



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE CUENCA**

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**OPTIMIZACIÓN DE UN MOTOR CICLO OTTO ATMOSFÉRICO 1.2 LT  
MEDIANTE LA MODIFICACIÓN GEOMÉTRICA DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE**

Trabajo de titulación previo a la obtención del  
título de Ingeniero Automotriz

**AUTOR: JUAN DIEGO ESPINOZA MARTÍNEZ**

**TUTOR: ING. RAFAEL WILMER CONTRERAS URGILES, MSc.**

Cuenca - Ecuador

2026

**CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUDITORÍA DEL TRABAJO DE  
TITULACIÓN**

Yo, Juan Diego Espinoza Martínez con documento de identificación N° 0106753304  
manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y, autorizo a que sin fines de lucro la  
Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera  
total o parcial el presente trabajo de titulación.

Cuenca, 20 de enero del 2026

Atentamente,



---

Juan Diego Espinoza Martínez

0106753304

**CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE  
TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

Yo, Juan Diego Espinoza Martínez con documento de identificación N° 0106753304, expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del Proyecto técnico: “Optimización de un motor ciclo Otto atmosférico 1.2 lt mediante la modificación geométrica del múltiple de escape”, el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Automotriz, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 20 de enero del 2026

Atentamente,



Juan Diego Espinoza Martínez

0106753304

## CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Rafael Wilmer Contreras Urgiles con documento de identificación N° 0104463328 docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: OPTIMIZACIÓN DE UN MOTOR CICLO OTTO ATMOSFÉRICO 1.2 LT MEDIANTE LA MODIFICACIÓN GEOMÉTRICA DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE, realizado por Juan Diego Espinoza Martínez con documento de identificación N° 0106753304, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 20 de enero del 2026

Atentamente,



Ing. Rafael Wilmer Contreras Urgiles, MSc.

0104463328

## **DEDICATORIA**

*El presente proyecto de investigación está dedicado a mi familia, especialmente a mis Padres, Silvia Martínez y Patricio Espinoza, por su sacrificio silencioso con el cual nunca me ha faltado nada, por enseñarme con su ejemplo el valor del esfuerzo y la perseverancia, cada logro alcanzado es también de ustedes.*

*A mis abuelos Julio y Eloisa, por el cariño y apoyo incondicional, por los valores que implantaron en mí desde la niñez, han aportado a mi crecimiento personal, moral y profesional.*

*Finalmente, a mi hermana Karla y a mi pequeño Pitufo, por la compañía y la alegría en las noches largas de trabajo.*

***Juan Diego Espinoza Martínez***

## **AGRADECIMIENTO**

*A Dios, por darme la fortaleza, la claridad y la perseverancia necesarias para culminar este camino académico. Por iluminar mis decisiones y acompañarme en cada etapa de este proceso.*

... *A mi familia, por su apoyo incondicional, por su cariño y por creer en mí incluso en los momentos más exigentes. Gracias por ser mi sostén, mi motivación constante y el pilar fundamental que hizo posible la culminación de esta meta.*

*A los docentes y colaboradores de la carrera de Ingeniería Automotriz, por su guía y acompañamiento durante estos años.*

***Juan Diego Espinoza Martínez***

## RESUMEN

La investigación desarrollada en el presente trabajo de titulación está enfocada en la optimización del rendimiento de un motor de ciclo Otto de cuatro cilindros y aspiración natural de 1.2 litros, mediante la modificación geométrica del múltiple de escape, con el propósito de reducir la contrapresión generada en el flujo de gases de escape y mejorar el desempeño del motor. Para el cumplimiento de los objetivos planteados, el estudio se estructura en varias fases metodológicas.

En una primera fase, se realiza un análisis del estado del arte a través de la revisión bibliográfica de libros, artículos científicos, tesis y recursos técnicos confiables, con el fin de identificar los parámetros de funcionamiento del motor y las variables más influyentes en la restricción del sistema de escape, tales como la contrapresión, las ondas reflejadas, el tipo de uniones y las diferentes geometrías del múltiple.

Posteriormente, en una segunda fase, se lleva a cabo el modelado, simulación y optimización del múltiple de escape mediante el uso de herramientas de diseño y simulación CFD, que evalúen diferentes geometrías y determinen la configuración que mejor optimice el funcionamiento bajo las siguientes condiciones: reducción de presión, aumento de velocidad del fluido y reducción de turbulencias. En esta fase, se determinó un múltiple 4-1 con diámetros de 3.28 cm para primarios y 5 cm, para la salida de escape como la mejor opción para optimización del sistema.

Finalmente, en una tercera fase, luego de la fabricación e implementación del múltiple de escape optimizado, se procede a validar de forma experimental su impacto en el rendimiento del motor a través de pruebas realizadas en el banco dinamométrico MAHA de los laboratorios de la Universidad, junto con la medición de presión en escape con sensor EMP. Los resultados obtenidos permitieron evaluar la influencia de la

modificación geométrica del múltiple de escape sobre la potencia, la cual aumento de 60.8 kW a 66.4 kW (81,5 hp a 89,04 hp), lo que demuestra un incremento relativo del 9,25 %; y sobre el torque, que presentó un aumento de 105,4 Nm a 118,2 Nm, lo que representa un incremento porcentual del 12,15 %. Estos valores vienen acompañados de la considerable reducción de contrapresión de escape que disminuyó de 95,59 kPa a 89,53 kPa, lo que representa una reducción del 6,34 % respecto al sistema original.

*Palabras Claves: Optimización, Escape, Gases, Presión, Potencia, Torque.*

## ABSTRACT

The research developed in this thesis focuses on optimizing the performance of a naturally aspirated 1.2-liter four-cylinder Otto-cycle engine by modifying the geometry of its exhaust manifold, with the purpose of reducing the backpressure generated in the exhaust gas flow and improving overall engine performance. To achieve the proposed objectives, the study was structured into several methodological phases.

In the first phase, a state-of-the-art analysis was conducted through a bibliographic review of books, scientific articles, theses, and reliable technical resources in order to identify the engine's operating parameters and the variables that most significantly influence exhaust system restriction, such as backpressure, reflected pressure waves, joint configurations, and manifold geometries.

In the second phase, the exhaust manifold was modeled, simulated, and optimized using CAD and CFD tools, allowing the evaluation of different geometries and the selection of the configuration that best optimized performance under the following conditions: pressure reduction, increased flow velocity, and reduced turbulence. In this stage, a 4-1 manifold with primary tube diameters of 3.28 cm and a 5 cm outlet diameter was determined to be the most suitable option for system optimization.

Finally, in the third phase, after the optimized manifold was manufactured and installed, its impact on engine performance was experimentally validated through tests carried out on a MAHA dynamometer at the university laboratories, together with exhaust pressure measurements using an EMP sensor. The results made it possible to evaluate the influence of the geometric modification of the exhaust manifold on engine performance, showing an increase in power from 60.8 kW to 66.4 kW (81,5 hp to 89,04 hp), which represents a 9.25% improvement, also an increase in torque from 105.4 Nm to 118.2 Nm

(a 12.15% improvement). These gains were accompanied by a significant reduction in exhaust backpressure, which decreased from 95.59 kPa to 89.53 kPa, representing a 6.34% reduction compared to the original system.

***Keywords:*** *Optimization, Exhaust, Gases, Pressure, Power, Torque.*

## ÍNDICE DE CONTENIDO

<b>DEDICATORIA</b> .....	<b>V</b>
<b>AGRADECIMIENTO</b> .....	<b>VI</b>
<b>RESUMEN</b> .....	<b>VII</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>VIII</b>

### Contenido

1. Introducción  .....	18
2. Problema .....	21
2.1. Antecedentes .....	22
2.2. Importancia y alcances .....	23
2.3. Delimitación .....	24
3. Objetivos .....	24
3.1. Objetivo General .....	24
3.2. Objetivos Específicos .....	24
4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y ESTADO DEL ARTE .....	25
4.1. Introducción y Parámetros del Motor de Combustión Interna .....	25
4.1.1. Ciclo Otto: fases de admisión, compresión, explosión, escape .....	27
4.1.2. Par y Potencia Motor .....	31
4.2. Función general y componentes del sistema de escape .....	33
4.2.1. El múltiple de escape .....	36
4.2.2. Configuración del múltiple de escape .....	37
4.3. Eliminación de elementos restrictivos y contrapresión de escape .....	39
4.4. Diámetro y longitud de los tubos primarios y secundarios .....	43
4.4.1. Formulas de Four Stroke Performance Tuning .....	44
4.4.2. Fórmulas de Preparación de Motores de Serie de Competición .....	46
4.5. Ángulo de convergencia del colector y unión de conductos .....	47
5. MODELADO, SIMULACIÓN, FABRICACIÓN Y COMPROBACIÓN DEL SISTEMA DE ESCAPE OPTIMIZADO .....	49
5.1. Vehículo utilizado para la investigación .....	49
5.2. Prueba de potencia y torque máximos .....	51

5.2.1.	Banco dinamométrico y condiciones de prueba .....	51
	Condiciones de prueba .....	54
5.2.2.	Resultados de la prueba .....	55
5.3.	Prueba de presión en el sistema de escape .....	58
5.3.1.	Materiales utilizados y caracterización del sensor .....	59
5.3.2.	Resultados de la prueba de presión con escape original .....	63
5.3.3.	Cálculo de presión teórica en el escape .....	66
5.4.	Selección de la configuración del múltiple de escape.....	70
5.5.	Cálculo de longitud y diámetro de los tubos del múltiple de escape .....	71
5.5.1.	Cálculo con fórmulas de Four Stroke Performance Tuning .....	71
5.5.2.	Cálculo con las fórmulas de Preparación de Motores de Serie para Competición de Gillieri .....	74
5.5.3.	Diámetro para la tubería final de escape.....	76
5.5.4.	Unión de conductos .....	77
5.5.5.	Sintonización de pulsos y resultados del cálculo .....	78
5.6.	Desarrollo de diseños 3D en Solid Works .....	81
5.6.1.	Dibujo 3D del múltiple de escape original .....	82
5.6.2.	Dibujo 3D del múltiple de escape optimizado I.....	86
5.7.	Simulación de diseños en CFD.....	87
5.7.1.	Pasos previos a seguir para la simulación .....	87
5.7.2.	Resultados de simulación del múltiple original .....	101
5.7.3.	Resultados de simulación múltiple de escape optimizado I.....	104
5.7.4.	Propuesta de optimización, múltiple de escape optimizado II.....	107
5.7.5.	Resultados de simulación múltiple de escape optimizado II .....	108
5.8.	Análisis y comparación de resultados .....	110
5.8.1.	Método de convergencia de malla .....	111
5.9.	Conclusiones del análisis y elección del diseño para la construcción.....	115
5.10.	Construcción del diseño final.....	116
5.10.1.	Elección del material y método de fabricación .....	117
5.10.2.	Proceso de construcción.....	120
5.11.	Prueba de potencia en banco dinamométrico con sistema optimizado .....	125
5.11.1.	Condiciones de la prueba.....	125
5.11.2.	Resultados de la prueba .....	125
5.12.	Prueba de presión de escape en sistema optimizado.....	129
6.	Análisis de Resultados del Proyecto.....	132

6.1.	Influencia de la simulación CFD de ANSYS en el proyecto .....	132
6.2.	Reducción de la Presión de Escape.....	133
6.3.	Optimización de la Potencia Motor .....	134
6.4.	Optimización del Torque Motor .....	135
6.5.	Influencia de las modificaciones geométricas .....	136
6.6.	Cálculo termodinámico del motor para encontrar potencia y torque.....	137
6.7.	Resultados de Potencia, Torque y Contrapresión: teórico, original y modificado.....	142
6.8.	Ecuación para determinar potencia mediante regresión numérica.....	142
6.8.1.	Justificación del uso del parámetro G.....	143
6.8.2.	Cálculo de parámetro G para ambos sistemas .....	145
6.8.3.	Código y resultados de Matlab .....	146
7.	Conclusiones.....	149
8.	Recomendaciones .....	153
9.	Anexos.....	154
9.1.	Estructura y mapa eléctrico del Arduino para Sensor de Presión .....	154
9.2.	Imágenes de referencia de las pruebas practicas.....	156
10.	Bibliografía .....	159

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Resultados de la Investigación .....	20
Figura 2.	Ubicación de la Universidad para el desarrollo del trabajo.....	24
Figura 3.	Motor de combustión interna.....	26
Figura 4.	Etapas del proceso del ciclo Otto .....	29
Figura 5.	Eficiencia volumétrica del cilindro.....	31
Figura 6.	Representación del par en mecanismo biela manivela .....	32
Figura 7.	Curva del par y potencia motor .....	33
Figura 8.	Partes del Sistema de escape .....	34
Figura 9.	Múltiple del Hyundai i10 1.2lt .....	36
Figura 10.	Multiple de escape deportivo.....	37
Figura 11	Múltiple 4:2:1 .....	38
Figura 12.	Múltiple 4:1 .....	39
Figura 13.	Ciclo de trabajo de un motor Otto .....	40

Figura 14. Ondas de presión de escape.....	42
Figura 15. Componentes del múltiple para ecuación.....	45
Figura 16. Ángulo de convergencia de la unión de colectores .....	48
Figura 17. Tipos de uniones que minimizan interferencias de onda.....	49
Figura 18. Hyundai Grand i10 2019 .....	50
Figura 19. Banco dinamométrico MAHA LPS3000.....	53
Figura 20. Potencia máxima P1, P2, P3.....	55
Figura 21. Torque máximo T1,T2,T3 .....	56
Figura 22. Curvas de Potencia máxima del banco .....	57
Figura 23. Hyundai i10 en el banco de la universidad.....	58
Figura 24. Microcontrolador Arduino y conexión.....	59
Figura 25. Sensor de presión de escape EMP .....	60
Figura 26. Caracterización del Sensor EMP .....	63
Figura 27. Soldadura de acople para sensor EMP .....	63
Figura 28. Gráfica de voltaje vs tiempo del sensor.....	64
Figura 29. Gráfica de presión vs tiempo del sensor.....	65
Figura 30. Comparación gráfica de potencia y par en tipos de múltiples .....	71
Figura 31. Sugerencias de diámetro de tubería de escape.....	77
Figura 32. Unión de 4 conductos en 1 .....	78
Figura 33. Diseño 3D del múltiple original .....	84
Figura 34. Plano general del múltiple original.....	84
Figura 35. Representación 3D del catalizador .....	85
Figura 36. Diseño 3D del múltiple optimizado.....	86
Figura 37. Fluid flow with fluent meshing .....	88
Figura 38. Configuración de la geometría .....	88
Figura 39. Configuración de la malla .....	89
Figura 40. Selección de región de fluido .....	90
Figura 41. Selección de tipo de malla de volumen .....	90
Figura 42. Corte de sección de malla Polihexacore .....	91
Figura 43. Volúmenes finitos en corte transversal del catalizador .....	92
Figura 44. Calidad de malla.....	92
Figura 45. Escala de referencia de calidad de malla .....	93
Figura 46. Determinación de flujo en base a Reynolds .....	95
Figura 47. Ajuste de la velocidad del fluido .....	97

Figura 48. Entrada y salida de gases de la simulación .....	98
Figura 49. Elección del modelo de flujo K omega .....	98
Figura 50. Ajuste del número de iteraciones.....	99
Figura 51. Estabilización de comprobación de mallado .....	100
Figura 52. Elección del parámetro a medir en simulación.....	101
Figura 53. Resultado de velocidad en múltiple original .....	102
Figura 54. Resultado de presión en múltiple original .....	102
Figura 55. Resultado de turbulencias en múltiple original .....	103
Figura 56. Resultado de velocidad en múltiple optimizado.....	104
Figura 57. Resultado de presión en múltiple optimizado.....	105
Figura 58. Resultado de turbulencias en múltiple optimizado.....	105
Figura 59. Pérdida de velocidad en unión 4:1 .....	106
Figura 60. Diseño 3D del múltiple rediseñado II.....	107
Figura 61. Comparación diseño I vs diseño II .....	108
Figura 62. Resultado de velocidad en múltiple optimizado II.....	108
Figura 63. Resultado de presión en múltiple optimizado II.....	109
Figura 64. Reducción de presión en segunda optimización.....	109
Figura 65. Resultado de turbulencias en múltiple optimizado II.....	110
Figura 66. Cambio del tamaño de celdas de la malla .....	111
Figura 67. Refinamiento de la malla.....	112
Figura 68. Presión luego de refinamiento .....	113
Figura 69. Turbulencias luego de refinamiento .....	113
Figura 70. Velocidad luego de refinamiento.....	114
Figura 71. Materiales usados en fabricación de headers.....	117
Figura 72. Comparación de métodos de fabricación.....	119
Figura 73. Desmontaje del múltiple original .....	120
Figura 74. Corte de tubos y fabricación de placa de unión.....	121
Figura 75. Doblado de tubos según requerimientos.....	121
Figura 76. Unión de los conductos primarios .....	122
Figura 77. Dimensionamiento para acople de sensor O2.....	123
Figura 78. Empaque de unión entre colector y tubo de salida.....	123
Figura 79. Sistema de escape terminado e instalado.....	124
Figura 80. Potencia máxima P1,P2,P3.....	126
Figura 81. Torque máximo T1,T2,T3 .....	126

Figura 82. Curvas de potencia con escape modificado del banco .....	128
Figura 83. Hyundai i10 modificado en el banco de la universidad.....	128
Figura 84. Gráfica de voltaje vs tiempo de sensor de presion.....	129
Figura 85. Gráfica de presión vs tiempo del sensor .....	130
Figura 86. Presión de escape original vs modificado.....	133
Figura 87. Potencia motor con escape original vs modificado .....	134
Figura 88. Torque motor de escape original vs modificado.....	135
Figura 89. Código para el cálculo en Matlab.....	147
Figura 90. Comparación entre resultados de potencia .....	151
Figura 91. Comparación entre resultados de torque .....	151
Figura 92. Mapa de conexión eléctrica del arduino .....	154
Figura 93. Esquema de conexión física del arduino .....	155
Figura 94. Prueba de potencia en banco con ingeniero encargado .....	156
Figura 95. Pruebas para caracterizar sensor EMP.....	157
Figura 96. Prueba de la ecuación de potencia en Minitab .....	158

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características del vehículo .....	50
Tabla 2. Especificaciones técnicas del banco dinamométrico .....	52
Tabla 3. Condiciones de prueba en banco .....	54
Tabla 4. Resultados de la prueba con mejor potencia.....	56
Tabla 5. Valores de presión del sensor y voltaje correlacionados.....	61
Tabla 6. Datos para el cálculo de presión teórica .....	66
Tabla 7. Comparación presión teórica vs real.....	69
Tabla 8. Resultados de las fórmulas bajo distintas fuentes.....	78
Tabla 9. Parámetros geométricos finales para el diseño .....	80
Tabla 10. Ajuste a medidas comerciales en el medio .....	81
Tabla 11. Medidas del múltiple de escape original del vehículo .....	83
Tabla 12. Resultado de conteo de elementos finitos .....	93
Tabla 13. Comparación de resultados de simulación.....	110
Tabla 14. Resultados de análisis de fluido con nueva malla.....	112

Tabla 15. Resultados de conteo de elementos y calidad de malla .....	114
Tabla 16. Comparación de características de materiales.....	117
Tabla 17. Condiciones de prueba de banco .....	125
Tabla 18. Resultados de la prueba de máxima potencia .....	127
Tabla 19. Comparación presión teórica, real y post modificación.....	131
Tabla 20. Valores de entrada del motor para cálculo termodinámico.....	137
Tabla 21. Resultado de todas las pruebas de la investigación.....	142
Tabla 22. Variables independientes para cálculo en Matlab.....	146
Tabla 23. Resultados obtenidos de la regresión numérica .....	147

# 1. Introducción

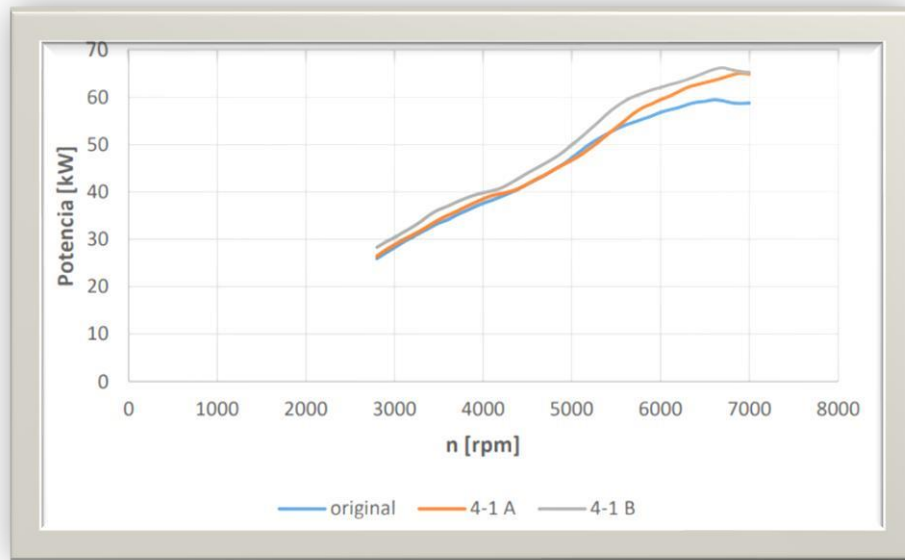
La presente investigación tiene como finalidad analizar y optimizar el sistema de escape de un motor atmosférico mediante el estudio comparativo entre un múltiple original y un diseño modificado orientado a mejorar su desempeño. Para ello, se desarrolló un proceso metodológico que integra análisis teórico, modelado computacional, fabricación y validación experimental, para evaluar de manera objetiva el impacto de las modificaciones propuestas. El estudio se estructura en torno a la relación entre la geometría del múltiple, la dinámica del flujo de gases y su influencia directa en los parámetros de rendimiento del motor.

La investigación parte de las bases de trabajos anteriores con objetivos similares, con el fin de aportar mejoras en la metodología y en los resultados. Un trabajo relevante dentro de los antecedentes se titula "Optimización del múltiple de escape de un motor 1300cc mediante simulación computacional y su validación en un dinamómetro" presentado por Salas, J. (2022), estudia diferentes geometrías del múltiple y efecto en el motor. Se determinó que el resultado más favorable que obtuvo con el múltiple modificado fue una potencia máxima de 79.77 hp a un régimen de 5800 rpm que, al compararlo con los resultados obtenidos con el múltiple de escape original representa una ganancia de potencia del 6.97%. Sin embargo, se encuentran limitaciones al no usar análisis de simulación de fluido en CFD, ya que desde el diseño 3D se procede directamente a probar los múltiples en el motor, bajo esta perspectiva, el trabajo puede complementarse con un análisis de parámetros importantes para los gases como la presión, la velocidad o las turbulencias. Además de fortalecer la investigación con formulaciones matemáticas para hallar datos teóricos que aporten información al estudio.

Otro estudio relevante es la investigación *“Influence of Exhaust Manifold Modification on Engine Power”*, desarrollado por Bober, B. (2021). En esta investigación se evaluó el efecto del reemplazo del múltiple de escape original por un diseño alternativo tipo “sport manifold” en un BMW 6 cilindros, mediante pruebas experimentales en dinámometro y análisis de simulación CFD, con el objetivo de observar la distribución de presión y velocidad del flujo dentro del sistema de escape. Los autores reportaron incrementos en la potencia del motor de 21.2 hp (10%) y mejoras en la eficiencia del flujo, lo que evidencia la importancia de la geometría del múltiple en el comportamiento del motor (Bober, B. 2021). Sin embargo, pese a la relevancia del estudio, este presenta limitaciones técnicas. Aunque incorpora CFD, su análisis se concentra en comparaciones cualitativas y en la visualización del flujo, sin profundizar en la influencia cuantitativa que ejercen parámetros geométricos específicos como longitudes, diámetros o relaciones de sección. Se aporta a la investigación con un modelo predictivo que vincule matemáticamente la potencia con las variables del diseño.

La investigación más completa, titulada “Optimización del múltiple de escape para un vehículo de competición con motor de combustión interna de cuatro tiempos y cuatro cilindros” de Arroyo, E.(2017), de la Universidad Internacional SEK, desarrolla el diseño y construcción del múltiple de escape para un Suzuki Twincam motor G13B, al modificar la configuración del múltiple de escape y sus dimensiones mediante modelado 3D y simulaciones CFD. Se muestra un incremento de potencia de 8.41% e incremento de torque de 3.26%, estos resultados se muestran en las curvas de la Figura 1.

*Figura 1. Resultados de la Investigación*



*Nota: Comparación de curvas de potencia (Arroyo, E, 2021)*

Entre algunos de los resultados de la investigación se destaca que las velocidades de gases en los múltiples rediseñados aumentan un 32% vs el sistema original, con entradas rectas y radios más amplios incrementan la velocidad de los gases y ayudan a su evacuación. Arroyo afirma que la configuración 4:1 incrementa la velocidad de salida de gases en un 16% vs el sistema original, y es la configuración la que mayor ganancia de potencia brinda.

Con el presente trabajo, se pretende aportar a la metodología de la optimización de un múltiple que incluye: el cálculo geométrico de diámetros y longitudes, la sintonización de los pulsos de escape a las rpm de potencia máxima, el estudio de análisis CFD con dos geometrías optimizadas, el planteamiento de una ecuación empírica de potencia, y muy importante, el estudio de la variación de contrapresión entre el sistema original y el modificado, para expandir el análisis de este parámetro no solo bajo simulación computacional, si no con una medición real con sensor de presión de escape

y un sistema de adquisición de datos. De esta investigación se espera una reducción de contrapresión con el múltiple modificado.

Bajo estas propuestas metodológicas, el trabajo se organiza en tres capítulos principales, en el primero, se expone el marco conceptual que sustenta la investigación y se establecen los fundamentos necesarios para comprender la influencia del sistema de escape en el comportamiento del motor, donde se plantea la importancia de la contrapresión, la geometría del múltiple (header), las ondas reflectadas, los elementos restrictivos, entre otros. En el segundo capítulo, se detalla el desarrollo metodológico, que incluye el levantamiento de datos, la simulación computacional del flujo, el diseño y la construcción del múltiple modificado, así como el procedimiento experimental utilizado en el dinamómetro. Además, un aporte fundamental es la comprobación de la reducción de la contrapresión en escape mediante un sistema con sensor EMP (sensor de presión de escape).

Finalmente, en el tercer capítulo se presentan y analizan los resultados obtenidos, donde se comparan ambas configuraciones y se evalúa el cumplimiento de los objetivos planteados. La investigación concluye con un análisis integral que evidencia la efectividad del rediseño propuesto y la pertinencia del enfoque metodológico aplicado, además de fortalecer los resultados con una ecuación empírica para calcular potencia en base a valores independientes como revoluciones, geometría y contrapresión, gracias a una regresión numérica simulada.

## 2. Problema

En la actualidad, los motores atmosféricos presentan limitaciones en su rendimiento por pérdidas mecánicas debido a varios factores, entre ellos está la configuración del sistema escape que causa contrapresión excesiva (Bermúdez y Tormos, 2011). En un

estudio se demostró que dicha contrapresión en el escape causa una disminución entre 0.22 kW y 0.45 kW (0.29 hp y 0.6 hp) por cada kPa de contrapresión (Murali, R, 2021).

Los sistemas de escape convencionales están diseñados para cumplir con normativas de emisiones de gases para reducir principalmente la emisión de monóxido de carbono e hidrocarburos, para lo cual introducen componentes como catalizadores, filtros de partículas y geometrías que pueden afectar al rendimiento motor (StudySmarter, s.f.). Cuando los gases de escape no se expulsan de manera óptima se genera contrapresión en el múltiple de escape, lo que disminuye la eficiencia volumétrica del motor y, en consecuencia, reduce tanto la potencia como el torque disponible (Heywood, 1988). A parte de la influencia de la geometría del múltiple, la restricción de flujo generada por los catalizadores y silenciadores también disminuye la eficiencia volumétrica y limitar la potencia, especialmente en motores atmosféricos donde el barrido de gases depende directamente de la presión natural de los cilindros (Jones L, 2025).

## 2.1. Antecedentes

Los motores Otto han evolucionado continuamente con el objetivo de mejorar su rendimiento, eficiencia y confiabilidad. Dentro de estos motores, el sistema de escape desempeña un papel fundamental en la evacuación de los gases de combustión, e influye directamente en la eficiencia volumétrica y en la entrega de potencia y torque. Debido a ello, se han desarrollado diferentes estudios orientados a la optimización de sistemas de escape, tales como: "Optimización del múltiple de escape de un motor 1300cc mediante simulación computacional y su validación en un dinamómetro" presentado por Salas, J. (2022); "*Influence of Exhaust Manifold Modification on Engine Power*", desarrollado por Bober, B. (2021); o "Optimización del múltiple de escape para un vehículo de competición con motor de combustión interna de cuatro

tiempos y cuatro cilindros" de Arroyo, E.(2017). Sin embargo, la aplicación experimental en motores atmosféricos de pequeña cilindrada, como lo es el motor 1.2 lt utilizado en esta investigación, aún es limitada, lo que justifica la realización de la presente investigación.

## 2.2. Importancia y alcances

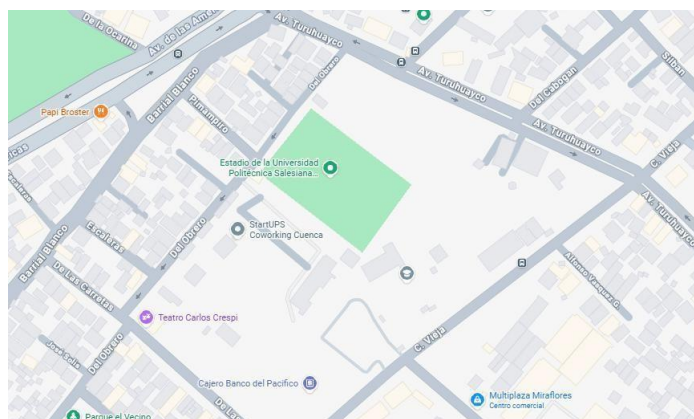
La importancia de este estudio radica en que aborda uno de los aspectos menos optimizados en motores de aspiración natural: la geometría del múltiple de escape, un componente cuya influencia directa en la potencia, el torque y la eficiencia volumétrica suele estar subestimada en aplicaciones de producción. La investigación proporciona evidencia técnica cuantificada que demuestra cómo modificaciones relativamente accesibles pueden mejorar significativamente el rendimiento del motor sin intervenir en componentes internos, lo cual representa una alternativa de optimización de bajo costo y alta aplicabilidad. Asimismo, el trabajo aporta una metodología integral que combina fórmulas matemáticas para geometrías y sintonización de ondas, simulación CFD, y mediciones experimentales de contrapresión, lo que contribuye al conocimiento académico y ofrece una herramienta de predicción útil para futuros diseños de sistemas de escape.

El alcance de la investigación se centra en el análisis, diseño, fabricación e implementación de un múltiple de escape optimizado, al evaluar su desempeño mediante pruebas controladas en banco dinamométrico. El estudio no considera modificaciones adicionales en otros sistemas del motor, lo que aísla y cuantifica exclusivamente el efecto de la geometría del múltiple de escape sobre el comportamiento del motor.

### 2.3. Delimitación

El presente proyecto se llevará a cabo en la Provincia del Azuay, Ciudad de Cuenca, ubicada al sur del Ecuador, la cual tiene una altitud aproximada de 2500 m.s.n.m, una extensión de 3195 km<sup>2</sup> y una población aproximada de 595 100 habitantes. La ubicación se presenta como referencia en la Figura 2.

*Figura 2. Ubicación de la Universidad para el desarrollo del trabajo*



*Nota. Ubicación de la UPS (Google Maps, 2025)*

## 3. Objetivos

### 3.1. Objetivo General

Optimizar el rendimiento de un motor de ciclo Otto de cuatro cilindros de aspiración natural 1.2 lt a través de la modificación geométrica del múltiple de escape, para disminuir la contrapresión en el flujo de escape y aumentar el rendimiento del motor.

### 3.2. Objetivos Específicos

- ✓ Realizar un estudio del estado del arte sobre los parámetros de funcionamiento del motor y del sistema de escape para determinar las variables más influyentes en la

restricción de los gases de escape, mediante la revisión bibliográfica de libros, tesis, artículos científicos y recursos confiables en la red.

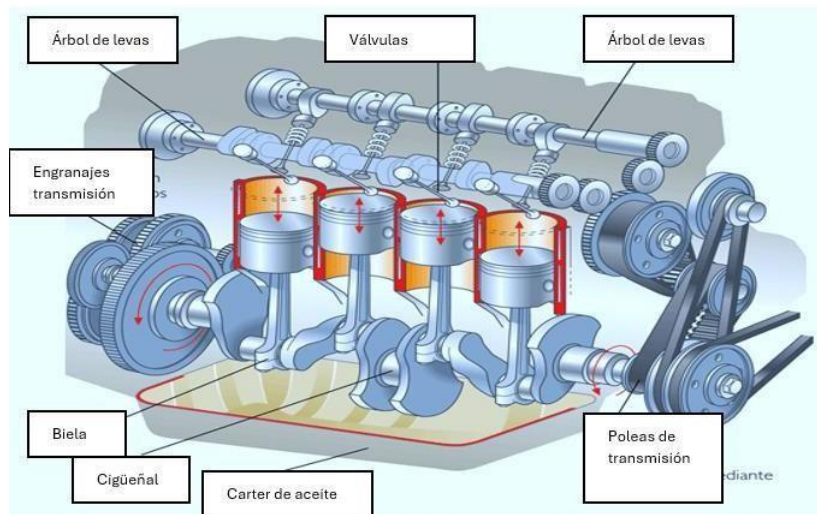
- ✓ Modelar, simular y optimizar el múltiple de escape de un motor ciclo OTTO a través de la aplicación de programas de modelado y simulaciones CAD/CAM, para encontrar la geometría óptima que minimice la restricción de presión en el escape.
- ✓ Comprobar y evaluar el impacto de la modificación geométrica del múltiple de escape a través de su construcción, implementación y validación experimental, mediante pruebas en el banco dinamométrico MAHA de los laboratorios de la Universidad Politécnica Salesiana, bajo los lineamientos establecidos en la norma ISO 1585:1992.

## 4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y ESTADO DEL ARTE

### 4.1. Introducción y Parámetros del Motor de Combustión Interna

El motor de combustión interna es una máquina que obtiene energía mecánica a partir de energía química obtenida del combustible, este se quema para producir trabajo y esa combustión tiene lugar dentro de la propia máquina. En un motor de vehículo, el combustible se quema dentro de los cilindros y es este proceso químico es el que genera el movimiento y trabajo del motor (Yepes, 2017). Según el ciclo de trabajo los motores de combustión interna se dividen en motores de: cuatro tiempos y motores de dos tiempos. La principal diferencia entre el motor de cuatro tiempos, también llamado de ciclo Otto, y el motor de dos tiempos, radica en la renovación de la carga, es decir en el proceso de admisión y escape. En la Figura 3 se presenta un esquema del funcionamiento y componentes de un motor en ciclo Otto.

Figura 3. Motor de combustión interna



*Nota: Funcionamiento y componentes principales MCI*

Los motores de combustión interna alternativos de cuatro tiempos se dividen en dos grupos: motores de encendido provocado (MEP) y motores de encendido por compresión (MEC).

Los MEP, llamados también motores de explosión cuentan con la característica que al inicio de la combustión se realiza un aporte de energía externo al ciclo termodinámico, este aporte se consigue con la chispa de los electrodos de una bujía en el momento adecuado. El proceso de combustión se produce por el avance de un frente de llama por toda la cámara de combustión y su origen es la bujía (Payri, Desantes, 2011).

Por otro lado, los MEC comúnmente llamados motores diésel, inician su combustión mediante el autoencendido de la mezcla debido a las altas temperaturas que se alcanza en la cámara de combustión al momento de la compresión. En la fase de admisión de este motor solo se introduce aire y el combustible se inyecta al final de la fase de compresión, cuando se alcanzan temperaturas suficientemente altas en el cilindro, lo que provoca la combustión progresiva.

