Caso 5. Urbano

En el estudio realizado con 10 alabes de la figura 68 se logró un máximo de 23.15 y mínimo de 0.20, en la reducción de 10mm un máximo de 2.68 y mínimo de 0.02.

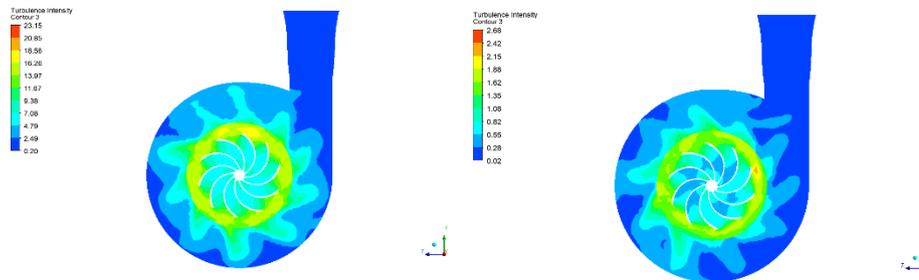


Figura 66. Resultados del diseño con 10 alabes y reducción de 10mm

En la simulación de alabes de 12 como se observa en la figura 69 se consiguió un máximo de 1.971 y mínimo 0.017 en el reajuste de 10mm se obtiene un máximo de 63.0928 y mínimo de 0.57.

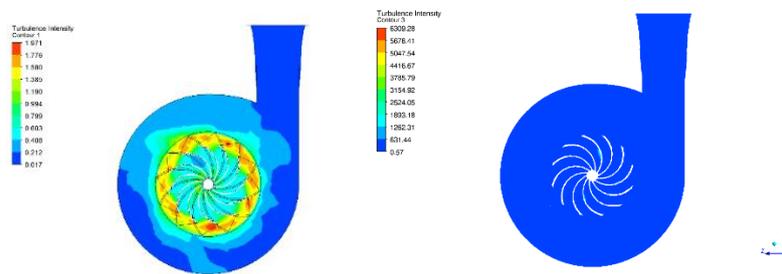


Figura 67. Diseño con 10 alabes y reducción de 10mm

Caso 6. Urbano

Con un resultado en los alabes de 10 como muestra la figura 70 un máximo de 77.42 y mínimo de 0.04 en la reducción de 10mm un máximo de 3.20 y mínimo de 0.02.

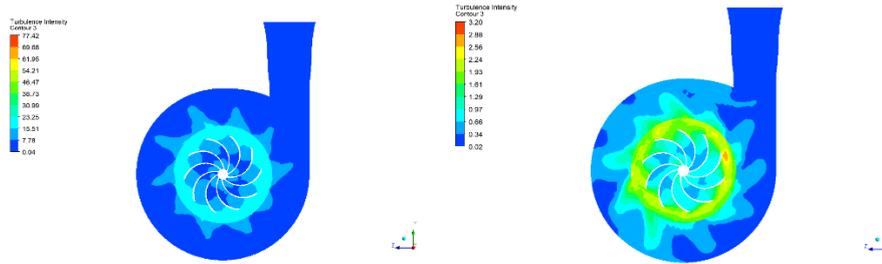


Figura 68. Estudio de 10 alabes y reducción de 10mm

Para el análisis con 12 alabes en la figura 71 se consigue un máximo de 2.39 y mínimo de 0.02 con el reajuste de 10mm un máximo de 15.777 mínimo de 0.34.

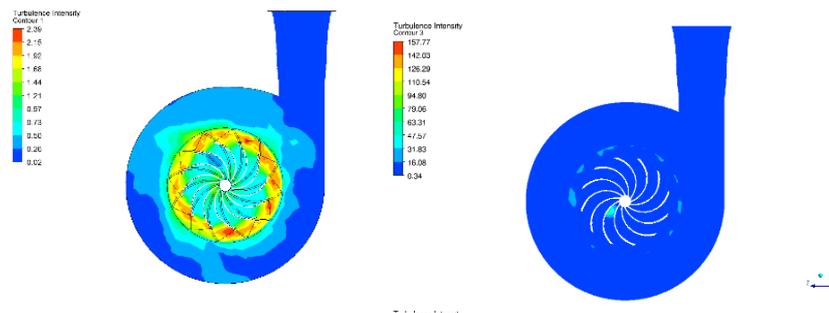


Figura 69. Estudio de 12 alabes y reducción de 10mm

Tabla 10

Resultados de la simulación velocidad, presión y turbulencia con alabes de 8,10, 12 alabes con reducción de 10mm

TURBO CON 8						
Caso	rpm	V. Entrada m/s	P. salida KPa	Velocidad de Cal. m/s	Presión Cal. KPa	Turbulencia Cal.
1	4400	0.28	16.4	17.71	16.45	2.2
2	4200	0.21	25.8	14.45	25.8725	10.03
3	4500	0.27	26.8	15.11	26.8764	2.76
4	6200	0.22	33.6	24.80	33.7157	3.09
5	5200	0.3	37.4	20.42	37.5519	2.91
6	6400	0.4	40.6	25.09	40.8379	3.6

TURBO CON 8 -10 mm						
Caso	rpm	V entrada m/s	P salida kpa	Velocidad cal. m/s	Presión cal. kpa	Inter turbulencia cal.
1	4400	0.28	16.4	17.45	16.453	2.25
2	4200	0.21	25.8	15.63	25.8753	3.37
3	4500	0.27	26.8	16.40	26.8711	3.35
4	6200	0.22	33.6	24.53	33.7094	3.41
5	5200	0.3	37.4	20.78	37.4945	2.49
6	6400	0.4	40.6	25.59	40.7499	3.33

TURBO CON 10						
Caso	rpm	V entrada m/s	P salida kpa	Velocidad cal. m/s	Presión cal. kpa	Inter turbulencia cal.
1	4400	0.28	16.4	15.4	21.96	2.40
2	4200	0.21	25.8	15.777	31.83	26.24
3	4500	0.27	26.8	15.155	33.79	23.31
4	6200	0.22	33.6	23.006	49.33	37.41
5	5200	0.3	37.4	19.320	45.17	23.15
6	6400	0.4	40.6	23.787	53.51	77.42

TURBO CON 10 -10 mm						
Caso	rpm	V entrada m/s	P salida kpa	Velocidad cal. m/s	Presión cal. kpa	Inter turbulencia cal.
1	4400	0.28	16.4	17.16	16.45	19.55
2	4200	0.21	25.8	15.25	25.87	3.08
3	4500	0.27	26.8	16.62	26.86	2.85
4	6200	0.22	33.6	23.90	33.716	3.40
5	5200	0.3	37.4	20.45	37.52	2.68
6	6400	0.4	40.6	25.19	40.78	3.20

TURBO CON 12						
Caso	rpm	V entrada m/s	P salida kpa	Velocidad cal. m/s	Presión cal. kpa	Inter turbulencia cal.
1	4400	0.28	16.4	15.69	16.45	1.85
2	4200	0.21	25.8	11.428	17.35	10.41
3	4500	0.27	26.8	14.82	26.85	82.57
4	6200	0.22	33.6	21.89	33.71	2.71
5	5200	0.3	37.4	19.42	37.47	1.97
6	6400	0.4	40.6	23.70	40.74	2.39

TURBO CON 12 -10 mm						
Caso	rpm	V entrada m/s	P salida kpa	Velocidad cal. m/s	Presión cal. kpa	Inter turbulencia cal.
1	4400	0.28	16.4	14.085	22.17	20.426
2	4200	0.21	25.8	13.949	32.016	25.83
3	4500	0.27	26.8	63.26	70.88	15.45
4	6200	0.22	33.6	41.523	47.53	86.54
5	5200	0.3	37.4	49.635	21.47	63.09
6	6400	0.4	40.6	22.085	56.03	15.777

Discusión de resultados

Se debe considerar que se analizara el diseño del turbo original que se le representara con la letra (a), el turbo con 8 alabes con reducción de 10mm con la letra (b), el turbo con 10 alabes, se va a representar con la letra (c), el turbo con 10 alabes con reducción de 10mm se simbolizara con la letra (d), el turbo de 12 alabes se figurara con la letra (e) y el turbo de 12 con reducción de 10mm en los alabes con la letra (f). En la tabla 10 se indica la designación con la que se van a identificar las distintas propuestas.

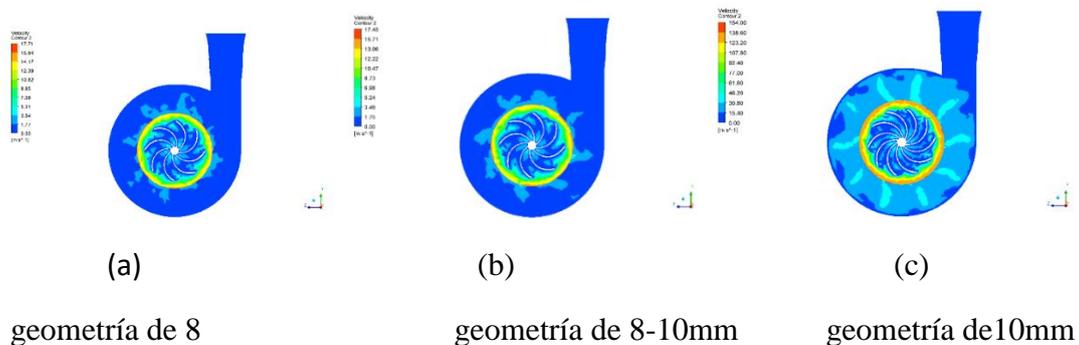
Tabla 11

Designación al turbo con diferentes diámetros en alabes

Denominación	Descripción	Numero de alabes	Medida del Alabe
(a)	Turbo original	8	33mm
(b)	Turbo 1	8	23mm
(c)	Turbo 2	10	33mm
(d)	Turbo 3	10	23mm
(e)	Turbo 4	12	33mm
(f)	Turbo 5	12	23mm

Análisis con velocidad de 15 km/h

En la figura 72 se puede observar la simulación de la velocidad de entrada del aire de admisión con las diferentes variaciones propuestas para el estudio y considerando donde se produce la mayor velocidad que en este caso corresponde a la geometría original (a) con un valor de 17.71m/s lo que influye en el turbo la potencia del motor.



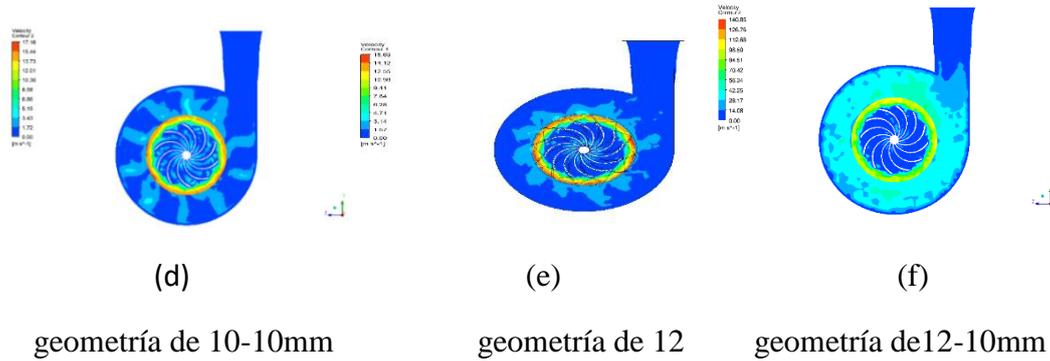


Figura 70. Estudio de velocidad 15Km/h en urbano

Para el análisis de la gráfica 73 se considera los valores de la tabla numero 10 donde se obtiene una máxima de 17.71m/s en (a) en urbano. Como se observa obtenemos un máximo en (a) que corresponde al original en comparación con la reducción del alabe (b) existe un margen del 1.47%, para (c) existe un rango de diferencia del 13.05%, para el alabe (d) existe un 3.11%, con el (e) obtiene un 11.41%, para la reducción de (f) un 20.47%. El turbo que es aconsejable para esta velocidad es el turbo original y el turbo que no estaría recomendable el (e).

Tabla 12

Representación de la velocidad máxima y mínima en 15km/h urbano

Turbo	original	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo	17.71m/s	17.45m/s	15.40m/s	17.16m/s	15.69m/s	14.085m/s

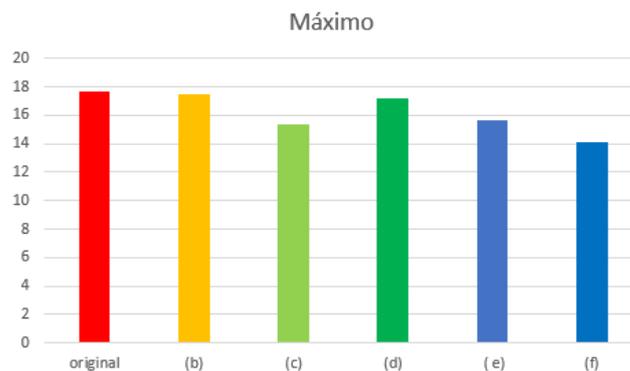


Figura 71. Análisis de velocidad en 15km/h

Análisis con velocidad de 32km/h

Como se observa la figura 74 se obtiene la simulación de la velocidad de entrada del aire con las diferentes variaciones presentadas para el estudio y considerando donde se produce la mayor velocidad que en este caso corresponde al alabe de (c) con un valor de 15.777m/s se puede evidenciar el aumento de la velocidad en 91.58% con el alabe original lo que influye en el ahorro de combustible.

