



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ

TEMA: "INVESTIGACIÓN DE LA EFICIENCIA MECÁNICA AL
REALIZAR MODIFICACIONES GEOMÉTRICAS AL COLECTOR
DE ESCAPE EN EL MOTOR VOLKSWAGEN DE 1.8 LITROS"

AUTOR: ALEX FERNANDO CHECA ALTUNA

DIRECTOR: ING. FÉLIX MANJARRÉS A. M.Sc.

LATACUNGA

2017

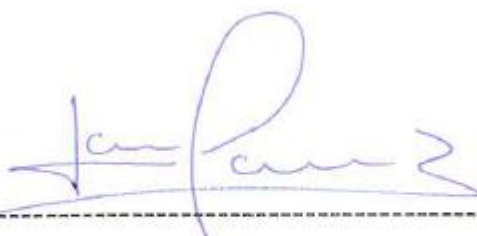


**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, "INVESTIGACIÓN DE LA EFICIENCIA MECÁNICA AL REALIZAR MODIFICACIONES GEOMÉTRICAS AL COLECTOR DE ESCAPE EN EL MOTOR VOLKSWAGEN DE 1.8 LITROS" realizado por el señor ALEX FERNANDO CHECA ALTUNA, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a señor ALEX FERNANDO CHECA ALTUNA para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 27 de junio del 2017



Ing. Félix Manjarrés A. M.Sc.

DIRECTOR



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, ALEX FERNANDO CHECA ALTUNA, con cédula de ciudadanía N° 1722459193, declaro que este trabajo de titulación, "INVESTIGACIÓN DE LA EFICIENCIA MECÁNICA AL REALIZAR MODIFICACIONES GEOMÉTRICAS AL COLECTOR DE ESCAPE EN EL MOTOR VOLKSWAGEN DE 1.8 LITROS" ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 27 de junio del 2017

ALEX FERNANDO CHECA ALTUNA

C.C.: 1722459193



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

AUTORIZACIÓN

Yo, ALEX FERNANDO CHECA ALTUNA, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación "INVESTIGACIÓN DE LA EFICIENCIA MECÁNICA AL REALIZAR MODIFICACIONES GEOMÉTRICAS AL COLECTOR DE ESCAPE EN EL MOTOR VOLKSWAGEN DE 1.8 LITROS" cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, 27 de junio del 2017

Una firma manuscrita en tinta azul que parece decir 'Alex Fernando Checa Altuna'.

ALEX FERNANDO CHECA ALTUNA

C.C.: 1722459193

DEDICATORIA

A Dios por darme la vida y unos maravillosos padres.

Alex Fernando Checa Altuna

AGRADECIMIENTO

A Dios, a mis padres, a mi hermano y a mis dos hermanas.

Alex Fernando Checa Altuna

ÍNDICE DE CONTENIDO

CARÁTULA.....	i
CERTIFICACIÓN.....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDO	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	x
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
RESUMEN.....	xiv
ABSTRACT	xv

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Planteamiento del problema.....	1
1.3. Justificación.....	2
1.4. Objetivos	3
1.4.1. Objetivo General	3
1.4.2. Objetivos Específicos.....	3

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO	4
2.1. Fluido de gases en colectores.....	4
2.1.1. Origen del flujo	4
2.1.2. Efectos de las ondas en escape	5
2.2. Ecuaciones de transporte.....	6

2.2.1.	Conservación de la masa.....	8
2.2.2.	Conservación de la cantidad de movimiento.....	8
2.2.3.	Conservación de la energía	9
2.2.4.	Fricción.....	10
2.2.5.	Transferencia de calor.....	11
2.3.	Ecuaciones generalizadas	12

CAPÍTULO III

3.	SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUIDO EN LOS PROTOTIPOS DE COLECTOR DE ESCAPE.....	14
3.1.	Generación de los dibujos 3d de los colectores	14
3.1.1.	Justificación geométrica	14
3.1.2.	Presentación de los diseños de colectores	17
3.2.	Importado de los dibujos 3D al software de dinámica de fluidos computacional (CFD)	19
3.3.	Diseño de malla	20
3.4.	Verificación de malla	22
3.5.	Condiciones de borde	25
3.6.	Post proceso	29
3.7.	Resultados de simulación	39
3.8.	Verificación de la convergencia de resultados	40
3.8.1.	Aplicación de las ecuaciones de transporte.	40

CAPÍTULO IV

4.	PRUEBAS EN EL MOTOR CON LOS DIFERENTES COLECTORES DE ESCAPE.....	45
4.1.	Construcción de los múltiple de escape de alto rendimiento.....	45
4.1.8.	Materiales empleados en la construcción de los colectores de escape de alto rendimiento.	52

4.1.9. Tipo de suelda.	52
4.1.10. Hoja de procesos.	54

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	65
5.1. Resultados obtenidos de la simulación del fluido en los tres colectores construidos.....	65
5.2. Resultados obtenidos en el banco dinamométrico.....	67

CAPÍTULO VI

6. MARCO ADMINISTRATIVO.....	74
6.1. Recursos utilizados	74
6.1.1. Recursos humanos	74
6.1.2. Recursos tecnológicos	74
6.1.3. Recursos materiales.....	75
6.2. Presupuesto	75
6.2.1. Presupuesto recursos materiales.....	75
6.2.2. Presupuestos recursos tecnológicos.....	76
6.2.3. Presupuesto recursos de apoyo.....	76
6.2.4. Presupuesto total	77
6.3. Financiamiento.....	77
CONCLUSIONES.....	78
RECOMENDACIONES.....	81
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82
ANEXOS.....	83

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Gasto saliente en la válvula de escape.....	5
Figura 2. Movimiento de ondas de presión y expansión.....	6
Figura 3. Volumen de control.....	7
Figura 4. Curva definida por la función $f(x)=x * 4$	14
Figura 5. Curva definida por la función $f(x)=3x * 4$	15
Figura 6. Curva definida por la función $f(x)=4x * 4$	15
Figura 7. Curva definida por la función $f(x)=5x * 4$	16
Figura 8. Curva definida por la función $25=(x - 5)^2 + y^2$	16
Figura 9. Modelo 3D del colector N1.....	17
Figura 10. Modelo 3D del colector N2.....	17
Figura 11. Modelo 3D del colector N3.....	18
Figura 12. Modelo 3D del colector N4.....	18
Figura 13. Modelo 3D del colector N5.....	18
Figura 14. Importación de geometría 3D del colector.....	19
Figura 15. Malla colector N1.....	20
Figura 16. Malla colector N2.....	20
Figura 17. Malla colector N3.....	21
Figura 18. Malla colector N4.....	21
Figura 19. Malla colector N5.....	22
Figura 20. Colector N1 Jacobian Ratio 0.92359.....	23
Figura 21. Colector N2 Jacobian Ratio 0.92549.....	23
Figura 22. Colector N3 Jacobian Ratio 0.93043.....	24
Figura 23. Colector N4 Jacobian Ratio 0.92823.....	24
Figura 24. Colector N5 Jacobian Ratio 0.92377.....	25
Figura 25. Curva temperatura-ángulo del cigüeñal ciclo Otto.....	25
Figura 26. Curvas presión-volumen ciclo Otto.....	26
Figura 27. Programación en Wolfram Mathematica.....	28
Figura 28. Velocidad Max. 1080 m/s Min. 495.2 m/s.....	29
Figura 29. Presión Max. 2.943 bar Min. 0.7841 bar.....	30
Figura 30. Temperatura Max. 1953°K Min. 1520°K.....	30
Figura 31. Densidad Max. 0.7558 Kg/m ³ Min. 0.372 Kg/m ³	31

Figura 32. Velocidad Max. 1328 m/s Min. 418.9 m/s.	31
Figura 33. Presión Max. 3.287 bar Min. -0.3135 bar.	32
Figura 34. Temperatura Max. 1889°K Min. 1207°K.	32
Figura 35. Densidad Max. 0.7975 Kg/m ³ Min. 0.1957 Kg/m ³	33
Figura 36. Velocidad Max. 1522 m/s Min. 2.588 m/s.	33
Figura 37. Presión Max. 3.609 bar Min. -0.782 bar.	34
Figura 38. Temperatura Max. 1971°K Min. 867.5°K.	34
Figura 39. Densidad Max. 0.8491 Kg/m ³ Min. 0.08693 Kg/m ³	35
Figura 40. Velocidad Max. 1501 m/s Min. 8.918 m/s.	35
Figura 41. Presión Max. 3.811 bar Min. -0.8009 bar.	36
Figura 42. Temperatura Max. 1951°K Min. 867.9°K.	36
Figura 43. Densidad Max. 0.8852 Kg/m ³ Min. 0.07741 Kg/m ³	37
Figura 44. Velocidad Max. 1255 m/s Min. 409.7 m/s.	37
Figura 45. Presión Max. 3.404 bar Min. -0.1884 bar.	38
Figura 46. Temperatura Max. 1900°K Min. 1286°K.	38
Figura 47. Densidad Max. 0.8405 Kg/m ³ Min. 0.2174 Kg/m ³	39
Figura 48. Discretización del dominio de flujo.	40
Figura 49. Densidad del flujo.	42
Figura 50. Velocidad del flujo.	43
Figura 51. Presión de flujo.	44
Figura 52. Colectores originales.	46
Figura 53. Trazos en el tubo de acero inoxidable.	46
Figura 54. Trazos en la plancha de acero inoxidable.	47
Figura 55. Corte de tubo de acero inoxidable.	47
Figura 56. Corte en la plancha de acero inoxidable.	48
Figura 57. Dobles de tubo mediante dobladora hidráulica.	48
Figura 58. Unión de colectores.	49
Figura 59. Soldadura de colectores.	49
Figura 60. Pulido de residuos.	50
Figura 61. Múltiple colector N1.	50
Figura 62. Múltiple colector N4.	51
Figura 63. Múltiple colector N5.	51
Figura 64. Proceso del colector.	55
Figura 65. Proceso de la brida.	56

Figura 66. Proceso de la unión de colectores.....	57
Figura 67. Proceso de la brida de escape primario.....	58
Figura 68. Proceso total del múltiple de escape.	59
Figura 69. Ubicación y sujeción del vehículo.	60
Figura 70. Interface del dinamómetro.	61
Figura 71. Pruebas en el dinamómetro.....	61
Figura 72. comparación de potencia colector N1 vs colector original.	62
Figura 73. Comparación de torque colector N1 vs colector original.....	62
Figura 74. Comparación de potencia colector N4 vs colector original.	63
Figura 75. Comparación de torque colector N4 vs colector original.....	63
Figura 76. Comparación de potencia colector N5 vs colector original.	64
Figura 77. Comparación de torque colector N5 vs colector original.....	64
Figura 78. Comparación de velocidad máxima.	65
Figura 79. Comparación de presión máxima.	66
Figura 80. Comparación de temperatura máxima.....	66
Figura 81. Comparación de densidad máxima.....	67
Figura 82. Comparación de potencia máxima.....	68
Figura 83. Porcentaje de variación de potencia máxima.	68
Figura 84. Comparación de torque en la potencia máxima.....	69
Figura 85. Porcentaje de variación de torque en la potencia máxima.....	69
Figura 86. Comparación de torque máximo.....	70
Figura 87. Porcentaje de variación de torque máximo.....	70
Figura 88. Comparación de potencia en el torque máximo.....	71
Figura 89. Porcentaje de variación de potencia en el torque máximo.....	71
Figura 90. Valores máximos del colector original.....	72
Figura 91. Valores máximos del colector N1.	72
Figura 92. Valores máximos del colector N4.	72
Figura 93. Valores máximos del colector N5.	73

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Parámetros de la ecuación de la conservación.....	12
Tabla 2. Especificaciones motor Volkswagen.....	28
Tabla 3. Valores máximos de simulación de cada colector.	39
Tabla 4. Valores mínimos de simulación de cada colector.	39
Tabla 5. Valores de las propiedades de frontera.	41
Tabla 6. Orden de procesos.	45
Tabla 7. Descripción de cada material empleado.....	52
Tabla 8. Datos para soldar.....	53
Tabla 9. Símbolo de cada etapa.....	54
Tabla 10. Operación de montaje.	58
Tabla 11. Valores de simulación de cada colector.....	65
Tabla 12. Valores de Potencia máxima	67
Tabla13. Valores de Torque máximo	69
Tabla 14. Valores de potencia máxima y torque máximo.	71
Tabla 15. Recursos humanos	74
Tabla 16. Recursos tecnológicos	74
Tabla 17. Recursos materiales	75
Tabla 18. Presupuesto recursos materiales.....	76
Tabla 19. Presupuesto recursos tecnológicos	76
Tabla 20. Presupuesto recursos de apoyo	76
Tabla 21. Presupuesto total	77

RESUMEN

Este trabajo busca estudiar y determinar un proceso para obtener la mayor eficiencia mecánica del motor Volkswagen de 1.8 litros, por medio de la variación de la geometría de los colectores de escape. Se propone cinco geometrías diferentes de colector, cada una de ellas definidas por una función matemática. Se dibuja tridimensionalmente las diferentes geometrías del elemento con asistencia de un software. Se simula los colectores mediante un software de análisis en dinámica de fluidos computacional (CFD), se realizan cálculos matemáticos para determinar el comportamiento del flujo, con el fin de comparar los resultados obtenidos en el software CFD. Al final se compara y analizan parámetros que permiten determinar la eficiencia en cada colector de escape. Mediante un protocolo de pruebas se procede a evaluar físicamente cada caso de colector montado en el motor utilizando un dinamómetro. Las curvas y valores de los ensayos han sido objeto de comparación con los resultados obtenidos por los métodos mencionados anteriormente, permitiendo generar un criterio de ingeniería acerca de la mayor eficiencia en los colectores de escape para el motor Volkswagen.

PALABRAS CLAVE:

- **DINÁMICA DE FLUIDOS**
- **COLECTOR DE ESCAPE**
- **FLUJO COMPRESIBLE**
- **EFICIENCIA MECÁNICA**
- **MOTOR VOLKSWAGEN**

ABSTRACT

This work aims to study and determine a process to obtain the greater mechanical efficiency of 1.8-liter Volkswagen engine, by means of the variation of the geometry of the exhaust manifolds. Five different manifold geometries are proposed, each of them defined by a mathematical function. The different geometries of the element are drawn three-dimensional with the assistance of a software. The manifolds are simulated using a computational fluid dynamic software or (CFD), mathematical calculation is performed to determine the flow behavior, in order to compare the results obtained in the CFD software. At the end, it compares and analyzes parameters that allow you to determine the efficiency in each exhaust manifold. Using a testing protocol we evaluated physically each case of manifold mounted on the engine using a dynamometer. The statistical curves and values of the tests have been compared with the results obtained by the methods mentioned above, allowing to generate an engineering opinion about the greater efficiency in the exhaust manifolds for the Volkswagen engine.

PALABRAS CLAVE:

- **FLUID DYNAMICS**
- **EXHAUST MANIFOLD**
- **COMPRESSIBLE FLOW**
- **MECHANICAL EFFICIENC**
- **VOLKSWAGEN ENGINE**

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

La demanda por desarrollar motores cada vez más eficientes y fiables, ha llevado a la industria automotriz a investigar sistemas que produzcan una mejor sintonización en el funcionamiento del motor. Desde hace tiempo el desarrollo del motor Otto ha sido y es una función del flujo de aire y de la combustión.

El desarrollo del sistema de gases de escape, promueve a preparadores de vehículos de competición a interactuar empíricamente varios modelos. Esto representa costos económicos adicionales en la preparación del vehículo.

Lograr un colector de escape equilibrado conlleva estudios de los diferentes aspectos y parámetros físicos como: dimensiones, materiales y geometría. Actualmente en el país, son muy limitados los estudios que han encontrado el sistema de gases de escape idóneo mediante análisis teórico y computacional para el motor Volkswagen 1.8 Litros.

1.2. Planteamiento del problema

Los Colectores de escape de alto rendimiento, tienen como objetivo lograr que el motor expulse los gases de escape lo más rápido posible y sin producir contrapresiones. Sin embargo, diseños de colectores de escape de alto rendimiento han profundizado más los estudios al variar sus dimensiones que la geometría. Por lo cual, al obtener los colectores de escape con las dimensiones correctas pero sin la geometría idónea, no se está aprovechando su eficiencia máxima.

La ineficiencia del sistema de escape representa una carga financiera significativa para los preparadores de vehículos de competición, interactuando empíricamente en bancos de prueba varios diseños de colectores. Por consiguiente, se conseguirá la geometría adecuada para el sistema de expulsión de gases de escape de acuerdo a las necesidades del automotor.

Para encontrar la geometría idónea del colector de escape se profundizarán los estudios matemáticos del comportamiento del fluido en conductos y se complementarán dichos estudios con la ayuda de un programa computacional de diseño mecánico. Así pues, se evaluarán las tres posibles soluciones, para luego ser construidas y probadas en el motor con la ayuda de un banco dinamométrico.

1.3. Justificación

La presente investigación pretenderá incrementar la eficiencia mecánica del motor, mejorando el proceso de combustión mediante el múltiple de escape idóneo para el motor Volkswagen de 1.8 litros

Los múltiples de escape de alto rendimiento poseen un alto costo de fabricación y comercialización, tal vez, la falta de conocimiento científico sobre su diseño ingenieril en el medio local conlleva a que no esté al alcance del usuario promedio. El presente proyecto propone el análisis profundo del elemento, para determinar los parámetros que se involucran en el diseño de múltiples de escape mediante la adaptabilidad de una metodología matemática y computacional que a la vez permita establecer variables útiles para generar el diseño de prototipos que suplan esa imposibilidad de adquisición antes mencionada.

Actualmente en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE los estudios son limitados referentes al comportamiento del fluido en el colector del sistema de escape. Con la presente investigación se obtendrá una

metodología para analizar el comportamiento de los gases de escape de acuerdo a la geometría del colector.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Investigar la variación de torque y potencia al realizar modificaciones geométricas al colector de escape en el motor Volkswagen de 1.8 litros

1.4.2. Objetivos Específicos

- Investigar todas las variables termo mecánicas que conlleva el diseño de un múltiple de escape.
- Delimitar el espacio físico que se posee alrededor del motor para el acoplamiento del nuevo sistema.
- Diseñar y dimensionar los diferentes prototipos de colectores de escape.
- Construir las distintas alternativas a ser analizadas.
- Evaluar analítica y computacionalmente los distintos prototipos de colectores de escape.
- Analizar los resultados obtenidos.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

(Calleja, 2012) Citado por (Calle Solis & Rivas Macero, 2014), El múltiple o colector de escape es el elemento que se encarga de evacuar los gases quemados tras la combustión hacia la línea de escape. El aspecto es similar al colector de admisión, pero los materiales son diferentes debido a las altas temperaturas que puede alcanzar. Suelen fabricarse en fundición de hierro para motores de producción en serie. Para motores de competición o de muy altas prestaciones se fabrican de tubos soldados de acero inoxidable con el fin de poder adoptar geometrías más complejas.

2.1. Fluido de gases en colectores

2.1.1. Origen del flujo

En el escape, el fluido está formado por una mezcla de productos quemados y no quemados resultantes de la combustión, en los cuales el mayor porcentaje de la mezcla es nitrógeno. A pesar de las diferencias que puede presentar el fluido en los múltiples de admisión y escape, las simulaciones del proceso de renovación de la carga se basan generalmente en modelos de flujo de aire. Usualmente se ignoran en ellos las variaciones en composición y la presencia de cualquier película de combustible en las paredes de los múltiples. (Cuadrado Peña, Agudelo Santamaría, & Sánchez López, 2008)

En la figura 1 se muestra la forma típica de la evolución del gasto másico en la válvula de escape de un motor de cuatro tiempos a un régimen de giro intermedio. En la curva se puede apreciar dos picos bien definidos: el primero, correspondiente al escape espontáneo tras la apertura de la válvula, con una brusca subida del gasto, el segundo, correspondiente al

escape inducido que aparece como consecuencia del desalojo de los gases de escape producidos por el ascenso del pistón. (Armas Vergel et al., 2011)

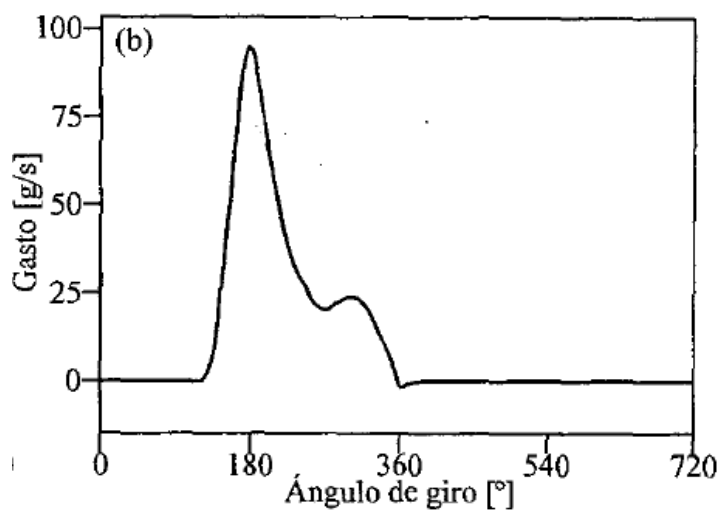


Figura 1. Gasto saliente en la válvula de escape.

