

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE
ESCAPE DE UN PARAMOTOR**

**MILTON FERNANDO MARTÍNEZ GUARÍN
NESTOR HUMBERTO DIAZ PINTO**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
BUCARAMANGA**

2009

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE
ESCAPE DE UN PARAMOTOR**

**MILTON FERNANDO MARTÍNEZ GUARÍN
NESTOR HUMBERTO DIAZ PINTO**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

**JORGE ENRIQUE MENESES FLÓREZ
Ingeniero Mecánico**

**ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
BUCARAMANGA**

2009

Nota de Aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Bucaramanga, 6 de agosto de 2009

“La constancia vence lo que la ilusión no alcanza”

Proverbio Español

DEDICATORIA

A mis padres, por confiar en mí mas de lo que deberían.

Milton

DEDICATORIA

A Dios y a mis padres por su apoyo incondicional en todas las etapas de mi vida

Néstor

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan su agradecimiento a:

Jorge Enrique Meneses, por ser el director de este proyecto, porque siempre estuvo dispuesto a ayudarnos y no perdió la paciencia a pesar de todo.

A Javier Alexander Quintero, Oscar Reynaldo Marin, Fernando Díaz, Wara Tupuk Mendieta, los mejores amigos que alguien pueda tener, gran parte de este proyecto tuvo su colaboración y respaldo.

A Alexander Meneses por toda su ayuda desinteresada, y por todo el tiempo que perdió con nosotros.

A Henry Antolinez por su incansable ayuda, su buen ánimo y porque siempre estuvo disponible para nosotros.

Al personal del taller de la escuela de ingeniería mecánica: Gonzalo Calderón, Fredy Vargas y Henry Cruz, además de excelentes trabajadores muy buenas personas. Gracias por todo su tiempo y ayuda.

A Sergio Granados, Cristian Aldana, Miguel Palencia, Leonardo Payares, Alex Velilla porque más que compañeros fueron amigos y caminaron a nuestro lado por difícil que fuera el camino, en especial Sergio y Cristian.

Y a todos los que injustamente olvidamos, espero nos perdonen y tienen toda nuestra gratitud.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	1
1. OBJETIVOS	3
1.1 OBJETIVOS GENERALES	3
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
2 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN	5
2.1 TUBO DE ESCAPE	5
2.1.1 Alternativa 1: Sistema de escape compacto (Sin ajuste)	6
2.1.2 Alternativa 2: Sistema de escape ajustado para alto desempeño	8
2.2 EL SILENCIADOR.....	9
2.2.1 Alternativa 1: Silenciador tipo difusor	10
2.2.2 Alternativa 2: Silenciador tipo lado resonante	11
2.2.3 Alternativa 3: Silenciador tipo absorción	12
2.3 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA.....	13
3 GENERALIDADES Y DESARROLLO TEÓRICO DEL COMPORTAMIENTO DE LOS GASES EN UNA TUBERÍA DE ESCAPE.....	14
3.1 MOVIMIENTO DE LAS ONDAS DE PRESIÓN DENTRO DE UNA TUBERÍA.....	14
3.1.1 Nomenclatura para las ondas de presión.....	14
3.1.2 Velocidad de propagación de las ondas de presión acústica.....	16
3.1.3 Propagación y velocidad de las partículas para ondas de velocidad finita.....	17
3.1.4 Velocidad de propagación.....	17
3.2 PROPIEDADES DE LOS GASES.....	19
3.2.1 Gases de escape	20
3.3 CALOR TRANSFERIDO DURANTE LA PROPAGACIÓN DE UNA ONDA DE PRESIÓN.....	22
4 CONSIDERACIONES TEÓRICAS EN EL DISEÑO DE LA TUBERÍA DE ESCAPE.....	24

4.1	EL DUCTO DE ESCAPE.....	24
4.2	LAS DIMENSIONES	24
4.3	ECUACIONES PARA DIMENSIONAR LA TUBERÍA.....	29
5	CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS Y TOMA DE DATOS.....	33
5.1	CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS	33
5.1.1	Alternativa 1:	34
5.1.2	Alternativa 2:	35
5.1.3	Alternativa 3:	36
5.1.4	Alternativa 4:	36
5.2	DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA.....	37
5.2.1	Sistema de sujeción	37
5.2.2	Sujeción del motor.....	38
5.2.3	Sistema de frenado	40
5.3	TOMA DE DATOS.....	41
6	DETERMINACIÓN DE LONGITUDES, DIÁMETROS Y MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN DE LA TUBERÍA DE ESCAPE.....	46
7	DISPOSICIÓN DE LA TUBERÍA DE ESCAPE EN EL MOTOR, MODELO FÍSICO, VIRTUAL, Y CONSTRUCCIÓN DE LA TUBERÍA DE ESCAPE.....	50
7.1	DISPOSICIÓN Y DISEÑO DEFINITIVO DE LA TUBERÍA DE ESCAPE.....	50
7.2	CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO FÍSICO DE LA TUBERÍA DE ESCAPE.....	59
7.3	SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA TUBERÍA DE ESCAPE	60
7.4	CONSTRUCCIÓN DE LA TUBERÍA DE ESCAPE.....	62
7.4.1	Impresión de los planos	62
7.4.2	Cilindrada de cada parte de las secciones de la tubería de escape ..	63
7.4.3	Soldadura de la totalidad de la estructura	63

8	DESARROLLO TEÓRICO DEL SILENCIADOR	65
8.1	LA TRANSMISIÓN DEL SONIDO	65
8.2	INTENSIDAD Y CANTIDAD TOTAL DE SONIDO	66
8.3	MEDICIÓN Y ANÁLISIS DEL ESPECTRO DEL RUIDO.....	68
8.4	FUENTES DE RUIDO EN UN MOTOR DE DOS TIEMPOS.....	69
8.5	DISEÑO DEL SILENCIADOR	70
8.5.1	Diseño teórico según Coates	71
8.5.2	Diseño acústico del silenciador de lado resonante.....	73
9	TOMA DE DATOS Y EL DISEÑO DEFINITIVO DEL SILENCIADOR	76
9.1	TOMA DE DATOS SONOROS EMANADOS EN EL PROCESO DE ESCAPE.....	76
9.2	ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LA SEÑAL SONORA.....	78
9.3	DISEÑO DEL SILENCIADOR	80
10	PRUEBAS DE SONIDO Y EMPUJE EN EL PARAMOTOR CON EL SISTEMA DE ESCAPE DISEÑADO	87
10.1	PRUEBAS DE SONIDO	87
10.2	CÁLCULO DE LA FUERZA DE EMPUJE DEL PARAMOTOR	89
10.2.1	Montaje en el banco de pruebas	89
10.2.2	Resultados de las pruebas	91
10.3	COMPARACIÓN DE RESULTADOS	92
10.3.1	Comparación del ruido producido por los dos sistemas de escape (adaptado vs. diseñado).....	93
10.3.2	Comparación respecto al peso entre los dos sistemas de escape.....	95
11	DISEÑO DEL PROGRAMA (API) DE CONSTRUCCIÓN DE SISTEMAS DE ESCAPE PARA MOTORES DE DOS TIEMPOS EN SOLIDWORKS.....	98
	CONCLUSIONES	104
	BIBLIOGRAFIA	106

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Características del paramotor	3
Tabla 2. Ventajas y desventajas de un sistema de escape sin ajuste.	8
Tabla 3. Ventajas y desventajas de un sistema de escape ajustado.	9
Tabla 4. Ventajas y desventajas del silenciador tipo difusor	10
Tabla 5. Ventajas y desventajas del silenciador tipo lado resonante	11
Tabla 6. Ventajas y desventajas del silenciador tipo absorción	12
Tabla 7. Propiedades de los gases de escape a baja temperatura (293 K); % en Volumen.	21
Tabla 8. Propiedades de los gases de escape a elevadas temperaturas.	21
Tabla 9. Diámetro d7 según el tipo de motor	29
Tabla 10. Constante k1 y k2 según el tipo de motor.	31
Tabla 11. Características del motor	41
Tabla 12. Revoluciones del motor vs. Temperatura gases de escape medidas	44
Tabla 13. Dimensiones tentativas de la tubería de escape.....	47
Tabla 14. Dimensiones de la tubería de escape	48
Tabla 15. Dimensiones primera sección.	51
Tabla 16. Dimensiones segunda sección.....	53
Tabla 17. Dimensiones tercera sección.	54
Tabla 18. Dimensiones cuarta sección.	55
Tabla 19. Dimensiones quinta sección	56
Tabla 20. Dimensiones sexta sección.....	57
Tabla 21. Dimensiones séptima sección.....	57
Tabla 22. Propiedades del acero inoxidable	62
Tabla 23. Dimensiones del silenciador	82
Tabla 24. Prueba estática	91
Tabla 25. Valores del display con el sistema de escape diseñado	91

Tabla 26. Fuerza de empuje con el sistema de escape diseñado	92
Tabla 27. Valor del display con el sistema de escape adaptado.....	96
Tabla 28. Fuerza de empuje del sistema de escape adaptado.....	96
Tabla 29. Resumen comparación de los dos sistemas de escape	97
Tabla 30. Parámetros del motor necesarios para construir las secciones de la tubería de escape.	99
Tabla 31. Parámetros necesarios para calcular el silenciador	102
Tabla 32. Niveles máximos permisibles para vehículos.....	124
Tabla 33. Análisis de los materiales comunes en escapes.....	143

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Sistema de escape compacto sin ajuste.....	6
Figura 2. Sistema de escape ajustado para alto desempeño	9
Figura 3. Silenciador tipo difusor.....	10
Figura 4. Silenciador tipo lado resonante.....	11
Figura 5. Silenciador tipo absorción.....	12
Figura 6. Onda de compresión en una tubería.....	14
Figura 7. Onda de expansión en una tubería.....	15
Figura 8. Calor transferido en un ducto.....	22
Figura 9. Ondas de presión óptimas en una cámara de expansión en una tubería de escape	26
Figura 10. Banco de pruebas alternativa 1	34
Figura 11. Banco de pruebas alternativa 2.	35
Figura 12. Banco de pruebas alternativa 3.	36
Figura 13. Banco de pruebas alternativa 4	36
Figura 14. Sistema de sujeción.....	38
Figura 15. Vista frontal sujeción del motor	39
Figura 16. Vista trasera sujeción del motor.....	39
Figura 17. Sistema de frenado.....	40
Figura 18. Ensamble banco de pruebas	41
Figura 19. Banco de pruebas construido	42
Figura 20. Multímetro Erasmus.....	43
Figura 21. Toma de datos de temperatura vs. rpm.....	44
Figura 22. Gráfica Revoluciones del motor vs. Temperatura gases de escape.....	45
Figura 23. Primer boceto tentativo tubería de escape	49
Figura 24. Dimensiones primer boceto tubería de escape.....	49
Figura 25. Trayectoria tubería de escape	50
Figura 26. Primera parte de la trayectoria.....	51

Figura 27. Primera sección	52
Figura 28. Segunda parte de la trayectoria	52
Figura 29. Segunda sección	53
Figura 30. Tercera parte de la trayectoria	53
Figura 31. Tercera sección	54
Figura 32. Cuarta parte de la trayectoria.....	55
Figura 33. Cuarta sección.....	56
Figura 34. Quinta sección	56
Figura 35. Sexta sección.....	57
Figura 36. Séptima sección.....	58
Figura 37. Diseño de la tubería de escape de un motor Yamaha DT 175 c.c.....	59
Figura 38. Modelo en cartón paja de la tubería de escape	60
Figura 39. Corte en lámina de cada parte del desarrollo de la tubería de escape.....	63
Figura 40. Ensamble de la tubería de escape.....	64
Figura 41. Tubería de escape construida.....	64
Figura 42. Fuentes del sonido en un motor de dos tiempos	69
Figura 43. Silenciador tipo lado resonante.....	73
Figura 44. Toma de medición del sonido emanado por el sistema de escape de un motor Yamaha DT 175 c.c	76
Figura 45. Forma de realizar la prueba de sonido en un paramotor	77
Figura 46. Toma de medición del sonido emanado por el sistema de escape de un motor Yamaha DT 175 c.c.	77
Figura 47. Señal sonora del ruido producido por el escape de un motor de dos tiempos en la tubería de escape diseñada (sin silenciador).79	
Figura 48. Espectro de la señal sonora de la tubería de escape (sin silenciador) de un motor de dos tiempos.....	79
Figura 49. Diseño del tubo agujereado del silenciador	83
Figura 50. Foto del tubo agujereado del silenciador	84

Figura 51. Diseño del cuerpo principal del silenciador	84
Figura 52. Ensamble del silenciador	85
Figura 53. Sistema de escape diseñado	85
Figura 54. Foto del silenciador construido	86
Figura 55. Sistema de escape construido	86
Figura 56. Fotos de la toma del ruido del sistema de escape diseñado	87
Figura 57. Señal sonora del ruido producido por el escape de un motor de dos tiempos (sistema de escape diseñado)	88
Figura 58. Espectro de la señal sonora del sistema de escape de un motor (tubería y silenciador) de dos tiempos	89
Figura 59. Posiciones celda de carga	90
Figura 60. Sistema de escape adaptado.....	93
Figura 61. Señal sonora del ruido producido por el escape de un motor de dos tiempos (sistema de escape adaptado).....	94
Figura 62. Espectro de la señal sonora del sistema de escape adaptado de un motor de dos tiempos.....	94
Figura 63. Interfaz de la API para la toma de datos del motor.	100
Figura 64. Entrega de resultados de diámetros y longitudes de la tubería de escape.....	101
Figura 65. Interfaz de la API para el diseño del silenciador.	103
Figura 66. Paramotor	109
Figura 67. Medición del sonido en una moto	115
Figura 68. Efecto de los niveles de ruido	122
Figura 69. Incidencia del ruido en las personas.....	123
Figura 70. Inteligibilidad de la voz normal en función del nivel de ruido en una sala.....	124
Figura 71. Sistema de escape	125
Figura 72. Salida del catalizador hacia el silenciador	128
Figura 73. El sistema de escape.....	130
Figura 74. Tubería de escape.....	133

Figura 75. Silenciador	136
Figura 76. Motor Husqvarna 56 cm ³ con sistema de escape no sintonizado	145
Figura 77. Motor Husqvarna 56 cm ³ con sistema de escape sintonizado .	146
Figura 78. Medición y simulación de la rata de flujo de aire.....	147
Figura 79. Medición y simulación de la trapping efficiency	147
Figura 80. Medición y simulación de la eficiencia de carga	148
Figura 81. Medición y simulación de los niveles de torque	148
Figura 82. Datos medidos y calculados de BMEP	149
Figura 83. Datos medidos y calculados de potencia de salida.....	149
Figura 84. Datos medidos y calculados de rata de consumo de combustible	150
Figura 85. Datos medidos y simulados de emisiones de hidrocarbonos ...	150
Figura 86. Datos medidos y calculados de niveles de monóxido de carbón	151
Figura 87. Imagen en pantalla del sptool	156
Figura 88. Imagen en pantalla para crear el espectro.....	157
Figura 89. Imagen en pantalla del la creación del espectro	157

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. GENERALIDADES DE UN PARAMOTOR	109
Anexo B. MEDICION DEL RUIDO EN MOTORES SEGÚN LA SAE	112
Anexo C. NORMATIVA COLOMBIANA RESPECTO AL RUIDO.....	121
Anexo D. GENERALIDADES SOBRE LOS SISTEMAS DE ESCAPE.....	125
Anexo E. REDUCCIÓN DE EMISIONES DE ESCAPE Y AUMENTO DE LA POTENCIA DE SALIDA USANDO UN SISTEMA DE ESCAPE SINTONIZADO EN UN MOTOR DE DOS TIEMPOS	144
Anexo F. MANEJO DE LA SEÑAL SONORA EN MATLAB.....	153
Anexo G. PLANOS	159

NOMENCLATURA O GLOSARIO

NOTACIÓN

dP	Variación depresión en una tubería.
P	Radio de presión en una tubería.
a_0	Velocidad de una onda de sonido en el aire.
γ	Radio de calores específicos.
P_0	Presión atmosférica.
T_0	Temperatura atmosférica.
ρ_0	Densidad atmosférica.
c	Velocidad de una partícula de gas en una onda de amplitud finita.
α	Velocidad de propagación.
a	Velocidad local del sonido.
R	Constante del gas.
\bar{R}	Constante universal de los gases.
C_p	Calor específico a presión constante.
C_v	Calor específico a volumen constante.
h	Entalpía de los gases de escape.
u	Energía interna de los gases de escape.
AFR	Relación aire – combustible.
EO	Inicio del periodo de escape.
EC	Fin periodo de escape.
TDC	Punto muerto superior.
BDC	Punto muerto inferior.
T_{exc}	Temperatura gases de escape.
θ_{ep}	Periodo total de apertura del puerto de escape.
d_0	Diámetro del puerto de escape del motor.

d_n (n=1:7)	Diámetro de la sección de la tubería de escape.
t_{rp}	Tiempo de retorno del pulso de escape.
L_t	Longitud total de la tubería de escape.
K_{1-2}	Constantes según tipo del motor para determinar los diámetros 1 y 4.
K_h	Coefficiente de bocina.
I	Intensidad del sonido.
β_1	Fluctuación de presión de la onda sonora.
V_b	Volumen de la cámara del silenciador.
L_b	Longitud de la cámara del silenciador.
d_b	Diámetro de la cámara del silenciador.
x_t	Espesor de pared de la cámara del silenciador.
A_b	Área de la sección transversal del silenciador.
L_h	Longitud agujereada del silenciador.
f_{sr}	Frecuencia de resonancia del silenciador.
K_h	Conductividad de los agujeros.
β_{tr}	Atenuación o pérdida de la intensidad de sonido.

RESUMEN

TÍTULO:
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE ESCAPE DE UN PARAMOTOR*

AUTORES:
Milton Fernando Martínez Guarín
Néstor Humberto Díaz Pinto**

PALABRAS CLAVES:
Paramotor, motor de dos tiempos, sistema de escape, tubería de escape sintonizada, silenciador lado resonante.

DESCRIPCIÓN:

Este proyecto nace con la necesidad de mejorar las características tanto técnicas como estéticas del sistema de escape de un paramotor, continuando con la idea de perfeccionar las capacidades de diseño y manufactura para la creación de una pequeña industria aeronáutica en la región.

Esta industria aeronáutica es ideal para Santander debido a su geografía y a que sus condiciones de clima y terreno son excelentes para la práctica de deportes aeronáuticos en especial el parapentismo.

Se diseña y construye un sistema de escape para un paramotor, medio de aviación ultraligera, el cual cuenta con un motor Yamaha de 175 c.c. El sistema de escape está conformado por una tubería sintonizada para dar alta potencia, y un silenciador tipo lado resonante que permite cumplir la normativa Colombiana medioambiental respecto al ruido producido por el motor. Para este propósito se toman datos del paramotor; como, rpm, sonido y potencia, teniendo como guía el libro del profesor Gordon P Blair, Design and Simulation of Two Stroke Engine, tanto el tubo de escape como el silenciador se construye en acero inoxidable el cual es pulido para darle una mejor apariencia.

El sistema de escape cumple con los requisitos de las normas auditivas, no le resta potencia al motor, además es liviano, resistente y con un excelente acabado.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico – Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Jorge Enrique Meneses

ABSTRACT

TITLE:
DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE EXHAUST SYSTEM FOR A PARAMOTOR*

AUTHORS:
Milton Fernando Martínez Guarín
Néstor Humberto Díaz Pinto**

KEY WORDS:
Paramotor, two-stroke engine, exhaust system, tuned exhaust pipe, side resonant silencer.

DESCRIPTION:

This project was born with the need to improve both technical and aesthetic characteristics of the exhaust system of a paramotor, continuing with the idea of upgrading the design and manufacturing capabilities for the creation of small aeronautical industries in our region.

This aeronautical industry is ideal for Santander due to Santander's geography and its climate and terrain conditions are excellent to play aeronautical sports especially to ride a paramotor.

It designs and builds exhaust systems for a paramotor, ultralight aviation through, which has a Yamaha motor 175C.C. This exhaust system is composed of an exhaust pipe is tuned to give high specific power, and a side resonant type of exhaust silencer designed to provide silencing of the exhaust noise and to meet the Colombian environmental regulations. For this purpose are taken paramotor data, such as rpm, sound and power, taking as a guide the book of Professor Gordon P Blair, Design and Simulation of Two Stroke Engine, the exhaust pipe as the muffler is constructed of stainless steel which is polished to give a better appearance.

The exhaust system complies with the requirements of the rules hearing, does not reduce its power to the engine, it's lightweight, sturdy and with an excellent finish.

* Work degree

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering. Eng. Jorge Enrique Meneses

INTRODUCCIÓN

Continuando con el proceso de investigación en la línea de diseño en el campo de aviación experimental que ha llevado la escuela de ingeniería mecánica, en especial el grupo de investigación en mecatrónica GIM-KT, y cumpliendo con la misión de la universidad industrial de Santander, de ser fuente de desarrollo regional y personal, se desarrolla el presente trabajo de grado en aras de fomentar la creación de industria para generar fuentes de empleo para la región.

El interés principal de este trabajo de grado es mejorar en gran medida las características tanto físicas como técnicas del sistema de escape de un paramotor, haciéndolo más liviano, agradable a la vista y que cumpla con la normatividad ambiental, logrando esto sin que se afecte la potencia del paramotor, con un diseño sencillo y a un bajo precio comparado con los existentes en el mercado.

El sistema de escape es una de las partes esenciales de cualquier motor, por lo que se convierte en tema apropiado para la investigación y el aprendizaje. El mencionado sistema desempeña dos funciones vitales: primera, elimina los peligrosos gases de la combustión fuera del vehículo y segunda, reduce el ruido de los gases de escape. Los principales componentes del sistema incluyen: el tubo de escape, el cual tiene diferentes longitudes y diámetros, el silenciador, y diversos brazos y abrazaderas para sostenerlo.

Para el desarrollo del presente trabajo se tomo como referencia la metodología utilizada y publicada por el profesor, Gordon P Blair en su libro

“Design and simulation of two-stroke engines”, también se tomo como referencia el sistema de escape anterior del motor Yamaha 175 c.c, para lograr una comparación más exacta en cuanto a peso y rendimiento del paramotor.

Uno de los principales problemas que surgieron con el desarrollo del proyecto, específicamente en el momento de realizar las pruebas, fue el mal funcionamiento del paramotor, debido principalmente a partes defectuosas que este contenía y muy probablemente por un sistema de escape inadecuado para este tipo de motor.

Al reemplazar del sistema de escape anterior por el diseñado en este trabajo de grado, se consigue un mayor rendimiento o potencia del motor, de igual forma se obtiene un sonido óptimo al disminuir el nivel de decibeles. Paralelamente está comprobado que se reduce el peso y el tamaño del sistema de escape, lo cual es resultado de un material más resistente a las diferentes condiciones de trabajo, que a su vez proporciona un excelente acabado superficial a dicho sistema.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVOS GENERALES

- ▶ Cumplir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, participando activamente en el desarrollo científico, tecnológico, económico y cultural de la región.
- ▶ Generar industria en el campo de la aeronáutica, especialmente en el diseño personalizado de partes de aeromotores, continuando el camino de innovación tecnológica marcado por la escuela de Ingeniería Mecánica.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ▶ Diseñar y construir un sistema de escape utilizando las herramientas CAD y CAE (SolidWorks, Ansys, Matlab) con que cuenta la escuela para reducir el peso del sistema aumentar la atenuación del ruido de un paramotor con las siguientes características:

Tabla 1: Características del paramotor

MOTOR	2 TIEMPOS
CILINDRADA	175 c.c
DIÁMETRO POR CARRERA	66 x 50 m.m.
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	6,7 : 1
POTENCIA MÁXIMA	17 Hp a 7000 rpm
PAR MOTOR MÁXIMO	19 N*m (1649Lb*in)@5500 rpm

Fuente: Proyecto de grado Sistema motriz de un paramotor, diseño y construcción de un prototipo.

- ▶ Cumplir con la Resolución 8321 de 1983 emitida por el Ministerio de Salud, la cual reglamenta la protección de la audición por la emisión

de ruidos, producidos por cualquier fuente fija, y los límites para fuentes móviles (Ver anexo).

2 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

Este trabajo de grado busca el diseño y construcción del sistema de escape para un paramotor construido en la escuela de Ingeniería Mecánica, que no solo cumpla con llevar al ambiente los gases producto de la combustión, y la eliminación del ruido que emite el paramotor hasta alcanzar un nivel inferior al máximo permitido por la ley, sino que cumpla con unos requerimientos necesarios para el funcionamiento óptimo del paramotor.

En el diseño de un sistema de escape de un paramotor se deben tener en cuenta los siguientes factores:

- ▶ Niveles acústicos de salida de los gases
- ▶ Potencia de salida del motor
- ▶ Peso
- ▶ Facilidad de Manufactura
- ▶ Disposición geométrica del sistemas de escape
- ▶ Costo

El sistema de escape está compuesto por dos partes fundamentales: El tubo de escape y el silenciador.

2.1 TUBO DE ESCAPE

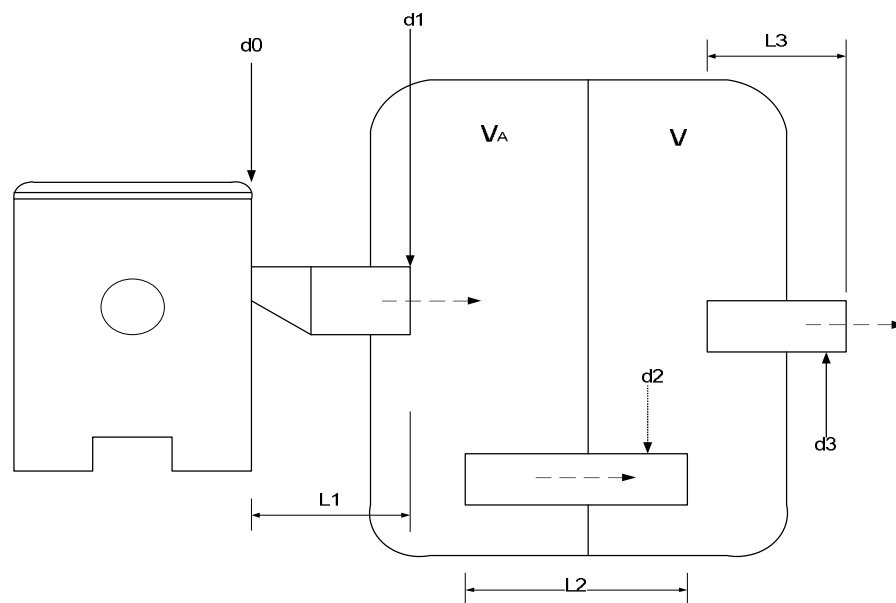
La geometría física del tubo de escape de un motor depende de si el sistema está diseñado para dar una alta potencia específica de salida, o simplemente para silenciar las ondas de presión del escape y cumplir con unas regulaciones medioambientales respecto al ruido.

Hay dos alternativas en el diseño del tubo de escape para un motor de dos tiempos y son las siguientes:

2.1.1 Alternativa 1: Sistema de escape compacto (Sin ajuste)

En muchas aplicaciones de los motores de dos tiempos hay limitaciones de espacio, afectando su diseño especialmente el de los sistemas de admisión y de escape, además se deben cumplir unas normas respecto al ruido producido por el motor. Por esta razón un sistema de escape compacto es necesario, como el mostrado en la figura 1.

Figura 1. Sistema de escape compacto sin ajuste



Fuente: Autores

Este cuenta con una caja que produce el efecto del silenciador y su volumen es de 10 veces o más el volumen del cilindro, esto depende de las limitaciones de espacio con que se cuenta. Aunque este tipo de sistema de escape es muy liviano y cumple con las normativas medioambientales respecto al ruido, su rendimiento es muy bajo debido a que entre más compacto es un sistema de escape menor es su eficiencia y las pérdidas de potencia son mayores.

Tabla 2. Ventajas y desventajas de un sistema de escape sin ajuste.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none">▶ Bajo peso del sistema▶ Cumple con las normativas medioambientales respecto al ruido.▶ Ideal para aplicaciones donde hay limitaciones de espacio	<ul style="list-style-type: none">▶ Eficiencia total muy baja.▶ Altas pérdidas de potencia de salida.

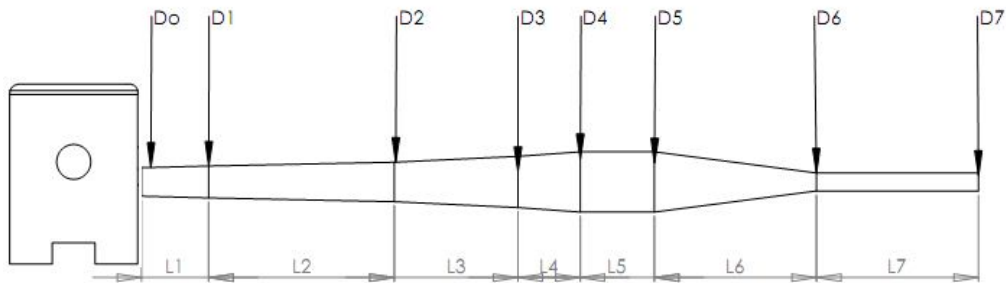
Fuente: Autores

2.1.2 Alternativa 2: Sistema de escape ajustado para alto desempeño

Para lograr un alto desempeño y un adecuado efecto de sonido muchos motores de dos tiempos utilizados en la aeronáutica, las motos de carreras, vehículos de nieve (snowmobiles) y motos acuáticas usan un sistema de escape ajustado para alto desempeño como el mostrado en la figura 2.

En este sistema aunque sus dimensiones son mucho más grandes que en el sistema anterior, el rendimiento es considerablemente mayor ya que en su diseño se tiene en cuenta el comportamiento de las ondas de presión creadas por los gases al salir de la cámara de combustión y el comportamiento del flujo inestable dentro de una tubería para poder brindar una alta potencia de salida.