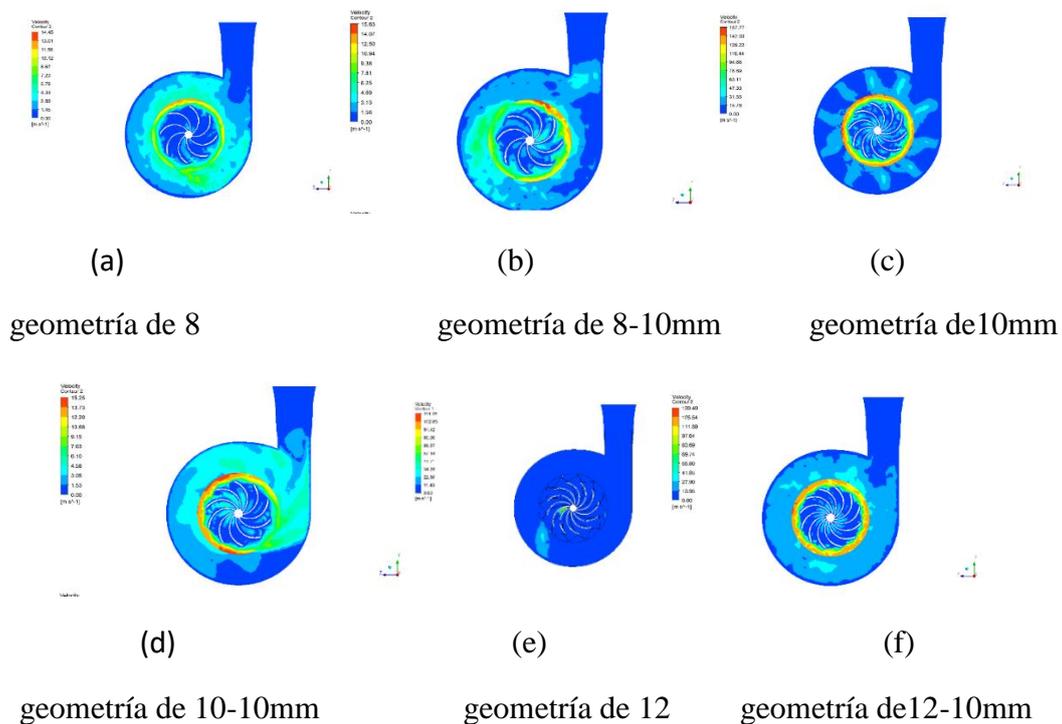
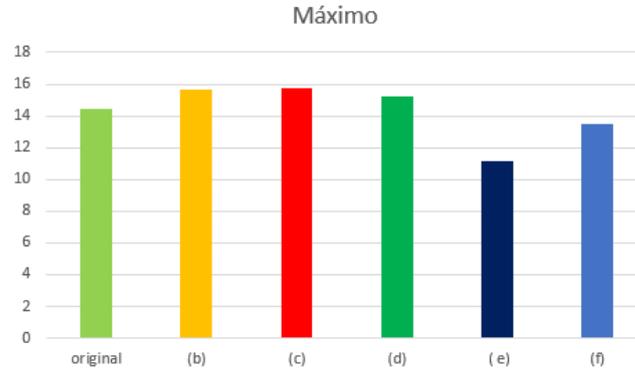


Figura 72. Estudio de la velocidad 32kmh en urbano

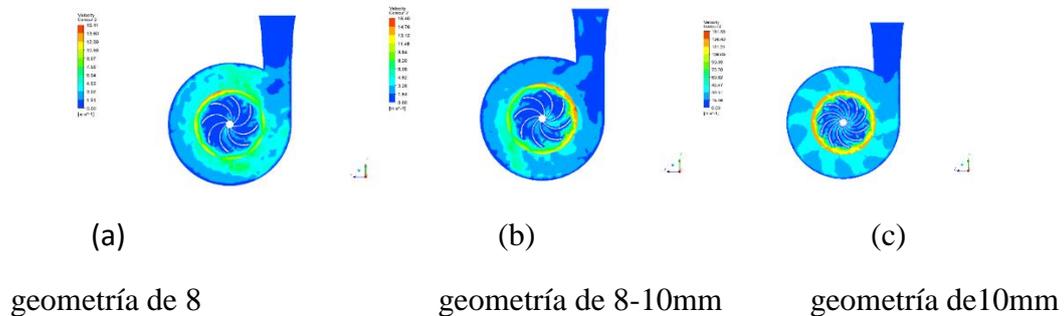
En el estudio de la gráfica 75 se obtiene una máxima de 15.777m/s en alabe de (c) en urbano. Al mirar hay un máximo en el alabe (c) en comparación con el original concurre un porcentaje de 8.42%, en comparación con la geométrica del alabe (b) existe un 0,94%, con el alabe (d) una diferencia de 3.35%, para el alabe (e) se obtiene un 29.52%, en la reducción de alabe (f). El turbo que es aconsejable para esta velocidad es el turbo de (c) y el turbo que no estaría recomendable es el (e).

Tabla 13*Análisis de resultados velocidad de 32km/h*

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo	14.45m/s	15.63m/s	15.777m/s	15.25m/s	11.12m/s	13.49m/s

*Figura 73. Comparación de resultados obtenidos de la simulación en velocidad de 32km/h***Análisis con velocidad de 35 Km/h**

Como se puede observar en la figura 76 obtenemos resultados de la simulación de la velocidad de entrada del aire con las diferentes variaciones expuestas para el estudio y considerando donde se produce la mayor velocidad que en este caso corresponde a la variación de geometría del alabe (f) con un valor de 63.263m/s que en comparación con la geometría original que tiene un valor de 15.11m/s se puede evidenciar el aumento de la velocidad en 76.12 % lo que se aprovecha de mejor manera la potencia calorífica del combustible.



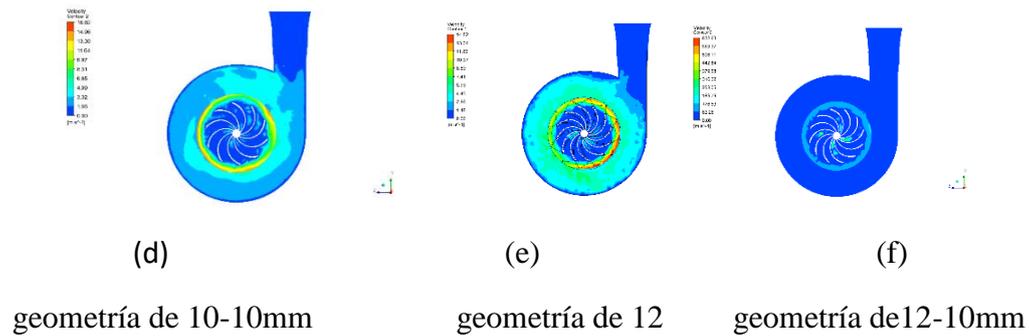


Figura 74. Estudio de velocidad 35km/h en urbano

Al observar el gráfico 77 se considera una máxima de 63.263m/s en alabe (f) desarrollado en urbano. Como un máximo en el (f), en un balance con el original concurre un porcentaje de 76.12%, para la comparación con la geométrica del alabe (b) existe un 74.08%, y con el alabe (c) 75.42% para el alabe (d) una diferencia de 73.73%, para los alabes (e) se obtiene un 76.57%. El turbo que es aconsejable para esta velocidad es el turbo (f) y el turbo que no estaría recomendable el (e).

Tabla 14

Análisis de resultados de la velocidad en 35km/h en urbano

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo	15.11m/s	16.40m/s	15.55m/s	16.62m/s	14.82m/s	63.263m/s

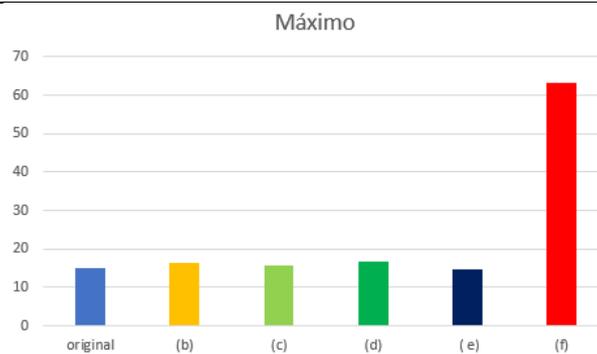


Figura 75. Resultados de la velocidad en 35km/h en urbano

Análisis con velocidad de 70 Km/h

Para la figura 78 Se realiza un estudio sobre la velocidad de entrada del aire de admisión con las variaciones propuestas para el estudio y considerando donde se produce la mayor velocidad que en este caso corresponde a la variación de geometría (f) con un valor de 63.263m/s que en comparación con la geometría original que tiene un valor de 24.80m/s se puede evidenciar el aumento de la velocidad en 75.2% lo que influye en el combustible una combinación de mezcla pobre de 30 partes de aire y 1 de combustible.

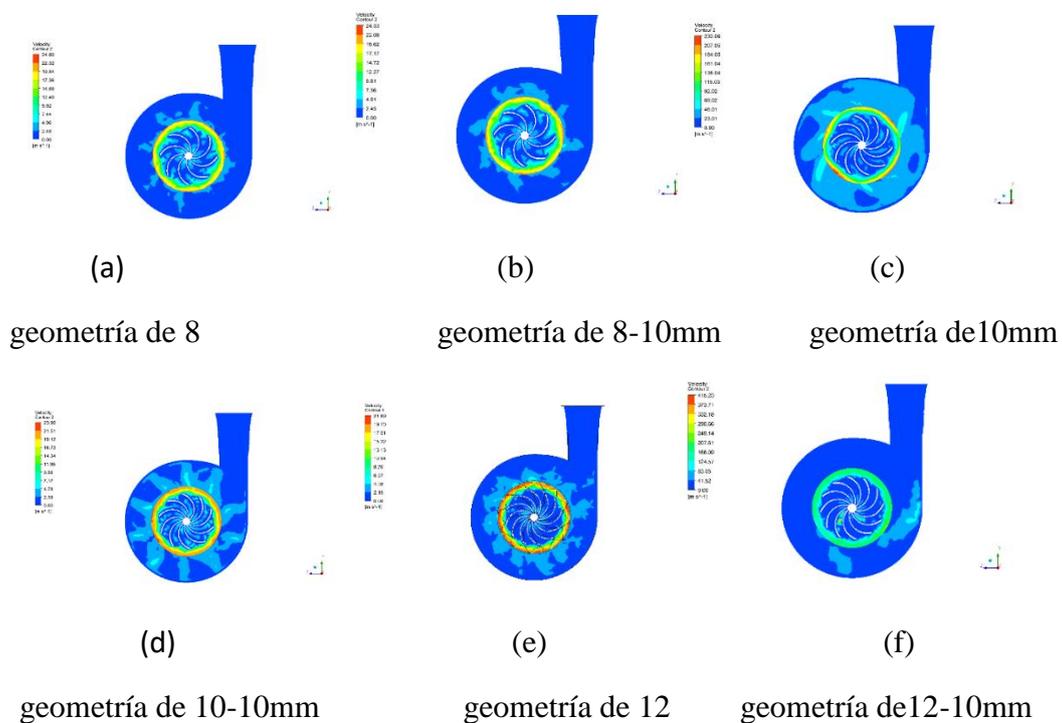
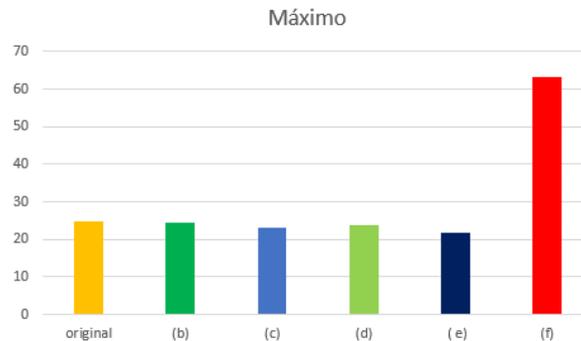


Figura 76. Análisis de velocidad 70km/h en carretera

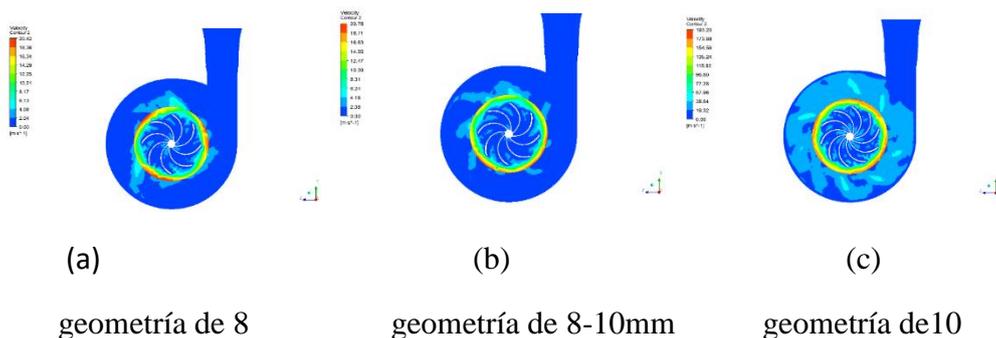
Como se puede mirar al gráfico 79 se considera una máxima velocidad de 63.263m/s en alabe (f) desarrollado en urbano. En comparación con el turbo original existe un porcentaje de 60.8%, para la comparación con la geométrica del alabe (b) existe un 61.23%, y con el alabe (c) 63.64%, para el alabe (d) una diferencia de 62.22%, para el alabe (e) se obtiene un 65.4%. Para los resultados obtenidos se aconseja utilizar el rediseño de la turbina (f), la menor opción sería la (e).

Tabla 15*Estudio de la velocidad con 70km/h en carretera*

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo	24.80m/s	24.53m/s	23.006m/s	23.90m/s	21.89m/s	63.263m/s

*Figura 77. Análisis de la velocidad con 70km/h en carretera***Análisis con velocidad de 50 Km/h**

Como se observa en la figura 80 la simulación de la velocidad de entrada del aire con las distintas variaciones propuestas para el estudio, considerando donde se produce la mayor velocidad que en este caso corresponde al alabe (f) con un valor de 49.636m/s que en comparación con la geometría original se obtiene un valor de 20.42m/s se puede demostrar el aumento de la velocidad en un 58.87% lo que influye en la potencia del motor.



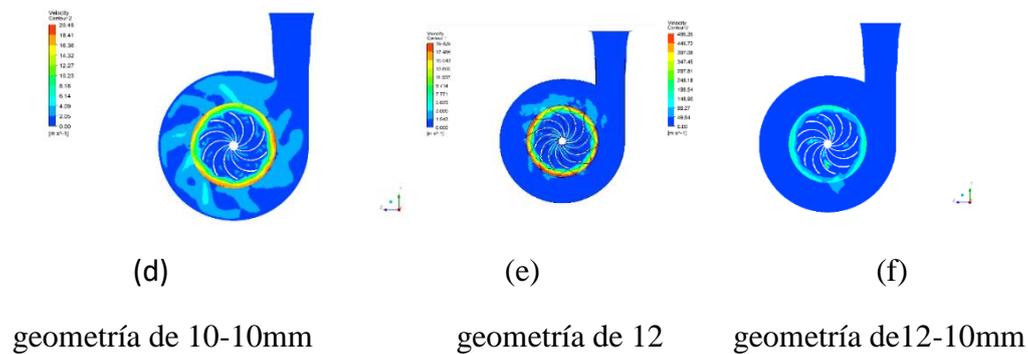


Figura 78. Estudio de la velocidad 50km/h en carretera

Al mirar la gráfica 81 se observa una máxima velocidad de 49.636m/s en alabe (f) desarrollado en urbano. Para efectuar el balance con el original de 8 alabes existe un porcentaje de 58.87%, para la comparación con la geométrica del turbo (b) existe un 58.14%, y con el alabe (c) 61.08% para la reducción del alabe (d) una diferencia de 58.81%, para los alabes (e) se obtiene un 60.86%. Se propone el turbo con el rediseño de los alabes (f), como la opción menos probable será el alabe (e).

Tabla 16

Análisis de resultados de la velocidad 50km/h en carretera

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo	20.42m/s	20.78m/s	19.320m/s	20.45m/s	19.43m/s	49.636m/s

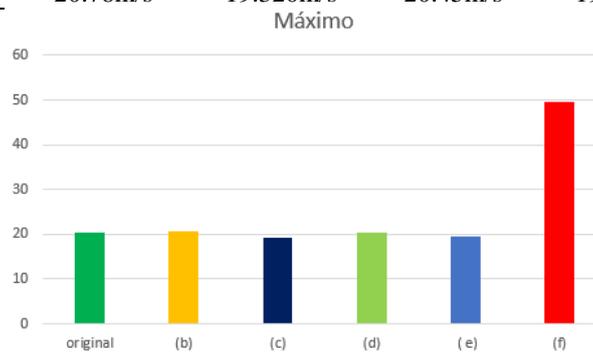


Figura 79. Observar la gráfica de resultados en la velocidad de 50km/h en carretera

Análisis con velocidad de 100 Km/h

Para el estudio de la figura 82 la velocidad de entrada del aire con las variaciones propuestas para el estudio, considerando donde se produce la mayor velocidad que en este caso corresponde a la variación de geometría del alabe (b) un valor de 25.59m/s que en comparación con la geometría original se obtiene un valor de 25.09m/s se puede demostrar el aumento de la velocidad en un 1.96% lo que aprovecha de mejor manera la potencia calorífica del combustible.