Fuente: (Armas Vergel et al., 2011)

2.1.2. Efectos de las ondas en escape

El movimiento cíclico del pistón genera, a través del flujo ondas de presión y expansión que viajan por los múltiples, cuando la válvula de escape está abierta y los gases salen del cilindro, viajan hacia el exterior ondas de compresión que se reflejan al llegar al extremo abierto, retornando como ondas de expansión. Entre las ondas existe un desfase angular que puede identificarse para sintonizar la llegada de la onda de expansión con el momento en el cual se vuelve a abrir la válvula. (Cuadrado Peña, Agudelo Santamaría, & Sánchez López, 2008)

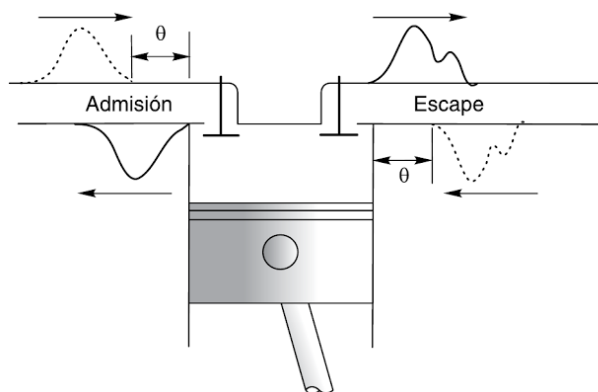


Figura 2. Movimiento de ondas de presión y expansión.

Fuente: (Cuadrado Peña et al, 2008)

La onda de propagación reflejada puede producir dos tipos de beneficios en el motor. Por una parte, si la onda reflejada llega durante el cruce de válvulas puede producir un efecto de succión que ayuda a evacuar los gases del cilindro, a reducir residuales y eventualmente a producir corto circuito desde la admisión al escape. Por otra, si la onda de rarefacción llega durante la carrera de escape reducirá la presión en la válvula y por lo tanto el trabajo de bombeo. (Armas Vergel et al, 2011, p. 227)

2.2. Ecuaciones de transporte

A continuación, se presenta el modelo matemático empleado por: (Cuadrado Peña et al., 2008).

Para analizar el comportamiento del flujo en el colector de escape, se emplean las ecuaciones generales de Naviera Stokes: el principio de conservación de la masa, la conservación de energía y conservación de momento lineal. Se emplea estas ecuaciones a un volumen de control, el mismo que se considera flujo unidimensional y transitorio durante todo su recorrido.

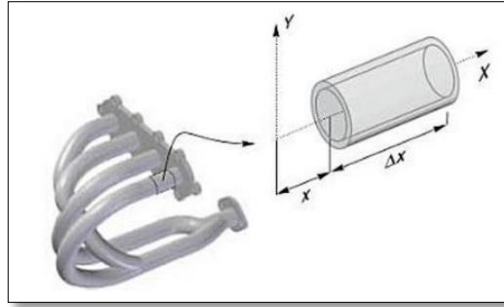


Figura 3. Volumen de control.

Fuente: (Cuadrado Peña et al., 2008)

En este volumen para los balances de energía, masa y momento lineal, se requiere definir la relación entre los flujos por unidad de área en las caras ubicadas en “ x ” y en “ $x+\Delta x$ ”, para lo cual se emplea la serie de Taylor:

$$(\phi \rho u A)_{x+\Delta x} = (\phi \rho u A)_x + \frac{\partial(\phi \rho u A)_{x+\Delta x}}{\partial x} \Delta x \quad EC.1$$

Donde:

ϕ = Variable que representa cualquier propiedad

ρ = Densidad (kg/m³)

u = Velocidad (m/s)

A = Área (m²)

Δx = Variación de x (m)

Donde $\phi = 1, u, e_0$ para la conservación de la masa, el momento y la energía respectivamente. El subíndice 0 hace referencia a las propiedades de remanso.

2.2.1. Conservación de la masa

Esta ecuación expresa que el cambio de masa dentro del volumen debe ser igual a la diferencia entre los flujos másicos que entran en “x “ y salen en “x+Δx” del volumen. Se representa esta ley en términos matemáticos para la geometría mostrada:

$$\frac{\partial \rho A \Delta x}{\partial t} = (\rho u A)_x - (\rho u A)_{x+\Delta x} \quad EC. 2$$

Como el área transversal se considera constante, al dividir por el volumen ($A\Delta x$) y teniendo en cuenta la ecuación 1 y la ecuación 2 se transforma en:

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad EC. 3$$

2.2.2. Conservación de la cantidad de movimiento

Esta ecuación expresa un balance de la cantidad de movimiento lineal en el volumen de control: el cambio en la cantidad de movimiento dentro del volumen debe ser igual a la diferencia entre los flujos de cantidad de movimiento que entran y salen, más la resultante de fuerzas que actúan sobre el fluido. Se asume que sólo existe fricción entre el fluido y el sólido. Este balance se presenta solo en la dirección de flujo y la convención de signos adoptada establece como positivas las fuerzas en dirección positiva del eje x. Se desprecia las fuerzas gravitacionales y se tiene en cuenta las fuerzas originadas por el gradiente de presiones y la fricción en las paredes.

$$\frac{\partial(\rho u A \Delta x)}{\partial t} = [((\rho u)uA)_x - ((\rho u)uA)_{x+\Delta x}] + [(pA)_x - (pA)_{x+\Delta x}] - \tau \pi D \Delta x \quad EC. 4$$

Donde:

τ = Esfuerzo viscoso (Pa.s)

p = Presión (Pa)

D = Diámetro del conducto (m)

π = Relación entre las presiones del cilindro y el conducto

Al dividir por el volumen ($A\Delta x$) y teniendo en cuenta la ecuación 1, esta ecuación se transforma en:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)u}{\partial x} + \frac{\partial(p)}{\partial x} + \frac{\tau\pi D}{A} = 0 \quad EC.5$$

2.2.3. Conservación de la energía

Representa un balance, ahora expresado por la primera ley de la termodinámica: el cambio de energía cinética e interna del fluido en el volumen, debe ser igual a la diferencia de flujos de energía que entran y salen del volumen con los flujos másicos, más el flujo neto de energía por transferencia de calor y menos el trabajo realizado por el sistema.

$$\frac{\partial(\rho e_0 A \Delta x)}{\partial t} = [(\rho e_0 u \Delta x)_x - (\rho e_0 u \Delta x)_{x+\Delta x}] + [(puA)_x - (puA)_{x+\Delta x}] + q \quad EC.6$$

Donde:

q = Calor Transferido por convección (W)

e_0 = Energía (J/kg)

h_0 = Entalpía (J/kg)

Donde q es el calor transferido desde el volumen hacia los alrededores y solo existe trabajo de flujo realizado por las fuerzas de presión sobre el sistema. Teniendo en cuenta la relación entre entalpía y energía dada por la ecuación 6a:

$$h_0 = e_0 + \frac{P}{\rho} \quad \text{EC. 6a}$$

Al dividir por el volumen ($A\Delta x$), la ecuación 6 se transforma en:

$$\frac{\partial(\rho e_0)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h_0)}{\partial x} + \frac{\partial(p)}{\partial x} + \frac{q}{A\Delta x} = 0 \quad \text{EC. 7}$$

2.2.4. Fricción

Los esfuerzos viscosos en el flujo a través de los múltiples (efecto que generalmente se desprecia) puede expresarse en términos de un factor de fricción f como:

$$\tau = \frac{1}{2}\rho u^2 f \quad \text{EC. 8}$$

Para determinar el factor de fricción se realiza de diferentes formas, entre algunas tenemos:

- Medición experimental
- Adopción de un valor constante entre 0.004 y 0.001
- Evaluación en función del número de Reynolds.

2.2.5. Transferencia de calor

El flujo a través del colector de escape trasfiere calor por convección, radiación y conducción, el de mayor contribución es mediante convección que puede calcularse a partir de:

$$q = h\pi D\Delta x(T_w - T_g) \quad EC.9$$

El coeficiente convectivo h se calcula mediante la ecuación 9a.

$$h = \frac{f}{2} cp u \rho \quad EC.9a$$

Donde:

h = Coeficiente convectivo ($W/(m^2 \cdot ^\circ K)$)

T_w = Temperatura media de la pared ($^\circ K$)

T_g = Temperatura media del gas ($^\circ K$)

cp = Calor específico a presión constante (1005 J/kg)

2.3. Ecuaciones generalizadas

Al remplazar el esfuerzo viscoso y el coeficiente convectivo en términos del factor de fricción las ecuaciones 3,5 y 7 se transforma en:

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = 0 \quad EC.10$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)u}{\partial x} + \frac{\partial(p)}{\partial x} + \frac{2\rho u|u|f}{D} = 0 \quad EC.11$$

$$\frac{\partial(\rho e_o)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h_o)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho)}{\partial x} - \frac{2f c_p u \rho (T_w - T_g)}{D} = 0 \quad EC.12$$

El valor absoluto de la velocidad se emplea con el fin de garantizar que la dirección de la fuerza viscosa sea siempre contraria al movimiento del fluido.

En la Tabla 1 se presentan los parámetros de las ecuaciones de la siguiente forma:

Tabla 1.
Parámetros de la ecuación de la conservación.

Parámetros	W	F(W)	C(W)
Continuidad	ρ	ρv	0
Conservación de la cantidad de movimiento	ρu	$\rho u^2 + p$	$\frac{2\rho u u f}{D}$
Conservación de energía	ρe_o	ρh_o	$-\frac{2f \rho u c_p (T_w - T_g)}{D}$

Fuente: (Cuadrado Peña et al., 2008)

$$W = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho e_o \end{bmatrix} \quad F(W) = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho u^2 + p \\ \rho h_o \end{bmatrix} \quad C(W) = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2\rho u|u|f}{D} \\ -\frac{2f\rho u c_p (T_w - T_g)}{D} \end{bmatrix} \quad EC.13$$

Estas ecuaciones son del tipo diferencial parcial y están constituidas por términos que presentan:

$\frac{\partial(W)}{\partial t}$: La acumulación de las propiedades (masa, cantidad de movimiento y energía) en el volumen de control.

$\frac{\partial F(W)}{\partial x}$: El flujo neto de las propiedades a través del volumen de control se denominan términos convectivos.

$C(w)$: La generación o destrucción de las propiedades en el volumen de control denominados términos fuentes.

CAPÍTULO III

3. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUIDO EN LOS PROTOTIPOS DE COLECTOR DE ESCAPE.

3.1. Generación de los dibujos 3d de los colectores

3.1.1. Justificación geométrica

Se propone cinco tipos diferentes de geometría, cuatro de ellas definidas por la función raíz y una de ellas definida por la función de la circunferencia. Cada función se delimita en un dominio de 0 a 10 cm y en un rango máximo de 0 a 15 cm de acuerdo al espacio físico alrededor del motor, para lo cual cada función raíz es multiplicada por un valor de 4.

En la figura 4 se define la geometría del colector N1 mediante la función cuadrática $f(x) = \sqrt{x} * 4$, delimitada por un dominio de 0 a 10 cm y un rango de 0 a 12.5 cm.

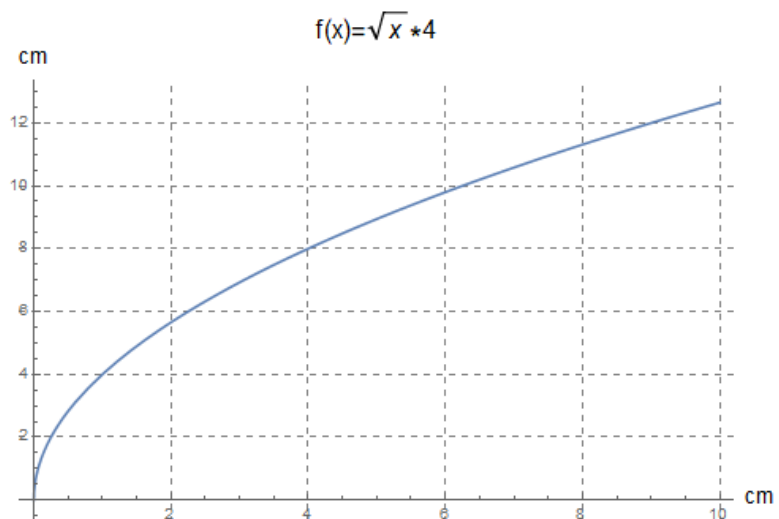


Figura 4. Curva definida por la función $f(x) = \sqrt{x} * 4$.

En la figura 5 se define la geometría del colector N2 mediante la función $f(x) = \sqrt[3]{x} * 4$, delimitada por un dominio de 0 a 10 cm y un rango de 0 a 8.5 cm.

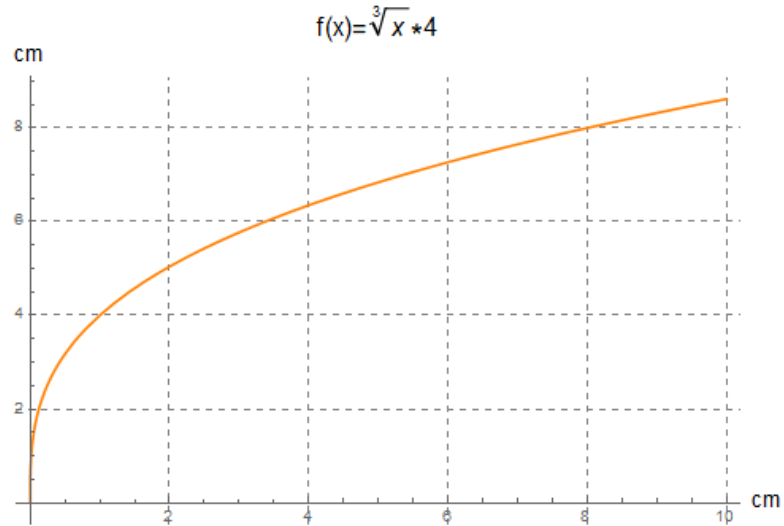


Figura 5. Curva definida por la función $f(x) = \sqrt[3]{x} * 4$.

En la figura 6 se define la geometría del colector N3 mediante la función $f(x) = \sqrt[4]{x} * 4$, delimitada por un dominio de 0 a 10 cm y un rango de 0 a 7.2 cm.

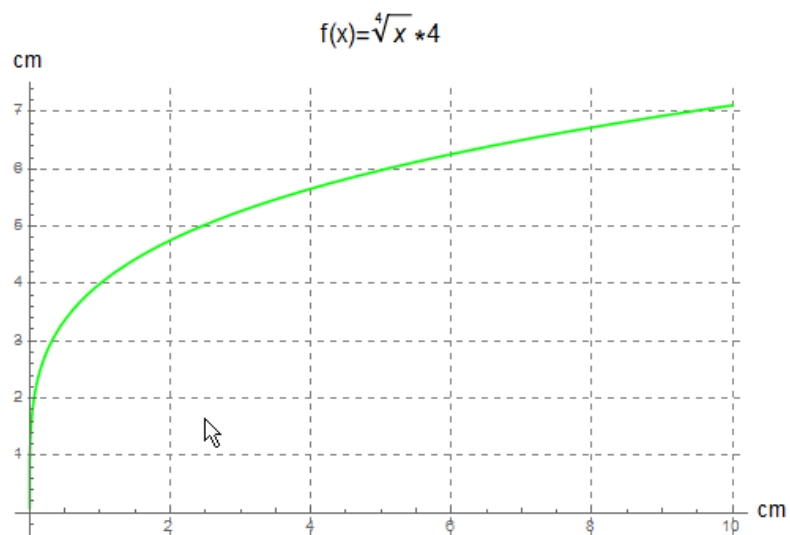


Figura 6. Curva definida por la función $f(x) = \sqrt[4]{x} * 4$.

En la figura 7 se define la geometría del colector N4 mediante la función $f(x) = \sqrt[5]{x} * 4$, delimitada por un dominio de 0 a 10 cm y un rango de 0 a 6.2 cm.

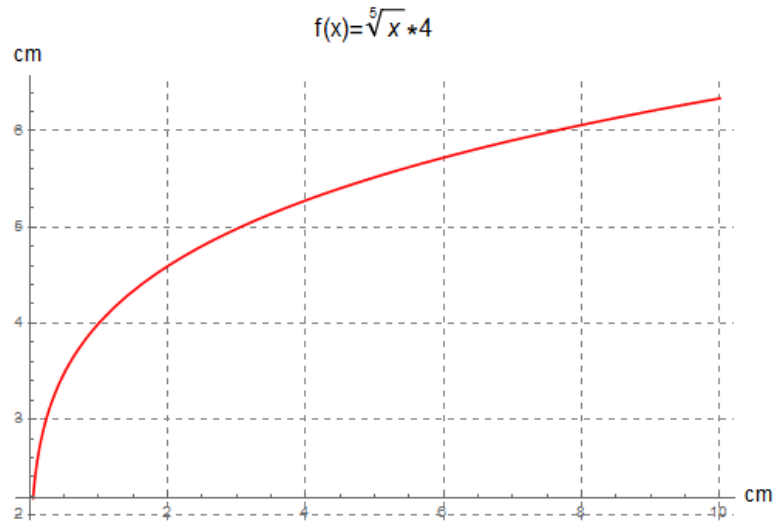


Figura 7. Curva definida por la función $f(x) = \sqrt[5]{x} * 4$.

En la figura 8 se define la geometría del colector N5 mediante la función $25 = (x - 5)^2 + y^2$, delimitada por un dominio de 0 a 10 cm y un rango de 0 a 5 cm.

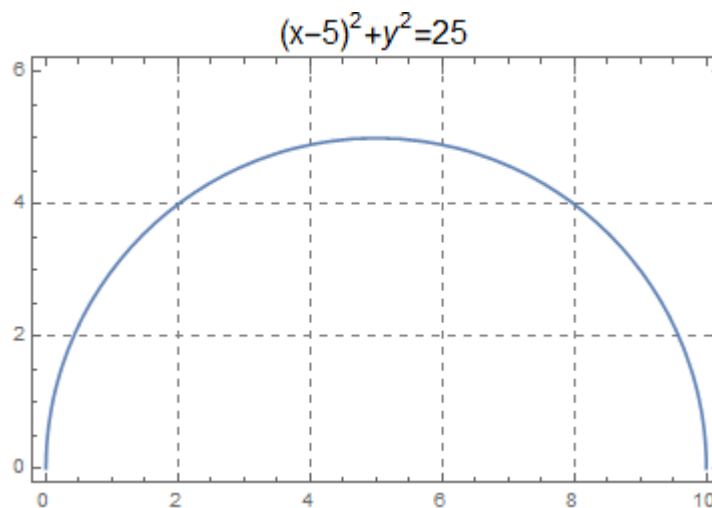


Figura 8. Curva definida por la función $25 = (x - 5)^2 + y^2$.

3.1.2. Presentación de los diseños de colectores

Se modelan los diferentes colectores mediante un software CAD con un diámetro interno que debe ser mayor o igual al colector original, debido a que “si el tubo presenta un diámetro demasiado pequeño puede ahogar el motor mediante la creación de contra presión excesiva” (Mavrigian, 2014), para lo cual se selecciona un diámetro de 4 cm



Figura 9. Modelo 3D del colector N1.



Figura 10. Modelo 3D del colector N2.



Figura 11. Modelo 3D del colector N3.

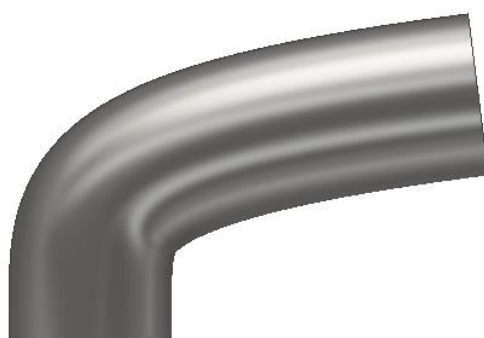


Figura 12. Modelo 3D del colector N4.