#### 4.1.1. Ciclo Otto: fases de admisión, compresión, explosión, escape

En lo que respecta a esta investigación, se centra en el motor de ciclo Otto, que lleva el nombre de Nikolaus August Otto, ingeniero alemán inventor del motor de explosión de cuatro tiempos. En estos motores, el ciclo de trabajo se completa en dos vueltas del cigüeñal o cuatro carreras del pistón, que sigue las siguientes cuatro fases:

**Admisión:** Durante la primera fase, la válvula de admisión se abre para permitir la entrada de la mezcla aire-combustible al cilindro, que generalmente contiene 14.7 partes de aire por una de combustible, mientras el pistón desciende desde PMS hacia PMI, (Véase literal 1 en Figura 4). Es importante conocer que esta válvula no se abre exactamente en PMS, sino que presenta un adelanto de apertura típico de  $10^\circ$  a  $20^\circ$  antes del PMS (AAA). Este adelanto permite que exista un inicio temprano en la entrada del flujo antes de que el pistón comience a descender, y se aproveche la inercia del aire en el conducto (Payri, F., & Muñoz, J. M., 2011).

La válvula de admisión tampoco se cierra exactamente en PMI, sino que permanece abierta debido al retraso de cierre usualmente comprendido entre  $30^\circ$  y  $50^\circ$  después de PMI (RCA). Este retraso permite completar la entrada de mezcla mientras aprovecha el flujo en movimiento, lo que contribuye a una mejor eficiencia volumétrica.

**Compresión:** Aquí ambas válvulas permanecen cerradas mientras el pistón asciende desde PMI hacia PMS, se comprime la mezcla. (Véase literal 2 en Figura 4). Idealmente, esta fase ocurre con cierre inmediato de la válvula de admisión, pero en realidad el retraso previamente mencionado implica que una parte inicial del movimiento del pistón ocurre con la válvula todavía abierta. Esto mejora el llenado, aunque reduce ligeramente la compresión efectiva.

Durante esta fase, la mezcla es llevada desde un volumen cercano al volumen máximo unitario del cilindro hasta un volumen reducido ( $V_{cc}$ ), correspondiente al espacio de la cámara de combustión. Los motores atmosféricos actuales suelen operar con relaciones de compresión entre 8:1 y 11:1, aunque algunos diseños más eficientes llegan a valores de 12:1. Este proceso incrementa notablemente la presión interna del cilindro, la cual alcanza típicamente entre 800 y 1200 kPa al final de la compresión, dependiendo del motor, la mezcla y las condiciones de operación. Del mismo modo, la temperatura aumenta como consecuencia de la compresión, es capaz de llegar a valores aproximados entre 350 °C y 450 °C. Estos cambios de presión, temperatura y volumen son cruciales para garantizar una combustión eficiente y estable en la siguiente fase.

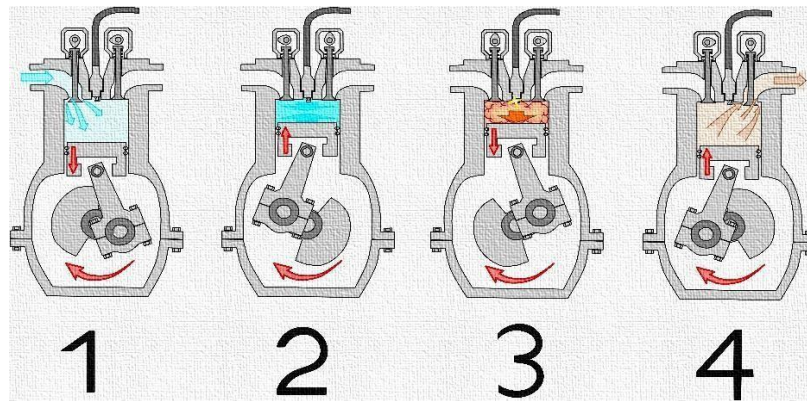
**Combustión:** se inicia poco antes de que el pistón alcance el PMS, mediante un adelanto de encendido que suele variar entre 10° y 30° antes del PMS, lo cual depende de la carga y la velocidad del motor. Es en este punto donde la bujía genera la chispa que enciende la mezcla aire-combustible, la combustión rápida libera una gran cantidad de energía térmica, lo que incrementa la presión dentro del cilindro y genera la fuerza que impulsa al pistón hacia abajo durante la carrera de expansión. Durante esta fase, ambas válvulas permanecen cerrada para asegurar que la expansión se convierta en energía mecánica entregada al cigüeñal. (Véase literal 3 en Figura 4).

**Escape:** Cuando el pistón se aproxima al PMI de la carrera de expansión, la válvula de escape se abre antes del momento ideal para reducir la presión en el cilindro. Este adelanto, conocido como adelanto de apertura de escape, suele estar entre 30° y 50° antes del PMI (AAE). La apertura anticipada facilita la expulsión del gas residual, lo que reduce las pérdidas por bombeo en el próximo ciclo (Payri, F., & Muñoz, J. M., 2011).

La válvula de escape permanece abierta mientras el pistón asciende y continúa abierta incluso después de alcanzar el PMS, aquí se incorpora un retraso de cierre de escape típico

de 10° a 20° después del PMS (RCE). Este retraso complementa el barrido de gases residuales y coincide con los primeros grados de apertura de la válvula de admisión, fenómeno conocido como traslape de válvulas, que contribuye a mejorar el flujo y preparar la entrada de mezcla fresca. (Véase literal 4 en Figura 4).

*Figura 4. Etapas del proceso del ciclo Otto*



*Nota: admisión, compresión, explosión, escape (MODrive)*

Una vez se entiende el funcionamiento de los tiempos del motor, es prescindible denotar que el llenado del cilindro en el tiempo de admisión es un parámetro importante para el desempeño óptimo del motor de combustión, este parámetro se conoce como eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica es un valor fundamental que expresa la capacidad de un motor para llenar los cilindros con la mayor cantidad posible de aire-combustible durante la admisión (Heywood, 1998). Se define como la relación entre la masa de aire realmente introducida al cilindro durante la admisión y la masa de aire que ocuparía el volumen del cilindro en su totalidad en teoría, por lo tanto, su fórmula se define:

$$n_v = \frac{\text{masa de aire real}}{\text{masa de aire teórico}} \quad (\text{Ec.1-4})$$

$$nv = \frac{m_a}{p_a \cdot V_d \cdot \frac{n}{2}} \quad (\text{Ec.2-4})$$

Donde:

$nv$ : eficiencia volumétrica

$m_a$ : masa de aire real (kg/s)

$P_a$ : presión de aire en admisión (Pa)

$V_d$ : cilindrada total desplazada (c3)

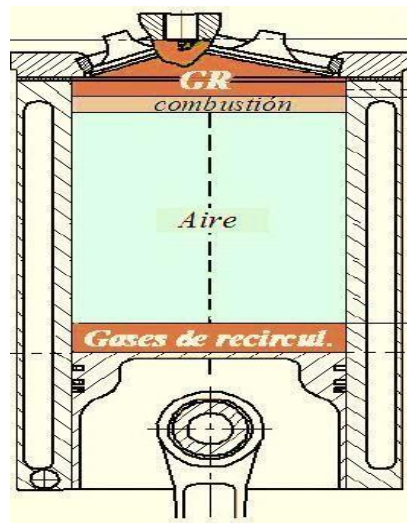
$n/2$ : número de admisiones por revolución

Este parámetro depende directamente del diseño del sistema de admisión y escape, de las condiciones de presión atmosférica y temperatura, y de la dinámica del flujo dentro de los conductos. Se conoce que un valor elevado de eficiencia volumétrica, el cual supera el 85 %, genera que el motor logra una renovación de carga efectiva y un llenado ideal. En motores de aspiración natural, valores entre 85 % y 95 % se asocian con una combustión completa, caracterizada por mezclas cercanas a la estequiometría ( $\lambda \approx 1$ ) y reducidas emisiones de CO y HC, es decir por debajo del 0.3 % y 150 ppm respectivamente. De igual manera, en este rango de eficiencia volumétrica se obtiene un rendimiento óptimo del motor, dado que incrementos del 5 % en  $\eta_v$  pueden traducirse en mejoras del 2–4 % en torque y 2–3 % en potencia, lo que evidencia la relación directa entre el llenado del cilindro y el desempeño global del motor (Heywood, 2018; Pulkrabek, 2014; Ferguson & Kirkpatrick, 2015).

Acerca de la renovación de carga, es el proceso mediante el cual los gases quemados son expulsados del cilindro y reemplazados por una nueva mezcla de aire y combustible, esto ocurre durante la fase de escape y admisión y su efectividad depende entre otras cosas del diseño del sistema de escape y la sincronización de válvulas. Por lo

tanto, condiciona directamente la cantidad de mezcla fresca que ingresa al cilindro y la potencia efectiva del motor. (Payri, Desantes, 2011). Basándose en Heywood (1998), en un motor de cuatro tiempos la renovación de carga depende de la presión residual en el cilindro al final del escape. Si la evacuación de los gases no es completa debido a una alta contrapresión en el sistema de escape, entre 12 y 15 kPa según (Murali, R, 2021), los gases residuales ocupan parte del volumen del cilindro, lo que resulta en la reducción de la cantidad de aire fresco que es capaz de ingresar en el siguiente ciclo, los cuales se ven en la Figura 5 como *gases de recirculación*. Esto reduce la eficiencia volumétrica, porque el volumen real de la mezcla en admisión es inferior al volumen teórico del cilindro.

*Figura 5. Eficiencia volumétrica del cilindro*



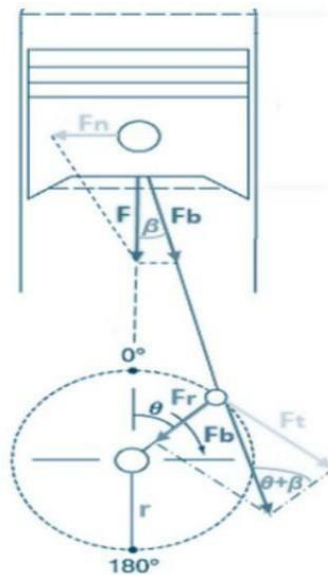
*Nota: Los gases de escape residuales del anterior ciclo ocupan espacio, esto reduce el espacio para aire nuevo.*

#### 4.1.2. Par y Potencia Motor

Según (Castillo, J 2017), el par motor es el resultado de la fuerza generada por la combustión en los cilindros, ya que el incremento de presión y temperatura ejerce una fuerza de empuje sobre el pistón, que se transforma en rotación gracias al mecanismo biela-manivela. La magnitud de la fuerza aplicada al pistón está directamente relacionada

con la presión media efectiva durante la carrera de expansión, que depende del llenado del cilindro, la relación de compresión, la cilindrada y la eficiencia de la combustión (Genta et al., 2014). Como se ilustra en la Figura 6, la fuerza que actúa sobre la biela se convierte en momento de torsión al multiplicarse por el radio de la manivela, lo que da como resultado el par motor, representado la capacidad del motor de realizar trabajo rotacional.

*Figura 6. Representación del par en mecanismo biela manivela*

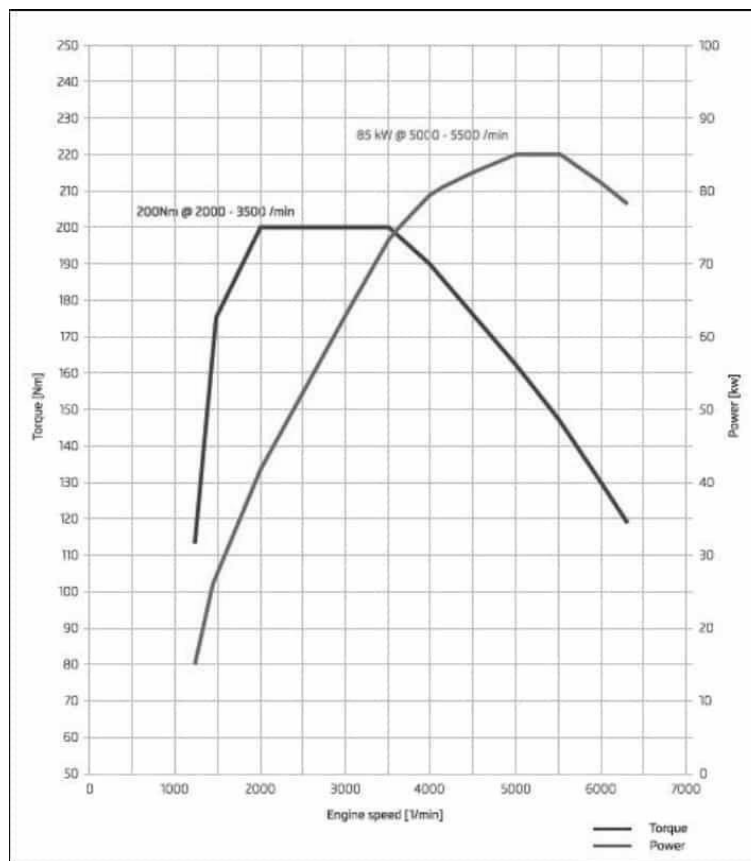


*Nota: Esquema para la obtención del par motor (Escuela Politécnica Nacional)*

En consecuencia, el concepto de potencia indica cuantas veces está disponible el par motor en el tiempo, es decir, que tan rápido se dispone de ese par (Castillo, J 2017). Así mismo, la potencia del motor depende de la relación de compresión y de la cilindrada, debido a que a mayores valores representa una mayor explosión y más fuerza aplicada al pistón, también depende de las revoluciones por minuto. Cuando un motor alcanza la potencia máxima, las revoluciones por encima de esta representan un exceso, ya que el sistema de inyección tiene un límite de operación y el sistema de distribución no puede abrir y cerrar las válvulas lo suficientemente rápido para admitir y evacuar los gases.

La potencia se representa en una curva, ya sea obteniéndola mediante fórmulas o mediante la medición directa en un banco dinamométrico. Dicha curva representa la potencia a lo largo del régimen de revoluciones, como se muestra en la Figura 7, a mayor número de rpm la potencia crece hasta alcanzar su máximo, mucho después de que el par haya iniciado su recorrido descendente. La curva de potencia y par reflejan la capacidad del motor de entregar fuerza en toda su gama de revoluciones (Farias, P, 2023).

Figura 7. Curva del par y potencia motor



Nota: Par y potencia motor (Autonoción.com)

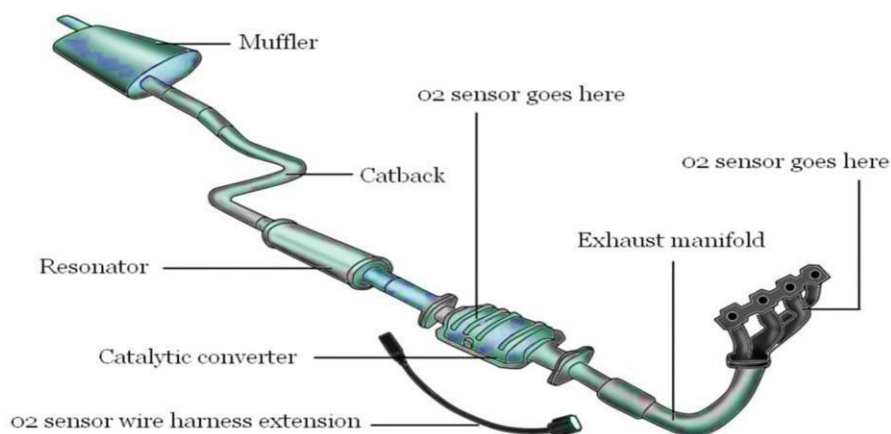
#### 4.2. Función general y componentes del sistema de escape

El sistema de escape de un motor de combustión interna es el conjunto de conductos que permiten a los gases de la combustión del motor salir al medio ambiente. Cumple con las funciones de expulsar los gases tóxicos y reducir la contaminación atmosférica y el

ruido, además de contribuir al rendimiento del motor con una expulsión de gases óptima. Si el sistema de escape es demasiado libre, es decir tiene muy poca restricción, el motor aumenta su rendimiento ya que el cilindro se vacía mejor al final de cada explosión, por otro lado, si está demasiado obstruido, el motor limita su capacidad de expulsión de gases y por ende denota falta de potencia (Cancinos y Sandoval, 2022).

Las partes principales que componen el sistema de escape se dividen en dos grupos: partes correspondientes al motor, y partes correspondientes a la tubería del escape. En la Figura 8 se muestran las partes correspondientes a la tubería fuera del motor.

*Figura 8. Partes del Sistema de escape*



*Nota: componentes principales del sistema de escape (Linhui, 2018)*

- ✓ Válvulas de escape: tienen como función principal cerrar y abrir los conductos de salida de los gases quemados en la fase final del ciclo, su cierre debe ser hermético y deben soportar grandes temperaturas y presiones.
- ✓ Múltiple de escape: conjunto de conductos encargado de recoger los gases que salen de los cilindros del motor y transportarlos eficientemente hacia la salida de escape.

- ✓ Sensor de oxígeno: encargado de medir la cantidad de oxígeno en los gases de escape, información que la computadora utiliza para modificar la mezcla aire combustible ideal.
- ✓ Convertidor catalítico: diseñado para reducir la contaminación del aire al convertir los hidrocarburos no quemados que salen del motor en dióxido de carbono y agua mediante un proceso químico.
- ✓ Silenciador: es el componente que reduce el ruido de las explosiones del motor, al llevar las ondas de sonido a través de cámaras donde rebotan y pierden su volumen.
- ✓ Tubo secundario o salida: transporta los gases recolectados por el múltiple hasta la parte trasera del auto.

Es clave mencionar que el sistema de escape es un conjunto crucial para el rendimiento del motor de combustión, ya que, si este sistema presenta una alta contrapresión en sus tuberías, el flujo de salida de gases quemados se ve obstaculizado, lo que provoca que una fracción de los gases residuales permanezca dentro de la cámara de combustión. Esto reduce el volumen disponible para la mezcla fresca durante la admisión y, en consecuencia, disminuye la eficiencia volumétrica y la potencia efectiva del motor (Payri & Desantes, 2011).

Payri menciona que se debe considerar que el pulso producido en el escape actúa como una onda de rarefacción que retorna hacia las válvulas de escape, y que es capaz de producir dos tipos de beneficio en el motor. Por una parte, si la onda llega durante el cruce de válvulas producen un efecto de succión que ayuda a evacuar los gases del cilindro y reducir residuales. Por otra parte, si la onda llega durante a la carrera de escape esta reducirá la presión en la válvula y el trabajo de bombeo.

#### 4.2.1. El múltiple de escape

La mayor importancia en diseño sobre el sistema recae sobre el múltiple de escape, como se menciona anteriormente, el múltiple es el encargado de recolectar los gases de cada cilindro y llevarlos hasta el tubo de escape. El diseño de la geometría del múltiple influye directamente en la contrapresión, la sincronización de los pulsos de escape, y, en consecuencia, en el rendimiento del motor.

Los sistemas de escape originales de fábrica (OEM por sus siglas en inglés) están diseñados para reducir emisiones contaminantes, ruido excesivo y costos de fabricación, sin priorizar el rendimiento motor (Heywood, J.B, 1988). Generalmente se usan múltiples de conductos cortos y secciones irregulares, lo que genera acumulación de calor y presión, esto resta el efecto de barrido de cilindros; el caso del múltiple del motor utilizado en esta investigación no es una excepción. En la Figura 9 se ilustra el múltiple original del Hyundai i10 1.2lt, junto con su catalizador de partículas.

*Figura 9. Múltiple del Hyundai i10 1.2lt*



*Nota: Múltiple de escape de fábrica de motor G4LA de Hyundai (Ipar, sf).*

En contraste, los múltiples deportivos o headers están diseñados con precisión para reducir la contrapresión y sincronizar los pulsos de escape, esto favorece el flujo de gases y libera la potencia del motor. Como se ilustra en la Figura 10, los tubos de los

múltiples de competición generalmente tienen un diámetro más grande que los convencionales, al implementar geometrías y uniones específicas para maximizar el flujo de gases de escape, de la misma manera, se evidencia que los conductos son más largos y mantienen la misma longitud entre ellos (Vigliani, N, 2023).

*Figura 10. Múltiple de escape deportivo*



*Nota: Headers de alto rendimiento fabricados en acero inoxidable y acero negro respectivamente. (Instituto de Automovilismo Deportivo, 2023)*

#### 4.2.2. Configuración del múltiple de escape

La configuración del múltiple de escape hace referencia a cómo están unidos los conductos de cada cilindro hasta llegar al tubo de escape, generalmente las configuraciones para un motor de cuatro cilindros son:

La configuración 4-2-1 consiste en la unión previa de dos pares de colectores donde salidas al final se juntan en un solo conducto para llegar al tubo de escape. Esta geometría, aplicada en muchos automóviles de calle, favorece el vaciado de gases a medias revoluciones al coincidir el rebote de gases hacia el exterior de la válvula de escape, lo cual mejora el par motor. Este efecto se reduce a medida que suben las rpm, donde al final

pierde un poco de potencia en altas en comparación con el sistema 4-1 (Tecnología del automóvil, s.f). Un ejemplo de esta configuración se muestra en la Figura 11.

*Figura 11. Múltiple 4:2:1*



*Nota: Header 4-2-1 (MomentoGP, 2018)*

Por otro lado, se encuentra el múltiple de escape 4-1, este header une los cuatro tubos que salen del motor directamente en uno, como se ilustra en la Figura 12. Esta configuración permite alcanzar una mayor potencia final con respecto a los 4-2-1, ya que ofrece unas mejores características de flujo para el motor a altas revoluciones. El rango de potencia se desplaza hacia la parte más alta, lo cual genera un pico más alto, sin embargo, sacrifica un poco el torque en las revoluciones bajas. Una característica para tomar en cuenta es que los colectores 4-1 tienen menor contrapresión que los colectores 4-2-1 debido a un mejor flujo dinámico y menos obstrucción por geometrías y uniones (González, B, 2018).

*Figura 12. Múltiple 4:1*



*Nota: Header 4-2-1 (Biocartuning, 2019)*

### 4.3. Eliminación de elementos restrictivos y contrapresión de escape

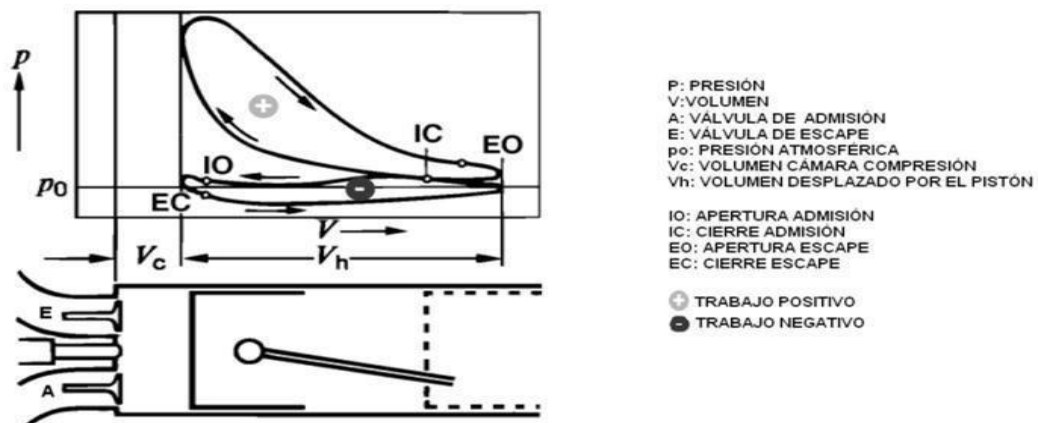
Los silenciadores y catalizadores en la línea de escape juegan un papel fundamental para la reducción de ruido y de emisiones contaminantes respectivamente. Sin embargo, desde el punto de vista de la optimización de rendimiento, se tiene que considerar que estos elementos generan contrapresión que forma ondas de refracción, mismas que afectan negativamente al desempeño del motor, reducen la potencia y aumentan el consumo de combustible (Muhammad, 2024). Es por eso por lo que al eliminar estos elementos restrictivos el flujo de gases de escape está menos restringido y encuentra una salida más rápida y fácil, lo que permite una adecuada renovación de carga en la admisión. Se debe dejar en claro que esto se realiza únicamente por fines de optimización de potencia, ya que al eliminar los catalizadores y silenciadores la contaminación ambiental y sonora aumentan considerablemente.

La contrapresión en el sistema de escape es la diferencia entre la presión media en el tubo y la presión atmosférica, por lo tanto, es una medida de la resistencia al flujo libre de gases en el sistema de escape, donde resulta de vital importancia las restricciones de las tuberías, silenciador, catalizador, cambios de dirección en geometrías, uniones, etc. A

mayor contrapresión en el sistema menor será la potencia disponible del motor y mayor será el consumo de combustible (Cummins PG, 2009).

La pérdida de potencia se explica al analizar el ciclo del motor de cuatro tiempos en la Figura 13, donde se observa una zona de trabajo negativa llamada trabajo de bombeo, que se genera por el pistón en admisión y escape. En admisión la presión es menor a la atmosférica, en escape la presión es mayor a la atmosférica, lo que causa un trabajo extra que consume parte de la energía del trabajo del motor. A mayor contrapresión, mayor es la presión en el escape y mayor será el trabajo que realice el motor para evacuar los gases quemados en el cilindro (Pozo J, 2010).

Figura 13. Ciclo de trabajo de un motor Otto



Nota: Ciclo de trabajo real en diagrama P/V (Thermal Engineering, 2024)

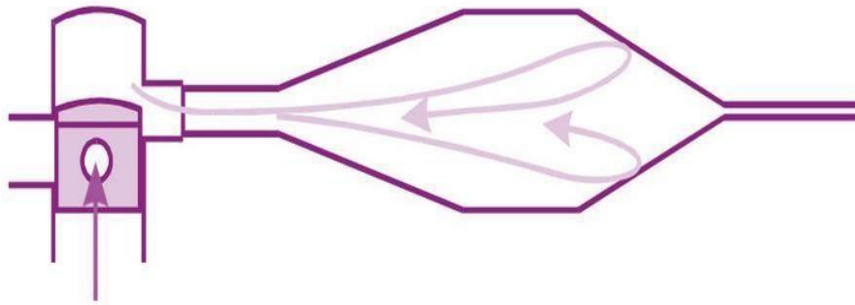
En algunos estudios sobre el efecto de la contrapresión del escape en el rendimiento del motor, se ha simulado mediante dinámica de fluidos computacional y análisis experimental para optimizar el colector de escape y disminuir la contrapresión. Se observó que la potencia del motor aumenta entre 0,22 kW y 0,45 kW (0.29 hp y 0.6 hp) por cada 1 kPa de disminución de la contrapresión del escape. Al mismo tiempo, el

consumo de combustible disminuye entre un 1,5 % y un 3 % por cada 10 kPa de reducción de la contrapresión (Murali R, 2021).

Este concepto da paso a estudiar las ondas de presión y depresión; una onda de presión se forma cuando la válvula de escape empieza a abrirse y entran en contacto con la cámara de combustión repleta de gas expandiéndose y el colector de escape a una presión cercana a la atmosférica. Esta gran diferencia de presión crea una onda que viaja por el sistema de escape más rápido que los gases e impulsándolos, dicha onda avanza hasta llegar a un punto donde se vea modificada, como podría ser un silenciador, un resonador, un ensanchamiento, una bifurcación o una unión.

En consecuencia, una onda de depresión u onda negativa se genera cuando la onda de presión se refleja en un cambio de sección o discontinuidad en el conducto de escape, como se ve en la Figura 14, que ahora viaja en sentido contrario hacia el motor. Este tipo de ondas son importantes para el proceso de evacuación de gases, ya que, al llegar a la válvula de escape durante el cruce de válvulas, contribuye para succionar los gases residuales de la cámara de combustión, lo que crea el famoso efecto de barrido o scavenging. Esto contribuye a mejorar la renovación de carga y la eficiencia volumétrica del motor. Según Payri y Desantes (2011), el aprovechamiento de las ondas es clave en el diseño de colectores, ya que su geometría sincroniza la llegada de estas ondas con la apertura de la válvula de escape, lo que genera un vacío instantáneo que favorece la evacuación. Por ello, el estudio de las longitudes y diámetros de los tubos primarios es esencial para ajustar la frecuencia de resonancia del sistema y maximizar el efecto de extracción en el rango de revoluciones deseado.

*Figura 14. Ondas de presión de escape*



*Nota: Se muestra el rebote de la onda de presión por la variación de geometría en el conducto de escape*

Estas ondas reflejadas se pueden sintonizar, es decir, crear una geometría que permita utilizar las ondas para beneficio del rendimiento del motor.

Se recuerda que la apertura de la válvula de escape genera una onda de presión que viaja por el múltiple hasta el tubo de salida de escape, y que, al chocarse con las paredes, uniones o cualquier interferencia, estas ondas se reflejan y regresan como ondas de depresión hacia el motor. Se llama sintonización de motor cuando estas ondas reflejadas llegan justo cuando la válvula de escape está abierta, estas ondas crean depresión en el conducto que ayuda a vaciar los gases residuales de la cámara de combustión, esto permite una mejor renovación de carga y un barrido de gases óptimo (GrupoMotos, sf).

Se dice que al mejorar el barrido de gases y aprovechar la onda de depresión el rendimiento volumétrico aumenta, pero se debe tomar en cuenta que la velocidad de las ondas y las revoluciones del motor varían, por lo que una sintonización sirve principalmente para un rango de revoluciones para el que fue calculado. Para el régimen pensado en optimizar, la onda llegará al momento justo, pero a mayor o a menor régimen que el establecido, la onda llegará atrasada o retrasada ya que se encontrará la válvula

cerrada. Es por eso que la sintonización debe ser minuciosamente calculada y establecida para el régimen de revoluciones deseado, en este caso, las rpm donde está la máxima potencia del motor.

#### 4.4. Diámetro y longitud de los tubos primarios y secundarios.

En un contexto de revoluciones de máxima potencia, es claro que se ha de evacuar los gases quemados de la cámara de combustión lo más rápido posible, para lo cual es imprescindible construir conductos de suficiente diámetro para reducir las pérdidas de carga. Con el mismo fin, se ha de minimizar las singularidades como ensanchamientos y estrechamientos, codos, desviaciones y geometrías innecesarias que frenen el flujo de gases, se hace todo lo posible para que las curvas de los tubos sean suaves y continuas, lo que minimiza el rozamiento del gas contra las paredes interiores (Bober B, Andrych M, 2024).

En términos cuantitativos, en motores aspirados de pequeña cilindrada, la velocidad óptima del flujo de gases ronda los 110 m/s en régimen medio y hasta 140 m/s en aceleración completa (Stone, 2012; Heywood, 2018). Se sabe que los cambios bruscos de sección, codos muy cerrados o empalmes irregulares pueden reducir la velocidad del flujo de gases entre 10 % y 25 %, lo que afecta el barrido de gases y aumenta la contrapresión del sistema en valores que oscilan entre 5 y 20 kPa (Benson & Whitehouse, 1983; Heywood, 2018).

Para calcular la geometría del múltiple de escape y sintonizar las ondas en el régimen deseado, se presentan dos fuentes bibliográficas que proporcionan fórmulas para el cálculo de longitudes y diámetros de los tubos:

#### 4.4.1. Fórmulas de Four Stroke Performance Tuning

Según (Bell A, 2006), el cálculo de la geometría para optimizar y sintonizar un múltiple de escape de rendimiento se da mediante las siguientes fórmulas:

*Longitud del colector primario (p)*

$$p = \frac{850 * ED}{rpm} - 3 \quad (\text{Ec.3-4})$$

Donde:

p= longitud del colector primario (in)

ED: 180° más los grados de apertura de la válvula de escape (grados)

rpm= número de revoluciones por minuto a la que se desea optimizar

*Diámetro del colector primario (ID)*

$$ID = \sqrt{\frac{cc}{(P + 3) * 25}} * 2.1 \quad (\text{Ec.4-4})$$

Donde:

ID: diámetro del colector primario (in)

cc: volumen unitario del cilindro (cm3)

p= longitud del colector primario (in)

*Longitud del colector secundario (Ls)*

$$L_s = p + 3 \quad (\text{Ec.5-4})$$

Donde:

$L_s$ = longitud del colector secundario (in)

$p$ : longitud del colector primario (in)

*Diámetro del tubo secundario*

$$ID_s = \sqrt{ID^2 * 2} (0.93) \quad (\text{Ec.6-4})$$

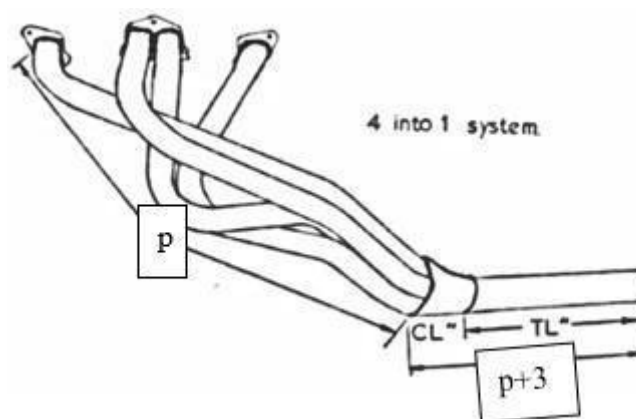
Donde:

$ID_s$ = diámetro del conducto secundario (m)

$ID$ =diámetro del primario (m)

El parámetro  $L_s$  (longitud del secundario) se ve en la Figura 15 como  $p+3$ , así mismo la longitud del primario se expresa como  $p$ .

*Figura 15. Componentes del múltiple para ecuación*



*Nota: Múltiple de escape para motor cuatro cilindros (Bell A, 2006)*

#### 4.4.2. Fórmulas de Preparación de Motores de Serie de Competición

Según (Gillieri S, 2007), el cálculo de la geometría para optimizar y sintonizar un múltiple de escape de rendimiento se da mediante las siguientes fórmulas:

*Longitud del colector primario (Lc)*

$$Lc = \frac{13000 * Ge}{rpm * 6} \quad (\text{Ec.7-4})$$

Donde:

Lc= longitud del colector (cm)

Ge= valor del diagrama de distribución del escape (grados)

rpm= número de revoluciones por minuto máximas del motor

*Diámetro del colector primario (Øc)*

$$\varnothing c = 2 * \sqrt{\frac{Vc * 2}{Lc * \pi}} \quad (\text{Ec.8-4})$$

Donde:

Vc=volumen unitario del cilindro (cm<sup>3</sup>)

Lc= longitud del colector primario (cm)

Nota: Se menciona que si los colectores tienen curvatura se debe aumentar un 10% al diámetro.

*Diámetro del tubo secundario ( $\emptyset_{cs}$ )*

$$\emptyset_{cs} = 2 * \sqrt{\frac{VT}{Lc * \pi}} \quad (\text{Ec.9-4})$$

Donde:

VT= cilindrada total del motor (cm<sup>3</sup>)

Lc=longitud del colector primario (cm)

*Longitud del tubo secundario*

$$Ls = Lc + 3(2.54) \quad (\text{Ec.10-4})$$

Donde:

Lc= longitud del colector primario (cm)

#### 4.5. Ángulo de convergencia del colector y unión de conductos

El ángulo de convergencia del colector o *merge angle* es el ángulo formado entre los tubos primarios del múltiple y el punto donde confluyen hacia el conducto común o tubo secundario. Este parámetro es esencial en el diseño del sistema de escape, porque influye directamente en la suavidad del flujo, la generación de ondas de presión y la eficiencia del barrido de gases. Según registros técnicos especializados, el ángulo de entrada de los tubos se sitúa típicamente entre 10 ° y 20 °, y se sitúa entre 12 a 15 ° el valor más habitual en diseños de alto rendimiento, puesto que ofrece un equilibrio óptimo entre velocidad del gas y mínima turbulencia (Burns J, 2003).

Un ángulo excesivo genera pérdidas por turbulencia y reflejo prematuro de ondas, mientras que un ángulo demasiado cerrado retarda la evacuación y reducir el efecto de

succión durante el cierre de la válvula de escape, un ejemplo es la unión del colector ilustrado en la Figura 16.