. Figura 2. Sistema de escape ajustado para alto desempeño



Fuente: Autores

Tabla 3. Ventajas y desventajas de un sistema de escape ajustado.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> ▶ Alto desempeño ▶ Manejo adecuado de las ondas de presión creadas por los gases de combustión 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Grandes dimensiones geométricas ▶ Gran peso del sistema ▶ Baja atenuación del ruido producido por los gases de combustión

Fuente: Autores

2.2 EL SILENCIADOR

Una vez diseñado el tubo de escape es posible descargar los gases producto de la combustión a la atmósfera, pero esto sería extremadamente ruidoso y no se cumplirían las estrictas normas medioambientales respecto al ruido producido por motores de combustión, por esta razón se utilizan silenciadores a la salida del tubo de escape. El diseño y selección del tipo de silenciador es muy importante ya que una mala elección puede causar restricciones de salida a los gases de escape y aumentar significativamente el peso del sistema volviendo ineficiente el paramotor.

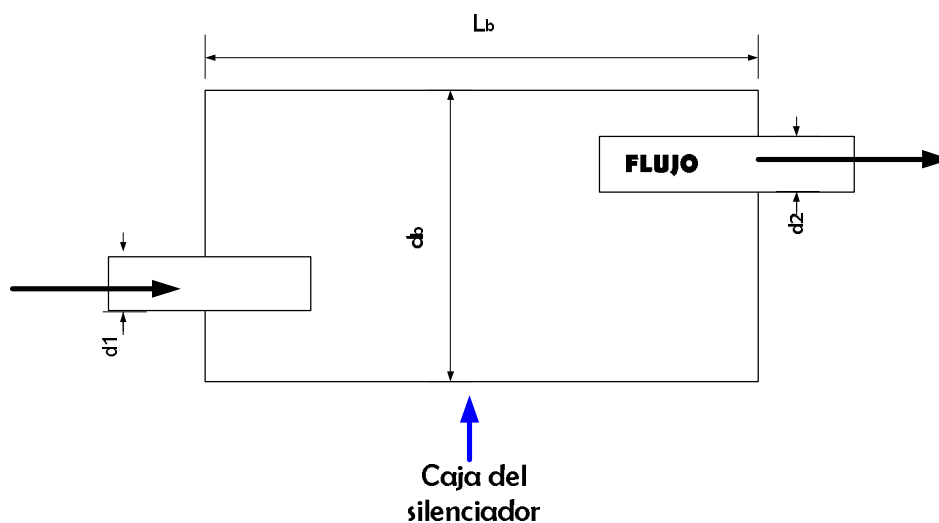
Hay tres alternativas en el diseño de silenciadores, y son las siguientes:

2.2.1 Alternativa 1: Silenciador tipo difusor

Este tipo de silenciadores intentan absorber las frecuencias de sonido distintas a las de resonancia de la caja, esto hace que las frecuencias de sonido que hagan resonar la caja del silenciador podrán pasar y no se tendrá una adecuada atenuación del ruido.

Un silenciador tipo difusor es mostrado en la figura 3.

Figura 3. Silenciador tipo difusor



Fuente: Autores

Tabla 4. Ventajas y desventajas del silenciador tipo difusor

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none">▶ Bajo peso▶ Facilidad de manufactura	<ul style="list-style-type: none">▶ Amplia banda de frecuencias en las cuales no habrá atenuación del ruido

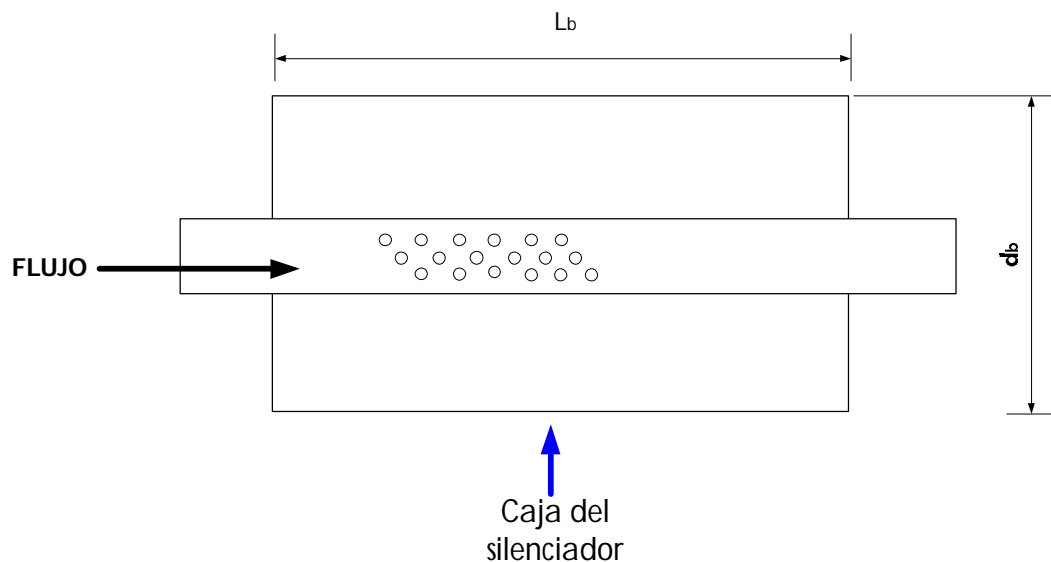
Fuente: Autores

2.2.2 Alternativa 2: Silenciador tipo lado resonante

Este tipo de silenciador intenta absorber el ruido de una frecuencia específica, tal como la del pulso de escape. Este tipo de silenciador es muy útil para atenuar ruidos de frecuencias mayores a 1 KHz., además cuando la frecuencia del ruido aplicado es igual a la de resonancia del silenciador se tiene un nivel considerable de atenuación, esto representa una ventaja respecto al silenciador tipo difusor.

Un silenciador tipo lado resonante es mostrado en la figura 4.

Figura 4. Silenciador tipo lado resonante



Fuente: Autores

Tabla 5. Ventajas y desventajas del silenciador tipo lado resonante

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none">▶ Bajo peso▶ Adecuada atenuación del ruido para una amplia banda de frecuencias	<ul style="list-style-type: none">▶ Difícil manufactura▶ Costo elevado

Fuente: Autores

2.2.3 Alternativa 3: Silenciador tipo absorción

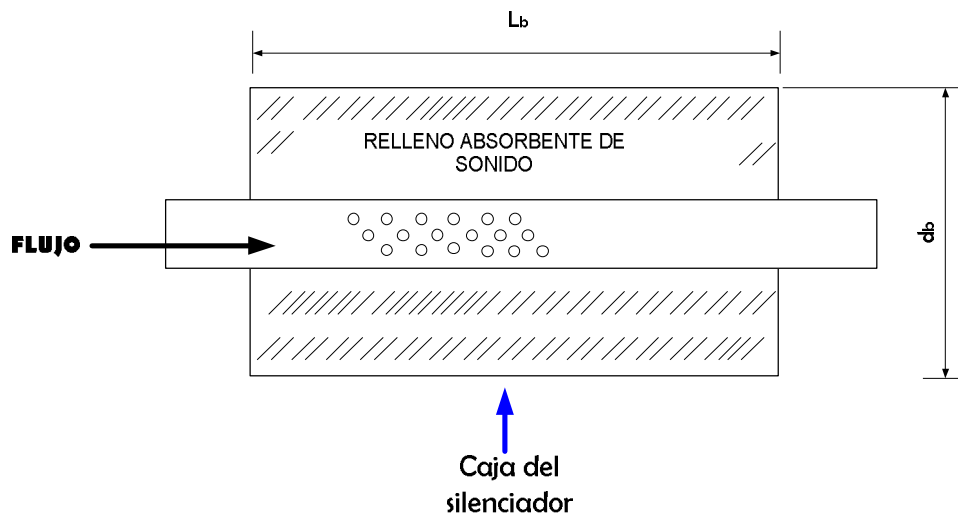
Los silenciadores tipo absorción tienen una geometría similar a la de los silenciadores de lado resonante, pero su comportamiento es similar al de los silenciadores tipo difusor con la diferencia que tienen un material de relleno que absorbe las frecuencias de “pass band”, es decir las frecuencias de resonancia de la caja del silenciador.

Este tipo de silenciadores tienen una alta atenuación para frecuencias por encima de 2 KHz. Y relativamente poca debajo de 400 Hz.

La absorción depende significativamente del relleno y de su capacidad de absorción. Generalmente los rellenos son de fibra de vidrio o lana mineral.

Un silenciador tipo lado resonante es mostrado en la figura 5.

Figura 5. Silenciador tipo absorción



Fuente: Autores

Tabla 6. Ventajas y desventajas del silenciador tipo absorción

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> ▶ Buena atenuación del ruido para todo tipo de frecuencias 	<ul style="list-style-type: none"> ▶ Difícil manufactura ▶ Gran peso ▶ Costo elevado

Fuente: Autores

2.3 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA

En el diseño del paramotor es importante desarrollar una alta potencia de salida y un adecuado efecto de sonido, para lograr esto el sistema de escape tiene que ser liviano, eficiente y seguro. Por esta razón hemos escogido la alternativa de diseño del tubo de escape ajustado para alto desempeño, aunque su peso es mayor que en el sistema de escape compacto sin ajustar, en el paramotor no se tienen las limitaciones de espacio y se necesita una alta potencia de salida, cosa que no puede darnos el sistema de escape compacto no ajustado.

Para lograr un adecuado efecto de reducción del ruido hemos elegido la alternativa del silenciador de lado resonante que nos permitirá tener una adecuada atenuación del ruido sin tener que aumentar el peso y los costos al necesitar un relleno absorbente para las frecuencias de pass band, y su excelente comportamiento respecto a las frecuencias que causan resonancia en su caja.

3 GENERALIDADES Y DESARROLLO TEÓRICO DEL COMPORTAMIENTO DE LOS GASES EN UNA TUBERÍA DE ESCAPE

El flujo de gas dentro de un motor, y especialmente en la tubería de escape tiene un comportamiento inestable. La definición de flujo de gas inestable es cuando la presión, temperatura y velocidad de las partículas en un ducto son variables en el tiempo, en el caso del flujo en el escape su comportamiento inestable es producido porque la presión del cilindro cae con la rápida abertura del puerto de escape del pistón. Esto hace que la presión en la tubería de escape cambie con el tiempo.

Para entender el comportamiento del flujo en el escape debemos profundizar un poco en la naturaleza del flujo inestable.

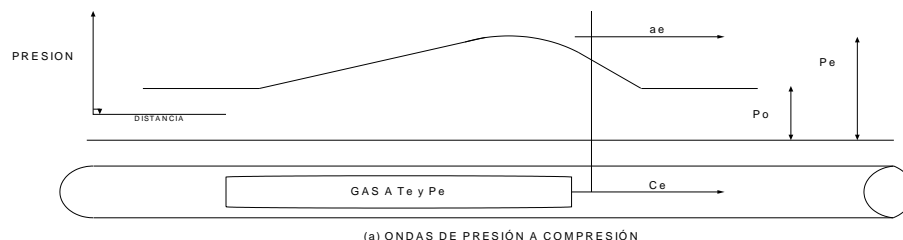
3.1 MOVIMIENTO DE LAS ONDAS DE PRESIÓN DENTRO DE UNA TUBERÍA

3.1.1 Nomenclatura para las ondas de presión

Las ondas de presión de baja amplitud como las sonoras, son de gran ayuda para entender la naturaleza fundamental de ondas de amplitud mayor como las encontradas en los ductos de escape de los motores.

Existen ondas de presión de dos tipos: Ondas de compresión y ondas de expansión.

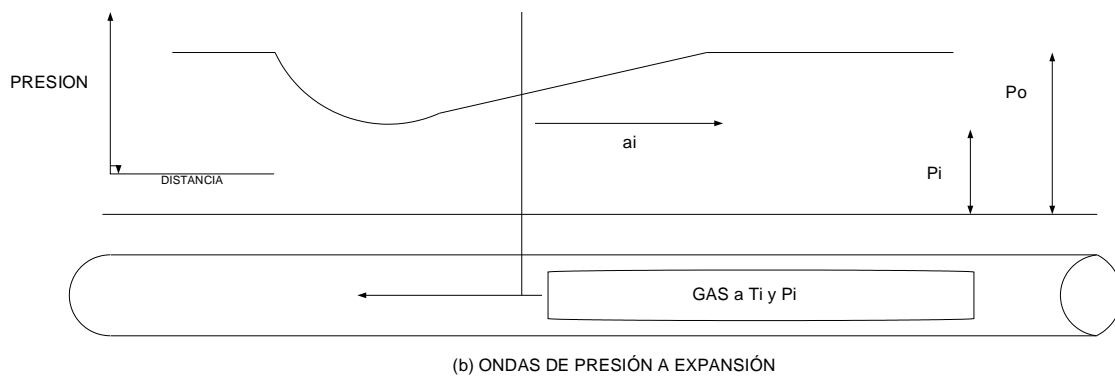
Figura 6. Onda de compresión en una tubería.



Fuente: Autores

En la figura mostrada anteriormente se puede observar una onda de compresión, en la cabeza del tubo encontramos la presión y la temperatura de la onda no perturbada P_o y T_o respectivamente, y existe un punto a la derecha de P_o donde su presión P_e es mayor que P_o y la onda se está propagando hacia la derecha a una velocidad α_e de la onda. Las partículas del gas se mueven a una velocidad c_e en la misma dirección de propagación de la onda.

Figura 7. Onda de expansión en una tubería.



Fuente: Autores

En una onda de expansión como la mostrada anteriormente existe un punto hacia la derecha de P_o donde su presión P_i es menor que P_o y la onda se está propagando hacia la derecha a una velocidad α_i de la onda. Las partículas del gas se mueven en dirección opuesta a la propagación de la onda.

Comprender este fenómeno es importante ya que las emisiones de escape vienen encabezadas por ondas de compresión.

3.1.2 Velocidad de propagación de las ondas de presión acústica¹

Como las ondas acústicas son ondas de presión de amplitud pequeña, para facilitar los cálculos debemos definir dp que para las ondas de compresión es:

$$dp = (P_e - P_o) \text{ Ecuación 1}$$

Y para las ondas de expansión tenemos:

$$dp = (P_o - P_i) \text{ Ecuación 2}$$

El ratio de presión **P** lo definimos como la presión p de cualquier punto de la onda dividido en la presión no perturbada o presión de referencia P_o

$$P = \frac{p}{P_o} \text{ Ecuación 3}$$

El ratio de presión típico para un pulso de escape en un motor y su tubería de escape es de aproximadamente 1,5.

La velocidad de una onda de sonido en el aire está dada por:

$$a_o = \sqrt{\gamma * R * T_o} \text{ Ecuación 4}$$

$$a_o = \sqrt{\frac{\gamma * P_o}{\rho_o}} \text{ Ecuación 5}$$

¹ Blair, Gordon P. "Gas flow through two-strokes engines". En: *Design and simulation of two stroke engines*. SAE. Warrendale, 1996, p.49

Donde γ es el radio de calores específicos para el aire, T_o es la temperatura de referencia, y ρ_o es la densidad de referencia.

Para ondas de sonido en el aire, P_o , T_o , ρ_o son los valores de presión, temperatura y densidad atmosférica respectivamente.

$$P_o = \rho_o * R * T_o \text{ Ecuación 6}$$

Donde R es la constante particular del gas involucrado.

3.1.3 Propagación y velocidad de las partículas para ondas de velocidad finita²

Toda onda con radio de presión más grande que una onda acústica es llamada una onda de amplitud finita, como las ondas presentadas en las tuberías de escape de los motores de dos tiempos.

La velocidad de una partícula del gas en una onda de amplitud finita es:

$$c = \frac{2}{\gamma - 1} * a_o * \left[\left(\frac{P}{P_o} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \text{ Ecuación 7}$$

3.1.4 Velocidad de propagación³

La velocidad de propagación en cualquier punto de la onda donde la presión es p y la temperatura T es como en una pequeña onda acústica moviéndose a la velocidad del sonido local a estas condiciones, pero sobre la cabeza de las partículas del gas las cuales también se están moviendo. Además la

² Ver Blair, Gordon. "Design and simulation of two stroke engines", p. 55

³ Ver Blair, Gordon. "Design and simulation of two stroke engines", p. 57

absoluta velocidad de propagación en cualquier punto de la onda es la suma de la velocidad local del sonido y la velocidad local de las partículas.

La velocidad de propagación en cualquier punto en una onda de amplitud finita está dada por α :

$$\alpha = a + c \quad \text{Ecuación 8}$$

Siendo a la velocidad local del sonido a la elevada presión y temperatura del punto de la onda p y T , así tenemos:

$$a = \sqrt{\gamma * R * T} \quad \text{Ecuación 9}$$

Asumiendo un cambio isoentrópico de las condiciones iniciales p_o y T_o a p y T , entonces para este cambio se puede relacionar:

$$\frac{T}{T_o} = \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{Ecuación 10}$$

$$\frac{a}{a_o} = \sqrt{\frac{T}{T_o}} = \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad \text{Ecuación 11}$$

Así la velocidad absoluta de propagación α queda de la siguiente manera:

$$\alpha = a_o * \left[\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1} * \left(\frac{p}{p_o} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \frac{2}{\gamma - 1} \right] \quad \text{Ecuación 12}$$

3.2 PROPIEDADES DE LOS GASES⁴

La propagación de las ondas de presión, y la rata de flujo másico para cualquier gas depende de sus propiedades, especialmente de la constante particular del gas R y del radio de los calores específicos γ . El valor de R depende de la composición del gas, y el radio de calores específicos depende tanto de la composición del gas como de la temperatura.

La constante del gas R , de cualquier gas es la relación entre la constante del gas universal \bar{R} y el peso molecular del gas M :

$$R = \frac{\bar{R}}{M} \quad \text{Ecuación 13}$$

La constante universal de los gases tiene un valor de $8314,4 \frac{J}{Kmol * K}$, los calores específicos a presión y temperatura constante C_p y C_v son determinados de sus relaciones definidas con respecto a la entalpía h y a la energía interna u :

$$C_p = \frac{dh}{dT} \quad C_v = \frac{du}{dT} \quad \text{Ecuación 14}$$

El radio de calores específicos γ es:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad \text{Ecuación 15}$$

La energía interna y la entalpía de los gases son funciones no lineales de la temperatura, debido a esto C_v , C_p o γ no son una constante.

⁴ Ver Blair, Gordon. "Design and simulation of two stroke engines", p. 64

Si el gas es una mezcla de varios gases, entonces las propiedades de cada gas individual deben ser valoradas separadamente, y la combinación produce el comportamiento de la mezcla.

3.2.1 Gases de escape

Los gases de escape son una mezcla de varios gases, y su composición depende de la relación aire combustible en la combustión, así si la combustión fuera en teoría estequiométrica habría unas pequeñas trazas de monóxido de carbón, y en menor proporción trazas de oxígeno e hidrógeno. Si la mezcla fuera progresivamente más rica que estequiométrica los gases de escape contendrían grandes cantidades de monóxido de carbono CO y trazas de hidrógeno H₂, pero tendría muy poco oxígeno libre O₂. Si la mezcla fuera progresivamente más pobre que estequiométrica, los gases de escape contendría menores cantidades de monóxido de carbono e hidrógeno, pero tendrían altas cantidades de oxígeno libre.

Las propiedades de los gases de escape no solo dependen de la temperatura, sino también del proceso de combustión que los creó. Debido a esto evaluar las propiedades de los gases de combustión es un poco difícil.

Las siguientes tablas muestran las propiedades de los gases de combustión a bajas y elevadas temperaturas, variando la relación aire combustible que las produce desde 13 que representa una combustión rica, 15 una estequiométrica, hasta una relación de 17 que es aproximadamente el límite al que la gasolina se puede quemar.

Tabla 7. Propiedades de los gases de escape a baja temperatura (293 K); % en Volumen.

AFR	%CO	%CO ₂	%H ₂ O	%O ₂	%N ₂	R	γ
13	5,85	8,02	15,6	0,00	70,52	299,8	1,388
15	0,00	12,50	14,1	0,00	73,45	290,7	1,375
17	0,00	11,14	12,53	2,28	74,05	290,4	1,376

Fuente: Blair, Gordon. "Design and simulation of two - stroke engines," p.68

Tabla 8. Propiedades de los gases de escape a elevadas temperaturas.

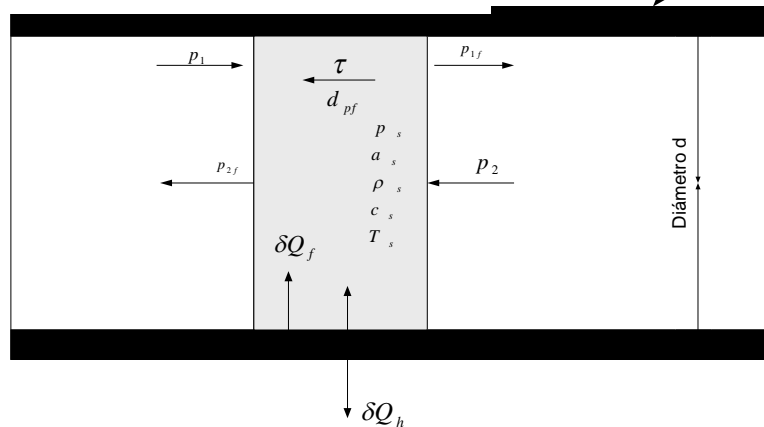
T=500 K			T=1000 K		
AFR	R	γ	AFR	R	γ
13	299,8	1,362	13	299,8	1,317
15	290,7	1,350	15	290,8	1,307
17	290,4	1,352	17	290,4	1,310

Fuente: Blair, Gordon. "Design and simulation of two - stroke engines," p.68

3.3 CALOR TRANSFERIDO DURANTE LA PROPAGACIÓN DE UNA ONDA DE PRESIÓN

El calor puede ser transferido desde o hacia la pared del tubo de escape y el gas como es un proceso de flujo inestable lo conduce. En el escape de un motor el fenómeno principal de transmisión de calor es el de la convección. convección tubo de escape

Figura 8. Calor transferido en un



Fuente: Autores

También se debe tener en cuenta el calor generado por la fricción durante la propagación de la onda, esto se debe a que las partículas inducen fuerzas actuando en contra del flujo debido a las fuerzas de forma viscosa generadas en la capa más cercana a la tubería. El efecto de fricción produce:

- ▶ Caída de presión de la onda en oposición al movimiento de las partículas.
- ▶ Las fuerzas de forma viscosa actuando a lo largo de la distancia recorrida por las partículas, significa un aumento del calor interno local en las partículas del gas.

En la figura anterior podemos observar dos ondas de presión que se encuentran en un proceso de superposición en un flujo en condiciones no estables, sus presiones son p_1 y p_2 respectivamente.

Las ondas p_1 y p_2 están en un proceso de superposición y debido a la distancia dx viajada por las partículas durante un tiempo dt , se crearán unas pérdidas por la fricción lo que incrementará el calor interno δQ_f , y habrá una caída de presión dp_f .

El estrés de corte, τ , en la pared es resultado del proceso descrito anteriormente y esta dado como:

$$\tau = C_f * \frac{\rho_s * c_s^2}{2} \quad \text{Ecuación 16}$$

El factor de fricción C_f , tiene un rango entre 0,003 y 0,008 dependiendo de si el fluido es viscoso o tiene una pared de tubería rugosa.

4 CONSIDERACIONES TEÓRICAS EN EL DISEÑO DE LA TUBERÍA DE ESCAPE

4.1 EL DUCTO DE ESCAPE

El diseño del sistema de escape para un motor de dos tiempos es de alta complejidad, no solamente por la dificultad de comprender la dinámica de los gases inestables, sino porque la respuesta óptima para el sistema de escape de un paramotor depende de la combinación de la dinámica deseable de los gases de escape y las limitaciones físicas del paramotor.

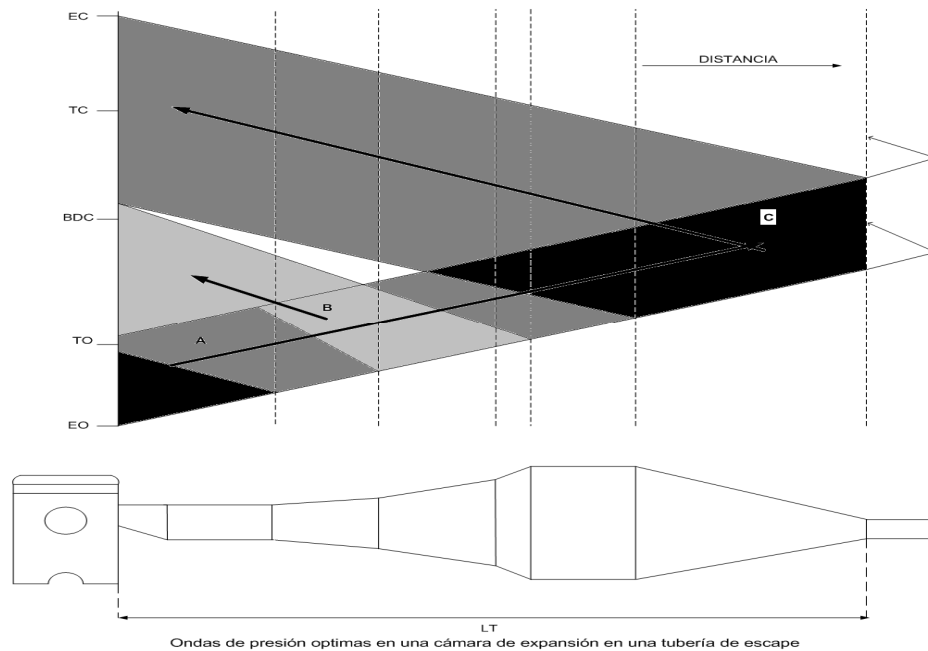
4.2 LAS DIMENSIONES

Para dimensionar el tubo de escape se debe tener en cuenta los requerimientos de alta potencia, bajo peso, y las limitaciones de espacio que un paramotor tiene.

Debido a esto los diámetros y longitudes deben ser lo más ajustados posible sin que se afecte la potencia de salida del motor, así el ducto de escape sintonizado para dar alto desempeño, como el mostrado en la figura 2 tiene las siguientes dimensiones: la dimensión d_0 corresponde al área máxima del puerto de escape del motor, la tubería correspondiente al diámetro d_1 puede ser cónica o puede ser paralela, depende del criterio del diseñador, en nuestro caso a de ser paralela. Las primeras secciones antes del diámetro mayor d_4 , son cónicas para dar un máximo comportamiento reflectivo e inducir ondas de expansión, el resto de la tubería se contrae para reflejar los “pluggings” pulsaciones esenciales para dar alta potencia de salida, el último tramo generalmente es paralelo y de diámetro d_7 usualmente igual a d_1 . En este punto se puede descargar los gases producto de la combustión a la

atmósfera pero esto es extremadamente ruidoso, y existen unas regulaciones medioambientales que se deben cumplir, por este motivo se adiciona un silenciador a la salida de la tubería de escape.

Figura 9. Ondas de presión óptimas en una cámara de expansión en una tubería de escape



Fuente: Autores

La figura 9 muestra el comportamiento de los pulsos de escape dentro de una tubería de escape sintonizado, el boceto encima del dibujo en su eje vertical está representado los tiempos de apertura y cierre del periodo de escape (EO y EC) respectivamente, los tiempos de apertura y cierre del periodo de transferencia (TO y TC) respectivamente, el punto muerto inferior BDC. En el eje de las x está la longitud del tubo de escape.

En la figura 9 el pulso de escape (A) está dejando el puerto de escape hacia la derecha a la atmósfera, al principio se envían reflexiones de succión (B) de vuelta al motor desde el difusor y ondas reflejadas de compresión (C) desde la tobera, la densidad de la sombra representa la intensidad de la presión

superpuesta, donde la intensidad de sombra sea mayor, la presión es más alta. El pulso de escape se propagará en la tubería paralela sin reflexiones, pero al llegar al cambio de sección empiezan las ondas reflectivas. En este diseño optimizado el comportamiento de la reflexión primaria asegura que el pico de la reflexión de succión retorna al puerto de escape alrededor del periodo del punto muerto inferior para ayudar en el proceso de admisión, también el retorno de los “pluggings” pulsos al puerto de escape, para mantener carga fresca en el cilindro y aumentar la eficiencia de carga antes de que el puerto de escape se cierre.

El comportamiento del pulso de escape en la tubería permanece más o menos constante para todas las velocidades del motor, aunque existe una velocidad que permite un comportamiento óptimo del sistema de escape, así si la velocidad del motor está por debajo de esta velocidad óptima el tiempo completo entre el inicio y el fin del periodo de escape EO y EC respectivamente se incrementará permitiendo que los pulsos “pluggings” interfieran con el proceso de admisión. Si la velocidad del motor es mucho más alta que la velocidad óptima el tiempo completo entre el inicio y el fin del periodo de escape EO y EC respectivamente será más corto y los “pluggings” pulsos aparecerán en el puerto de escape una vez este ya esté cerrado, así el proceso de mantener carga fresca no se beneficiará en nada de su llegada.

Para determinar los diámetros y longitudes del tubo de escape nos basamos en unas ecuaciones empíricas. Esta asesoría empírica está relacionada con:

- La estimación de la geometría de la cámara de expansión del sistema de escape, para dar una alta potencia de salida.
- Dar unos requerimientos de ruido y velocidad de salida de los gases adecuados.

El diseño empírico trata de enfocar en el mejoramiento de la potencia efectiva del motor contando con unas relaciones lineales entre el periodo de

escape, θ_{ep} , la longitud total de la tubería de escape, L_T , y la velocidad de referencia para la propagación de ondas de presión, a_0 .

El objetivo principal del proceso de diseño empírico es la correcta reflexión de la fase de “pluggings” para la velocidad de motor deseada y su pico de potencia, esto significa calcular la longitud sintonizada de la tubería desde la cara del pistón hasta la entrada del silenciador L_T . El siguiente criterio importante es proporcionar el área de salida de la tubería como una función del área del puerto de escape, de esta manera se podrá evacuar los gases antes del siguiente pulso de escape. El tercer criterio es de terminar el final del difusor y el comienzo de la cola de la boquilla, de esta forma la succión y los efectos del “pluggings” están correctamente fasados. El último criterio es localizar la segunda mitad del difusor, para que así la reflexión inversa del pulso del “pluggings” del difusor y la primera reflexión de este desde el puerto de escape no se combinen, porque de lo contrario producen resonancia lo cual no es aconsejable.