Figura 13. Modelo 3D del colector N5.

3.2. Importado de los dibujos 3D al software de dinámica de fluidos computacional (CFD)

La metodología empleada en CFD permite la simulación del movimiento de fluidos, por medio de la solución numérica de las ecuaciones diferenciales parciales de conservación de la masa, energía y cantidad de movimiento aplicado a un cuerpo geométrico infinitesimal mediante una malla. Estos métodos numéricos permiten obtener las diferentes variables del dominio analizado presión, velocidad, temperatura, etc., en cada parte del cuerpo definido por la malla. (Bernal & Orrego, 2007)

Para el estudio de flujo en cada colector se empleó un software de análisis por FEM, cada diseño 3D se importa del software CAD mediante la opción Import Geometry como lo muestra la figura 14.

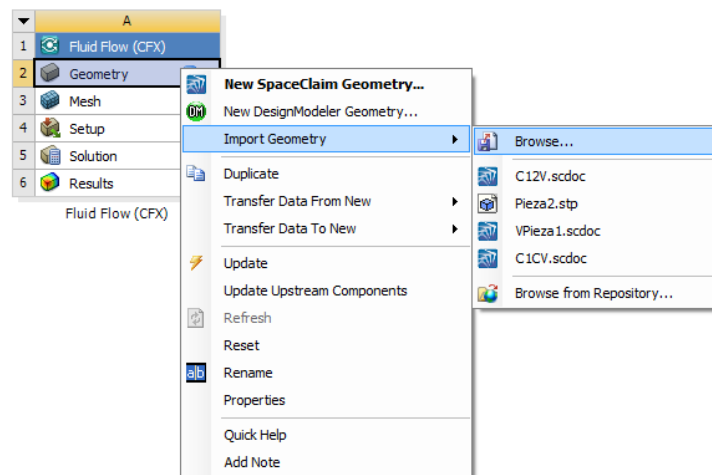


Figura 14. Importación de geometría 3D del colector.

3.3. Diseño de malla

Para el estudio computacional de flujo, el dominio en cada colector es dividido en pequeños subdominios que pueden ser de diferentes formas como hexaedros y tetraedros en 3D, cuadriláteros y triángulos en 2D. El software CFD incorpora un mallado semiautomático con lo cual resulta rápido generar una malla de hexaedros y tetraedros según la complejidad de la geometría.

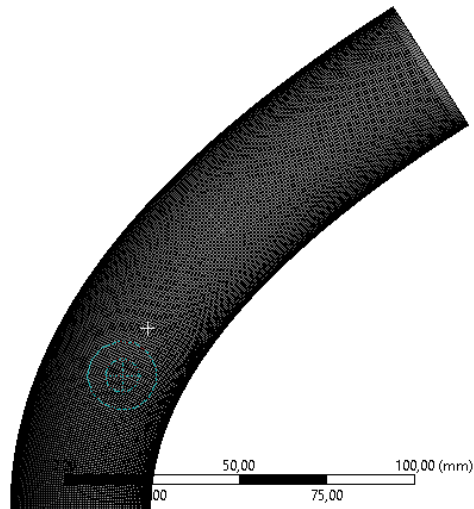


Figura 15. Malla colector N1.

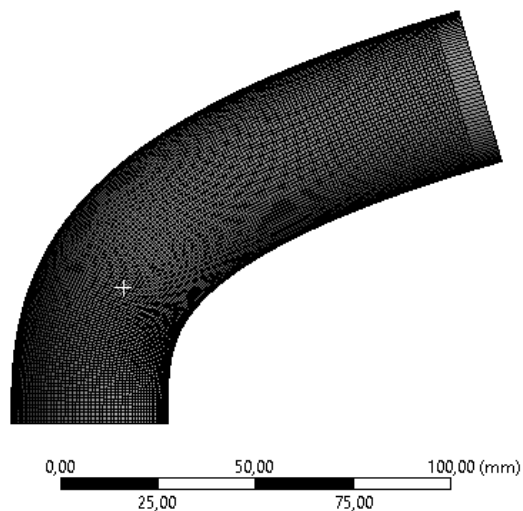


Figura 16. Malla colector N2.

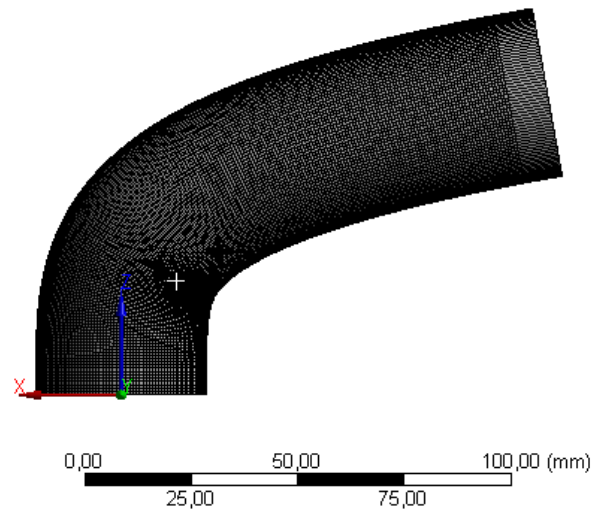


Figura 17. Malla colector N3.

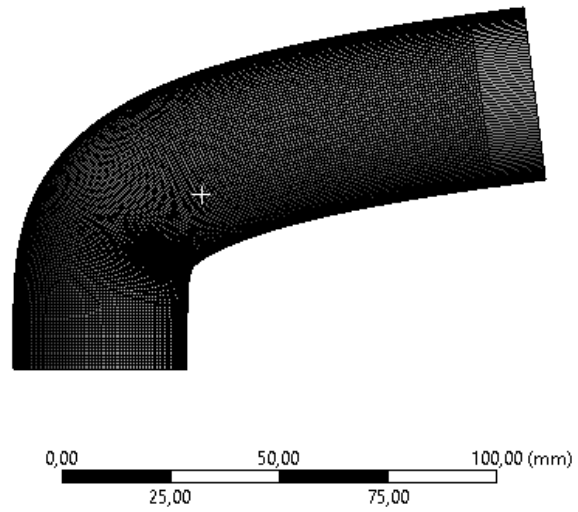


Figura 18. Malla colector N4.

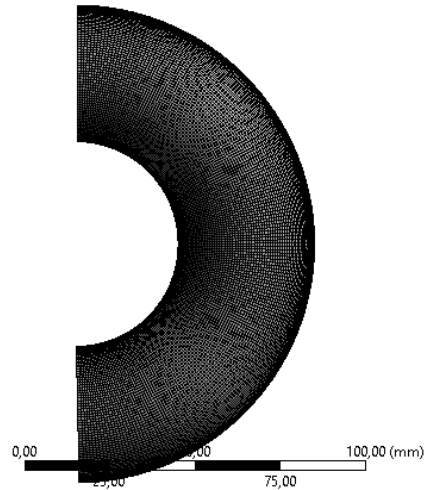


Figura 19. Malla colector N5.

3.4. Verificación de malla

Jacobian Ratio es una medida de la forma de un elemento dado en comparación a la de un elemento ideal. La forma ideal de un elemento depende del tipo de elemento.

Jacobian Ratio (Puntos de Gauss) es un buen indicador de la calidad del elemento, el cálculo es menos restrictivo, Para definir la métrica del mallado se delimita por -1 (peor) y 1(mejor). Un elemento con un Jacobian Ratio ≤ 0 debe ser evitado. (ANSYS)

En cada colector se busca aproximarse al elemento ideal mediante varios refinamientos de malla. Para el colector N1 el Jacobian Ratio es de 0.92359 con un tamaño de elemento de 0.8 mm según lo indica la figura 20.

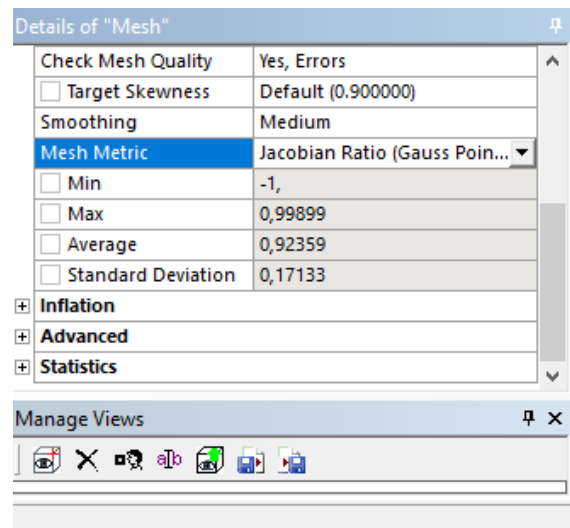


Figura 20. Colector N1 Jacobian Ratio 0.92359

Para el colector N2 el Jacobian Ratio es de 0.92549 con un tamaño de elemento de 1 mm según lo indica la figura 21.

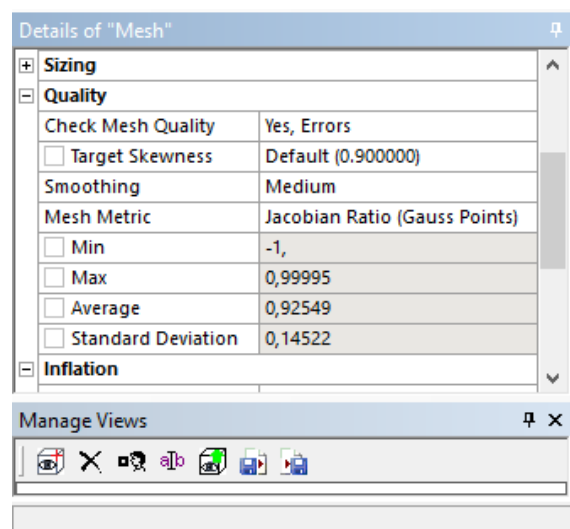


Figura 21. Colector N2 Jacobian Ratio 0.92549

Para el colector N3 el Jacobian Ratio es de 0.93043 con un tamaño de elemento de 0.8 mm según lo indica la figura 22.

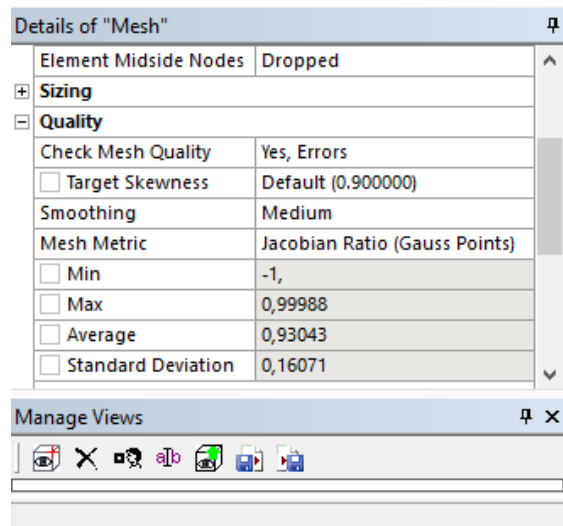


Figura 22. Colector N3 Jacobian Ratio 0.93043.

Para el colector N4 el Jacobian Ratio es de 0.92823 con un tamaño de elemento de 0,8 mm según lo indica la figura 23.

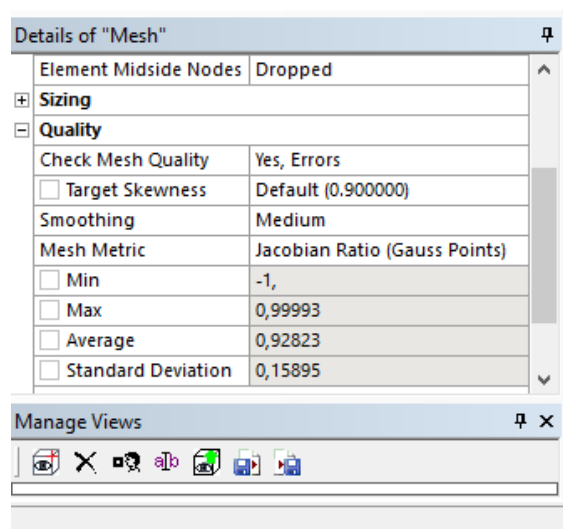


Figura 23. Colector N4 Jacobian Ratio 0.92823

Para el colector N5 el Jacobian Ratio es de 0.92377 con un tamaño de elemento de 0,8 mm según lo indica la figura 24.

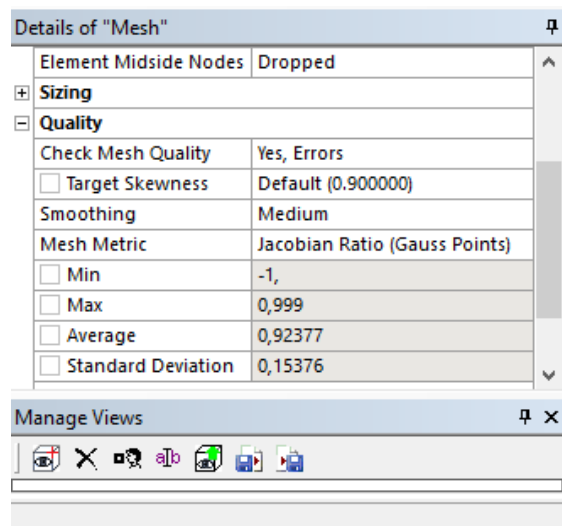


Figura 24. Colector N5 Jacobian Ratio 0.92377

3.5. Condiciones de borde

Para definir las condiciones de frontera se realiza una plantilla termodinámica mediante el software Wolfram Mathematica en función de los datos del motor (Tabla 2), para el análisis del ciclo ideal Otto se realizó según (Blair, 1999, pp. 86-88):

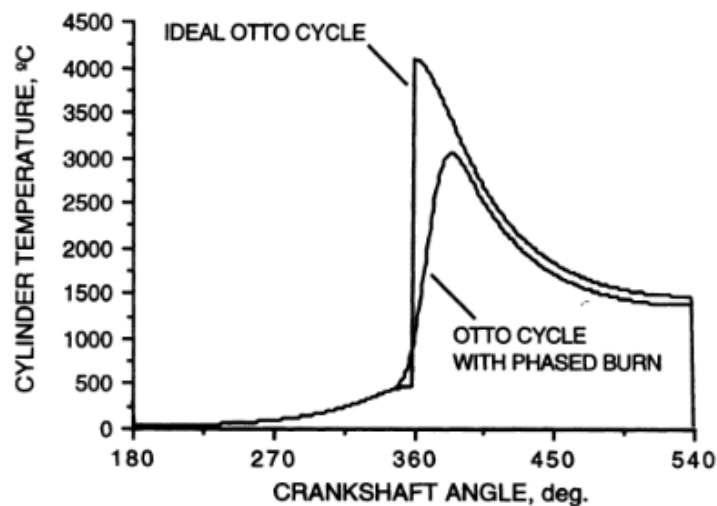


Figura 25. Curva temperatura-ángulo del cigüeñal ciclo Otto.

Fuente: Blair (1999)

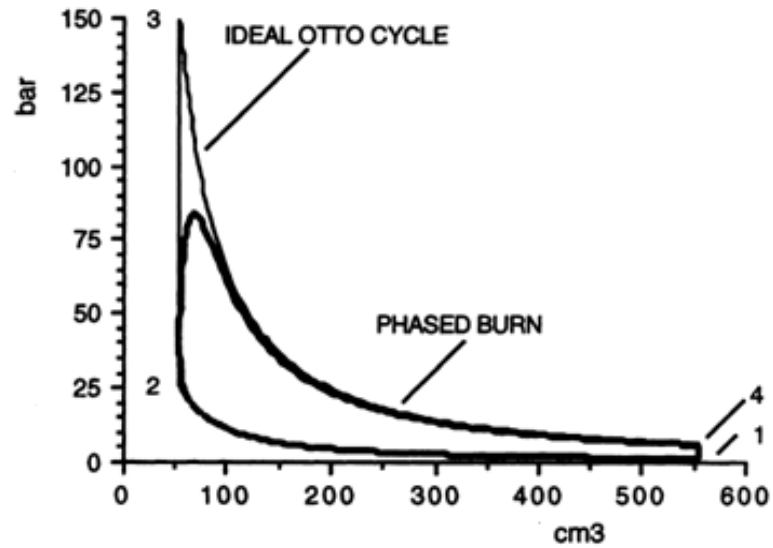


Figura 26. Curvas presión-volumen ciclo Otto.

Fuente: Blair (1999)

Proceso 1-2

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{-\gamma} \quad EC. 14$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{1-\gamma} \quad EC. 15$$

P_1 = Presión ambiente (Pa)

P_2 = Presión al final de compresión (Pa)

V_1 = Volumen total del cilindro (m^3)

V_2 = Volumen de la cámara de compresión (m^3)

T_1 = Temperatura ambiente ($^{\circ}K$)

T_2 = Temperatura al final de compresión ($^{\circ}K$)

γ = Relación de calores específicos

Proceso 2-3

$$P3 = P2 \frac{V2 T3}{V3 T2} \quad \text{Ec. 16}$$

$$T3 = T2 + \frac{Q}{mCv} \quad \text{Ec. 17}$$

$$Q = nc * mf * C \quad \text{Ec. 18}$$

P3= Presión máxima del ciclo (Pa)

T3= Temperatura máxima del ciclo (°K)

nc= Eficiencia de combustión

C= Valor calorífico del combustible (J/Kg)

mf= Masa de combustible (kg)

m= Masa de aire admitida por un cilindro (Kg)

Cv= Calor específico a volumen constante (718 J/kg*°K)

Proceso 3-4 Combustión

$$T4 = T3 * \left(\frac{V4}{V3}\right)^{1-\gamma} \quad \text{Ec. 19}$$

$$P4 = P3 \left(\frac{V4}{V3}\right)^{-\gamma} \quad \text{Ec. 20}$$

P4= Presión al final de escape

V4=V1

V3= V2

T4=Temperatura al final de escape (°K)

Tabla 2.
Especificaciones motor Volkswagen.

Especificación	Valor
Relación de compresión	10:1
Cilindrada	1781cm ³
Diámetro del cilindro	81mm
Carrera	86.4mm

Fuente: carrosnaweb.com

En la figura 27 se observa los valores obtenidos en la plantilla termodinámica para el motor Volkswagen según las especificaciones de la tabla 2.

```

Patm = 70000 ;
Tatm = 293;
R = 287;
Rc = 10;
γ = 1.333;
cv = 718;
V1 = 4.5 * 10-4;
m1 =  $\frac{Patm * V1}{R * Tatm}$ ;
AFR = 14.7;
mtf =  $\frac{m1}{AFR}$ ;
nc = 0.8;
Cc = 435 * 105;
Q = nc * mtf * Cc;
P2 = Patm *  $\left(\frac{1}{Rc}\right)^{-\gamma}$ ;
T2 = Tatm *  $\left(\frac{1}{Rc}\right)^{1-\gamma}$ ;
T3 = T2 +  $\frac{Q}{m1 * cv}$ ;
P3 = P2 *  $\frac{T3}{T2}$ ;
T4 = T3 * (Rc)1-γ;
P4 = P3 * (Rc)-γ;

Print[maire == m1, Kg]
[escribe]
Print[mComb == mtf, Kg]
[escribe]
Print[EComb == Q, Joules]
[escribe]
Print[P20 == P2, Pa]
[escribe]
Print[P20 == P2 / 100000, Bar]
[escribe]
Print[T20 == T2, K]
[escribe]
Print[T30 == T3, K]
[escribe]
Print[P30 == P3, Pa]
[escribe]
Print[P30 == P3 / 100000, Bar]
[escribe]
Print[T40 == T4, K]
[escribe]
Print[P40 == P4, Pa]
[escribe]
Print[P40 == P4 / 100000, Bar]
[escribe]

maire = 0.000374594Kg
mComb = 0.0000254826Kg
EComb = 886.794Joules
P20 = 1.50695 * 106Pa
P20 = 15.0695Bar
T20 = 630.765K
T30 = 3927.91K
P30 = 9.38407 * 106Pa
P30 = 93.8407Bar
T40 = 1824.57K
P40 = 435905.Pa
P40 = 4.35905Bar

```

Figura 27. Programación en Wolfram Mathematica.