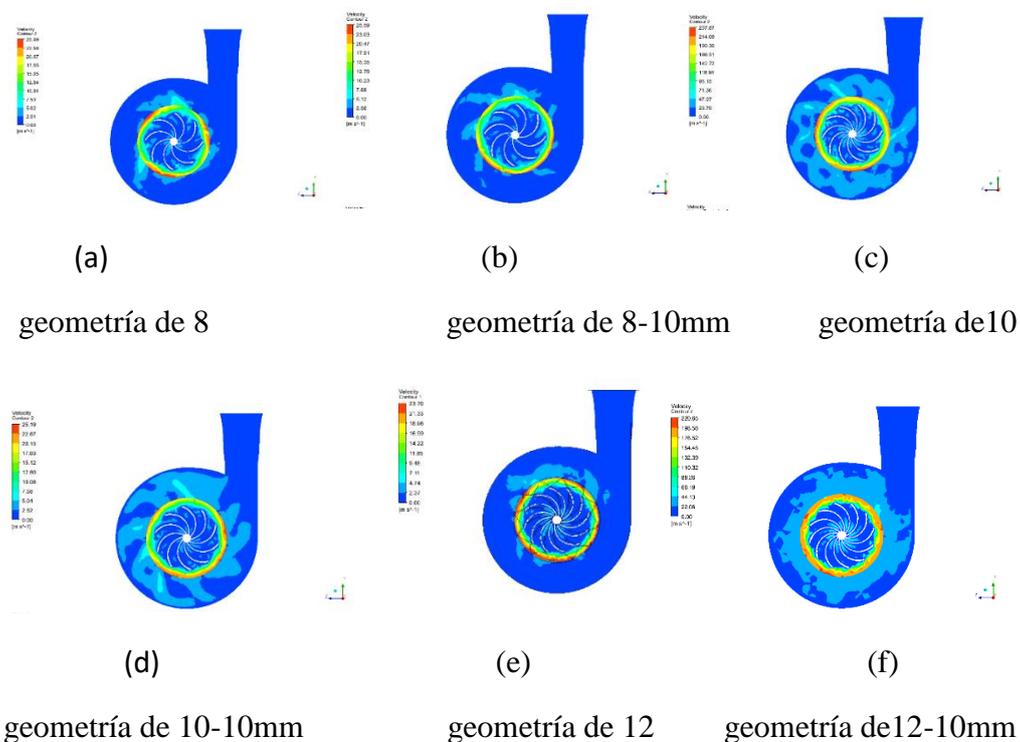
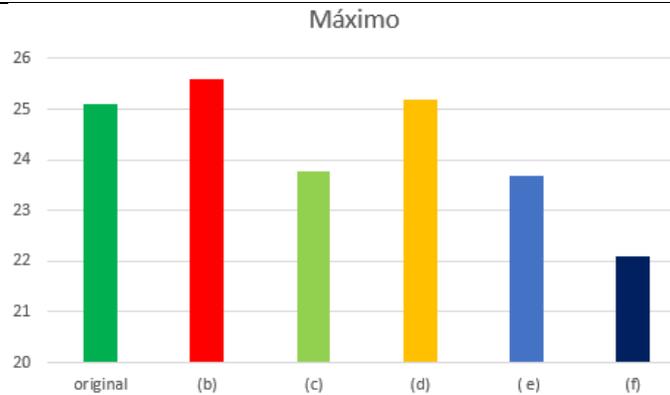


Figura 80. Observación del gráfico de velocidad 100km/h en carretera

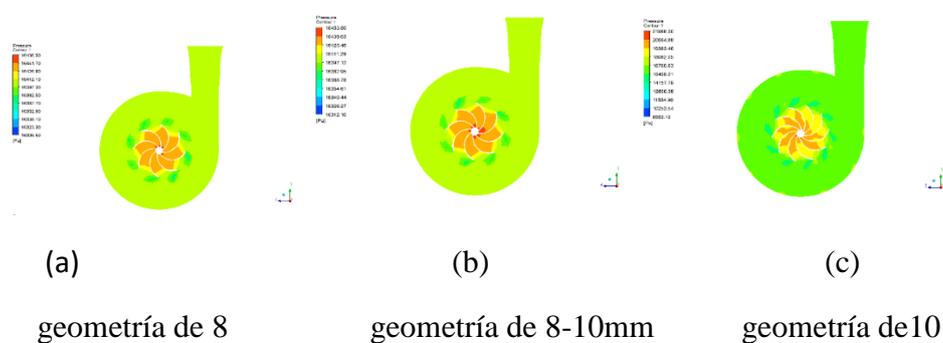
Como se observa la gráfica 83 una máxima velocidad de 25.59m/s en alabe (b) desarrollado en urbano. Al realizar un balance con el turbo original existe un porcentaje de 1.96%, para la comparación con el turbo (c) corresponde un 7.48%, y con el alabe de (d) 1.57% para el alabe (e) un 7.39%, para los alabes (f) se obtiene un 13.7%. Para la selección adecuada del turbo (b), la menor selección que se sugiere sería el alabe (e).

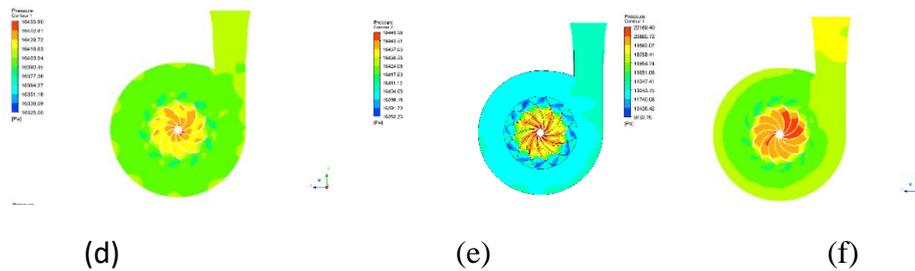
Tabla 17*Comparación de resultados con velocidad 100km/h en carretera*

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo	25.09m/s	25.59m/s	23.787m/s	25.19m/s	23.70m/s	22.085m/s

*Figura 81. Estudio de resultados con velocidad 100km/h***Análisis de presión con velocidad de 15 Km/h**

Para el análisis se observa la figura 84 obtenemos datos de la simulación en la presión de salida del aire existiendo las diferentes variaciones que se propone para el estudio se hace referencia donde se produce la mayor presión que en este caso corresponde a la variación de geometría de alabes (f) con un valor de 22.17Kpa que en comparación con la geometría original que tiene un valor de 16.45Kpa se puede evidenciar un aumento de la presión en 85.81% al obtener una presión alta entrada a los cilindros con lo que se tiene un llenado de los mismo que permiten mejorar el rendimiento mecánico al motor de combustión interna.





geometría de 10-10mm

geometría de 12

geometría de 12-10mm

Figura 82. Investigación de presión en velocidad 15km/h urbano

En el análisis realizado en esta simulación como se presenta en la figura 85 se presta atención una presión alta de 22.17 Kpa se halló en el alabe (f). Al observar la gráfica una máxima presión en el alabe (f), en una comparación con el turbo original existe un porcentaje de 25.81%, para la comparación con la geométrica el alabe (b) corresponde un 25.79%, y con el alabe (c) un 0.95%, para la geometría variable del alabe (d) 25.81%, el alabe (e) un 61.78%. Para la selección adecuada del turbo es el alabe (f), la menor selección que se sugiere sería la del alabe (b).

Tabla 18

Presión de velocidad con 15km/h urbano

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo P.	16.45Kpa	16.453Kpa	21.96Kpa	16.45Kpa	18.45Kpa	22.17Kpa

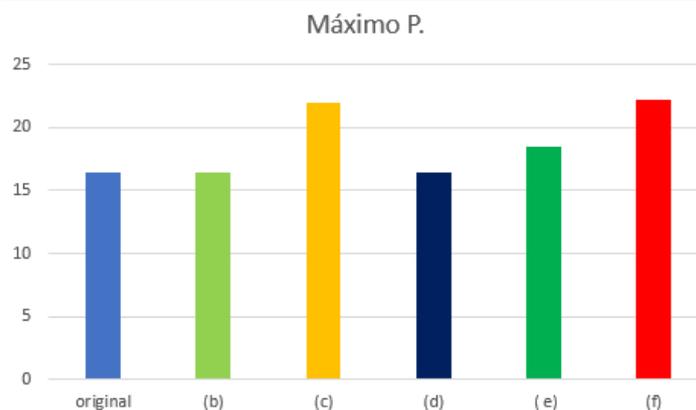


Figura 83. Análisis de la presión en velocidad con 15km/h urbano

Análisis de presión con velocidad de 32Km/h

Al analizar la figura 86 Se considera los datos obtenidos de la simulación en la presión de salida existiendo las diferentes variaciones que se propone para el estudio se hace referencia donde se produce la mayor presión que en este caso corresponde a la variación de geometría al alabe (f) un valor de 32.016Kpa que en comparación con la geometría original que tiene un valor de 25.8725Kpa se puede evidenciar un aumento de la presión en 19.19% Con una presión alta se va ver reflejado una mayor potencia del motor considerando la temperatura del motor.

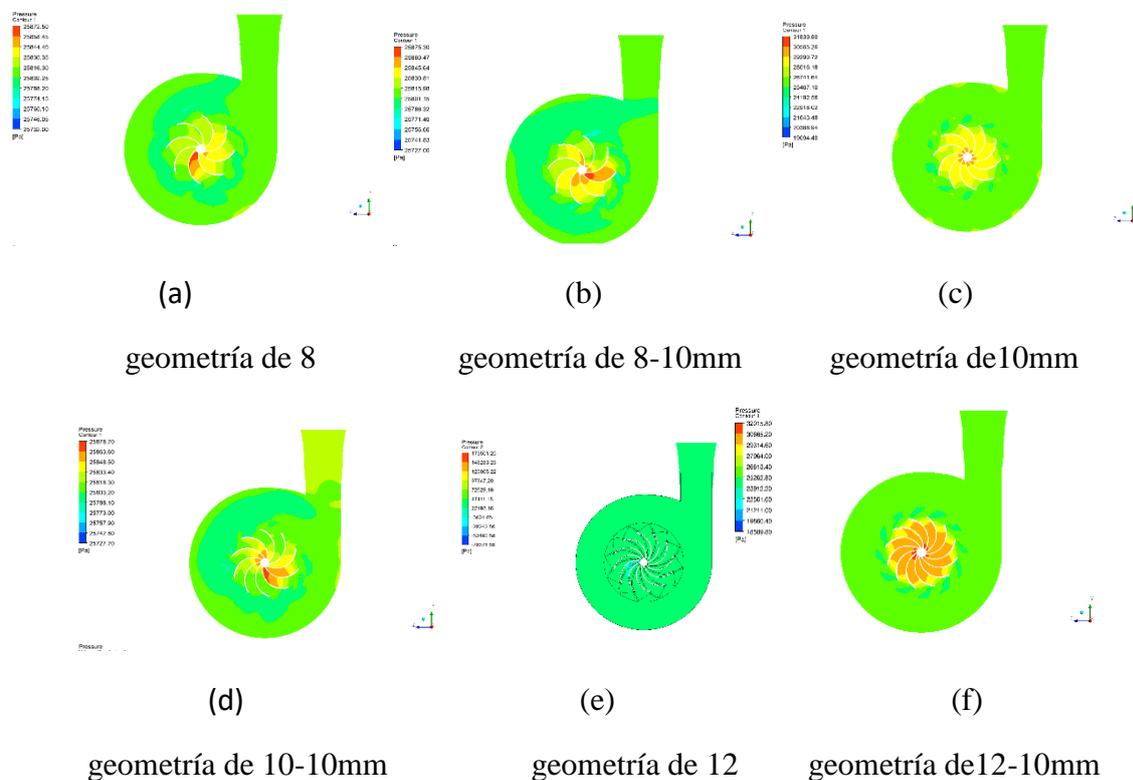


Figura 84. Investigación de la presión de salida con velocidad de 32km/h en urbano

Al comprobar resultados como se observa en la figura 87 se obtiene una presión máxima de 32.016kpa con el alabe de 12 con reducción de 10mm, al efectuar una comparación con el original de 8 alabes existe un porcentaje de 19.19%, para la comparación con la geométrica de 8 alabes con disminución de 10mm corresponde un 19.19%, y con el alabe de 10 un 31.41%, para la geometría variable de 10 alabes con reducción de 10mm

21.7%, el alabe de 12 un 45.81%. Para la selección adecuada del turbo es la de 12 alabes con reducción de 10mm, la menor selección que se sugiere sería la de 12 alabes.

Tabla 19

Análisis en la presión con velocidad 32km/h urbano

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo P.	25.8725Kpa	25.875Kpa	21.96Kpa	25.07Kpa	17.35Kpa	32.016Kpa

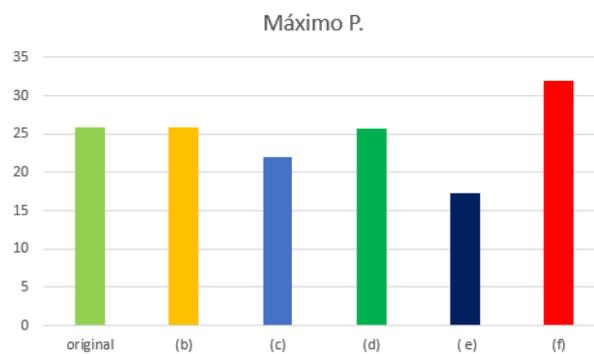
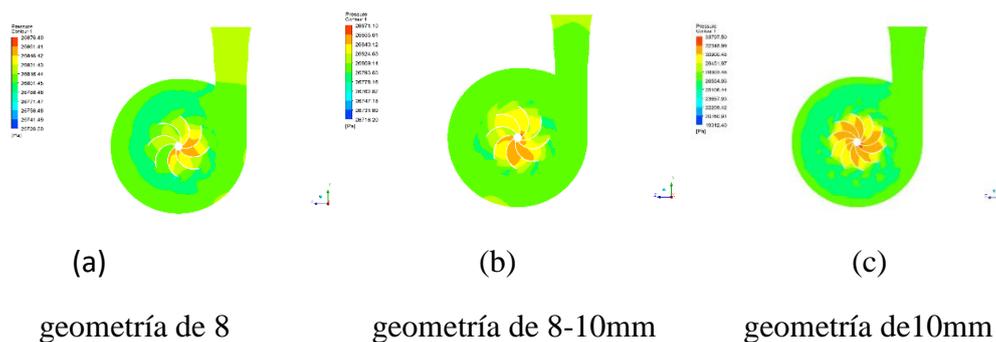


Figura 85. Observación de la presión con velocidad 32km/h urbano

Análisis de presión con velocidad de 35 Km/h

Al observar la figura 88 Se considera una presión máxima y existiendo las diferentes variaciones que se propone para el estudio se hace referencia donde se produce la mayor presión que en este caso corresponde a la variación de geometría del alabe (f) con un valor de 70.88Kpa que en comparación con la geometría original que tiene un valor de 26.876Kpa se puede evidenciar un aumento de la presión en 62.09% ,como el turbo es de geometría variable el trabajo de salida representaría un mayor amplitud de trabajo.