Un difusor de múltiples etapas como el diseñado para el paramotor, es un método eficiente para reflejar los pulsos de escape y en menor grado sus primeras etapas reducen las pérdidas de energía desde la formación de la onda de choque en la entrada del difusor.

Todo el proceso de diseño empírico está resumido en ecuaciones muy simples, las cuales han sido usadas y probadas durante muchos años en el desarrollo teórico y experimental de cámaras de expansión para motores de carreras. Estas ecuaciones son una aproximación empírica, no un cálculo preciso, y son un punto de partida para la optimización por simulación preferiblemente en combinación con pruebas experimentales en motores de prueba.

4.3 ECUACIONES PARA DIMENSIONAR LA TUBERÍA⁵

Para dimensionar la tubería de escape debemos conocer unas dimensiones físicas del motor como el diámetro del pistón, carrera, temperatura de los gases de escape, T_{exc} , estimada en la sección media de la tubería en grados centígrados, periodo total de apertura del puerto de escape, θ_{ep} , área de flujo del puerto de escape la cual tiene un diámetro equivalente d_0 que es el diámetro inicial de la tubería de escape. En tuberías de escape para motores de carreras donde se busca maximizar la presión dada por los “pluggings” para aumentar la eficiencia de “trapping”, se ha visto que un diámetro d_1 aproximadamente 1,05 veces más grande que d_0 se comporta de una buena manera.

Conociendo el valor de d_1 y de d_0 se puede calcular el diámetro de la cola de la tubería d_7 dependiendo además del bmep del motor de la siguiente manera:

Tabla 9. Diámetro d_7 según el tipo de motor

Tipo de motor según bmep	Diámetro d_7
Motores de carreras aproximadamente 11 bar bmep	$d_7 = 0,6d_0$
Motores de motocross aproximadamente 9 bar bmep	$d_7 = 0,65d_0$
Motores tipo enduro aproximadamente 8 bar bmep	$d_7 = 0,7d_0$

Fuente: Blair, Gordon. “Design and simulation of two - stroke engines,” p.442

Tenemos que la velocidad del sonido es un criterio real, y como es proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura en grados Kelvin, la selección de la temperatura de la tubería de escape no es tan crítica como parece ser.

⁵ Ver Blair, Gordon. “*Design and simulation of two stroke engines*”, p. 435-443

La velocidad del sonido debida a los gases de escape es:

$$a_o = \sqrt{\gamma * R * (T_{exc} + 273)} \quad \text{Ecuación 17}$$

El cálculo de la longitud total de la tubería de escape L_T está basado en la relación entre el retorno del pulso “plugging” dentro del periodo de escape. El criterio de cálculo más efectivo es simple, está basado en años de experiencia y observación empírica.

El periodo de reflexión debe ocurrir simultáneamente al periodo de escape, y la velocidad de la propagación de la onda es la velocidad local del sonido dentro de la tubería. Esta suposición es una aproximación muy cercana según se ha visto por tantos años de experimentación.

$$t_{rp} = \theta_{rp}(\text{grados}) \times \frac{2\pi(\text{rad})}{360(\text{grados})} \times \frac{1}{N(\text{rpm})} \times \frac{60(\text{segundos})}{1(\text{min})} \quad \text{Ecuación 18}$$

Como el periodo de reflexión es igual al periodo de escape tenemos:

$$t_{rp} = \frac{\theta_{ep}(\text{grados})}{6 \times N(\text{rpm})} \quad \text{Ecuación 19}$$

Relacionando la longitud total de la tubería de escape con el periodo de escape y la velocidad local del sonido tenemos:

$$\frac{\theta_{ep}}{6 \times N} = \frac{2 \times L_T}{1000 \times a_o} \quad \text{Ecuación 20}$$

$$L_T = \frac{83.3 \times a_o \times \theta_{ep}}{N} \quad \text{Ecuación 21}$$

Donde L_t está en milímetros, ahora relacionando la longitud total con la temperatura de los gases de escape tenemos:

$$L_T = \frac{83,3 \times \sqrt{R \times \gamma} \times \sqrt{(T_{EXC} + 273)} \times \theta_{ep}}{N} \quad \text{Ecuación 21}$$

La longitud total de la tubería depende directamente de la relación entre la temperatura de escape y las revoluciones del motor.

Siguiendo con las formulas empíricas se determinan las longitudes restantes de la tubería de expansión de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} L_1 &= 0,1 \times L_T & L_2 &= 0,275 \times L_T \\ L_3 &= 0,183 \times L_T & L_4 &= 0,092 \times L_T \\ L_5 &= 0,11 \times L_T & L_6 &= 0,24 \times L_T \\ L_7 &= L_6 \end{aligned} \quad \text{Ecuaciones 22}$$

Ahora para los diámetros de cada sección tenemos:

$$\begin{aligned} d_1 &= k_1 \times d_0 \\ d_4 &= k_2 \times d_0 \end{aligned} \quad \text{Ecuaciones 23}$$

Las constantes k_1 y k_2 dependen del tipo de motor y la función que este desempeña:

Tabla 10. Constante k_1 y k_2 según el tipo de motor.

Tipo De Funcionamiento	k_1	k_2
Motores tipo enduro	1,05	3,25
Motores comunes	1,125	2,125

Fuente: Blair, Gordon. "Design and simulation of two - stroke engines, p.443

El diámetro d_5 normalmente es igual al diámetro d_4 , y para los diámetros d_2 y d_3 existen unas relaciones exponenciales que son las siguientes:

$$\begin{aligned}d_2 &= d_1 \times e^{X_{12}} \\d_3 &= d_1 \times e^{X_{13}}\end{aligned}$$

Ecuaciones 24

Los exponentes X_{12} y X_{13} son una función de las longitudes y son calculados de la siguiente manera:

$$X_{12} = \left(\frac{L_2}{L_2 + L_3 + L_4} \right)^{k_h} \times \ln \left(\frac{d_4}{d_1} \right)$$

$$X_{13} = \left(\frac{L_2 + L_3}{L_2 + L_3 + L_4} \right)^{k_h} \times \ln \left(\frac{d_4}{d_1} \right)$$

Ecuaciones 25

Y el valor de k_h está entre (1,25, 2). Esta forma de dimensionar la tubería de escape hace que los difusores estén diseñados como una bocina, donde k_h representa el coeficiente de bocina.

5 CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS Y TOMA DE DATOS

5.1 CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS

Para la toma de los datos fue necesario construir un banco que facilitara la medición de las revoluciones por minuto del motor, la temperatura y el nivel de ruido producido por los gases de escape que son los parámetros más importantes en el diseño de un sistema de escape.

Por esta razón y debido a la falta de una estructura capaz de soportar el motor brindándonos comodidad para trabajar y facilidad para el desplazamiento por diferentes lugares sin necesidad de desmontar el motor, se llevo a cabo la construcción de un banco de pruebas para el motor.

Se necesitaba de un banco de pruebas de fácil y rápida construcción, que implicara bajos costos y que contara con un diseño flexible al cual se le pudiera adaptar cualquier tipo de motor.

ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Se encontraron varios diseños de bancos de pruebas hechos de manera empírica por varios talleres de mecánica, también se tuvieron varias ideas teniendo en cuenta los materiales con los que contamos.

5.1.1 Alternativa 1:

Figura 10. Banco de pruebas alternativa 1



Fuente: www.twistedanddes.com

La construcción de esta estructura se realiza básicamente en tubo cuadrado, el motor es sostenido por cuatro tornillos sujetos a una placa cuadrada que puede girar 360° siendo asegurado por un perno, posee cuatro llantas que permiten su desplazamiento por cualquier lugar ya sea solo o con el motor. Una de las ventajas más importantes es que una vez el motor montado en el banco puede girar 360° haciendo cualquier arreglo de una forma más fácil además de su sistema de ruedas que permite desplazarlo por cualquier lugar, una de las desventajas con las que cuenta es su tamaño lo que hace incomodo al momento de realizar las pruebas.

5.1.2 Alternativa 2:

Figura 11. Banco de pruebas alternativa 2.

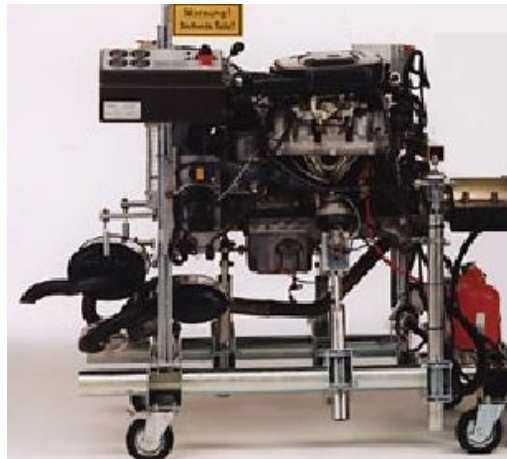


Fuente: www.twistedandies.com

Esta estructura es parecida a la vista anteriormente, su construcción es muy similar una de sus más importantes ventajas es en el modo de sujeción del motor ya que cuenta con cuatro tornillos que se pueden mover de manera universal permitiendo el montaje de cualquier tipo de motor sin necesidad de hacer adaptaciones externas, una de sus desventajas es que no cuenta con refuerzos en su estructura limitando a cargar motores de bajo peso.

5.1.3 Alternativa 3:

Figura 12. Banco de pruebas alternativa 3.



Fuente: www.schaeffler.com

Este diseño consta de una mesa soportada en cuatro ruedas sobre la cual va colocado el motor, es construido básicamente en tubos de aluminio, su construcción es más complicada que las propuestas vistas anteriormente ya que cuenta con un sistema de amortiguación y de encendido eléctrico para el motor, su construcción es muy costosa.

5.1.4 Alternativa 4:

Figura 13. Banco de pruebas alternativa 4



Fuente: www.twistedandes.com

La construcción de este diseño es muy sencilla como podemos observar en la figura 13, es construido mayormente en tubo cuadrado, tiene dos refuerzos en la base de la columna principal, el modo de sujeción del motor es una placa con una prensa la cual aprisiona el motor, esta placa está unida a un eje, el cual permite girar la placa con o sin motor 360°, el modo de sujeción de este eje es por apriete con la estructura principal, su mayor ventaja es su fácil construcción y su facilidad para realizar arreglos en el motor, una de las desventajas con las que cuenta es que no tiene ruedas haciéndolo un banco estático.

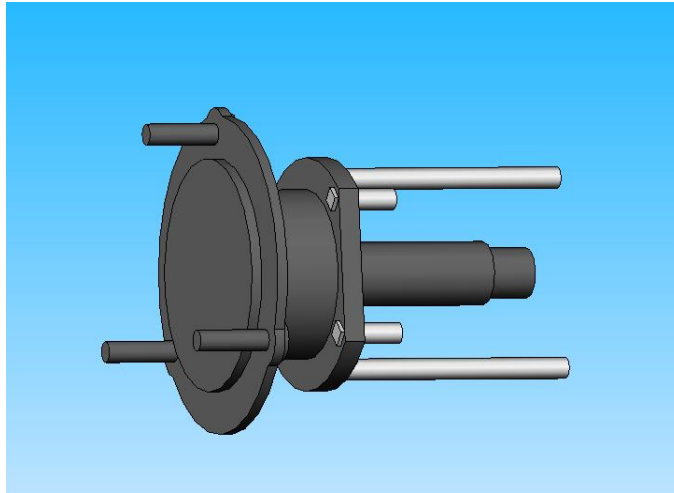
5.2 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA

Después de analizar las propuestas anteriores, concluimos que la mejor opción es la alternativa número cuatro, por su sencillez y facilidad en el diseño y fabricación, además se le adaptaron tres ruedas en su base para su facilidad en su desplazamiento ya sea con o sin motor. Este diseño se adapta a cualquier tipo de motor gracias a la placa frontal la cual puede ser adaptada a la estructura.

5.2.1 Sistema de sujeción

El sistema de sujeción se realiza por una placa semicircular con tres tornillos, esta placa está unida a un eje central el cual atraviesa la estructura, este eje puede ser usado al momento de frenar la placa, este conjunto de piezas es de un cacho de la rueda trasera de un R4, el cual se adapta perfectamente a la estructura del banco.

Figura 14. Sistema de sujeción.

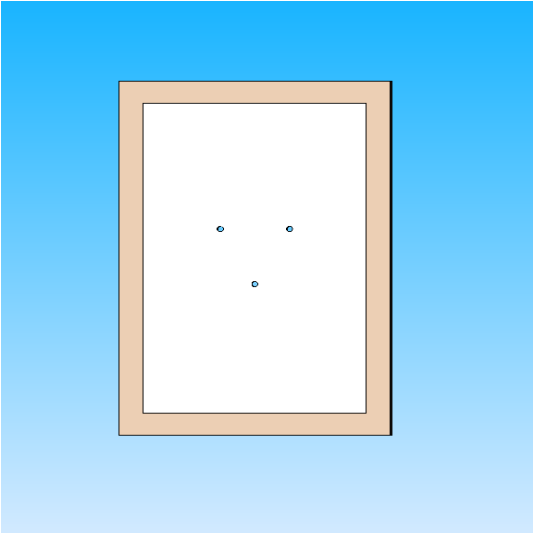


Fuente: Autores

5.2.2 Sujeción del motor

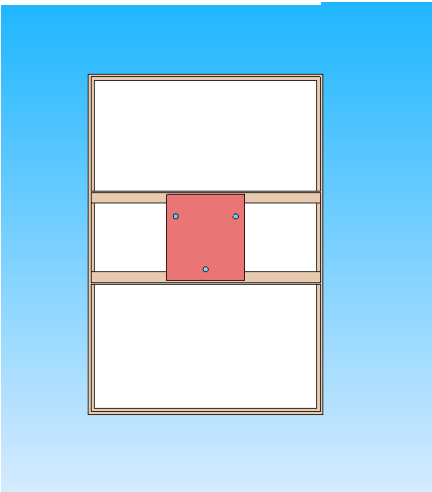
El motor se asegura a una placa metálica, por medio de abrazaderas, la cual a su vez se atornilla al sistema de sujeción del banco por tres tornillos, esta placa es específica para el motor de paramotor pero se le pueden hacer nuevos huecos a la placa si se quiere instalar otro motor o simplemente construir una placa nueva dependiendo el motor que se quiera montar en el banco.

Figura 15. Vista frontal sujeción del motor



Fuente: Autores

Figura 16. Vista trasera sujeción del motor

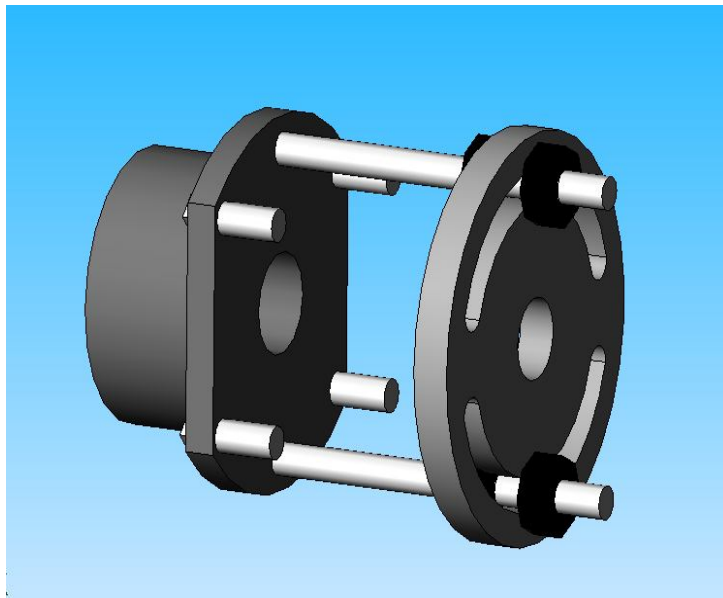


Fuente: Autores

5.2.3 Sistema de frenado

Este sistema es construido por una placa metálica sujeta al eje principal del cacho por la parte posterior del banco, esta placa tiene dos huecos en forma de media luna, estos huecos son atravesados por un par de tornillos soldados a la estructura principal del banco, estas medias lunas permiten que el cacho gire 135° y se aprisiona por medio de tuercas dobles.

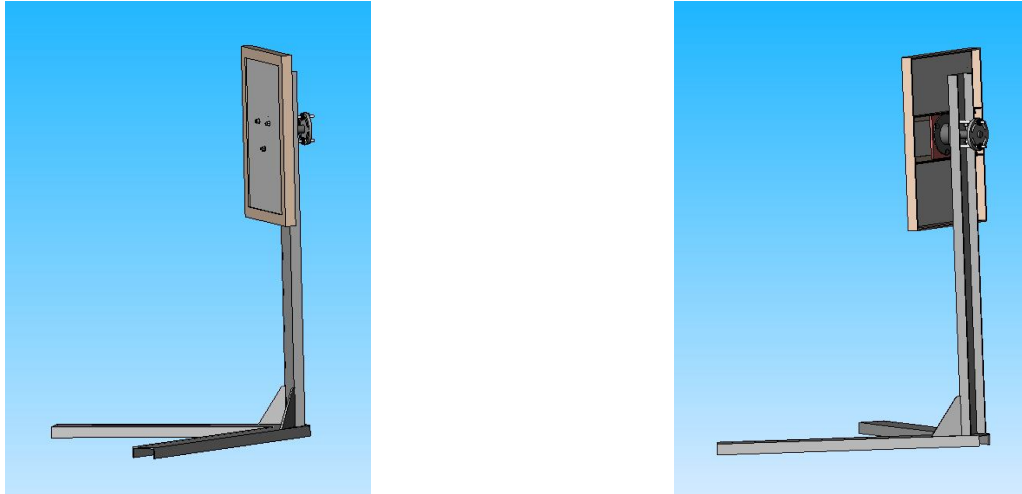
Figura 17. Sistema de frenado



Fuente: Autores

De esta manera el sistema completo se ve de la siguiente manera:

Figura 18. Ensamble banco de pruebas



Fuente: Autores

5.3 TOMA DE DATOS

La toma de datos se realizó para el motor de dos tiempos marca Yamaha DT 175 c.c con las siguientes características:

Tabla 11. Características del motor

Cilindrada	175 cm ³
Ángulo del periodo de escape	178°
Potencia máxima	17 Hp a 7000 rpm
Torque motor máximo	19 N*m a 5500 rpm

Fuente: Proyecto de grado Sistema motriz de un paramotor, diseño y construcción de un prototipo.

El motor fue montado en el banco construido para la toma de datos de la siguiente forma:

Figura 19. Banco de pruebas construido



Fuente: Autores

El equipo necesario para la toma de datos fue, un medidor de revoluciones por minuto que tuviera la facilidad de medir en un motor de dos tiempos, y no fuera por contacto debido a que la hélice del paramotor puede causar accidentes y chocar con el aparato medidor.

Por estos motivos el aparato seleccionado fue un multímetro automotriz marca Erasmus modelo EAZ 300, cuyo tacómetro consta de de una pinza inductiva y su funcionamiento no es por contacto directo al motor, sino que se conecta al cable de la bujía y cada vez que la corriente va hacia la bujía la pinza la detecta y va registrando las revoluciones del motor.

Figura 20. Multímetro Erasmus



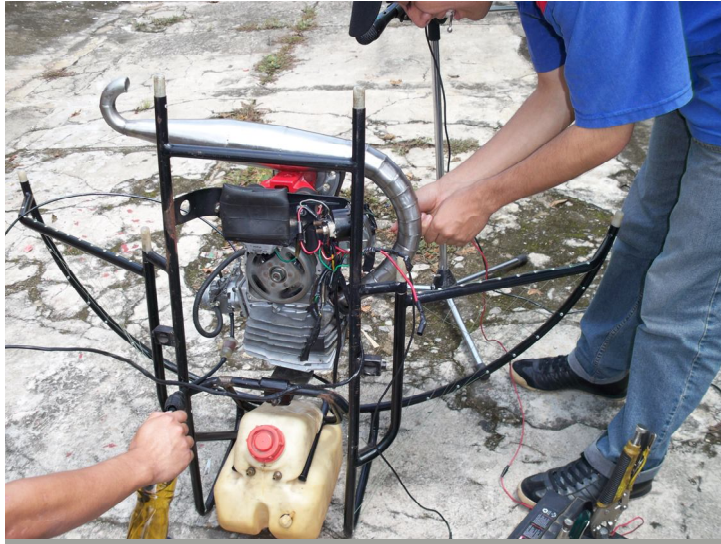
Fuente: Autores

Para medir la Temperatura se uso un display y una termocupla tipo K con una sensibilidad hasta 760°C.

La toma de datos se realizó en varias oportunidades y se obtuvieron las siguientes medidas más significativas:

Para nuestro motor tenemos:

Figura 21. Toma de datos de temperatura vs. rpm



Fuente: Autores

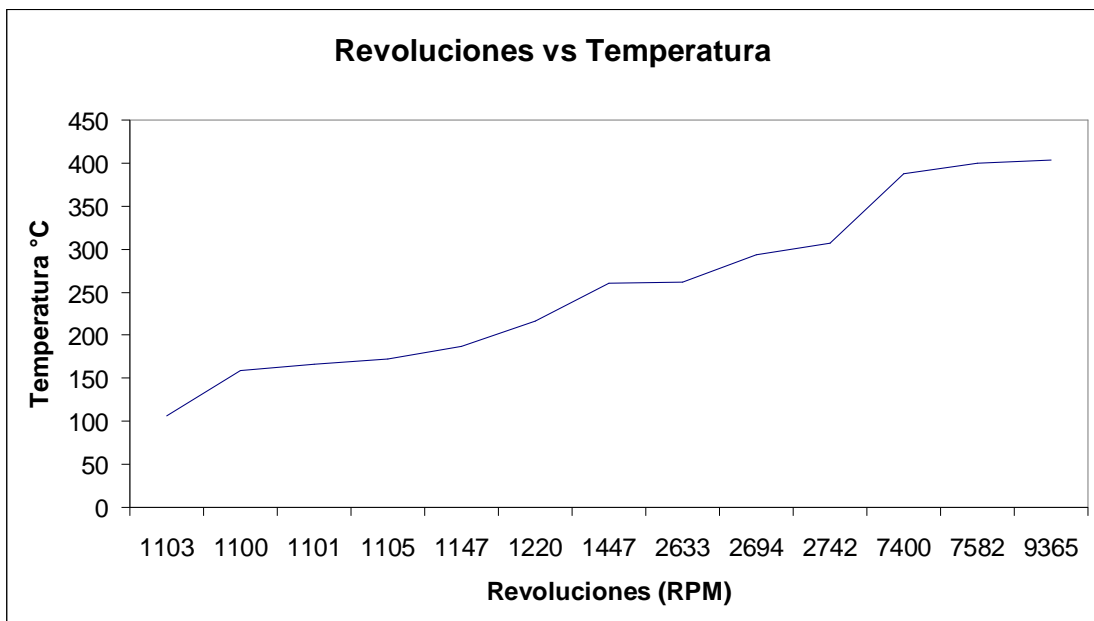
Tabla 12. Revoluciones del motor vs. Temperatura gases de escape medidas

Revoluciones (RPM)	Temperatura gases de escape °C
1103	105.8
1100	159.3
1100.5	165.8
1105	172.9
1147	187.2
1219.8	216.1
1447	260.4
2633.1	261.3
2693.8	292.9
2742.4	307.4
7400.1	387.2
7582.2	399.9
9364.6	403.9

Fuente: Autores

De los datos tomados experimentalmente de la tabla anterior obtenemos la temperatura crítica a las revoluciones críticas, este será nuestro criterio de diseño.

Figura 22. Gráfica Revoluciones del motor vs. Temperatura gases de escape.



Fuente: Autores.

6 DETERMINACIÓN DE LONGITUDES, DIÁMETROS Y MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN DE LA TUBERÍA DE ESCAPE

Todos los diámetros acá calculados son los diámetros internos, así que para completar el diseño es necesario determinar el espesor de la tubería, esto se realizará teniendo en cuenta que el nivel máximo de presión de los gases de escape al pasar por la tubería es aproximadamente 1,5 veces la presión atmosférica, y la temperatura máxima que va a soportar la tubería según las pruebas realizadas (ver tabla 12) es de 403.9° C. Así que debemos escoger un material y un espesor de material que soporte esta presión a esta temperatura y además presente otras propiedades requeridas como un bajo peso, y un excelente acabado superficial.

De la tabla 12 y la figura 22 se observa que la mayor temperatura alcanzada por los gases de escape corresponde a 403.9° C a una velocidad de 9364.6 rpm estos dos datos son los requeridos para empezar a dimensionar el escape.

La velocidad del sonido de los gases de escape está dada por la ecuación 4 y es:

$$a_o = \sqrt{\gamma * R * (T_{exc} + 273)} = \sqrt{1,4 * 287 \frac{J}{Kg * K} * (403,9^0 C + 273,15)K} = 521,57 \frac{m}{s} = 205344 \frac{in}{s}$$

Como vimos anteriormente los gases de escape pueden ser tratados como el aire sin presentar grandes errores, asumimos un valor de $\gamma = 1,4$ y un valor de $R=287 J/ (Kg.*K)$.

Un primer dimensionamiento tentativo utilizando la ecuación 21 nos da una longitud total de la tubería de escape.

$$L_T = \frac{83.3 \times a_0 \times \theta_{ep}}{N} = \frac{83,3 * 521,57 \frac{m}{s} * 178^0}{9363,6rpm} = 825,83mm$$

Tabla 13. Dimensiones tentativas de la tubería de escape

Ángulo del periodo de escape	Máxima temperatura en °C	Revoluciones por minuto del motor a la máxima temperatura	Longitud total en mm
178°	403.9° C	9364.6 rpm	825.83 mm.

Fuente: Autores

El diámetro del puerto de escape en la culata del motor es de 35 mm. Este es el diámetro con el que empieza el desarrollo de la tubería de escape, utilizando la ecuación 22 tenemos los diámetros y longitudes tentativas para la geometría del escape:

$$\begin{aligned} L_1 &= 0,1 \times L_T = 0,1 * 825,83 = 82mm. & L_2 &= 0,275 \times L_T = 0,275 * 825,83 = 227mm \\ L_3 &= 0,183 \times L_T = 0,183 * 825,83 = 151mm. & L_4 &= 0,092 \times L_T = 0,092 * 825,83 = 75mm \\ L_5 &= 0,11 \times L_T = 0,11 * 825,83 = 90mm. & L_6 &= 0,24 \times L_T = 0,24 * 825,83 = 198mm. \\ L_7 &= L_6 = 198mm \end{aligned}$$

Ahora para los diámetros d1 y d4 de la ecuación 23 y tomando k1 y k4 para motores comunes de la tabla 9 tenemos:

$$\begin{aligned} d_1 &= k_1 \times d_0 = 1,125 * 35 = 39mm \\ d_4 &= k_2 \times d_0 = 2,2 * 35 = 77mm \end{aligned}$$

El diámetro d_5 normalmente es igual al diámetro d_4 , y para los diámetros d_2 y d_3 de la ecuación 25 donde k_h es el coeficiente de bocina igual a 1,625:

$$X_{12} = \left(\frac{L_2}{L_2 + L_3 + L_4} \right)^{k_h} \times \ln \left(\frac{d_4}{d_1} \right) = \left(\frac{227}{227 + 151 + 75} \right)^{1,625} * \ln \left(\frac{77}{39} \right) = 0,206$$

$$X_{13} = \left(\frac{L_2 + L_3}{L_2 + L_3 + L_4} \right)^{k_h} \times \ln \left(\frac{d_4}{d_1} \right) = \left(\frac{227 + 151}{227 + 151 + 75} \right)^{1,625} * \ln \left(\frac{77}{39} \right) = 0,472$$

$$d_2 = d_1 \times e^{X_{12}} = 35 * e^{0,206} = 48mm$$

$$d_3 = d_1 \times e^{X_{13}} = 35 * e^{0,472} = 62mm$$

$$d_5 = d_4 = 77mm$$

$$d_6 = 0,625 * d_1 = 0,625 * 35 = 24mm$$

$$d_7 = d_6 = 24mm$$

Tabla 14. Dimensiones de la tubería de escape

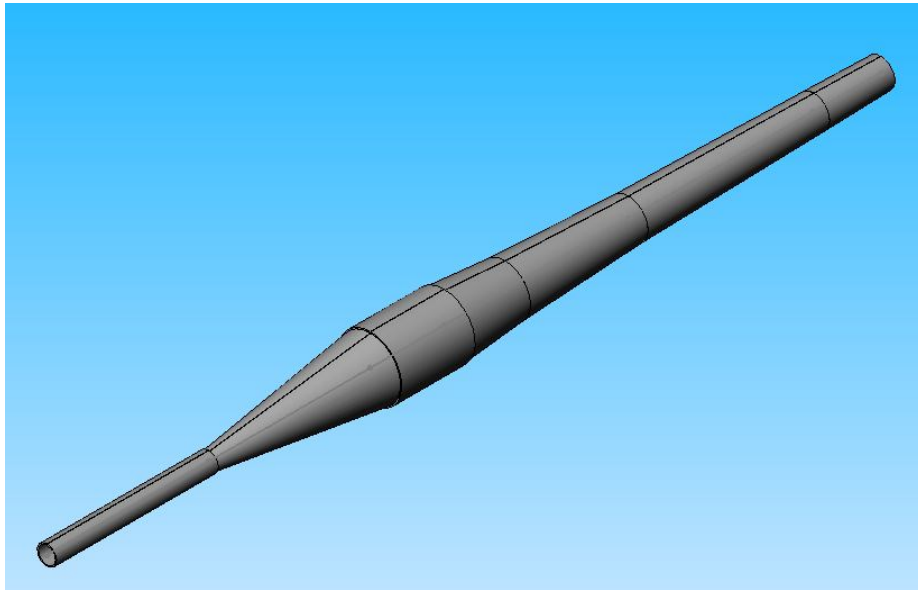
L1	82 mm
L2	227 mm
L3	151 mm
L4	75 mm
L5	90 mm
L6	198 mm
L7	198 mm

D1	39 mm
D2	48 mm
D3	62 mm
D4	77 mm
D5	77 mm
D6	24 mm
D7	24 mm

Fuente: Autores

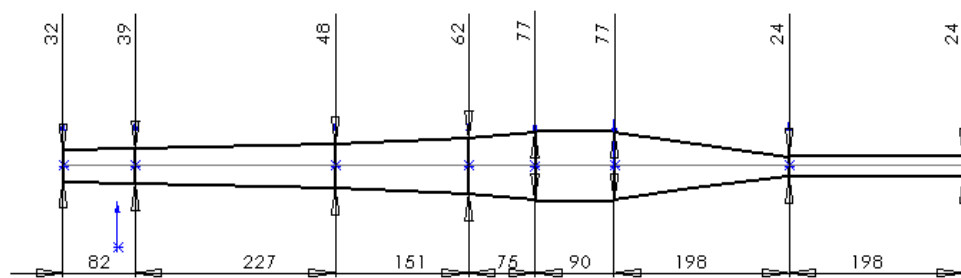
De esta manera el primer boceto de la tubería de escape queda dimensionado:

Figura 23. Primer boceto tentativo tubería de escape



Fuente: Autores

Figura 24. Dimensiones primer boceto tubería de escape.