Mediante la plantilla se obtiene las condiciones de frontera:

Presión de escape: 4.4 bar

Temperatura de escape: 1824.6°K (1551.45°C)

Presión Ambiente: 1 atm

Temperatura Ambiente: 300°K (26.85°C)

3.6. Post proceso

3.6.1 Resultados Colector N1

En la figura 28 se observa la variación de la velocidad del flujo de gases de escape según la geometría del colector N1.

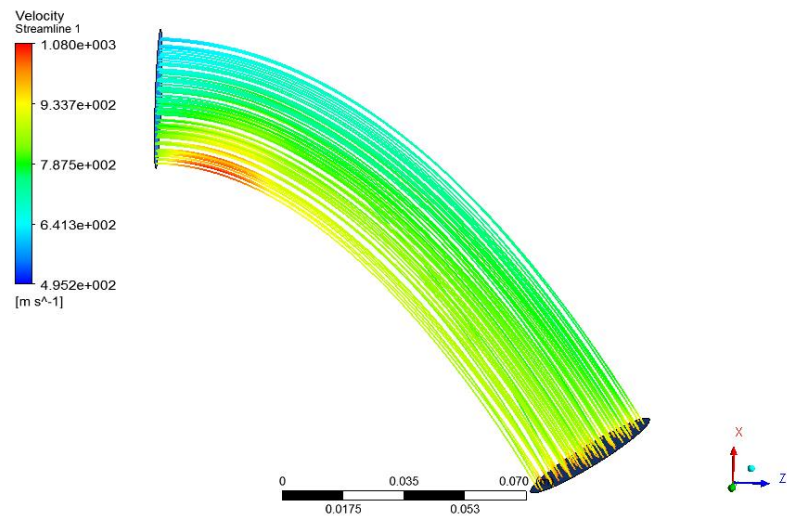


Figura 28. Velocidad Max. 1080 m/s Min. 495.2 m/s.

En la figura 29 se observa la variación de la presión del flujo de gases de escape según la geometría del colector N1.

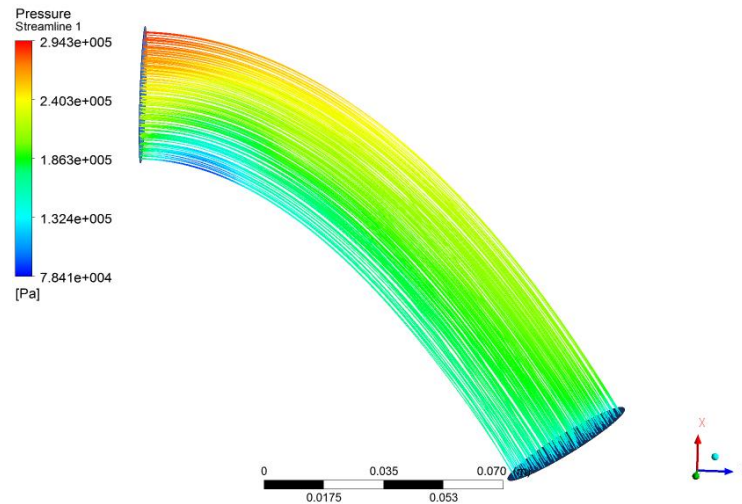


Figura 29. Presión Max. 2.943 bar Min. 0.7841 bar.

En la figura 30 se observa la variación de la temperatura del flujo de gases de escape según la geometría del colector N1.

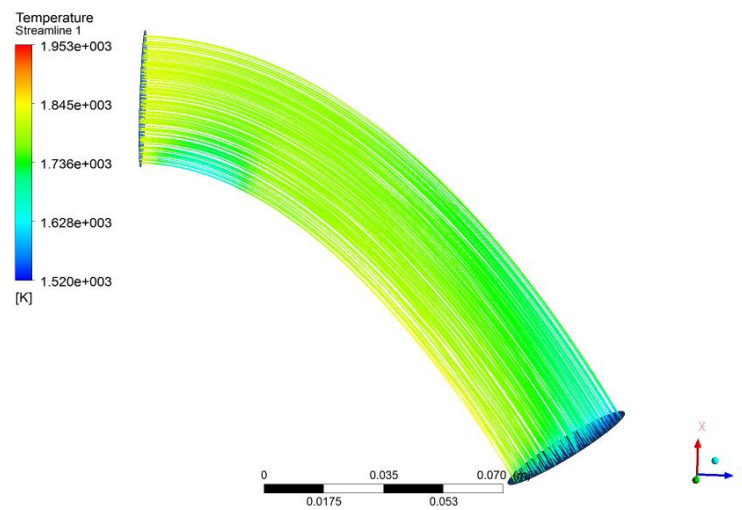


Figura 30. Temperatura Max. 1953°K Min. 1520°K.

En la figura 31 se observa la variación de la densidad del flujo de gases de escape según la geometría del colector N1.

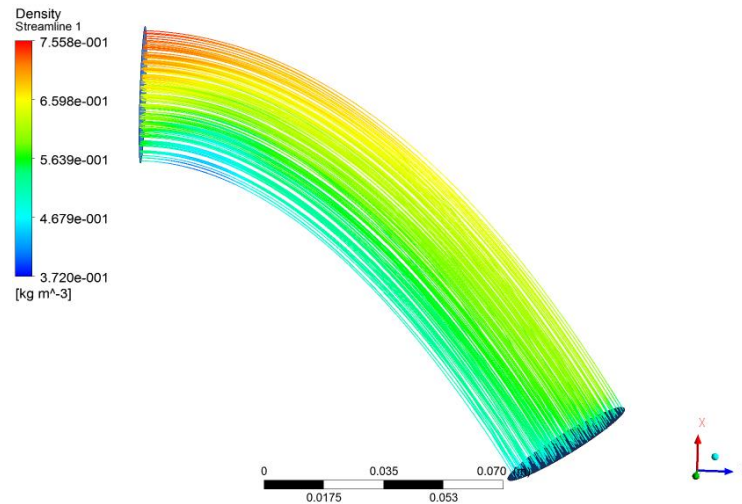


Figura 31. Densidad Max. 0.7558 Kg/m³ Min. 0.372 Kg/m³.

3.6.2 Resultados Colector N2

En la figura 32 se observa la variación de la velocidad del flujo de gases de escape según la geometría del colector N2.

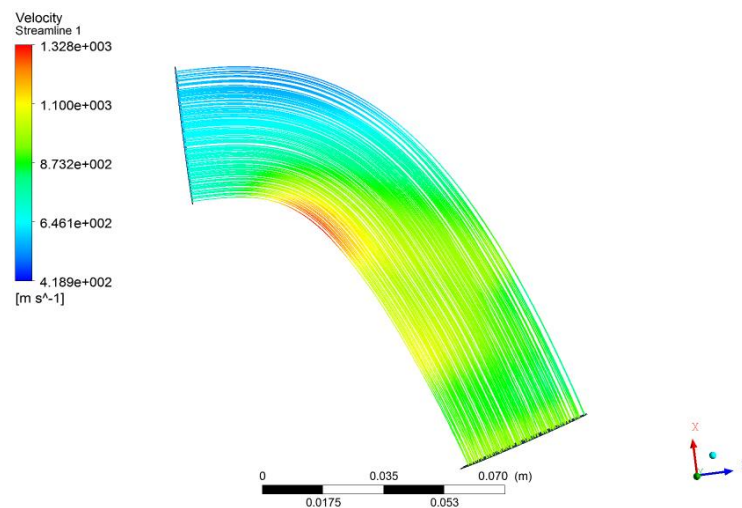


Figura 32. Velocidad Max. 1328 m/s Min. 418.9 m/s.

En la figura 33 se observa la variación de la presión del flujo de gases de escape según la geometría del colector N2.

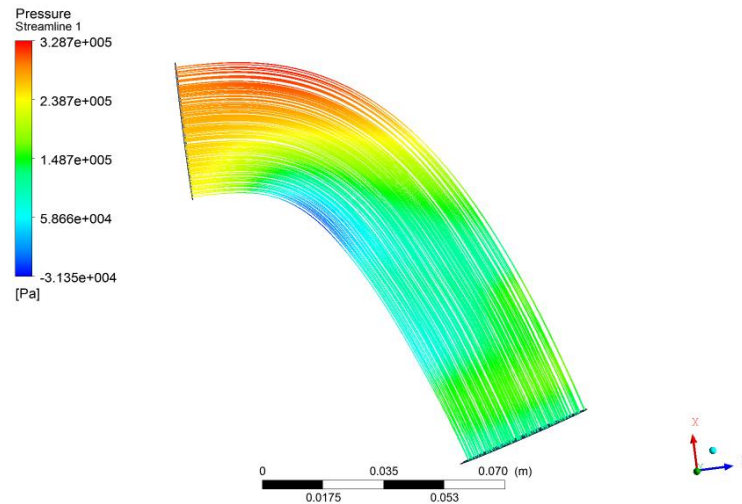


Figura 33. Presión Max. 3.287 bar Min. -0.3135 bar.

En la figura 34 se observa la variación de la temperatura del flujo de gases de escape según la geometría del colector N2.

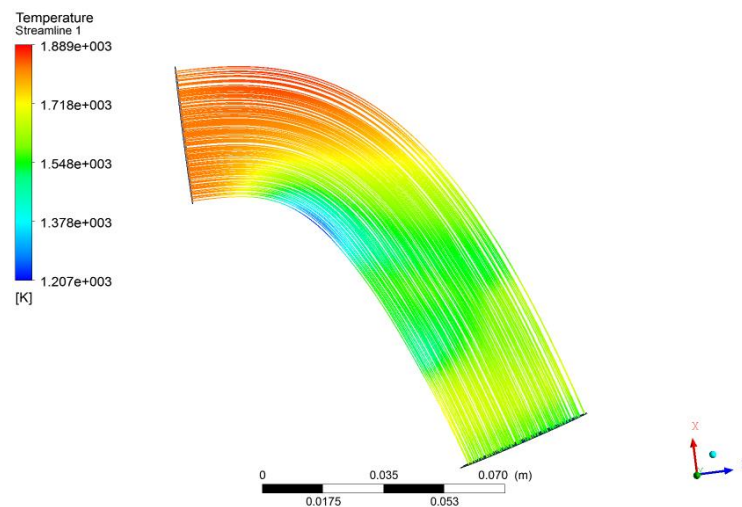


Figura 34. Temperatura Max. 1889°K Min. 1207°K.

En la figura 35 se observa la variación de la densidad del flujo de gases de escape según la geometría del colector N2.

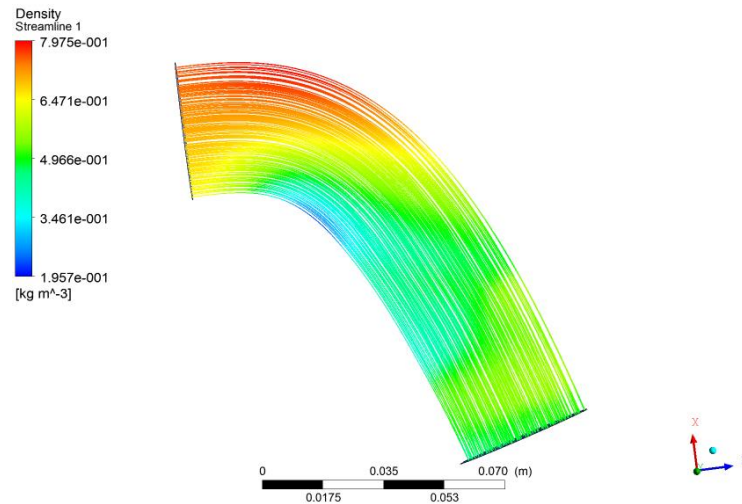


Figura 35. Densidad Max. 0.7975 Kg/m³ Min. 0.1957 Kg/m³.

3.6.3 Resultados Colector N3

En la figura 36 se observa la variación de la velocidad del flujo de gases de escape según la geometría del colector N3.

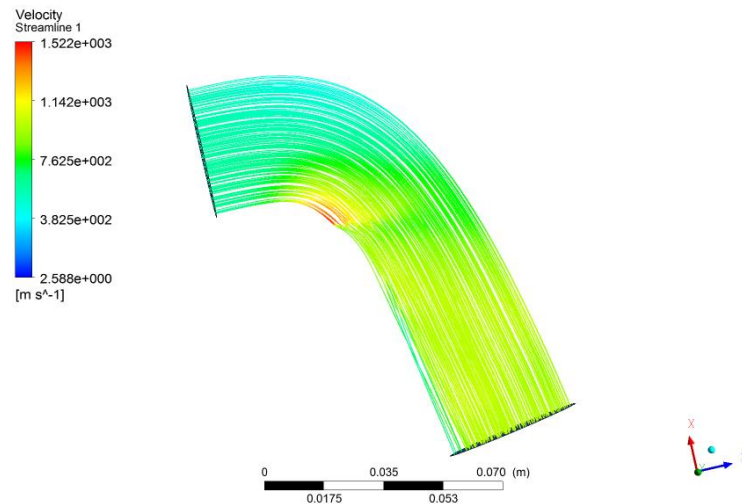


Figura 36. Velocidad Max. 1522 m/s Min. 2.588 m/s.

En la figura 37 se observa la variación de la presión del flujo de gases de escape según la geometría del colector N3.

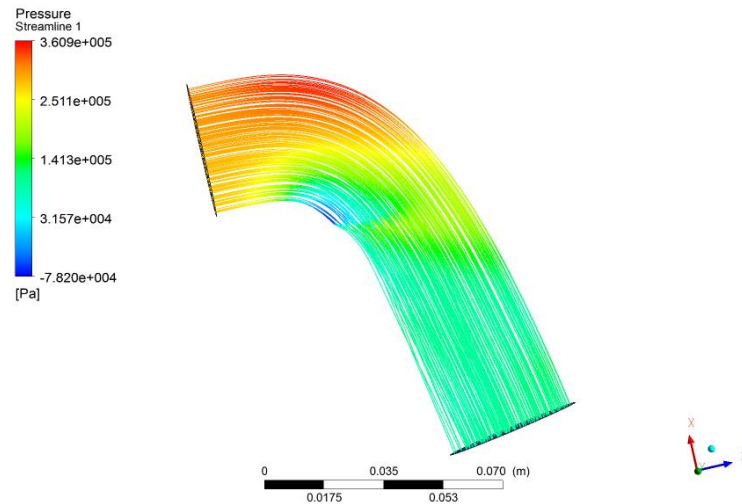


Figura 37. Presión Max. 3.609 bar Min. -0.782 bar.

En la figura 38 se observa la variación de la temperatura del flujo de gases de escape según la geometría del colector N3.

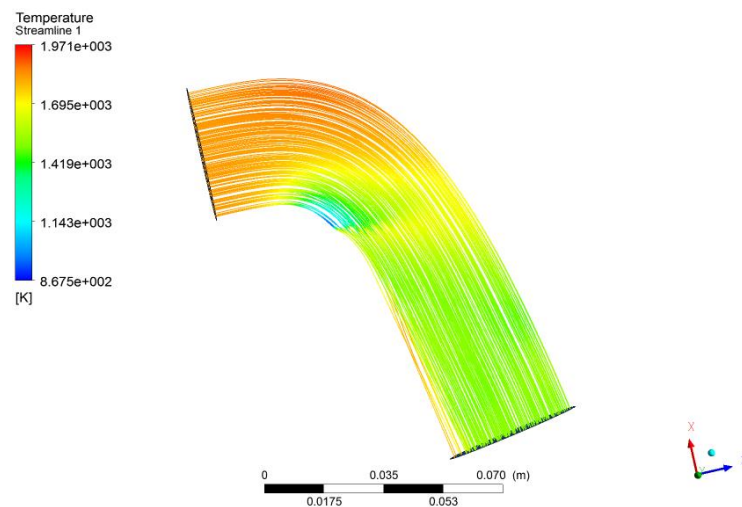


Figura 38. Temperatura Max. 1971°K Min. 867.5°K.

En la figura 39 se observa la variación de la densidad del flujo de gases de escape según la geometría del colector N3.

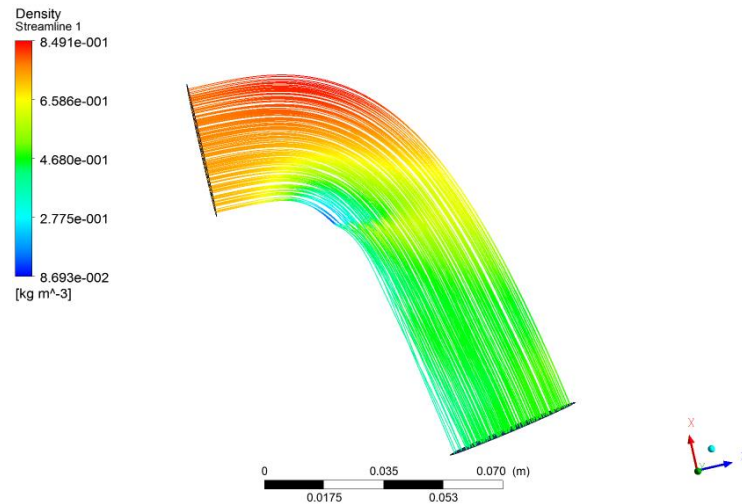


Figura 39. Densidad Max. 0.8491 Kg/m³ Min. 0.08693 Kg/m³.

3.6.4 Resultados Colector N4

En la figura 40 se observa la variación de la velocidad del flujo de gases de escape según la geometría del colector N4.

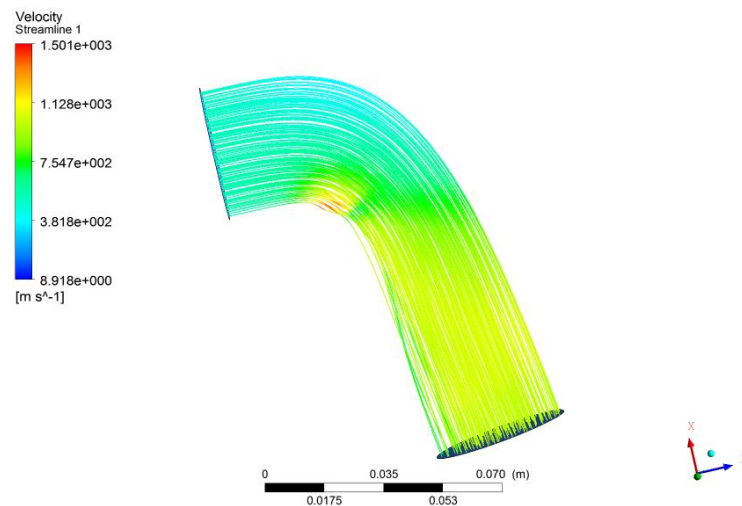


Figura 40. Velocidad Max. 1501 m/s Min. 8.918 m/s.

En la figura 41 se observa la variación de la presión del flujo de gases de escape según la geometría del colector N4.

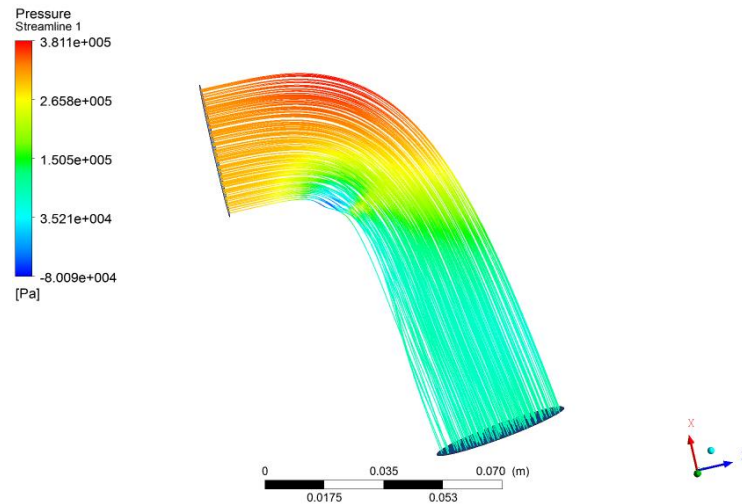


Figura 41. Presión Max. 3.811 bar Min. -0.8009 bar.

En la figura 42 se observa la variación de la temperatura del flujo de gases de escape según la geometría del colector N4.