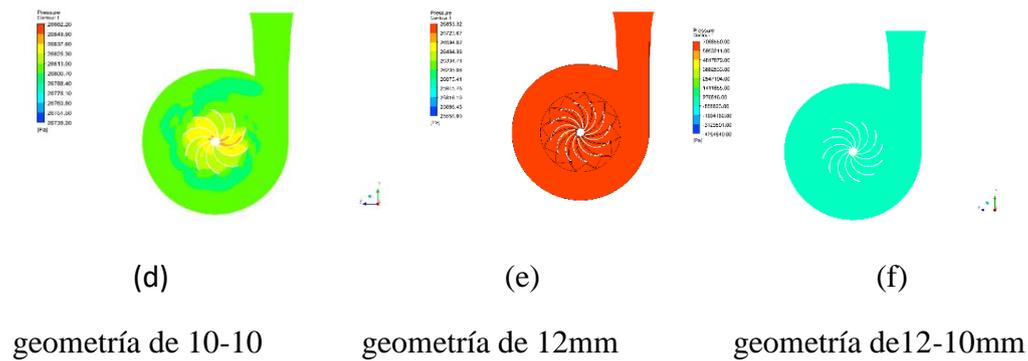


Figura 86. Estudio de la presión 35km/h en urbano

El estudio de resultados como se observa en la figura 89 se consiguió una máxima de presión de 70.88Kpa en el alabe (f). En comparación con la geometría original se considera un 62.09%, con el alabe (b) se obtiene un 62.09%, para alabe (c) una variación de 52.33%, con la reducción del alabe (d) un 62.11%, para los alabes (e) 62.2%. Para elegir la mejor opción se sugiere el alabe (f) para este estudio, la menos conveniente sería el alabe (d).

Tabla 20

Presión con velocidad 35km/h urbano

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo P.	26.876Kpa	26.871kpa	33.79Kpa	26.66Kpa	26.85Kpa	70.88Kpa

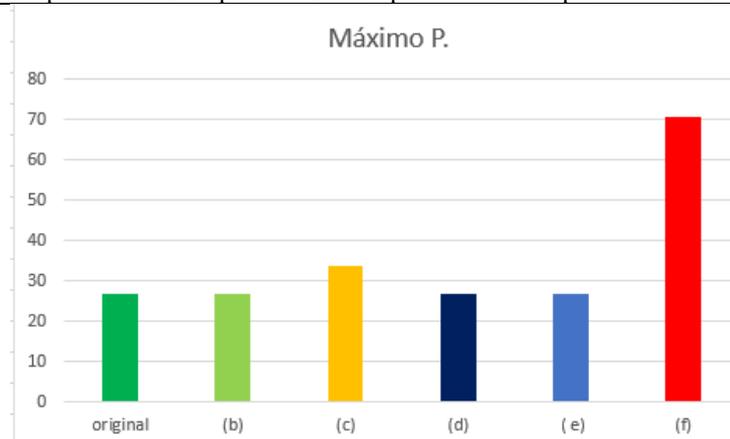


Figura 87. Estudio de la presión con velocidad 35km/h urbano

Análisis de presión con velocidad de 70 Km/h

En la figura 90 logramos los datos en la simulación en la presión de salida existiendo unas variaciones que se plantea en el estudio se hace referencia donde se produce la mayor presión en este caso se visualiza el alabe (c) con un valor de 49.33Kpa que en comparación con la geometría original que tiene un valor de 33.7157kpa se puede evidenciar un aumento de la presión en 31.66% un aumento en la presión de salida se considera una potencia considerada en el motor acoplándose a su temperatura.

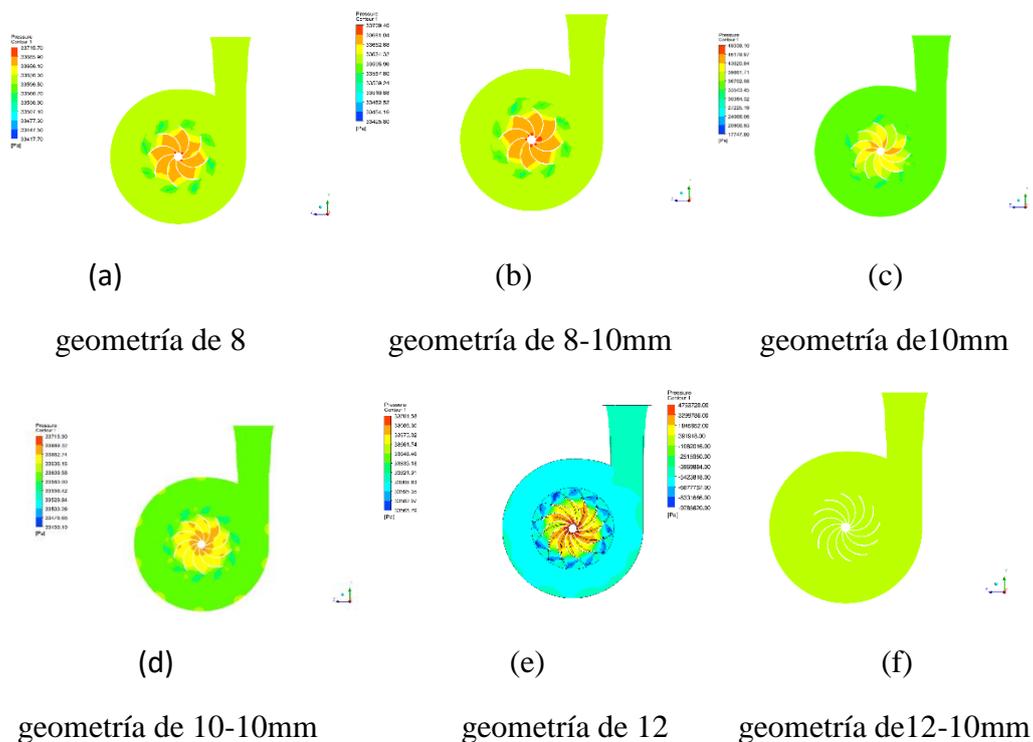
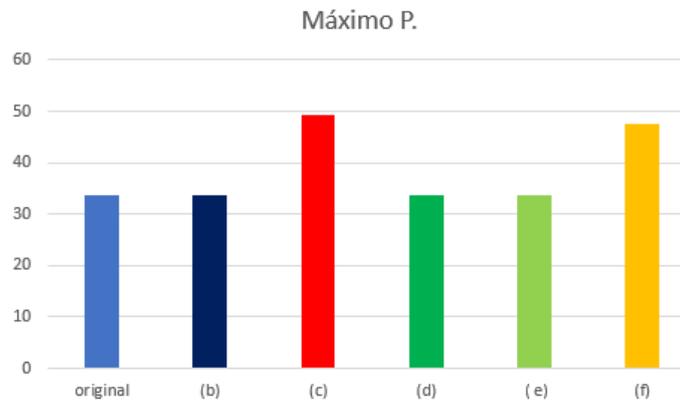


Figura 88. Análisis de presión 70km/h en carretera

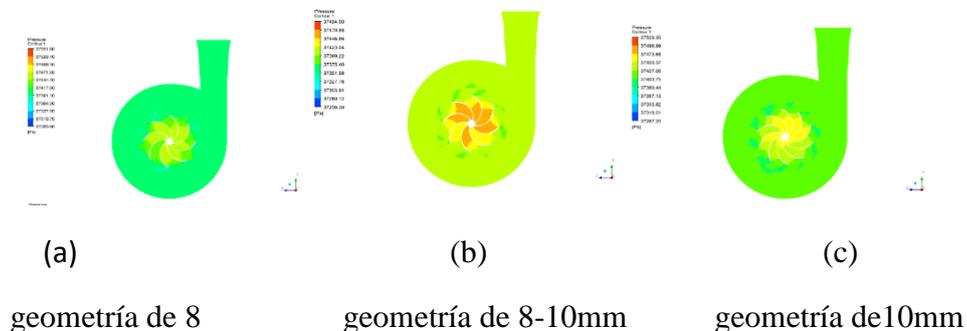
Con los resultados obtenidos como se muestra en la figura 91 se encontró un máximo de 49.33Kpa en el alabe (c). Al analizar el grafico se efectúa una comparación con el alabe original con un 31.66%, para el alabe (b) se considera un porcentaje de 31.67%, en el alabe (d) un 31.66%, con alabe (e) el 31.67%, con la reducción del alabe (f) 3.65%. Como turbina recomendable sería la (c) y la menos sugerida la (b).

Tabla 21*Análisis de presión con velocidad de 70km/h en carretera*

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo P.	33.7157kpa	33.7094Kpa	49.33Kpa	33.716Kpa	33.71Kpa	47.53Kpa

*Figura 89. Presión con velocidad de 70km/h en carretera***Análisis de presión con velocidad de 50 Km/h**

Para el análisis se observa la figura 92 obtenemos datos de la presión máxima concurrendo las diferentes variaciones que se propone para el estudio se hace referencia donde se causa la mayor presión para este caso corresponde al alabe (c) con un valor de 45.17Kpa que en comparación con la geometría original tiene un valor de 37.5519kpa se puede evidenciar un aumento de la presión en 16.87% , para esta presión alta se va a reflejar una mayor potencia del motor considerando la temperatura del motor.



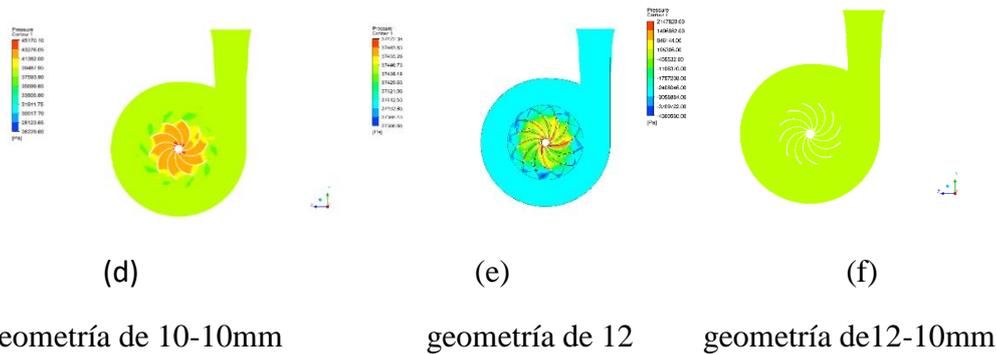


Figura 90. Observación de presión 50km/h carretera

Para el análisis se mira la figura 93 se localizó un máximo de 45.17Kpa en el alabe (c). Al mirar la gráfica se consigue un máximo de presión con un valor de 45.17Kpa, se consigue un balance con la geometría original con 37.5519kpa que se puede evidenciar un aumento de la presión en 16.87%, con el alabe (b) existe un 17%, en la turbina (d) una variación de 16.94%, para el alabe (e) una diferencia del 17.05%, alabe (f) el 52.47%. Al seleccionar se recomienda el turbo con (c), y la menos recomendable la (f).

Tabla 22

Presión con velocidad de 50km/h carretera

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo P.	37.5519kpa	37.4945Kpa	45.17Kpa	37.52Kpa	37.47Kpa	21.47Kpa

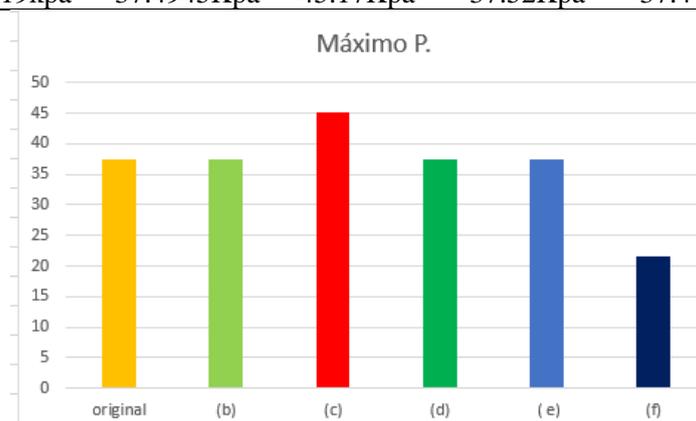


Figura 91. Estudio de la presión con velocidad de 50km/h carretera

Análisis de presión con velocidad de 100 Km/h

En el estudio se mira la figura 94 se considera los datos obtenidos de la simulación en la presión de salida existe variaciones que se plantea al estudio se hace referencia donde se produce la mayor presión que corresponde a la variación de geometría del alabe (f) con un valor de 56.03Kpa, en comparación con la geometría original que tiene un valor de 40.8379kpa se puede evidenciar un aumento de la presión en 27.12% como el turbo es de geometría variable el trabajo de salida representaría un mayor amplitud de trabajo.

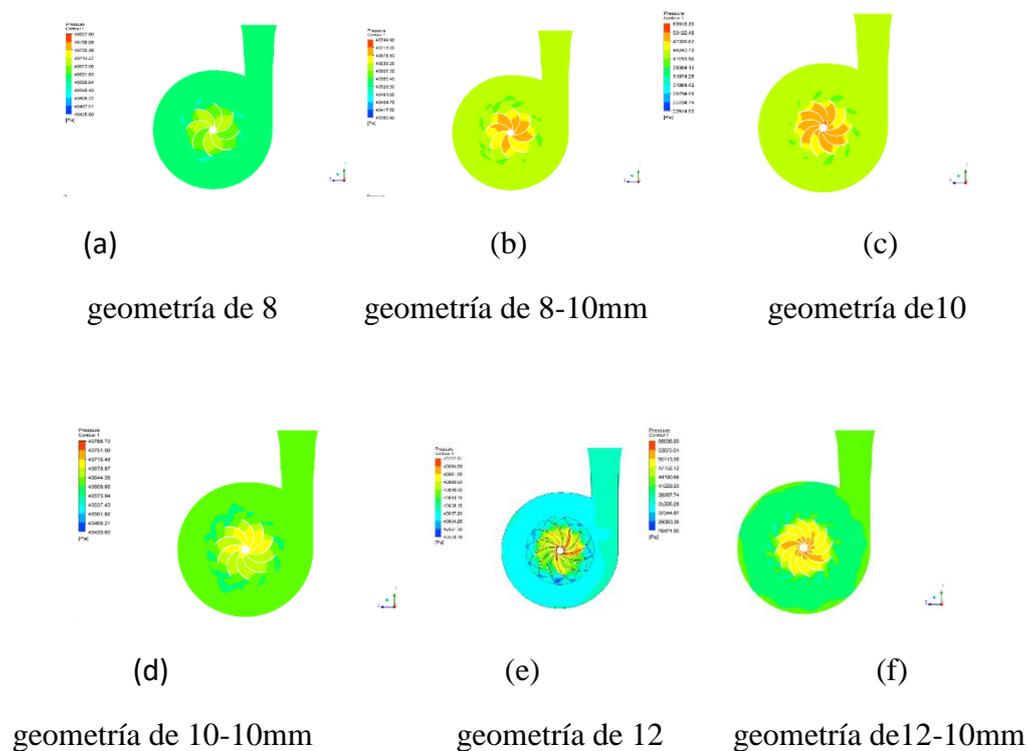


Figura 92. Análisis de presión 100km/h carretera

Para el estudio de resultados se analiza la figura 95 se halló un máximo de 56.03Kpa en el alabe (f), se analiza y se consigue una comparación con la geometría original con 40.8379kpa que se puede evidenciar un aumento de la presión en 27.12%, con el alabe (b) existe un 27.88%, en la turbina de (c) una variación de 4.5%, para el alabe (d) una diferencia del 27.22%, alabe (e) el 27.37%. El turbo que se sugiere el alabe (f) y la menos aconsejable el alabe (e).