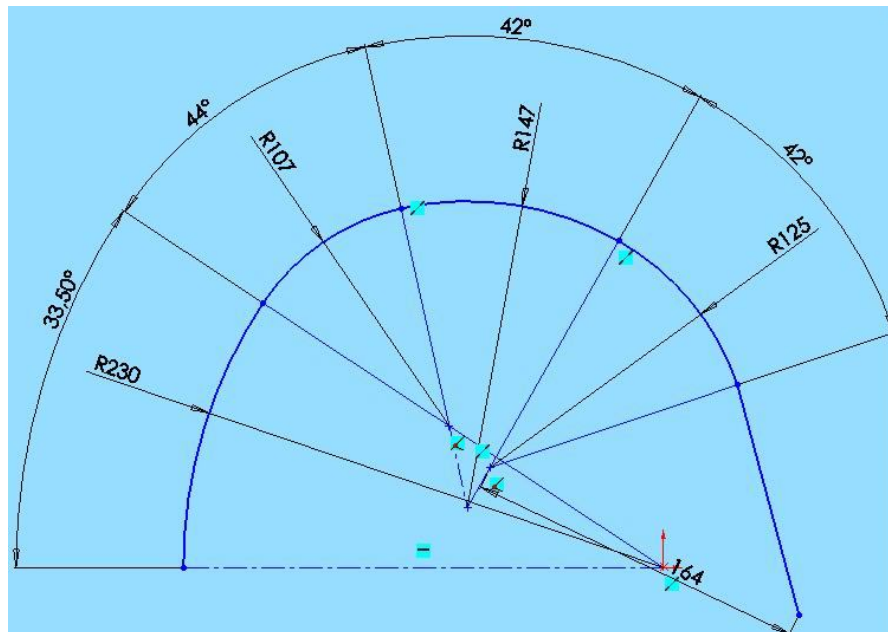
Fuente: Autores

7 DISPOSICIÓN DE LA TUBERÍA DE ESCAPE EN EL MOTOR, MODELO FÍSICO, VIRTUAL, Y CONSTRUCCIÓN DE LA TUBERÍA DE ESCAPE

7.1 DISPOSICIÓN Y DISEÑO DEFINITIVO DE LA TUBERÍA DE ESCAPE

La geometría determinada en el capítulo anterior es solo tentativa, debido a que las limitaciones de espacio con las que cuenta el motor no permiten desarrollar una tubería recta, siendo necesario que la tubería de escape tenga un recorrido curvo para facilitar el montaje de la tubería de escape y el mantenimiento de los demás elementos con los que cuenta el paramotor (motor de arranque), de esta manera la geometría que más se acomoda a nuestro paramotor es la siguiente:

Figura 25. Trayectoria tubería de escape



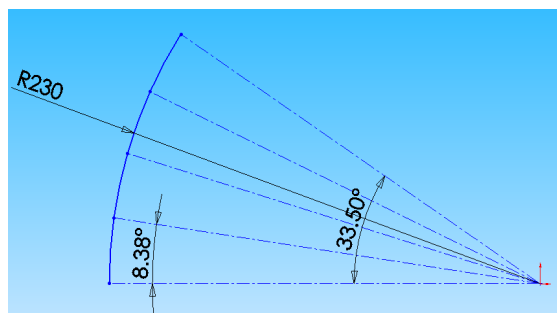
Fuente: Autores

Por este motivo es necesario tratar de respetar la geometría resultante del proceso de diseño y la trayectoria.

Así que para tener un balance entre trayectoria y diseño es necesario determinar nuevos diámetros acordes con la trayectoria que debemos seguir en la tubería de escape.

Para determinar los nuevos diámetros es necesario dividir la trayectoria en 5 partes, de esta manera se facilita la construcción de la geometría resultante, estas partes son las siguientes:

Figura 26. Primera parte de la trayectoria



Fuente: Autores

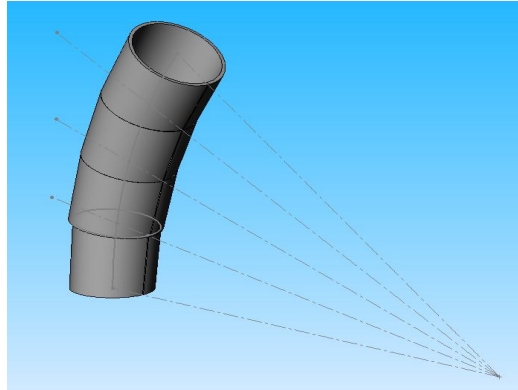
La primera parte de la trayectoria es un segmento de círculo de radio 230 mm y ángulo 33.5°, a su vez esta primera parte está subdividida en cuatro partes de 8.375° cada una, así que para determinar los diámetros se tiene en cuenta los diámetros correspondientes al diseño y se relacionan con la trayectoria gracias a una relación de triángulos:

Tabla 15. Dimensiones primera sección.

Sección	Diámetro inicial mm	Diámetro final mm
1.1	36,00	37,30
1.2	37,30	38,60
1.3	38,60	39,90
1.4	39,90	41,22

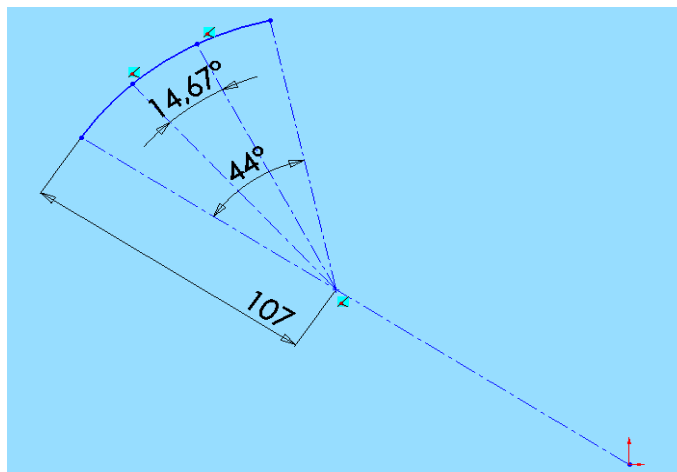
Fuente: Autores

Figura 27. Primera sección



Fuente: Autores

Figura 28. Segunda parte de la trayectoria



Fuente: Autores

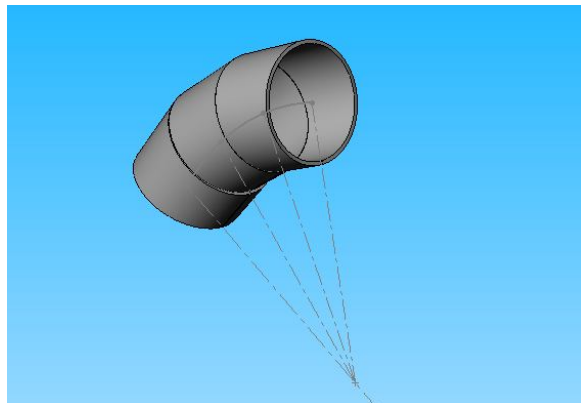
La segunda parte de la trayectoria es un segmento de círculo de radio 170 mm y ángulo 44° , a su vez esta segunda parte está subdividida en tres partes de 14.67° cada una, así que para determinar los diámetros se tiene en cuenta los diámetros correspondientes al diseño y a la primera parte de la trayectoria y se relacionan gracias a una relación de triángulos.

Tabla 16. Dimensiones segunda sección.

Sección	Diámetro inicial mm	Diámetro final mm
2.1	41,22	42,26
2.2	42,26	43,32
2.3	43,32	44,40

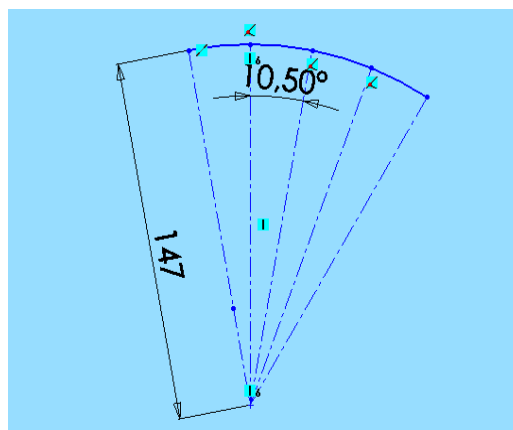
Fuente: Autores

Figura 29. Segunda sección



Fuente: Autores

Figura 30. Tercera parte de la trayectoria



Fuente: Autores

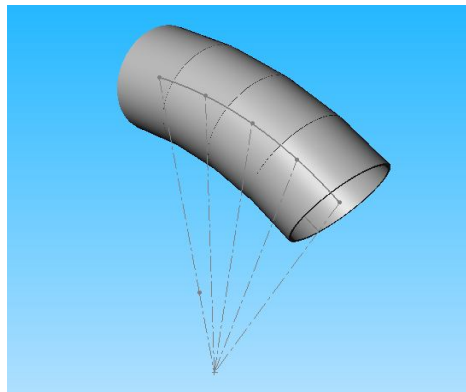
La tercera parte de la trayectoria es un segmento de círculo de radio 147 mm y ángulo 42° , a su vez esta tercera parte está subdividida en cuatro partes de 10.50° cada una, así que para determinar los diámetros se tiene en cuenta los diámetros correspondientes tanto al diseño de la segunda parte como del diseño original y se relacionan con la trayectoria gracias a una relación de triángulos

Tabla 17. Dimensiones tercera sección.

Sección	Diámetro inicial mm	Diámetro final mm
3.1	44,40	45,78
3.2	45,78	47,18
3.3	47,18	48,58
3.4	48,58	50,00

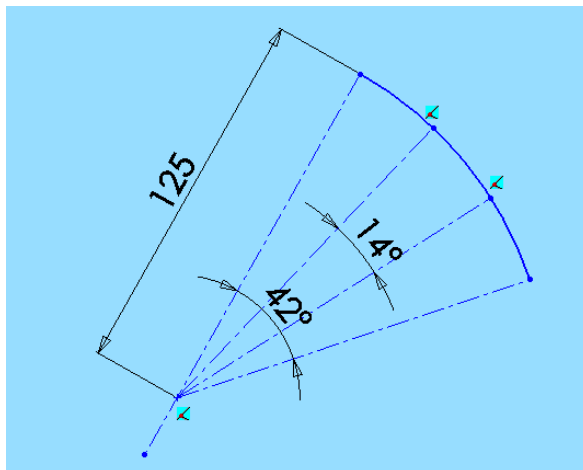
Fuente: Autores

Figura 31. Tercera sección



Fuente: Autores

Figura 32. Cuarta parte de la trayectoria



Fuente: Autores

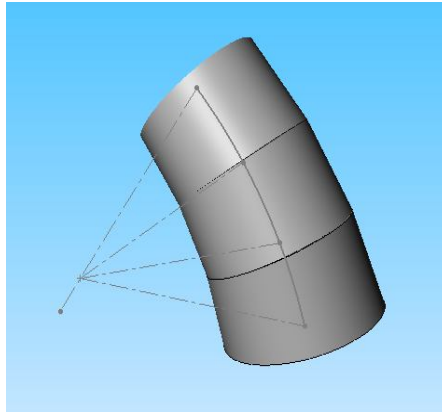
La cuarta parte de la trayectoria es un segmento de círculo de radio 125 mm y ángulo 42° , a su vez esta cuarta parte está subdividida en tres partes de 14° cada una, así que para determinar los diámetros se tiene en cuenta los diámetros correspondientes tanto al diseño de la tercera parte como del diseño original y se relacionan con la trayectoria gracias a una relación de triángulos.

Tabla 18. Dimensiones cuarta sección.

Sección	Diámetro inicial mm	Diámetro final mm
4.1	50,00	52,94
4.2	52,94	55,88
4.3	55,88	58,82

Fuente: Autores

Figura 33. Cuarta sección.



Fuente: Autores

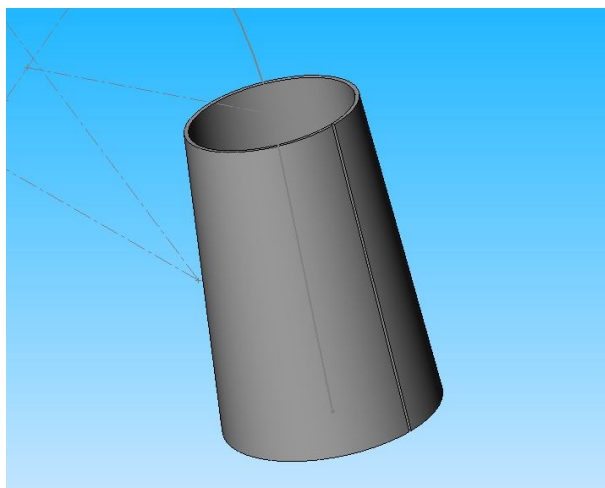
La trayectoria de las últimas secciones es recta así que su longitud y radios se respetan.

Tabla 19. Dimensiones quinta sección

Sección	Diámetro inicial mm	Diámetro final mm
5	58,82	74

Fuente: Autores

Figura 34. Quinta sección



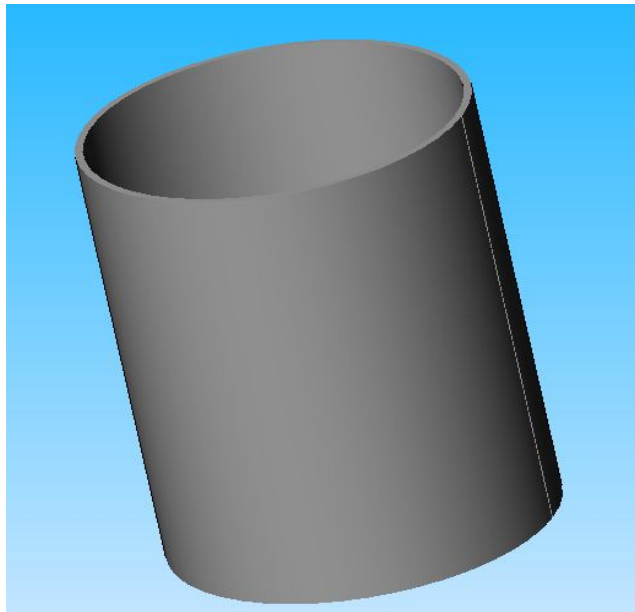
Fuente: Autores

Tabla 20. Dimensiones sexta sección.

Sección	Diámetro inicial mm	Diámetro final mm
6	74	74

Fuente: Autores

Figura 35. Sexta sección.



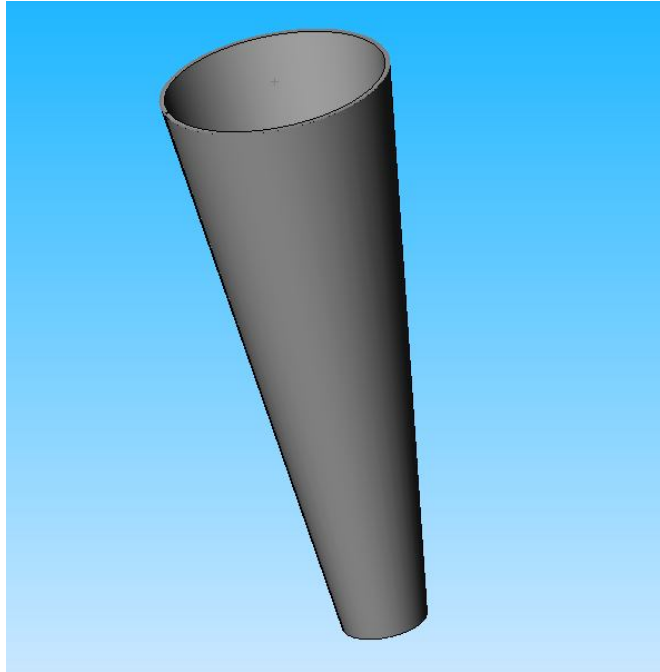
Fuente: Autores

Tabla 21. Dimensiones séptima sección.

Sección	Diámetro inicial mm	Diámetro final mm
7	74	25,4

Fuente: Autores

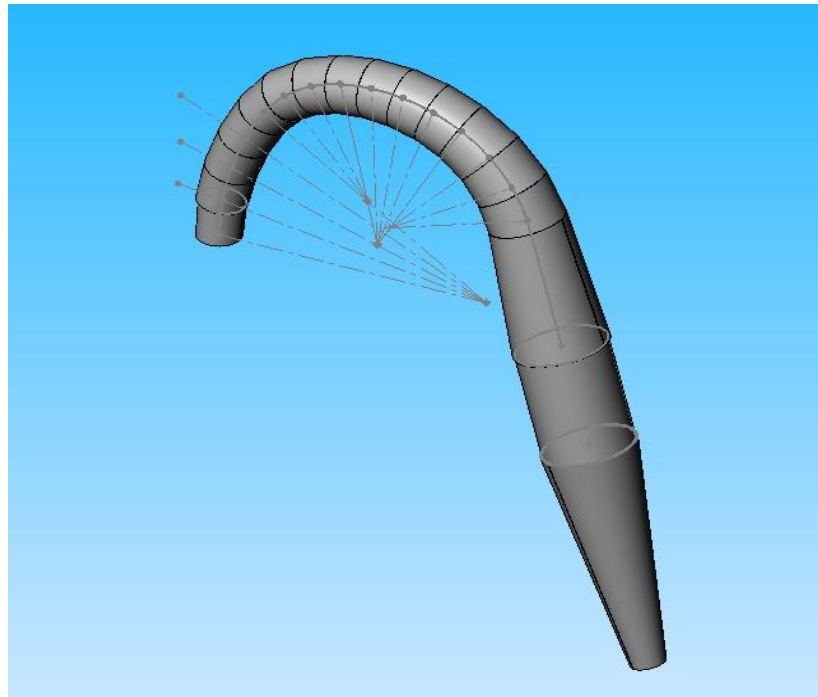
Figura 36. Séptima sección



Fuente: Autores

Teniendo las 7 secciones de la tubería diseñada se realiza el ensamble mostrado en la siguiente figura:

Figura 37. Diseño de la tubería de escape de un motor Yamaha DT 175 c.c



Fuente: Autores

7.2 CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO FÍSICO DE LA TUBERÍA DE ESCAPE

Para corroborar la forma y la manufactura de la tubería de escape, se realizó un modelo físico a escala 1:1 de la tubería de escape hecho en cartón paja, para realizar este modelos se marcaron los planos del tubo de escape (ver anexo G) sobre cartón paja, posteriormente, se recortaron y se unieron entre sí con ayuda de silicona liquida, después de dejarlo secar por 12 horas se le aplico macilla para madera, se lija y se pinta para dar el acabado mostrado

en la figura 38, gracias a este modelo se confirmó que la geometría y la forma diseñadas eran adecuadas para el motor.

La siguiente figura muestra el modelo de la tubería de escape:

Figura 38. Modelo en cartón paja de la tubería de escape



Fuente: Autores

7.3 SELECCIÓN DEL MATERIAL PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA TUBERÍA DE ESCAPE

Para la construcción de la tubería de escape es necesario un material que además de presentar todas las propiedades físicas necesarias como resistencia a alta temperatura y a la corrosión, presente un buen acabado superficial y que su peso sea bajo.

Por estas razones se empleó acero inoxidable, debido a su acabado atractivo, sus propiedades técnicas ofrecen una opción ideal ya que presenta una máxima esperanza de vida útil, posee una gran resistencia a la contaminación atmosférica y su mantenimiento es mínimo, el grosor típico del material es inferior al de la mayoría de otros materiales metálicos usados en la construcción de tuberías de escape. Esto suele implicar un peso total

construido inferior y, por lo tanto, una estructura más ligera y a mejor precio, además el punto de fusión del acero inoxidable está alrededor de 1500°C, muy superior a la temperatura a la cual salen los gases de escape del motor. Los aceros inoxidables que se emplean habitualmente son fáciles de conformar y ensamblar, presenta excelentes cualidades de resistencia, ductilidad y tenacidad en un amplio intervalo de temperaturas es difícil destruirlo ya que debido a la conformación en frío la rigidez del material aumenta.

El acero inoxidable es una aleación que contiene al menos un 10,5 % de cromo. Esto le confiere al acero la capacidad inherente de protegerse a sí mismo de la corrosión. El cromo del acero reacciona con el oxígeno del aire y del agua al que está expuesta la superficie del acero, y forma una película protectora invisible de un óxido rico en cromo. Si esta capa es dañada, mecánica o químicamente, se regenera espontáneamente en presencia de oxígeno. La resistencia a la corrosión aumenta con niveles de cromo superiores y, además, con la adición de molibdeno a la aleación. La presencia de níquel mejora la maleabilidad y la facilidad de ser soldado. Los aceros inoxidables con contenido de níquel se endurecen por conformación en frío permitiendo, por tanto, que la pieza fabricada pueda desempeñar una función estructural adicional. Los aceros inoxidables empleados más habitualmente tienen un contenido de cromo alrededor del 17 - 18% y un contenido de níquel del 8 - 10,5%. Estos se llaman tipos "ferríticos". Para aplicaciones de construcción de tuberías de escape, se pueden emplear tipos de un 12 - 17% de cromo con recubrimientos orgánicos o metálicos.

La elección del acero inoxidable como material para la construcción de la tubería de escape viene muy condicionada por el aspecto de la sostenibilidad:

- El material de construcción es seguros para su uso.
- Durante la vida íntegra del producto, el material de construcción es neutro con el medio ambiente y no emite sustancias nocivas al aire o por contacto con el agua de lluvia.
- Al término de su vida útil, el producto de construcción no crea un problema de eliminación de residuos y es completamente reciclable. El acero inoxidable se produce a partir de hasta un 60% de material reciclado y puede reciclarse a su vez en un 100%, una y otra vez, puede incluso tener un valor positivo como chatarra al término de la vida útil.

Tabla 22. Propiedades del acero inoxidable

Componentes del acero inoxidable	Porcentaje
Carbón, C	$\leq 0,15\%$
Hierro, Fe	70.00%
Cromo, Cr	18,00%
Manganeso, Mn	$\leq 2,0\%$
Níquel, Ni	9,0%
Fósforo	$\leq 0,045\%$

Fuente: Matweb⁶

Resistencia Última a tensión	110 MPa @ 870°C
Resistencia a la tensión	76.0 MPa @ 760 °C
Alargamiento antes de rotura	34.00% @ 650 °C
Módulo de elasticidad	193 GPa
Módulo de corte	77.2 GPa

7.4 CONSTRUCCIÓN DE LA TUBERÍA DE ESCAPE

En la construcción de la tubería de escape se procedió de la siguiente forma:

7.4.1 Impresión de los planos

El desarrollo de cada una de las partes de cada sección, se imprimió a escala 1:1 lo cual permitió hacer un bosquejo sobre la lámina de acero

⁶ Ver Material Property Data.
<http://www.matweb.com/Search/MaterialGroupSearch.aspx?GroupID=222>

inoxidable de calibre 18 directamente para poder cortar cada desarrollo de la siguiente manera:

Figura 39. Corte en lámina de cada parte del desarrollo de la tubería de escape.



Fuente: Autores

7.4.2 Cilindrada de cada parte de las secciones de la tubería de escape

Una vez cortadas todas las partes de las secciones de la tubería de escape se procedió a cilindrada cada parte, para así poder soldar cada sección de la tubería de escape.

7.4.3 Soldadura de la totalidad de la estructura

Cuando se tuvo todas las secciones cortadas y cilindradas se procedió a soldar y ensamblar toda la tubería de escape de la siguiente forma:

Figura 40. Ensamble de la tubería de escape



Fuente: Autores

Una vez soldadas todas las secciones de la tubería de escape se obtuvo la primera parte del sistema de escape:

Figura 41. Tubería de escape construida



Fuente: Autores

8 DESARROLLO TEÓRICO DEL SILENCIADOR

Definamos al ruido como todo sonido no deseado por el perceptor, aunque esta definición es un poco ambigua, debido a que lo deseado por algunos podría no ser lo deseado por otros, es decir la naturaleza del ruido es muy subjetiva. Sin embargo entre los límites del umbral de la audición humana y el daño al oído es posible medir físicamente el nivel de presión causado por el sonido y asignarle un número a ese valor.

Este número no brinda detalles sobre si el ruido es deseado o no por el receptor, pero indica lo que algunas normas medio ambientales denotan por ruido.

8.1 LA TRANSMISIÓN DEL SONIDO⁷

El sonido se propaga en tres dimensiones a partir de una fuente a través del aire o el gas como medio de transmisión, como vimos anteriormente la velocidad de propagación de una acústica está dada por a_0 donde:

$$a_o = \sqrt{\gamma * R * T_o} \text{ Ecuación 4}$$

$$a_o = \sqrt{\frac{\gamma * P_o}{\rho_o}} \text{ Ecuación 5}$$

El valor del radio de calores específicos γ para los gases de escape a 25⁰ C es de 1,375 y el valor de R es de $291 \frac{J}{Kg \times K}$, mientras que para el aire los valores de γ y R son 1,4 y $287 \frac{J}{Kg \times K}$ respectivamente, como los valores

⁷ Ver Blair, Gordon. "Design and simulation of two stroke engines", p. 541-544

son muy similares se puede tratar los gases de escape como aire en los silenciadores sin cometer errores significantes.

8.2 INTENSIDAD Y CANTIDAD TOTAL DE SONIDO

Las ondas de sonido son pequeñas ondas de presión y su propagación en pequeños pulsos en el aire, seguido uno tras otro variando su amplitud y espaciamiento, genera una percepción de pico y de amplitud del sonido.

La frecuencia de las pulsaciones de presión produce un pico y su amplitud denota la cantidad de sonido. El oído humano puede detectar frecuencias del rango de 20 Hz a 20 Khz., pero cuando uno se hace mayor el espectro se reduce hasta un máximo de 12 Khz.

La intensidad I es usada para denotar la energía física del sonido, y la cantidad de sonido β es definida como la percepción humana de la intensidad en términos de nivel de presión de sonido.

La relación entre la intensidad y la cantidad de sonido está asegurada para sonidos que tienen un tono puro o agudeza como es el caso del sonido producido por los gases de escape en un motor de dos tiempos, este tipo de sonido está por ondas de presión sinusoidal a una frecuencia dada. La

intensidad de sonido siendo un valor de energía tiene unidades de $\frac{W}{m^2}$, para

medir la intensidad se debe tener en cuenta el nivel efectivo de la presión de la onda sonora, el cual es la raíz cuadrada significativa de las fluctuaciones de presión causadas por las ondas de sonido. Este valor rms de fluctuaciones de presión está denotado por dp , y en un medio de densidad ρ , y velocidad de sonido de referencia a_0 la intensidad está relacionada con el cuadrado del valor rms del nivel de presión de sonido por:

$$I = \frac{dp^2}{\rho \times a_0} \text{ Ecuación 26}$$

El nivel de intensidad que puede soportar y oír el oído humano está en el rango de $1 \frac{pW}{m^2}$ a $1 \frac{W}{m^2}$. El tímpano humano se comporta como un transductor de presión puede oscilar desde un nivel imperceptible en un mínimo de intensidad hasta niveles más altos donde se produce una sensación de dolor. Debido a esto existe una amplia variación en la sensación física de la intensidad del sonido, por este motivo y para simplificar se usa una escala logarítmica para denotar la cantidad de sonido, las unidades de esta escala son llamadas Bel (B), es muy común hacer 10 subdivisiones de la escala y trabajar en estas unidades llamadas decibel (db).

$$I_{L1} = \log\left(\frac{I_1}{I_0}\right) B$$

$$I_{L1} = 10 \log\left(\frac{I_1}{I_0}\right) dB$$

Ecuación 27

Donde I_0 es el umbral que un ser humano puede percibir y tiene un valor de $1 \frac{pW}{m^2}$ o en valores de fluctuación de presión rms, dp_0 , de 0,00002 Pa.

El nivel de presión de sonido β_1 donde la fluctuación de presión en rms es dp_1 está dada por:

$$\beta_1 = \log\left(\frac{I_1}{I_0}\right) Bell = 10 \log\left(\frac{dp_1}{dp_0}\right)^2 Bell$$

Ecuación 28

En un paramotor las fuentes de sonido son diversas y debido a la cercanía del motor con el piloto es indispensable un buen manejo del ruido ya que este afecta directamente al piloto.

Para poder controlar de manera efectiva el ruido es necesario identificar la mayor fuente que lo produce porque el ruido más fuerte será el que más contribuya en el nivel de presión total del sonido, en el caso del paramotor la mayor fuente de sonido es la tubería de escape.

8.3 MEDICIÓN Y ANÁLISIS DEL ESPECTRO DEL RUIDO⁸

En el diseño de un silenciador es muy importante describir el nivel de ruido en función de la frecuencia que lo produce, esto se puede apreciar en el espectro de ruido de los gases de escape del motor.

Para la medición del espectro del ruido producido por los gases de escape nos basamos en el procedimiento técnico de la SAE y las normas a seguir están descritas en los anexos y son: SAE-J47, SAE J184, SAE J213, SAE-J331.