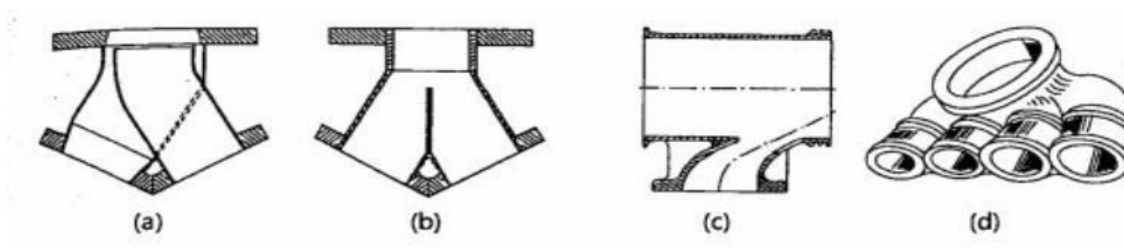
*Figura 16. Ángulo de convergencia de la unión de colectores*



*Nota: Unión del múltiple de escape en acero inoxidable (Burns, J, 2003)*

Las uniones entre conductos en los colectores de escape desempeñan un papel crítico en la minimización de las interferencias entre cilindros y en la conservación de la energía de los pulsos de escape. Uniones diseñadas con efecto direccional o de tipo ejetor guían la onda de presión y la descarga principal hacia la salida, esto reduce la posibilidad de que el pulso de un cilindro perjudique la evacuación de otros cilindros. El objetivo práctico de estos diseños es favorecer la evacuación dirigida de los gases y preservar la energía de pulsos útiles para generar ondas de depresión sincronizadas con el traslape de válvulas (Payri & Desantes, 2011). Además, estudios aplicados y trabajos de grado han señalado explícitamente el uso de uniones con efecto direccional o convertidores de impulso para reducir interferencias entre cilindros y optimizar el barrido en colectores de motores de competición y de alto rendimiento (Arroyo, 2021). Algunos tipos de unión que reducen reflexiones de onda se muestran en la Figura 17.

Figura 17. Tipos de uniones que minimizan interferencias de onda



Nota: Uniones direccionales y convertidores de impulsos: concéntrico, simétrico, compacto, múltiple (Payri & Desantes, 2011).

## 5. MODELADO, SIMULACIÓN, FABRICACIÓN Y COMPROBACIÓN DEL SISTEMA DE ESCAPE OPTIMIZADO

### 5.1. Vehículo utilizado para la investigación

El vehículo utilizado para este proyecto es un Hyundai Grand i10 2019 1.2 lt que se ilustra en la Figura 18. Este vehículo destaca por su fiabilidad y eficiencia de su motor, con características llamativas que han interesado a los competidores y preparadores de vehículos de competencia a nivel nacional, tales como la relación peso-potencia, la implementación del doble árbol de levas, inyección multipunto y sistema de sincronización variable de válvulas (CVVT). La acogida a este vehículo en el país fue muy grande, puesto que para campeonatos de circuito cerrado y rally se creó desde 2017 la categoría T1 o TC Light, categoría en la cual bajo la modalidad Rally se contó con la siguiente cantidad de vehículos por cada año (Facebook: RallyEcuador, 2025):

- Campeonato Nacional de Rally 2019: 9 vehículos
- Campeonato Nacional de Rally 2020: 12 vehículos
- Campeonato Nacional de Rally 2021: 14 vehículos

- Campeonato Nacional de Rally 2022: 15 vehículos
- Campeonato Nacional de Rally y Campeonato Nacional de Circuitos 2025: 24 vehículos

En la tabla 1 se detallan todas las características del vehículo en cuestión.

*Figura 18. Hyundai Grand i10 2019*



*Nota. Vehículo utilizado para realizar el trabajo (Autor)*

*Tabla 1. Características del vehículo*

HYUNDAI GRAND I10 1.2			
Características generales		Motor	
<b>Modelo</b>	2019	<b>Cilindrada</b>	1248 cc
<b>Versión</b>	I10 1.2 MPI HB AC	<b>Válvulas por cilindro</b>	4
<b>Fabricante</b>	Hyundai	<b>Distribución</b>	DOHC 16V
<b>Peso</b>	970 kg	<b>Potencia</b>	85 HP (6000 rpm)
<b>Tracción</b>	Delantera	<b>Torque</b>	120 Nm (4000 rpm)
<b>Tipo de motor</b>	Atmosférico, 4 tiempos, 4 cilindros en línea	<b>Sistema CVVT</b>	Sí
<b>Transmisión</b>	Caja manual 5 velocidades	<b>Sistema de Inyección</b>	MPI

<b>Combustible</b>	Gasolina	<b>Consumo estimado</b>	17-22 km/l
<b>Velocidad máxima</b>	175 km/h	<b>Ratio Compresión</b>	10.5 : 1
<b>Aceleración 0-100</b>	11.9 s	<b>Largo/ancho/altura (cm)</b>	376/166/152

*Nota. Esta tabla contiene las características básicas del Hyundai i10 1.2l 2019 (Hyundai.mx, 2018).*

El múltiple de escape del vehículo utilizado en esta investigación presenta una geometría limitada, al igual que la mayoría de los diseños de vehículos de uso particular, con conductos de diámetros restringidos y diferentes longitudes entre ellos. Además, como se menciona en el estado del arte, los catalizadores y silenciadores generan ondas de contrapresión que limitan la potencia del motor al impedir una correcta evacuación de gases.

Las características del múltiple de escape optimizado que se toman en cuenta para su diseño y fabricación son:

- La reducción de la contrapresión en el tubo secundario
- El flujo de gases de escape y su facilidad de salida
- Reducción de geometrías que causen turbulencias al flujo
- Tipo de múltiple de escape: diseño 4:1 o diseño 4:2:1
- Diámetro y longitud de conductos para sintonización
- Orificio para implementar el sensor de oxígeno.

## 5.2. Prueba de potencia y torque máximos

### 5.2.1. Banco dinamométrico y condiciones de prueba

El MAHA LPS3000 es un banco de potencia de rodillos que mide potencia, torque y velocidad de manera precisa, este ofrece medición estática y dinámica para ensayos

realistas. El banco simula la marcha del vehículo, para este caso, en condiciones de máxima potencia y carga del motor, se considera también una fuente de refrigeración por aire para evitar sobrecalentamiento del motor.

*Tabla 2. Especificaciones técnicas del banco dinamométrico*

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
Carga por eje	2500 kg
Longitud de rodillos	750mm
Distancia entre rodillos	540mm
Diámetro mínimo de rueda	12"
Velocidad máxima de prueba	260 km/h
Potencia máxima transmitida	335CV 2WD / 707CV 4WD
Torque máximo medible	6000 Nm 2WD / 12000 Nm 4WD
Precisión del banco	+2%
<b>Módulos y sensores</b>	
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Módulo de registro de revoluciones.</li> <li>- Módulo ambiental estándar: temperatura, presión, etc.</li> <li>- Módulo OBD para lectura de parámetros del vehículo.</li> <li>- Entradas para sensores analógicos (temperatura, presión, sondas lambda).</li> <li>- Compatible con herramientas externas de análisis de gases y consumo de combustible.</li> </ul>	

*Nota. Características generales del banco dinamométrico MAHA LPS3000*

*(MAHA.com)*

*Figura 19. Banco dinamoétrico MAHA LPS3000*



*Nota. Banco de pruebas (MAHA.com)*

La prueba de potencia y torque en el banco dinamoétrico constituye una etapa imprescindible para evaluar el desempeño real del motor bajo condiciones controladas, para obtener valores puntuales de la potencia entregada y el rango de revoluciones óptimo. Esto proporciona una línea base confiable para comparar el rendimiento del vehículo antes y después de implementar el diseño de escape optimizado, además verifica si el diseño contribuye a un aumento de la potencia al reducir la contrapresión en el sistema y aumentar la velocidad de flujo de gases de escape.

Pasos a seguir para el correcto desarrollo de la prueba:

Para garantizar la validez y repetibilidad de la prueba en el banco, se siguió un procedimiento que asegura condiciones estables durante la medición:

- ✓ Inspección del vehículo, comprobación de no existir fallas mecánicas, fugas o irregularidades.
- ✓ Ajuste de presión de neumáticos, en este caso 30 psi en las cuatro llantas.
- ✓ Fijación del vehículo con bandas en tres puntos para seguridad.
- ✓ Conexión de medidor de temperatura de aceite, ajustes del software del banco.

- ✓ Pasada de prueba para estabilización de temperatura motor y comprobación final.
- ✓ Prueba real, aceleración controlada en primera y segunda marcha, aceleración total en tercera marcha hasta llegar a las revoluciones de potencia pico (6300 rpm).
- ✓ Repetición de corrida para asegurar consistencia en los datos, detenerse cuando la potencia ya no supere la de la corrida anterior.

Condiciones de prueba:

Para establecer parámetros iguales tanto para la prueba con el sistema original como para la prueba con el sistema modificado, se considera en ambos las condiciones descritas en la Tabla 3.

*Tabla 3. Condiciones de prueba en banco*

<b>Parámetro</b>	<b>Especificación</b>
Combustible utilizado	Gasolina Súper (95 OCT)
Temperatura ambiente	21° Celsius
Presión atmosférica	75.2 kPa
Neumáticos montados	R15 205/50 89V TOYO
Presión de neumáticos delanteros	30 psi
Marcha de prueba	3era marcha
Cantidad de pruebas realizadas	3 pruebas

*Nota. Parámetros para tomar en cuenta en ambas pruebas (Autor)*

Es relevante mencionar que se utilizó la tercera marcha como relación fija de ensayo. Esta selección se fundamenta en que, al emplear la cuarta marcha, el motor requería un mayor tiempo y esfuerzo para alcanzar el régimen cercano a la potencia máxima (6000

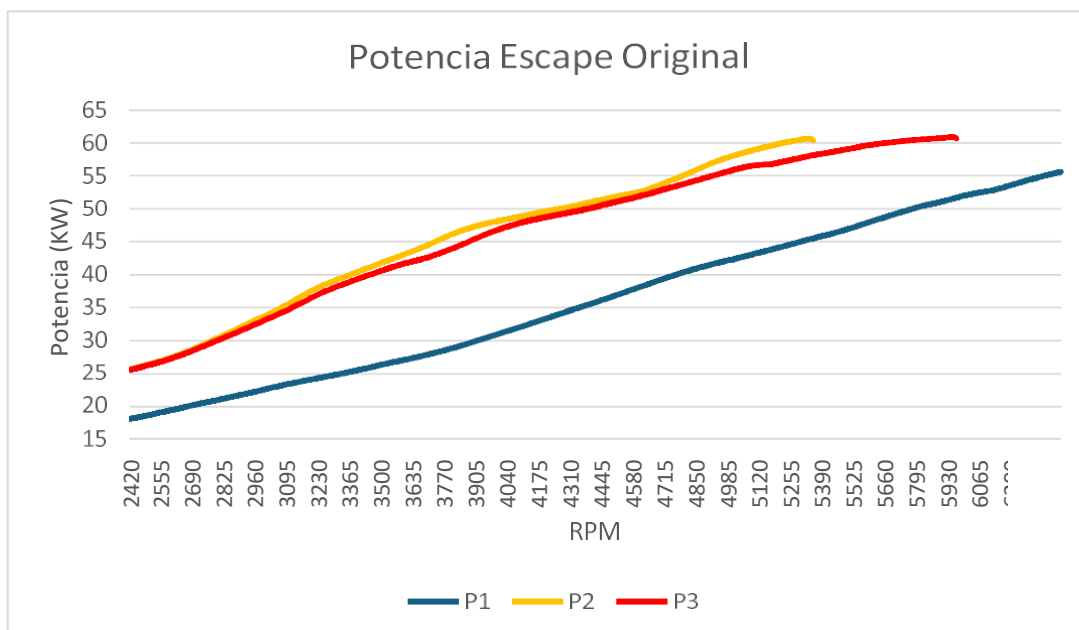
rpm), lo que generaba una carga excesiva sobre el vehículo, al tomar en cuenta la falta de un ventilador de aire. En cambio, a pesar de que la tercera marcha modifica la potencia a las ruedas debido a la relación de transmisión, esta permitió que el motor alcanzara con mayor rapidez y sin sobreexigencia el rango de revoluciones requerido, de manera que se garantiza una toma de datos más consistente y segura. Con el fin de asegurar la validez comparativa de los resultados, todas las pruebas, tanto del sistema original como del múltiple optimizado, se realizaron bajo las mismas condiciones y se utiliza estrictamente la tercera marcha, así se evita variaciones asociadas al cambio de relación de transmisión.

En la Figura 20 se ve que la línea azul de la Prueba 1 representa la única prueba realizada en 4ta marcha, a partir de esta, las demás pruebas se realizan en 3era.

#### 5.2.2. Resultados de la prueba

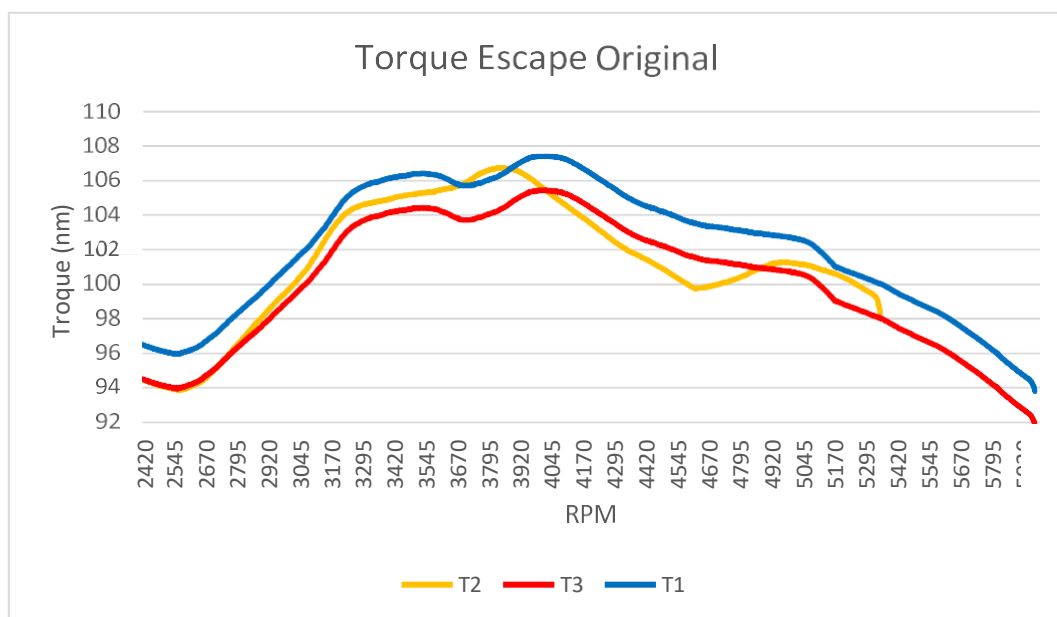
Una vez realizadas las tres pruebas de potencia y torque, los resultados se ilustran en las Figuras 20 y 21, donde las líneas azules refieren a la prueba 1, las amarillas a la prueba 2 y las rojas a la prueba 3, la cual fue la de mayor rendimiento alcanzado.

Figura 20. Potencia máxima P1, P2, P3



*Nota. Potencia prueba banco (Autor)*

*Figura 21. Torque máximo T1,T2,T3*



*Nota. Torque prueba banco (Autor)*

El banco dinamométrico entrega en la tercera prueba (color rojo) el pico más alto de potencia de 60.8 KW (81.53 hp), razón por la cual, a continuación, se presenta a profundidad únicamente los resultados de esta prueba en la Tabla 4.

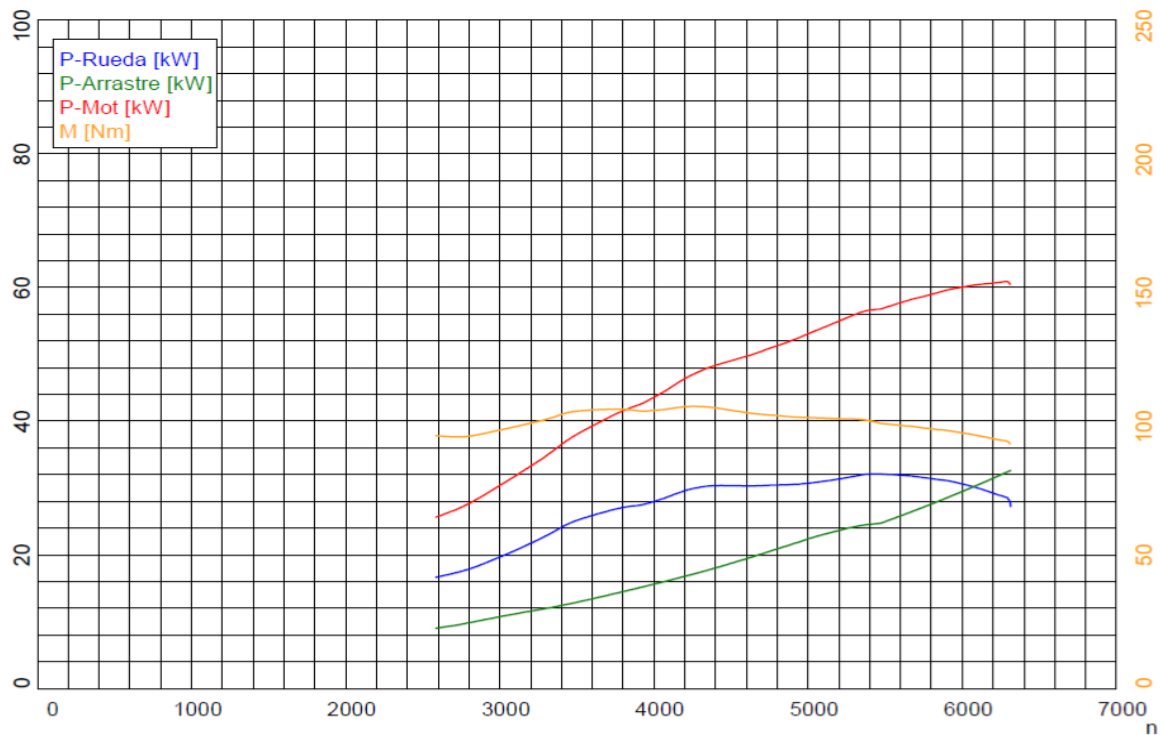
*Tabla 4. Resultados de la prueba con mejor potencia*

Parámetro	Valor	
	KW	HP
Potencia motor	60.8 (6400 rpm)	81.5
Potencia ruedas	28.5	38.2
Potencia arrastre	32.4	43.4
Par máximo	Nm	
	105.4 Nm (4270 rpm)	

*Nota. Potencia y torque máximo con sistema de escape original (Autor)*

Del banco dinamométrico se obtiene la Figura 22, donde se resumen las curvas características originales de torque y potencia de esta prueba, así se obtiene la línea azul de potencia a la rueda, la línea verde de potencia de arrastre, la línea roja de potencia motor y la línea naranja de torque.

*Figura 22. Curvas de Potencia máxima del banco*



*Nota. Potencia y torque máximo con sistema de escape original (Autor)*

Finalmente, como parte de la evidencia, se presenta la Figura 23, donde se ve al vehículo en el momento de la prueba en el banco dinamométrico.

*Figura 23. Hyundai i10 en el banco de la universidad*



*Nota. Prueba en banco con escape original (Autor)*

### 5.3. Prueba de presión en el sistema de escape

La medición de la presión en el sistema de escape constituye un parámetro fundamental para evaluar el desempeño del motor y el efecto de cualquier modificación realizada en el múltiple. Como se mencionó en la teoría, un múltiple original suele presentar restricciones debido a su diseño, las cuales incrementan la contrapresión hasta en 10 a 15 kPa y limitan la eficiencia del barrido de gases. Al caracterizar y registrar la presión con el múltiple de fábrica, se establece una línea base objetiva que para comparar de manera precisa el comportamiento del motor frente a un múltiple rediseñado y optimizado. La disminución de la presión en el escape es un indicador directo de una mejor evacuación de gases, menor trabajo de bombeo y, en consecuencia, un potencial incremento en la potencia y el torque del motor. Por ello, estas pruebas son esenciales para validar cuantitativamente la efectividad del nuevo diseño y demostrar su impacto en el rendimiento del motor.

### 5.3.1. Materiales utilizados y caracterización del sensor

Para la prueba de medición de presión se implementó un sistema electrónico basado en un microcontrolador Arduino, al cual se integró un sensor de presión del múltiple de escape EMP de Ford.

#### ✓ Sistema de recepción de datos Arduino

El microcontrolador se realizó en una tarjeta con conexión para alimentación de 12V, provenientes del mismo vehículo mediante la cigarrillera. Implementa un conversor para 5V que es la alimentación del sensor EMP, un botón para iniciar y terminar el grabado de los datos del sensor, un puerto para tarjeta microSD y un led que informa el estado de la grabación de datos. En la Figura 24 se ve la conexión del Arduino mediante un cable hacia el sensor y por otro lado la conexión a la fuente 12V mediante una cigarrillera. El esquema del Arduino y su código de programación se encuentran en el anexo.

*Figura 24. Microcontrolador Arduino y conexión*

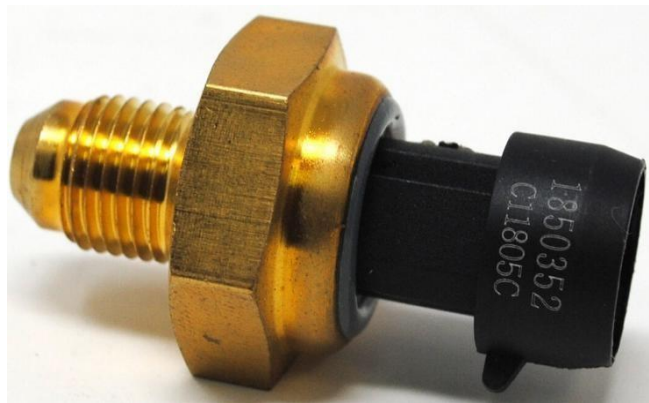


*Nota. Sistema terminado (Autor)*

#### ✓ Sensor de presión del múltiple de escape

El sensor utilizado para la medición corresponde a un transductor EMP (exhaust manifold pressure) código 1850352, véase Figura 25. Está específicamente diseñado para aplicaciones automotrices donde se requiere operar bajo las condiciones extremas del sistema de escape, como altas temperaturas, vibración y pulsaciones de presión. El sensor convierte la presión absoluta en una señal eléctrica proporcional, lo que permite su lectura directa mediante un controlador externo como el Arduino. Su construcción metálica y su capacidad de resistencia elevada lo hacen adecuado para la instalación directa en el múltiple de escape, esto asegura una medición confiable incluso durante ciclos de aceleración y carga elevada del motor. Gracias a estas características, el sensor garantiza datos precisos y consistentes, fundamentales para el análisis comparativo entre el múltiple original y el múltiple optimizado.

*Figura 25. Sensor de presión de escape EMP*



*Nota. Exhaust Manifold Pressure Sensor (Amazon)*

✓ Caracterización del sensor

Antes de realizar las pruebas efectivas, es necesario caracterizar el sensor, es decir, conocer cuál es la relación de presión vs voltaje. Para esto, se utiliza un manómetro de presión manual, con la cual se induce presión controlada al sensor y ver cuál es el voltaje

leído para diferentes presiones. De esta caracterización se encuentran los datos presentados en la Tabla 5.

*Tabla 5. Valores de presión del sensor y voltaje correlacionados*

<b>DATOS REALES MEDIDOS</b>	
<b>Presión (kPa)</b>	<b>Voltaje (V)</b>
75.15	0.538
95.8	0.894
109.6	1.1
116.15	1.14
144.1	1.408
150.9	1.5
161.33	1.681

*Nota. Caracterización del sensor EMP (Autor)*

Con estos datos se procede a encontrar la pendiente de la recta, para plantear la ecuación que permita conocer la presión en cualquier punto, se utiliza únicamente el voltaje que da el sensor. La ecuación, ajustada de manera cúbica, es la siguiente:

$$-73.3699888 * V^3 + 260.2752749 * V^2 - 207.0327368 * V + 122.9779248 \quad (\text{Ec. 1-5})$$

El modelo fue evaluado estadísticamente, al seguir las siguientes fórmulas para hallar el R<sup>2</sup> :

*Suma de residuos (error del modelo):*

$$SS_{res} = \sum (Pr_i - Prt_i)^2 \quad (\text{Ec. 2-5})$$

*Suma total (variación natural de los datos):*

$$SS_{tot} = \sum (Pr_i - Pr)^2 \quad (\text{Ec. 3-5})$$

Donde:

Pri: Presión individual (kPa)

Prt: Presión total (kPa)

*Formula del R2:*

$$R^2 = 1 - \frac{SS_{res}}{SS_{tot}} \quad (\text{Ec. 4-5})$$

Donde:

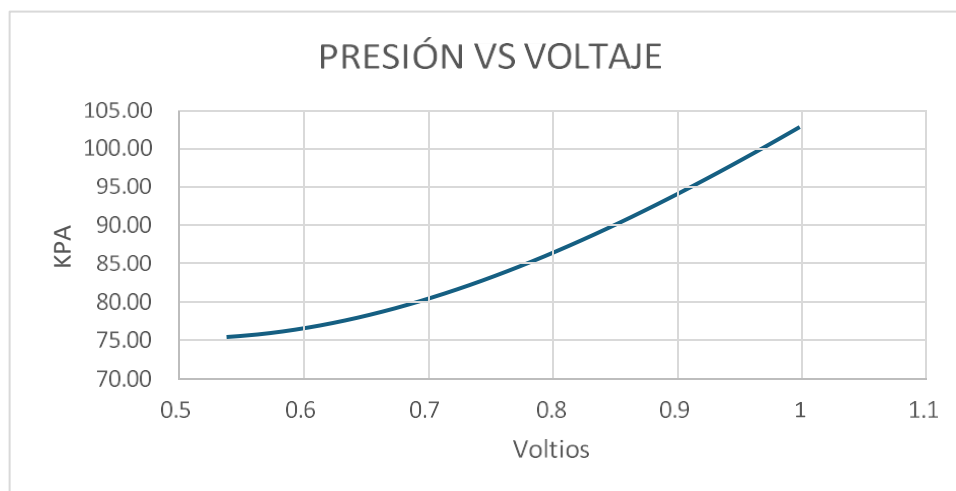
SSres: suma de los cuadrados de los residuos

SStot: suma total de los cuadrados

Mediante este cálculo, se determina un coeficiente de determinación  $R^2 = 0.999992$ , lo cual indica un alto ajuste entre la ecuación y los datos reales. Este valor confirma que el error del modelo es mínimo y que la ecuación generada reproduce con alta fidelidad la curva característica del sensor, por lo que resulta adecuada para convertir el voltaje medido en presión durante las pruebas experimentales.

En base a la ecuación (1-5) se encuentra la gráfica característica del sensor expresada en la Figura 26.

*Figura 26. Caracterización del Sensor EMP*



*Nota. Curva característica del sensor utilizado (Autor)*

### 5.3.2. Resultados de la prueba de presión con escape original

Para realizar las pruebas en el banco dinamométrico, se procede a conectar el Arduino para alimentarlo a 12V con una cigarrillera de dos pines. Así mismo, es necesario conectar el sensor en el sistema de escape, específicamente en el tramo entre el catalizador y el silenciador, donde se soldó una conexión roscada para acoplar fácilmente el sensor, véase Figura 27.

*Figura 27. Soldadura de acople para sensor EMP*

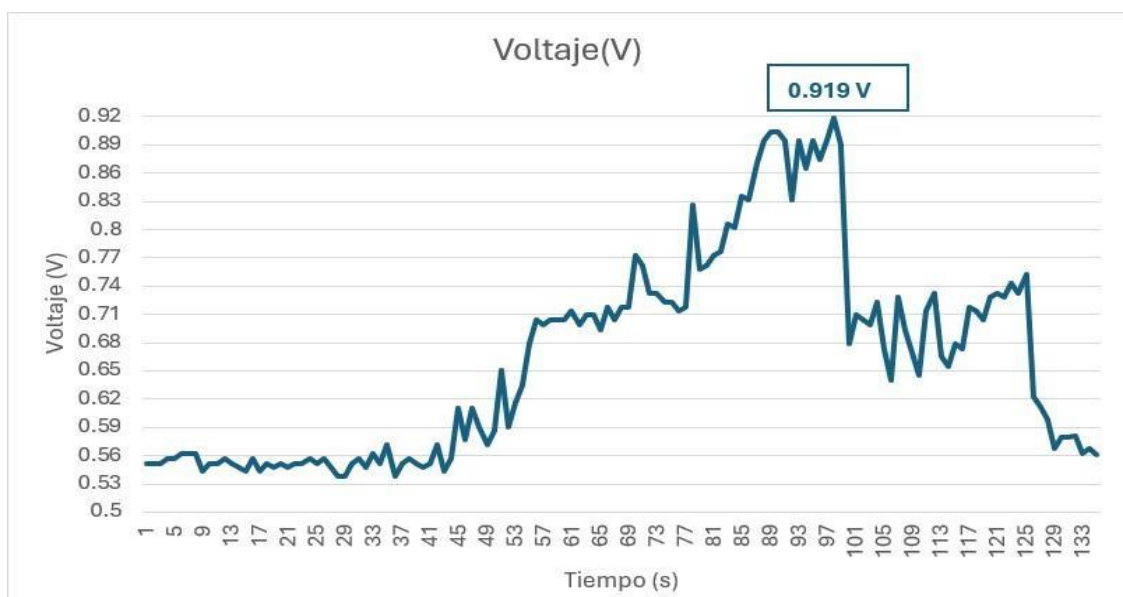


*Nota. Tubo de 5cm soldado al tubo de escape (Autor)*

Finalmente, con todo conectado, se realiza la prueba de medición de presión simultáneamente con la prueba de máxima potencia en el banco, para conocer los valores de presión a máxima carga. Se menciona que la prueba se realiza con una aceleración media (50% del acelerador) en 1era y 2da marcha, para posteriormente seleccionar 3ra marcha y presionar al 100% el pedal acelerador hasta que la curva reflejada en la pantalla del dinamómetro llegue a su pico máximo y empiece a disminuir. Luego de esto, se suelta totalmente el acelerador y se permite al motor bajar de revoluciones hasta detenerse.

Al finalizar la prueba de medición de presión en el sistema de escape se obtiene una tabla de datos de tiempo vs voltaje, donde el voltaje máximo alcanzado es de 0.919V; dichos resultados se representan en la Figura 28.

*Figura 28. Gráfica de voltaje vs tiempo del sensor*



*Nota. Voltaje máximo alcanzado del sensor EMP en múltiple original (Autor)*

Gracias a la ecuación (1-5) que dicta la relación presión vs voltaje, se representan los datos de voltaje del sensor en kPa de presión, con un pico máximo de 95.59 kPa, los resultados se resumen en la Figura 29.

Figura 29. Gráfica de presión vs tiempo del sensor



Nota. Presión máxima alcanzado del sensor EMP en múltiple original (Autor)

Es importante mencionar que los 95.59 kPa obtenidos por el sensor son de presión absoluta, donde la presión diferencial o contrapresión que generan las restricciones del diseño se encuentra al restar la presión absoluta menos la atmosférica, se obtiene:

$$P_{bkp} = P_{abs} - P_{atm}$$

$$P_{bkp} = 95.59 - 75.15 = 20.44 \text{ KPa}$$

Este valor de contrapresión evidencia la restricción al flujo de los gases de escape, propia del diseño original del múltiple, lo cual genera un esfuerzo en contra del desplazamiento de los pistones durante la fase de escape, que roba potencia efectiva y aumenta el consumo de combustible. Se concluye que es un valor elevado, puesto que los elementos del escape típicamente producen aumentos de contrapresión del orden de  $\leq 15$  kPa en motores atmosféricos en buen estado (Murali, R, 2021).

Los resultados constituyen un punto de referencia fundamental para comparar el desempeño con el múltiple optimizado, donde se espera observar una reducción

significativa de la presión y dejar en evidencia la efectividad del rediseño en la disminución de las pérdidas por contrapresión.

### 5.3.3. Cálculo de presión teórica en el escape

Para complementar la información, también se calcula la presión teórica de escape mediante fórmulas obtenidas del libro de Gordon Blair, en donde se toma en cuenta los siguientes datos:

*Tabla 6. Datos para el cálculo de presión teórica*

Diámetro x carrera	71mm x 78.8mm
Cilindros	4
Revoluciones por minuto	6000
Relación de compresión	10.5:1
Temperatura de gases en altas	850 C *
Diámetro y longitud del primario	32mm x 0.17m
Coeficiente de descarga Cd	0.75 (Blair, Heywood)
P1 (presión media inicial)	3.5 bar (valor típico en motores pequeños)

*Nota. \* Temperatura de gases en altas rpm (Heywood, J. B., 2018)*

Según Blair, la caída por aceleración depende de:

$$pr2 = pr1 - \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (\text{Ec. 5-5})$$

Donde:

$pr2$ : presión media final del gas (Pa)

$p_{r1}$ : presión media inicial del gas (Pa)

$\rho$ : densidad del gas ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).

v: velocidad (m/s)

*Se estima la densidad:*

$$\rho = \frac{p_{r1}}{RT} = \frac{350\,000}{287 \cdot 1120} = 1.10 \text{ kg}/\text{m}^3 \quad (\text{Ec. 6-5})$$

Donde:

$p_{r1}$ : presión media inicial del gas (Pa)

R: Constante específica del gas ( $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ )

T: temperatura del gas (K)

*Área del tubo primario:*

$$A = \pi r^2 \quad (\text{Ec. 7-5})$$

$$A = \pi(0.016)^2 = 8.04 \times 10^{-4}$$

Donde:

r= radio del tubo primario (m)

*Flujo másico aproximado por cilindro:*

$$m = \frac{Vd/4}{2} * \frac{\rho * N}{60} \quad (\text{Ec. 8-5})$$

$$m = \frac{1.2/4}{2} * \frac{\rho(6000)}{60}$$

Donde:

Vd: volumen despedido del cilindro (m<sup>3</sup>)

$\rho$ : densidad del gas (kg/m<sup>3</sup>).

N: revoluciones por minuto

Un valor típico de Blair para motores NA de 4 cilindros: entre 0.012 a 0.018 kg/s por cilindro.

*Velocidad:*

$$v = m * \rho * A = \frac{0.015}{(1.1)(8.05 \times 10^{-4})} \quad (\text{Ec. 9-5})$$

$$v = 17 \text{ m/s}$$

Donde:

m: flujo másico del gas (kg/s)

A: área del tubo primario (m<sup>2</sup>)

$\rho$ : densidad del gas (kg/m<sup>3</sup>).

*Caída:*

$$Pr_2 = \frac{1}{2} (1.1)(17^2) = 159 \text{ Pa} \quad (\text{Ec. 5-5})$$

Se calcula Pr<sub>2</sub> al restar la presión atmosférica:

$$Pr_2 = 350000 - 159 = 349.8 \text{ kPa}$$

Se ajusta Pr<sub>2</sub>, al restar las pérdidas por fricción:

$$Pr_3 = 349800 - 16.9 = 349.78 \text{ kPa}$$

Este valor representa el blowdown inicial, es decir cuando el pulso de gas se abre al volumen del múltiple y la presión alcanza su pico más elevado, no es la presión media. Para encontrar la presión absoluta media se aplica la siguiente fórmula, donde se toma como  $\Delta t = 0.005s$ , que es el tiempo entre pulsos en un 4 cilindros operando a 6000 rpm, donde el intervalo temporal entre pulsos es de  $1/200=0.005$  s; por otro lado, el intervalo de duración típica de la fase de blowdown está entre 0.6ms y 1.2ms (Blair, 1999).

$$Pr_{med} = pr_{out} + \Delta p * \frac{T}{\Delta t} \quad (\text{Ec. 10-5})$$

Donde:

Pr<sub>med</sub>: presión absoluta media (kPa)

Pr<sub>out</sub>: presión de salida (kPa)

$\Delta t$ : tiempo entre pulsos (ms)

$$Pr_{med} = 75.15 + 116.59 * \frac{0.8ms}{5ms}$$

$$Pr_{med} = 75.15 + 18.66$$

$$\mathbf{Pr_{med} = 93.806 \text{ kPa}}$$

Para finalizar, en la Tabla 7 se presenta la comparación entre el resultado de la presión que se acaba de calcular con la presión real medida con el sensor EMP.