Tabla 23

Observar la presión de salida con velocidad de 100km/h carretera

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo T.	40.8379kpa	40.7499kpa	53.51Kpa	40.78Kpa	40.70Kpa	56.03Kpa

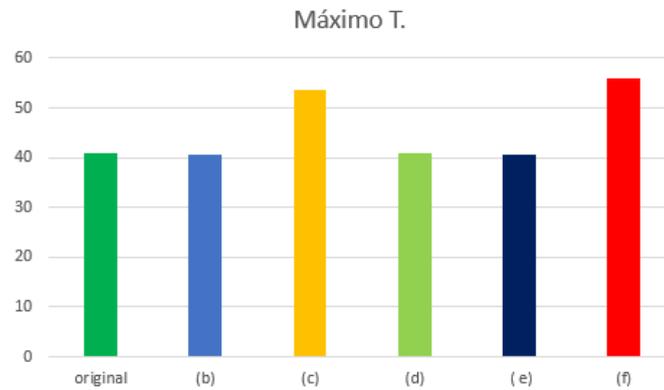
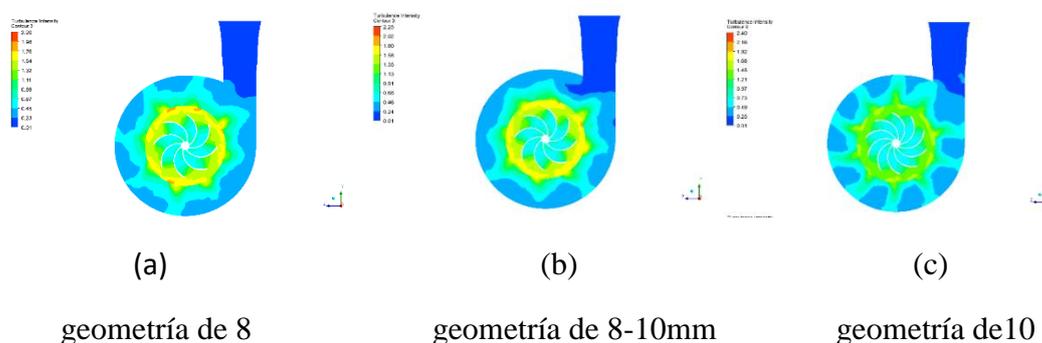


Figura 93. Presión de salida con velocidad de 100km/h carretera

Análisis de turbulencia con velocidad de 15 Km/h

Para el análisis de la figura 96 se toma en cuenta datos obtenidos de la simulación en la turbulencia encontrando variaciones que se traza para el estudio se hace referencia donde se produce la mayor turbulencia que corresponde a la variación de geometría del alabe (f) con un valor de 20.426, en comparación con la geometría original que tiene un valor de 2.20 se puede evidenciar un aumento de turbulencia en 89.23% aprovechando una turbulencia alta es necesaria para calentar el aire y con eso aprovechar la potencia calorífica del combustible.



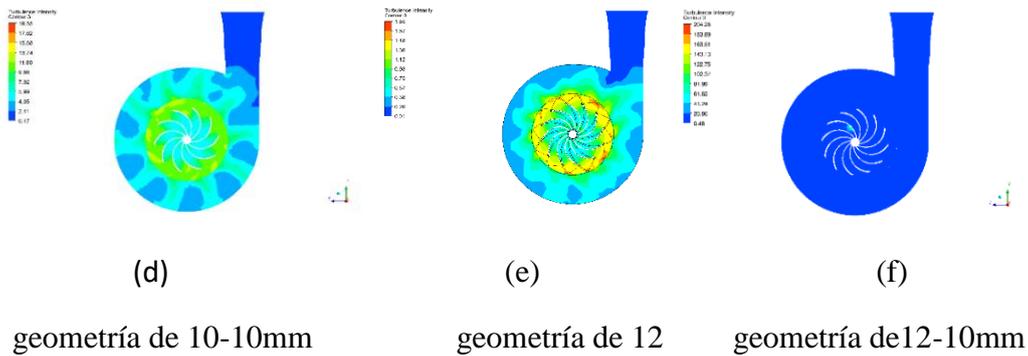


Figura 94. Estudio de la turbulencia en 15km/h ciclo urbano

En el gráfico 97 se observa una turbulencia máxima de 20.426 en el alabe (f). Se realiza una comparación con la geometría original con una turbulencia 2.20 se puede probar con un aumento de la turbulencia en 89.23% con el alabe (b) existe un 88.99%, en la turbina (c) 88.26%, la reducción del alabe (d) 4.29%, para el alabe (e) 90.95%. En la selección se sugiere al turbo (f), y la menos recomendable la (e).

Tabla 24

Turbulencia en 15km/h ciclo urbano

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo T.	2.20	2.25	2.40	19.55	1.85	20.426

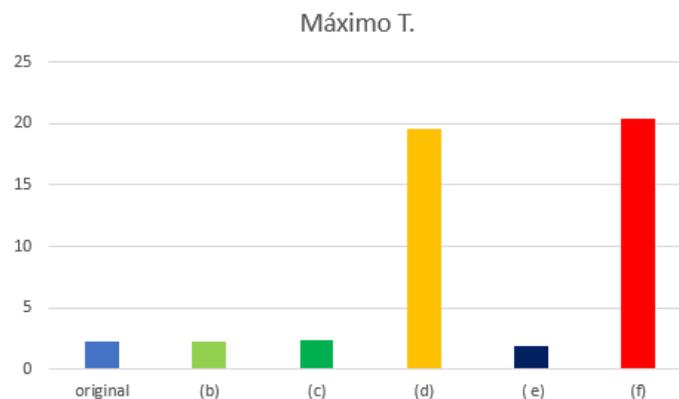


Figura 95. Observar la turbulencia en 15km/h ciclo urbano

Análisis de turbulencia con velocidad de 32 Km/h

En la figura 98 se observa los datos de la simulación se consigue una turbulencia, existe variaciones que se recomienda para el estudio se hace énfasis en donde se produce la mayor turbulencia que corresponde al alabe (c) con un valor de 26.24, en comparación con la

geometría original que tiene un valor de 10.03 se puede evidenciar un aumento de turbulencia en 61.78% una mayor turbulencia excesiva va a provocar que la temperatura del aire sobrepase los valores establecidos y el motor pierda la potencia por esa razón se utiliza un regular la temperatura.

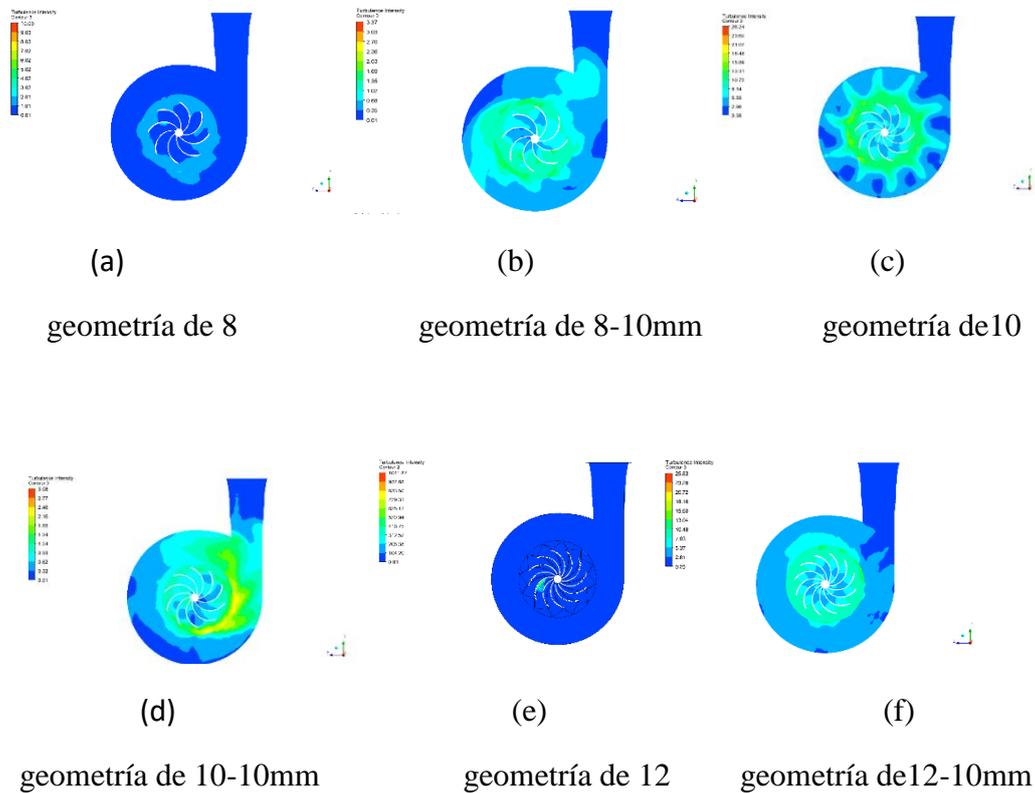
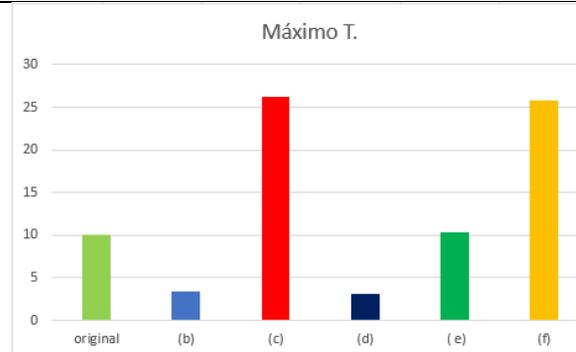


Figura 96. Observación de la turbulencia 32km/h en urbano

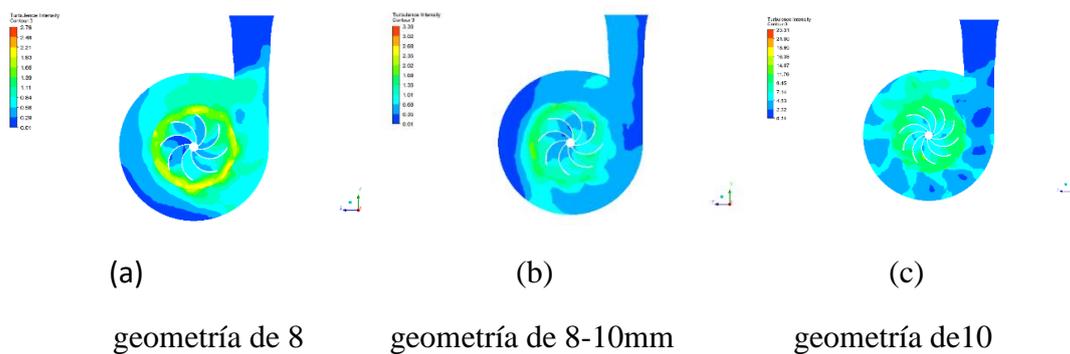
En la representación gráfica 99 se observa un máximo de turbulencia del 26.24 con alabes (c). al realizar un balance con la geometría original con una turbulencia 10.03 se puede comprobar con un aumento de la turbulencia en 61.78% con el alabe (b) está un 87.16%, la reducción del alabe (d) un 88.63%, para el alabe (e) 60.33% y en los alabes (f) 1.57%. En la selección se sugiere al turbo (f) de 1.57%, Será recomendable el turbo (c) y la menos apta la (b).

Tabla 25*Análisis de turbulencia con velocidad de 32km/h urbano*

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo T.	10.03	3.37	26.24	3.08	10.41	25.83

*Figura 97. Estudio de turbulencia con velocidad de 32km/h urbano***Análisis de turbulencia con velocidad de 35 Km/h**

Para la figura 100 se consiguen datos obtenidos de la turbulencia en la simulación, existe diferenciación se recomienda para el estudio hacer énfasis en donde se produce la mayor turbulencia que corresponde al alabe (e) con un valor de 82.57, en comparación con la geometría original que tiene un valor de 2.76 se puede evidenciar un aumento de turbulencia en 96.66% la turbulencia es necesaria para calentar el aire y con eso aprovechar la potencia calorífica del combustible.



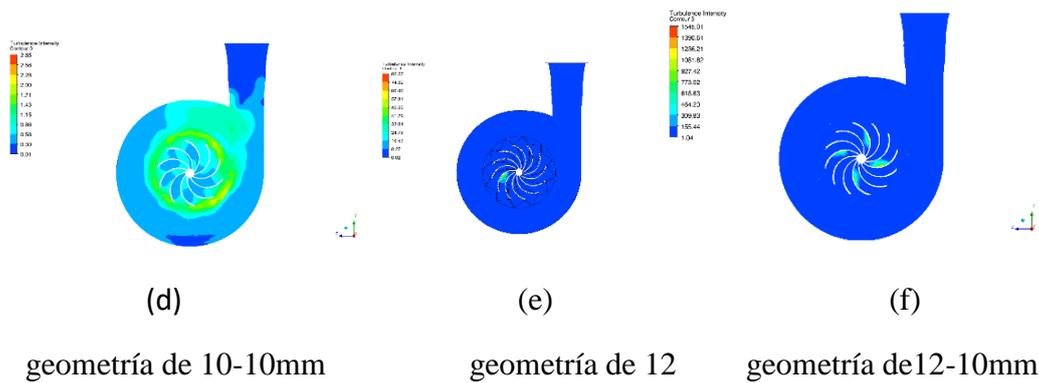


Figura 98. Turbulencia 35km/h urbano

El máximo en el gráfico 101 es de 82.57 y el mínimo en turbulencia es de 0.01 en el alabe (d). Para efectuar una comparación con la geometría original con una turbulencia 2.76 se puede comprobar con un aumento de la turbulencia en 96.66% con el alabe (b) está un 95.95%, el alabe de (c) un porcentaje de 71.77%, la reducción del alabe (d) variación de 96.55%, en los alabes (f) un 81.29%. En la selección se sugiere al turbo (f) de 1.57%, será recomendable el turbo (e) y la menos apta el turbo original.

Tabla 26

Turbulencia con velocidad de 35km/h urbano

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo T.	2.76	3.35	23.31	2.85	82.57	15.45

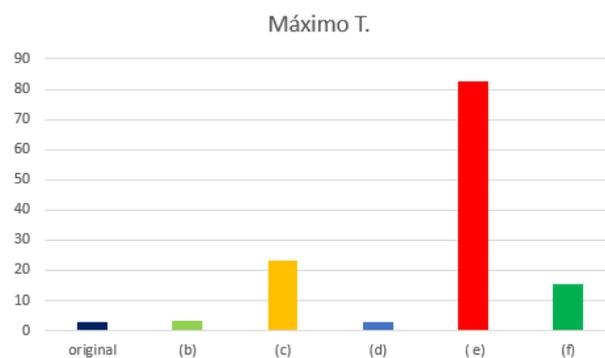


Figura 99. Análisis de la turbulencia con velocidad de 35km/h urbano

Análisis de turbulencia con velocidad de 70 Km/s

El análisis de la figura 102 se toma en cuenta datos obtenidos de la simulación en la turbulencia encontrando variaciones que se traza para el estudio se hace referencia donde se produce la mayor turbulencia que corresponde a la variación de geometría (f) con un valor de 86.56, en comparación con la geometría original que tiene un valor de 3.09 se puede evidenciar un aumento de turbulencia en 96.44% cuando existe una turbulencia alta se produce remolinos de aire forzando al aire en el motor permitiendo que el aire se caliente consiguiendo una temperatura estable.