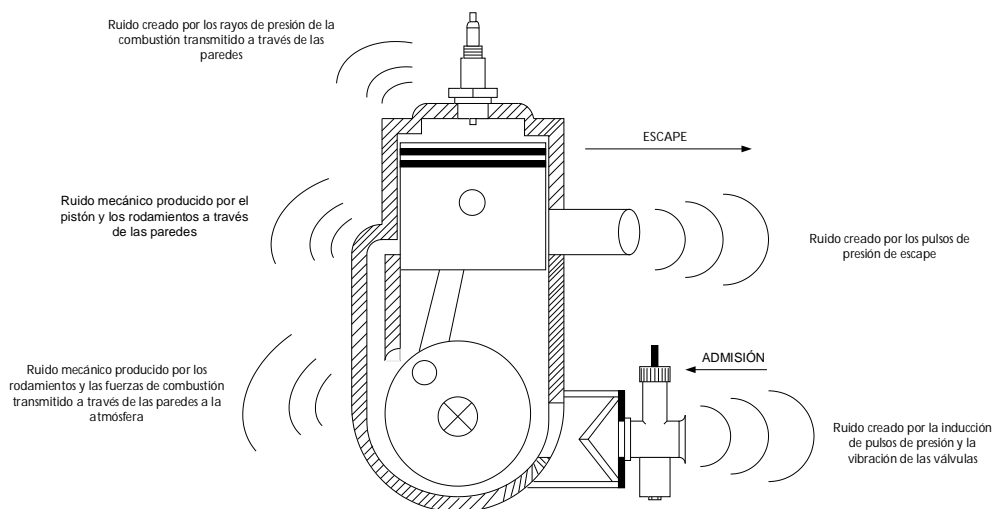
El procedimiento de medición del ruido en motores es delicado porque lo afectan parámetros aparentemente inocentes como: la altura del micrófono desde el suelo hasta el punto de medición, la reflectividad de la superficie, grasa o cualquier suciedad pueden influir en el valor del nivel de ruido captado.

⁸ Ver Blair, Gordon. "*Design and simulation of two stroke engines*", p. 545

8.4 FUENTES DE RUIDO EN UN MOTOR DE DOS TIEMPOS

En un motor de dos tiempos las fuentes que producen ruido son diversas y se pueden apreciar en la siguiente figura:

Figura 42. Fuentes del sonido en un motor de dos



Fuente: Blair, Gordon. "Design and simulation of two - stroke engines, p. 546

Queda claro que el ruido producido por las ondas de escape en la tubería es el más intenso y el mayor.

8.5 DISEÑO DEL SILENCIADOR

Cuando se va a diseñar un silenciador para un motor, el motor de dos tiempos tiene unas ventajas y desventajas comparado con un motor similar de cuatro tiempos.

► Desventajas en silenciar el ruido en un motor de 2T:

- Los motores operan al doble de frecuencia en la creación de ondas de presión de sonido, y la molestia humana aumenta a ruidos de más alta frecuencia.
- Los puertos en los motores de 2T abren más rápido que en las válvulas de los motores 4T, así los frentes de presión de onda son más fuertes.
- Muchos motores de 2T son usados en aplicaciones donde se necesita bajo peso, además no cuentan con mucho espacio para el silenciador y son potencialmente ruidosos.

► Ventajas en silenciar el ruido en un motor de 2T:

- Los motores de 2T con tubería de escape sintonizado producen alta potencia de salida, esto se logra gracias al choque en el diámetro final de salida, esto también hace que se simplifique el diseño de un efectivo silenciador de escape.
- El pico de la presión en la combustión es más bajo en los motores de 2T, así el espectro del sonido inducido por la menor presión de combustión es menor lo cual disminuye el ruido.

En el diseño de silenciadores, la mayoría de conceptos están basados en ecuaciones de diseño empírico para la mayoría de los tipos básicos de silenciadores usados en motores de combustión interna, a pesar de lo muy útil que puedan ser estas ecuaciones empíricas, es necesario conocer y entender la teoría acústica en especial el estudio de propagación de ondas acústicas, ondas de amplitud infinitesimal, y ondas de amplitud muy

considerable como las encontradas en los sistemas de escape en motores de combustión.

La teoría acá mostrada trata de predecir el espectro de ruido emanado del escape en un motor de combustión interna usando un acercamiento al cálculo de la propagación de ondas de amplitud finita, esto ha sido hecho por Coates en su tesis doctoral y aquí lo describimos.

8.5.1 Diseño teórico según Coates⁹

El nivel de presión de sonido en cualquier punto más allá de la terminación del sistema de escape en la atmósfera no puede ser calculada empíricamente, pero si directamente. La amplitud de la *n*-ésima frecuencia de una onda de presión de sonido p_n , puede ser mostrada como una función primaria y compleja de:

- a) La rata de flujo másico instantánea que deja la tubería de escape \dot{m}
- b) La ubicación del micrófono en distancia y dirección respecto a la tubería.

Hay otros parámetros que afectan pero son muy insignificantes.

Para una variación sinusoidal, la raíz media significativa del nivel de presión de sonido para un *n*-ésimo componente de frecuencia p_{rms} está dado por:

$$p_{rms\ n}^2 = \frac{p_n^2}{2} \quad \text{Ecuación 29}$$

Y en un flujo unidimensional emanado de un tubo de diámetro d el nivel de presión es:

$$p_{rms\ n}^2 = \frac{1}{2} \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right)^2 \times \left(\frac{f_n}{r_m} \right)^2 \times |\rho_c|^2 \times \left\{ \frac{2J_1 \left(\frac{\pi f_n d \times \text{sen}\theta}{a_0} \right)}{\frac{\pi \times f_n \times d \times \text{sen}\theta}{a_0}} \right\}^2$$

Ecuación 30

⁹ Coates, S. W. "The prediction of exhaust noise characteristics of internal combustion engines," Tesis doctoral, The Queen's University of Belfast, Abril 1974

Donde J_1 es la función de Bessel de primer orden.

f_n = Frecuencia enésima

r_m = Distancia de medición del micrófono al tubo de escape

θ = Ángulo entre el micrófono y la línea central de la salida del flujo

Entonces la rata instantánea de flujo en la apertura a la atmósfera está dada por:

$$\dot{m} = G_5 \times a_0 \times \rho_0 \times \left(\frac{\pi \times d^2}{4} \right) \times (x_i + x_r - 1)^{G_5} \times (x_i - x_r)$$

$$G_5 = \frac{2}{\gamma - 1}$$

Ecuación 31

Si asumimos un comportamiento de los gases de escape similar al del aire entonces γ es 1,4 y $G_5=5$. Los valores de x_i y x_r son los radios de amplitud de presión para los tiempos relacionados de incidencia y reflexión, en la apertura a la atmósfera.

Para evaluar la descarga total a la atmósfera en cada paso por el periodo de escape se puede hacer un análisis de Fourier de la siguiente manera:

$$\dot{m}_t = \varphi_0 + (\varphi_{a1} \times \text{sen}(\omega t) + \varphi_{b1} \times \text{cos}(\omega t)) \dots (\varphi_{an} \times \text{sen}(n\omega t) + \varphi_{bn} \times \text{cos}(n\omega t))$$

$$\beta_n = 10 \log \left(\frac{P_{rmsn}}{dp_0} \right)^2 \quad db$$

Ecuación 32

En el diseño de un silenciador, la primera prioridad es determinar las frecuencias más ruidosas para así poder amortiguarlas, para esto nos

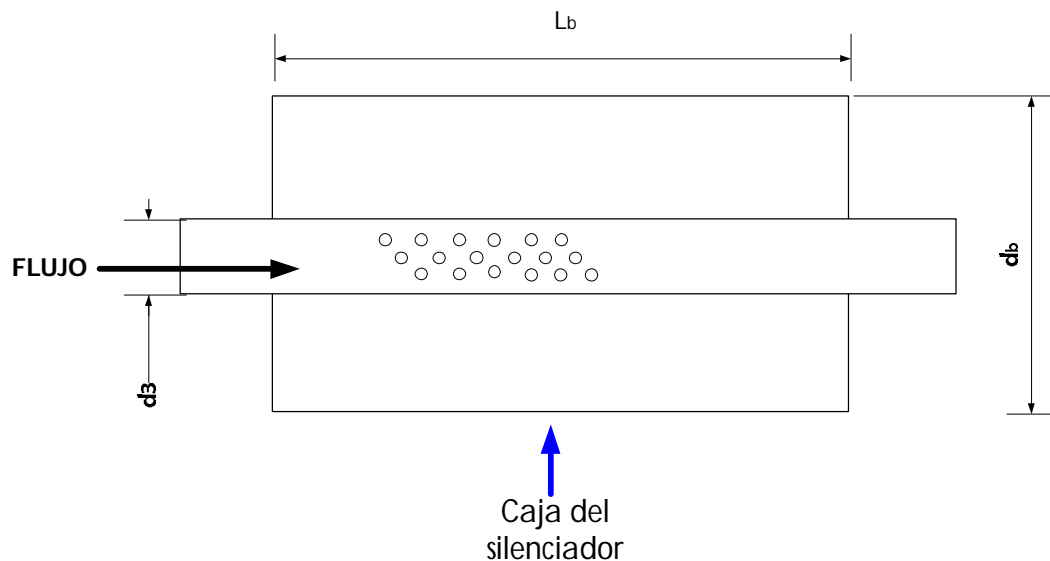
basamos en el espectro de sonido de una grabación hecha al escape del paramotor, acá medimos la frecuencia en Hz y el nivel de presión de sonido total en db, así podremos determinar las frecuencias de resonancia y las más ruidosas.

Con la determinación del espectro para el ruido producido en el escape del paramotor podemos entrar a diseñar el silenciador.

8.5.2 Diseño acústico del silenciador de lado resonante¹⁰

El sistema de escape que diseñamos cuenta con un silenciador tipo lado resonante, el comportamiento fundamental de este tipo de silenciador es absorber una banda de sonido relativamente estrecha gracias a la resonancia de su cavidad a su frecuencia natural

Figura 43. Silenciador tipo lado resonante¹¹



Fuente: Autores

La figura mostrada anteriormente representa a un silenciador tipo lado resonante, con una longitud de la cámara L_b , y diámetro d_b si la sección

¹⁰ Ver Blair, Gordon. "Design and simulation of two stroke engines", p. 555

¹¹ Davis, D. D. "Theoretical and experimental investigation of mufflers," NACA Report No. 1192, 1954.

transversal es circular. La tubería de escape usualmente se pone concéntrica con el cuerpo del silenciador, esta tiene un diámetro d_3 , si es un tubo redondo y tiene un espesor de pared x_t . La conexión a la cavidad del silenciador cuyo volumen es V_b es gracias a unos agujeros, o unas rendijas en el tubo, generalmente son agujeros redondos por razones de manufactura. El volumen de la cavidad resonante está dado por:

$$V_b = A_b \times L_b - \frac{\pi \times L_b \times (d_3 + 2x_t)^2}{4}$$

Ecuación 33

Las pruebas han demostrado que la longitud ocupada por los agujeros L_h no debe exceder el diámetro de la tubería d_3 .

La frecuencia natural de los sistemas de lado resonante f_{sr} , está dada por:

$$f_{sr} = \frac{a_0}{2\pi} \times \sqrt{\frac{K_h}{V_b}} \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde K_h es la conductividad de los agujeros y está dada por:

$$K_h = \frac{N_h \times A_h}{x_t + 0,8A_h} \quad \text{Ecuación 35}$$

La atenuación o pérdida de transmisión de sonido en dB β_{tr} , está dada por:

$$\beta_{tr} = 10 \log(1 + Z^2) \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde el término Z está dado por:

$$Z = \frac{\frac{\sqrt{K_h \times V_b}}{2A_3}}{\frac{f}{f_{sr}} - \frac{f_{sr}}{f}} \quad \text{Ecuación 37}$$

El valor de f es el de la frecuencia del ruido aplicado, cuando f es igual al valor de frecuencia de lado resonante f_{sr} se observa que el valor de Z tiende a infinito, esto quiere decir que este tipo de silenciador tiene un considerable nivel de atenuación en la región de frecuencia natural de la cavidad de lado resonante y el pasaje que la conecta.

9 TOMA DE DATOS Y EL DISEÑO DEFINITIVO DEL SILENCIADOR

Para diseñar un silenciador que cumpla con su objetivo es necesario primero establecer la frecuencia de los ruidos más perturbadores, para esto hacemos una medición del ruido emanado por el motor de dos tiempos siguiendo la normativa de la SAE (ver anexo B) descrita anteriormente.

9.1 TOMA DE DATOS SONOROS EMANADOS EN EL PROCESO DE ESCAPE

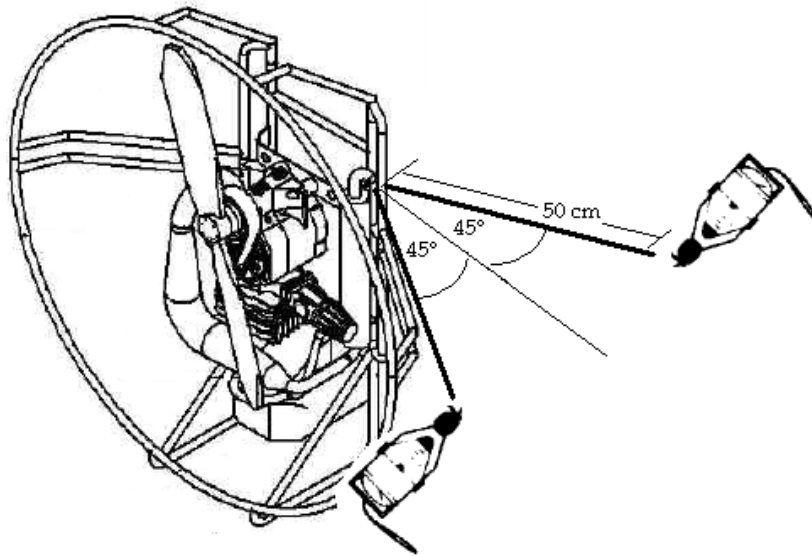
Las siguientes figuras muestran cómo hicimos las mediciones del ruido emanado por un motor de dos tiempos:

Figura 44. Toma de medición del sonido emanado por el sistema de escape de un motor Yamaha DT 175 c.c



Fuente: Autores

Figura 45. Forma de realizar la prueba de sonido en un paramotor



Fuente: Autores

Figura 46. Toma de medición del sonido emanado por el sistema de escape de un motor Yamaha DT 175 c.c.



Fuente: Autores

Las figuras anteriores muestran el proceso de grabación del ruido emitido por la tubería de escape diseñada, aunque este diseño de la tubería de escape toma en cuenta algunas consideraciones de ruido, no es suficiente y necesita un silenciador.

9.2 ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LA SEÑAL SONORA

Para poder interpretar la grabación del ruido emitido por la tubería es necesario recurrir al programa Matlab versión 7.0, (ver anexo F).

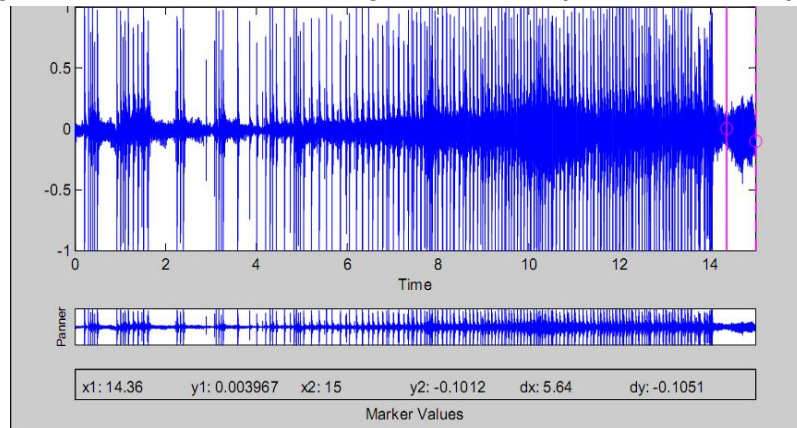
Para capturar una señal por la entrada auxiliar de la tarjeta de sonido del computador, MATLAB cuenta con la función wavrecord cuyos parámetros corresponden al tiempo en segundos de captura de la señal, frecuencia de muestreo (admite 8000, 11025, 22050 y 44100), el tipo de canal (1 para mono y 2 para stereo).

De esta forma no solo podemos capturar la señal del ruido sino que también podemos procesarla gracias a otra herramienta de Matlab llamada sptool.

El sptool es una colección de herramientas basadas en el entorno gráfico de Matlab, que permite un amplio rango de operaciones en el procesamiento de una señal, en nuestro caso una señal de sonido, y su respectivo análisis espectral.

Utilizando el sptool obtenemos la señal del sonido producido por un motor de dos tiempos en una tubería de escape sin silenciador:

Figura 47. Señal sonora del ruido producido por el escape de un motor de dos tiempos en la tubería de escape diseñada (sin silenciador).

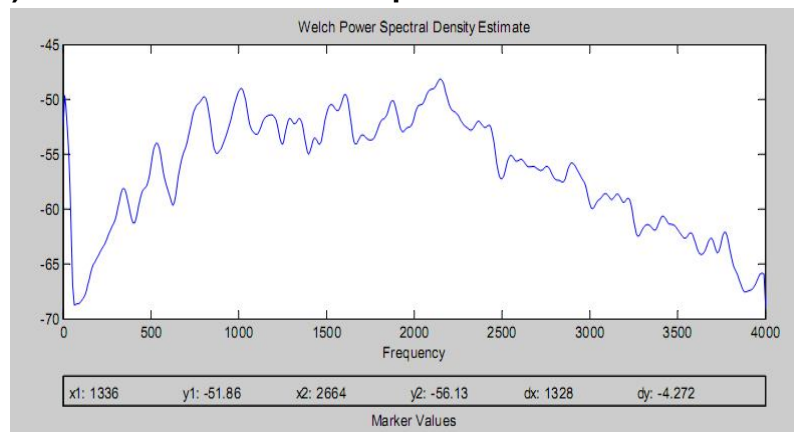


Fuente: Autores

La herramienta sptool permite hacer un análisis espectral de la señal sonora capturada y así poder identificar las frecuencias donde se produce el ruido más alto y con base a esto diseñar el silenciador.

La siguiente figura muestra el análisis espectral para la señal tomada anteriormente:

Figura 48. Espectro de la señal sonora de la tubería de escape (sin silenciador) de un motor de dos tiempos.



Fuente: Autores

La figura anterior nos muestra el espectro del ruido emitido en el escape de un motor de dos tiempos en la tubería sin silenciador.

Las unidades de la frecuencia son Hz, y las unidades de la intensidad de sonido están dadas en dB.

Como se observa de la gráfica anterior hay un amplio rango de frecuencias entre 1000 y 3000 Hz, cuyo nivel de ruido es considerable.

9.3 DISEÑO DEL SILENCIADOR

En el diseño de un silenciador de lado resonante se debe tener en cuenta además de la frecuencia a la cual se desea que resuene el silenciador, el diámetro final de la tubería de escape ya que este diámetro será la dimensión inicial a tener en cuenta en el diseño del silenciador, también es necesario tener en cuenta el espacio disponible para montar el cuerpo del silenciador sin que haya interferencia con la tubería de escape.

Para dimensionar el silenciador usamos las ecuaciones (capítulo anterior):

$$f_{sr} = \frac{a_0}{2\pi} \times \sqrt{\frac{K_h}{V_b}}$$

Ecuación 38

Según el análisis espectral anterior una frecuencia de resonancia ideal para el silenciador es de 2000 Hz, debido a que los silenciadores tipo lado resonante tienen un mejor comportamiento con frecuencias de resonancia por encima de 1 KHz, y además se presenta un considerable nivel de ruido a los 2000 Hz esta es una buena elección para empezar a dimensionar el silenciador.

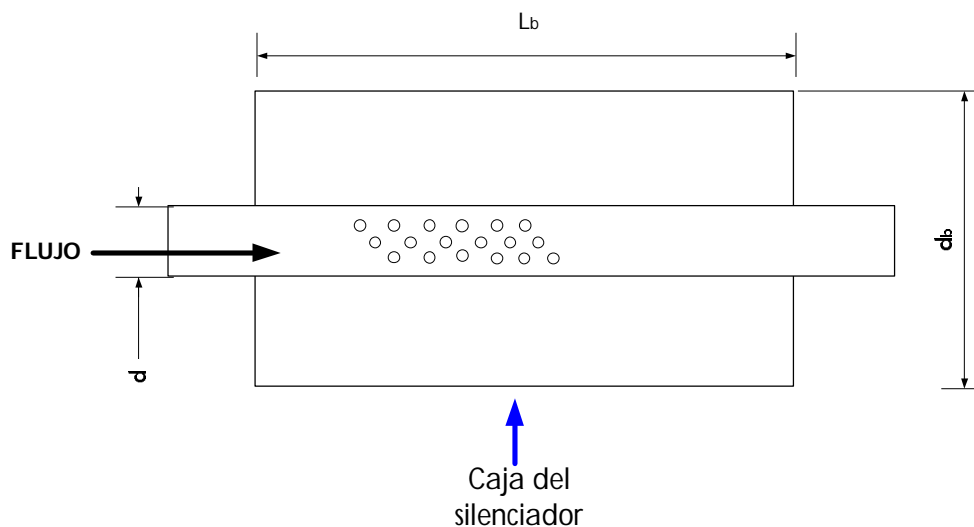
Teniendo una velocidad de los gases de salida $a_0 = 521,34 \text{ m/s}$ ($20529,1 \text{ in/s}$), y asumiendo una frecuencia de resonancia de 2000 Hz , mediante un proceso iterativo podemos determinar de la ecuación 6.1 la relación entre las variables geométricas K_h y V_b que representan como vimos en el capítulo anterior la conductividad del número de agujeros y el volumen del cuerpo principal del silenciador.

$$2000 \text{ Hz} = \frac{20529,1 \frac{\text{in}}{\text{s}}}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_h}{V_b}}$$

$$0,3746 \left(\frac{\text{Hz}}{\frac{\text{in}}{\text{s}^2}} \right)^2 = \frac{K_h}{V_b}$$

Ecuación 39. Relación entre K_h y V_b

Figura 4. Dimensiones silenciador lado resonante



Fuente: Autores.

$$V_b = A_b \times L_b - \frac{\pi \times L_b \times (d_3 + 2x_t)^2}{4}$$

Ecuación 33

$$K_h = \frac{N_h \times A_h}{x_t + 0,8A_h}$$

Ecuación 35

Teniendo la relación entre K_h y V_b , y después de un proceso de iteración se llegó a determinar el diámetro d_b , la longitud L_b , el número de agujeros N_h , el diámetro de los agujeros d_h , y el espesor de la lámina x_t :

Tabla 23. Dimensiones del silenciador

d_b	2,5 in
L_b	7 in
N_h	75 agujeros
d_h	1/8 in
x_t	Calibre 18 (0,078in)

Fuente: Autores

Ahora con estas dimensiones recalculamos la nueva frecuencia de resonancia del silenciador:

$$K_h = \frac{N_h \times A_h}{x_t + 0,8A_h} = \frac{75 * \frac{\pi}{4} * \left(\frac{1}{8}\right)^2}{0,078 + 0,8 * \frac{\pi}{4} * \left(\frac{1}{8}\right)^2} = 10,487$$

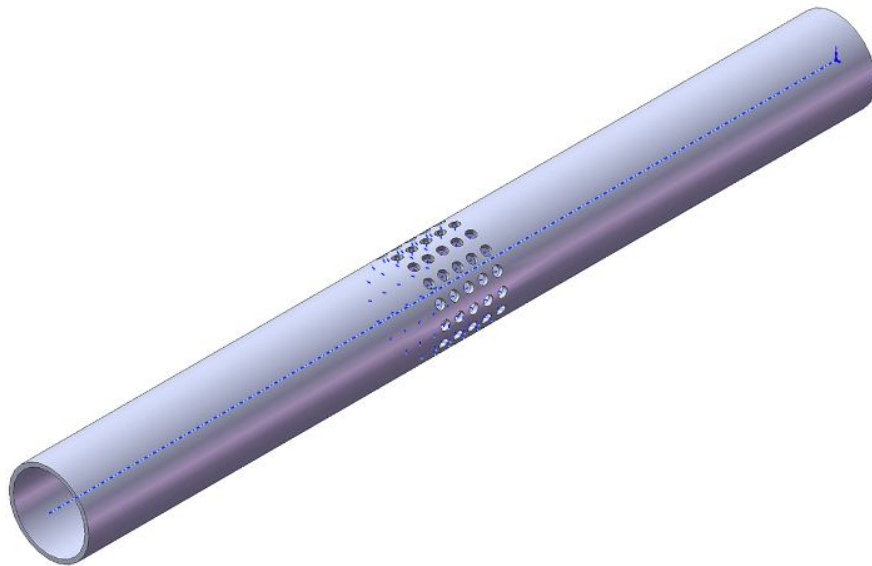
$$V_b = A_b \times L_b - \frac{\pi \times L_b \times (d_3 + 2x_t)^2}{4} = \frac{\pi}{4} * 2,5^2 * 7 - \frac{\pi * 7 * \left(\frac{3}{4} + 2 * 0,078\right)^2}{4} = 29,84 \text{ in}^3$$

$$f_{sr} = \frac{a_0}{2\pi} \times \sqrt{\frac{K_h}{V_b}} = \frac{20529,1}{2\pi} * \sqrt{\frac{10,487}{29,84}} = 1937 \text{ Hz}$$

Ahora el silenciador diseñado resonará con una frecuencia de 1937 Hz.

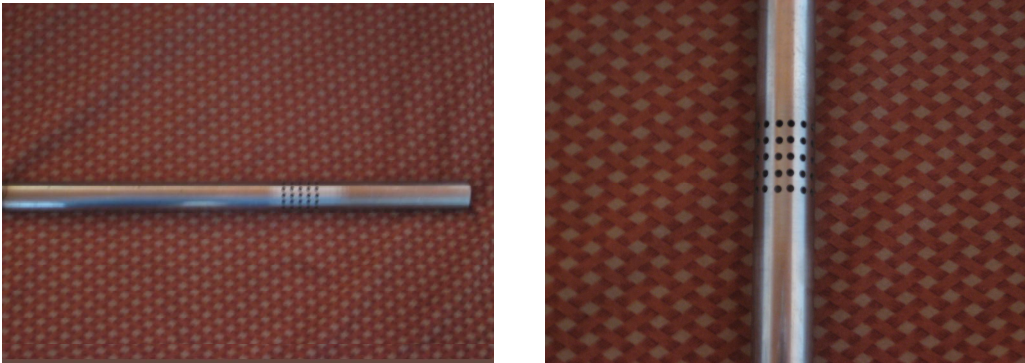
Las siguientes figuras muestran el diseño del silenciador:

Figura 49. Diseño del tubo agujereado del silenciador



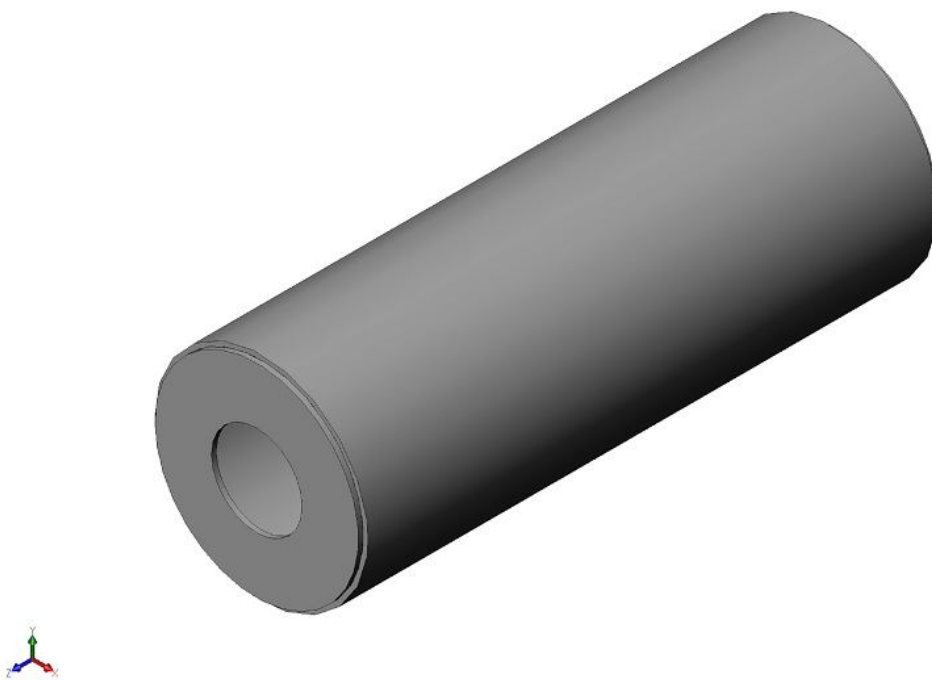
Fuente: Autores

Figura 50. Foto del tubo agujereado del silenciador



Fuente: Autores

Figura 51. Diseño del cuerpo principal del silenciador



Fuente: Autores

Figura 52. Ensamble del silenciador



Fuente: Autores

Figura 53. Sistema de escape diseñado



Fuente: Autores

Figura 54. Foto del silenciador construido



Fuente: Autores

Con el silenciador construido se procedió a ensamblar con la tubería de escape y completar así el sistema de escape, el cual se ve en la siguiente foto:

Figura 55. Sistema de escape construido



Fuente: Autores

10 PRUEBAS DE SONIDO Y EMPUJE EN EL PARAMOTOR CON EL SISTEMA DE ESCAPE DISEÑADO

Luego de montar el sistema de escape en el motor de dos tiempos se vuelve a tomar unas mediciones de sonido y empuje de acuerdo al procedimiento dado por la SAE -anteriormente descrito- y se obtuvo los siguientes resultados:

10.1 PRUEBAS DE SONIDO

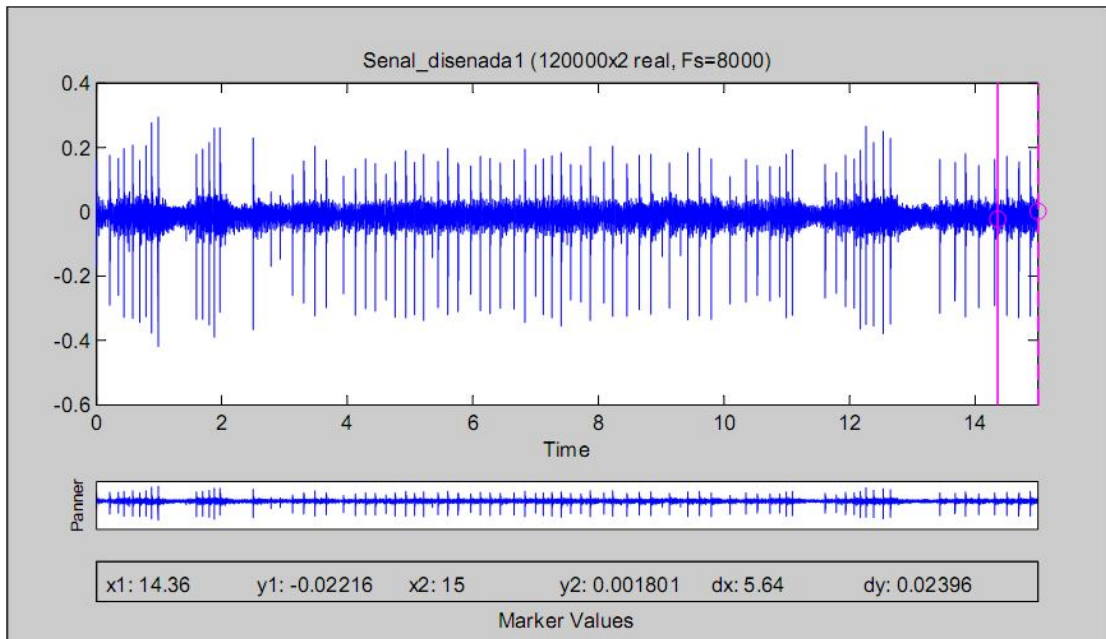
Las siguientes figuras muestran la forma en que se tomaron las mediciones del sonido con el nuevo sistema de escape:

Figura 56. Fotos de la toma del ruido del sistema de escape diseñado



Fuente: Autores

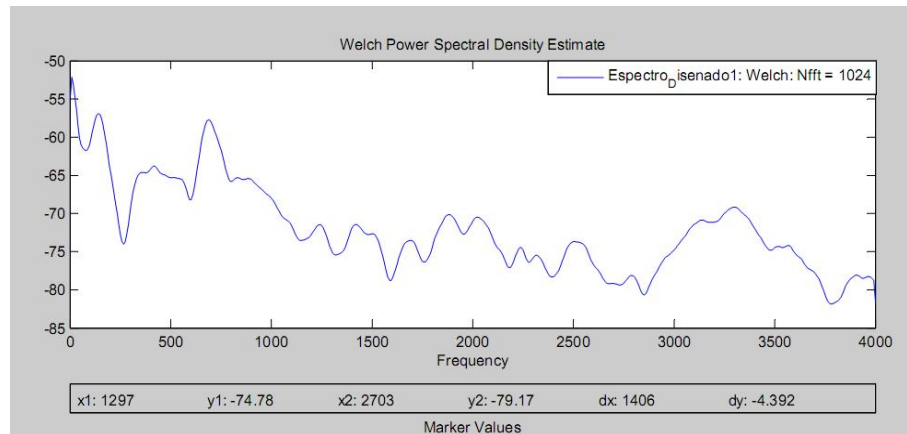
Figura 57. Señal sonora del ruido producido por el escape de un motor de dos tiempos (sistema de escape diseñado)



Fuente: Autores

Usando de nuevo la herramienta de Matlab sptool, se hace el análisis espectral de la anterior señal para apreciar el efecto del silenciador diseñado:

Figura 58. Espectro de la señal sonora del sistema de escape de un motor (tubería y silenciador) de dos tiempos



Fuente: Autores

10.2 CÁLCULO DE LA FUERZA DE EMPUJE DEL PARAMOTOR

Para realizar esta prueba se utilizó el banco de pruebas para motores ultralivianos con el que cuenta el laboratorio de manufacturas modernas de la escuela de ingeniería mecánica, siguiendo paso a paso las indicaciones hechas por los autores de dicho banco de pruebas.