*Tabla 7. Comparación presión teórica vs real*

<b>Presión Medida con Sensor</b>	<b>Presión teórica con fórmulas</b>
95.59 kPa	93.80 kPa

*Nota. Presión de escape (Autor)*

#### 5.4. Selección de la configuración del múltiple de escape

Para seleccionar la configuración ideal para el objetivo de la investigación se debe tomar en cuenta las diferencias entre las dos configuraciones. Según el libro Four Stroke Performance Tuning de Graham Bell, se conoce que que la configuración 4-2-1 favorece el rendimiento del motor en regímenes bajos y medios, ya que sus efectos de resonancia mejoran el barrido de gases en ese rango, esto permite mayor torque a menores rpm, aunque su aporte en altas revoluciones es moderado. En contraste, el diseño 4-1 optimiza la evacuación de gases a medias y altas rpm, lo que se traduce en menor torque en la zona baja, pero en un aumento progresivo de potencia a medida que crecen las revoluciones, se alcanza generalmente un pico de potencia superior respecto al sistema 4-2-1 (Bell, G, 2015).

Para complementar la información, según (Tecnología del Automóvil, 2021), las características de las configuraciones se ven en la Figura 30.

##### Configuración 4-2-1:

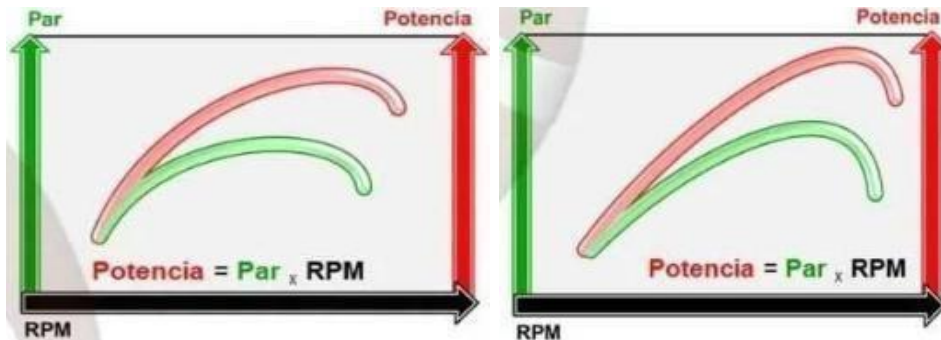
- ✓ Los efectos de la resonancia de los colectores mejoran el rendimiento a bajas y medias rpm
- ✓ Obtener aumentos en el par motor a menos rpm
- ✓ Potencia media en altas rpm
- ✓ El efecto de barrido de gases disminuye conforme suben las rpm

##### Configuración 4-1:

- ✓ Los efectos de resonancia favorecen el vaciado de gases desde medias y altas rpm
- ✓ Menos par a bajas y medias rpm
- ✓ Incremento de potencia conforme aumentan las rpm
- ✓ Pico de potencia más alto

en ambas configuraciones

Figura 30. Comparación gráfica de potencia y par en tipos de múltiples



Nota: Curvas de potencia configuración 4-2-1 vs 4-1 (Tecnología del Automóvil, 2021)

En base a la teoría, la configuración 4-1 es seleccionada para el desarrollo de este proyecto, debido a que su comportamiento favorece el aumento de potencia en el régimen medio y alto de revoluciones, lo cual se alinea con el objetivo principal de esta investigación de optimizar el rendimiento mediante la mejora del flujo de gases de escape y la reducción de la contrapresión. A diferencia del sistema 4-2-1, que prioriza la entrega de torque a bajas y medias rpm, el diseño 4-1 concentra los efectos de resonancia y barrido de gases en rangos más altos de velocidad del motor, esto permite una mejor evacuación de los gases quemados y un incremento notable en la potencia máxima, lo que convierte esta opción en la más adecuada para comprobar la relación entre el diseño del múltiple y el aumento del rendimiento en condiciones de alta exigencia.

## 5.5. Cálculo de longitud y diámetro de los tubos del múltiple de escape

### 5.5.1. Cálculo con fórmulas de Four Stroke Performance Tuning

Los datos necesarios para el cálculo son:

<b>Datos</b>	
<b>ED</b>	$180^\circ + (48) + (20) = 248$
<b>Cu</b>	312 cc
<b>rpm</b>	6000

*Longitud del tubo primario (p)*

$$p = \frac{850 * ED}{rpm} - 3 \quad (\text{Ec. 3-4})$$

Donde:

p= longitud del colector primario (in)

ED: 180° más los grados de apertura de la válvula de escape (grados)

rpm= número de revoluciones por minuto a la que se desea optimizar

El parámetro ED representa la duración total en grados del cigüeñal durante la cual la válvula de escape está abierta, se calcula al sumar los 180 grados de la carrera del pistón más la apertura antes del PMI y más el cierre luego del PMS. Esto se debe a que la válvula de escape no abre ni cierra exactamente en los puntos muertos, si no con un adelanto y retraso respectivamente.

$$ED = 180^\circ + (\text{Apertura antes del PMI}) + \quad (\text{Ec. 11-5})$$

$$(\text{Cierre después del PMS})$$

Varias fuentes indican que, para la mayoría de los motores de calle a gasolina, la válvula de escape suele abrirse entre 30 y 50 grados antes del PMI, y cerrar entre 10 y 30

grados después del PMS, donde AAPMI= 48° y CDPMS=20° son valores de referencia comunes para motores de producción de este tipo. Por lo tanto, se obtiene:

$$ED = 180^\circ + (48) + (20)$$

$$ED = 248^\circ$$

Utilizándolo en la fórmula de p:

$$p = \frac{850 * 248}{6000} - 3$$

$$p = \frac{482}{15}$$

$$p = 32.133 \text{ in}$$

$$p = \mathbf{81.62 \text{ cm}}$$

*Diámetro del tubo primario (ID)*

$$ID = \sqrt{\frac{cc}{(P + 3) * 25}} * 2.1 \quad (\text{Ec. 4-4})$$

Donde:

cc: cilindrada unitaria del motor (c3)

p: longitud del primario (in)

$$ID = \sqrt{\frac{312}{(32.133 + 3) * 25}} * 2.1$$

$$ID = 0.596 * 2.1$$

$$ID = 1.251 \text{ in}$$

$$ID = 3.18 \text{ cm}$$

*Longitud del tubo secundario (Ls)*

$$Ls = p + 3 \quad (\text{Ec. 5-4})$$

$$Ls = 32.133 + 3$$

$$Ls = 35.133 \text{ in}$$

$$Ls = 89.24 \text{ cm}$$

*Diámetro del tubo secundario (IDs)*

$$IDs = \sqrt{ID^2 * 2} (0.93) \quad (\text{Ec.6-4})$$

$$IDs = \sqrt{1.251^2 * 2} (0.93)$$

$$IDs = 1.645 \text{ in}$$

$$IDs = 4.18 \text{ cm}$$

- 5.5.2. Cálculo con las fórmulas de Preparación de Motores de Serie para Competición de Gillieri

*Longitud del colector primario (Lc)*

$$Lc = \frac{13000 * Ge}{rpm * 6} \quad (\text{Ec. 7-4})$$

Donde:

Lc= longitud del colector (cm)

Ge= valor del diagrama de distribución del escape (grados)

Rpm= número de revoluciones por minuto máximas del motor

$$Lc = \frac{13000 * 248}{6000 * 6}$$

$$Lc = 89.56 \text{ cm}$$

*Diámetro del colector primario*

$$\emptyset c = 2 * \sqrt{\frac{Vc * 2}{Lc * \pi}} \quad (\text{Ec. 8-4})$$

Donde:

Vc=volumen unitario del cilindro (cm<sup>3</sup>)

Lc= longitud del colector primario (cm)

Nota: Se menciona que si los colectores tienen curvatura se debe aumentar un 10% al diámetro.

$$\emptyset c = 2 * \sqrt{\frac{312 * 2}{89.56 * \pi}}$$

$$\emptyset c = 2.98 \text{ cm}$$

Diámetro adicional por colectores curvos (10%)

$$\emptyset c = 2.98 + (2.98 * 0.1)$$

$$\emptyset c = 3.28 \text{ cm}$$

*Diámetro del colector secundario*

$$\emptyset_{cs} = 2 * \sqrt{\frac{VT}{Lc * \pi}} \quad (\text{Ec. 9-4})$$

Donde:

VT= cilindrada total del motor (cm<sup>3</sup>)

Lc=longitud del colector primario (cm)

$$\emptyset_{cs} = 2 * \sqrt{\frac{1248}{89.56 * \pi}}$$

$$\emptyset_{cs} = 4.21 \text{ cm}$$

*Longitud del colector secundario*

$$Ls = Lc + 3(2.54) \quad (\text{Ec. 10-4})$$

$$Ls = 89.56 + 3(2.54)$$

$$Ls = 97.18 \text{ cm}$$

### 5.5.3. Diámetro para la tubería final de escape

La tubería final de escape hace referencia al tubo que conecta el múltiple desde el colector secundario hasta la salida de los gases al ambiente, para este conducto la longitud depende del largo del vehículo y donde se requiera ubicar la salida de gases, sin embargo, el diámetro es mucho más relevante. Si se mantiene un diámetro muy amplio los gases perderán presión y velocidad en revoluciones bajas y medias, mientras que si se aplica un diámetro muy estrecho la contrapresión aumentará y reducirá el flujo de gases en alta demanda.

Según Morris N, en su libro “Secretos del Diseño de Admisión y Escape”, se plantea la tabla definitiva para diferentes cilindradas y potencia (véase Figura 31), esta guía proporciona una referencia empírica ampliamente usada en preparación de motores para estimar dimensiones de tubería según desplazamiento, lo que ayuda a asegurar que el sistema de escape mantenga un flujo adecuado sin generar restricción excesiva por contrapresión.

*Figura 31. Sugerencias de diámetro de tubería de escape*

Displacement	Horsepower	Single Exhaust	Dual Exhaust
1.5L-2.0L	100	2.00" (50.8mm)	2.00" (50.8mm)
	150	2.25" (57.15mm)	2.00" (50.8mm)
	200	2.50" (63.5mm)	2.00" (50.8mm)
2.0L-2.5L	150	2.25" (57.15mm)	2.00" (50.8mm)
	200	2.50" (63.5mm)	2.00" (50.8mm)
	250	2.50" (63.5mm)	2.25" (57.15mm)
2.5L-3.0L	200	2.50" (63.5mm)	2.00" (50.8mm)
	250	2.50" (63.5mm)	2.25" (57.15mm)
	300	3.00" (76.2mm)	2.50" (63.5mm)
3.0L-3.5L	250	3.00" (76.2mm)	2.25" (57.15mm)
	300	3.00" (76.2mm)	2.25" (57.15mm)
	350	3.50" (88.9mm)	2.50" (63.5mm)
3.5L-4.0L	300	3.00" (76.2mm)	2.50" (63.5mm)
	350	3.50" (88.9mm)	2.50" (63.5mm)
	400	4.00" (101.6mm)	3.00" (76.2mm)

*Nota. Dimensionamiento de tubería de escape (Secrets of Intake and Exhaust Design)*

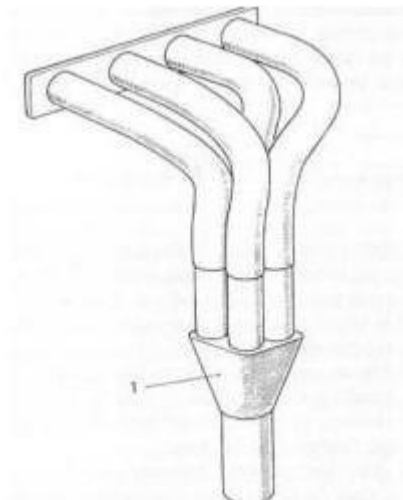
Se interpreta que nuestro motor 1.2 lt de 85 hp se encuentra más cercano al rango de 1.5 lt y 100 hp de la tabla, para el cual el mejor diámetro a elegir es 2 pulgadas (5cm).

#### 5.5.4. Unión de conductos

Si el diámetro de la tubería es pequeño se incrementan las pérdidas de flujo y aumenta la contrapresión, y por el otro lado, si es muy grande, la velocidad de fluido se reduce y no genera un barrido de gases eficiente, se recomienda que en cada unión de

tubos se incremente 6.36 mm o 0.25 in al diámetro del tubo, especialmente en la configuración 4-1 (Jaward et al., 2002). Cómo se ve en la Figura 32, se muestra un incremento de diámetro en la unión de tubos primarios.

*Figura 32. Unión de 4 conductos en 1*



*Nota. Unión de los conductos en múltiple 4:1 (Gillieri, 2007)*

#### 5.5.5. Sintonización de pulsos y resultados del cálculo

Mediante las ecuaciones realizadas previamente se obtiene los siguientes resultados de ambas fuentes de fórmulas.

*Tabla 8. Resultados de las fórmulas bajo distintas fuentes*

<b>Parámetro</b>	<b>Fórmulas FSPT</b>	<b>Fórmulas PMSC</b>	<b>Unidades</b>
<b>Longitud primario</b>	81.62	89.56	<b>cm</b>
<b>Diámetro primario</b>	3.18	3.28	<b>cm</b>
<b>Longitud secundario</b>	89.24	97.18	<b>cm</b>
<b>Diámetro secundario</b>	4.18	4.21	<b>cm</b>

*Nota. Comparación de resultados para geometrías (Autor).*

En este punto es primordial hacer una aclaración acerca de las longitudes. Gracias a las fórmulas se encuentra una geometría adecuada en base a revoluciones y cilindrada del motor, sin embargo, las longitudes encontradas no garantizan que el múltiple este bien sintonizado para las revoluciones deseadas. Esto se demuestra con el cálculo para la resonancia armónica, que se resume en la fórmula:

$$RPM = \frac{a * 60}{4 * L * n} \quad (\text{Ec. 12-5})$$

Donde:

a: velocidad de las onda (m/s)

L: longitud de los tubos (m)

n: amónico de la onda de escape

El valor *a* hace referencia a la velocidad de propagación de las ondas de presión en los gases de escape, de acuerdo con Graham Bell en “Four Stroke Performance Tunning”, en condiciones de alta carga que superan los 750 grados centígrados, la velocidad de la onda se acerca o supera los 600m/s. El valor de *n* es la representación del armónico al que se desea sintonizar. Se menciona que los armónicos son una repetición del pulso de las ondas que viajan y rebotan en el escape, por lo que se aprovecha cualquiera de los cuatro primeros armónicos. Se calcula la ecuación para el motor y se utiliza la geometría encontrada:

$$RPM = \frac{600 * 60}{4 * 0.896 * n}$$

- ✓ 1er armónico: 10045 rpm
- ✓ 2do armónico: 5022 rpm
- ✓ 3er armónico: 3348 rpm

✓ 4to armónico: 2511 rpm

Se evidencia que ninguna sintonización con la longitud calculada se acerca a las 6000 rpm que dicta la potencia máxima en nuestro motor, que es donde se requiere el efecto barrido. Por lo tanto, se prueba con diferentes longitudes entre los 40 y 60 cm, lo cual determina que con 50cm y en el tercer armónico donde se logra sintonizar el escape:

$$RPM = \frac{600 * 60}{4 * 0.50 * 3}$$

$$RPM = 6000 \text{ rpm}$$

Si se toma el tercer armónico y una longitud del primario de 50cm las revoluciones resultantes son exactamente 6000 rpm, las cuales coinciden con las revoluciones de la potencia máxima de nuestro motor. Se menciona también que es óptimo escoger el 3er armónico debido a que es un rebote de onda fuerte y veloz, muy usado en motores de cilindrada pequeña y con longitudes cortas que permiten alcanzar la potencia máxima en el rango superior de revoluciones; además, el primer y segundo armónico darían tubos demasiado largos (Ecoceptor, 2011).

Por lo tanto, al utilizar la nueva longitud del primario y recalcular la longitud del secundario, se obtiene los siguientes parámetros para el diseño:

*Tabla 9. Parámetros geométricos finales para el diseño*

<b>Parámetro</b>	<b>Fórmulas PMSC</b>	<b>Sintonización</b>	<b>Unidades</b>
Longitud primario	89.56	50	cm
Diámetro primario	3.28	3.28	cm
Longitud secundario	97.18	57.6	cm

Diámetro secundario	4.21	4.21	cm
Diámetro tubo final	5	5	cm

*Nota. Dimensiones corregidas, longitudes sintonizadas para el diseño, diámetros se mantienen (Autor)*

Debido a que en nuestro medio los diámetros de tubos en acero se miden en pulgadas, se convierte a esta unidad y se aproxima a la medida más cercana que se disponen en los talleres y puntos de venta.

*Tabla 10. Ajuste a medidas comerciales en el medio*

<b>Parámetro</b>	<b>Medida en cm</b>	<b>Medida en pulgadas</b>	<b>Ajuste a medidas comerciales</b>
Longitud primario	50 cm	/	/
Diámetro primario	3.28 cm	1.291 in	<b><math>1\frac{1}{4}</math> in (3.18 cm)</b>
Longitud secundario	57.6 cm	/	/
Diámetro secundario	4.21 cm	1.657 in	<b><math>1\frac{3}{4}</math> in (4.44cm)</b>
Diámetro tubo final	5 cm	/	<b>2 in (5.08cm)</b>

*Nota. Especificación de las medidas finales para el diseño (Autor)*

## 5.6. Desarrollo de diseños 3D en Solid Works

Para el desarrollo y modelado tridimensional del múltiple de escape, se empleó el software de SolidWorks, una herramienta CAD utilizada en ingeniería con alta precisión geométrica y herramientas que facilitan el diseño. Esta herramienta permitió construir modelos sólidos detallados del múltiple original y optimizado siguiendo las geometrías reales, se incluye curvaturas, uniones y diámetros importantes para la simulación y posterior fabricación.

Se generaron las geometrías correspondientes a tres modelos para su evaluación: el diseño del múltiple original del vehículo, una propuesta de rediseño, y una segunda propuesta de mejora del rediseño, orientada a mejorar el comportamiento interno del flujo de gases. Es importante mencionar que cada configuración fue construida como un único componente sólido, al emplear elementos de tipo sólido con el fin de obtener un volumen continuo adecuado para la generación de malla y la aplicación de método de volumen finito en el análisis CFD.

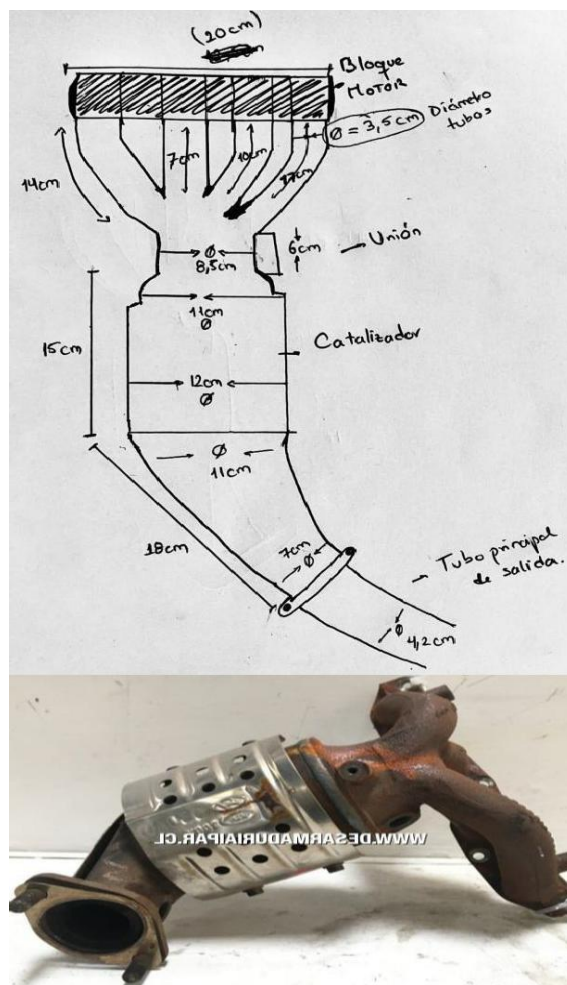
También se menciona que el modelo CAD fue elaborado para representar exclusivamente el volumen ocupado por el fluido, y no la tubería física del múltiple. En este sentido, las geometrías generadas corresponden al diámetro interno real de los conductos, de tal manera que el contorno del modelo representa directamente la cavidad por donde circulan los gases. En consecuencia, lo que se observa en el modelo tridimensional es la representación del flujo de gases de combustión, en este caso CO<sub>2</sub>, dentro del múltiple, y no la estructura material del componente.

#### 5.6.1. Dibujo 3D del múltiple de escape original

Para el múltiple de escape original, fue necesario encontrar la mayor cantidad de referencias geométricas posibles para acertar en sus tamaños y formas, para lo cual se tomaron medidas del mismo sistema del vehículo (véase Tabla 11), junto con imágenes y referencias disponibles en la red.

Tabla 11. Medidas del múltiple de escape original del vehículo

Referencia	Medida en cm
Longitud primario 1	14
Longitud primario 2	7
Longitud primario 3	10
Longitud primario 4	17
Diámetro primarios	3
Longitud y Diámetro unión	6 / 8.5
Longitud y Diámetro catalizador	15 / 12
Longitud y Diámetro tubo post catalizador	18 / 11-
Diámetro tubo secundario de salida	7
	3.8

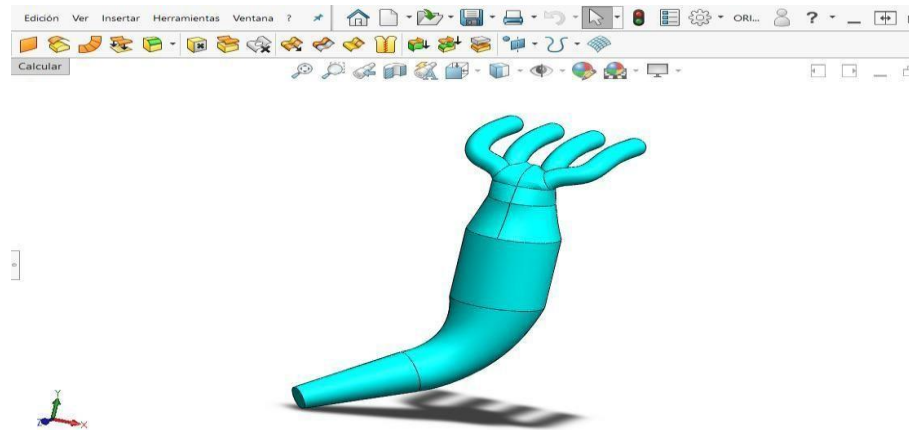


Nota. Geometrías medidas en el múltiple original del auto (Autor,

Desarmaduriaipar.com)

En base a estos datos, se procede a diseñar el modelo 3D en el software de Solid Works, donde se obtiene el siguiente resultado para el múltiple original:

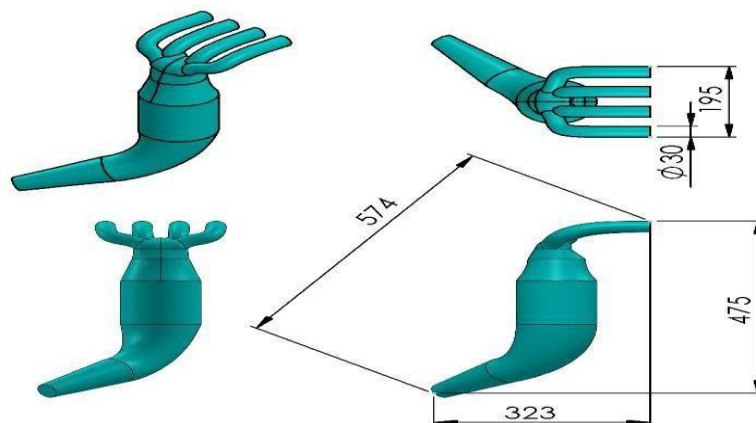
*Figura 33. Diseño 3D del múltiple original*



*Nota. Múltiple de escape original Hyundai i10 (Autor)*

Dado que los múltiplos de escape presentan curvaturas pronunciadas, uniones irregulares y variaciones de sección, la recreación exacta del modelo real implicaría un costo computacional elevado. Por ello, se adoptó una estrategia de simplificación geométrica, se conserva únicamente las características esenciales que influyen en el comportamiento del flujo. Esta metodología permitió equilibrar la fidelidad del modelo con la eficiencia computacional, así se garantiza tiempos razonables de cálculo sin comprometer la validez de los resultados. En la Figura 34 se representa una mejor apreciación del múltiple original diseñado.

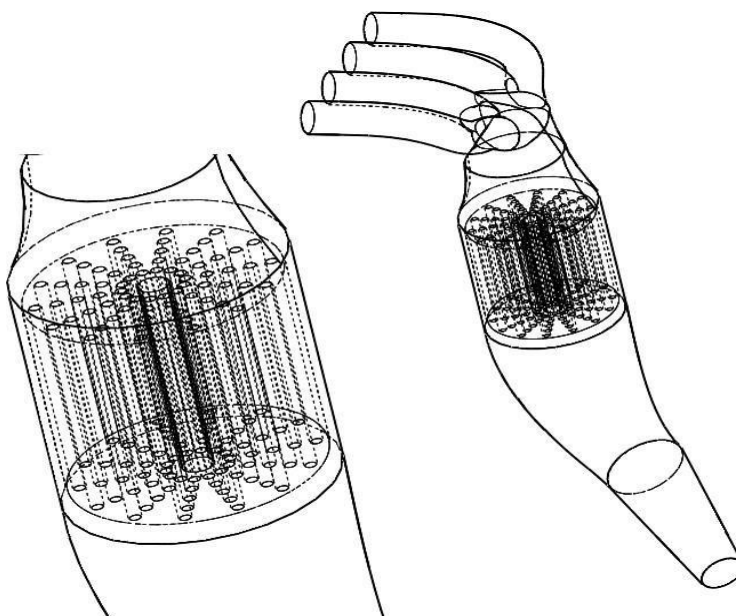
*Figura 34. Plano general del múltiple original*



*Nota. Plano del múltiple de escape original Hyundai i10 (Autor)*

En el diseño original fue imprescindible incluir también la representación tridimensional del catalizador, ya que este es el elemento que más restricción de flujo causa, por lo tanto, se incorpora en su interior una serie de conductos de diámetro reducido por donde el flujo de gases. Estos canales fueron modelados al seguir la configuración básica de un catalizador automotriz, cuyo propósito es reducir la presencia de compuestos contaminantes en los gases de combustión y, por tanto, disminuir su impacto ambiental. La geometría interna se construyó de manera simplificada, tal como se observa en la Figura 35, con el objetivo de obtener un modelo lo más representativo posible del sistema real, pero sin generar un incremento significativo en el costo computacional de la simulación.

*Figura 35. Representación 3D del catalizador*

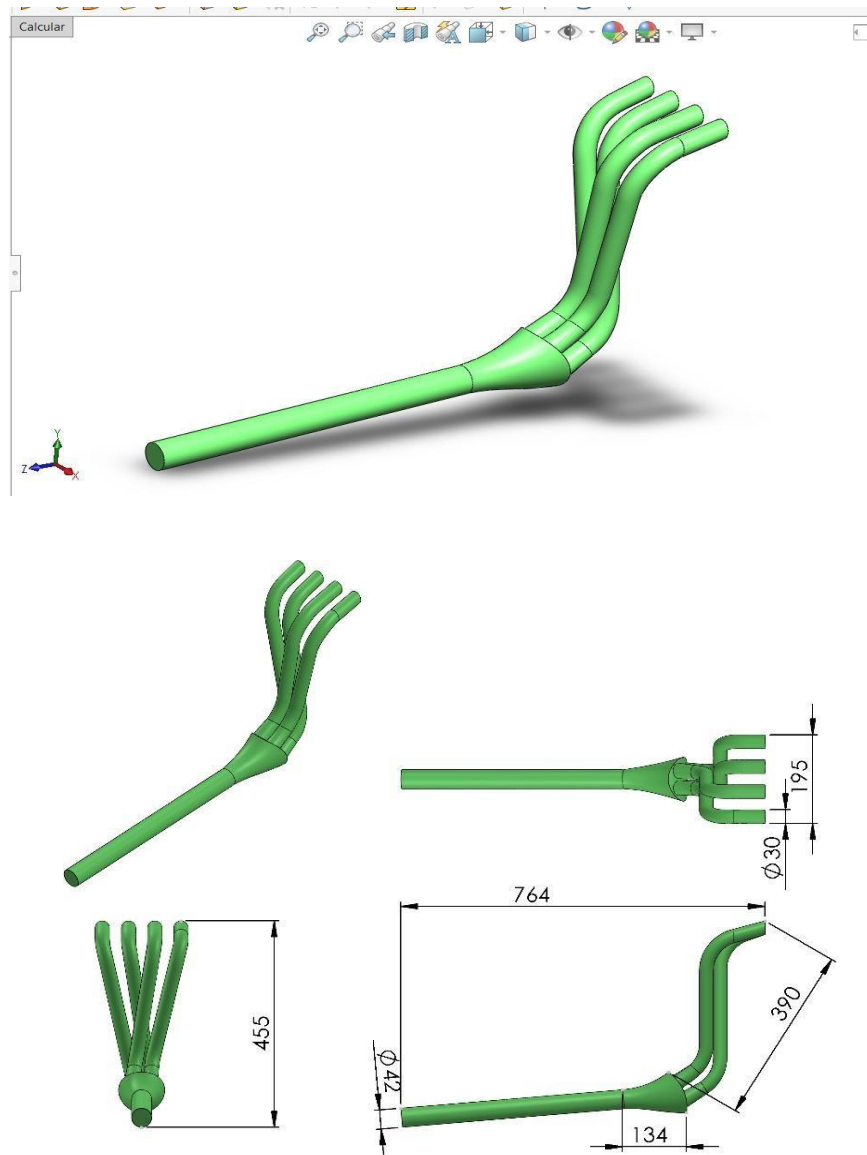


Nota. Catalizador del sistema original (Autor)

### 5.6.2. Dibujo 3D del múltiple de escape optimizado I

Por otro lado, para diseñar el modelo optimizado, se sigue la Tabla 9 de resultados de los cálculos del múltiple sintonizado, junto con los ajustes en ángulos realizados al comprobar que dichas geometrías entren sin dificultad en el espacio disponible para el sistema de escape del vehículo. El resultado es el siguiente:

*Figura 36. Diseño 3D del múltiple optimizado*



*Nota. Múltiple de escape rediseñado 1 (Autor)*

## 5.7. Simulación de diseños en CFD

Para la etapa de simulación y evaluación del desempeño del múltiple de escape se emplea el software ANSYS, una plataforma de análisis por elementos finitos reconocida por su precisión y robustez en estudios de ingeniería. El análisis de simulación se centrará en un estudio CFD (Computational Fluid Dynamics), con el objetivo de conocer el comportamiento del flujo de gases de escape en el múltiple original y en los diseños optimizados. Para ello se evaluarán los parámetros más relevantes como: velocidad del flujo de gases, distribución de la presión en los conductos, y las turbulencias ocasionadas por la geometría. La simulación CFD es esencial para prever el desempeño del sistema antes de su fabricación, ya que proporciona información detallada que ayuda a validar si el múltiple optimizado realmente facilita un flujo más eficiente y reduce las restricciones presentes en el diseño original.









### 5.7.1. Pasos previos a seguir para la simulación

Para utilizar la geometría diseñada en CAD en el software CFD correctamente, se debe seguir algunas especificaciones y condiciones de prueba importantes:

#### ✓ *Importar la geometría al software ANSYS*

Una vez dentro de ANSYS lo que se realiza es buscar en la barra de herramientas el FLUID FLOW, específicamente el Fluent Meshing (véase Figura 37). Se arrastra hacia la zona de trabajo y se abrirá un cajón de herramientas.

Figura 37. Fluid flow with fluent meshing

10	<input type="checkbox"/>	 Explicit Dynamics	Structural	AUTODYN
11	<input type="checkbox"/>	 Fluid Flow (CFX)	Fluids	CFX
12	<input checked="" type="checkbox"/>	 Fluid Flow (Fluent with Fluent Meshing)	Fluids	FLUENT
13	<input type="checkbox"/>	 Fluid Flow (Fluent)	Fluids	FLUENT
14	<input type="checkbox"/>	 Fluid Flow (Materials Processing)	Fluids	MatPro
15	<input type="checkbox"/>	 Fluid Flow (Polyflow)	Fluids	Polyflow
16	<input type="checkbox"/>	 Harmonic Acoustics	Multiphysics	Mechanical
17	<input type="checkbox"/>	 Harmonic Response	Structural	Mechanical

*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

Dentro del cajón de herramientas se da click en la primera opción llamada geometría (Véase Figura 38), en donde se permitirá importar la geometría previamente realizada en Solid Works.

Figura 38. Configuración de la geometría



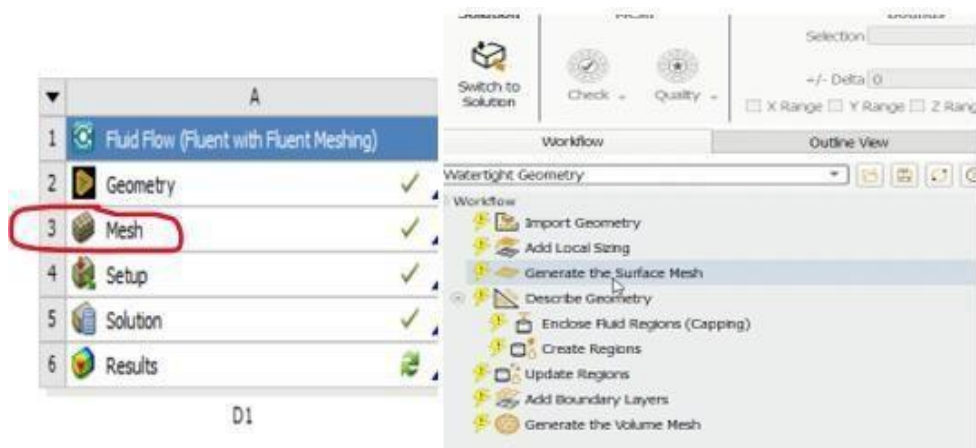
*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

Al tener ya lista la geometría en ANSYS, aquí es importante definir tres superficies para el posterior análisis. WALL, que será la superficie que actúa como pared del cuerpo de la figura, INLET, que actúa como entrada del fluido, y OUTLET, que es por donde saldrá el fluido en el análisis. Es también muy importante conocer que toda la geometría se definirá como FLUID, es decir, todo el diseño tridimensional actúa como el volumen del fluido mismo.

✓ *Configuración de la malla*

Una vez cargada la geometría, se procede a abrir la herramienta MESH (malla), que abrirá una ventana secundaria para poder ajustar la malla de nuestra geometría 3D (Véase Figura 39). Dentro de MESH, se selecciona WATERTIGHT GEOMETRY ya que se supone una geometría compacta sin fugas en su superficie.

*Figura 39. Configuración de la malla*



*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

Como siguiente paso se importa la geometría y se genera la malla de superficie en la opción Generate the Surface Mesh (Véase Figura 40). Esta opción permite primero mallar toda la superficie de la geometría antes de mallar totalmente el volumen. En el tipo de geometría se selecciona la segunda opción, que reafirma que toda la geometría que se importa es fluido, y no tiene sólidos, es decir, toda la geometría es simplemente el volumen del fluido.

Figura 40. Selección de región de fluido

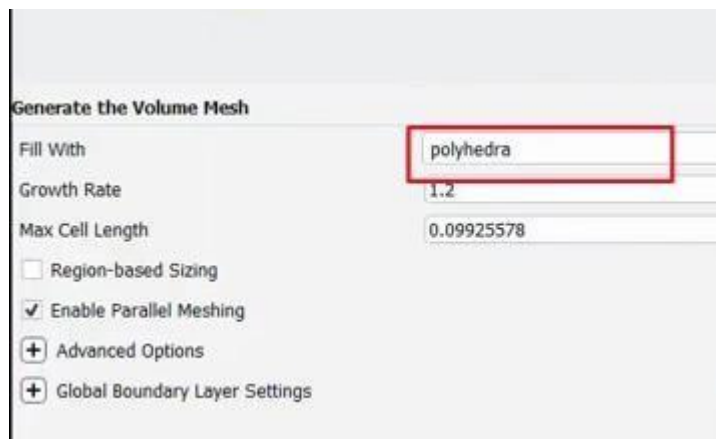


*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

✓ *Generación de la malla del volumen del fluido*

Una vez mallada la superficie se procede a generar la malla de volumen, en Generate the Volume Mesh, donde se selecciona POLYHEXACORE, al igual que en la Figura 41.

Figura 41. Selección de tipo de malla de volumen



*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

La malla Poly-Hexcore es adecuada para simulaciones de fluidos porque combina un núcleo hexaédrico ordenado con celdas poligonales cerca de las paredes, este tipo de mallado combina características de celdas poliédricas con regiones internas hexaédricas, para obtener una malla más estable, uniforme y eficiente en comparación con mallas

conformadas exclusivamente por elementos tetraédricos o hexaédricos tradicionales (Véase Figura 42).