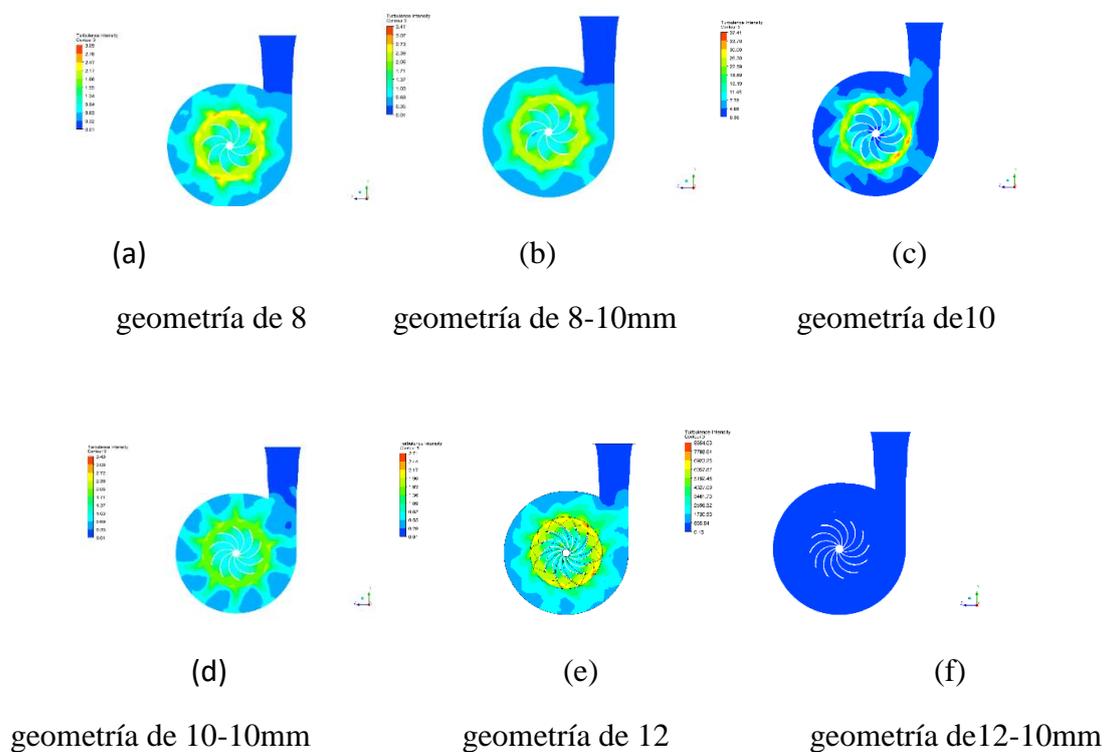


Figura 100. Turbulencia con velocidad de 70km/h carretera

Con los resultados como se muestran en la figura 103 se analiza una mayor turbulencia de 86.54 en el alabe (f), al verificar en una comparación con la geometría original con una turbulencia 3.09 se puede comprobar con un aumento de la turbulencia en 96.44% con el alabe (b) está un 96.36%, el alabe (c) un porcentaje de 56.78%, la reducción del alabe

(d) variación de 96.08%, en los alabes (e) 96.87% .En la selección se sugiere al turbo (f) y la menos recomendable el turbo original.

Tabla 27

Estudio de la turbulencia con velocidad de 70km/h carretera

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo T.	3.09	3.41	37.41	3.40	2.71	86.54

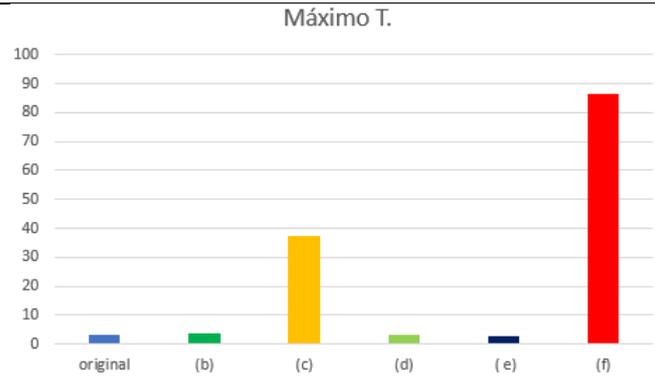
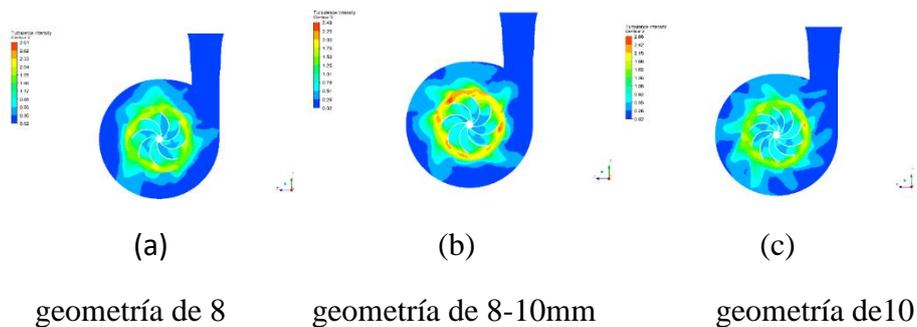


Figura 101. Turbulencia con velocidad de 70km/h carretera

Análisis de turbulencia con velocidad de 50 Km/h

Se observa la figura 104 obtenemos datos de la turbulencia se encontró diferenciaciones que se considera para el estudio se hace referencia donde se produce la mayor turbulencia que corresponde a la variación de geometría (f) con un valor de 63.09, en comparación con la geometría original que tiene un valor de 2.91 se puede evidenciar un aumento de turbulencia en 95.39% cuando mayor sea la turbulencia se debe incluir los radiadores de aire.



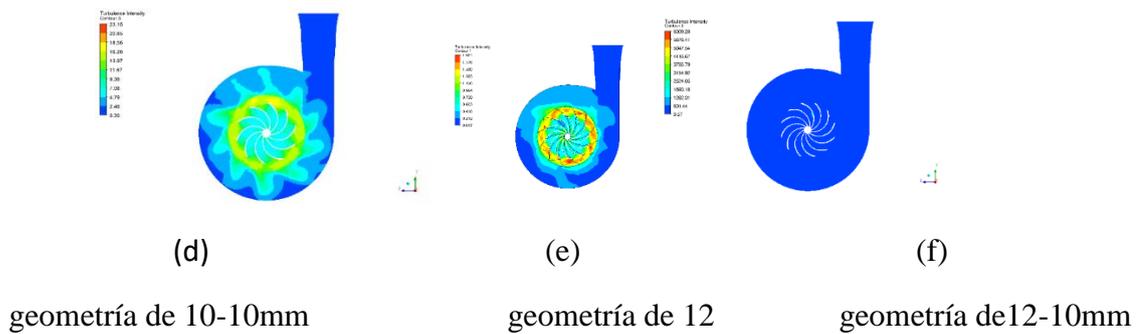


Figura 102. Turbulencia con velocidad 50km/h carretera

En la recolección de resultados como se observa en la figura 105 se logra un máximo de 63.09 en el alabe (f), existe una comparación con la geometría original con una turbulencia 2.91 se puede comprobar con un aumento de la turbulencia en 95.39% con el alabe (b) está un 96.36%, el alabe (c) un porcentaje de 63.31%, la reducción del alabe (d) variación de 95.76%, en los alabes (e) 96.88% .Para la selección adecuada se elegí al turbo (f) y la menos preferida sería el turbo (e).

Tabla 28

Turbulencia con velocidad 50km/h carretera

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo T.	2.91	2.49	23.15	2.68	1.97	63.09

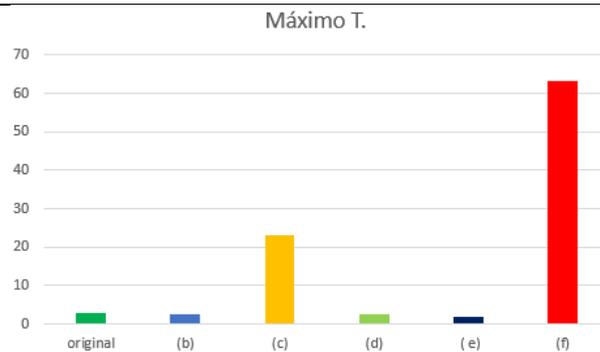


Figura 103. Turbulencia con velocidad 50km/h carretera

Análisis de turbulencia con velocidad de 100 Km/s

En la figura 106 se toma datos obtenidos de la simulación en la turbulencia se encontró variaciones que se justifican para el estudio se hace referencia donde se produce la mayor turbulencia que corresponde a la variación de geometría del alabe (c) con un valor de 77.42, en comparación con la geometría original que tiene un valor de 3.60 se puede evidenciar un aumento de turbulencia en 95.36% una mayor turbulencia excesiva va a provocar que la temperatura del aire sobrepase los valores establecidos y el motor pierda la potencia por esa razón se utiliza los reguladores de temperatura.

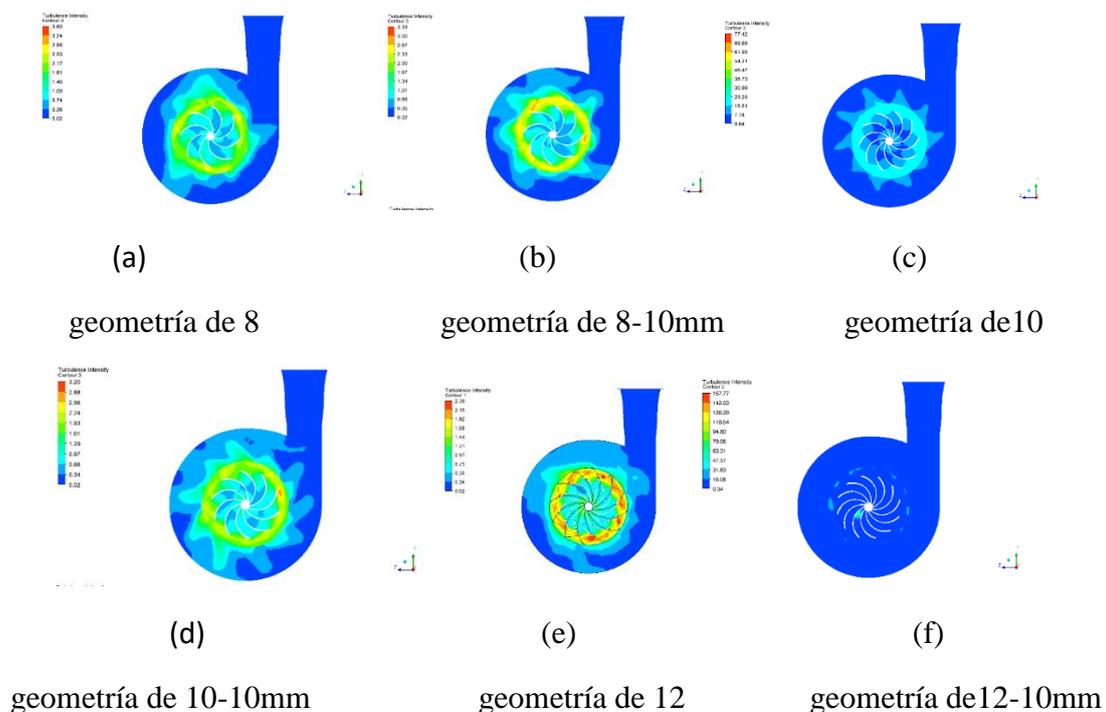


Figura 104. Turbulencia con velocidad 100km/h carretera

El análisis de resultados como se observa en la figura 197 se obtiene un máximo de 77.42 en el alabe (c), para el análisis se realizó una comparación con el diámetro original con una turbulencia de 3.60 se puede comprobar con un aumento de la turbulencia en 95.36% con el alabe (b) está un 95.7%, el turbo (d) variación de 95.87%, en los alabes (e) de 12 96.92% con reducción del alabe (f) 79.64%. Es aconsejable el turbo de (c) y la menos elegible será la (e).

Tabla 29

Observar la turbulencia con velocidad de 100km/h carretera

Turbo	8 alabes	8-10mm	10 alabes	10-10mm	12 alabes	12-10mm
Máximo T.	3.60	3.33	77.42	3.20	2.39	15.77

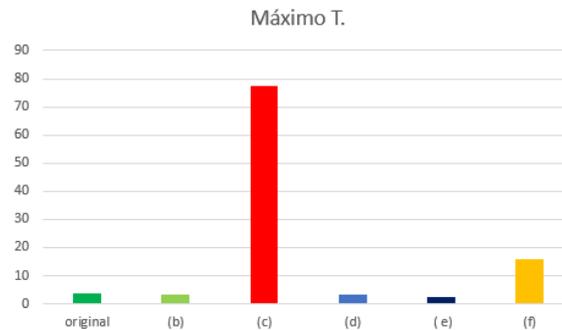


Figura 105. Estudio de la turbulencia con velocidad de 100km/h carretera

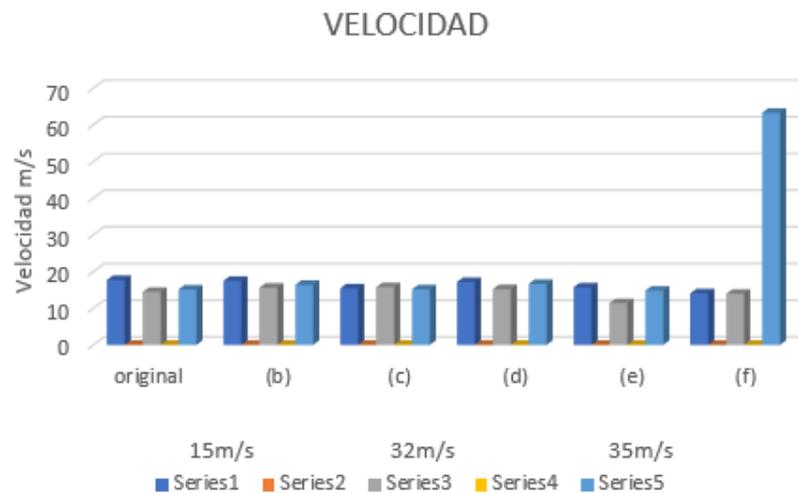
Comparación de resultados de velocidad ciclo urbano

Turbo con 8 alabes, reducción de 10mm, 10 alabes, reducción de 10mm, 12 alabes y reducción de 10mm.

En la tabla 29 se muestra la designación con la que se vana identificar las distintas propuestas en el rediseño de los alabes de un turbo. Observar en la figura 108 se ejecuta un balance con el alabe original teniendo como resultado una velocidad maxima en el rediseño del turbo (f) se obtiene una mayor velocidad en ciclo urbano, desarrollando el turbo sus rpm en forma que el motor mec ejecuta su evolucion según la distancia recorrida.