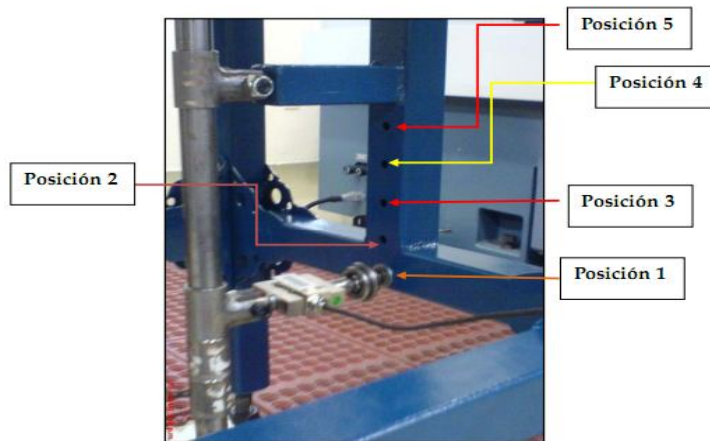
10.2.1 Montaje en el banco de pruebas

Para realizar las pruebas dinámicas de cualquier motor en el banco de pruebas se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Posicionamiento y nivelación del banco de pruebas
- Lubricación de los sistemas en movimiento
- Adecuación del soporte al paramotor mediante abrazaderas
- Verificar el ajuste de las abrazaderas
- Anclaje del conjunto soporte-paramotor por medio de tornillos

- Conectar el display con la celda de carga
- Seteo del display de la celda de carga
- Posicionamiento de la celda de carga en el nivel de mayor rango (posición 1)
- Verificar el ajuste de los tornillos que acoplan la hélice al motor
- Verificar todos los componentes del equipo a probar antes de iniciar
- Encender el paramotor y verificar movimientos extraños que puedan llegar a presentar

Figura 59. Posiciones celda de carga



Fuente: Proyecto de grado Diseño y construcción de un banco de pruebas para determinar fuerza de empuje en motores ultraliviano.

Una vez hecho el montaje del paramotor en el banco de pruebas como se indica anteriormente se procede a calibrar el display con los datos que se encuentran en la tesis realizada por los autores del banco de pruebas se verifica el valor mostrado en el display y se compara con el valor mostrado en el cuadro de verificación de la fuerza de empuje para conocer el rango del valor de la fuerza y de ser necesario reposicionar la celda de carga para el rango adecuado.

Tabla 24. Prueba estática

POSICION 1 ABAJO		POSICION 2		POSICION 3		POSICION 4		POSICION 5	
PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY	PESO	DISPLAY
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	22	15	25,3	15	34,5	15	51	10	46,3
40	58	40	69,7	40	88,2	40	116,8	15	60,6
80	121,5	80	144,7	50	111,4	50	148,6	30	150
90	135,4	90	161,4	80	181,8	80	242,5	40	207,7
120	178,8	120	223	90	204,5	90	272,6	45	244
160	239	160	294	120	272,5				
170	253,4	165	304,1	130	294,5				
200	299								
POSICION DE LA CELDA (cm.)									
21		16,2		12,6		8,4		4,2	
DISTANCIA DEL PIVOTE SUPERIOR (cm.)									
30									

Fuente: Proyecto de grado Diseño y construcción de un banco de pruebas para determinar fuerza de empuje en motores ultraliviano.

10.2.2 Resultados de las pruebas

Los valores obtenidos en la prueba dinámica del paramotor con el sistema de escape nuevo (diseñado por los autores) son los siguientes para las diferentes posiciones:

Tabla 25. Valores del display con el sistema de escape diseñado

POSICION	VALOR DEL DISPLAY
1	44.6
2	53.4
3	72.8
4	98.4
5	185.5

Fuente: Autores

El valor de la fuerza de empuje se puede obtener realizando una regresión lineal a los valores del cuadro de verificación de la fuerza de empuje para las

diferentes posiciones o reemplazando el valor del display en la ecuación para las diferentes posiciones, esta ecuación se muestra en el siguiente cuadro:

Tabla 26. Fuerza de empuje con el sistema de escape diseñado

POSICIÓN	VALOR DISPLAY	ECUACION	FUERZA DE EMPUJE(Kg.-f)
1	44.6	$X=(Y+0.1581)/1.4955$	29.92
2	53.4	$X=(Y+2.5513)/1.8546$	30.16
3	72.8	$X=(Y+0.7582)/2.2733$	32.35
4	98.4	$X=(Y+1.2897)/3.0318$	32.88
5	185.5	$X=(Y+5.2279)/5.3791$	35.45

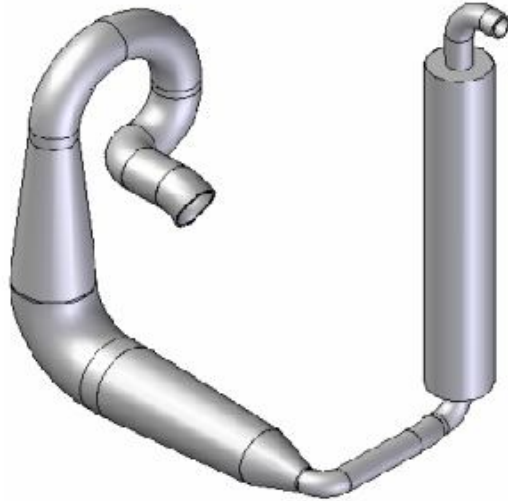
Fuente: Autores

10.3 COMPARACIÓN DE RESULTADOS

Es importante señalar que el paramotor al cual se le diseñó el sistema de escape contaba ya con un sistema de escape adaptado de una moto, el cual cumplía con su función principal de evacuar los gases de escape a la atmosfera pero no estaba diseñada para la aplicación específica de un paramotor.

Este sistema de escape adaptado es muy pesado y su configuración no era la mejor para un paramotor, la siguiente figura muestra el sistema de escape adaptado del paramotor:

Figura 60. Sistema de escape adaptado

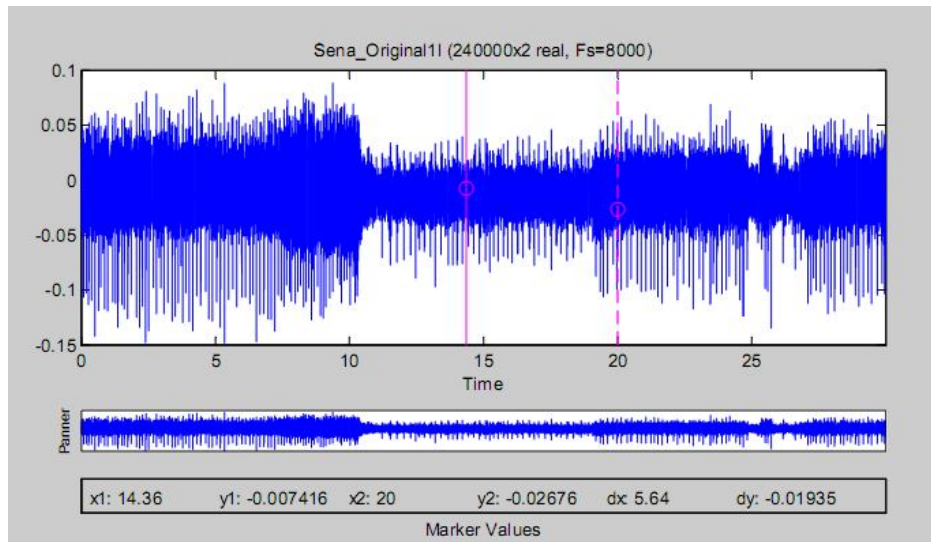


Fuente: Proyecto de grado Sistema motriz de un paramotor, diseño y construcción de un prototipo.

10.3.1 Comparación del ruido producido por los dos sistemas de escape (adaptado vs. diseñado)

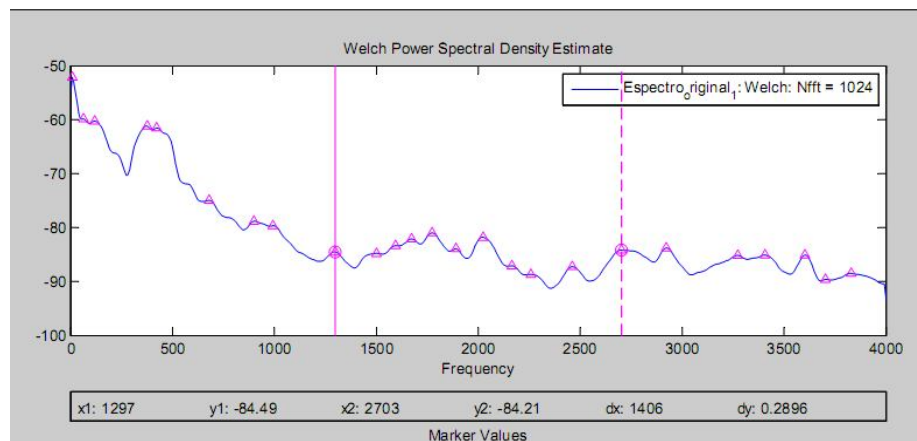
Las siguientes figuras muestran el sonido emanado por los gases de escape dentro de este sistema de escape. Cabe anotar que la medición del sonido se realizó también con el procedimiento SAE descrito anteriormente:

Figura 61. Señal sonora del ruido producido por el escape de un motor de dos tiempos (sistema de escape adaptado)



Fuente: Autores.

Figura 62. Espectro de la señal sonora del sistema de escape adaptado de un motor de dos tiempos.



Fuente: Autores

Como se puede observar en el anterior espectro la franja de variación de la intensidad del ruido producido está entre [50, 95] dB mientras que la intensidad producida por el sistema de escape diseñado (figura 54) en este

proyecto está entre [50, 80] dB lo cual es una mejora significativa de 15 dB de reducción.

10.3.2 Comparación respecto al peso entre los dos sistemas de escape

El sistema de escape adaptado tiene un peso total de 4,5 Kg. Mientras que el sistema de escape diseñado tiene un peso total de 2.5 Kg. Esto significa una reducción de 2 Kg. Lo cual es muy significativo en un paramotor, debido a que la reducción del peso es lo que más se busca en el diseño de los paramotores y en general de los ultralivianos.

10.3.3 Comparación respecto al empuje producido por el paramotor con los dos sistemas de escape.

Al mirar y comparar tanto los valores del display como los valores de la fuerza de empuje para el sistema de escape adaptado y diseñado se observa un incremento de estos con el sistema de escape diseñado, se logró incrementar la fuerza de empuje en promedio en 1 Kg.-f para las diferentes posiciones del banco de pruebas, es decir que el sistema de escape diseñado es más eficiente que el antiguo haciendo que el paramotor tenga un mayor empuje como se pudo observar en las pruebas realizadas, estos resultados son más notorios cuando el paramotor este en vuelo y se realicen vuelos con el sistema de escape adaptado y el diseñado.

El resultado obtenido en la prueba dinámica del paramotor con el sistema de escape adaptado es el siguiente para las diferentes posiciones:

Tabla 27. Valor del display con el sistema de escape adaptado

POSICION	VALOR DEL DISPLAY
1	44.5
2	52.3
3	69
4	95
5	180.7

Fuente: Proyecto de grado Diseño y construcción de un banco de pruebas para determinar fuerza de empuje en motores ultraliviano.



Tabla 28. Fuerza de empuje del sistema de escape adaptado

POSICIÓN	VALOR DISPLAY	ECUACIÓN	FUERZA DE EMPUJE(Kg.-f)
1	44.5	$X=(Y+0.1581)/1.4955$	29.86
2	52.3	$X=(Y+2.5513)/1.8546$	29.57
3	69	$X=(Y+0.7582)/2.2733$	30.6
4	95	$X=(Y+1.2897)/3.0318$	31.76
5	180.7	$X=(Y+5.2279)/5.3791$	34.56

Fuente: Proyecto de grado Diseño y construcción de un banco de pruebas para determinar fuerza de empuje en motores ultraliviano.

La siguiente tabla muestra un resumen de la comparación entre los dos sistemas de escape:

Tabla 29. Resumen comparación de los dos sistemas de escape

Parámetro	Sistema de escape adaptado 	Sistema de escape diseñado 	Variación	Mejora
Sonido	[50, 95] dB	[50, 80] dB	15 dB	Si
Peso	4,5 Kg.	2,5 Kg.	2 Kg.	Si
Empuje	34,56 Kg. F	35,45 KgF.	1 KgF.	Si

Fuente: Autores

11 DISEÑO DEL PROGRAMA (API) DE CONSTRUCCIÓN DE SISTEMAS DE ESCAPE PARA MOTORES DE DOS TIEMPOS EN SOLIDWORKS

Para sintetizar todo el diseño y construcción del sistema de escape de un motor de dos tiempos en una herramienta útil y eficaz, que permita generar un modelo virtual, para poder llegar a planos de construcción del sistema de escape, nos basamos en la aplicación de SolidWorks 2007 API.

La aplicación API de SolidWorks (Application Programming Interface), permite automatizar y personalizar el software de SolidWorks e integrar este software personalizado de nuevo al software de SolidWorks.

Para poder desarrollar esta aplicación es necesario tener conocimiento de Visual Basic, ya que la programación en una API de SolidWorks se realiza usando Microsoft Visual Basic para Aplicaciones (VBA), el cual es un set de herramientas de programación basado en Microsoft Visual Basic y embebido en el software de SolidWorks.

La API desarrollada genera todas las secciones de una tubería de escape en chapa metálica, lo cual permite tener el desarrollo de las secciones que componen la tubería de escape y se pueden generar los planos a escala real para facilitar la manufactura de la tubería.

Para poder generar las secciones se necesita conocer los siguientes datos geométricos y físicos del motor:

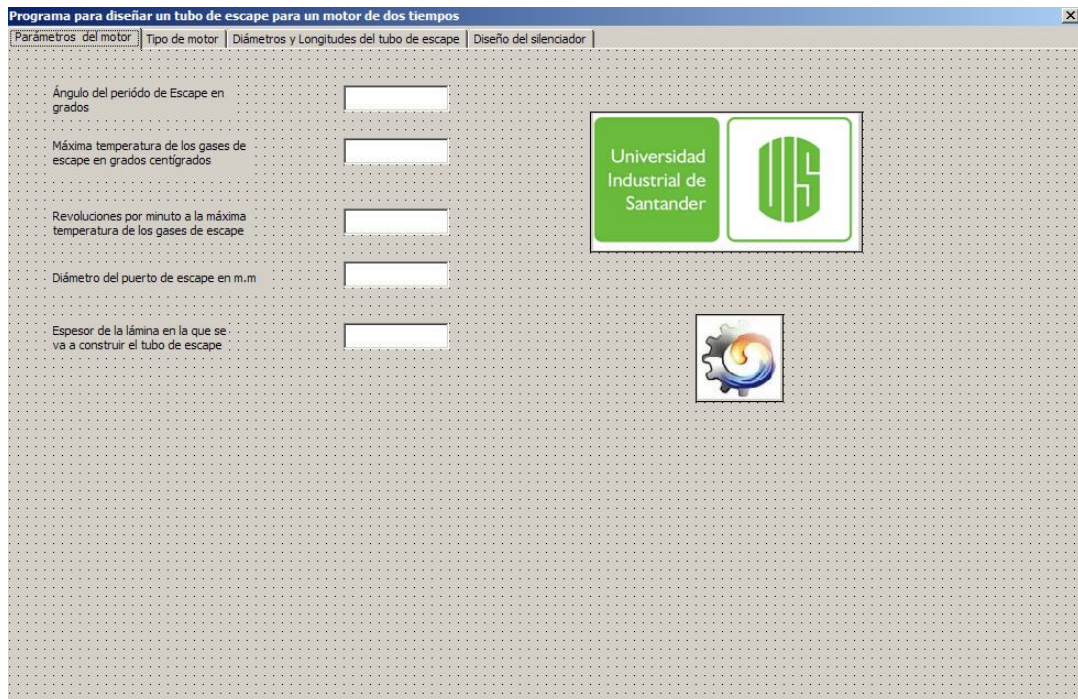
Tabla 30. Parámetros del motor necesarios para construir las secciones de la tubería de escape.

Ángulo del periodo de escape del motor de dos tiempos en grados
Máxima temperatura de los gases de escape en grados Centígrados
Revoluciones por minuto del eje del motor a la máxima temperatura de los gases de escape
Diámetro del puerto de escape en mm.
Espesor de la lamina en mm en que se desea construir la tubería de escape
Tipo de motor

Fuente: Autores

La siguiente figura muestra la interfaz de la API en la toma de los anteriores datos:

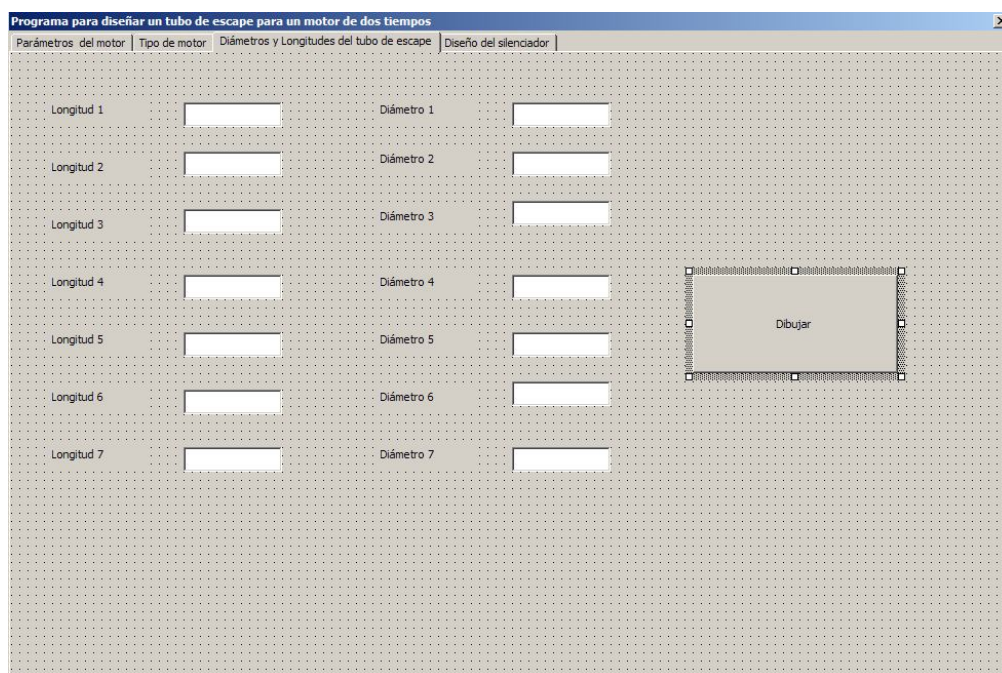
Figura 63. Interfaz de la API para la toma de datos del motor.



Fuente: Autores

Con estos datos ya se pueden generar las secciones de la tubería de escape en chapa metálica, la API calcula los diámetros y longitudes de todas las secciones de la tubería y los muestra en otra lengüeta de la API la cual se ve en la siguiente figura:

Figura 64. Entrega de resultados de diámetros y longitudes de la tubería de escape.



Fuente: Autores

En esta lengüeta también está el botón de comando que dibuja las 7 secciones de la tubería de escape.

Pero además la API permite calcular un diseño tentativo del silenciador de lado resonante. En los capítulos 6 y 7 se trató el diseño del silenciador, y se vio que para diseñar un silenciador de lado resonante es necesario determinar una frecuencia a la cual se quiere que resuene el silenciador, la API no calcula ni selecciona esta frecuencia, es necesario determinar esta

frecuencia y con base a esta y a otros datos geométricos suministrados la API calcula una geometría tentativa del silenciador.

Como gran parte del diseño de un silenciador se basa en un proceso iterativo en el que se varían la geometría del cuerpo principal y el diámetro de los agujeros en el tubo interno del silenciador, estos datos se pueden variar y hacen parte de los datos de entrada necesarios para calcular un silenciador, los cuales son los siguientes:

Tabla 31. Parámetros necesarios para calcular el silenciador

Frecuencia deseada de resonancia del silenciador en Hz
Diámetro del cuerpo principal del silenciador D_b en pulgadas
Longitud del cuerpo principal del silenciador L_b en pulgadas
Diámetro de los agujeros del tubo interior D_h en pulgadas
Espesor x_t del tubo interior en pulgadas

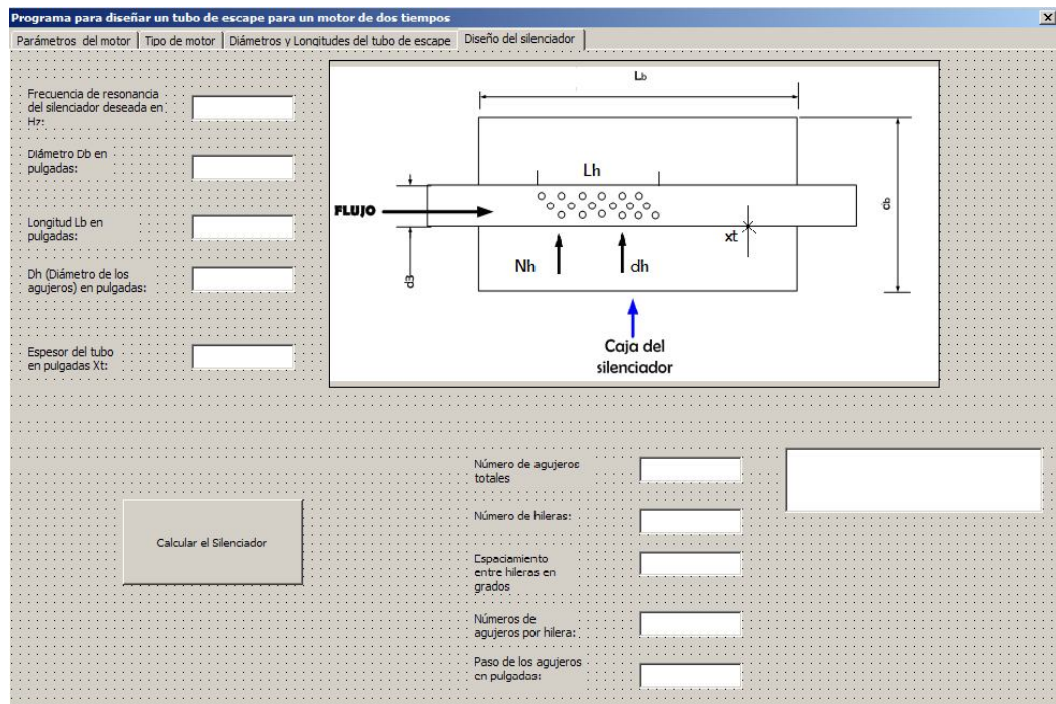
Fuente: Autores

Debido a que la mayoría de la tubería se encuentra todavía en pulgadas, y para facilitar la manufactura del silenciador en esta parte de la API los datos son requeridos en unidades inglesas.

Con base en estos datos la API calcula el número de agujeros totales, el número de hileras de estos agujeros, el espaciamiento entre hileras en grados, el número de agujeros por hilera, y el paso de los agujeros por hilera. También hay un letrero que corrobora el diseño, y permite saber si este cumple con los requerimientos de un silenciador de lado resonante, y de lo contrario avisa que parámetros han de ser cambiados para mejorar el diseño.

La siguiente figura muestra la interfaz de la API encargada del diseño del silenciador:

Figura 65. Interfaz de la API para el diseño del silenciador.



Fuente: Autores

Finalmente el resultado que entrega la API son las 7 secciones que corresponden a la tubería de escape dibujadas en SolidWorks chapa, asumiendo una trayectoria de la tubería de escape recta, además de un diseño tentativo del silenciador tipo lado resonante.

CONCLUSIONES

Con la realización de este proyecto se logró adquirir un amplio conocimiento en la investigación, diseño y construcción de componentes necesarios para la aviación ultra ligera, continuando con una línea de proyectos dedicados a esta temática, ya que abarca un amplio campo de aplicación, en el cual se aplican los conocimientos en ingeniería, los cuales ubican a la universidad como un referente a consultar en dicho campo.

El material utilizado en la construcción del sistema de escape cumple satisfactoriamente con los requisitos planteados al principio del proyecto aunque es posible mejorar este sistema reduciendo el peso considerablemente si se construye de un material más liviano, por ejemplo de aluminio o titanio, aunque con el aumento inminente del precio final del producto.

El sistema de escape cumple con los requisitos de funcionamiento del paramotor, haciendo de este un conjunto más liviano además de lograr aumentar el empuje en 1 Kgf, lo cual es algo significativo en el momento de volar.

Por otro lado, el nivel de sonido logrado con el sistema de escape se ubica dentro de un rango permitido por las leyes ambientales (nivel de sonido menor a 86 dB), lo cual se comprueba con la prueba de sonido efectuada en concordancia con la norma SAE J331 publicada por la ANSI S1.4-1983 la cual da las especificaciones para los medidores de nivel de sonido, y con la ayuda del software MATLAB el cual proporciona una valiosa ayuda para la realización de esta prueba.

Además, las herramientas computacionales así como la mano de obra calificada utilizadas en el diseño y construcción del sistema de escape garantizan resultados de alta calidad y confiabilidad.

BIBLIOGRAFIA

- BLAIR, Gordon P. Design and Simulation of Two Stroke Engine. Society of Automotive Engineers Inc, Warrendale. 1996.
- RUDINGER, G. Wave Diagrams for Non Steady Flow in Ducts. Van Nostrand, New York. 1955.
- BLAIR, Gordon P. / GOULBURN, John. An unsteady flow effects in the exhaust system of naturally aspirated, crankcase compression, two strokes cycle engines. SAE Paper No. 690469, Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale. 1969.
- MARADEY, Juan F. Termodinámica Aplicada. Ediciones Universidad Industrial de Santander, Bucaramanga, 2002.
- NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México DF. Prentice Hall – Pearson editores. 1999.
- TSE, F. S. / MORSE, I. E. / HINKLE, R. T. Mechanical Vibrations, Theory and Applications. Allyn and Bacon, 1978.
- BOSSAGLIA, C. Two Stroke High Performance Engine Design And Tuning. Chislehurst and Lodgemark Press, London, 1972.
- BLAIR, Gordon P. / SPECHKO, J. Sounds Pressure Levels Generated by Internal Combustion Engine Exhaust System. SAE Paper No. 720155, Society of Automotive Engineers Inc, Warrendale. 1972.
- DAVIES, P. The Design of Silencers for Internal Combustion Engine Exhaust Systems. Conference on Vibration and Noise in Motor Vehicles, Proc. I. Mech. E. 1972.
- COATES, S. / BLAIR, Gordon P. Further Studies of Noise Characteristics of Internal Combustion Engines. SAE Paper No. 740713, Society of Automotive Engineers Inc, Warrendale. 1974.
- CURCIO, Eric; MORENO, Harbin, Sistema Motriz de un Paramotor Diseño y Construcción de un Prototipo, Proyecto de grado, Universidad Industrial de Santander, 2005.