La estrategia poly-hexcore permite:

- Producir celdas con mejor calidad en orthogonal quality y mayor estabilidad numérica.
- Reducir el número total de elementos necesarios para representar geometrías complejas.
- Mantener una excelente calidad de malla incluso en zonas con alta curvatura o cambios de sección.

Este tipo de malla fue aplicado en los tres modelos analizados. En el diseño original se obtuvo un total aproximado de 1 370 000 celdas, valor relativamente alto debido a la presencia de componentes muy pequeños en el catalizador que requieren un refinamiento preciso. Por otro lado, el diseño optimizado alcanzó un número cercano a 80 000 celdas cada uno, debido a su geometría más simple y menos demandante en términos de refinamiento local.

*Figura 42. Corte de sección de malla Polihexacore*

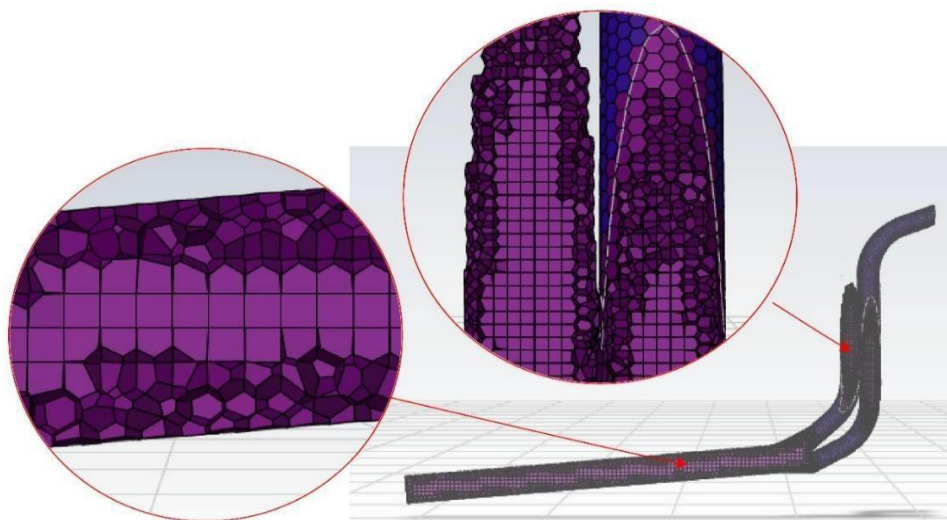
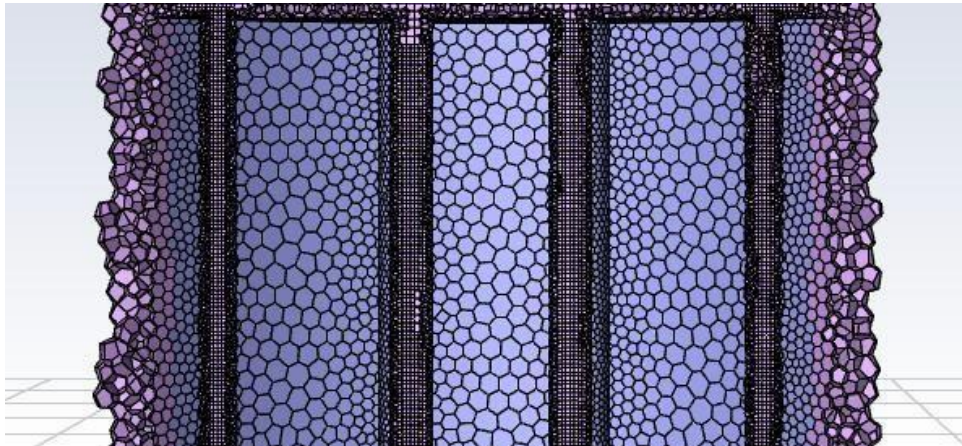


Figura 43. Volúmenes finitos en corte transversal del catalizador

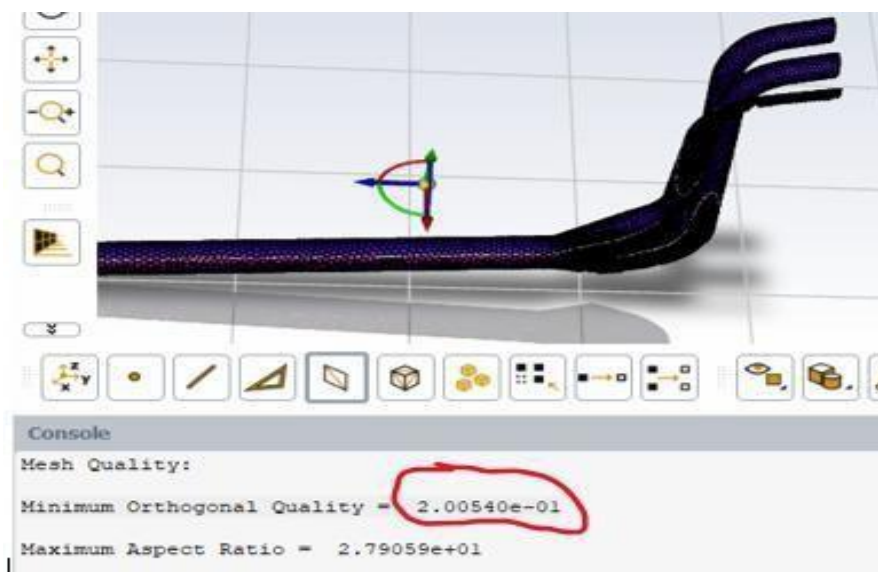


Nota. Representación de las celdas interiores de la malla (Autor)

✓ *Indicador de calidad de malla*

Para garantizar la calidad del mallado, se empleó el indicador Orthogonal Quality, que dicta la eficiencia de la malla generada, obteniéndose un valor mínimo de 0.2 en las tres configuraciones (Véase Figura 44).

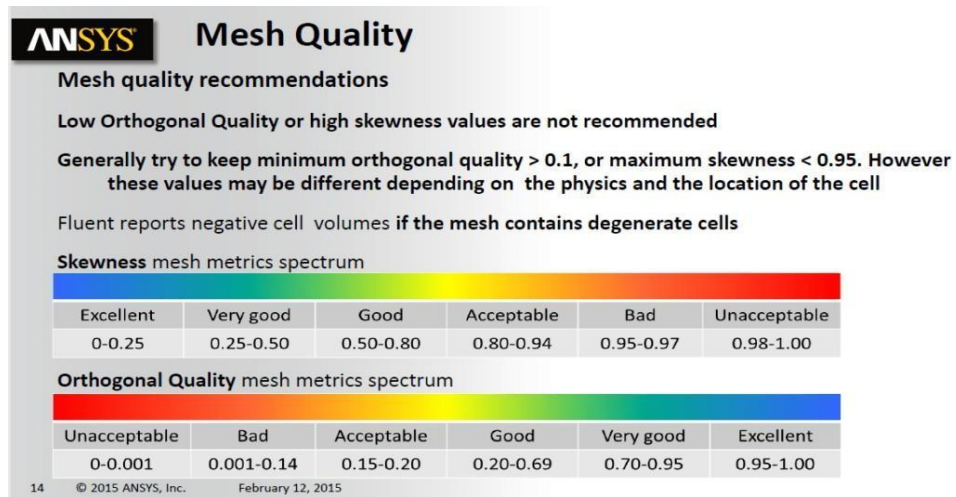
Figura 44. Calidad de malla



Nota. Orthogonal Quality de la malla (Autor)

Este resultado se considera adecuado para simulaciones CFD, ya que valores dentro del rango 0.2 a 1.0 representan celdas de buena calidad y permiten asegurar la estabilidad del solver y la confiabilidad de los resultados (Manual de Ansys, 2021). La Figura 45 extraída del propio manual de ANSYS, califica la calidad de malla.

Figura 45. Escala de referencia de calidad de malla



*Nota. Mesh quality recommendations (ANSYS)*

Los resultados del conteo de elementos finitos, caras, nodos y el resultado de la calidad de malla de los diseños se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 12. Resultado de conteo de elementos finitos

Componente	Celdas	Caras	Nodos	Índice de Ortogonal Quality
Original	1.376.762	7.438.949	5.076.770	0.2
Diseño 1	78.997	433.858	298.025	0.2
Diseño 2	62.003	345.439	240.325	0.2

*Nota. Conteo de elementos de malla (Autor)*

### ✓ *Determinación del fluido*

Para el desarrollo de la simulación se seleccionó dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) como fluido de trabajo. Aunque en la combustión de un motor a gasolina se generan diversos compuestos como nitrógeno, monóxidos, hidrocarburos no quemados y vapor de agua, el CO<sub>2</sub> fue considerado de manera aislada debido a que representa de manera directa el flujo de productos de combustión y es el gas que más influye en los gradientes térmicos y en la dinámica del flujo dentro del múltiple de escape. Si bien el nitrógeno (N<sub>2</sub>) constituye el mayor porcentaje en volumen de los gases, su comportamiento es muy similar al de un gas ideal sin reactividad y con propiedades menos dependientes de la temperatura; por ello, utilizar N<sub>2</sub> como único fluido no capta adecuadamente las variaciones de densidad y viscosidad asociadas a los gases calientes de combustión. En cambio, el CO<sub>2</sub> presenta propiedades termo físicas más representativas de los productos reales generados en el proceso de combustión y modelar con mayor precisión el efecto del flujo.

Las propiedades asignadas al CO<sub>2</sub> en el modelo fueron las siguientes:

- Densidad: 1.78 kg/m<sup>3</sup>
- Viscosidad dinámica:  $1.37 \times 10^{-5}$  kg/(m·s)

### ✓ *Determinación del tipo de flujo*

La simulación se realiza bajo un modelo de flujo *turbulento* debido a que el número de Reynolds asociado al CO<sub>2</sub> dentro del múltiple de escape supera ampliamente el umbral típico de transición. Para calcular el número de Reynolds se utiliza la ecuación:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (\text{Ec. 13-5})$$

Donde:

$\rho$ : densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

V: Velocidad del fluido (m/s)

d: Diámetro hidráulico o diámetro interno del tubo (m)

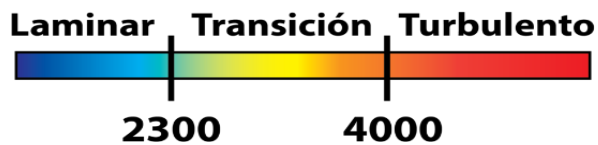
$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ )

$$Re = \frac{0.292 \text{ kg/m}^3 * 55 * 0.03\text{m}}{4.33 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 1.11 \times 10^4$$

Para determinar que el flujo dentro del sistema es de carácter turbulento, se utiliza la escala basada en el número de Reynolds (Véase Figura 46), la cual explica que un flujo con R mayor o igual a 4000 es de tipo turbulento.

*Figura 46. Determinación de flujo en base a Reynolds*



*Nota. Escala de Reynolds (Ingeniosos, 2025)*

Al combinarse velocidades elevadas, densidad del gas caliente y un diámetro reducido, el flujo adquiere un régimen altamente inestable con mezclas intensas, remolinos y gradientes bruscos de velocidad, características propias de la turbulencia.

✓ *Velocidad del fluido*

Las condiciones de frontera se establecieron en dos zonas principales de interés para el análisis del flujo. En primer lugar, en la entrada del múltiple, correspondiente al inicio de los cuatro ductos que provienen del motor, se aplicó una condición de velocidad impuesta (velocity inlet) con un valor de 55 m/s. Esta velocidad se seleccionó al considerar la fórmula del libro *Diseño y Simulación de Motores de Cuatro Tiempos*, de Blair, G.P.(1999), donde se obtiene:

$$V = \frac{V_{disp} * N * VE}{120 * A} \quad (\text{Ec 14-5})$$

$$V = \frac{0.00125 * 6000 * 0.75}{120 * 0.00084496}$$

$$V = 55.47 \text{ m/s}$$

Donde:

V= velocidad del gas (m/s)

V<sub>disp</sub>=cilindrada total del motor (m<sup>3</sup>)

N= rpm

VE= eficiencia volumétrica

A= área del conducto (m<sup>2</sup>)

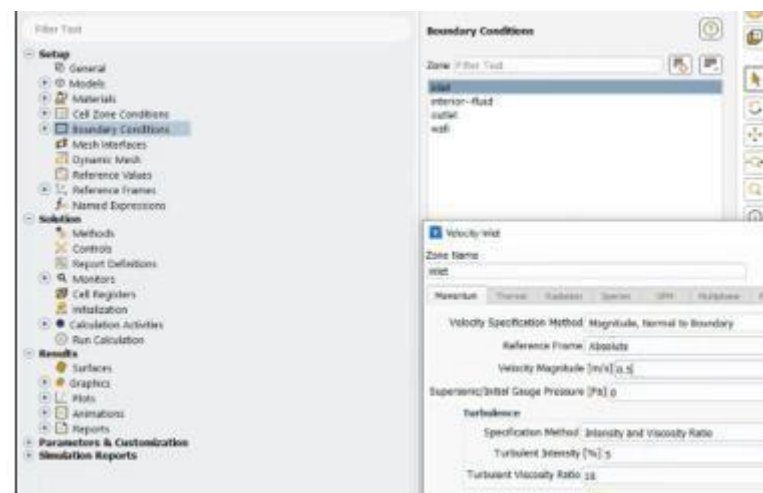
El cálculo de la velocidad del flujo se realizó con un valor medio de velocidad, debido a que el flujo de gases de escape en un motor de cuatro tiempos es de carácter pulsante, por lo que presenta picos elevados en el puerto de la válvula y reducciones significativas conforme el gas avanza por los conductos del múltiple. Por este motivo, es más apropiado trabajar con la velocidad media del flujo a través del conducto. Diversos autores señalan que, en motores atmosféricos de pequeña cilindrada, la velocidad media

del gas en los tubos primarios suele situarse en el rango de 40 a 70 m/s, dependiendo del

diámetro del conducto y del régimen de giro del motor, por lo que el valor obtenido en este estudio (55 m/s) se encuentra dentro de los valores típicamente reportados para configuraciones similares (Blair, 1999; Bell, 2015).

Este resultado en metros sobre segundo se añade en *Velocity Magnitude* (Véase Figura 47)

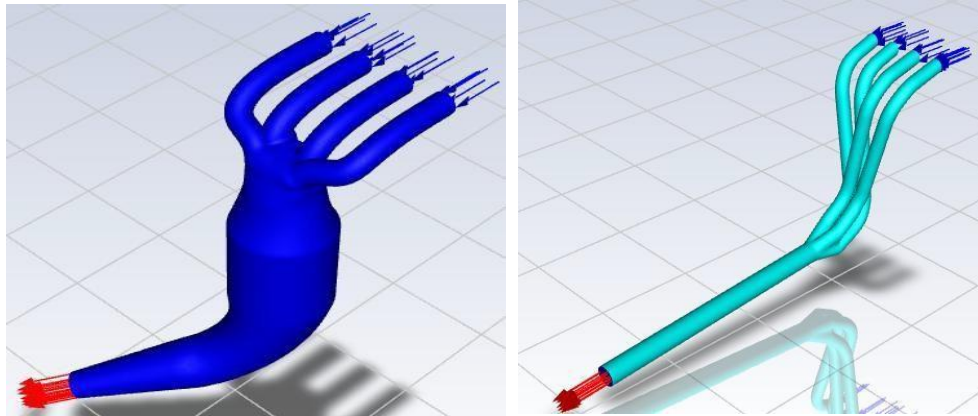
*Figura 47. Ajuste de la velocidad del fluido*



*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

Por otro lado, en la zona de salida, ubicada en el extremo final del múltiple, se asignó una condición de tipo outflow. La combinación de ambas condiciones de frontera garantiza un flujo continuo y físicamente representativo del comportamiento real del sistema de escape, con el fin de evaluar con precisión la distribución de velocidades, presiones y turbulencia a lo largo de los tres diseños estudiados. En la Figura 48 se evidencia el sentido del flujo y los tubos de entrada y salida.

Figura 48. Entrada y salida de gases de la simulación

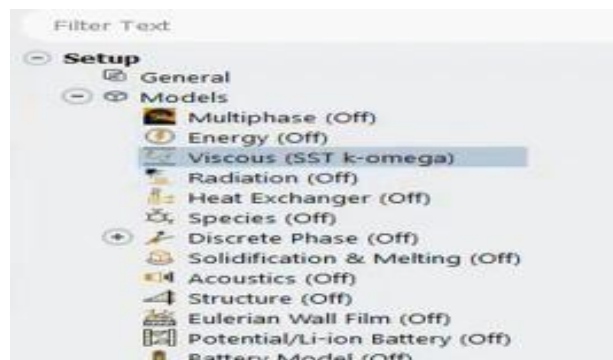


Nota. Especificación de dirección del flujo (Autor)

✓ *Modelo de simulación*

Para el desarrollo de la simulación se utilizó un modelo de flujo viscoso-turbulento, donde se emplea específicamente el modelo  $k-\omega$  (k-omega). Este modelo permite analizar adecuadamente el comportamiento turbulento del  $\text{CO}_2$  dentro del múltiple de escape, con esto se proporciona una simulación estable y físicamente consistente, especialmente en regiones caracterizadas por fuertes gradientes de velocidad, presencia de curvaturas pronunciadas y zonas de recirculación, como suele ocurrir en sistemas de escape automotriz. Para seleccionar este método se escoge la tercera opción, tal como se ve en la Figura 49.

Figura 49. Elección del modelo de flujo K omega



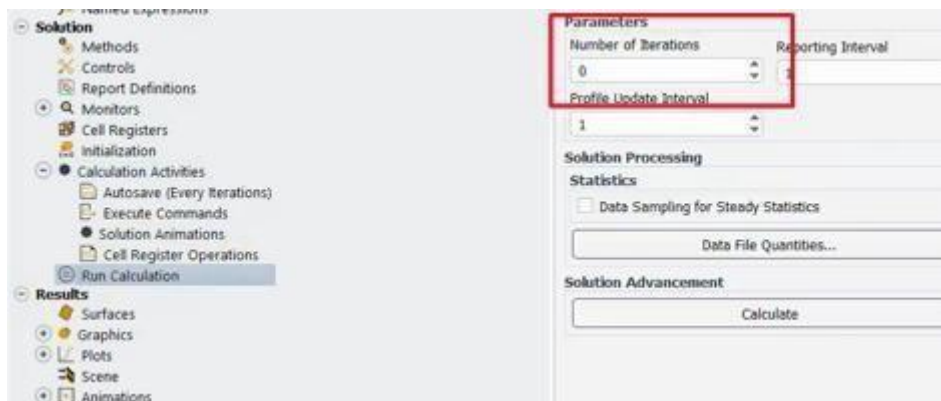
*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

De acuerdo con las recomendaciones de ANSYS Fluent, el modelo  $k-\omega$  es particularmente adecuado para flujos internos con geometría complejas, regiones cercanas a la pared con capas límite delgadas y zonas de turbulencia elevada.

✓ *Configuración de solución y criterios de iteración*

Para la resolución del modelo numérico se dirige a RUN CALCULATION, donde se escoge el número total de iteraciones, es decir la cantidad de cálculos de solución suficiente para alcanzar una simulación estable dentro del enfoque utilizado.

*Figura 50. Ajuste del número de iteraciones*



*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

La simulación se realizó bajo un método de solución implícito, el cual es el esquema recomendado por ANSYS Fluent para flujos turbulentos, debido a su estabilidad y a su capacidad para manejar interacciones entre las ecuaciones de forma acoplada. Este método resuelve las ecuaciones de simulación, ya que es estable y reduce fallas en geometrías complejas.

Se estableció un total de 20 iteraciones, ya que el objetivo principal de este estudio es obtener un análisis comparativo de las distribuciones de velocidad, presión y

turbulencia en los tres diseños, más que alcanzar una solución de convergencia estricta para casos transitorios o de alta sensibilidad.

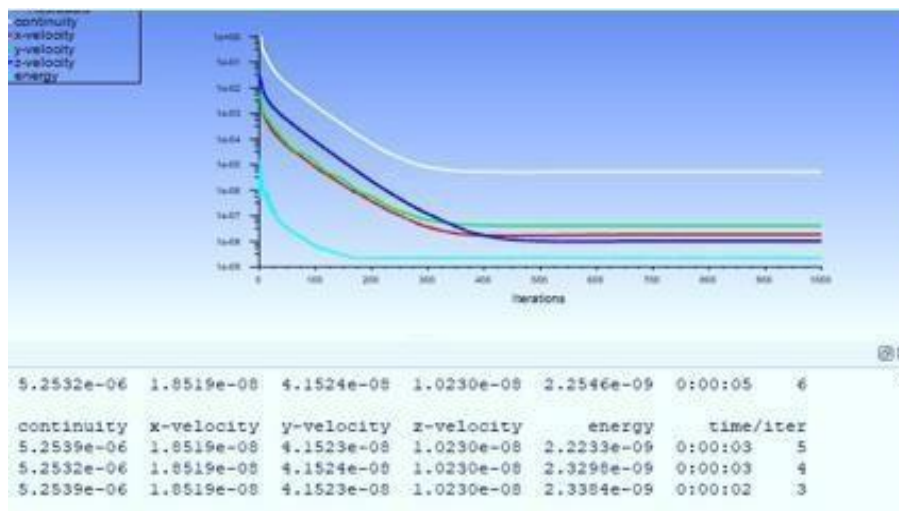
Además:

- La malla utilizada presenta buena calidad (Orthogonal Quality  $\geq 0.2$ ).
- El método implícito permite que la solución se estabilice rápidamente.

De acuerdo con documentación y prácticas comunes en ANSYS, para estudios comparativos y análisis internos de flujo, un rango entre 10 y 50 iteraciones suele ser suficiente cuando los residuales descienden y el comportamiento del campo fluido se estabiliza.

Al darle a calcular se realiza iteraciones para definir si el modelo de simulación es estable y no presentará errores. Se evidencia en la Figura 51 una estabilidad en las líneas de la gráfica, lo que determina que la malla es óptima para la simulación.

*Figura 51. Estabilización de comprobación de mallado*

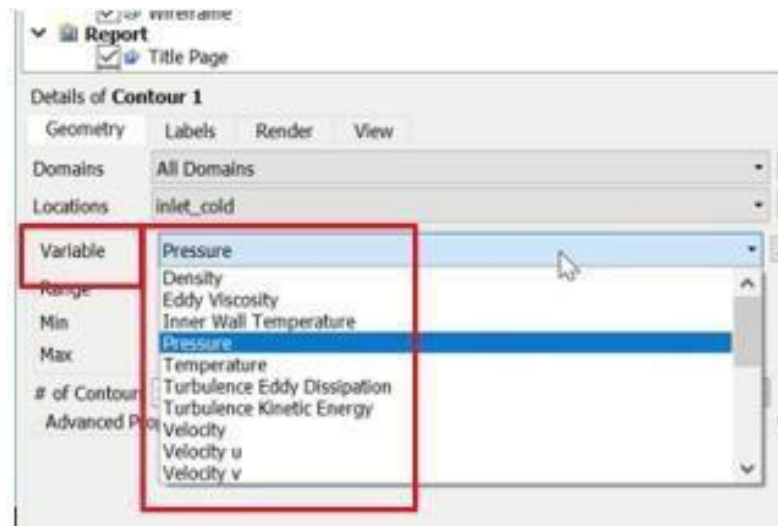


*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

Finalmente, en el cajón de herramientas se ingresa a la parte de RESULTS, en donde se encuentran un apartado para detallar la simulación, donde se escoge la variable

a medir en la prueba. Aquí, como es de interés para el estudio del comportamiento de gases de escape, se evalúan las variables de Pressure, Turbulence Kinetic Energy y Velocity, tal como se muestra en la Figura 52.

Figura 52. Elección del parámetro a medir en simulación



Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)

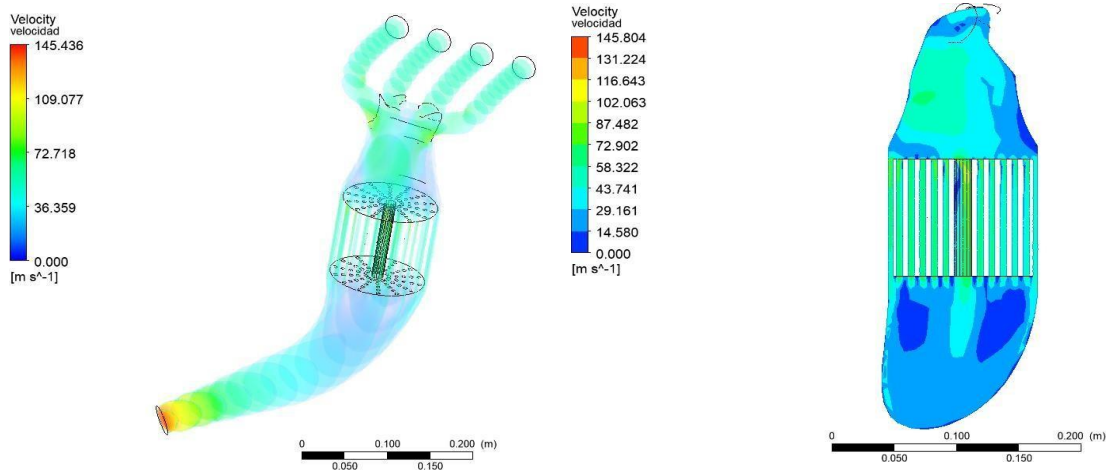
### 5.7.2. Resultados de simulación del múltiple original

Los resultados obtenidos en la simulación corresponden a tres variables fundamentales para evaluar el comportamiento del flujo dentro del múltiple de escape: energía cinética turbulenta (turbulencias), velocidad del fluido, y presión. Estas magnitudes permiten analizar de manera integral cómo se comporta el flujo de CO<sub>2</sub> en cada uno de los tres diseños estudiados: el diseño original y las dos propuestas de rediseño.

Los resultados permiten identificar patrones de flujo, como aceleraciones, zonas de recirculación, incrementos locales de presión, y áreas con elevada turbulencia. En ciertos casos se generaron gráficos complementarios que destacan zonas críticas dentro del sistema.

- *Velocidad de flujo múltiple original*

*Figura 53. Resultado de velocidad en múltiple original*

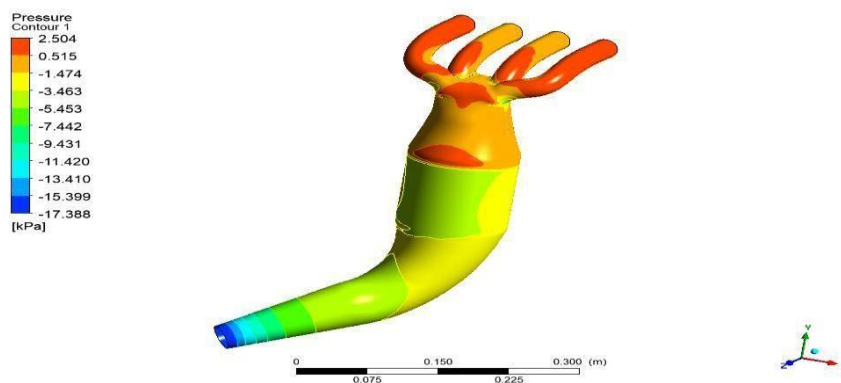


*Nota. Velocidad de fluido (Autor)*

Se evidencia que el diseño original presenta zonas de baja velocidad de flujo, marcadas en color azul oscuro, la cual llega hasta por debajo de los 14 m/s, especialmente donde termina el catalizador, puesto que, en él, la malla restrictora de gases genera una caída de velocidad post tratamiento. Esta caída de velocidad limita la expulsión rápida de los gases, lo que reduce el flujo de los gases nuevos expulsados en cada ciclo de escape del motor.

- *Presión múltiple original*

*Figura 54. Resultado de presión en múltiple original*

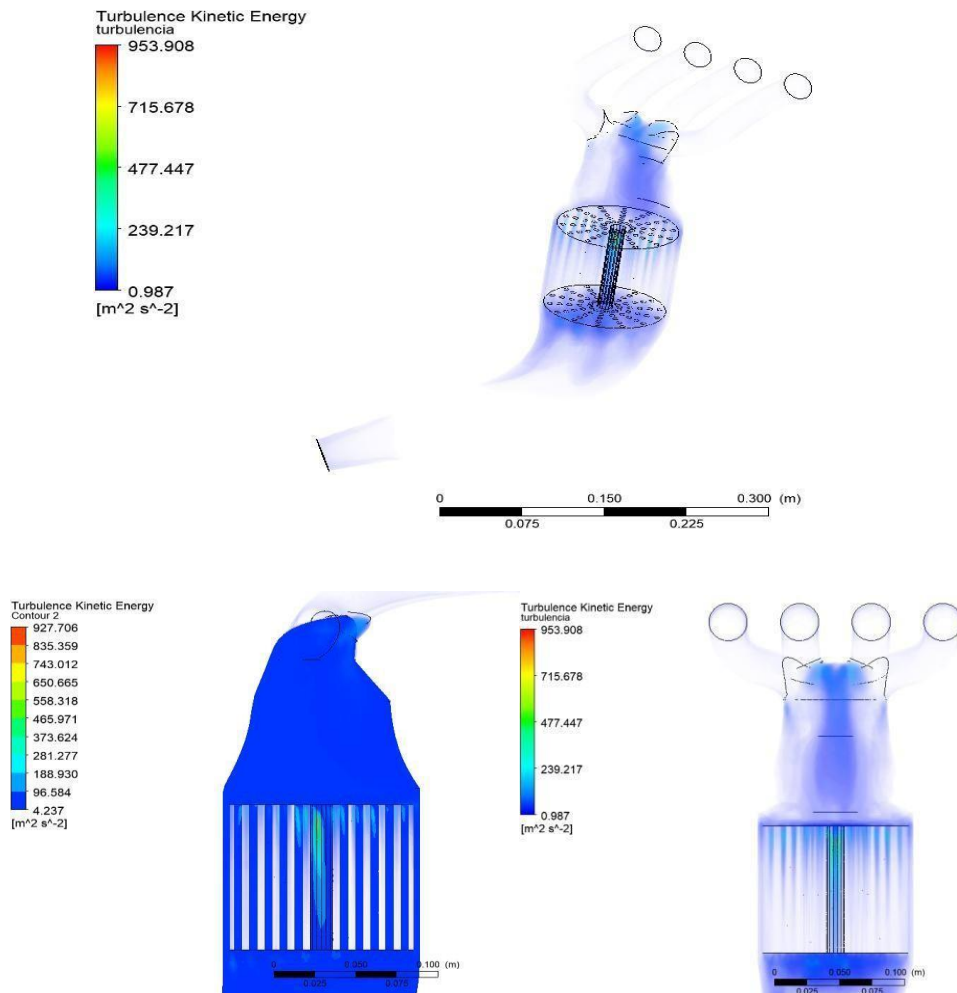


*Nota. Presión del fluido (Autor)*

La presión en el sistema original representa una gran zona crítica (color rojo) justo en los conductos primarios del múltiple y en su unión antes del catalizador. Este resultado de hasta 2.504 kPa es esperado, ya que la pequeña longitud de los tubos primarios, junto con la restricción que genera el catalizador, resultan en una excesiva acumulación de presión por los gases de escape que no pueden circular libremente.

- *Turbulencias múltiple original*

*Figura 55. Resultado de turbulencias en múltiple original*



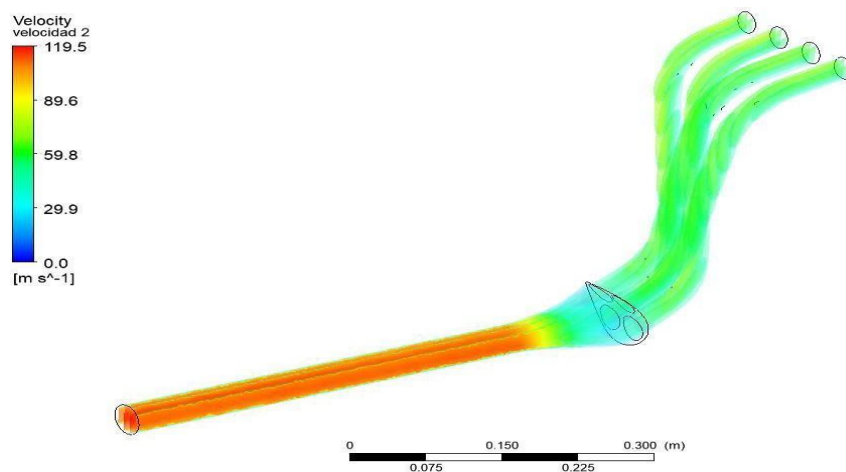
*Nota. Turbulencias del fluido (Autor)*

Se observa que la mayor concentración de turbulencias se presenta en la entrada de los gases hacia el catalizador (color celeste), lo que representa el choque del fluido y la imposibilidad de ser evacuado correctamente. En la Figura 55 se muestra un aumento de energía turbulenta de hasta  $650 \text{ m/s}^2$ . Es normal que un catalizador, con diámetros de paso tan cerrados en su malla interior, generen fluido turbulento con restricción de velocidad de evacuación.

### 5.7.3. Resultados de simulación múltiple de escape optimizado I

- *Velocidad de flujo múltiple optimizado*

*Figura 56. Resultado de velocidad en múltiple optimizado*

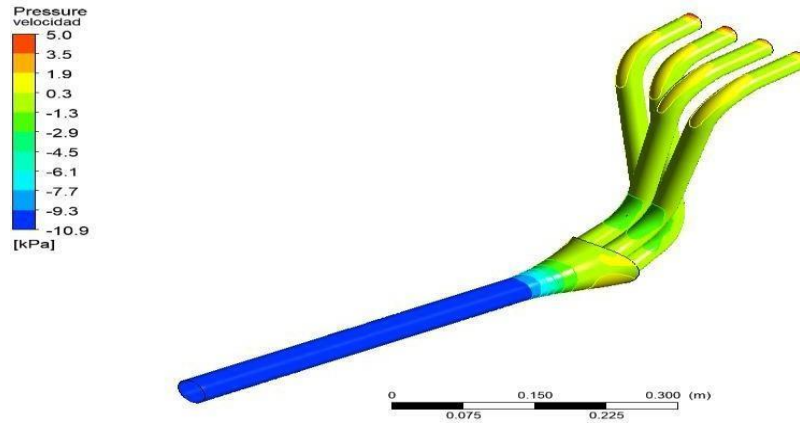


*Nota. Velocidad de fluido (Autor)*

Se evidencia que con el diseño optimizado se mejora de una velocidad de 14 y 29 m/s (diseño original) a una velocidad media de 60.7 m/s en los conductos primarios y una velocidad de máxima de 119.5 m/s en el conducto secundario. Además, no solo mejora la velocidad del flujo, si no que esta se mantiene constante en los conductos, sin pérdidas de aceleración ni zonas lentas significativas.

- *Presión múltiple optimizado*

*Figura 57. Resultado de presión en múltiple optimizado*

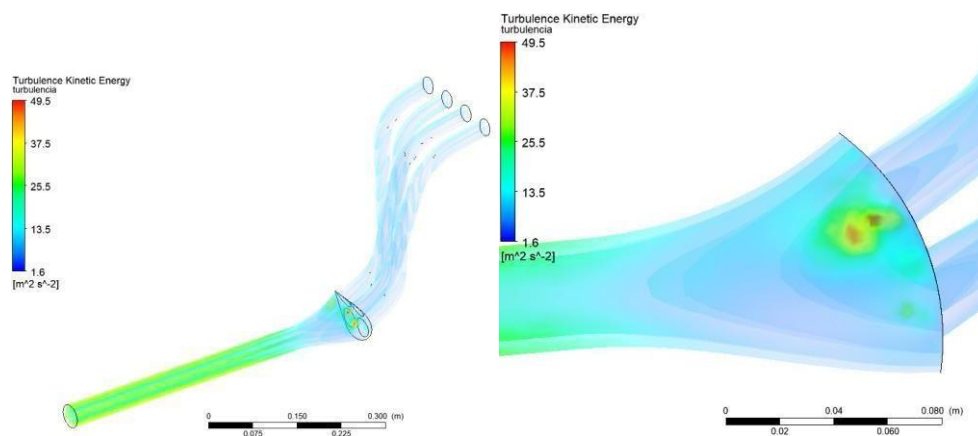


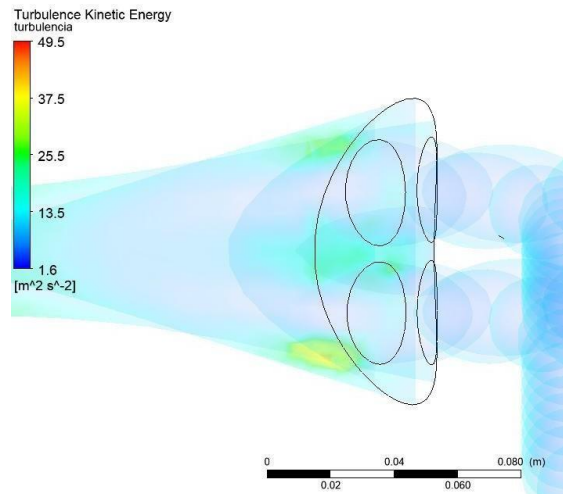
*Nota. Presión del fluido (Autor)*

Al implementar conductos primarios más largos, diámetros más anchos y eliminar elementos restrictores, se evidencia una disminución significativa en la presión, al mantenerse en una media de 1.2 kPa. Aún más importante, ya no se ven zonas críticas (color rojo o naranja) como se veía en el sistema original.