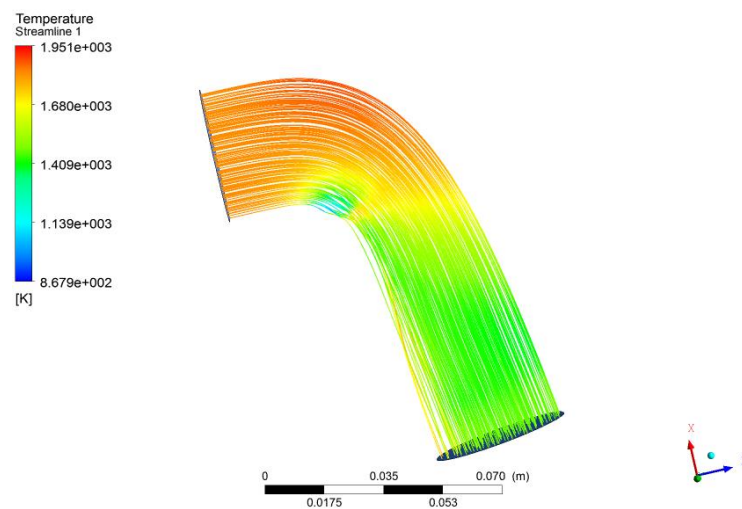


Figura 42. Temperatura Max. 1951°K Min. 867.9°K.

En la figura 43 se observa la variación de la densidad del flujo de gases de escape según la geometría del colector N4.

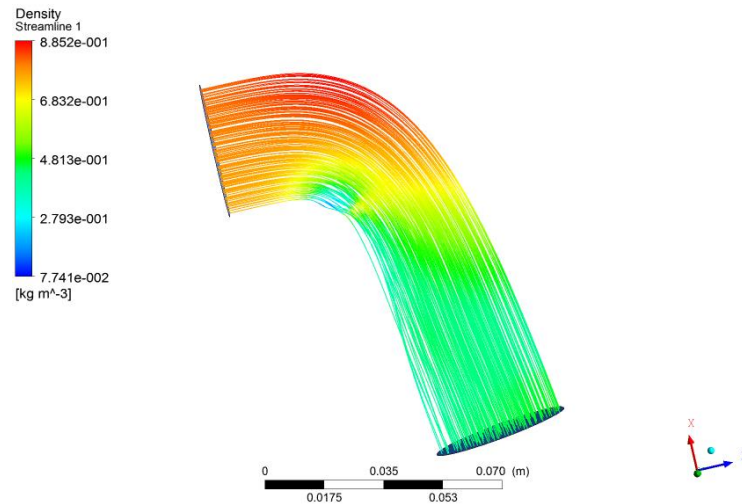


Figura 43. Densidad Max. 0.8852 Kg/m³ Min. 0.07741 Kg/m³.

3.6.5 Resultados Colector N5

En la figura 44 se observa la variación de la velocidad del flujo de gases de escape según la geometría del colector N5.

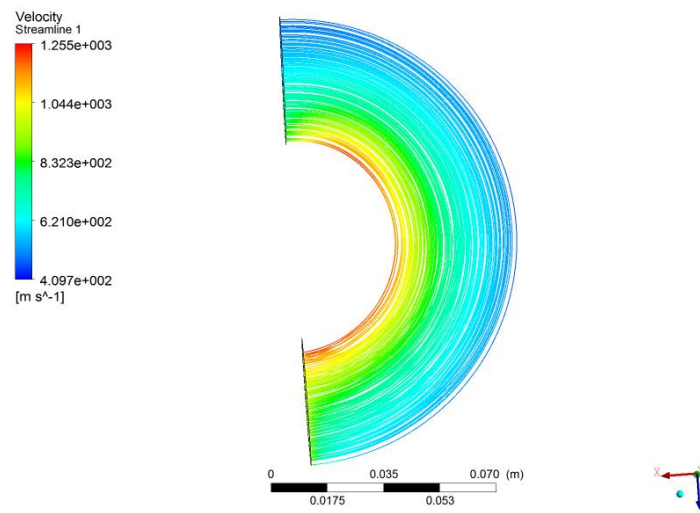


Figura 44. Velocidad Max. 1255 m/s Min. 409.7 m/s.

En la figura 45 se observa la variación de la presión del flujo de gases de escape según la geometría del colector N5.

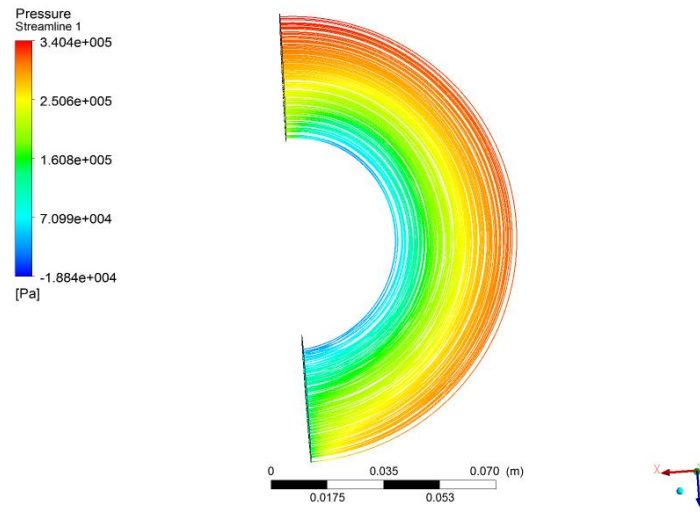


Figura 45. Presión Max. 3.404 bar Min. -0.1884 bar.

En la figura 46 se observa la variación de la temperatura del flujo de gases de escape según la geometría del colector N5.

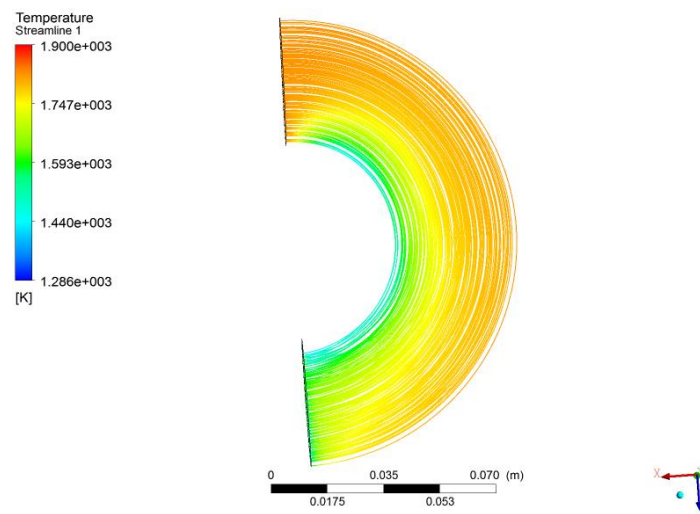


Figura 46. Temperatura Max. 1900°K Min. 1286°K.

En la figura 47 se observa la variación de la densidad del flujo de gases de escape según la geometría del colector N5.

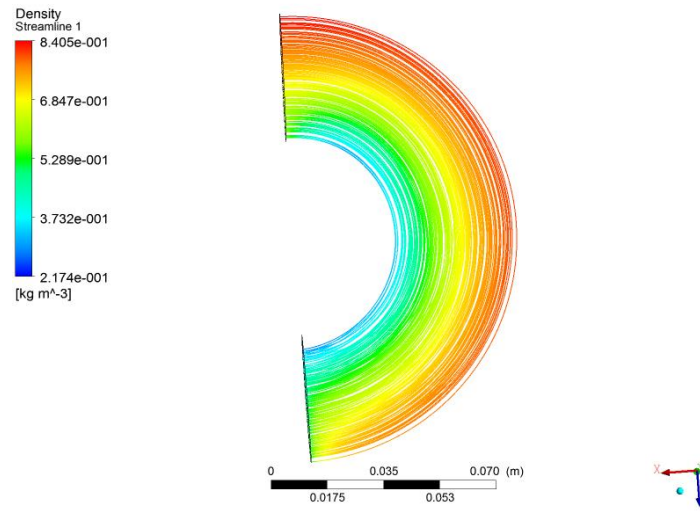


Figura 47. Densidad Max. 0.8405 Kg/m³ Min. 0.2174 Kg/m³.

3.7. Resultados de simulación

**Tabla 3.
Valores máximos de simulación de cada colector.**

Colector	Velocidad m/s	Presión Bar	Temperatura K	Densidad Kg/m ³
N1	1080	2.943	1953	0.7558
N2	1328	3.287	1889	0.7975
N3	1522	3.609	1971	0.8491
N4	1501	3.811	1951	0.8852
N5	1255	3.404	1900	0.8405

**Tabla 4.
Valores mínimos de simulación de cada colector.**

Colector	Velocidad m/s	Presión Bar	Temperatura K	Densidad Kg/m ³
N1	495.2	0.7841	1520	0.3720
N2	418.9	-0.3135	1207	0.1957
N3	2.588	-0.782	867.5	0.08693
N4	8.918	-0.801	867.9	0.07741
N5	409.7	-0.1884	1286	0.2174

3.8. Verificación de la convergencia de resultados

3.8.1. Aplicación de las ecuaciones de transporte.

La solución del sistema de ecuaciones diferenciales parciales, por medio de volúmenes finitos, consiste en representar campos escalares continuos de propiedades como la densidad, cantidad de movimiento y energía por un finito número de sus valores en ciertos puntos e instantes de tiempo. A este proceso se le llama discretización y el resultado es un sistema de ecuaciones algebraicas que deben solucionarse (Cuadrado Peña et al., 2008).

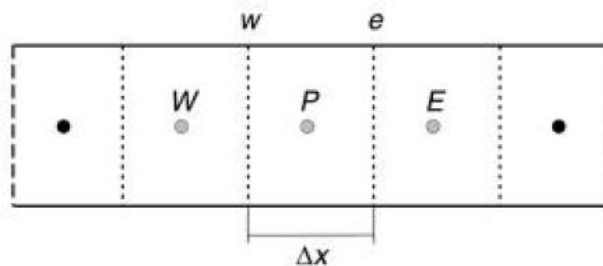


Figura 48. Discretización del dominio de flujo.

Fuente: (Cuadrado Peña et al, 2008)

Si el flujo se da en dirección positiva las propiedades en ω se aproximan a las del nodo W y las de e al nodo P . Por el contrario si la dirección del flujo es negativa las propiedades en ω se aproximan a las del nodo P y las de e al nodo E .

La determinación del avance del tiempo se realiza a partir de la siguiente ecuación:

$$\Delta t = CFL * \frac{\Delta x}{a + |u|} \quad Ec. 21$$

Donde a y u representan las velocidades del sonido y del fluido respectivamente. Se recomienda un valor $CFL = 0.1$ (Cuadrado Peña et al, 2008).

Para la resolución de las ecuaciones se empleó el software Wolfram Mathematica utilizando los valores de frontera expuestos en la tabla 5.

Tabla 5.
Valores de las propiedades de frontera.

Propiedad	Valor
ρP_0	0.832 kg/m ³
$\rho \omega$	0.840 kg/m ³
PW_0	440000 Pa
PE_0	101325 Pa
uw_0	500 m/s
Tw	1824.6°K
TP_0	300°K
D_1	0.04 m

3.8.1.1. Ecuación de densidad

$$\rho_P = \frac{(\rho_{P0} * \frac{\Delta x}{\Delta t} + \rho_w * (\frac{uW0 + u_{P0}}{2}))}{(\frac{\Delta x}{\Delta t} + (\frac{uE0 + u_{P0}}{2}))}$$

Ec.22

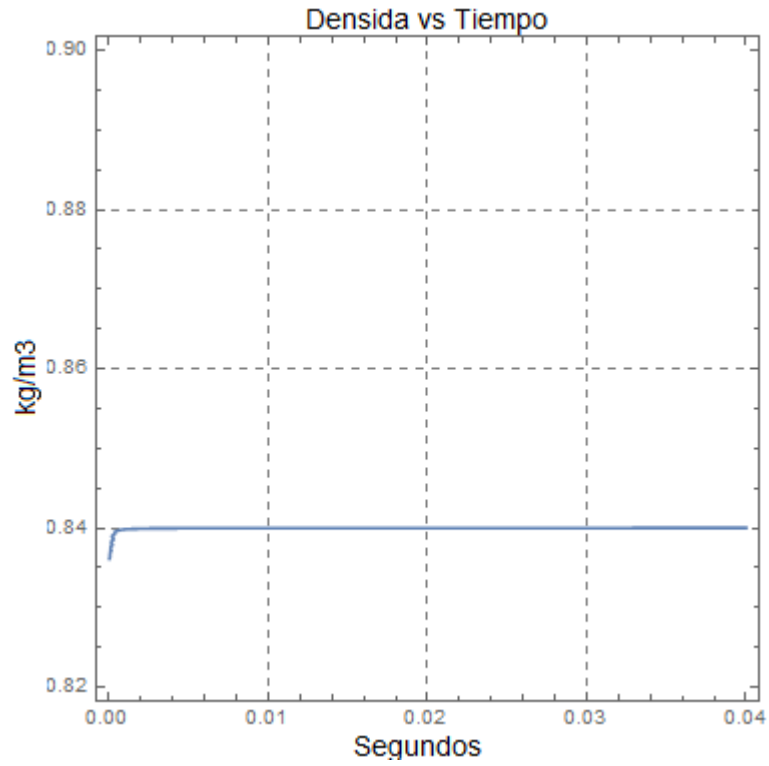


Figura 49. Densidad del flujo.

3.8.1.2. Ecuación de velocidad

$$u_P = \frac{\left(\frac{P_{W0} - P_{E0}}{2} + m_W \left(\frac{u_{W0} + u_{P0}}{2} \right) + m_{P0} \left(\frac{\Delta x}{\Delta t} \right) \right)}{\left(\frac{\Delta x}{\Delta t} + \left(\frac{u_{E0} + u_{P0}}{2} \right) \right)}$$

$$u_P = \frac{\left(\rho_{P0} \frac{\Delta x}{\Delta t} + \rho_w \left(\frac{u_{W0} + u_{P0}}{2} \right) \right)}{\left(\frac{\Delta x}{\Delta t} + \left(\frac{u_{E0} + u_{P0}}{2} \right) \right)}$$

Ec. 23

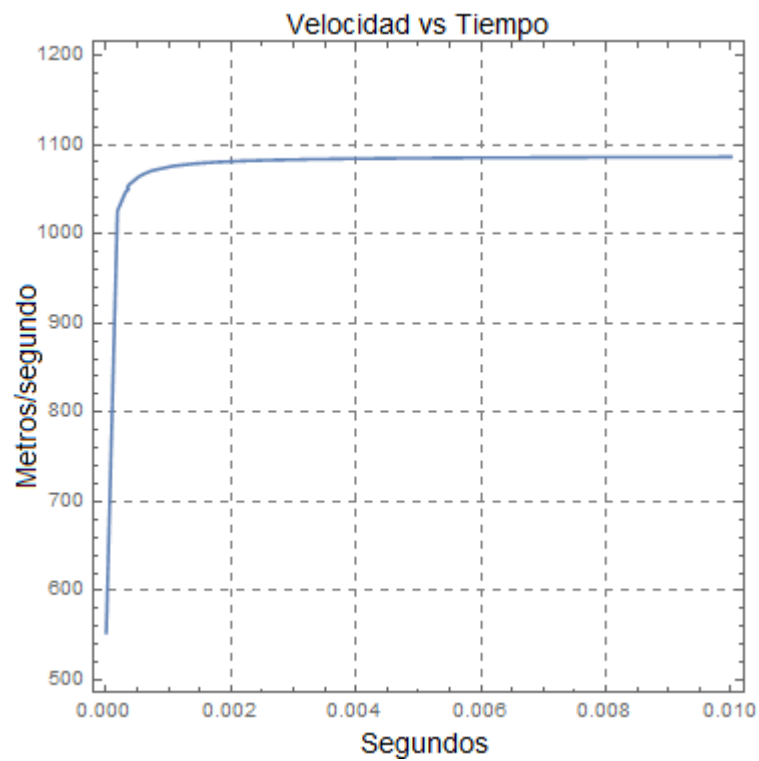


Figura 50. Velocidad del flujo.

3.8.1.3. Ecuación de presión

$$P = \frac{1}{100000} * \frac{\gamma - 1}{\gamma} ((\rho h o) P - \frac{m P^2}{2 \rho P})$$

Ec. 24

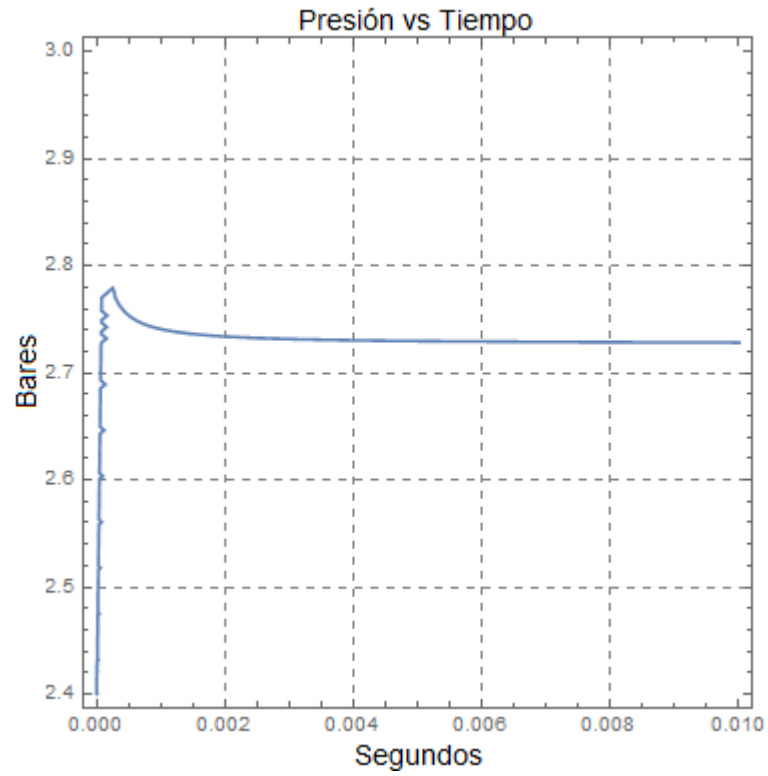


Figura 51. Presión de flujo.

CAPÍTULO IV

4. PRUEBAS EN EL MOTOR CON LOS DIFERENTES COLECTORES DE ESCAPE.

4.1. Construcción de los múltiple de escape de alto rendimiento

Se selecciona los colectores que presenten la geometría más incidente, colector N1, colector N4 y colector N5, con cada geometría de colector se construye un múltiple de escape.

La construcción de cada múltiple de escape, comprende varios procesos tecnológicos. Es necesario utilizar planos impresos a escala real que faciliten comprobar las geometrías propuestas. En la tabla 6 se representa el orden con que se desarrollaron los diferentes procesos.

Tabla 6.
Orden de procesos.

Nº De proceso	Proceso
1	Medición
2	Trazado
3	Corte
4	Doblado
5	Unión de partes
6	Soldadura
7	Acabados
8	Montaje

4.1.1. Medición

Posterior a las geometrías propuestas se obtuvo medidas para el modelamiento y construcción de acuerdo al espacio físico del motor y del escape original.



Figura 52. Colectores originales.

4.1.2. Trazado

Se realizó diferentes trazos en el tubo en función de las curvaturas obtenidas, y en la plancha de acero según las bridas de unión originales y el empaque.



Figura 53. Trazos en el tubo de acero inoxidable.



Figura 54. Trazos en la plancha de acero inoxidable.

4.1.3. Corte

Se corta según los diferentes trazos realizados en el tubo, así como también en las bridas de unión.



Figura 55. Corte de tubo de acero inoxidable.



Figura 56. Corte en la plancha de acero inoxidable.

4.1.4 Doblado

Se realiza dobleces solo en secciones que las curvaturas no sean tan complejas para la máquina y la matriz.



Figura 57. Dobles de tubo mediante dobladora hidráulica.

4.1.5. Unión de partes

Se verifica que cada colector no se aproxime demasiado a sistemas que puedan ser afectados por el calor emitido.



Figura 58. Unión de colectores.

4.1.6. Soldadura

Establecidas las uniones de los colectores se suelda cada parte que forma el múltiple de escape. Se debe evitar que la suelda penetre demasiado y ocasione perturbaciones en el flujo de gases.