PINZÓN, Ronald; LEAL, Jorge, Diseño y Construcción de un Banco de Pruebas para Motores de Ultralivianos, Proyecto de grado, Universidad Industrial de Santander, 2008.

ANEXOS

Anexo A. GENERALIDADES DE UN PARAMOTOR

Figura 66. Paramotor



Fuente: Airfer

- **HISTORIA DEL PARAMOTOR**

El paramotor es una modalidad de vuelo que nace a finales de la década de los 80. Se adaptó un pequeño motor a la silla de un piloto de parapente, de forma que una hélice pudiera propulsar al piloto con el suficiente empuje para hacerle despegar y ganar altura. Las escasas prestaciones de los parapentes de aquellos años y la posibilidad de despegar de cualquier terreno llano

hicieron que muchos parapentistas se interesaran por la utilización de este nuevo sistema de vuelo.

En 1988 despegó el primer paramotor, claro está, con bastantes diferencias sobre los actuales. Los primeros paramotores eran demasiado pesados, su manejo en el suelo era muy laborioso y sólo apto para espaldas realmente duras o voluntades a toda prueba. A principios de los 90 se incorporaron las primeras mejoras. Un motor, el Solo de 210 c.c., se impuso como referencia por su relación peso/potencia. Se trataba de un motor de maquinaria agrícola muy resistente y sin grandes necesidades de mantenimiento.

Durante toda esa década se incorporan mejoras considerables. Los parapentes evolucionan hacia un mayor rendimiento y facilidad en su manejo. Se crea un sistema aceptable de arranque eléctrico, la estructura se hace de materiales más ligeros pero sin dejar de ser resistentes (fibra de carbono, titanio). Y lo más importante, por fin aparecen los primeros motores concebidos para ser usados específicamente como propulsión auxiliar de parapente, con menor peso, menor complejidad técnica y potencia similar al Solo. Así nace el paramotor como forma de vuelo asequible a todos los públicos.

Actualmente el paramotor es la aeronave más simple y económica que existe, además de ser absolutamente segura cuando se accede a través de un aprendizaje riguroso dirigido por profesionales con la mayor experiencia.

- **PARAMOTOR**

El Paramotor es la aeronave con motor más simple y fácil de pilotar que existe. La palabra que define esta actividad deportiva se crea de la simplificación de la frase "Parapente con Motor" y está compuesta por la

unión entrelazada de las primeras y últimas letras de dos palabras que denominan dos elementos que son fundamentales para la práctica de este deporte, el Parapente y el Motor Propulsor Auxiliar. El parapente es un planeador sin estructura rígida primaria, que puede ser transportado, despegado y aterrizado por sistemas a pie o con ruedas, de la que adquiere las letras iniciales “PARA” y del Motor Propulsor Auxiliar que está incorporado al arnés de vuelo del piloto, que le permite despegar acelerando el mismo, desde un terreno llano con una trayectoria ascendente, adquiere las letras finales “MOTOR” y que unidas forman la palabra “Paramotor”, que define y da nombre a esta nueva modalidad deportiva. Para despegar le sirve cualquier campo o terreno despejado. El paramotor vuela despacio, permite sentir el aire en la cara y en el cuerpo y el piloto goza de una gran visibilidad. Es en definitiva un avión que cabe en el maletero del coche y que se puede guardar en casa.

Anexo B. MEDICION DEL RUIDO EN MOTORES SEGÚN LA SAE

1. INTRODUCCIÓN

Este documento establece el procedimiento de ensayo, el medio ambiente, e instrumentación para la determinación de los niveles sonoros de las motocicletas y motores de dos tiempos bajo condiciones estacionarias. Esta prueba medirá principalmente el ruido de escape y no representa el mejor procedimiento para evaluar el ruido total del vehículo. Con este fin, se recomienda SAE J331 o SAE J47.

2. REFERENCIAS

Publicaciones aplicables

Las siguientes publicaciones forman parte de esta especificación y son útiles en los ensayos:

2.1.1 PUBLICACIONES SAE

SAE-J47: Nivel sonoro máximo potencial para las motocicletas

SAE J184. Una calificación de sonido sistema de adquisición de datos

SAE J213: Definiciones-Motos

SAE-J331: Niveles sonoros para las motocicletas

SAE J1349: Potencia del motor de código de prueba de encendido por chispa

SAE TSB-002 JUN86: Preparación de los informes técnicos SAE

2.1.2 PUBLICACIÓN ANSI

ANSI S1.4-1983 (Norma que da las especificaciones para los medidores de nivel de sonido).

3. DEFINICIONES

- ▶ Campo de calibración del medidor de nivel de sonido externo usando un calibrador de nivel sonoro, un medio interior de calibración, o cualquier otro método que garantice la exactitud de las lecturas del medidor de nivel de sonido.

- ▶ Plano longitudinal de simetría, Tal y como se define en el SAE J213.

- ▶ Régimen nominal del motor, la velocidad del motor en revoluciones por minuto a la que el motor entrega su máxima potencia, tal como se definen en el SAE J1349, y según lo determinado por el fabricante.

4. INSTRUMENTACIÓN

Se utilizarán los siguientes instrumentos:

- ▶ Un medidor de nivel de sonido de la reunión de Tipo 1, Tipo S1A, o en su defecto una grabadora digital capaz de capturar el sonido del motor.

- ▶ Un parabrisas que no afecta a la respuesta del micrófono más de ± 1 dB para frecuencias de 63 Hz a 4000 y $\pm 1,5$ dB para frecuencias de 4000 a 10 000 Hz.
- ▶ Un tacómetro de velocidad o cualquier otro medio de la determinación de la velocidad del motor, con un estado de equilibrio de precisión $\pm 3\%$ en la velocidad de prueba.

5. TEST DEL SITIO

- 5.1 El sitio de prueba será un llano abierto, libre de superficies reflectantes (excepto el suelo), tales como los vehículos estacionados, carteles, edificios, o las laderas situadas dentro de los 5 m (16 pies) del automotor.
- 5.2 La superficie de la tierra dentro de la zona descrita en el punto 5.1, será pavimentado o tierra dura-condensada, dentro de un nivel pendiente media de 40 mm / m, y deberá estar libre de polvo suelto o nieve, el suelo no debe estar arado, la hierba no debe tener una altura superior a 150 mm (6 in), y evitar árboles, u otros materiales extraños.

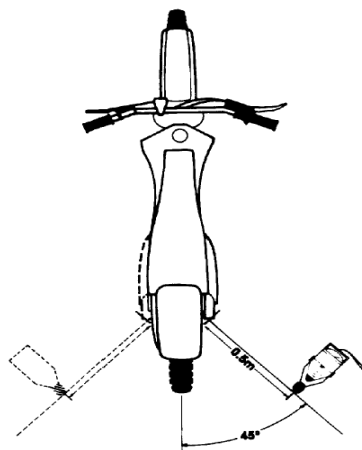
6. PROCEDIMIENTO

- 6.1 Una persona debe manipular el motor con la caja de cambios en punto muerto a una velocidad igual a la mitad de la velocidad nominal del motor.
- 6.2 En caso de que el motor no esté en neutral, el automotor deberá ser operado ya sea con la rueda trasera (s) por lo menos 50 mm (2 in) de claro sobre la tierra, o con la cadena o correa eliminada.

7 MEDICIONES

- 7.1 El medidor de nivel de sonido se establecerán por la ponderación de la red y deberá ser fijado para respuesta dinámica lenta. (Véase el Apéndice A, Sección A.5).
- 7.2 Los ensayos se realizarán en cada lado del automotor a la salida de escape.
- 7.3 El micrófono deberá estar situado a la salida del escape a $0,5 \text{ m} \pm 0,01 \text{ m}$ ($20 \text{ in} \pm 1 / 2 \text{ in}$), y con una variación de $0,01 \text{ m}$ ($1 / 2 \text{ in}$) en la altura de la salida del escape y un ángulo de $45 \text{ grados} \pm 10 \text{ grados}$ a la línea normal de la salida del tubo de escape. El eje longitudinal del micrófono deberá estar en un plano paralelo al plano de tierra. (Ver Figura 1).

Figura 67. Medición del sonido en una



Fuente: Normas SAE

- 7.4 No usar alambre rígido u otros medios de medición.
- 7.5 El nivel sonoro registrado será el que se medirá en constante estado de funcionamiento a la velocidad del motor (± 200 rpm), determinada en la sección 6 medida en el lado más alto de la motocicleta.
- 7.6 El nivel de sonido ambiente (incluyendo los efectos del viento) en el sitio de prueba debido a otras fuentes distintas del automotor serán medidos, y debe ser por lo menos 10 dB inferior al nivel sonoro producido por el automotor bajo prueba.
- 7.7 La velocidad del viento en el sitio de prueba durante el ensayo deberá ser inferior a 9 m / s (20 mph).
- 7.8 Si en la toma de mediciones de nivel sonoro, hay otra persona distinta del conductor, el medidor, y el asistente, esta deberá estar a 3 m (10 pies) del automotor objeto del ensayo.
- 7.9 La calibración del medidor de nivel de sonido se efectuará inmediatamente antes de la primera prueba de cada día del examen y debe hacerse al final de cada día del examen. Campo de calibración debería se efectuarán a intervalos de no más de 1 h.

8 COMENTARIOS GENERALES

- 8.1 Es esencial que las personas que realicen la prueba deben tener conocimiento del procedimiento y el uso de la instrumentación.
- 8.2 El uso adecuado de todos los instrumentos de la prueba es esencial para obtener mediciones válidas.

8.3 Temas Específicos Para El Examen

- 8.3.1 El tipo de micrófono, sus características de respuesta direccional, y su orientación con respecto a la fuente de sonido.
- 8.3.2 Los efectos ambientales de las condiciones meteorológicas sobre el desempeño de todos los instrumentos (es decir, la temperatura, la humedad, y la presión barométrica).
- 8.3.3 La correcta calibración acústica, procedimiento para incluir la influencia de los cables de extensión, etc.
- 8.4 El uso de la palabra “deberá” en el procedimiento debe ser entendida como obligatoria. El uso de la palabra “debería” es debe entenderse como asesoramiento. El uso de la palabra “podrá” debe entenderse no como permisivo.

Apéndice A

Este procedimiento puede adaptarse a una variedad de usos, que pueden incluir la certificación del sistema de escape, el cumplimiento de la normativa medioambiental respecto al ruido por automotores, y el comportamiento de las motos en las competencias de velocidad. Este apéndice complementario contiene datos de ingeniería y referencia, también material educativo.

A.1 Encargados de hacer cumplir la Prueba

Cuando se utiliza para la el cumplimiento de una normativa, este procedimiento está destinado a tener un resultado de pasar o no pasar la prueba. Un $\pm 1,5$ dB de variación debido a cambios en las condiciones del

ensayo, motocicletas, instrumentos y puede ocurrir, variaciones dentro de este límite se considerarán aceptables.

En situaciones de aplicación, a menudo es más fácil de usar un medio de la velocidad de Redline (Redline es el valor numérico de la velocidad más baja del motor incluido en la zona roja sobre el tacómetro), en lugar de la prueba de velocidad especificado en el punto 6.1. La mitad de la velocidad Redline es una prueba de mayor velocidad que la mitad del régimen de rpm, de modo que el nivel de sonido medido será mayor, y una tolerancia de 3 dB debe añadirse a las disposiciones aplicables al límite de nivel sonoro.

Si bien las tolerancias del sitio pueden ser algo laxas, sin la grave degradación de la precisión en el método.

Es poco probable que resultados útiles sean obtenidos si, por ejemplo, cualquier otra moto u otro vehículo o persona se encuentra dentro de 6 pies de la prueba.

A.2 Instrumentación

Instrumentación Tipo 1, que por lo general puede proporcionar la mayoría de las mediciones precisas, debe ser utilizada cuando la necesidad de una gran precisión, tales como la certificación de sistemas de escape, o la ejecución acción que puede dar lugar a algún tipo de penalización.

Instrumentación de tipo 2, podría ser adecuada para algunos encargados de hacer cumplir la obra, tal como una prueba de selección preliminar, o general para la recopilación de datos. Por otra parte, la instrumentación que es menos precisa que tipo 1 o tipo 2 puede ser apropiado en casos como en pista o un parque de motocicletas, cuando el interés primordial es garantizar que la reducción de ruido de las motos, y no para medir los efectos de la reunión de límites específicos máximos de ruido. Selección de los equipos

debe reflejar la necesidad de exactitud (en particular teniendo en cuenta las consecuencias) contra el costo equilibrado. Se debe tener precaución, sin embargo, cuando la selección de equipo que no sea conforme con las normas ANSI. La experiencia electrónica de consumo con tipos medidores de nivel de sonido indica que la mayoría de esos metros no poseen las características de funcionamiento de la suficiente precisión o coherencia para producir resultados significativos.

A.3 Procedimiento

-Al realizar mediciones de comparación en que una única variable va a ser evaluada, como comparar el nivel de sonido de dos diferentes sistemas de escape en el mismo vehículo, la selección de la correcta según la velocidad del motor a 6,1 críticas no es siempre la misma velocidad del motor se utiliza para cada prueba.

A.4 Racing Motos

-Este procedimiento puede ser utilizado para las pruebas de sonido de las carreras de motocicletas. Una adecuada prueba de velocidad para ambos de cuatro tiempos y dos tiempos de alto rendimiento para motos de competencia que la velocidad nominal del motor no se conoce se determina a partir de ecuaciones A1:

$$\text{Test Speed} = \frac{306\,000}{\text{stroke in millimeters}} \text{ or } \left(\frac{12\,000}{\text{stroke in inches}} \right)$$

Ecuaciones A1

A.5 Respuesta Dinámica

El uso de la lentitud de la respuesta dinámica se especifica, pero una rápida respuesta dinámica puede ser utilizada. Debido a la naturaleza esencialmente constante del nivel de sonido, de cualquier modo es aceptable, aunque es más fácil de leer cuando la respuesta dinámica es lenta.

A.6 La Velocidad Del Viento

-Si no es posible retrasar la prueba hasta que el viento tenga las condiciones específicas, las pruebas se pueden realizar con vientos fuertes. En este caso, el automotor debería colocarse de tal forma que la dirección del viento sea paralela a la dirección normal de viaje de la motocicleta.

A.7 Velocidad de giro del motor (Suplente)

-Si la velocidad nominal del motor de una motocicleta particular es desconocido, entonces la velocidad de prueba se calcula a partir de cualquiera de las Ecuaciones A2 o A3:

$$\text{For four-stroke engines} = \frac{250\,000}{\text{stroke in millimeters}} \text{ or } \left(\frac{9800}{\text{stroke in inches}} \right)$$

$$\text{For two-stroke engines: } \frac{200\,000}{\text{stroke in millimeters}} \text{ or } \left(\frac{7900}{\text{stroke in inches}} \right)$$

Ecuaciones A2 A3

Anexo C. NORMATIVA COLOMBIANA RESPECTO AL RUIDO

1. ORIGEN DEL RUIDO

El ruido está constituido por el conjunto de sonidos no deseados, fuertes, desagradables o inesperados.

Se ha calculado que alrededor del 70% de la población colombiana que reside en áreas urbanas está expuesta a sufrir lesiones del oído por ruido.

El ruido generado por el parque automotor supera ampliamente los niveles permisibles, con niveles sonoros que fluctúan entre 76 a 84 dB en las intersecciones viales, punto de mayor concentración acústica de esta fuente.

Las actividades comerciales en sí mismas no producen niveles de ruido ambiental muy alto en su entorno, aunque en el interior de centros comerciales, almacenes y tiendas se pueden registrar valores entre 60 y 90 dB, como consecuencia del funcionamiento de equipos de sonido, parlantes y la actividad misma de la gente. Sin embargo, es importante considerar que las actividades comerciales atraen un volumen importante de tráfico automotor por la movilización de personas hacia ellos.

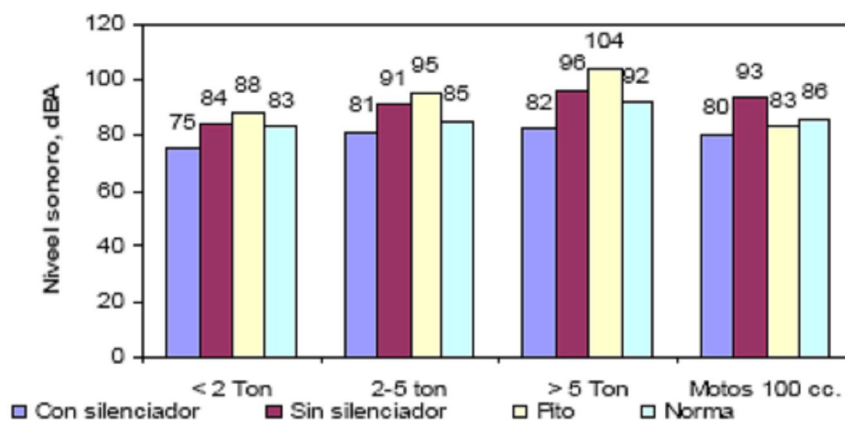
Muchos países, en sus códigos de policía, prohíben el uso de parlantes y altavoces en zonas de este tipo por considerarlas de efecto contaminador.

El impacto acústico que conlleva la actividad industrial, puede ser elevado dependiendo del tipo de industria. Las empresas metalmeccánica y de textiles son algunas de las que mas molestias pueden producir.

En los registros de niveles sonoros para vehículos se encontró que se cumple el estándar, siempre y cuando se use silenciador y no haya uso de pito. Si se considera que las intersecciones viales son fuentes importantes de ruido, se podrá proponer un ajuste mas severo a la norma vigente para fuentes móviles.

La figura 68 relaciona el efecto en los niveles de ruido que tiene el uso de silenciador, vehículos que no usan silenciador y el uso de pito con los límites de ruido.

Figura 68. Efecto de los niveles de ruido



Fuente: Ministerio de Medioambiente Colombiano

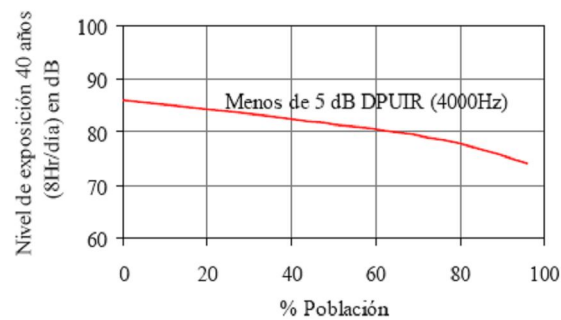
2. CRITERIOS DE SALUD Y BIENESTAR DE LAS PERSONAS

La propuesta de los estándares se basaron en dos criterios fundamentales: uno de salud y el otro de bienestar general asociado a la interferencia en la comunicación por ruido.

La EPA desarrollo un estudio en el cual se expuso a un grupo de personas con buenas características auditivas a niveles de ruido durante 40 años con dosis de 8 horas /día. La exposición de ruido se hizo bajo dos consideraciones: la primera es que a 4000 Hertz el oído humano empieza a perder su sensibilidad acústica y por tanto esta es la frecuencia más sensible para el ser humano, y la segunda es que cambios menores a 5 dB en niveles sonoros se consideran despreciables o no significativos. La figura 4 muestra el comportamiento del grupo evaluado. De esta gráfica se puede inferir que con un nivel sonoro de 70 dB, se garantiza una pérdida permanente (definitiva) menor a 5 dB en la frecuencia más sensible para el hombre. Es

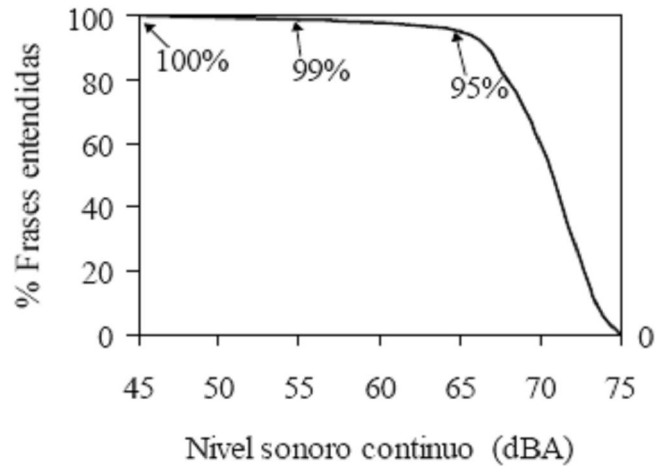
decir a este nivel de exposición la pérdida auditiva es despreciable. Dentro del mismo estudio de la EPA se relacionaron los niveles de ruido con la compresión de palabras en una conversación en un ambiente interior (sala). De la figura 10 y 11 se puede concluir que a un nivel de inmisión de ruido (ruido proveniente del exterior) de 45 dB las palabras o frases de una conversación son 100% entendibles, y a medida que el nivel sonoro va aumentando, el porcentaje de entendimiento de las palabras va cayendo.

Figura 69. Incidencia del ruido en las personas



Fuente: Ministerio de Medioambiente Colombiano

Figura 70. Inteligibilidad de la voz normal en función del nivel de ruido en una sala



Fuente: EPA

3. NORMA VIGENTE ACTUAL DE RUIDO AMBIENTAL

La Resolución 8321 de 1983 emitida por el Ministerio de Salud reglamenta la protección de la audición por la emisión de ruidos. Esta norma establece los límites permisibles para fuentes fijas de acuerdo al uso del suelo (Ver Tabla 1.) y los límites para las fuentes móviles (Ver Tabla 1.).

Tabla 32. Niveles máximos permisibles para vehículos

TIPO DE VEHICULO	NIVEL SONORO dB (A)
Menos de 2 toneladas	83
De 2 a 5 toneladas	85
Más de 5 toneladas	92
Motocicletas	86

Fuente: Ministerio de Medioambiente Colombiano

Anexo D. GENERALIDADES SOBRE LOS SISTEMAS DE ESCAPE

Figura 71. Sistema de escape



Fuente: Gassattack

Los objetivos de un sistema de escape son principalmente dos: en primer lugar evacuar los gases producidos en la cámara de combustión y en segundo causar una adecuada atenuación del ruido producido por los gases de combustión.

OBJETIVO 1

Cuando se abren las válvulas de escape, sale un chorro de gas hacia los colectores a gran temperatura y a gran velocidad buscando el exterior. Es imprescindible que dichos gases evacuen rápidamente la cámara de combustión para dejar lugar a una nueva carga fresca de mezcla de aire combustible.

Una vez que se abren las válvulas de escape, se ponen en contacto dos recintos con una diferencia de presión muy grande: la cámara de

combustión llena de gases en proceso de expansión y los colectores de escape, a presión ambiental. Este diferencial crea una onda de presión que se desplaza a lo largo del sistema de escape a una velocidad incluso mayor que la de los gases de escape, arrastrándolos hacia el exterior.

La magnitud de estas ondas de presión depende de la brusquedad con la que se abran las válvulas de escape, y como la velocidad de apertura de las válvulas de escape es directamente proporcional al régimen del motor, a más revoluciones del motor mayor magnitud de las ondas, con lo que el aprovechamiento de estas ondas para vaciar la(s) cámaras de combustión cobrará más importancia cuantas más revoluciones sea capaz de alcanzar el motor.

Las ondas de presión circularán por el sistema de escape hasta encontrar alguna singularidad que las modifique, como por ejemplo:

Un final abierto: En este caso la onda de presión se ve reflejada, creando una onda de rarefacción (vamos, creando una depresión), que circulará de nuevo hacia el motor. Si esta depresión llega al motor cuando la(s) válvula(s) de escape se abren, ayudará a vaciar la cámara de combustión a mayor velocidad todavía. Es preciso decir que en el caso de que no se evacuen todos los gases de la cámara de combustión, no cabe la misma cantidad de mezcla fresca en la misma, y por lo tanto el rendimiento del motor no será el óptimo.

Un final cerrado:

En este caso la onda de presión o depresión se refleja como otra onda de presión de las mismas características. Este podría ser el caso de una onda de presión/depresión al llegar a una válvula de escape cerrada.

Un final parcialmente abierto:

Es el caso de un ensanchamiento del colector de escape. Parte de la onda sigue su camino, y parte de la onda se convierte en una onda de depresión. Si el ensanchamiento es brusco la onda de depresión también lo es. Si el ensanchamiento es progresivo, la onda de depresión se va formando poco a poco y puede aprovecharse un mayor espacio de tiempo (aunque llega de forma más suave).

Un final parcialmente cerrado:

Lo mismo, pero la onda reflejada sería de presión. De igual forma puede haber un estrechamiento brusco o que cree una onda reflejada más progresiva.

¿Qué ocurriría en el caso de que una onda de presión llegase a una(s) válvula(s) de escape abiertas? Pues que dicha onda no dejaría salir a los gases quemados, dejando la cámara de combustión llena y evitando que se llenase de gases frescos, lo que provocaría un rendimiento muy pobre del motor, como si estuviese ahogado (recordad que esto ocurriría sólo a unas determinadas revoluciones).

En circunstancias de máximo régimen, es evidente que tenemos la necesidad de evacuar lo más rápidamente posible los gases quemados de la cámara de combustión. Para ello debemos contar con un colector de gran diámetro ya que se producen pérdidas de carga por rozamiento entre los gases y las paredes del escape. Asimismo se intentan minimizar las singularidades tales como codos, ensanchamientos, estrechamientos, etc.... que oponen resistencia al flujo de gases. Si se observa un colector de escape se puede apreciar cómo las curvas y cambios de sección se han realizado muy suavemente para minimizar el choque del gas contra las paredes internas del escape.

Figura 72. Salida del catalizador hacia el silenciador



Fuente: Gassattack

OBJETIVO 2

Mucho se ha escrito acerca de los silenciadores. Su función es principalmente esa, silenciar el ruido que se produce durante la combustión afectando lo menos posible el rendimiento del motor. Existen 4 tipos de silenciadores:

Absorción:

Un tubo perforado recubierto de material absorbente (Ej. lana de vidrio) que sirve tanto de aislamiento acústico como térmico. El material absorbente se degrada poco a poco, con lo que al cabo de cierto

tiempo el escape hace mayor ruido. Además de aumentar la sonoridad, se pierden prestaciones. Es recomendable reemplazar el material absorbente cada cierto tiempo.

Expansión:

Un brusco ensanchamiento del conducto que vuelve a su sección original al cabo de una cierta longitud. Es un silenciador muy efectivo en un amplio margen de frecuencias pero provoca pérdidas debido al brusco cambio de sección.

Resonador lateral:

Es un tubo perforado rodeado concéntricamente de otro de mayor diámetro. Las ondas acústicas pasan del primer tubo al segundo y se apagan rebotando en las paredes del segundo. Es muy efectivo siempre y cuando la geometría del silenciador sea la adecuada.

Interferencia (o laberinto):

Funciona oponiendo uno o varios tabiques a la dirección del flujo de gas, obligando a las ondas a rebotar por las paredes. Obviamente es un laberinto para el flujo de gases, aumentando la fricción contra las paredes y lógicamente aumentando las pérdidas de carga.

En los silenciadores actuales se incorporan estos 4 tipos de construcciones para minimizar toda la gama de frecuencias (cada tipo actúa sobre unas frecuencias determinadas de ruido). Esto y los catalizadores para reducir la emisión de gases hacen que actualmente los escapes sean muy pesados.

¿Se gana potencia montando un silenciador abierto? Pues realmente, montando solo el silenciador, no. Al cambiar la salida de las ondas

creadas, los requerimientos del escape completo cambian, y es necesario modificar la mezcla para ajustarlo a los nuevos requerimientos. Una vez hecho esto, sí existe una mejora de prestaciones.

En los nuevos motores de inyección a veces no es posible modificar la mezcla directamente, por lo que se deben usar artilugios como Power Commander o Rapid Bike.

En los modelos que equipan sonda lambda, el reajuste se realiza automáticamente, aunque no siempre queda ajustado correcto.

Figura 73. El sistema de



Fuente: Gassattack

1. GENERALIDADES DEL SISTEMA DE ESCAPE

Cuando se abre la válvula de escape a la mitad del ciclo de escape, un chorro de gas a una enorme temperatura y velocidad (aún posee muchísima energía, que podemos emplear en mover un turbocompresor, por ejemplo) sale a través de los conductos de la culata hacia los colectores de escape, buscando el exterior. En principio, lo que tenemos que hacer es evacuar rápida y eficazmente esos productos de desecho para dejar paso en la cámara de combustión a nueva carga fresca.

Esa será la obligación principal del sistema de escape. La otra es cumplir con unos requerimientos respecto al ruido producido por la combustión de los gases.

1.1 Formación de las ondas:

Cuando la válvula de escape comienza a abrirse, pone en contacto dos recintos con una enorme diferencia de presión, una cámara de combustión repleta de gas que aún continúa su proceso de expansión, y un colector a una presión próxima a la ambiental. Esta brusca diferencia crea una onda de presión, que se desplaza por el sistema de escape a una velocidad superior a la de los propios gases (esto os lo creéis, porque demostrarlo es un coñazo supremo), poniendo a los gases en movimiento a su paso.

La magnitud de estas ondas de presión depende de lo brusca que sea la maniobra de apertura de la válvula que comunica ambos recintos. Así pues, a altas revoluciones, y con un perfil de leva de escape muy agresivo (rápida alzada de válvula), la onda de presión creada será mucho mayor, y mayor importancia cobrará el aprovechar sus efectos en nuestro favor.

1.2 Propagación de las ondas:

Una onda viaja a través del tubo de escape hasta llegar a alguna singularidad que la modifique:

-Un final abierto, como puede ser el caso de la salida del silencioso. En este caso la onda de presión se ve reflejada convirtiéndose en una onda de rarefacción (depresión) que viajará en sentido opuesto de nuevo hacia el motor

-Un final cerrado. La onda de presión se refleja como otra onda de presión de las mismas características. Por decirlo de otra forma, rebota contra la pared, como lo harían las ondas en un estanque.