- *Turbulencias múltiple optimizado*

*Figura 58. Resultado de turbulencias en múltiple optimizado*

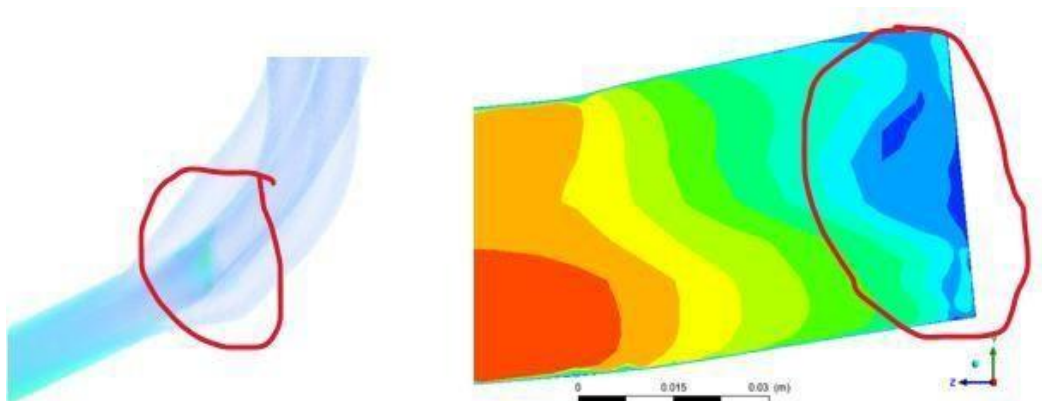




*Nota. Turbulencias del fluido (Autor)*

Al eliminar el elemento catalizador responsable de la mayor parte de generación de flujo turbulento, el gas de escape fluye con mayor libertad y menor restricción por las paredes de los conductos primario, esto reduce la energía turbulenta a 49.5 m/s<sup>2</sup>. Sin embargo, se denota en la Figura 58 que hay una pérdida significativa de velocidad justo en la unión de los cuatro conductos en uno. Al hacer un corte transversal (Véase Figura 59), también se evidencia que las turbulencias generan la caída de velocidad en el mismo lugar, por lo que se concluye que esta unión frenaría los gases de escape considerablemente, esto altera la velocidad de gases en el secundario.

*Figura 59. Pérdida de velocidad en unión 4:1*



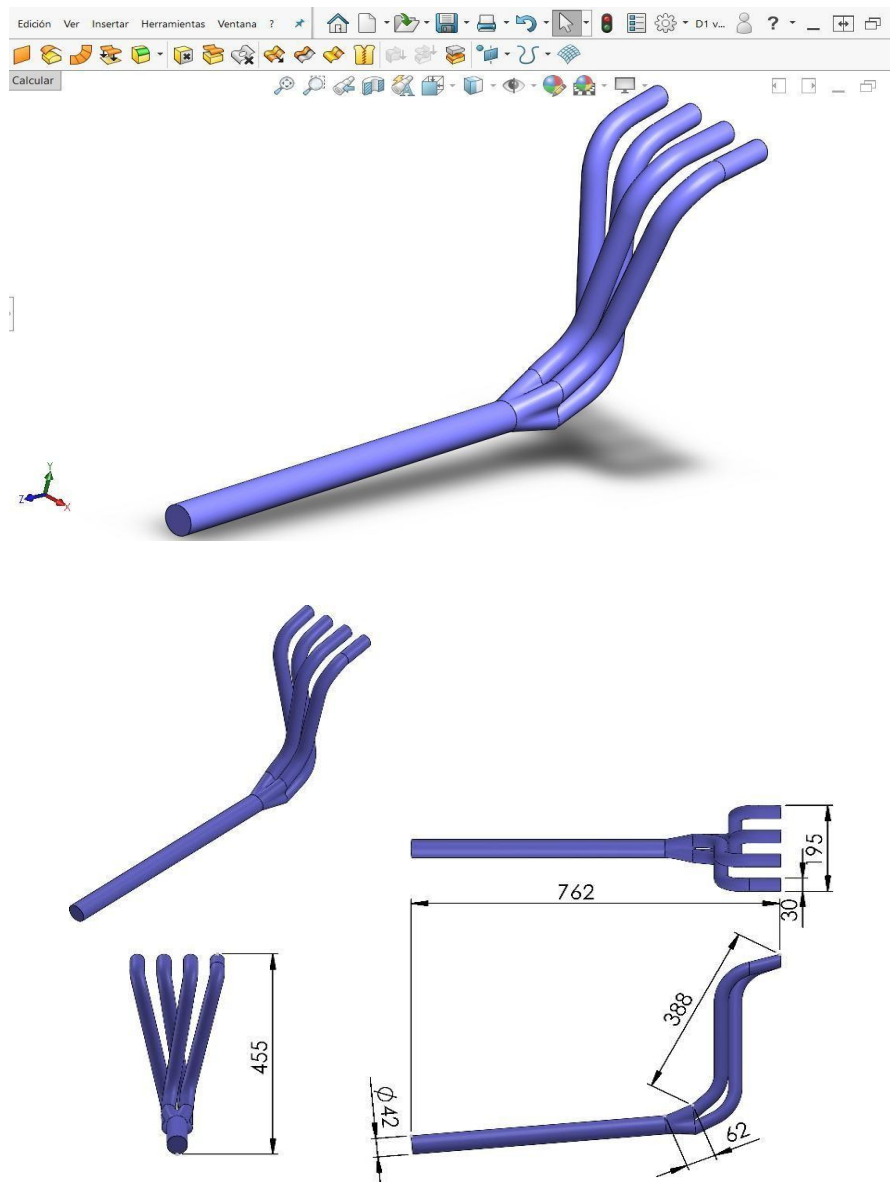
*Nota. Turbulencias del fluido (Autor)*

Ante esta situación, se plantea mejorar el diseño optimizado I, para mejorar la unión en donde se ve la reducción de velocidad para optimizar el flujo de gases de escape.

#### 5.7.4. Propuesta de optimización, múltiple de escape optimizado II

La propuesta de rediseño, con el fin de mejorar la geometría propuesta, se presenta en la Figura 60.

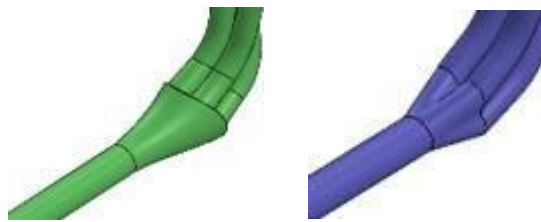
*Figura 60. Diseño 3D del múltiple rediseñado II*



*Nota. Múltiple de escape rediseñado II (Autor)*

En este nuevo múltiple, se modificó el ángulo de la unión de los colectores primarios, inclinándolo un poco para no tener un choque tan brusco de los gases de escape al entrar en el conducto secundario, además de suavizar la curva y aumentar ligeramente en 4 mm el diámetro de la unión (Véase Figura 61).

*Figura 61. Comparación diseño I vs diseño II*

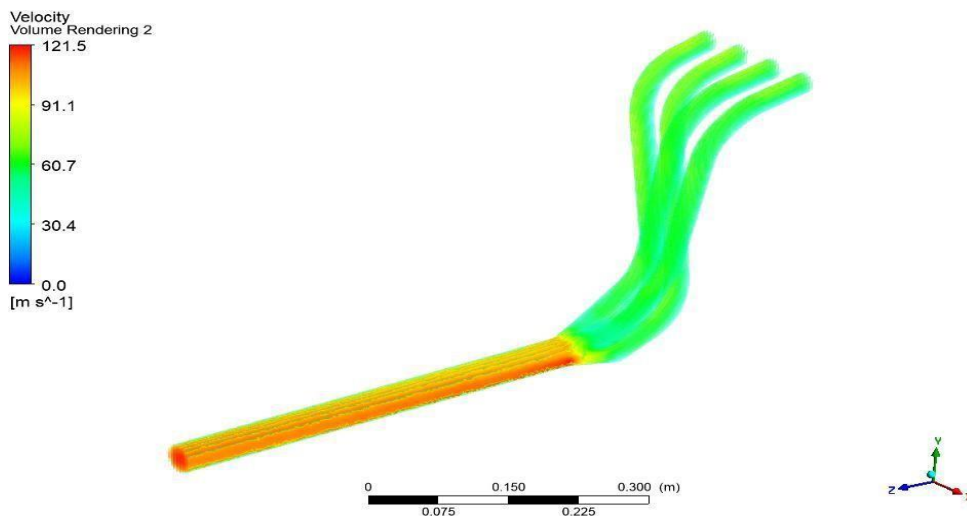


*Nota. Optimización de la unión de los primarios (Autor)*

5.7.5. Resultados de simulación múltiple de escape optimizado II

- *Velocidad de flujo múltiple optimizado II*

*Figura 62. Resultado de velocidad en múltiple optimizado II*

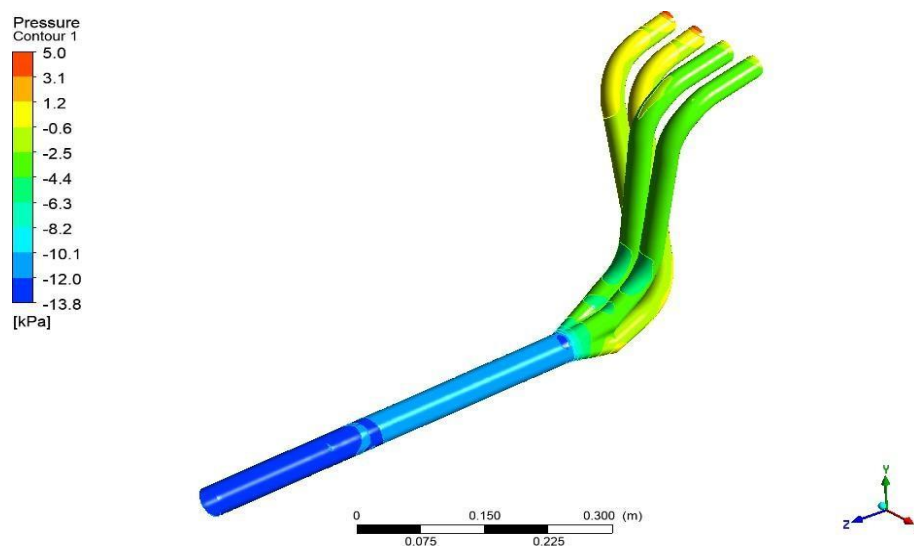


*Nota. Velocidad de fluido (Autor)*

En el análisis de la velocidad, el valor máximo pasa de 119.5 m/s a 121.5 m/s, lo que representa una mejora en la evacuación de los gases de escape, además, ya no se ve una disminución de velocidad en la unión, antes representada por un color celeste, ahora se mantiene estable en el mismo rango de velocidad constante (color verde).

- *Presión múltiple optimizado II*

*Figura 63. Resultado de presión en múltiple optimizado II*



*Nota. Presión del fluido (Autor)*

Aquí el rediseño influye relevantemente en mejorar la presión, ya que en el diseño II disminuye de 1.2 a 0.6 kPa, donde se evidencia una menor concentración de presión en la unión de los conductos primarios 4:1.

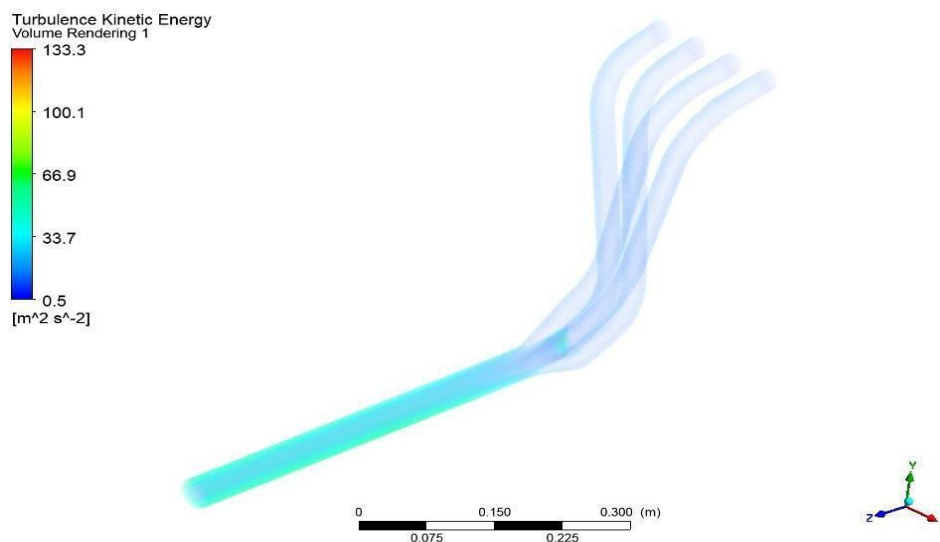
*Figura 64. Reducción de presión en segunda optimización*



*Nota. Reducción de la presión en la unión (Autor)*

- *Turbulencias múltiple optimizado II*

*Figura 65. Resultado de turbulencias en múltiple optimizado II*



*Nota. Turbulencias del fluido (Autor)*

En cuanto al valor máximo de turbulencias, este llega a los 113.3 m/s<sup>2</sup>, donde se nota que es el único parámetro donde no se ve una mejora, sin embargo, queda comprobado que, en términos de presión y velocidad de fluido, el diseño II mejora el rendimiento del múltiple de escape en comparación al diseño I.

## 5.8. Análisis y comparación de resultados

En la Tabla 13 se presenta en resumen los resultados obtenidos de las tres simulaciones de cada uno de los tres diseños evaluados.

*Tabla 13. Comparación de resultados de simulación*

<b>Análisis</b>	<b>Diseño Original</b>	<b>Diseño 1</b>	<b>Diseño 2</b>	<b>Unidades</b>
Energía cinética de turbulencia (k)	650	49.5	113.3	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>

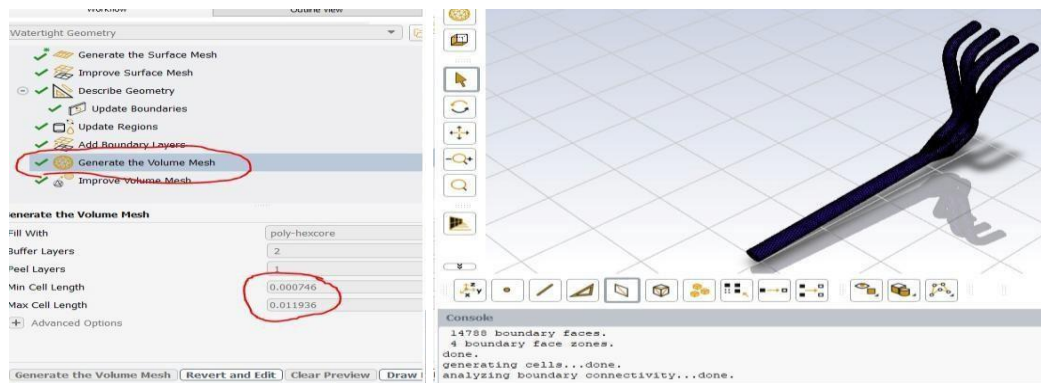
Velocidad del fluido	36.3	44.8	68.9	m/s
Presión	2.5	1.2	0.9	kPa

*Nota. Resultados de ANSYS (Autor)*

### 5.8.1. Método de convergencia de malla

Para complementar el análisis inicial, se generó una segunda malla del diseño II, con el fin de evaluar la sensibilidad de los resultados frente a un refinamiento del mallado. Para ello, dentro del módulo *Meshing* de ANSYS se abrió la geometría original y se mantuvo el mismo método de mallado polyhexacore. Una vez cargado el modelo, se ajustó el parámetro principal del mallado para reducir el tamaño global de celdas (mesh sizing) (Véase Figura 66), que automáticamente variará los valores de *Min/Max cell length*.

*Figura 66. Cambio del tamaño de celdas de la malla*

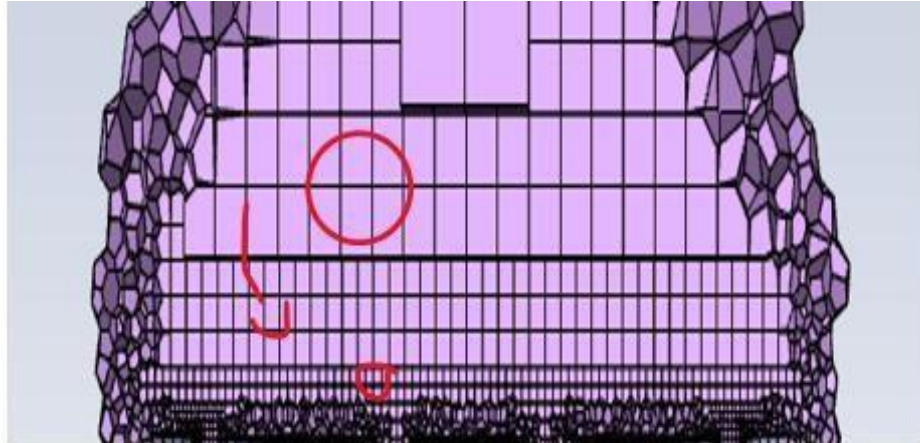


*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

Luego de tener la nueva malla generada y verificada, y mantener la misma configuración física del caso original, dentro de simulación se cargaron exactamente las mismas condiciones de frontera, modelo turbulento y propiedades del gas utilizadas en la simulación inicial. Con ello se realizó una segunda corrida numérica

para validar la estabilidad de los resultados y determinar si la solución es independiente del cambio de malla. Se muestra el refinamiento en la Figura 67.

*Figura 67. Refinamiento de la malla*



*Nota. Captura del paso a paso para simulación (Autor)*

Al finalizar la simulación se obtienen los siguientes resultados:

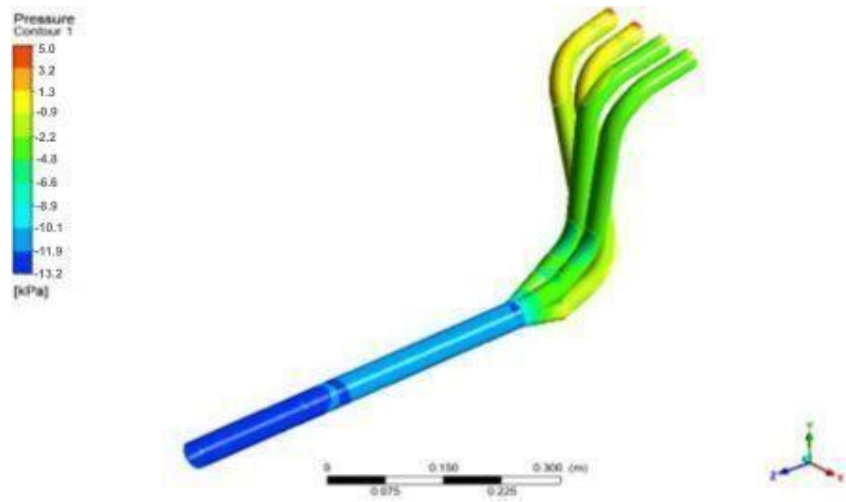
*Tabla 14. Resultados de análisis de fluido con nueva malla*

<b>Análisis</b>	<b>Diseño 2</b>	<b>Nueva malla</b>	<b>Unidades</b>
Energía cinética de turbulencia (k)	113.3	112.1	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Velocidad del fluido	68.9	30.4	m/s
Presión	0.9	0.9	kPa

*Nota. Malla nueva vs original (Autor)*

- *Resultado de presión post refinamiento de malla*

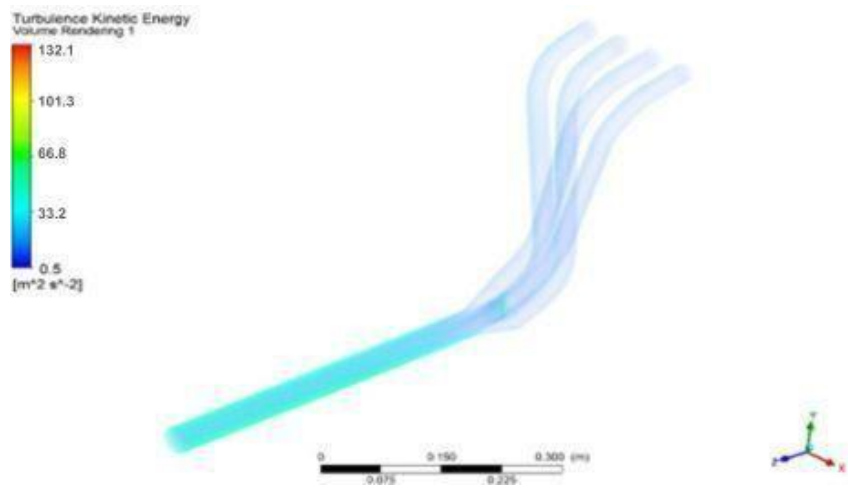
Figura 68. Presión luego de refinamiento



Nota. Presión del fluido (Autor)

- Resultado de turbulencia post refinamiento de malla

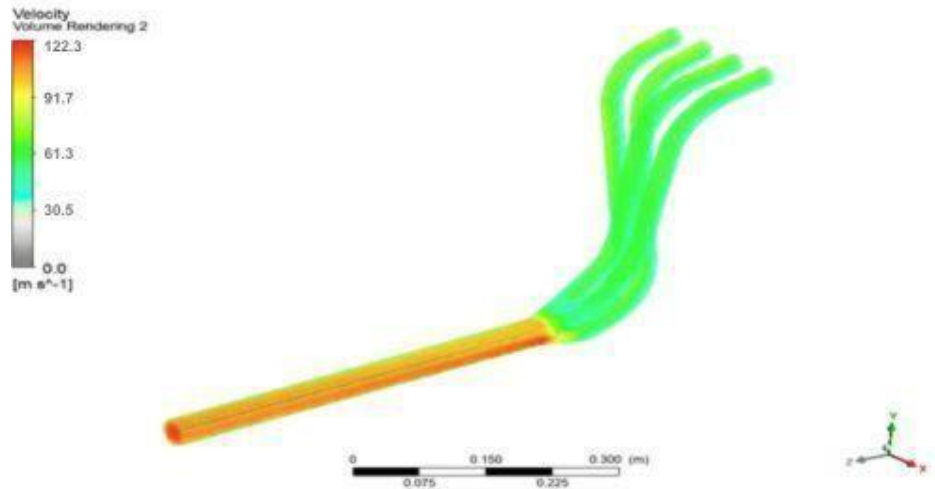
Figura 69. Turbulencias luego de refinamiento



Nota. Turbulencia del fluido (Autor)

- *Resultado de velocidad post refinamiento de malla*

*Figura 70. Velocidad luego de refinamiento*



*Nota. Velocidad del fluido (Autor)*

En lo que respecta al conteo de elementos finitos, caras, nodos y resultado de índice de Ortogonal Quality, se obtiene la siguiente tabla de resultados:

*Tabla 15. Resultados de conteo de elementos y calidad de malla*

<b>Componente</b>	<b>Celdas</b>	<b>Caras</b>	<b>Nodos</b>	<b>Índice de Ortogonal Quality</b>
Diseño 2	62.003	345.439	240.325	0.2
Nueva malla	109.478	589.331	413.002	0.21

*Nota. Malla nueva vs original (Autor)*

Al realizar una segunda simulación con una malla refinada respecto a la configuración inicial, se observó que los resultados obtenidos fueron casi idénticos a los de la malla original. Si bien el refinamiento incrementó de manera considerable el número

de nodos y celdas, lo que genera un cálculo más pesado y aumenta el tiempo total de solución, este mayor costo computacional no produjo mejoras significativas en la precisión del modelo. Incluso el parámetro de calidad de malla orthogonal quality (Véase Tabla 14) se mantuvo en valores similares, esto evidencia que un mallado más denso no aportaba beneficios adicionales para el análisis planteado. En consecuencia, se determinó que la malla inicial es suficiente para garantizar resultados confiables, y recuerda que la misma ya cumplía con 0.2 de calidad, un valor muy bueno.

### 5.9. Conclusiones del análisis y elección del diseño para la construcción

El análisis CFD realizado en ANSYS permitió evaluar de forma cuantitativa el desempeño del múltiple de escape original y de dos propuestas de rediseño, al utilizar como criterios principales la energía cinética de turbulencia, la velocidad del flujo de gases y la presión interna del sistema. Es clave mencionar que valores más bajos de turbulencia y presión, junto con valores más altos de velocidad, se relacionan con mejoras en eficiencia volumétrica, torque y potencia. Según un estudio, se gana entre 0,22 kW y 0,45 kW (0.29 hp y 0.6 hp) por cada 1 kPa de disminución de la contrapresión del escape

Los resultados muestran que el Diseño I representa una mejora en la reducción de la turbulencia (Véase Tabla 13), la cual disminuye de 650 m/s<sup>2</sup> en el diseño original a solo 49.5 m/s<sup>2</sup>, lo que corresponde a una reducción cercana al 92 %. Esta caída abrupta indica un flujo más uniforme y menos disipación energética dentro del conducto, lo que disminuye las pérdidas por mezcla caótica del gas.

*Tabla 13. Comparación de resultados de simulación*

<b>Análisis</b>	<b>Diseño Original</b>	<b>Diseño 1</b>	<b>Diseño 2</b>	<b>Unidades</b>
Energía cinética de turbulencia (k)	650	49.5	113.3	m/s <sup>2</sup>

Velocidad del fluido	36.3	44.8	68.9	m/s
Presión	2.5	1.2	0.9	kPa

*Nota. Resultados de ANSYS (Autor)*

Sin embargo, el Diseño II destaca como la alternativa con el mejor desempeño global, puesto que este diseño incrementa la velocidad del flujo hasta 68.9 m/s, lo que representa un aumento cercano de 54 % adicional en comparación con el Diseño I. Esta mayor velocidad favorece una expulsión más eficiente de los gases de combustión y contribuye a potenciar el efecto de barrido, esto reduce la cantidad de gas residual que permanece en la cámara. A su vez, el Diseño II obtiene la menor presión registrada en el sistema, con un valor de 0.9 kPa, lo que implica una reducción del 64 % frente al diseño original. Esta disminución en contrapresión reduce el trabajo de bombeo del motor, lo cual mejora el rendimiento mecánico y se traduce en incrementos medibles de potencia y torque. Si bien el Diseño 2 presenta una turbulencia mayor que la del Diseño I, esta se mantiene cinco veces menor que la del diseño original.

En conjunto, se concluye que el Diseño II es la solución óptima, ya que proporciona la combinación más eficiente de baja presión, alta velocidad y turbulencia controlada, características que permiten anticipar un mejoramiento real en el rendimiento del motor atmosférico, especialmente en términos de evacuación de gases, reducción de pérdidas por bombeo y mejor aprovechamiento del ciclo de combustión.

### 5.10. Construcción del diseño final

En el apartado anterior se logra conocer que el diseño propuesto, basado en cálculos de geometría y sintonización de ondas, es considerablemente mejor que el diseño original del vehículo dentro del ámbito del rendimiento motor. Por lo tanto, se continúa a la fabricación e instalación del Diseño II.

### 5.10.1. Elección del material y método de fabricación

La correcta elección del material en la construcción de un múltiple de escape es fundamental porque determina su resistencia térmica, durabilidad y capacidad para soportar vibraciones cuando el motor alcanza temperaturas elevadas. En la industria de nuestro medio, los dos materiales más comunes para su fabricación son el acero negro y el acero inoxidable.

*Figura 71. Materiales usados en fabricación de headers*



*Nota. Headers en acero negro e inoxidable (Autoemotion, 2021)*

Se resumen las características más importantes de estos materiales en la siguiente tabla:

*Tabla 16. Comparación de características de materiales*

<b>Característica</b>	<b>Acero negro</b>	<b>Acero inoxidable</b>
Resistencia a la corrosión	Resistencia media, con mucha humedad se oxida, necesita recubrimiento	Resistencia alta, se forma una capa de óxido de cromo que protege
Resistencia mecánica	Límite elástico: 600 MPa	Límite elástico: 1100 MPa

Resistencia a fatiga	Buena para ciclos térmicos de rendimiento	Buena para ciclos térmicos de alto rendimiento
Resistencia a altas temperaturas	La resistencia al calor se limita sin recubrimiento especial	Algunos tipos de inox son diseñados específicamente para ambientes de escape
Conductividad térmica	Alta conductividad: 50 W/m*K	Baja conductividad: 25 W/m*K
Soldabilidad, fabricación	Buena soldabilidad, más fácil de trabajar	Requiere técnicas controladas para evitar problemas de grietas o sensibilización, se trabaja más lento por endurecimiento por trabajo
Costo	Significativamente más bajo	Más alto, tanto el costo del material como el costo de fabricación son superiores.

*Nota. Comparativa de materiales para fabricación (Huaxiao, 2025, Action Stainless, sf)*

Aunque el acero inoxidable es conocido por su excelente resistencia a la corrosión y su larga vida útil, su costo elevado y su mayor complejidad de fabricación no siempre justifican su uso, especialmente en motores atmosféricos pequeños donde las exigencias térmicas no superan la capacidad de materiales más accesibles. En este contexto, el acero negro se presenta como una opción completamente válida y eficiente: ofrece muy buena resistencia mecánica, soporta correctamente los ciclos térmicos del escape, es más fácil de trabajar y soldar, y su costo reducido optimiza recursos sin comprometer el rendimiento.

En la fabricación de un múltiple de escape existen dos métodos principales el doblado convencional del tubo y el método tipo pie-cut (Véase Figura 72). El método de doblado consiste en formar los tubos según la geometría requerida mediante curvaturas continuas, lo que ofrece una fabricación más sencilla, mayor uniformidad estructural y una elevada confiabilidad para la mayoría de las aplicaciones (Shi, Y., 2022). Por su parte, el método de pie-cut se logra con segmentos soldados, conocido como steps, y consiste en formar las curvas del múltiple a partir de pequeños tramos de tubo cortados con un ángulo específico y posteriormente soldados entre sí. Este procedimiento obtiene geometrías precisas y radios de curvatura reducidos, sin embargo, requiere de más tiempo y un acabado posterior para suavizar las uniones internas. Además, representa una mejor opción desde el punto de vista del mantenimiento y la reparación, en caso de presentarse una rotura, fisura o la necesidad de realizar una soldadura adicional, el acero negro no requiere procesos especiales, consumibles costosos o preparación superficial compleja.

*Figura 72. Comparación de métodos de fabricación*



*Nota: Diferencia de doblado y pie-cut (Tube Bending LATAM, 2024)*

El proceso seleccionado para la fabricación del múltiple de escape es el método de doblado, debido a que se obtienen las curvaturas requeridas al seguir con precisión la geometría del diseño, sin necesidad de realizar muchas uniones o segmentos soldados. Este método ofrece una fabricación más simple y rápida, reduce el tiempo de producción y minimiza costos tanto en mano de obra como en materiales. Además, proporciona una

calidad estructural suficiente para las condiciones de operación del motor analizado, así se mantiene la continuidad del tubo y se disminuyen puntos potenciales de falla.

#### 5.10.2. Proceso de construcción

- *Desmontaje del sistema original*

Como primer paso, se desmonta el sistema de escape original del vehículo subiéndolo en el puente elevador. Se retira primero desde la parte trasera el silenciador, luego el tubo de salida con el presilenciador, y finalmente se extrae el múltiple de escape junto con el catalizador de partículas. Es importante también retirar el sensor de oxígeno y el sensor post catalizador como se ve en la Figura 73.

*Figura 73. Desmontaje del múltiple original*

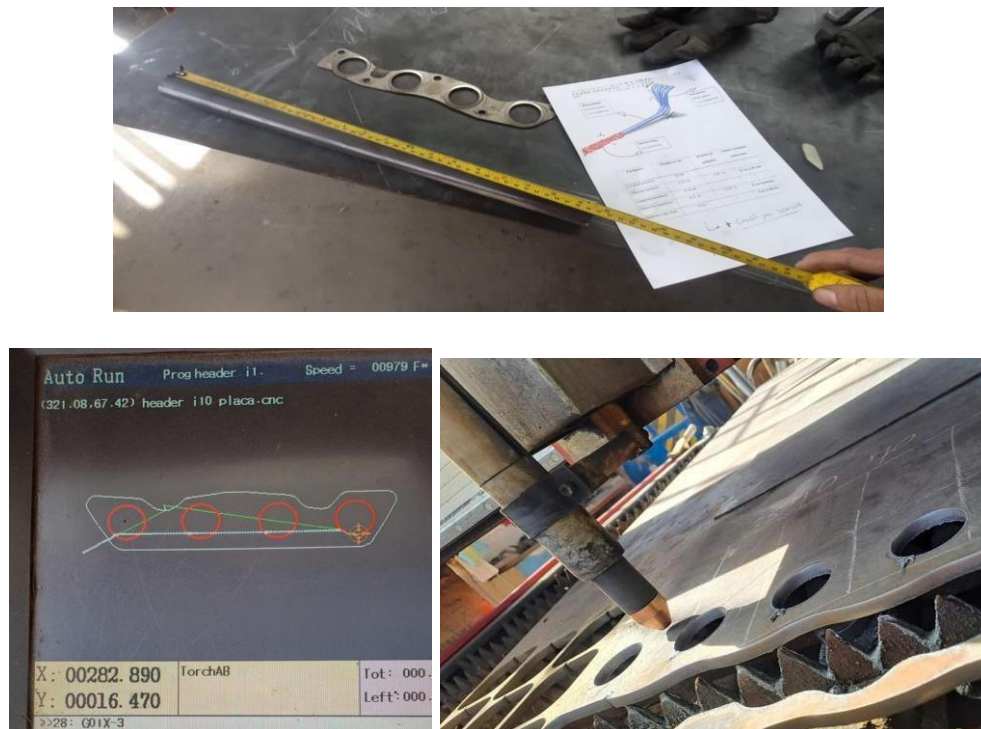


*Nota. Extracción del catalizador y sensores O2 (Autor)*

- *Corte de tubos*

Para cortar los tubos primero se mide las longitudes deseadas, en el caso de los colectores del múltiple se corta recto en 50cm el tubo de  $1\frac{1}{4}$  in. También se realiza un corte con máquina CNC en una plancha de 10mm de espesor para fabricar la conexión entre el bloque motor y el múltiple, para la cual se sigue exactamente la geometría del empaque del sistema original, tal como se ve en la Figura 74.

*Figura 74. Corte de tubos y fabricación de placa de unión*



*Nota. Proceso de corte de geometrías (Autor)*

- *Doblado de tubos*

En base a los planos y al espacio disponible desde el motor hasta la parte baja del vehículo, se realiza el doblado de tubos en máquina manual, que funciona con una palanca y un dado de curvado, no usa motor o hidráulica. Los ángulos de inclinación deben ser suficientes para que calce con el espacio entre piso y puente.

*Figura 75. Doblado de tubos según requerimientos*



*Nota. Proceso de doblado (Autor)*

- *Unión de los conductos primarios*

Una vez se obtiene la placa de unión, los conductos primarios y la geometría de unión al conducto secundario, se sueldan en este mismo orden. Se menciona que los primarios no se unen los cuatro uno al lado de otro, si no en un formato 2x2, dos arriba y dos debajo, tal como se muestra en la Figura 76.