Tabla 30*Designación al turbo con diferentes geometrías*

Denominación	Descripción	Numero de alabes	Medida del Alabe
(a)	Turbo original	8	33mm
(b)	Turbo 1	8	23mm
(c)	Turbo 2	10	33mm
(d)	Turbo 3	10	23mm
(e)	Turbo 4	12	33mm
(f)	Turbo 5	12	23mm

*Figura 106. Promedio de velocidad en ciclo urbano****Comparación de resultados de velocidad ciclo carretera***

Para el estudio de resultados se observa la figura 109, se realiza una comparación con el turbo original en ciclo de carretera se presta atención un valor máximo de velocidad que actúa sobre el alabe (f).

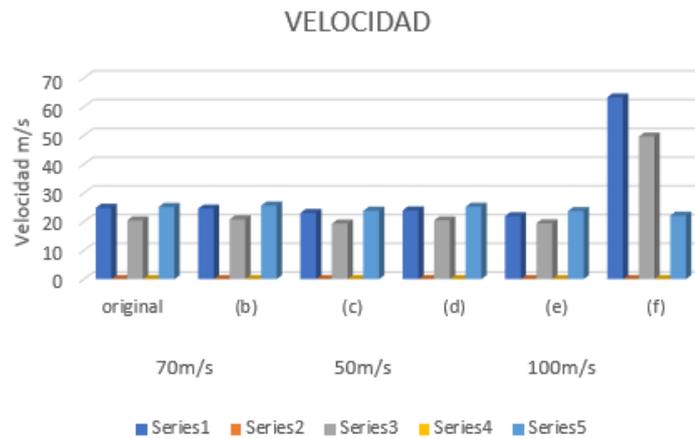


Figura 107. Promedio de velocidad en ciclo carretera

Se analizaron los datos logrados en los distintos rediseños de alabes con respuesta a la simulación. Se puede observar a simple vista que el alabe que mejor ha contribuido con la investigación fue el rediseño del alabe (f) dando como resultado un máximo en los ciclos urbano y carretera reaccionando a los datos obtenidos en las pruebas dinámicas.

Comparación de resultados de presión ciclo urbano

Presión máxima

Al comparar los resultados como se observa en la figura 110 se obtiene en la simulación de los alabes una presión máxima de salida del turbo que corresponde al rediseño del alabe (f), actuando de mejor manera en el ciclo de manejo. Con una presión mínima que ejerce en el turbo original en comparación con el máximo se obtiene un excelente funcionamiento del turbo en la presión de salida.

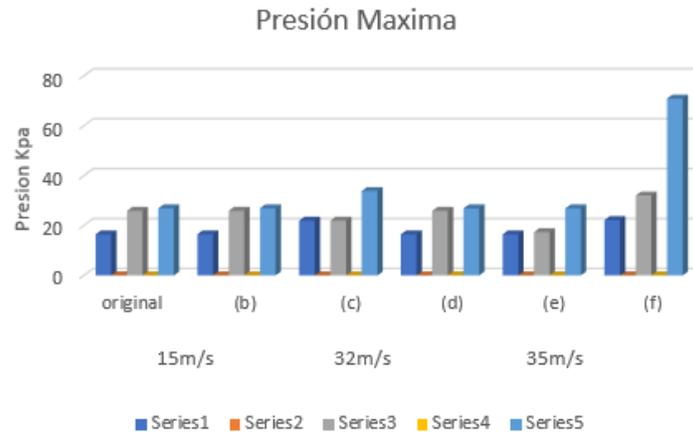


Figura 108. Promedio de presión máxima ciclo urbano

Comparación de resultados de presión ciclo carretera

Presión máxima

En el análisis se pudo observar en la figura 111 que tenemos una máxima en comparación con el turbo original su rendimiento es eficiente para optar en el ciclo en carretera, es decir que el alabe de rediseño (f) es eficaz al momento de incrementar el rpm del turbo obteniendo una presión de salida adecuada.

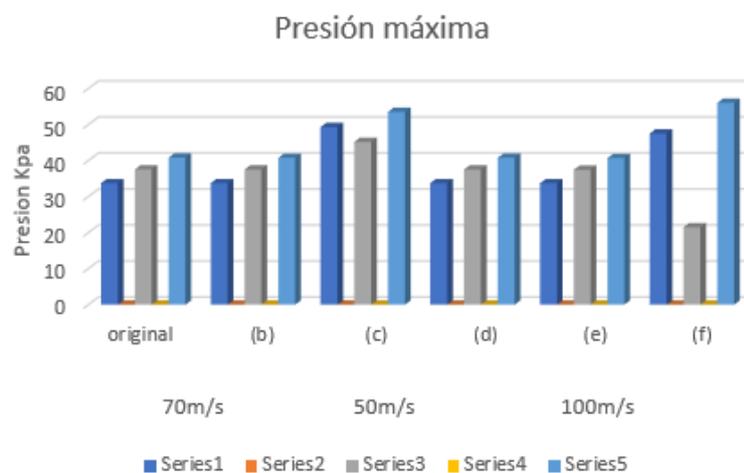


Figura 109. Promedio de presión máxima de ciclo carretera

Comparación de resultados de la turbulencia ciclo urbano

Turbulencia máxima

Prestar atención a la figura 112, se encuentra una turbulencia en el turbo en comparación con el diseño original existe un máximo que corresponde al turbo (e), esto quiere decir que el turbo mencionado desarrolla un trabajo del flujo de aire en la turbina y por ende existe un incremento en la turbulencia.

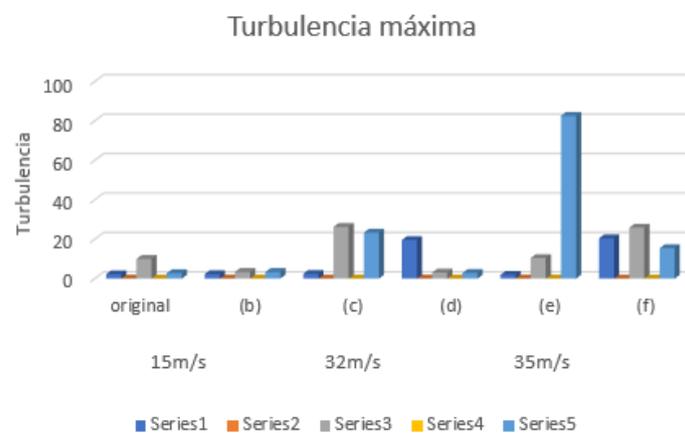


Figura 110. Promedio de turbulencia máxima ciclo urbano

Comparación de resultados de la turbulencia ciclo carretera

Turbulencia máxima

Para la evaluación de resultados en la turbulencia en carretera se observa la grafica 113 por el cual determina valores máximos y mínimos. Un balance entre el diseño original del turbo se encontró un valor máximo de turbulencia correspondiente al rediseño del turbo (f), existe una variación de alabes y diámetro ocasionando un mayor flujo de aire dentro de la turbina ocasionando un aumento en las rpm.

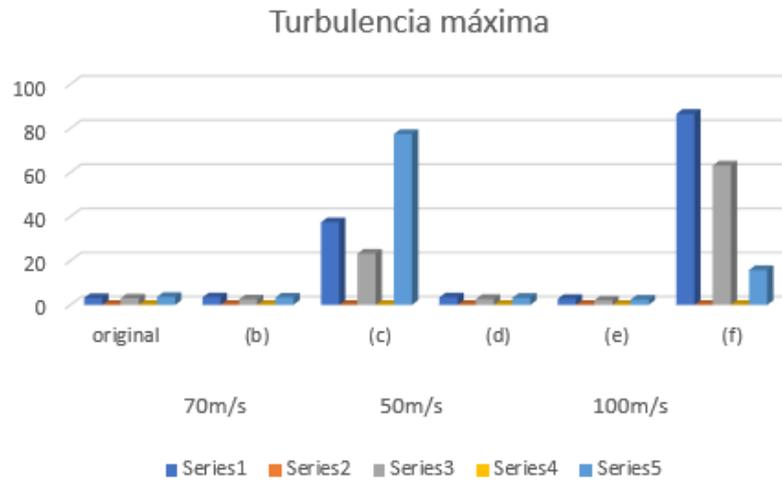


Figura 111. Promedio de turbulencia máxima ciclo carretero

Conclusiones

- Se evaluó la incidencia del uso del diésel en la geometría variable del turbo compresor en un MEC, mediante un ciclo de prueba dinámico y el software de simulación de fluidos ANSYS determinado que la variación de la geometría del turbo incide directamente en los parámetros de velocidad, flujo y turbulenta para la recopilación de información y la sustentación del procesó de la simulación.
- En las pruebas dinámicas de los alabes se registraron datos del turbocompresor donde arrojaron mediante el sensor maf la entrada del fluido de aire se determinó que la velocidad es mayor en la geometría de 12 alabes y reducción a 10 mm de longitud de la geometría original siendo 33,05m/s en la geometría original a una velocidad de 496,35m/s en la nueva geometría superando aproximadamente en un 93,34%. la presión máxima en la geometría original es de 42,2 kpa y en la variación de geometría 56,03kpa estas pruebas se las realizo en carretera y se determinó un incremento del 75,3% mientras que la intensidad de turbulencia en la variación de la geometría fue de 8654,03 como la máxima siendo estos datos realizados en carretera.
- Mediante la simulación de fluido se pudo obtener datos mayores de la simulación en la velocidad actuó en los alabes de 12 con reducción de 10mm, mientras que en la presion se salida se consideró un máximo en los alabes de 12 con reducción de 10mm, para la turbulencia un rango superior en el alabe de 12 con reducción a 10mm, con estos resultados servirán para realizar la comparación de los diferentes diseños de alabes mediante el software ANSYS.
- Se realizó un nuevo diseño variando la geometría original de los alabes donde se redujo tanto el numero con las dimensiones de los alabes obteniendo como mejor propuesta de rediseño el aumento de alabes y disminución de longitud.

Recomendaciones

- Se recomienda para realizar las pruebas de ciclo en urbano que tome en cuenta el lugar donde no existe un mayor tráfico de vehículos como peatonal que el calzado se encuentre en buen estado, los equipos a utilizar como el scanner ser verificados antes de ser utilizados.
- Para las pruebas en carretera se debe tomar en cuenta la magnitud de la velocidad que es el máximo por lo tanto es recomendable la utilización de una autopista donde no exista mayor tráfico tomando en cuenta la calzada para evitar algún accidente.
- La recomendación sería el manejo de un combustible alternativo como el biodiesel para efectuar las pruebas de ciclo en urbano y carretera luego mediante la utilización del software ANSYS se trabaje con la simulación de la velocidad, presión y turbulencia y comparar con los datos obtenidos en esta tesis.

Referencias

- Actuate. (2015). *Proyecto para optimizar la conducción con el objetivo de reducir el consumo energético*. Obtenido de https://ec.europa.eu/energy/intelligent/projects/sites/iee-projects/files/projects/documents/actuate_acutate_brochure_sp_es.pdf
- Alam, S., & McNabola, A. (2014). A critical review and assessment of Eco-Driving policy & technology: Benefits & limitations. *ELSEVIER*, 42.
- Alonso. (2000). *Técnicas del automóvil*.
- Alvite, J. (2012). *Inyección Diesel 1*. España: Editex.
- Ammann, Fekete, Guzzella, & Glattfelder. (2003). Model-Based Control of the VGT and EGR in a Turbocharged Common-Rail Diesel Engine: Theory and Passenger Car Implementation. *SAE INTERNATIONAL*, 14.
- Arias-Paz. (2003). *Manual de Automóviles*.
- Armas, O. (2012). Effect of diesel injection parameters on instantaneous fuel delivery using a solenoid- operated injector with different fuels. *SciELO*, 13.
- B., E. (2010). *Combustible Alternativos*.
- Bainchi, G., Pelloni, P., Corcione, & Matarelli. (2000). Numerical Study of the Combustion Chamber Shape for Common Rail H.S.D.I. Diesel Engines. *SAE INTERNATIONAL*, 19.
- Barrios, M., Maggi, P., Ocampo, D., & Silva, G. (2017). *Sistema de Inyección Common Rail*. Obtenido de https://eva.fing.edu.uy/pluginfile.php/168555/mod_resource/content/0/Common%20Rail%20%282017%29.pdf
- Barth, M., & Boriboonsomsim, K. (2009). Energy and emissions impacts of a freeway-based dynamic eco-driving system. *Elsevier*, 10.
- BOSCH. (2015). *Inyección Common Rail*. Obtenido de http://es.bosch-automotive.com/es/internet/parts/parts_and_accessories/motor_and_sytems/diesel/comm on_rail_injection/common_rail_diesel_motorsys_parts.html
- BOSCH. (2015). *Reparación inyectores Common Rail Bosch turismo*. Obtenido de <http://www.tallerdemecanica.com/reparacion-diesel/26-r.html>
- Cabascango, G., Davila, P., Mena, L., & Erazo, G. (2014). Diseño y Construcción de un simulador didáctico de inyectores diesel piezo electricos con visualización gráfica de señales operativas a través de un osciloscopio. *Energía Mecánica Innovación y Futuro 2014*, 7.
- Cardona, G. N. (2008). *SIMULACIÓN NUMÉRICA DE TURBINAS FRANCIS: ALTERNATIVA EFICAZ*. Santiago de Cali: Universidad Autónoma de Occidente.
- CINAE. (2018). *Anuario de la Industria Automotriz Ecuatoriana*. Quito: Molina.