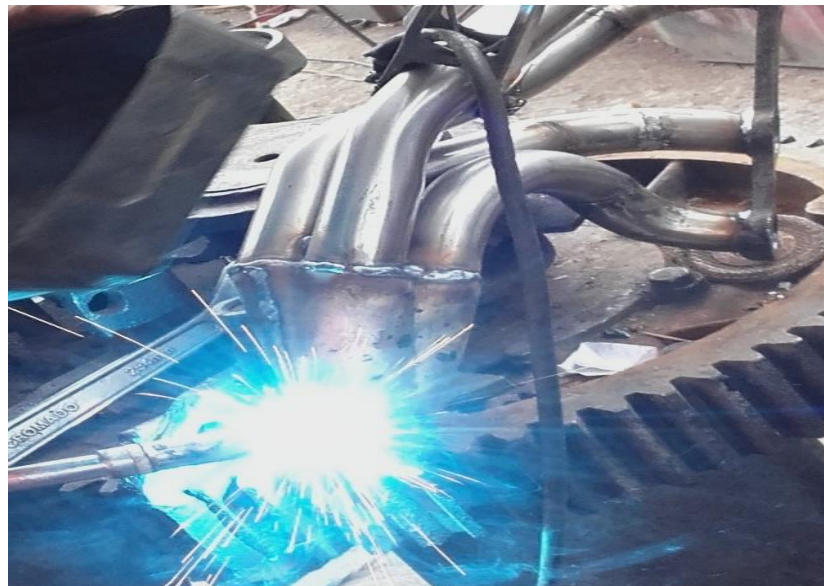


Figura 59. Soldadura de colectores.

4.1.7. Acabados

Se elimina rebabas que se presentan en cada colector y se pule obteniendo un mejor terminado superficial del sistema en conjunto.



Figura 60. Pulido de residuos.

Cada sistema de escape queda terminado y listo para ser ensamblado al motor.

Múltiple de escape construido con la geometría del colector N1 según se observa en la figura 61.



Figura 61. Múltiple colector N1.

Múltiple de escape construido con la geometría del colector N4 según se observa en la figura 62.



Figura 62. Múltiple colector N4.

Múltiple de escape construido con la geometría del colector N5 según se observa en la figura 63.



Figura 63. Múltiple colector N5.

4.1.8. Materiales empleados en la construcción de los colectores de escape de alto rendimiento.

Los tubos de acero inoxidable ferríticos y básicamente el tubo de acero inoxidable AISI 409 son empleados cada día más en la construcción de sistemas de escape por su alta resistencia a elevadas temperaturas, alta soldabilidad y facilidad de limpieza. (JnAceros, s.f.)

Tabla 7.
Descripción de cada material empleado

Material	Descripción	Peso
Tubo redondo acero Inox-409	40x1.5mm (1"1/2x1.5)	8.28kg/6m
Tubo redondo acero Inox-409	50x1.5mm (2"x1.5)	11.16kg/6m
Plancha acero	10mm	203.2kg
Plancha acero	0.7mm	16.4kg

Fuente: (ProviacerosCia.Ltda., s.f.)

4.1.9. Tipo de suelda.

(Oerlikon) La soldadura por arco eléctrico aplicable a los aceros inoxidables, es una técnica diferente a la empleada en los aceros comunes. Se debe tener en cuenta los siguientes aspectos físicos:

Soldabilidad de los aceros inoxidables ferríticos.

- Conductividad térmica aproximadamente 50% menor que los aceros no aleados. Por lo tanto, la alimentación del calor debe ser menor que en el caso de los aceros no aleados.
- El coeficiente de dilatación de la serie 400 es igual o menor a los aceros comunes.

- La resistencia eléctrica es de 6 a 8 veces que en los aceros comunes.

A pesar de que la soldadura MIG presenta un mayor costo del gas de protección, su consumo es relativa mente pequeño, esto se compensa con el hecho de que las soldaduras se hacen mejor y más rápidamente, la soldadura tiene un aspecto más limpio y de mejor calidad. (AGA)

Para el proceso de soldadura MIG se realiza mediante corto circuito debido a que se soldara un material con un espesor menor a 3 mm. Se realiza el proceso para alambre de acero inoxidable según la tabla 8.

Tabla 8.
Datos para soldar.






Proceso MIG	Ø ALAMBRE		VELOCIDAD DE ALIMENTACIÓN	AMP.	VOLT.	FLUJO DE GAS Lt/min.
	mm.	Pulg.				
CORTO	0.8	0.030	380-1090	90-120	17-22	12
CIRCUITO	0.9	0.035	300-1000	90-135	17-22	

Fuente: (AGA)

4.1.10. Hoja de procesos.

En el siguiente cursograma se presentan las etapas que se siguen para la construcción del múltiple de escape. El tiempo de cada etapa se indica a la izquierda del símbolo y se mide en minutos. Cada operación tecnológica se indica dentro del símbolo según su número.

Tabla 9.
Símbolo de cada etapa.

Símbolo	Significado
	Operación tecnológica
	Inspección
	Traslado o transporte
	Almacenamiento
	Espera

a. Desarrollo de la geometría del colector

Se estimó un tiempo total de 150 minutos aproximadamente para la construcción del colector.

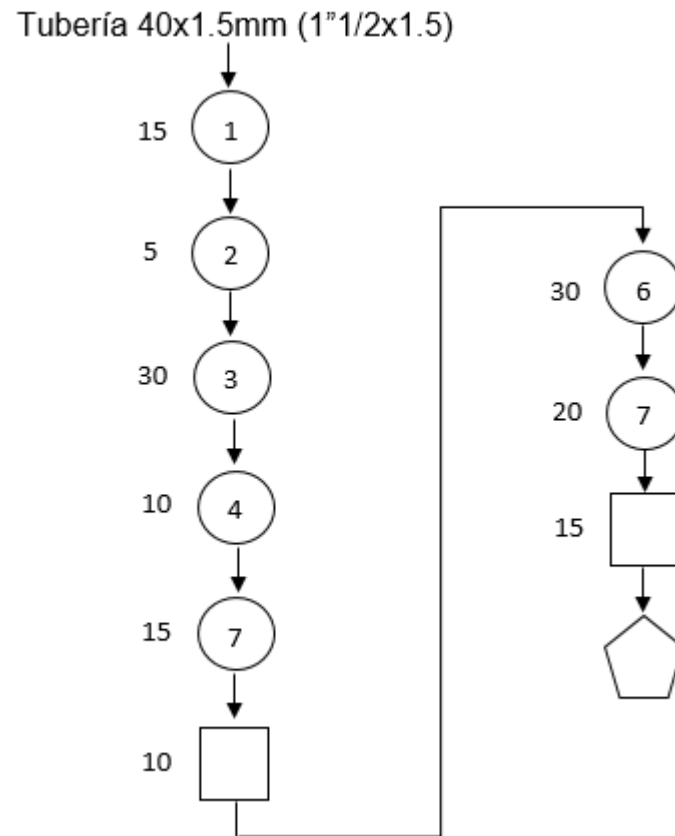


Figura 64. Proceso del colector.

b. Desarrollo de la brida colector-cabezote

Se estimó un tiempo total de 46 minutos aproximadamente para la construcción de la brida de unión colector-cabezote.

Plancha 10mm (35cmx8cm)

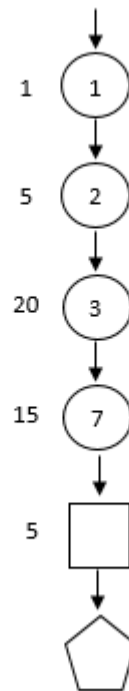


Figura 65. Proceso de la brida.

c. Desarrollo de la unión de colectores

Se estimó un tiempo total de 85 minutos aproximadamente para la construcción del componente de unión de colectores.

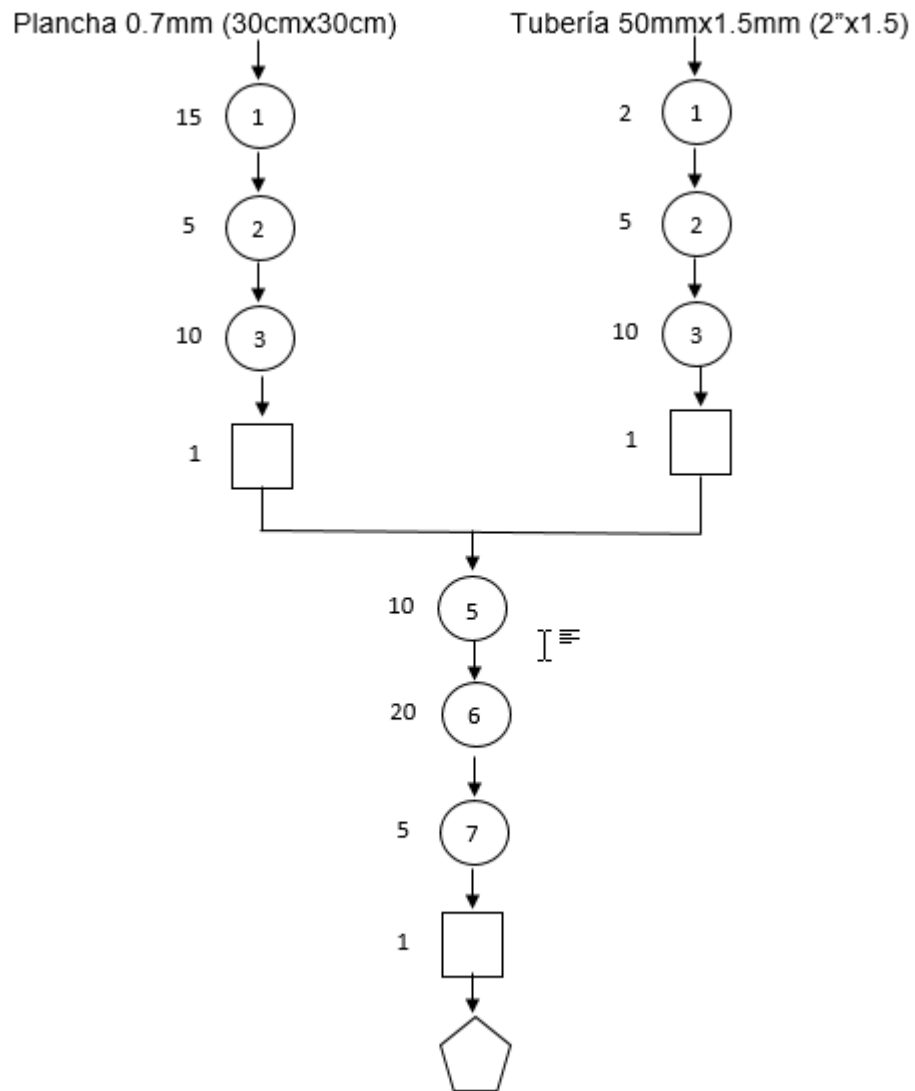


Figura 66. Proceso de la unión de colectores.

d. Desarrollo de la brida de escape primario

Se estimó un tiempo total de 9.5 minutos aproximadamente para la construcción de la brida de escape primario.

Plancha 1.5mm (15cmx15cm)

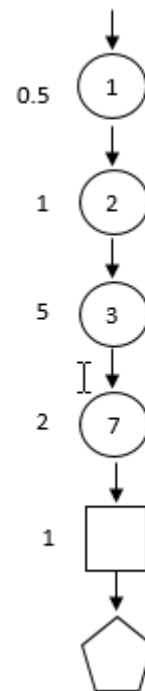


Figura 67. Proceso de la brida de escape primario.

Las operaciones de ensamblaje y soldadura de los diferentes componentes del múltiple de escape se describen en la siguiente tabla.

Tabla 10.
Operación de montaje.

Operación de ensamblaje y soldadura	Código
Montaje de los colectores en la brida	ms1
Montaje del cono y colectores	ms2
Montaje de la brida escape primario y cono	ms3

a. Diagrama

Se estimó un tiempo total de 126 minutos aproximadamente para la construcción total del múltiple de escape.

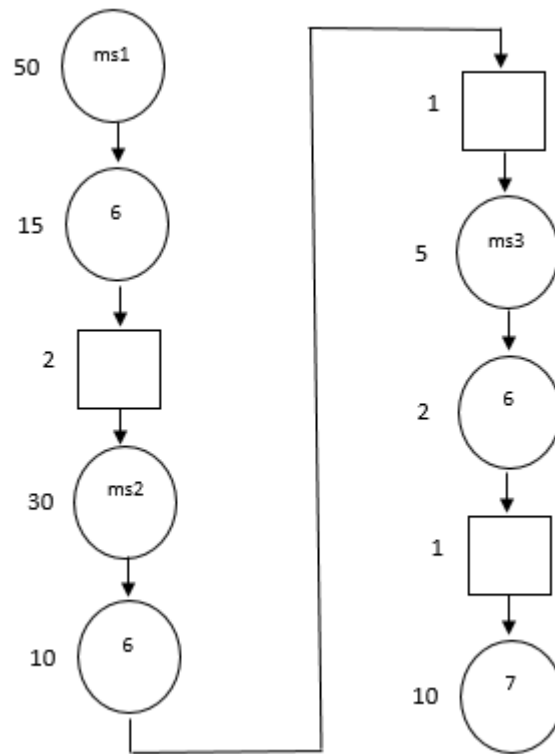


Figura 68. Proceso total del múltiple de escape.

4.2. Prueba a diferentes regímenes de trabajo del motor

4.2.1 Procedimiento.

a. Ubicación del vehículo en el banco de pruebas.

Se ubica y sujeta al vehículo mediante correas en la parte delantera y posterior como lo indica la Figura 68.



Figura 69. Ubicación y sujeción del vehículo.

b. Proceso de medición

Se enciende y se coloca en la marcha que se obtenga una relación directa de giro del motor a las ruedas, para el caso cuarta marcha, se inicia la prueba en el computador y se acelera el motor hasta su punto máximo aproximadamente 6500 RPM.



Figura 70. Interface del dinamómetro.



Figura 71. Pruebas en el dinamómetro.

4.2.2. Colector N1

En rojo se aprecia la curva para el colector N1, mientras que en azul se aprecia la curva para el colector original.

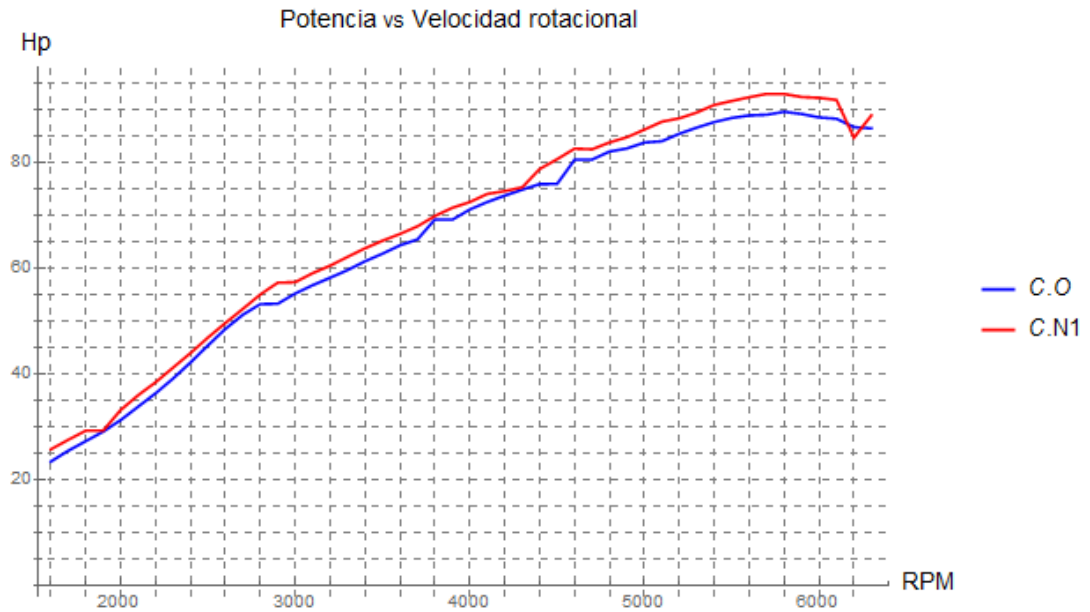


Figura 72. comparación de potencia colector N1 vs colector original.

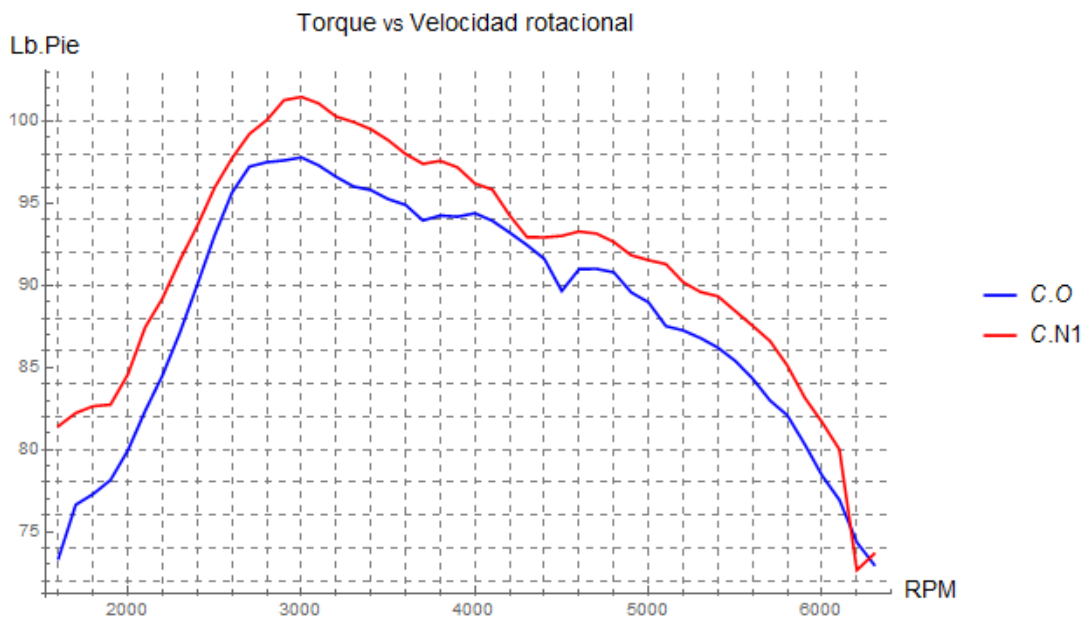


Figura 73. Comparación de torque colector N1 vs colector original.

4.2.3. Colector N4

En rojo se aprecia la curva para el colector N4, mientras que en azul se aprecia la curva para el colector original.

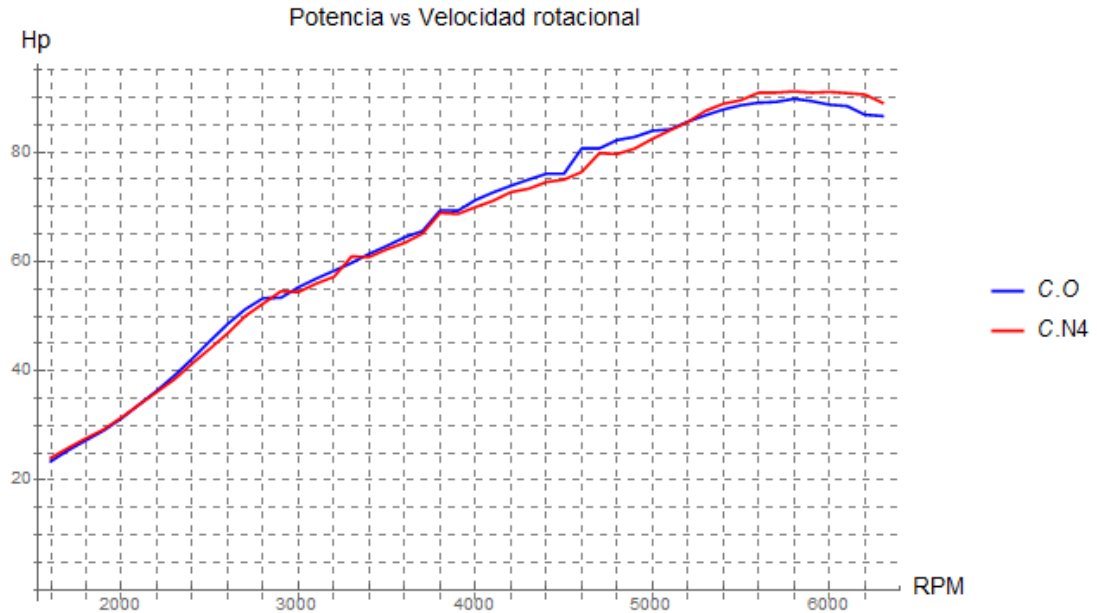


Figura 74. Comparación de potencia colector N4 vs colector original.