*Figura 76. Unión de los conductos primarios*



*Nota. Múltiple finalizado (Autor)*

- *Agujeros y acoples para sensores O2 y EMP*

Es muy importante dejar los espacios necesarios para los sensores de oxígeno, post tratamiento de gases y el sensor EMP para medir presión de escape. Para los sensores se realiza agujeros, se sueldan bases pequeñas y tuercas para roscar los sensores, se toma en cuenta la inclinación para el buen funcionamiento de estos, y un espacio suficiente para evitar roces.

*Figura 77. Dimensionamiento para acople de sensor O2*



*Nota. Acople (Autor)*

Con el múltiple de escape ya montado y asegurado en el bloque motor, se alistan los empaques y pernos de unión que sujetaran el flexible y el tubo final al múltiple.

*Figura 78. Empaque de unión entre colector y tubo de salida*



*Nota. Proceso de armado (Autor)*

- *Soldadura de flexible y tubería final*

Finalmente se suelda el flexible con el tubo secundario y en consecuencia el tubo de salida de escape de 2 in. Este último sale directamente hasta la parte posterior del auto, sin implementar silenciadores o catalizadores que obstruyan el paso de los gases. Se menciona que para asegurar el tubo a la carrocería se utilizaron los mismos soportes del sistema de escape original, tal como se ve en la Figura 79.

*Figura 79. Sistema de escape terminado e instalado*



*Nota. Proceso de armado finalizado (Autor)*

## 5.11. Prueba de potencia en banco dinamométrico con sistema optimizado

Una vez fabricado e implementado el sistema de escape nuevo, se procede a probar su efecto sobre la potencia y torque del vehículo mediante el banco dinamométrico. Para esta prueba es importante seguir las mismas indicaciones de la prueba I (Véase Tabla 17), y realizar las mediciones bajo las mismas condiciones para asegurar resultados realistas.

### 5.11.1. Condiciones de la prueba

*Tabla 17. Condiciones de prueba de banco*

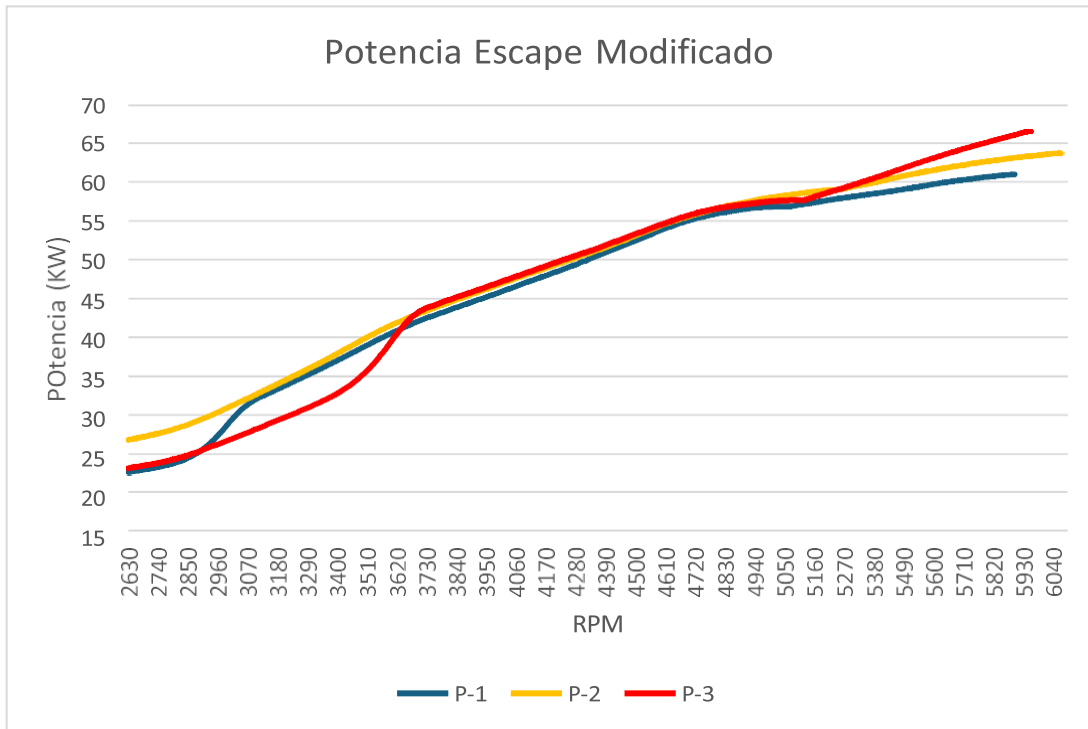
<b>Parámetro</b>	<b>Especificación</b>
Combustible utilizado	Gasolina Súper (95 OCT)
Temperatura ambiente	20° Celsius
Presión atmosférica	75.2 kPa
Neumáticos montados	R15 205/50 89V TOYO
Presión de neumáticos delanteros	30 psi
Marcha de prueba	3era marcha
Cantidad de pruebas realizadas	3 pruebas

*Nota. Parámetros para tomar en cuenta en ambas pruebas (Autor)*

### 5.11.2. Resultados de la prueba

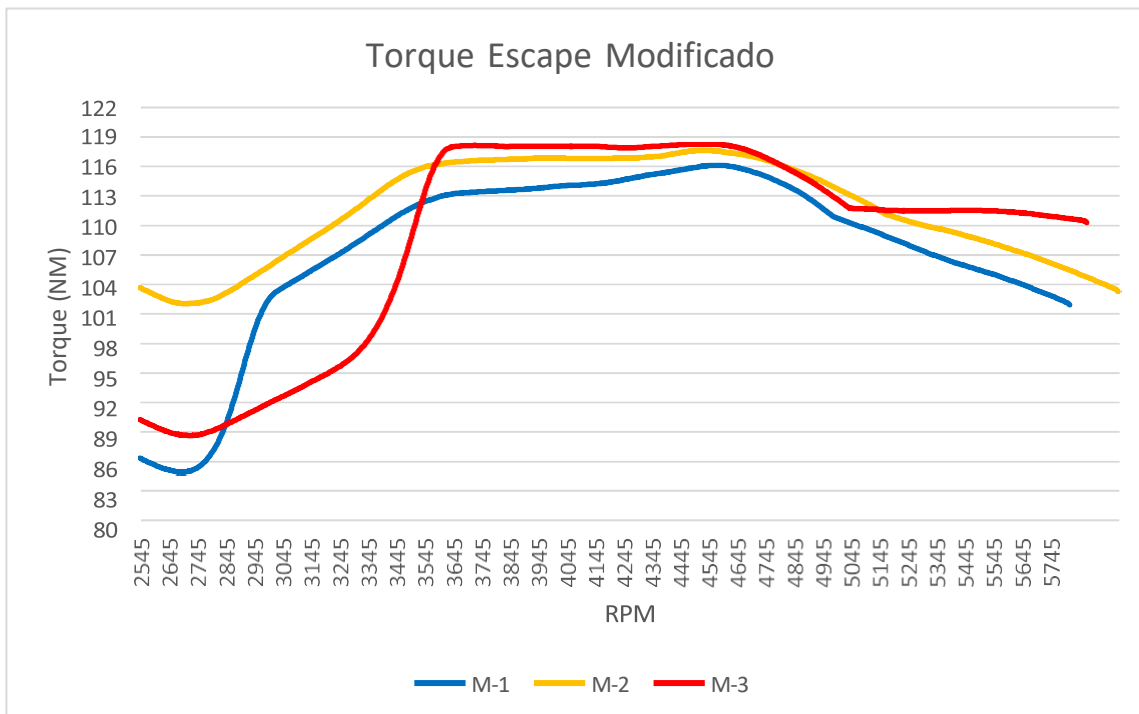
Con el vehículo y el banco listo, se realizan las pruebas de potencia y torque, de las cuales se obtienen los siguientes resultados.

Figura 80. Potencia máxima P1,P2,P3



Nota. Potencia medida en banco (Autor)

Figura 81. Torque máximo T1,T2,T3



Nota. Torque medido en banco (Autor)

El banco dinamométrico entrega en la tercera prueba el pico más alto de potencia de 66.4 KW (89.04 hp), razón por la cual, a continuación, se presenta a profundidad únicamente los resultados de esta prueba en la Tabla 18.

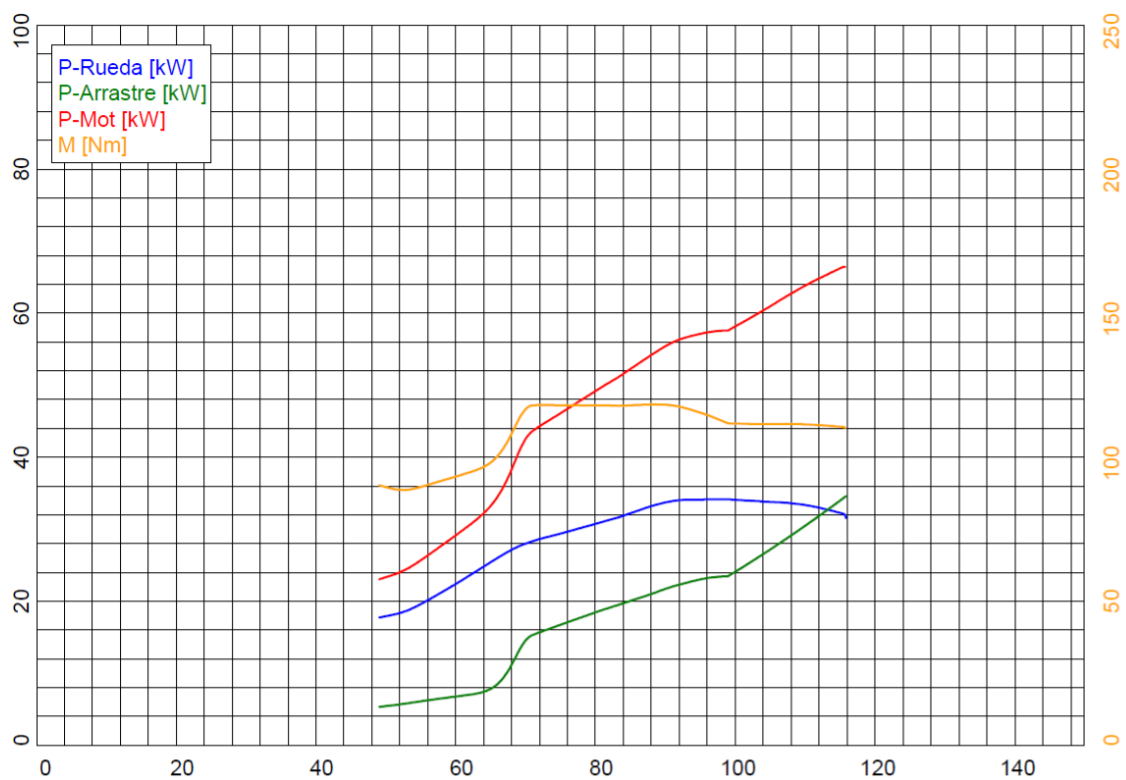
*Tabla 18. Resultados de la prueba de máxima potencia*

Parámetro	Valor	
	KW	HP
Potencia motor	66.4 (5990 rpm)	89.04
Potencia ruedas	32.1	43.04
Potencia arrastre	34.3	45.99
Par máximo	Nm	
	118.2 (4410 rpm)	

*Nota. Potencia y torque máximo con sistema de escape modificado (Autor)*

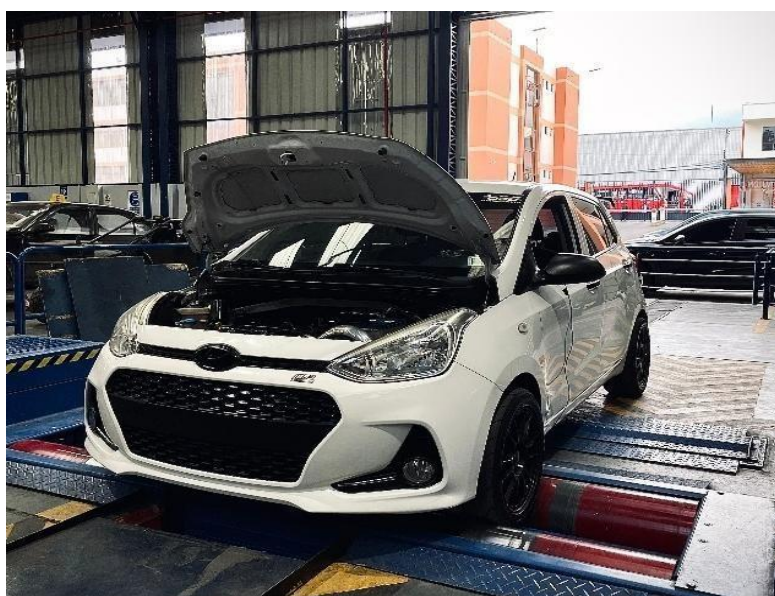
Del banco dinamométrico se extrae la Figura 82, donde se resumen las curvas características originales de torque y potencia de esta prueba, se obtiene la línea azul de potencia a la rueda, la línea verde de potencia de arrastre, la línea roja de potencia motor y la línea naranja de torque. Se ve una referencia del vehículo en la prueba de banco en la Figura 83.

Figura 82. Curvas de potencia con escape modificado del banco



Nota. Gráfica original del dinamómetro MAHA (Autor)

Figura 83. Hyundai i10 modificado en el banco de la universidad



Nota. Prueba en banco con escape original (Autor)

Inmediatamente se evidencia que la potencia motor, luego de la modificación geométrica del múltiple de escape y la eliminación de elementos restrictores, paso de 60.8 kW a 66.4 kW (81,5 hp a 89,04 hp), es decir una ganancia de 5.6 kW (7.5 caballos de fuerza).

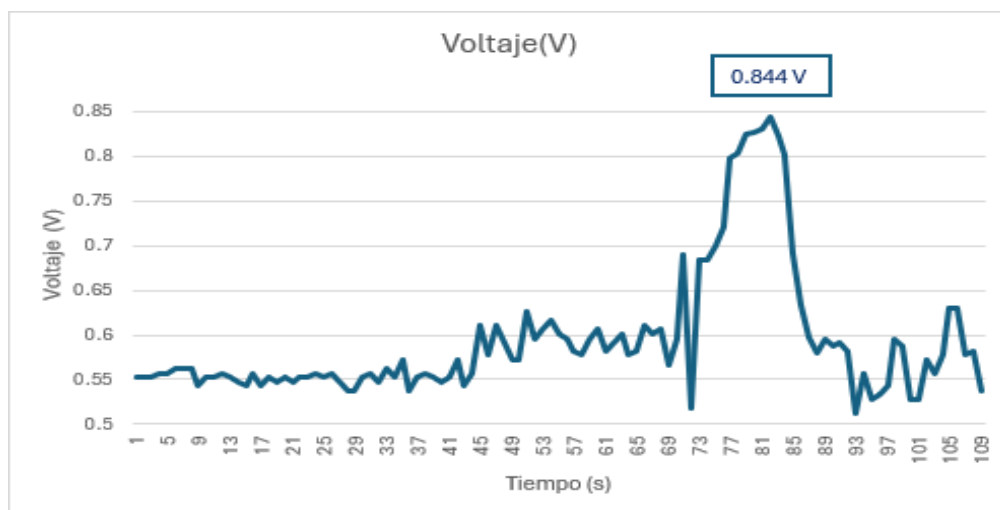
En el torque también se nota mejoría, se obtiene en la prueba inicial un máximo de 105.4 Nm, el cual aumenta con el sistema modificado a 118.2 Nm, es decir una ganancia de 12.8 Nm.

### 5.12. Prueba de presión de escape en sistema optimizado

Se vuelve a realizar la medición de presión en el escape mediante el sensor EMP y Arduino con el fin de conocer si el escape modificado reduce la presión y mejora la evacuación de los gases de escape. Para este procedimiento se siguen las mismas instrucciones de la prueba original, se coloca el sensor a la misma altura y posición.

Al finalizar la prueba de medición de presión en el sistema de escape se obtiene una tabla de datos de tiempo vs voltaje, donde el voltaje máximo alcanzado es de 0.844 V; dicha tabla se representa en la Figura 84.

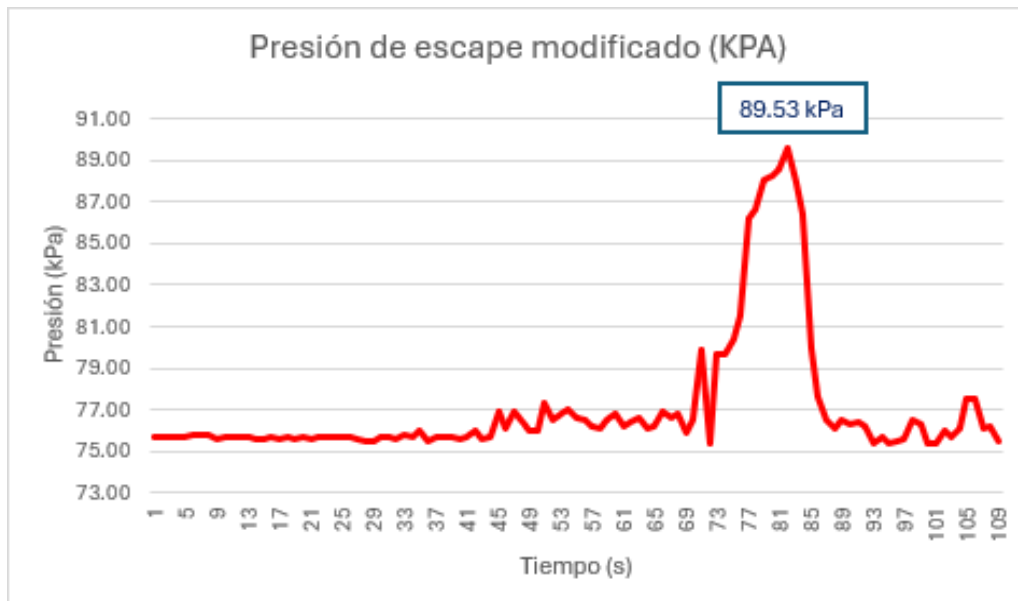
*Figura 84. Gráfica de voltaje vs tiempo de sensor de presión*



*Nota. Voltaje máximo alcanzado del sensor EMP en múltiple modificado (Autor)*

Gracias a la ecuación que dicta la relación presión vs voltaje se representan los datos de voltaje del sensor en KPa de presión, con un pico máximo de 89.5 kPa.

*Figura 85. Gráfica de presión vs tiempo del sensor*



*Nota. Presión máxima en el sistema de escape modificado (Autor)*

Al utilizar el resultado de presión se calcula la contrapresión o presión diferencial, al restar la presión absoluta menos la atmosférica:

$$P_{bkp} = P_{abs} - P_{atm}$$

$$P_{bkp} = 89.53 - 75.15 = 14.38 \text{ kPa}$$

Este valor evidencia que la contrapresión ha disminuido considerablemente al eliminar los elementos restrictores como catalizador y silenciadores, específicamente 6.06 kPa, además de mejorar la geometría del múltiple de escape que permite la evacuación óptima de los gases. Se concluye que se disminuye considerablemente la

presión que generaba un esfuerzo en contra del desplazamiento de los pistones y robaba potencia y torque del motor.

Se presenta para un mejor entendimiento la Tabla 19, que junta la presión original del motor, la presión calculada mediante fórmulas y la presión con el escape modificado.

*Tabla 19. Comparación presión teórica, real y post modificación*

<b>Presión Original</b>	<b>Presión teórica con fórmulas</b>	<b>Presión Escape Optimizado</b>
95.59 kPa	93.80 kPa	89.53 kPa

*Nota. Presión de escape (Autor)*

## 6. Análisis de Resultados del Proyecto

### 6.1. Influencia de la simulación CFD de ANSYS en el proyecto.

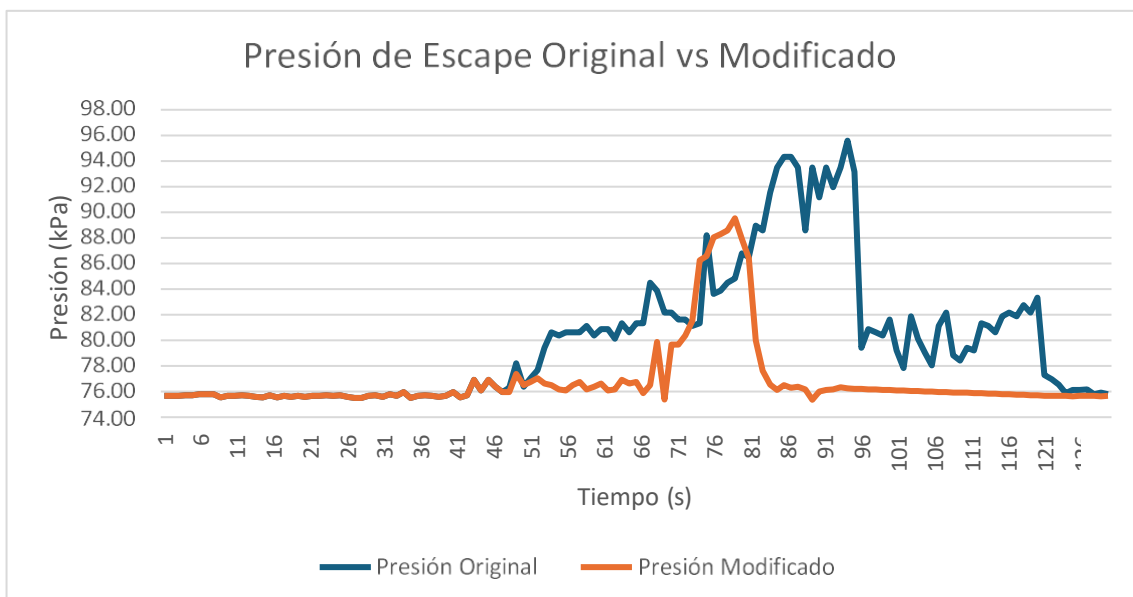
Previo a la fabricación del múltiple de escape optimizado, se realizaron simulaciones tridimensionales mediante dinámica de fluidos computacional (CFD) en ANSYS, con esto se evalúa el comportamiento del flujo de gases de escape en términos de velocidad, presión y energía cinética de turbulencia para el diseño original, un primer diseño optimizado y un segundo rediseño optimizado. Los resultados del diseño original evidenciaron zonas extensas de baja velocidad de flujo, incluso hasta por debajo de los 14 m/s, y elevadas concentraciones de presión y una energía de turbulencia máxima de 650 m/s<sup>2</sup>, particularmente en los conductos primarios y en la unión previa al catalizador. Estas condiciones confirmaron que la corta longitud de los tubos primarios y la presencia del catalizador actuaban como elementos altamente restrictivos, los cuales limitan la evacuación eficiente de los gases de combustión y favorecen la acumulación de presión residual en el sistema de escape.

En contraste, el primer diseño optimizado mostró una mejora sustancial en la velocidad del flujo, el cual alcanzó valores promedio de hasta 44.8 m/s, frente a los 36,3 m/s del sistema original, lo que representa un incremento aproximado del 18.97%. De la misma manera, la presión máxima se redujo de 2,5 kPa a 1,2 kPa, lo que deja en evidencia una disminución cercana al 52 %, atribuible al aumento de la longitud de los conductos primarios, al incremento progresivo de los diámetros y a la eliminación de elementos restrictivos. No obstante, el análisis de turbulencias permitió identificar una zona crítica en la unión de los cuatro conductos primarios, donde se generaban pérdidas locales de velocidad asociadas a un aumento de la energía cinética de turbulencia, lo cual justificó la necesidad de un segundo rediseño geométrico del colector.

El diseño optimizado II permitió corregir dicha deficiencia, pues logró una distribución más uniforme del flujo en la unión 4:1. Como resultado, la velocidad máxima del fluido aumentó hasta 68,9 m/s, manteniéndose estable a lo largo del colector, mientras que la presión se redujo adicionalmente hasta 0,9 kPa, lo que representa una disminución total del 64 % respecto al diseño original. Aunque el valor máximo de turbulencia alcanzó 113,3 m/s<sup>2</sup>, este incremento se concentró en zonas controladas sin afectar negativamente la velocidad ni la presión del flujo, lo que demuestra que el rediseño mejoró el rendimiento global del sistema de escape. La coherencia entre los resultados obtenidos mediante simulación CFD y los incrementos experimentales de potencia y torque medidos en banco dinamométrico valida la efectividad del proceso de optimización geométrica del múltiple de escape y confirma la utilidad de las simulaciones numéricas como herramienta predictiva en el diseño de sistemas de escape para motores atmosféricos.

## 6.2. Reducción de la Presión de Escape

*Figura 86. Presión de escape original vs modificado*



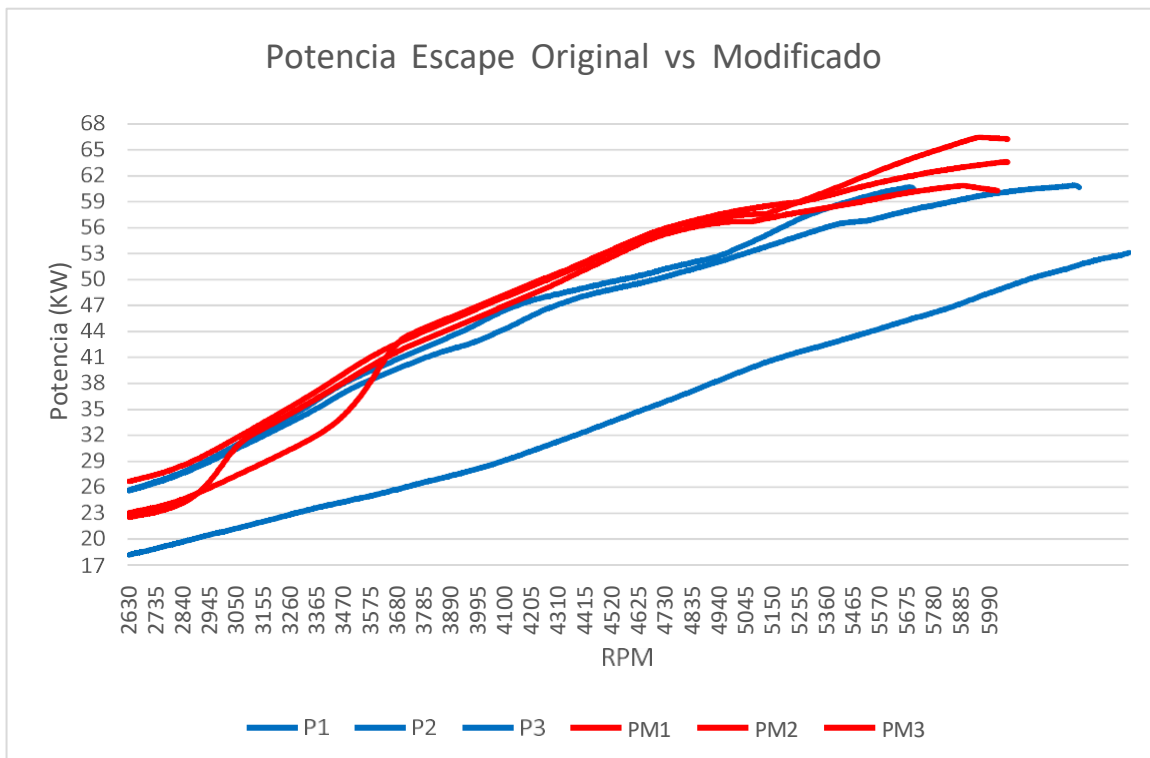
*Nota. Comparación de presiones (Autor)*

La modificación del sistema de escape permitió una reducción significativa de la presión de los gases de escape, medida inmediatamente después del catalizador. La presión promedio disminuyó de 95,59 kPa a 89,53 kPa, lo que representa una reducción del 6,34 % respecto al sistema original.

Esta disminución confirma que la eliminación de elementos restrictivos y el rediseño geométrico del múltiple favorecieron una evacuación más eficiente de los gases de combustión, lo que reduce el fenómeno de backpressure, el cual limita el vaciado del cilindro en motores atmosféricos. Desde el punto de vista termodinámico, una menor presión residual en el sistema de escape mejora el barrido de los gases quemados, lo que contribuye a una mejoría de la eficiencia volumétrica del motor, condición necesaria para incrementar potencia y torque sin modificaciones internas del motor.

### 6.3. Optimización de la Potencia Motor

*Figura 87. Potencia motor con escape original vs modificado*



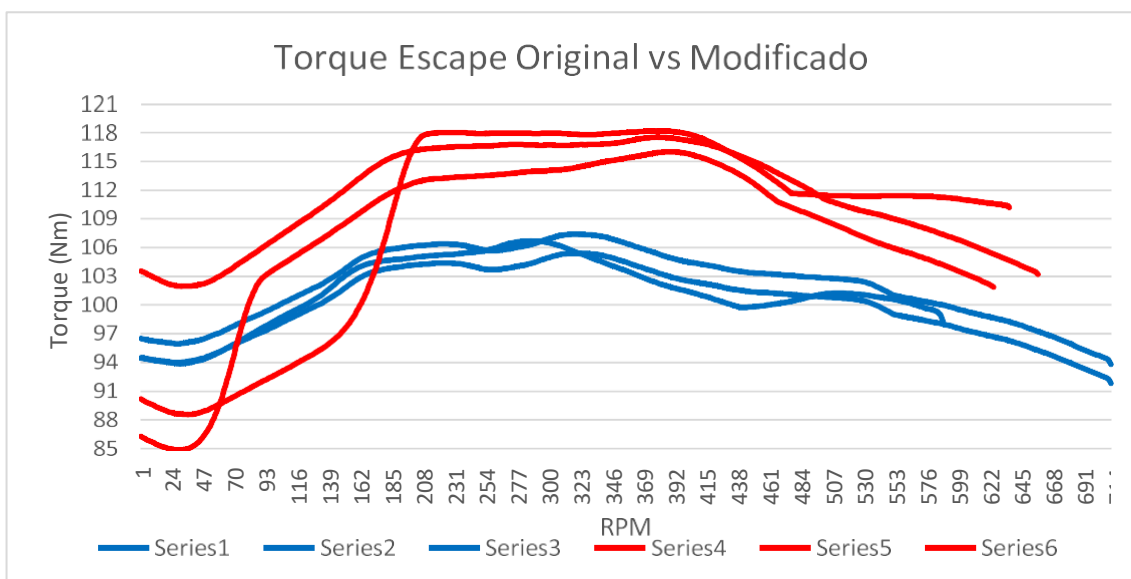
*Nota. Comparación de potencias (Autor)*

Como resultado directo de la optimización del múltiple de escape, la potencia máxima del motor aumentó de 60.8 kW a 66.4 kW (81,5 hp a 89,04 hp), lo que corresponde a una ganancia absoluta de 5.6 kW (7,54 hp) y a un incremento relativo del 9,25 %, lo que evidencia que el sistema de escape original constituía una restricción importante para el desempeño del motor.

Adicionalmente, se observó un desplazamiento del régimen de potencia máxima, la cual pasó de 6400 rpm en el sistema original a 5990 rpm en el sistema modificado, lo que representa una reducción aproximada del 6,4 % en el régimen de giro al cual se alcanza la potencia máxima. Este comportamiento indica una mejora en el llenado de los cilindros a regímenes medios-altos, y también evidencia que la sintonización de ondas realizada previo a la fabricación fue correcta, donde se sintonizó para las rpm de potencia máxima de motor, es decir aproximadamente 6000 rpm según el fabricante.

#### 6.4. Optimización del Torque Motor

*Figura 88. Torque motor de escape original vs modificado*



### *Nota. Comparación de torques (Autor)*

El torque máximo del motor presentó un aumento de 105,4 Nm a 118,2 Nm, equivalente a una ganancia absoluta de 12,8 Nm y a un incremento porcentual del 12,15 %. Este resultado evidencia que la optimización del múltiple de escape no solo benefició la potencia máxima, sino que tuvo un impacto aún mayor sobre el torque, variable directamente relacionada con la capacidad de aceleración y respuesta del motor.

La mejora del torque se atribuye a la igualación de las longitudes de los tubos primarios (50 cm), lo cual permitió una mejor sincronización de los pulsos de escape y un efecto de barrido más eficiente durante la fase de cruce de válvulas. Este fenómeno favorece el llenado del cilindro especialmente en regímenes medios, donde el torque es más relevante para la operación real del vehículo.

Las pruebas se realizaron bajo condiciones ambientales similares, donde se utilizó gasolina Súper de 95 octanos, temperatura aproximada de 21 °C, presión atmosférica de 75,2 kPa y un banco dinamométrico MAHA LPS3000, lo que garantiza la comparabilidad y validez de los resultados obtenidos. La consistencia entre la reducción de presión medida y el incremento de las variables de desempeño confirma que las mejoras observadas no son producto del azar, sino consecuencia directa de la optimización del sistema de escape.

#### **6.5. Influencia de las modificaciones geométricas**

El sistema original presentaba tubos primarios de longitudes desiguales (7 a 17 cm) y un diámetro reducido de 3 cm, lo que generaba interferencias entre pulsos de escape, mayores pérdidas de carga y un flujo irregular de gases. En contraste, el sistema optimizado incorporó un diseño 4-1, con tubos primarios de

longitud uniforme (50 cm) y un diámetro ligeramente mayor de 3,18 cm (1 1/4"), lo cual permitió mejorar el rendimiento motor.

Asimismo, la incorporación de un colector de 57,6 cm de longitud y el ensanchamiento del diámetro del tubo de escape a 1 3/4", facilitó una expansión progresiva del flujo y redujo turbulencias y pérdidas de energía. Este rediseño geométrico explica coherentemente la disminución de presión observada y la mejora simultánea de potencia y torque.