- Corcoba, V. (2014). *Eco-Driving: ahorro de energia basado en el comportamiento del conductor*.
Obtenido de https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/19981/tesis_victor_corcoba_magana_2014.pdf
- CV, C. C. (s.f.). *Cavendish CFD SA de CV*. Obtenido de Cavendish CFD SA de CV:
<http://www.cavendishcfd.com/fluent.html>
- Desantes. (2002).
- Di Gaeta, A., Fiengo, G., Palladino, A., & Giglio, V. (2009). A control oriented model of a Common-Rail System for Gasoline Direct Injection Engine. *Conference on Decision and Control and 28th Chinese Control Conference*, 6614-6619.
- Doron, R. (2005). *Diccionario Akal de la Psicología*. Madrid: Paez.
- Eduardo, F. (2017). *Desarrollo de ciclos de conducción en ciudad, carretera y combinado para evaluar el rendimiento actual del combustible*. Quito: Escuela Plitecnica Nacional.
- El Pais. (2017). Los daños mas comunes en vehiculos generados por una conduccion inadecuada. *Vehiculos*, 1.
- Estrategicos, M. C. (2015). Ministerio Coordinador de Sectores Estrategicos. 50.
- Experimental, P. (Julio de 2007). *Aula Facil*. Obtenido de Aula Facil:
<http://www.aulafacil.com/cursos/l10764/ciencia/investigacion/ciencia-y-metodo-cientifico/el-metodo-deductivo>, <http://www.eumed.net/libros-gratis/2007a/257/7.2.htm> y <http://lorefilosofia.aprenderapensar.net/2011/10/08/metodo-dialectico/>
- F., A. (2008). Combustible Biodiesel.
- Feneley, A. J. (2016). Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review. *Elsevier*, 17.
- FIAT. (2009). *Secretos del eco-driving*. Obtenido de www.fiat.com/ecodrive
- Fluent, A. (2015). *ANSYS Fluent*. Obtenido de ANSYS Fluent: <http://www.ansys.com/es>
- Fuel, C. o. (2000). Diesel Properties. 15.
- Garcia, N., & Villalba, R. (2016). *Estudio del efecto de la conduccion eficiente sobre el consumo y las emisiones*. Obtenido de <http://repositorio.uide.edu.ec/bitstream/37000/1139/1/T-UIDE-0890.pdf>
- González Oropeza, R. (2005). Los ciclos de manejo, una herramienta útil si es dinámica. *Ingeniería, Investigación y tecnología*, 17.
- Gonzales, B., Hernandez, D., & Jimenez, M. (2013). *Muestreo y Estimacion*. Obtenido de https://campusvirtual.ull.es/ocw/pluginfile.php/6115/mod_resource/content/1/tema9/ME9-muestreo.pdf

- Granell, A. (2017). *En que consiste un sistema HDI y sus averias*. Obtenido de <https://www.rodes.com/mecanica/sistema-hdi-y-averias-frecuentes/>
- Hernandez, M., Menchaca, L., & Mendoza, A. (2014). Fuel economy and emissions of light-duty vehicles fueled with ethanol gasoline blends in a Mexican City. *Renewable Energy*.
- HINO. (2017). Conduccion Economica y Ecologica. *HINO*, 1-16.
- Inca, D., Lema, H., Rodriguez, R., & Rocha, J. (Agosto de 2014). *Analisis de perdidas de energia por mala conduccion en automoviles livianos con motor a gasolina en busca de una conduccion econmica-ecologica eficiente*. Sangolqui: Tesis Universidad de las Fuerzas Armadas.
- Jiménez, J. (2010). *Metodos estadisticos*. 18.
- Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J., & Agudelo, A. (2006). Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento de Motores de Combustión Interna. Parte 2: Motores Diesel. *Scielo*, 2.
- Lapuerta, M., Armas, O., Agudelo, J., & Sanchez, C. (2006). Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento de Motores de Combustión Interna. Parte 1: Funcionamiento. *Scielo*, 2.
- Liu, Q., Gong, X., Hu, Y., & Chen, H. (2013). Active Disturbance Rejection Control of Common Rail Pressure for Gasoline Direct Injection Engine. *American Control Conference*, 2202-2217.
- Luna, P., & Mier, J. (Junio de 2014). *Medicion y evaluacion de los niveles de opacidad generados por los vehiculos con motor de combustible diesel*. Obtenido de <http://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/881>
- Mancera, J. C. (2014). *Sistema de inyeccion common rail*. Obtenido de <http://www.psgautomotriz.com/cursos-seminarios/seminario-common-rail-2014.pdf>
- Mauricio, P. M. (2014). *Diseño y simulación de un turbocompresor por medio de dinamica de fluidos*. Bogotá: Universidad de San Buenaventura.
- Menéndez, N. D. (2014). Evaluación de Metodologías para la Modelación Keynolds-Averaged Nvier-Stokes de la Capa Límite en Conductos Circulares. *Asociación Argentina de Mecánica computacional*, 20.
- P., C. (2007). *Motores a Diesel*.
- Paisan, Y. P. (2010). LA REPETIBILIDAD Y REPRODUCIBILIDAD EN EL ASEGURAMIENTO DE LA CALIDAD. *TECNOLOGÍA QUÍMICA*, 219.
- Pereira, U. d. (2011). *diseño de un turbocompresor usando mezcla de gasolina*.
- Pisuña, F. E. (2017). *Desarrollo de ciclos de conducción en ciudad, carretera y combinado para evaluar el rendimiento real del combustible de un vehiculo con un motor ciclo otto en el distrito metropolitano de quito*. Quito: Escuela Politecnica Nacional.
- Prasetyo, E. (2017). Fluid Flow Analysis of Micro Gas Turbine Using Computational Fluid Dynamics (CFD). *Innovation for research, Science Technology and culture*, 7.

- Rionda, A., Martínez, D., Pañeda, X., Arbeseu, D., & Jimenez, E. (2012). Sistema tutor para la conducción eficiente de vehículos de combustión. *Rita*, 8.
- Rocha-Hoyos, J. (2018). Estudio de un Motor a Gasolina en Condiciones de Altura con Mezclas de Aditivo Orgánico en el Combustible. *Discover the world's research*, 11.
- Rodatz, P., Weisser, G., & Tanner, F. (2000). Assessment of CFD Methods for Large Diesel Engines Equipped with a Common Rail Injection System. *SAE INTERNATIONAL*, 14.
- Rojas, J. A. (2007). Simulación 3d de flujo en un turbocompresor. *Herramientas CFD*, 8.
- Santos, D. F. (2014). Caracterización Geométrica y técnica de un Turbocompresor. *Scientia et Technica*, 6.
- Schobert. (2013). Composición del diesel. 18.
- SENPLADES. (2012). *Transformación de la matriz productiva*. Obtenido de http://www.planificacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2013/01/matriz_productiva_WEBtodo.pdf
- Solution, A. F. (2014). *ANSYS Computational Fluid Dynamics Solution*. Obtenido de ANSYS Computational Fluid Dynamics Solution: http://www.ansys.stuba.sk/13_AUM_05/data/ANSYS_materialy/ANSYS_10_brochure/cfd-solution-10.pdf
- Stromberg, H., Karlsson, M., & Rexfelt, O. (2015). Eco-driving: Drivers' understanding of the concept and implications for future interventions. *Elsevier*, 7.
- Stumpp, G., & Rico, M. (2013). Common Rail - An Attractive Fuel Injection System for Passenger Car DI Diesel Engines. *SAE INTERNATIONAL*, 11.
- Sullman, M. (2015). Eco-driving training of professional bus drivers – Does it work? *ELSEVIER*, 11.
- Technica, S. e. (2006). Caracterización geométrica y térmica de un turbocompresor.
- UTP. (2006). Técnica de un turbocompresor en un vehículo.
- Versteeg, M. &. (2007). *CFD*. ESPAÑA.
- Villeta, M., Lahera, T., Merino, S., Zato, J., & Naranjo, J. (2012). Modelo para la conducción eficiente y sostenible basado en lógica borrosa. *Elsevier*, 8.
- VOLKSWAGEN. (2017). VOLKSWAGEN . 337.
- Wauquier, J. (2004). *El Refino del Petróleo*. Días de Santos.
- Xamán. (2016). *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*. Mexico: Palibrio.

CICLO CARRETERA**PRUEBA #01**

RPM	MAP Kpa	MAP V	%	MAF g/s	TIEMPO (S)	VELOCIDAD (Km/h)	ACCIÓN
850	18	0,98	100,00	395,4	0 - 19	0	<ul style="list-style-type: none"> • Proceder después del ciclo urbano. • Mantener marcha mínima.
1500	16	0,8	93,53	363,5	20 - 25	0 - 15	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,83 m/s².
1700	17	0,9	93,64	383,6	26	15	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
1900	26	1,08	10,00	378,3	27 - 36	15 - 35	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,62 m/s².
2000	29	1,13	93,64	383	37	35	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2000	30	1,19	91,83	492,8	38 - 46	35 - 50	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,52 m/s².
2100	32	1,21	87,07	582,8	47	50	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3200	35	1,26	77,94	593,8	48 - 61	50 - 70	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,43 m/s².
3100	34	1,29	84,16	533,3	62 - 110	70	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2800	32	1,27	75,62	616,0	111 - 119	70 - 50	<ul style="list-style-type: none"> • Desacelerar a 0,69 m/s².
2600	38	1,18	69,85	737,0	120 - 187	50	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2700	32	1,21	72,50	559,5	188 - 201	50 - 70	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,46 m/s².
2800	31	1,27	82,84	563,1	202 - 250	70	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3100	43	1,38	70,54	900,4	251 - 286	70 - 100	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,24 m/s².
3200	41	1,45	62,62	959,8	287 - 315	100	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3100	46	1,63	52,71	663,3	316 - 336	100 - 120	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,28 m/s².
3000	43	1,69	56,46	624,5	337 - 345	120	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3100	47	1,50	53,50	917,9	346 - 380	120 - 0	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
850	19	1,13	100,00	435,9	381 - 400	0	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.

CICLO CARRETERA**PRUEBA #02**

RPM	MAP Kpa	MAP V	%	MAF g/s	TIEMPO (S)	VELOCIDAD (Km/h)	ACCIÓN
850	18	0,98	100,00	395,4	0 - 19	0	<ul style="list-style-type: none"> • Proceder después del ciclo urbano. • Mantener marcha mínima.
1600	15	0,8	92,51	313,4	20 - 25	0 - 15	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,83 m/s².
1800	16	0,7	92,64	382,5	26	15	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2000	25	1,15	9,00	377,2	27 - 36	15 - 35	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,62 m/s².
2200	28	1,14	93,60	382	37	35	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2300	29	1,20	90,83	491,7	38 - 46	35 - 50	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,52 m/s².
2600	31	1,23	86,06	581,7	47	50	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3300	34	1,29	76,94	592,6	48 - 61	50 - 70	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,43 m/s².
3000	33	1,32	83,15	532,3	62 - 110	70	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2600	31	1,29	74,62	613,0	111 - 119	70 - 50	<ul style="list-style-type: none"> • Desacelerar a 0,69 m/s².
2500	37	1,20	68,84	735,0	120 - 187	50	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2600	31	1,23	71,49	558,4	188 - 201	50 - 70	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,46 m/s².
2700	30	1,29	81,84	562,1	202 - 250	70	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3000	42	1,40	69,54	989,3	251 - 286	70 - 100	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,24 m/s².
3100	40	1,47	62,60	958,8	287 - 315	100	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3200	45	1,65	51,70	662,2	316 - 336	100 - 120	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,28 m/s².
3000	43	1,71	55,45	623,4	337 - 345	120	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3100	46	1,52	52,40	916,9	346 - 380	120 - 0	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
850	18	1,15	100,00	433,8	381 - 400	0	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.

CICLO CARRETERA**PRUEBA #03**

RPM	MAP Kpa	MAP V	%	MAF g/s	TIEMPO (S)	VELOCIDAD (Km/h)	ACCIÓN
850	19	0,98	100,00	395,4	0 - 19	0	<ul style="list-style-type: none"> • Proceder después del ciclo urbano. • Mantener marcha mínima.
1600	14	0,83	91,51	312,4	20 - 25	0 - 15	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,83 m/s².
1700	16	0,72	91,64	382,5	26	15	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
1900	24	1,15	10,00	377,2	27 - 36	15 - 35	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,62 m/s².
2000	28	1,12	94,60	383	37	35	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2300	28	1,20	90,83	491,7	38 - 46	35 - 50	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,52 m/s².
2500	31	1,23	85,06	580,7	47	50	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3200	33	1,27	75,93	591,6	48 - 61	50 - 70	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,43 m/s².
2900	33	1,32	82,15	531,3	62 - 110	70	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2600	30	1,27	73,62	613,0	111 - 119	70 - 50	<ul style="list-style-type: none"> • Desacelerar a 0,69 m/s².
2400	37	1,20	68,84	734,0	120 - 187	50	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2500	29	1,22	70,49	559,4	188 - 201	50 - 70	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,46 m/s².
2700	30	1,27	81,84	562,1	202 - 250	70	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2900	42	1,40	69,54	988,3	251 - 286	70 - 100	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,24 m/s².
3000	41	1,43	62,60	957,8	287 - 315	100	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3300	44	1,64	52,70	663,2	316 - 336	100 - 120	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,28 m/s².
3200	42	1,71	54,45	622,4	337 - 345	120	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3100	45	1,51	51,40	915,9	346 - 380	120 - 0	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
850	19	1,15	100,00	435,8	381 - 400	0	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.

CICLO CARRETERA**PRUEBA #04**

RPM	MAP Kpa	MAP V	%	MAF g/s	TIEMPO (S)	VELOCIDAD (Km/h)	ACCIÓN
850	18	0,98	100,00	395,4	0 - 19	0	<ul style="list-style-type: none"> • Proceder después del ciclo urbano. • Mantener marcha mínima.
1700	15	0,85	92,51	313,4	20 - 25	0 - 15	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,83 m/s².
1800	17	0,74	92,64	383,5	26	15	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2000	24	1,17	10,00	377,2	27 - 36	15 - 35	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,62 m/s².
2100	29	1,15	95,60	383	37	35	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2400	28	1,22	91,83	492,7	38 - 46	35 - 50	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,52 m/s².
2600	32	1,23	86,06	581,8	47	50	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3200	34	1,27	76,93	591,6	48 - 61	50 - 70	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,43 m/s².
3000	35	1,33	82,15	533,3	62 - 110	70	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2600	31	1,27	74,62	614,0	111 - 119	70 - 50	<ul style="list-style-type: none"> • Desacelerar a 0,69 m/s².
2400	37	1,22	69,84	734,0	120 - 187	50	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2600	30	1,22	72,49	560,4	188 - 201	50 - 70	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,46 m/s².
2800	31	1,28	81,84	562,1	202 - 250	70	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2900	43	1,42	70,54	989,3	251 - 286	70 - 100	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,24 m/s².
3000	41	1,45	63,60	957,9	287 - 315	100	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3200	45	1,64	53,70	665,2	316 - 336	100 - 120	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,28 m/s².
3100	41	1,71	55,45	622,4	337 - 345	120	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3000	46	1,51	52,40	916,9	346 - 380	120 - 0	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
850	19	1,17	100,00	437,8	381 - 400	0	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.

CICLO CARRETERA**PRUEBA #05**

RPM	MAP Kpa	MAP V	%	MAF g/s	TIEMPO (S)	VELOCIDAD (Km/h)	ACCIÓN
850	18	0,98	100,00	395,4	0 - 19	0	<ul style="list-style-type: none"> • Proceder después del ciclo urbano. • Mantener marcha mínima.
1400	16	0,8	93,50	315,6	20 - 25	0 - 15	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,83 m/s².
1600	18	0,9	93,64	385,5	26	15	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
1800	25	1,07	10,00	375,2	27 - 36	15 - 35	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,62 m/s².
2000	28	1,13	97,60	385	37	35	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2100	30	1,18	92,83	492,7	38 - 46	35 - 50	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,52 m/s².
2000	31	1,20	87,06	582,8	47	50	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3100	34	1,25	77,93	593,6	48 - 61	50 - 70	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,43 m/s².
3000	33	1,29	83,15	534,3	62 - 110	70	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2800	32	1,27	75,62	614,0	111 - 119	70 - 50	<ul style="list-style-type: none"> • Desacelerar a 0,69 m/s².
2600	38	1,18	69,84	735,0	120 - 187	50	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
2600	32	1,21	73,49	561,4	188 - 201	50 - 70	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,46 m/s².
2700	31	1,26	82,84	563,1	202 - 250	70	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3000	43	1,37	72,54	990,3	251 - 286	70 - 100	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,24 m/s².
3200	40	1,45	64,60	957,9	287 - 315	100	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3100	45	1,63	53,70	667,2	316 - 336	100 - 120	<ul style="list-style-type: none"> • Acelerar a 0,28 m/s².
3000	42	1,67	57,45	624,4	337 - 345	120	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
3100	46	1,49	54,40	918,9	346 - 380	120 - 0	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.
850	18	1,12	100,00	442,9	381 - 400	0	<ul style="list-style-type: none"> • Velocidad constante.