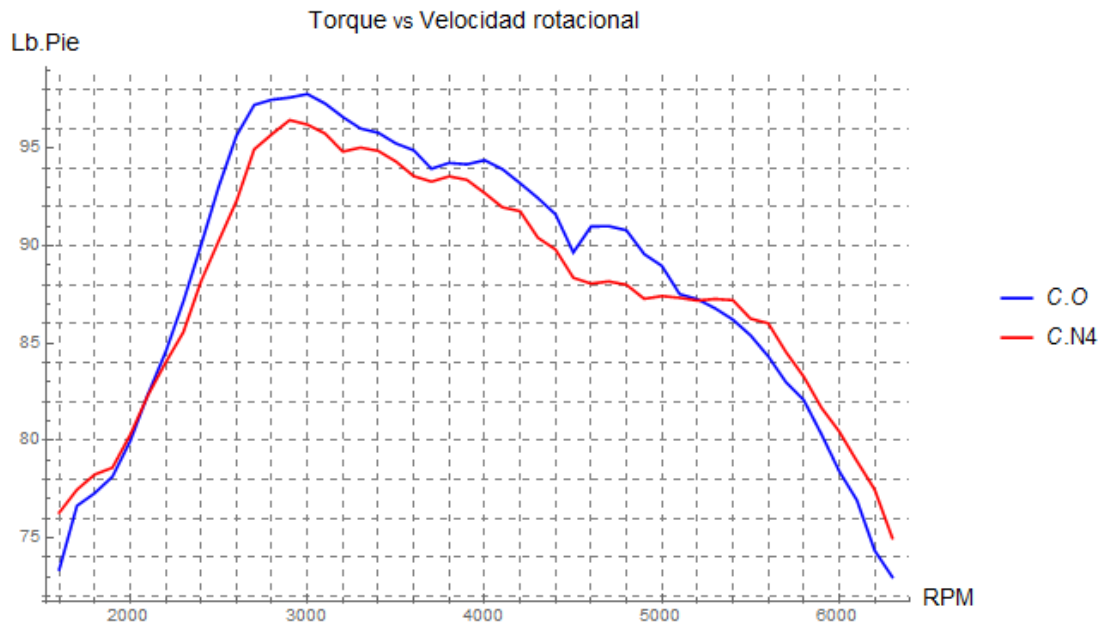


Figura 75. Comparación de torque colector N4 vs colector original.

4.2.4. Colector N5

En rojo se aprecia la curva para el colector N5, mientras que en azul se aprecia la curva para el colector original

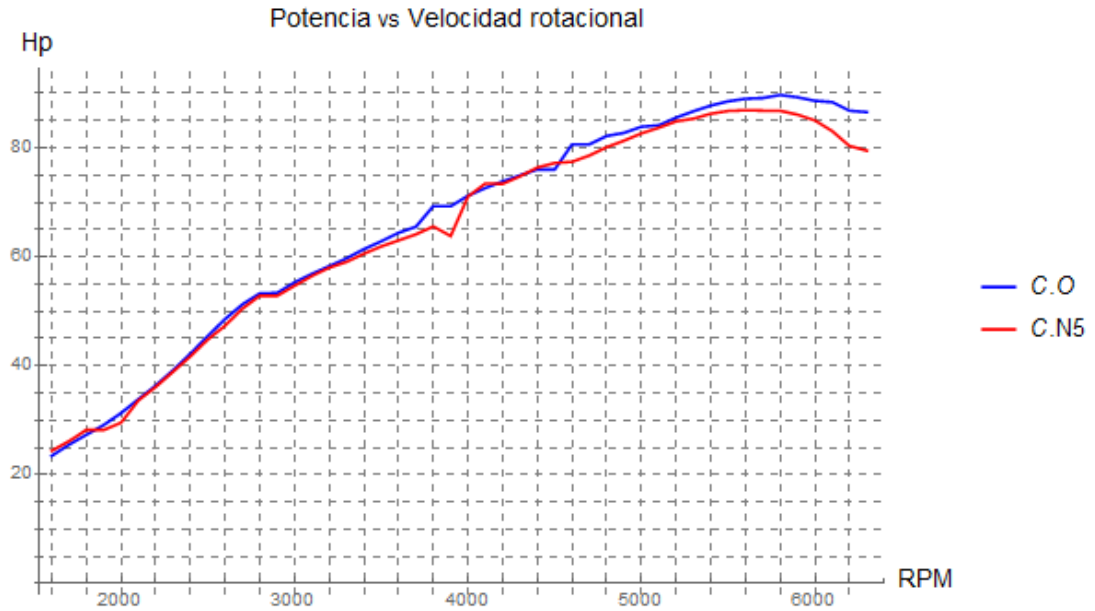


Figura 76. Comparación de potencia colector N5 vs colector original.

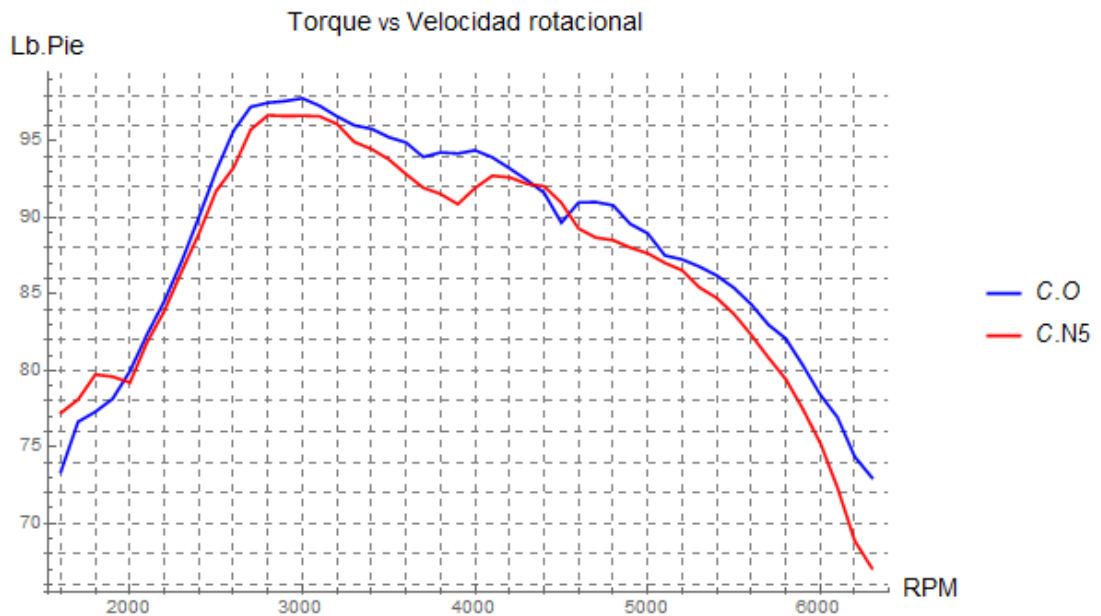


Figura 77. Comparación de torque colector N5 vs colector original.

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

5.1. Resultados obtenidos de la simulación del fluido en los tres colectores construidos.

Se realizó un análisis comparativo de los resultados obtenidos de la simulación CFD de los tres colectores que presentan la geometría más incidente.

Tabla 11.
Valores de simulación de cada colector.

Colector	Velocidad m/s		Presión Bar		Temperatura °K		Densidad kg/m ³	
	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.
N1	1080	495.2	2.943	0.7841	1953	1520	0.7558	0.372
N4	1501	8.918	3.811	-0.801	1951	867.9	0.8852	0.07741
N5	1255	409.7	3.404	-0.188	1900	1286	0.845	0.2174

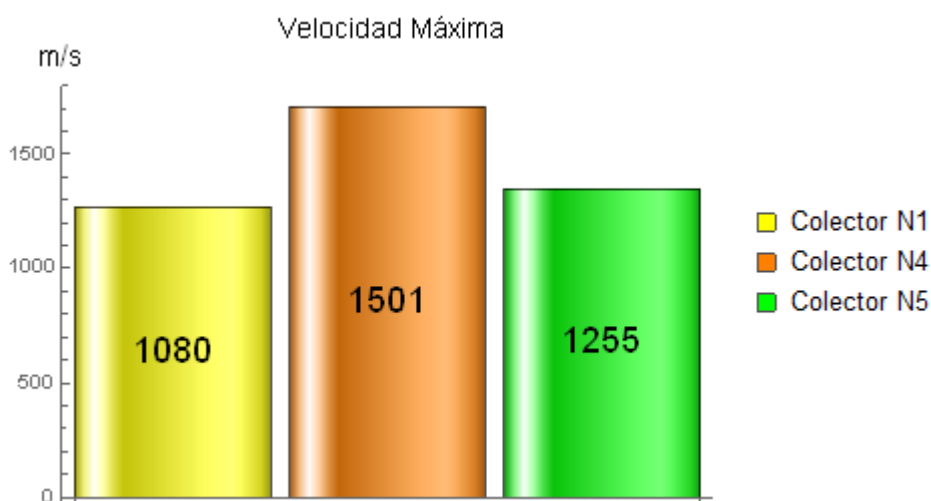


Figura 78. Comparación de velocidad máxima.

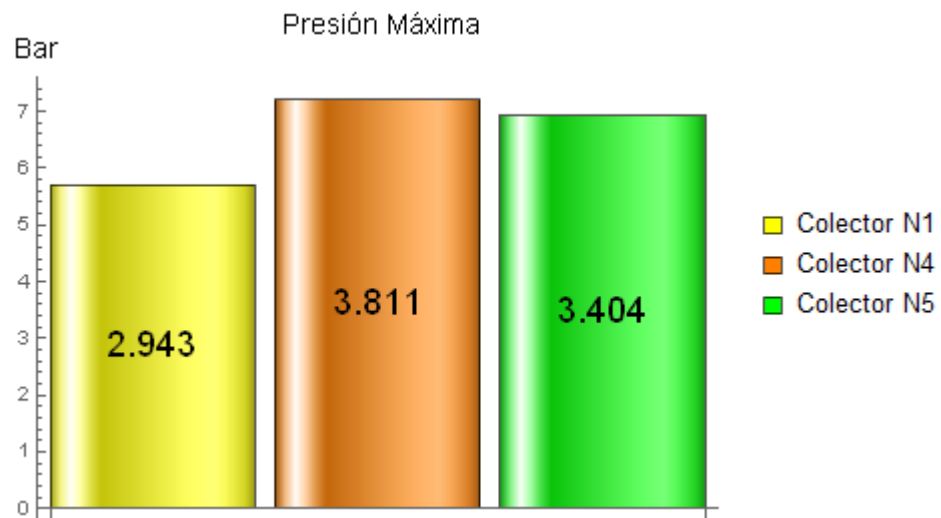


Figura 79. Comparación de presión máxima.

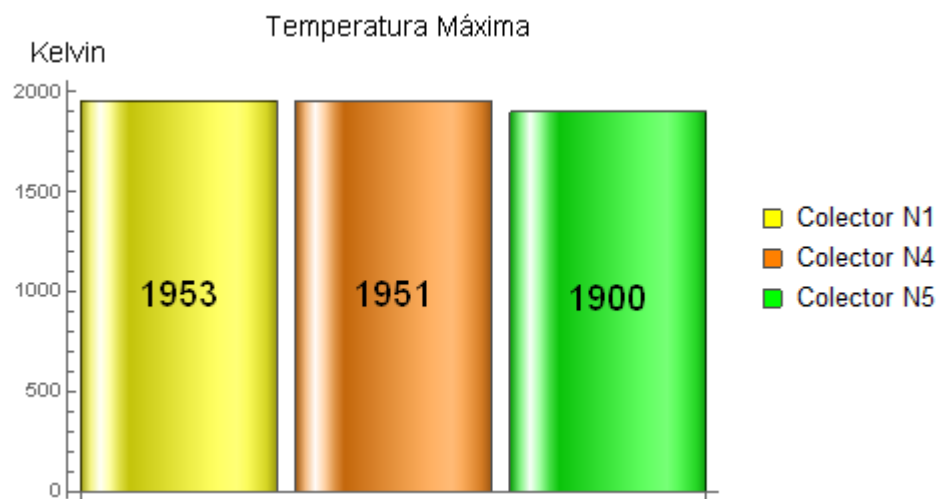


Figura 80. Comparación de temperatura máxima.

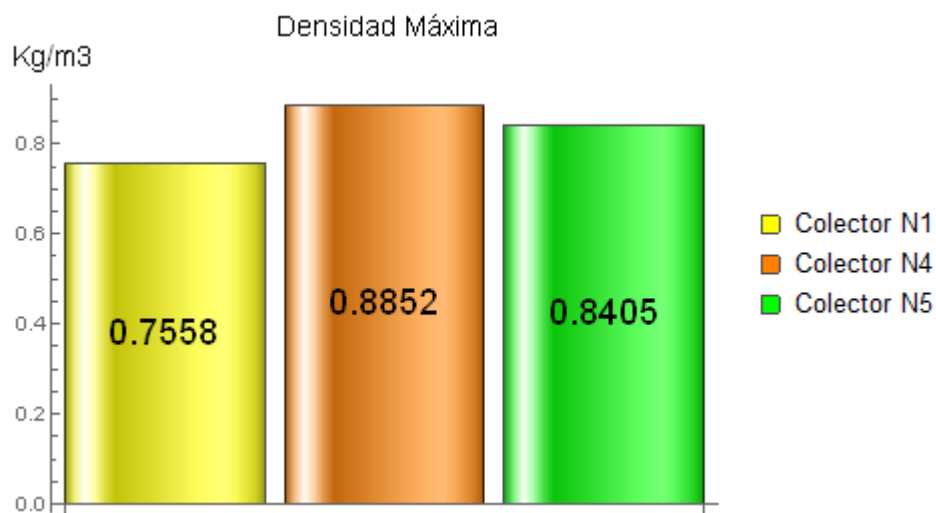


Figura 81. Comparación de densidad máxima.

5.2. Resultados obtenidos en el banco dinamométrico.

A partir de las pruebas realizadas en el banco dinamométrico para cada uno de los diferentes múltiples de escape, se obtuvo las siguientes medidas de torque y potencia.

Tabla 12.
Valores de Potencia máxima

Colector	RPM	Potencia HP	Torque Lb*Pie
Original	5800	89.74	82.09
N1	5750	93.42	86.14
N4	5750	91.42	84.31
N5	5750	87.33	80.58

Con la información obtenida en la Tabla. 12 y Tabla. 13 se procede a realizar las comparaciones porcentuales de incremento y decremento de potencia y torque de los tres colectores.

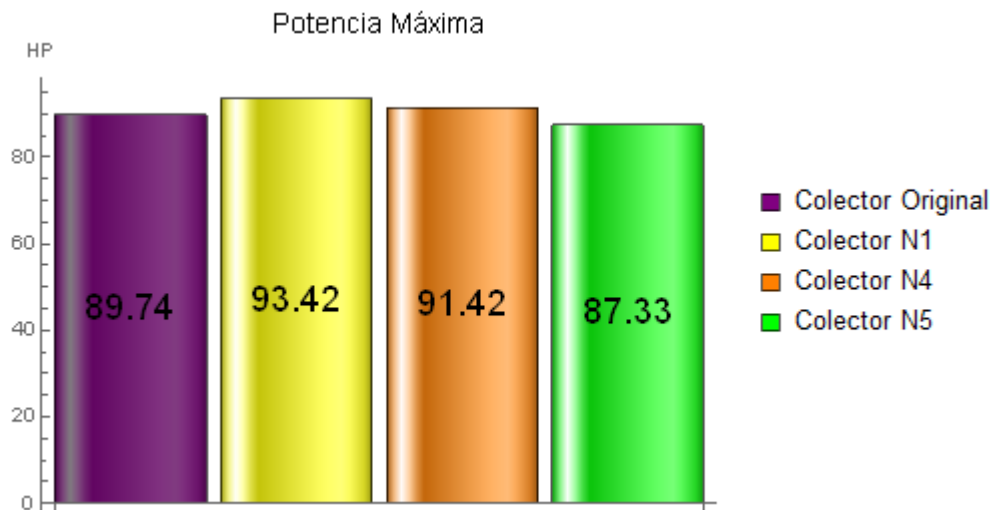


Figura 82. Comparación de potencia máxima.

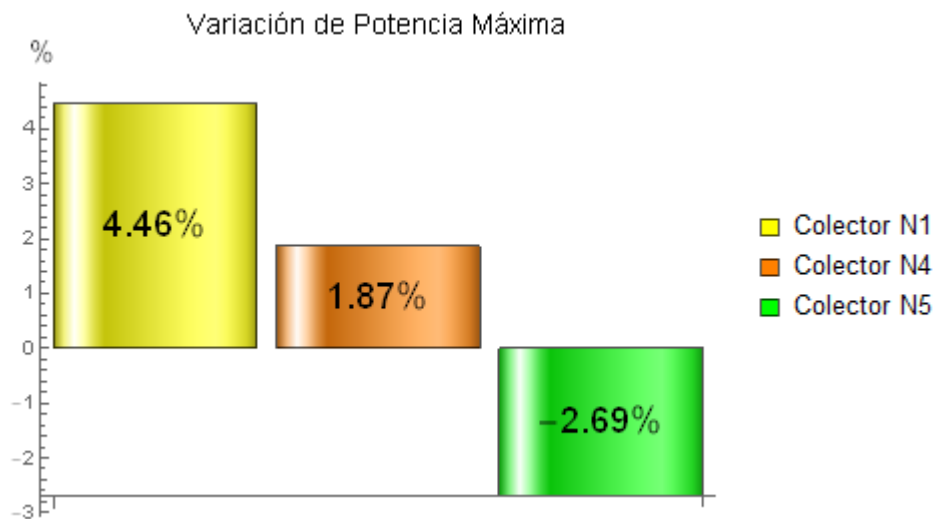


Figura 83. Porcentaje de variación de potencia máxima.

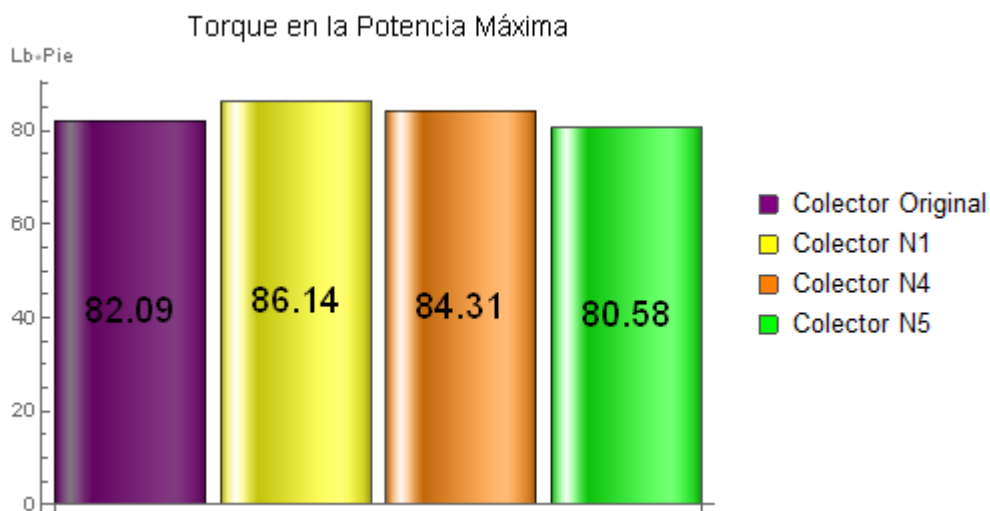


Figura 84. Comparación de torque en la potencia máxima.

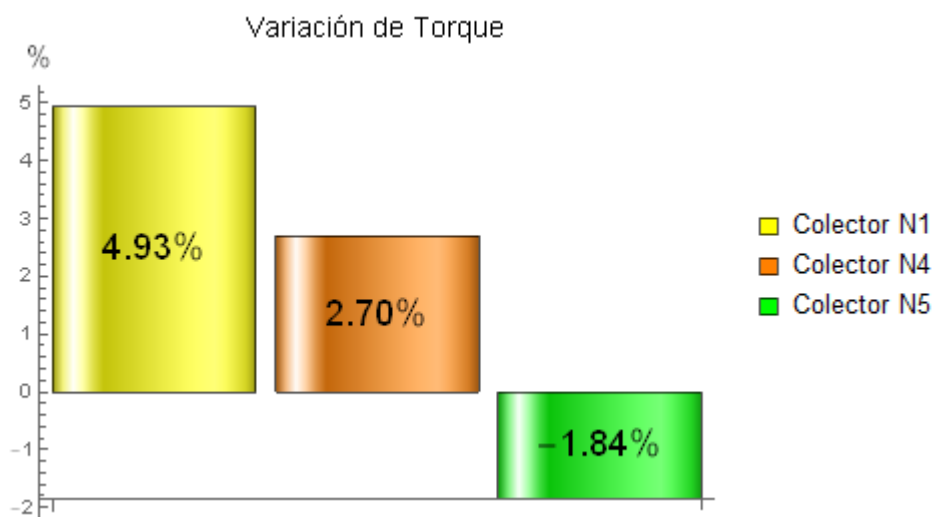


Figura 85. Porcentaje de variación de torque en la potencia máxima.