## 6.6. Cálculo termodinámico del motor para encontrar potencia y torque.

El cálculo termodinámico del motor es una serie de fórmulas, que, con valores de entrada sobre el motor, permiten encontrar teóricamente la potencia y torque de este. Los valores de entrada que se necesitan sobre el motor se resumen en la siguiente tabla:

*Tabla 20. Valores de entrada del motor para cálculo termodinámico*

<b>Variable</b>	<b>Valor</b>
Cilindrada del motor	1248 cc
Número de cilindros	4 cilindros
Presión atmosférica	75 kPa
Régimen de giro	6000 rpm
Temperatura ambiente	21 C
AFR utilizado	12.8
PCI del combustible	43,500 kJ/kg
Octanaje del combustible	95 oct
Constante del aire R	0.287 KJ/kg.k

Cv del aire	0.718 kJ/kg·K
Diámetro del pistón	72 mm
Carrera del pistón	78.8 mm

Se calcula:

*Masa ideal por ley de gases ideales:*

$$m_{ideal} = \frac{P_{atm} \cdot V_u}{RT} \quad (\text{Ec. 1-6})$$

Donde:

Patm: presión atmosférica (Pa)

Vu: volumen unitario del cilindro (m<sup>3</sup>)

R: constante del gas (J/kg·K)

T: temperatura (k)

$$m_{ideal} = \frac{75,000 \cdot 0.001248}{287 \cdot 294}$$

$$m_{ideal} = 0.00111 \text{ kg}$$

*Al aplicar la eficiencia volumétrica:*

$$m_a = n_v \cdot m_{ideal} \quad (\text{Ec. 2-6})$$

Donde:

$m_a$ : masa de aire (kg/ciclo)

nv: eficiencia volumétrica

$$m_a = 0.90 * 0.00111$$

$$m_a = 0.00100 \text{ kg/ciclo}$$

*Masa de combustible por ciclo:*

$$m_f = \frac{m_a}{AFR} \quad (\text{Ec. 3-6})$$

Donde:

mf: masa de combustible (kg/ciclo)

mfa: masa de aire (kg/ciclo)

AFR: relación aire combustible en aceleración

$$m_f = \frac{0.00100}{12.8}$$

$$m_f = 7.81 \times 10^{-5} \text{ kg/ciclo}$$

*Energía liberada por combustión:*

$$Q_{comb} = m_f * PCI \quad (\text{Ec. 4-6})$$

Donde:

mf: masa de combustible (kg/ciclo)

PCI: Poder calorífico inferior (J/kg)

$$Q_{comb} = 7.81 \times 10^{-5} * 43.5 \times 10^6$$

$$Q_{comb} = 3397 \text{ J/ciclo}$$

*Trabajo útil neto:*

$$W_{net} = nt * Q_{comb} \quad (\text{Ec. 5-6})$$

Donde:

$Q_{comb}$ : Energía liberada por combustión (*J/ciclo*)

nt: eficiencia térmica del motor

$$W_{net} = 0.34 * 3397$$

$$W_{net} = 1155 \text{ J/ciclo}$$

*Número de ciclos por segundo motor 4 tiempos:*

$$N_{CICLOS} = \frac{n}{2 * 60} \quad (\text{Ec. 6-6})$$

Donde:

n: revoluciones por minuto

$$N_{CICLOS} = \frac{6000}{120}$$

$$N_{CICLOS} = 50 \text{ ciclos por segundo}$$

*Potencia del motor:*

$$P = W_{net} * N_{ciclos} \quad (\text{Ec. 7-6})$$

Donde:

$W_{net}$ : Trabajo útil neto ( $J/ciclo$ )

Nciclos: número de ciclos

$$P = 1155 * 50$$

$$P = 57,75 W$$

*Potencia del motor en HP:*

$$P_{hp} = \frac{57,75}{745.7}$$

$$P_{hp} = 77.5 hp$$

*Torque en base a la potencia:*

$$T_{NM} = \frac{9550 * P(kw)}{rpm} \quad (\text{Ec. 8-6})$$

Donde:

P: Potencia (KW)

$$T_{NM} = \frac{9550 * 57.75}{6000}$$

$$T_{NM} = 91.9 Nm$$

## 6.7. Resultados de Potencia, Torque y Contrapresión: teórico, original y modificado

Con el objetivo de resumir los datos obtenidos de toda la investigación y comparar los resultados en base a sus variables, se presenta la siguiente tabla:

*Tabla 21. Resultado de todas las pruebas de la investigación*

Variables		Potencia (hp)	Torque (Nm)	Contrapresión (kPa)	RPM	GEOMETRÍA MÚLTIPLE							
						Ø primarios	L primario 1	L primario 2	L primario 3	L primario 4	Ø secund	L secund	Ø salida
TEORI	P1	77.5	91.9	18.66	6000	3 cm	14 cm	7 cm	10 cm	17 cm	8.5 cm	6 cm	3.8 cm
	P2	77.5	91.9	18.66	6000								
	P3	77.5	91.9	18.66	6000								
ORIGI	P1	77.51	105.7	20.44	5200	3 cm	14 cm	7 cm	10 cm	17 cm	8.5 cm	6 cm	3.8 cm
	P2	81.40	106.7	20.19	5835								
	P3	81.53	105.4	19.69	6200								
MODF	P1	81.66	116	15.29	5800	3.28 cm	50 cm	50 cm	50 cm	50 cm	4.21 cm	57.6 cm	5 cm
	P2	85.29	117.6	14.63	5870								
	P3	89.04	118.2	14.38	5990								

## 6.8. Ecuación para determinar potencia mediante regresión numérica.

Como punto adicional, en base a los resultados obtenidos de esta investigación, es posible aproximar una ecuación empírica para hallar la potencia que combine los diferentes valores de geometría de múltiple de escape, contrapresión y revoluciones. Esta ecuación es totalmente experimental, basada únicamente en las pruebas realizadas con este motor y en las condiciones especificadas anteriormente.

Para lograr una ecuación que calcule la potencia en base a las variables de prueba y geometría del múltiple, que serán las variables independientes, es necesario realizar una regresión múltiple, en este caso se utiliza un código de programado dentro del programa MatLab.

La ecuación que se propone e ingresa al programa es:

$$P = a + b * RPM + c * Contrapresión + d * G \quad (\text{Ec. 9-6})$$

El modelo de regresión lineal múltiple adoptado cuantifica la influencia de los factores que afectan directamente la generación de potencia en un motor atmosférico: el régimen de giro del motor, la contrapresión del sistema de escape y la geometría del múltiple resumida en el parámetro G. Su forma lineal facilita interpretar de manera inmediata la magnitud y el signo de los coeficientes, y se relaciona físicamente cada variable con su efecto esperado sobre la potencia.

- ✓ El término **b•RPM** representa el incremento natural de potencia a medida que el motor gira a mayor velocidad.
- ✓ El término **c•Contrap** captura el efecto negativo de la contrapresión sobre la evacuación de gases, lo que penaliza el llenado del cilindro y reduce la potencia generada.
- ✓ El término **d•G** cuantifica la contribución del diseño geométrico del múltiple a la dinámica de los pulsos de escape y a la eficiencia del proceso de barrido.

#### 6.8.1. Justificación del uso del parámetro G

Para integrar el efecto de la geometría del múltiple de escape dentro del modelo matemático, se definió un parámetro compuesto denominado G (geometría), creado con el objetivo de representar, en una sola magnitud, la influencia conjunta de las dimensiones del sistema sobre la potencia. Este parámetro no proviene de una fórmula universal, sino que fue construido a partir de principios de dinámica de gases, lo que recopila en un solo

valor el efecto de la longitud efectiva del conducto y de las variaciones geométricas que enfrenta el flujo durante el proceso de evacuación.

En la teoría de pulsos en sistemas de escape, la longitud del conducto determina la inercia de pulso: columnas de gases más largas poseen mayor resistencia al cambio de velocidad, lo que altera la forma, intensidad y fase del pulso de presión. Por ello, la longitud efectiva se definió como:

$$L_{tot} = L_{prim} + L_{sec} \quad (\text{Ec. 10-6})$$

Donde:

$L_{sec}$ : Longitud del secundario (cm)

$L_{prim}$ : Longitud del primario (cm)

A su vez, la relación entre diámetros condiciona la aceleración o desaceleración del flujo. Un secundario más grande que la salida ( $D_{sec} > D_{sal}$ ) genera desaceleración del pulso y mayor inercia, mientras que una salida mayor reduce la resistencia y facilita la descarga. Debido a esto, la expresión más representativa no utiliza los diámetros por separado, sino su relación directa.

Se combinan ambos efectos y se define el parámetro geométrico:

$$G = L_{tot} \left( \frac{D_{sec}}{D_{sal}} \right) \quad (\text{Ec. 11-6})$$

Donde:

$L_{sec}$ : Longitud del secundario (cm)

$L_{prim}$ : Longitud del primario (cm)

$D_{sec}$ : Diámetro secundario (cm)

$D_{sal}$ : Diámetro de salida (cm)

El parámetro G resume así la carga geométrica que impone el sistema de escape sobre la propagación de los pulsos. Además, evita problemas estadísticos de multicolinealidad, ya que las variables geométricas individuales son altamente correlacionadas entre sí.

#### 6.8.2. Cálculo de parámetro G para ambos sistemas

Datos para el sistema original:

- $L_{prim} = 12$
- $L_{sec} = 6$
- $D_{sec} = 8.5$
- $D_{sal} = 3.8$

$$L_{tot} = 12 + 6 = 18 \quad (\text{Ec. 10-6})$$

$$\frac{D_{sec}}{D_{sal}} = \frac{8.5}{3.8} = 2.236$$

$$G_{orig} = 18 + 2.236 = 40.26$$

Datos para el sistema modificado:

- $L_{prim} = 50$
- $L_{sec} = 57.6$
- $D_{sec} = 4.21$
- $D_{sal} = 5$

$$L_{tot} = 50 + 57.6 = 107.6 \quad (\text{Ec. 10-6})$$

$$\frac{D_{sec}}{D_{sal}} = \frac{4.21}{5} = 0.842$$

$$G_{modf} = 107.6 + 0.842 = 90.58$$

Con estos resultados se arma la tabla que será introducida en Matlab dentro del código de programado para que calcule una regresión numérica capaz de ajustar los valores para a, b, c y d de la ecuación planteada. En la tabla 22 se cambian los valores de geometría por el parámetro respectivo G.

*Tabla 22. Variables independientes para cálculo en Matlab*

Variables		Potencia (hp)	Torque (Nm)	Contrapresión (kPa)	RPM	GEOMETRÍA MÚLTIPLE
ORIGI	P1	77.51	105.7	20.44	5200	40.26
	P2	81.40	106.7	20.19	5835	
	P3	81.53	105.4	19.69	6200	
MODF	P1	81.66	116	15.29	5800	90.58
	P2	85.29	117.6	14.63	5870	
	P3	89.04	118.2	14.38	5990	

### 6.8.3. Código y resultados de Matlab

Una vez dentro del programa se abre un nuevo Script para escribir el código, mediante el cual se proporciona los datos de la tabla y se ordena calcular la regresión múltiple para ajustar las incógnitas de la ecuación. En la Figura 89 se presenta un extracto del código utilizado.

Figura 89. Código para el cálculo en Matlab

```

Editor - C:\Users\jespi\OneDrive\Escritorio\REGRESIÓN ESCAPE\ajustadaaaaa.m
ajustadaaaaa.m x +
1 % Datos de la tabla
2 P = [77.51; 81.40; 81.53; 81.66; 85.29; 89.04]; % Potencia (hp)
3 RPM = [5200; 5835; 6200; 5800; 5870; 5990]; % RPM
4 Contrap = [20.44; 20.19; 19.69; 15.29; 14.63; 14.38]; % Contrapresión (kPa)
5 G = [40.26; 40.26; 40.26; 90.58; 90.58; 90.58]; % Variable geométrica G
6
7 % Matriz de regresión
8 X = [ones(size(P)), RPM, Contrap, G];
9
10 % Cálculo de coeficientes
11 coef = X \ P;
12
13 % Mostrar resultados
14 a = coef(1)
15 b = coef(2)
16 c = coef(3)
17 d = coef(4)
18
19 fprintf('\nEcuación final:\n');
20 fprintf('P = %.6f + %.6e*RPM + %.6f*Contrap + %.6f*G\n', a, b, c, d);
21

```

Nota. Captura de introducción de código(Autor)

Los resultados de la simulación ajustan la ecuación:

Tabla 23. Resultados obtenidos de la regresión numérica

VARIABLES	VALORES
a.	230.670406
b.	$7.372029 \times 10^{-5}$
c.	-6.361434
d.	-0.572281

Al sustituir los valores en la ecuación:

$$P = a + b * RPM + c * Contrapresión + d * G \quad (\text{Ec. 9-6})$$

$$P = 230.670406 + 7.372029 \times 10^{-5} * RPM - 6.361434 * Contrapresión - 0.572281 * G$$

Esta última es la ecuación empírica final que calcula la potencia en base a las variables independientes de revoluciones, contrapresión de escape y geometría del múltiple, para comprobarla, se presenta el siguiente ejemplo:

Se desea calcular la potencia en base a los siguientes datos del motor:

- RPM: 5700 rpm
- Contrapresión en el escape: 12 kPa
- $L_{prim} = 52$
- $L_{sec} = 60$
- $D_{sec} = 3.8$
- $D_{sal} = 4$

$$L_{tot} = 52 + 60 = 112$$

$$\frac{D_{sec}}{D_{sal}} = \frac{3.8}{4} = 0.95$$

$$G_{modf} = 112 + 0.95 = 112.95$$

Una vez obtenido el valor G, se sustituye en la ecuación (9-6):

$$P = 230.670406 + 7.372029 \times 10^{-5} * 5700 - 6.361434 * 12 - 0.572281 * 112.95$$

$$P = 230.670406 + 0.4202056 - 76.33720 - 64.636867$$

$$P = 90.1165 \text{ hp}$$

## 7. Conclusiones

El análisis de los resultados experimentales y numéricos concluyen que la modificación geométrica del múltiple de escape constituye una estrategia efectiva para optimizar el rendimiento de un motor Otto atmosférico de 1.2 L. Se cumplió el objetivo general, al demostrarse cuantitativamente que el rediseño del colector reduce la contrapresión del sistema en un 6,34 %, mejora la potencia en un 9,25 % y el torque del motor en un 12,15 %.

En relación con el primer objetivo específico, la revisión del estado del arte y el estudio de los parámetros que afectan la evacuación de gases permitieron identificar y seleccionar correctamente las variables relevantes para la experimentación, las cuales fueron: la longitud de los conductos primarios, el diámetro de la tubería, la uniformidad geométrica del múltiple, la presencia de elementos restrictivos (como el catalizador y silenciadores), y su influencia directa en contrapresión, la velocidad de los gases de escape, la sincronización de ondas y la necesidad de mantener un flujo continuo que minimice turbulencias.

En cuanto al segundo objetivo específico, los modelos CFD desarrollados en ANSYS demostraron ser coherentes y predictivos respecto al comportamiento real del flujo, ya que previo a la fabricación, denotaron una reducción de presión del 64%, al pasar de 2.5 kPa a 0.9 kPa, un aumento de la velocidad de 89%, de 36.3 m/s a 68.9 m/s, y una reducción de energía turbulenta del 82.6%, de 650 m/s<sup>2</sup> a 113.3 m/s<sup>2</sup> (Véase Tabla 13). Las simulaciones permitieron visualizar zonas críticas de baja velocidad, alta presión y elevada turbulencia en el sistema original, hallazgos que guiaron adecuadamente el rediseño geométrico del múltiple. El diseño optimizado II mostró reducciones de presión de hasta un 64 %, aumentos significativos de velocidad y un flujo más uniforme, lo que

ratifica que el proceso de modelado y simulación fue determinante para lograr una geometría funcionalmente superior.

*Tabla 13. Comparación de resultados de la simulación*

<b>Análisis</b>	<b>Diseño Original</b>	<b>Diseño 1</b>	<b>Diseño 2</b>	<b>Unidades</b>
Energía cinética de turbulencia (k)	650	49.5	113.3	m/s <sup>2</sup>
Velocidad del fluido	36.3	44.8	68.9	m/s
Presión	2.5	1.2	0.9	kPa

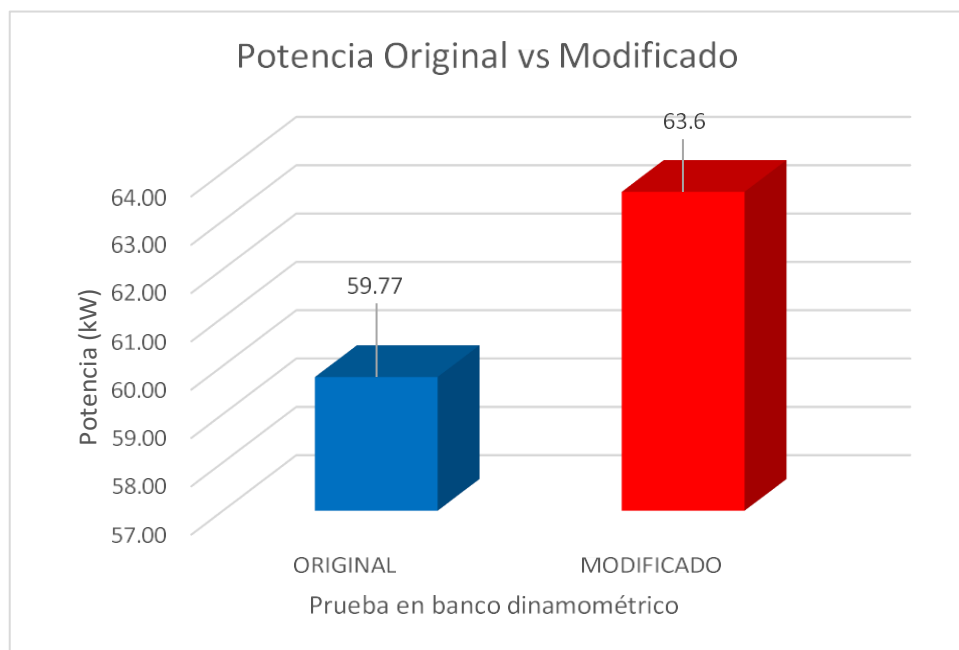
Respecto al tercer objetivo específico, la validación experimental en el dinamómetro MAHA confirmó plenamente los beneficios del rediseño. El sistema modificado presentó una disminución de 95,59 a 89,53 kPa de presión, lo que representa una reducción del 6,34 % respecto al sistema original. Como resultado directo, la potencia máxima del motor aumentó de 60.8 kW a 66.4 kW (81,5 hp a 89,04 hp), lo que corresponde a una ganancia absoluta de 5.6 kW (7,54 hp) y a un incremento relativo del 9,25 % (Véase Figura 90).

Si se compara estos resultados con la teoría, se obtiene la siguiente tabla de afirmaciones:

*Tabla 24. Ganancia de potencia por cada kPa de presión reducido*

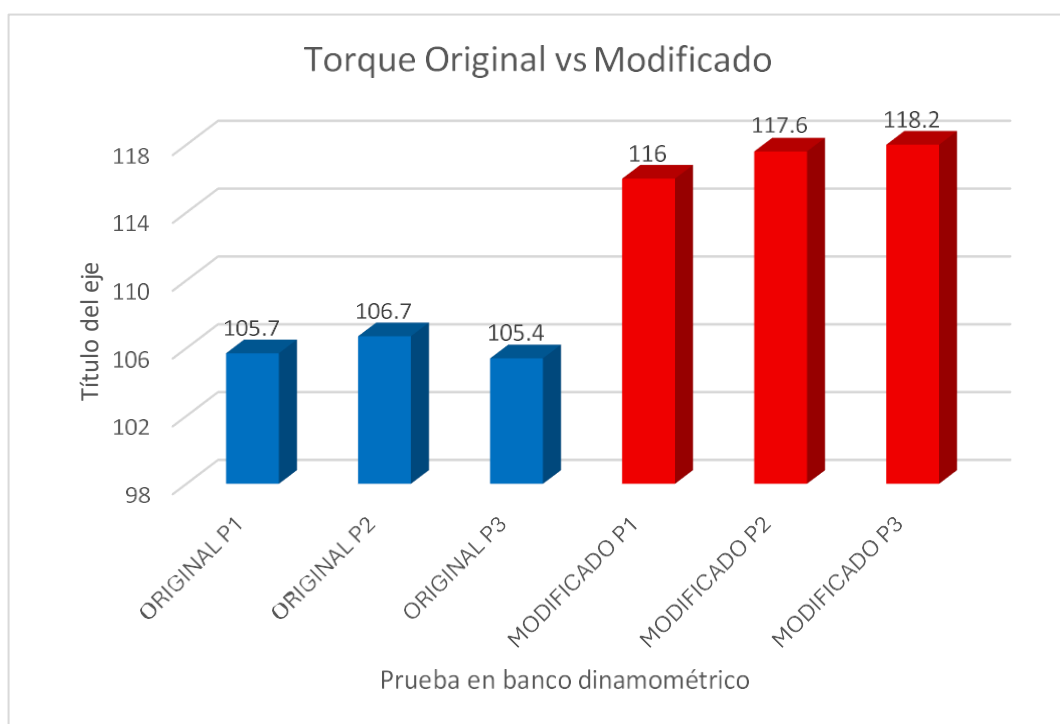
<b>Según la teoría (Murali, R, 2021).</b>	<b>Resultados reales</b>
Por cada kPa de contrapresión reducido	Por cada kPa de contrapresión reducido
Se gana entre 0.22 kW y 0.45 kW (0.29 hp y 0.6 hp)	Se gana 0.91 kW (1.24 hp)

Figura 90. Comparación entre resultados de potencia



Además, el torque también aumento de 105,4 Nm a 118,2 Nm, equivalente a un incremento porcentual del 12,15 % (Véase Figura 91).

Figura 91. Comparación entre resultados de torque



La consistencia entre simulación y mediciones experimentales demuestra la confiabilidad de la metodología propuesta en esta investigación, así como la relación directa entre la reducción de pérdidas de carga y la mejora del desempeño del motor. Adicionalmente, el desplazamiento del régimen de potencia máxima hacia valores coherentes con la sintonización previa del múltiple confirma que el diseño respondió a los principios teóricos considerados en su fabricación.

Finalmente, el cálculo termodinámico permitió establecer un marco teórico de referencia para comparar los resultados experimentales. Si bien los valores teóricos difieren de los medidos por incluir idealizaciones y eficiencias nominales, la tendencia general de potencia y torque resultó coherente. El uso complementario de un modelo empírico mediante regresión numérica en Matlab permitió sintetizar matemáticamente la influencia de las variables independientes más relevantes (RPM, contrapresión y geometría resumida en G) sobre la potencia, lo que proporciona una herramienta adicional para la predicción del desempeño bajo distintas configuraciones del múltiple.

En conjunto, los resultados alcanzados permiten afirmar que se lograron los objetivos planteados, que las modificaciones realizadas tuvieron impacto directo y medible sobre el comportamiento del motor, y que el uso combinado de simulación, fabricación experimental y análisis matemático constituyó una metodología sólida y replicable para futuros procesos de optimización en motores atmosféricos.

## 8. Recomendaciones

Se recomienda que futuros trabajos que continúen el análisis del múltiple de escape mediante variaciones controladas de la geometría, incorporen longitudes primarias calibradas según las frecuencias de resonancia específicas del motor. El ajuste preciso de los diámetros y longitudes, acompañado de simulaciones transitorias dependientes del tiempo, permitiría evaluar fenómenos pulsantes con mayor precisión y mejorar aún más la eficiencia volumétrica. Asimismo, se sugiere incluir estudios con diferentes materiales o acabados superficiales del múltiple, con el fin de determinar su influencia en la transferencia térmica y en la conservación de la energía de los pulsos.

Además, sería conveniente ampliar el estudio experimental e implementar sensores de presión en tiempo real a lo largo del múltiple modificado, de modo que se puedan registrar directamente las variaciones instantáneas de los pulsos de escape para compararlas con las predicciones del modelo CFD. También se recomienda evaluar el comportamiento del motor bajo condiciones dinámicas de carga, como aceleraciones reales en pista, para determinar la aplicabilidad del diseño en escenarios no estacionarios.

## 9. Anexos

### 9.1. Estructura y mapa eléctrico del Arduino para Sensor de Presión

Figura 92. Mapa de conexión eléctrica del arduino

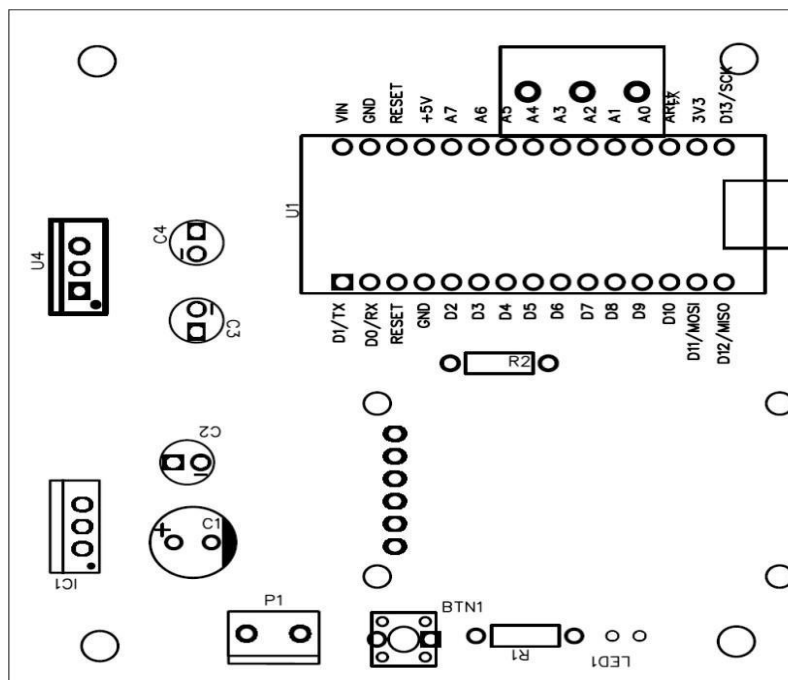
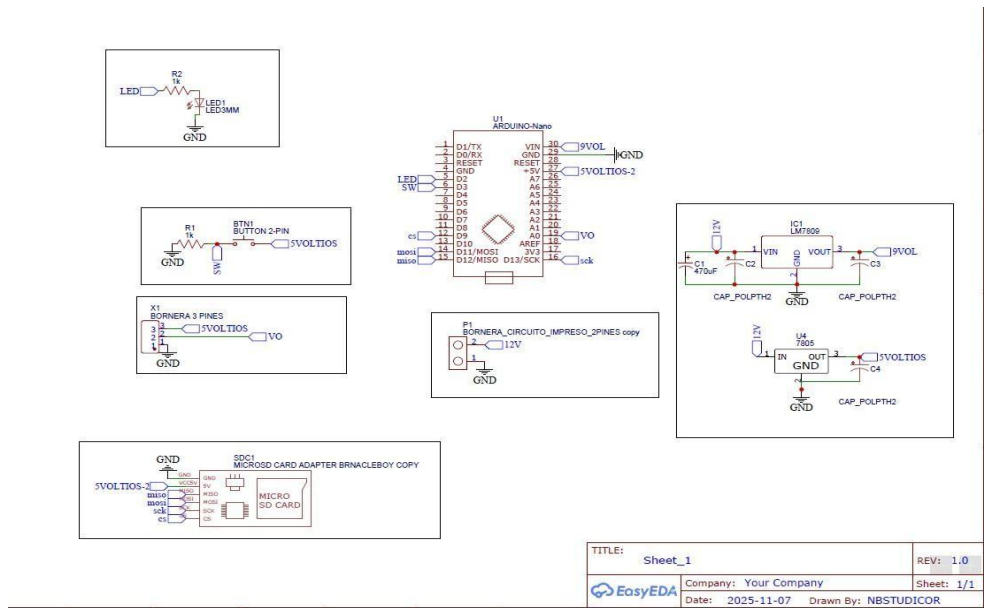
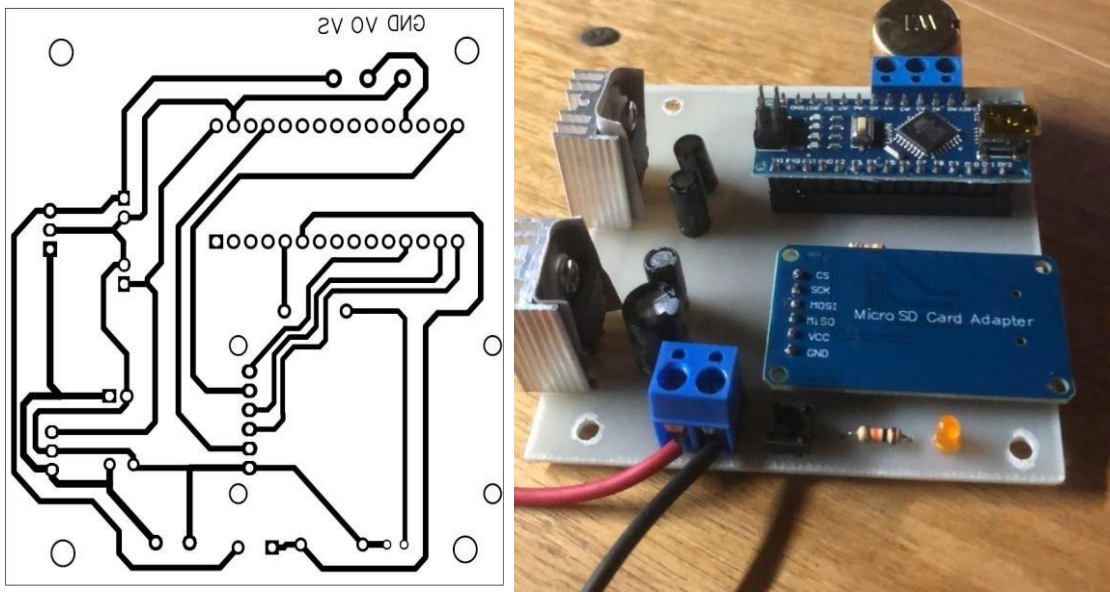


Figura 93. Esquema de conexión física del arduino



Fragmento del código de programación del Arduino:

```
void loop() {  
  
  // Evitar aceptar pulsos durante los primeros segundos tras encender  
  
  if (millis() - tiempoPowerOn < inicioBloqueoMs) {  
  
    btnPrevio = digitalRead(btnPin);  
  
    return;  
  
  }  
  
  // Si SD no está disponible, parpadea LED indicando error  
  
  if (!sdDisponible) {  
  
    if (millis() - ultimoBlinkError >= blinkErrorMs) {  
  
      ultimoBlinkError = millis();  
  
      digitalWrite(ledPin, !digitalRead(ledPin)); // alternar estado
```

```
bool btnActual = digitalRead(btnPin);

// Detección de flanco de subida (LOW -> HIGH) con debounce

if (btnPrevio == LOW && btnActual == HIGH) {

    if (millis() - ultimoCambioBtn > debounceMs) {

        delay(10);

        if (digitalRead(btnPin) == HIGH) {

            ultimoCambioBtn = millis();

            if (!grabando) iniciarGrabacion();

            else detenerGrabacion();

        }

    }

}
```

## 9.2. Imágenes de referencia de las pruebas practicas

*Figura 94. Prueba de potencia en banco con ingeniero encargado*



Figura 95. Pruebas para caracterizar sensor EMP

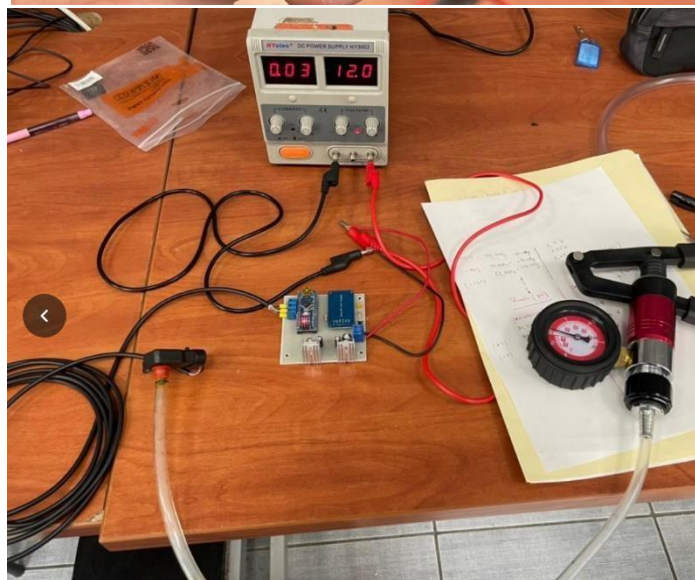


Figura 96. Prueba de la ecuación de potencia en Minitab

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	230.7	95.9	2.41	0.138	
RPM	0.00007	0.00382	0.02	0.986	2.17
Contrapre	-6.36	3.25	-1.96	0.189	121.69
G	-0.572	0.339	-1.69	0.233	115.40

Regression Equation

$$P = 230.7 + 0.00007 \text{ RPM} - 6.36 \text{ Contrapre} - 0.572 \text{ G}$$

Vorksheet 2 \*\*\*

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8
	P	RPM	Contrapre	G				
	77.51	5200	20.44	40.26				
	81.40	5835	20.19	40.26				
	81.53	6200	19.69	40.26				
	81.66	5800	15.29	90.58				
	85.29	5870	14.63	90.58				
	89.04	5990	14.38	90.58				

## 10. Bibliografía

Action Stainless & Alloys. (s. f.). *304 vs 409 stainless: Choosing the right grade for exhaust and heat-intensive environments*. Recuperado de <https://www.actionstainless.com/304-vs-409-stainless-choosing-the-right-grade-for-exhaust-and-heat-intensive-environments>

Arroyo Terán, E. S. (2021). *Optimización del múltiple de escape para un vehículo de competición con motor de combustión interna de cuatro tiempos y cuatro cilindros* [Tesis de maestría, Universidad Internacional SEK]. Repositorio UISEK. <https://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/2655>

Bell, A. G. (1998). *Four-stroke performance tuning* (4th ed.). Haynes Publishing.

Bell, A. G. (2012). *Four-stroke performance tuning* (3rd ed.). Haynes Publishing.

Benson, R. S., & Whitehouse, N. D. (1983). *Internal combustion engines: Gas flow dynamics*. Clarendon Press.

Blair, G. P. (1999). *Design and simulation of four-stroke engines*. SAE International.

Bober, B., Andrych-Zalewska, M., & Boguś, P. (2024). Influence of exhaust manifold modification on engine power. *Combustion Engines*, 196(1), 54–65. <https://doi.org/10.19206/CE-171389>

Castillo, J., Rojas, V., & Martínez, J. (2017). *Determinación del torque y potencia de un motor de combustión interna a gasolina mediante el uso de bujía con sensor de presión adaptado y aplicación de un modelo matemático*. Escuela Politécnica Nacional.

Cummins Power Generation. (2009). *Cálculo del tubo de escape de un motor Cummins*. <http://www.cumminspower.com/www/literature/t030fspanish/p92.pdf>

- Ecoceptor. (s. f.). *Exhaust explanations: Harmonics and tuned header design*. Recuperado de <https://ecoceptor.com/mpgenie/exhaust>
- Ferguson, C. R., & Kirkpatrick, A. T. (2015). *Internal combustion engines: Applied thermosciences* (3rd ed.). Wiley.
- GILLERI, S. (2007). *Preparación de motores de serie para competición*. Ceac.
- GRAHAM BELL, A. (2006). *Four stroke performance tuning* (3rd ed.). Haynes Publishing.
- Grupo Los Moteros. (s. f.). 9. *Escapes* [Presentación PowerPoint]. SlideShare. <https://es.slideshare.net/slideshow/9-escapes/5581347>
- Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill.
- Huaxiao Alloy Steel Co. (s. f.). *Carbon steel vs stainless steel: A comprehensive comparison*. Recuperado de <https://www.huaxiao-alloy.com/blog/carbon-steel-vs-stainless-steel.html>
- Jack Burns / Hot Rod Staff. (2003, 15 de septiembre). *Header – Exhaust Manifold – Tech*. Hot Rod.
- Kang, I. S. (2022). The effect of the back-pressure changes in an exhaust. *Applied Sciences*, 12(3), 1–14.
- Los Coches. (2020, junio 25). *Puntos básicos sobre el sistema de escape de un carro*. <https://loscoches.com/blog/sistema-de-escape-de-un-carro/>
- Morris, N. (2004). *Secrets of exhaust & intake design*. Ultimate Resource Guides.
- Muffler Design for Noise Reduction and Pressure Loss Optimization Using Multiobjective Genetic Algorithm. (2010). *Scientific.Net*.

Murali, R., Abu Bakar, S., & Razlan, Z. M. (2021). A review on the correlation between exhaust backpressure and the performance of IC engine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2051(1), 012044. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2051/1/012044>

Ma'arof, M. I. N., Radzuan, M. A., Hassan, M. A. S. M., & Ibrahim, Z. (2021). A review on the correlation between exhaust backpressure and the performance of IC engine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2051(1), 012044. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2051/1/012044>

Ortega, J. L. H. (2012). *Análisis y síntesis de la planeación del proceso de doblado de tubería* (tesis). Redalyc.

Payri, F., & Desantes, J. M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverté.

Pulkrabek, W. W. (2014). *Engineering fundamentals of the internal combustion engine* (3rd ed.). Pearson.

Shi, Y., & otros. (2022). A review on flexibility of free bending forming technology for manufacturing thin-walled complex-shaped metallic tubes. *International Journal of Lightweight Materials and Manufacture*, 6(2), 165–188.

Smith, P. H., & Morrison, J. C. (1971). *Scientific design of exhaust and intake systems*. Robert Bentley.

Speed-Talk Forum. (s. f.). *Exhaust pulse tuning discussion: Header harmonics and wave strength*. <https://www.speed-talk.com/forum/viewtopic.php?t=44191>

Stone, R. (2012). *Introduction to internal combustion engines* (4th ed.). SAE International.

Sutuj Elmer Antonio & Sandoval Pérez Edwin Alfredo. (s. f.). *Sistema de escape* [Informe]. Instituto Tecnológico Howard W. Hunter, Santa Elena-Flores, Petén.  
<https://es.scribd.com/document/628252321/Sistema-de-Escape>

Tecnología-Automóvil. (s. f.). *Colectores de escape 4-2-1 y 4-1*. Recuperado de  
<https://tecnologia-automovil.com/colectores-de-escape-4-2-1-y-4-1/>

Testbook. (s. f.). *Valve timing diagram — typical valve timing values*.  
<https://testbook.com>

Vigliani, N. (2023, 16 mayo). *Tubo de escape: cómo funciona en un motor de competición*. Instituto de Automovilismo Deportivo. <https://iad.la/blogs/tubo-de-escape-motor-de-competicion/>