**Tabla 13.
Valores de Torque máximo**

Colector	RPM	Torque Lb*Pie	Potencia HP
Original	3000	97.81	55.32
N1	3000	101.5	57.47
N4	2900	96.47	54.56
N5	2800	96.70	52.88

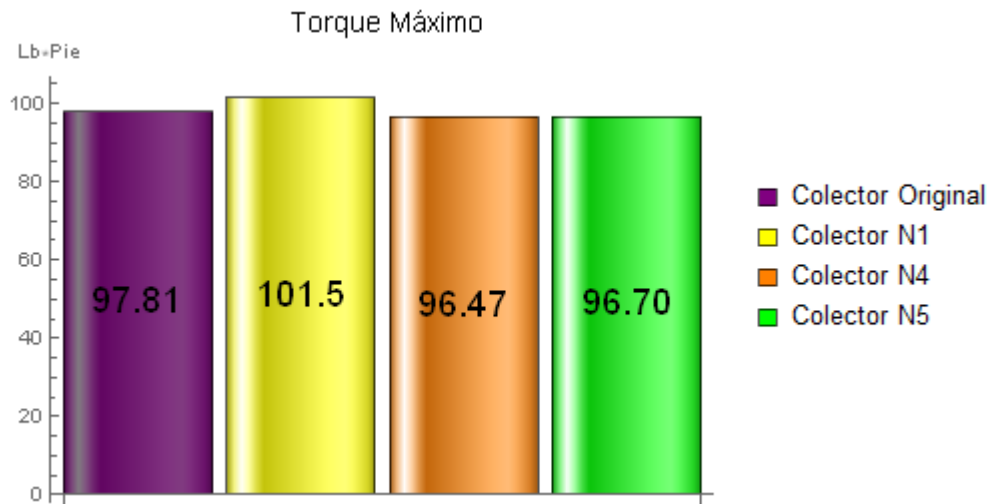


Figura 86. Comparación de torque máximo.

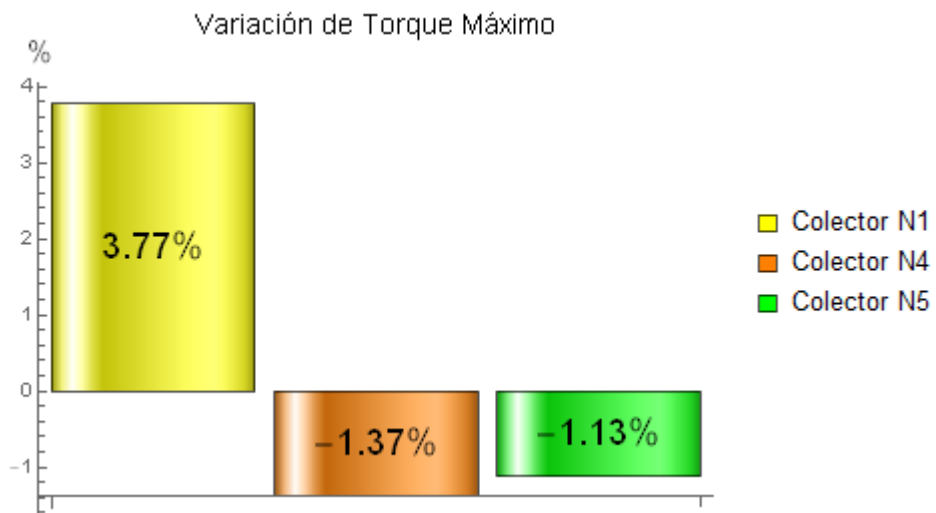


Figura 87. Porcentaje de variación de torque máximo.

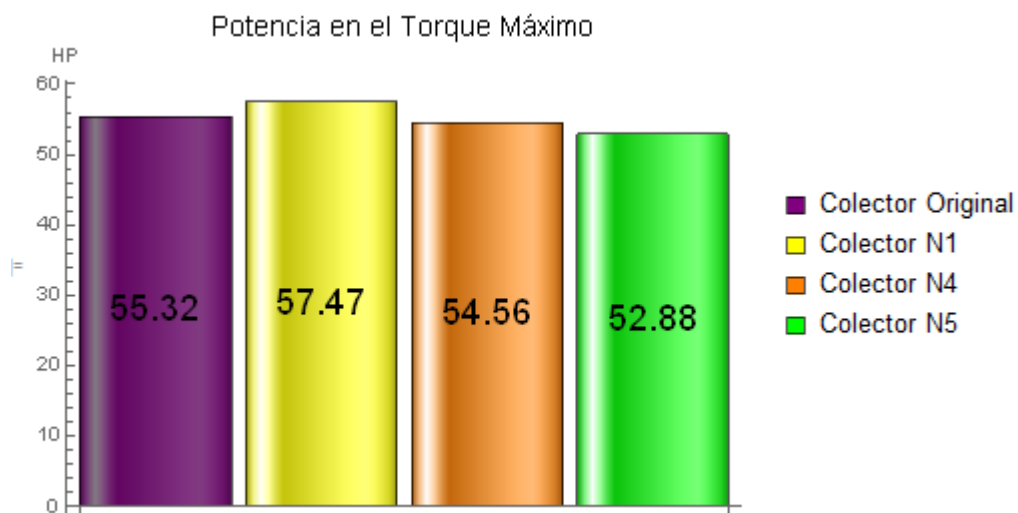


Figura 88. Comparación de potencia en el torque máximo.

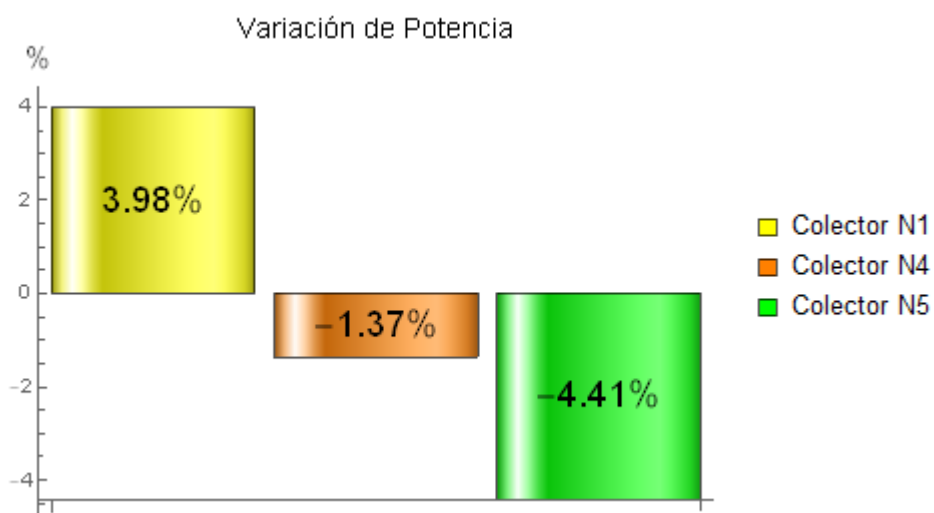


Figura 89. Porcentaje de variación de potencia en el torque máximo.

Tabla 14.
Valores de potencia máxima y torque máximo.

Colector	RPM	Potencia HP	Torque Libras*Pie
Original	5800	89.74	97.81
N1	5750	93.42	101.5
N4	5750	91.42	96.47
N5	5750	87.33	96.70



Figura 90. Valores máximos del colector original.

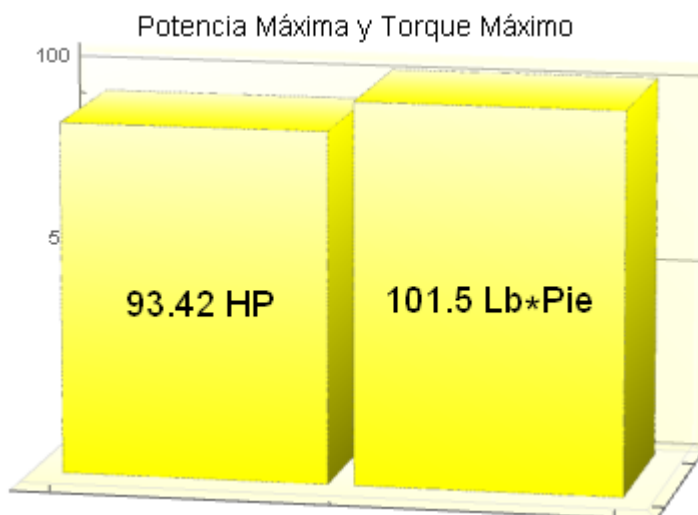


Figura 91. Valores máximos del colector N1.

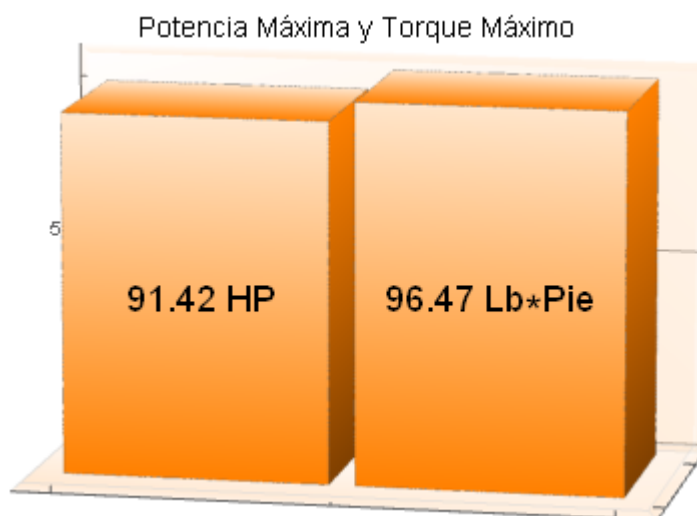


Figura 92. Valores máximos del colector N4.

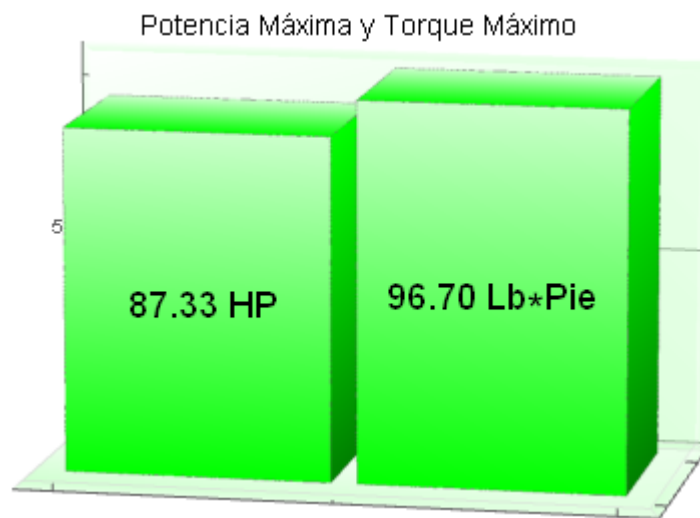


Figura 93. Valores máximos del colector N5.

CAPÍTULO VI

6. MARCO ADMINISTRATIVO

6.1. Recursos utilizados

6.1.1. Recursos humanos

Para poner en marcha la presente investigación se empleó los siguientes recursos humanos.

Tabla 15.
Recursos humanos

Núm.	Nombre	Detalle
1	Alex Checa	Investigador
2	Ing. Félix Manjarrés A. M.Sc.	Director de Tesis
3	Ing. Ramiro Santillán M. M.Sc.	Colaborador Científico

6.1.2. Recursos tecnológicos

Tabla 16.
Recursos tecnológicos

Núm.	Recurso	Cantidad
1	Software Especializado CAD, CAE-CFD	1 Unidad
2	Computador Portátil	1 Unidad
3	Ensayos de torque y potencia	12 Unidades

6.1.3. Recursos materiales

Tabla 17.
Recursos materiales

Núm.	Recurso	Cantidad
1	Suelda MIG	1 Unidad
2	Tronzadora	1 Unidad
3	Amoladora angular	1 Unidad
4	Amoladora recta	1 Unidad
5	Esmeril	1 Unidad
6	Máquina de corte por plasma	1 Unidad
7	Dobladora de tubos	1 Unidad
8	Soplete	1 Unidad
9	Discos de pulir	3 Unidades
10	Piedras de pulir	3 Unidades
11	Tiza Industrial	1 Unidad
12	Talador de pedestal	1 Unidad

6.2. Presupuesto

En la Tabla 16, Tabla 17, Tabla 18, y Tabla 19 se puede observar detalladamente el análisis financiero que permite determinar costos de cada uno de los recursos que conformaron la presente investigación.

6.2.1. Presupuesto recursos materiales

Los costos de los materiales según la Tabla 16 constituyen una referencia de solo lo que se empleó, debido a que no se ocupó en su totalidad. En el caso de las planchas de acero estas se venden completas de 1.20x2.40m.

Tabla 18.
Presupuesto recursos materiales

Núm.	Recurso	Cant.	Valor Unit.	Valor
1	Tubo de acero Inox 409 1"1/2x1.5x6m	2	50	100.00
2	Tubo de acero Inox 409 2"1/2x1.5x0.21m	1	70	70.00
3	Plancha acero 10mm 0.7x0.2m	1	50	50.00
4	Plancha acero 0.7mm 1x0.2m	1	40	40.00
5	Discos de corte	2	10	20
6	Discos de pulido	3	5	15
7	Piedras de pulido	2	5	10
Total				305.00

6.2.2. Presupuestos recursos tecnológicos

Tabla 19.
Presupuesto recursos tecnológicos

Núm.	Recurso	Cant.	Valor Unit.	Valor
1	Ensayos torque y potencia	4	50	200.00
Total				200.00

6.2.3. Presupuesto recursos de apoyo

Tabla 20.
Presupuesto recursos de apoyo

Núm.	Recurso	Cant.	Valor Unit.	Valor
1	Viáticos Chofer	5 Días	5.00	25.00
2	Computadora	100 horas	0.50	50.00
3	Impresora	4 Horas	2.00	8.00
4	Celular	2 Horas	1	2.00
Total				85.00

6.2.4. Presupuesto total

Tabla 21.
Presupuesto total

Recurso	Valor
Recursos materiales	305.00
Recursos tecnológicos	200.00
Recursos de apoyo	85.00
Imprevistos	200.00
Total	790.00

El costo total del proyecto de investigación es de 790.00 dólares americanos, el cual incluye 200.00 dólares americanos que se destinara a imprevistos.

6.3. Financiamiento

El financiamiento del proyecto se realizó por parte del investigador: Alex Fernando Checa Altuna.

CONCLUSIONES

- Para desarrollar análisis en ingeniería en la mayoría de los casos se requiere un fundamento matemático que sustente las asunciones e idealizaciones que la aplicación requiera. Tanto es así que en el presente estudio se justificó la geometría de las propuestas de diseño para el estudio de los colectores mediante graficación de funciones matemáticas.
- En el presente estudio se estableció las variables termo mecánicas que sirven de base y fundamento para el desarrollo del modelo matemático e idealizaciones que sustentan las geometrías propuestas obtenidas y cuya comprobación y validación fue realizada mediante la graficación de funciones matemáticas.
- Se establecieron cinco tipos diferentes de geometría de colectores, cuatro definidos por la función raíz (N1, N2, N3 y N4) y una definida por la función de la circunferencia (N5) en un dominio de 0 a 10 cm y en un rango máximo de 0 a 15 cm de acuerdo al espacio físico alrededor del motor.
- Se ha desarrollado un método de análisis para determinar la variabilidad en el comportamiento de un motor de combustión interna cuando existe diferentes geometrías en los ductos de salida de gases combustionados. Fue requerido comparar resultados de análisis computacionales versus ensayos físicos de esta manera se ha conseguido establecer la validez de este proceso.
- Se desarrolló y aplicó un método de análisis euleriano para proyectar y determinar el comportamiento y variabilidad que sufre la potencia, el torque y la velocidad de descarga, en un motor de combustión interna al existir diferentes geometrías en los ductos de salida de gases

combustionados. Estos parámetros fueron evaluados analítica y computacionalmente y validados al comparar con resultados obtenidos al realizar ensayos físicos.

- Las ecuaciones de transporte aplicadas han constituido una manera analítica para determinar una solución cuando un flujo de gases combustionados atraviesa un colector, mencionada ecuación ha servido para establecer la verificación y comparación de resultados mediante la aplicación computacional basada en el método de volúmenes finitos.
- En base a los análisis realizados se determina que: cuando en un colector el radio de dobles (arco generado) que permite caracterizar la geometría del ducto, se presenta más abierto (con un mayor valor) incide en el comportamiento del motor de tal manera que se incrementa en aproximadamente un 4% y 5% el torque y potencia del motor respectivamente. Esto permite concluir que se puede tomar control de ciertos parámetros del motor de combustión interna si se afecta directamente la forma geométrica del colector.
- El modelo matemático considera que el flujo recorre una geometría recta por lo cual los valores de las ecuaciones de transporte se aproximan a la geometría N1.
- El método de volúmenes finitos permite analizar con una aceptable aproximación a los resultados reales del fenómeno interno que se genera en un colector de escape, gracias a la configuración adecuada de malla (discretización), la que tuvo un intervalo de volumen finito aproximado de 1mm.

- Los resultados obtenidos en la simulación del colector N5 no se aproximan a los resultados físicos, siendo la configuración que presenta la mayor variación respecto al análisis computacional.

RECOMENDACIONES

- Realizar un estudio comparativo entre un colector que varíe su diámetro durante su recorrido (stepped header) y un colector de diámetro constante (header).
- Investigar la eficiencia del motor al realizar diferentes configuraciones del colector header 4-1, header 4-2-1.
- Investigar un método para simular el flujo en un múltiple de escape según el orden de encendido de un motor policilindrico.
- Realizar investigaciones similares donde el espacio físico del motor no sea un delimitante para las geometrías del colector.
- Implementar bancos de pruebas donde se pueda estudiar el comportamiento del flujo en ductos.
- Implementar Softwares especializados en dinámica de fluidos computacionales.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGA. (s.f.). Catálogo de electrodos comunes, especiales y gases para corte y soldadura. (2.0). Recuperado el 20 de 03 de 2017. Obtenido de www.aga.com.ec
- ANSYS. (s.f.). ANSYS Help Viewer. Recuperado el 20 de 02 de 2017
- Armas Vergel, O., Ballesteros Yáñez, R., Benajes Calvo, J., & Bermúdez Tamarit, V. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Universidad Politécnica De Valencia .
- Bernal, A., & Orrego, S. (2007). *Diseño del ala para un vehículo aereo no tripulado*. Medellin.
- Blair, G. (1999). *Desing and Simulation of Four-Stroke Engines*. United States of America: SAE.
- Calle Solis, E. T., & Rivas Macero, D. A. (2014). Diseño y construcción del múltiple de escape para el motor Yamaha FZR600 de la formula SAE. Cuenca, Ecuador.
- Calleja, D. G. (2012). Motores térmicos y sus sistemas auxiliares. 75. madrid, España: Paraninfo.
- Cuadrado Peña, I. G., Agudelo Santamaría, J. R., & Sánchez López, C. A. (2008). *Flujo compresible en múltiples de mototres*. Antioquia: Universidad de Antioquia.
- JnAceros. (s.f.). *Jn Aceros*. Recuperado el 20 de 04 de 2017: Obtenido de <http://www.jnaceros.com>
- Mavrigian, M. (2014). *Performance Exhaust Systems How to design, Fabricate and Install*.
- Oerlikon. (s.f.). Manual de soldadura y catalogo de productos. En Oerlikon. Lima. Recuperado el 20 de 03 de 2017
- ProviacerosCia.Ltda. (s.f.). *Provi Aceros*. Recuperado el 04 de 05 de 2017. Obtenido de <http://www.proviaceros.com/>

ANEXOS



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el señor:

ALEX FERNANDO CHECA ALTUNA.

En la ciudad de Latacunga, a los **27 días del mes junio de 2017.**

Ing. Félix Manjarrés A. M.Sc.

DIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:

Ing. Danilo Zambrano.

DIRECTOR DE CARRERA

Dr. Freddy Jaramillo

SECRETARIO ACADÉMICO