Sería el caso de los resonadores (cámaras cerradas conectadas al colector de escape mediante una válvula regida electrónicamente) en los motores 2T.

-Un final parcialmente abierto, es decir, un ensanchamiento o conducto divergente. En él, parte de la onda sigue su camino, y parte es devuelta como una onda de rarefacción. Si el ensanchamiento es brusco, la reflexión parcial también lo es; si es progresivo, la onda de rarefacción se va formando a lo largo del tiempo y permite aprovecharla durante un mayor espacio de tiempo (pero llega de forma más suave).

-Un final parcialmente cerrado. Lo mismo, pero la onda parcialmente reflejada sería de presión. De igual forma puede haber un estrechamiento brusco o un conducto convergente que cree una onda reflejada más progresiva.

-Una bifurcación, como la que tienen algunos motos con escapes 4-2-1-2 (una XX, por ejemplo). Al llegar una onda de presión a la bifurcación, ésta se divide entre los dos ramales. Si la sección aparente de los dos tubos es superior a la del tubo original, se formará una onda de rarefacción que retrocederá por el tubo inicial (ya que se trata de un extremo parcialmente abierto)

-Una unión, por ejemplo, cuando se llegan a unir los colectores que provienen de cada cilindro en un 4-

- Se comporta como si de una bifurcación se tratase, porque de hecho, lo es. Parte de la onda seguirá el camino "lógico" hacia la salida del escape, y la

otra se colará hacia el cilindro adyacente; y parte retrocederá convertida en una onda de depresión.

2. MAXIMIZAR LA POTENCIA

En este apartado, trataremos del diseño del escape con el objetivo de maximizar el rendimiento volumétrico del motor a plena potencia.

2.1 Minimizar la pérdida de carga:

En circunstancias de máximo régimen, es evidente que hemos de desalojar lo más rápido posible los gases quemados de la cámara de combustión. Para ello hemos de construir un conducto del suficiente diámetro, ya que las pérdidas de carga por rozamiento aumentan con el cuadrado del diámetro (evidentemente, a mayor sección, mejor se evacuarán los gases).

Figura 74. Tubería de escape



Fuente: Gassattack

También se ha de minimizar las singularidades tales como codos, ensanchamientos, estrechamientos y demás dificultades que se pongan al flujo de gases. Como se puede observar si se aprecia el recorrido de un colector de escape, se hace todo lo posible para que las curvas y los cambios de sección sean lo más suaves posible, para minimizar ese rozamiento del gas contra las paredes.

2.2 Aprovechar las ondas de presión:

Esta es la parte más interesante del diseño de un escape. En un 4T se puede optimizar el rendimiento para una u otra franja de potencia (aunque por lo comentado anteriormente, siempre será más efectivo hacerlo a altas revoluciones, donde las ondas de presión son mucho mayores, y donde mayor es el riesgo de que el rendimiento caiga si hay una mala coincidencia de dichas onda. En un 2T un cambio de escape puede hacer que el motor se comporte de manera completamente diferente.

2.2.1 Motores 4T:

El caso más sencillo es el de un motor monocilíndrico. Como hemos dicho antes, la rápida apertura de la válvula de escape crea una onda de sobre presión que viaja a través del colector hasta la salida del escape. Ahí, se ve reflejada como onda de depresión, retrocediendo camino del motor.

Si cuando llega esta onda de depresión, está la válvula de escape abierta esto crea una depresión en pipa de escape que nos ayudará a vaciar de gases residuales la cámara de combustión, lo cual es esencial cuando el motor va a toda marcha para poder introducir mayor cantidad de mezcla (si parte del volumen de la cámara, está ocupado por gases, será menos cantidad de mezcla la que entre menor potencia). Por lo tanto, al mejorar el

barrido de los gases de escape, esta onda de depresión hace que el rendimiento volumétrico aumente, la curva de potencia pegue un buen pico. En este caso decimos que el escape está sintonizado para ese régimen determinado.

Digo régimen determinado porque la velocidad de las ondas es sensiblemente constante, pero el régimen del motor no. Así, si para un régimen la onda de depresión llega en el momento apropiado, a mayor régimen, llegará ya tarde, porque el motor habrá girado más y estará ya la válvula cerrada.

Igualmente, para un régimen menor, se encontrará la válvula aún cerrada. La forma que tiene el diseñador de controlar cuando llegan es variando la longitud de los diferentes tramos de que se compone un escape.

Al ser la velocidad aproximadamente constante, longitud es equivalente a tiempo, y el tiempo desde que sale la onda hasta que vuelve en el momento correcto sólo se dará a un cierto régimen (o a sus múltiplos).

Si cuando llegue esa onda de depresión la válvula de escape está cerrada, la onda se comportará como ante un extremo cerrado, y devolverá una onda de presión que de nuevo viajará hacia la salida del escape.

Cuando llega una onda de presión en el momento en que nuestra válvula está abierta. Los gases podrán salir, o por lo menos lo harán con mucha mayor dificultad. Eso significa que mientras estemos en este régimen, la moto se quedará clavada, como sin gasolina. Esto se refleja en una inflexión en la curva de par.

Este es el caso de un monocilíndrico. En un motor con más de un cilindro, las ondas de uno se bifurcan e interactúan en los demás cilindros. Según la distancia a la que vayamos uniendo los colectores de los distintos cilindros, y de qué forma lo hacemos, podremos optimizar de una u otra forma el funcionamiento a diferentes regímenes.

Aunque estemos tratando aquí de las pulsiones en el escape, de forma análoga tienen lugar en los conductos de admisión, siendo diseñados éstos para que llegue una onda de presión antes del cierre de la válvula de admisión, pudiendo incrementar de esta forma el rendimiento volumétrico, pudiendo decir que la admisión está sintonizada. De igual forma al escape, la distribución de los órganos de admisión, en concreto el filtro y la caja del filtro de aire, hacen de silenciadores de los ruidos de admisión.

En general, en el caso de un tetra cilíndrico, es habitual la disposición 4-2-1, que crea dos ondas de menor amplitud, y por lo tanto nos permiten obtener un motor elástico, más cuanto mas separados estén las primeras uniones (4-2) de la segunda (2-1), que si lo hiciésemos directamente en 4-1, más común en motos de competición, donde se crea una sola onda, más amplia, que actuará en un solo intervalo de revoluciones.

Se supone que si unimos los cilindros contiguos en el orden de explosión (1-4, 2-3) nos beneficiaremos de mayor potencia en alta, que si unimos los cilindros contiguos físicamente (1-2, 3-4). Sin embargo, la comunicación de varios colectores mediante el uso de compensadores, complican aún más la situación.

Figura 75. Silenciador



Fuente: Gassattack

El sistema de escape trata de aumentar el rendimiento del motor sin forzarlo ni extremar las condiciones de su rendimiento, sin añadir piezas con peso adicional, simplemente utilizando con inteligencia esos pulsos de presión que producen las válvulas al abrirse y cerrarse bruscamente.

En resumen, si analizamos las variaciones de presión en cualquier punto de los colectores de admisión o escape, nos encontraremos con una mezcla de ondas que viajan en uno u otro sentido, provenientes del propio cilindro o de los adyacentes, o reflejadas en cada una de las singularidades de la conducción (uniones, ensanchamientos, salida del tubo).

Así, la única forma de comprobar el buen diseño de un tubo es probando el rendimiento del motor en el banco de potencia, después de obtener un reglaje de carburación óptimo.

Este detalle es importante, ya que cada tubo, al afectar a la forma en que la moto “respira”, necesita unos reglajes de carburación propios.

2.2.2 Motores 2T:

La problemática en los tradicionales motores de dos tiempos es mucho más severa, debido a la simetría que existe en el diagrama de distribución respecto del PMI debido a la utilización de lumbreras que va descubriendo el pistón. Siempre es más complicado el llenar de carga el cilindro que en desalojar los productos quemados (ya que éstos poseen una presión bastante grande que facilita su evacuación). Así, al ser el recorrido de admisión forzosamente igual al de escape, siempre anda justa la primera (y metemos menos carga), o sobrada la segunda (yéndose carga por el escape).

Si analizamos el ciclo de un motor de dos tiempos, nos encontramos con dos problemas:

-Una vez que ha tenido lugar la ignición, el pistón baja descubriendo la lumbrera de escape y empezando el escape espontáneo. Pero cuando está el pistón en las inmediaciones del PMI, ya la presión dentro de la cámara ha bajado mucho, y sin embargo el pistón aún se está moviendo muy lentamente para empezar el barrido de los gases de escape. Por esto, sería conveniente que llegase en este momento una onda de depresión para ayudar a sacar los gases de escape, y así bajar la presión dentro de la cámara para permitir la entrada de más carga fresca procedente de la lumbrera de transferencia.

-Una vez pasado el PMI el pistón empieza a subir, cerrando la lumbrera de transferencia y comprimiendo la carga fresca. Pero la lumbrera de escape aún estará un cierto ángulo è abierta, y se expulsará parte de la carga por el conducto de escape, originando contaminación y una fuerte pérdida de potencia. Por lo tanto, en este momento necesitamos que llegue una onda de sobre presión que tapone el colector de escape para evitar esa fuga de carga fresca.

Así, en dos momentos muy próximos, necesitamos que llegue una onda de rarefacción que extraiga los gases y a continuación, una onda de presión que impida que salga la carga fresca.

Es frecuente que la parte divergente, tenga un ángulo menor que la parte convergente. Ello es debido a que la primera onda se puede crear de una forma más progresiva ya que tiene más tiempo para actuar. En cambio, la onda de presión debe actuar muy enérgicamente en muy poco tiempo, justo el que va desde que el pistón cierra las lumbreras de transferencia, hasta que se cierre la lumbrera de escape, y quede la cámara de combustión sellada.

Variando la forma del tubo de escape, obtendremos un motor más o menos radical. Esto es, si los ángulos de divergencia y convergencia de las paredes del tubo de escape son mayores, las ondas serán de mayor amplitud, pero serán más cortas en el tiempo, por lo que llegarán en el momento apropiado

en un margen más estrecho de revoluciones. Con lo que tendremos un motor más potente pero solo en esa franja.

Por supuesto, es evidente que variando la longitud inicial del colector que une culata y tubo de escape, variaremos el tiempo en que llegaran las dos ondas que se crean en él, y por lo tanto a qué régimen actuarán. Un tubo corto, con un tubo de escape casi pegado al motor, será propio de motores que sintonizan a muy altas vueltas.

El tubo de escape es esa panza que tienen los escapes de los motores dos tiempos. Como hemos explicado, en la parte divergente del tubo de escape, se formará la onda de rarefacción que necesitamos. En la parte convergente del tubo de escape, se formará una onda de presión, reflejada de la que salió del mismo cilindro.

3. MINIMIZAR EL RUIDO

El funcionamiento de un motor ocasiona la emisión al exterior de vibraciones que se transmiten por el aire. Algunas de estas vibraciones son perceptibles por el oído humano y forman el ruido.

La otra función del sistema de escape es filtrar en lo posible esas frecuencias audibles, afectando lo menos posible al rendimiento del motor. Para ello se construyen cuatro tipos básicos de escape:

- ▶ silenciadores de absorción: El de toda la vida, el tubo se recubre de lana de vidrio o algún material similar, muy efectivo como aislamiento tanto acústico como térmico (por eso lo podemos agenciar de las obras.
- ▶ silenciadores de expansión: Un brusco ensanchamiento del conducto, que al cabo de una cierta longitud, vuelve a su sección original. Éste es un tipo de silenciador que es muy efectivo en un amplio margen de frecuencias, pero que sin embargo, tiene múltiples bandas de paso (frecuencias a las cuales la absorción es menor), además de la pérdida de carga inherente a las variaciones bruscas de sección en el tubo.

- ▶ silenciadores de resonador lateral: Consiste en que al tubo principal se le rodea de otro concéntrico de mayor diámetro, comunicados perforando el primero. Las ondas acústicas pasan del primero al segundo y se apagan rebotando en las paredes de éste. Éste tipo de silenciador es muy efectivo en un cierto intervalo de frecuencias, en torno a la frecuencia natural del silenciador, la cual depende exclusivamente de su geometría.
- ▶ silenciadores de interferencia: funcionan oponiendo uno o varios tabiques a la dirección del flujo, obligando de esta forma a las ondas que viajan por él a rebotar por las paredes de la cavidad así formada.

Por supuesto, supone un laberinto para las ondas sonoras, pero también una dificultad para el flujo de gases de escape, que se ve dificultado, aumentando la turbulencia (que provoca fricción en el seno mismo del flujo) y la fricción contra las paredes, y por lo tanto disminuyendo la pérdida de carga.

En un silenciador actual, se conjugan estos cuatro métodos para hacer más efectiva su actuación en toda la gama de frecuencias. Los silenciadores abiertos, racing, de competición, evitan el método que más pérdida de carga produce, el de interferencia, y se limitan a los otros tres.

Por ello, un silenciador abierto respirará mejor a altas vueltas que uno homologado (por ello hay que carburarlo), aunque a bajas vueltas la retención será mínima (como veremos al tratar de la válvula EXUP).

4. ACCESORIOS

En este apartado, se comentarán algunos de los ingenios que las marcas han aplicado para los motores de 2 y 4 tiempos para optimizar su funcionamiento.

4.1 Cuatro tiempos

4.1.1 Válvula Exup

Por supuesto, la primera en ser comentada ha de ser la querida Exup, aunque no fuera la primera en el tiempo, sino que es una adaptación de a las 4T de una idea muy probada en los 2T, como veremos más tarde.

Hasta ahora, hemos hablado de regímenes de potencia máxima a plena carga, en los cuales necesitábamos extraer los gases quemados muy eficientemente porque no había tiempo. Pero es que no siempre vamos a 12000 rpm.

Veamos, cuando vamos por una ciudad a 2000 rpm, el motor necesita ingerir la sexta parte de aire por segundo, y por lo tanto habremos de evacuar también seis veces menos de gases residuales. Si diseñamos el escape para que logre barrer los gases a 12000 rpm (por decir algo), a 2000 rpm va sobrado. Tan sobrado que muy posiblemente se produzcan fenómenos como el retroceso de flujo de la admisión (debido a la menor inercia de la columna de gases frescos y al enorme tiempo que tienen para entrar) o el cortocircuito de la admisión y el escape (salen los gases de admisión directamente por el escape en el periodo de cruce de válvulas), echando por tierra el rendimiento volumétrico del motor.

Eso es porque no hemos tenido en cuenta la influencia de las ondas. Esta válvula crea cuando está accionada un estrechamiento y, por lo tanto, parte de las ondas de presión que por ella pasen se verán reflejadas con el mismo signo (las que sean de presión, lo seguirán siendo, las que sean de rarefacción igual). Y además, esta válvula tiene infinitas posiciones intermedias, así que a cada régimen, la geometría del escape variará y la

ensalada de ondas será un verdadero puzzle que ordenar para que todo funcione bien.

4.1.2 Sistema H-Tev

Éste es el que llevan las Honda FireBlade desde el 2000, y no tiene que ver nada con el anterior. Se trata de una pieza en titanio con tres posiciones distintas según el régimen de funcionamiento:

- La primera, por debajo de las 2700 rpm ciega una de las dos salidas intermedias. Sería un 4-2-1 que, como hemos dicho, es bueno en bajos y medios regímenes. Además, la sección de paso es la mitad, con lo que la pérdida de carga es mayor y la retención de los gases frescos también (el mismo efecto que perseguía la Exup).
- La segunda posición, entra a partir de las 2700 hasta las 7000 rpm. Sigue siendo un 4-2-1, pero aprovechando ahora sí los dos colectores intermedios para minimizar la pérdida de carga, ahora que el cortocircuito de admisión y escape no es tan grave.
- La tercera posición, por encima de las 7000 rpm, interconecta los cilindros adyacentes actuando esta pieza a modo de doble compensador, y cuya distribución de ondas sería similar a la que habría en un 4-1, más favorable a alto régimen.

Como dijimos, no sólo hay que expulsar menos gases, sino también tragar menos aire. En una moto con carburador a depresión, es la campana la que regula éste caudal automáticamente. Este sistema es

Para evitar estos fenómenos, típicos en las motos deportivas, diseñadas para dar lo mejor de sí a altos regímenes, se creó la válvula de escape. Ésta, cierra parcialmente el colector de escape a bajas revoluciones para aumentar la pérdida de carga (si, esa que antes tratábamos de hacer lo menor posible) en el sistema de escape y así evitar que la carga fresca vaya a parar directamente al tubo de escape (más emisiones contaminantes, y

menos potencia). Por supuesto, a pleno régimen, la compuerta está abierta, dejando pasar todo el chorro de gases sin estorbarlo, en general en muchas de las motos.

Tabla 33. Análisis de los materiales comunes en escapes

MATERIAL	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Aceros inoxidables	-Resistente a la intemperie -Resistente a golpes y ralladuras	-Pesado
Aluminio	-Resistente a la intemperie -Ligero	-Se raya fácilmente
Titanio	- Muy ligero	-Se ensucia mucho -Caro
Carbono	-Muy ligero -Resistente a la intemperie	-Frágil -Caro

Fuente: Autores

Anexo E. REDUCCIÓN DE EMISIONES DE ESCAPE Y AUMENTO DE LA POTENCIA DE SALIDA USANDO UN SISTEMA DE ESCAPE SINTONIZADO EN UN MOTOR DE DOS TIEMPOS¹²

Para mejorar la eficiencia de un motor de dos tiempos y disminuir sus emisiones de hidrocarburos no quemados, monóxido de carbono, y óxidos de nitrógeno, y teniendo en cuenta que los motores de dos tiempos son muy utilizados en pequeñas aplicaciones y que su optimización no debe llevar incrementos excesivos en costo y tamaño, se ha descartado por el momento la inyección directa de combustible en el cilindro, debido a que su mejora en la disminución de emisiones de hidrocarburos no quemados no será significativa, siendo aún superior a la de cualquier motor de cuatro tiempos, además de incrementar el peso, la forma y casi duplicar los costos del motor. Debido a esto se ha buscado la forma de reducir las emisiones de hidrocarburos no quemados pero de una forma más económica. El estudio que se verá a continuación trata de ver como incide la aplicación de un sistema de escape sintonizado a un motor de dos tiempos, y su mejora en la emisión de hidrocarburos no quemados.

En pruebas realizadas para un motor de dos tiempos marca Husqvarna -muy usado en una gran variedad de aplicaciones como herramienta manual- en las cuales se varía el sistema de escape y se comparan parámetros del motor como "delivery ratio", trapping efficiency, charging efficiency, torque, Bmep, potencia, Bsfc, bshc. Para evaluar como afecta el tipo de sistema de escape en el funcionamiento del motor y determinar cuál de los dos tipos de escape es mejor, el tipo sintonizado o el no sintonizado.

¹² GUSTAFSSON, Ruk/BLAIR, Gordon P./JONSSON, Bir. Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine. SAE Paper No. 2001-01-1853/4251, Society of Automotive Engineers Inc, Warrendale. 2001.

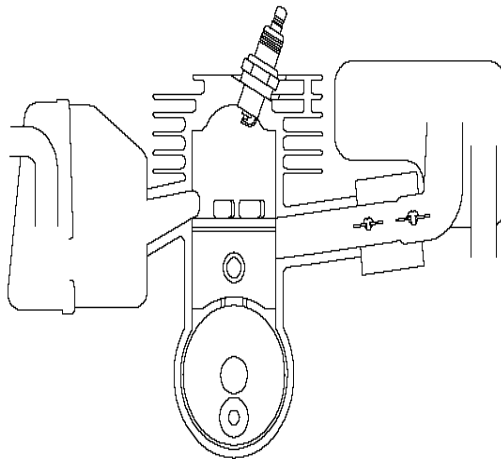
Las características del motor son una cilindrada de 56 cm^3 , diámetro y carrera del pistón 46 y 34 mm, respectivamente, Radio de compresión de 6.9, el puerto de escape abre a 106 grados después del punto muerto superior y cierra a 254 grados después del punto muerto superior.

Para el sistema de escape no sintonizado el silenciador tiene dos compartimientos de 210, y 225 cm^3 de volumen respectivamente, están interconectados por un agujero de 17 mm, a la salida del silenciador hay un tubo de 60 mm de longitud y diámetro de 14 mm.

El sistema de escape sintonizado tiene un tubo de 415 mm de longitud y 22 mm de diámetro, un silenciador de 410 cm^3 de volumen descargando a la atmósfera a través de un tubo corto de 12,7 mm de diámetro.

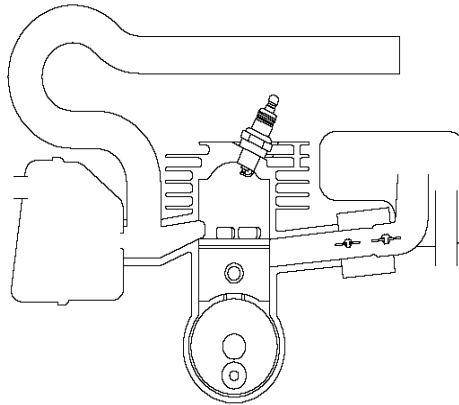
Al realizar pruebas con los dos tipos de escape, se obtuvieron los siguientes resultados:

Figura 76. Motor Husqvarna 56 cm³ con sistema de



Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.

Figura 77. Motor Husqvarna 56 cm³ con sistema de escape



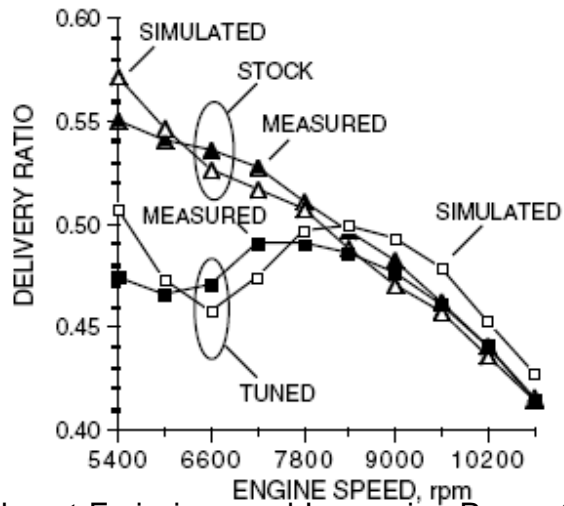
Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.

Para las pruebas el motor estaba girando entre 5400 rpm y 10800 rpm a incrementos de 600 rpm.

LOS RESULTADOS

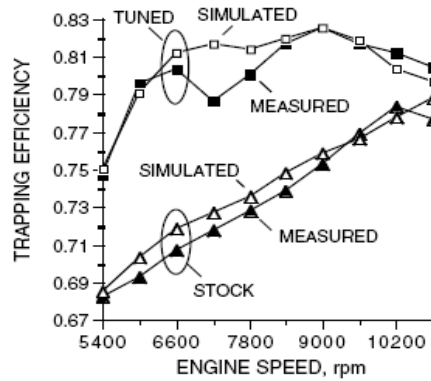
Los resultados para Delivery ratio, trapping efficiency, charging efficiency, torque, bmep (presión media efectiva), potencia de salida, brake specific fuel consumption, brake specific hydrocarbons emissions, y brake specific carbon emissions son los siguientes:

Figura 78. Medición y simulación de la tasa de flujo de aire



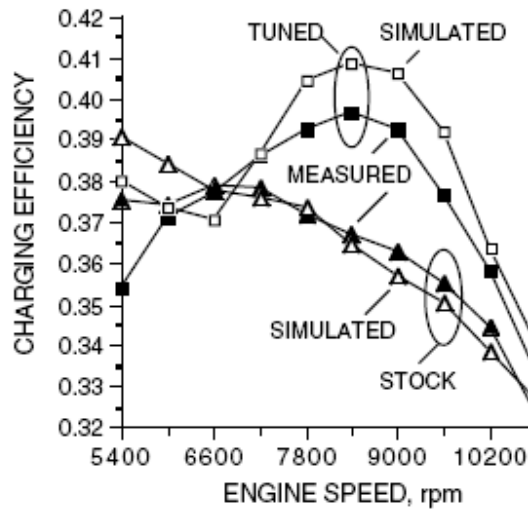
Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.

Figura 79. Medición y simulación de la trapping



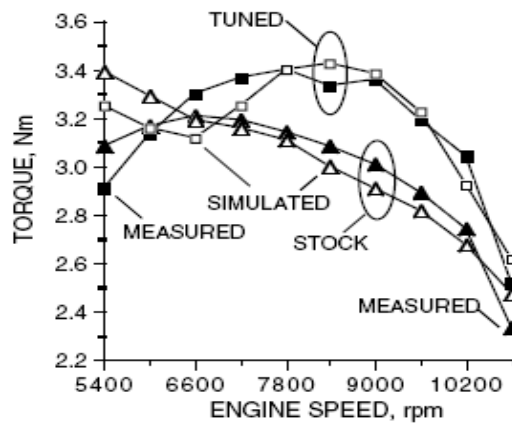
Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.

Figura 80. Medición y simulación de la eficiencia de carga



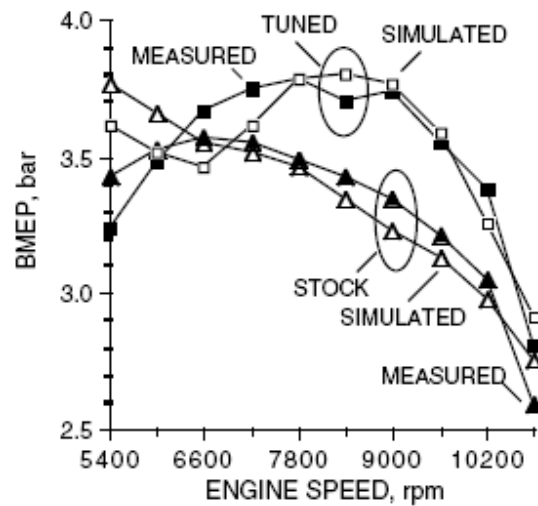
Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.

Figura 81. Medición y simulación de los niveles de torque



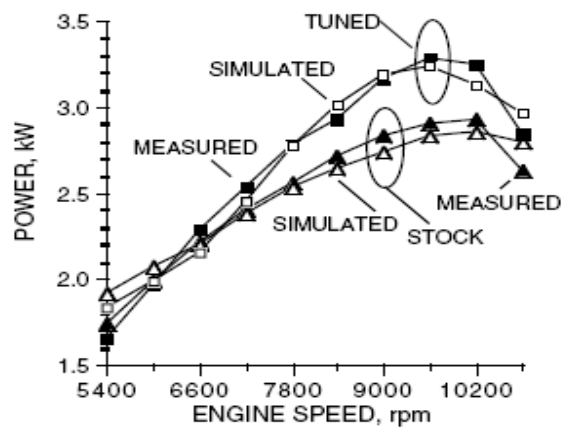
Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.

Figura 82. Datos medidos y calculados de



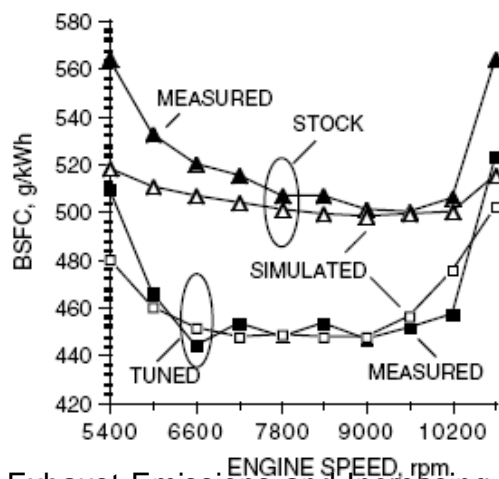
Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.

Figura 83. Datos medidos y calculados de potencia de salida



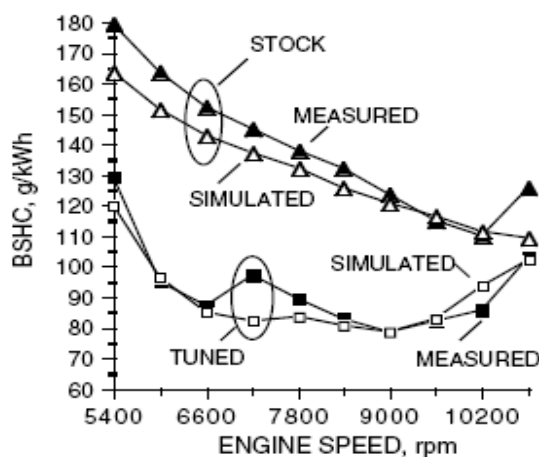
Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.)

Figura 84. Datos medidos y calculados de rata de consumo de combustible



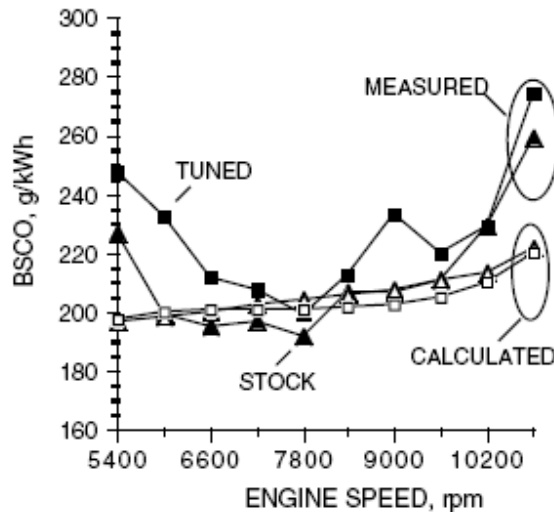
Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.

Figura 85. Datos medidos y simulados de emisiones de hidrocarburos



Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.

Figura 86. Datos medidos y calculados de niveles de monóxido de



Fuente: Reducing Exhaust Emissions and Increasing Power Output Using a Tuned Exhaust Pipe on a Two-Stroke Engine.

Los valores de las variables para el flujo de aire no son medidos directamente, pero son evaluados de los valores de flujo de combustible, y un análisis de los gases de escape.

NO SINTONIZADO

Las curvas de la figura de deliver ratio son típicas de un motor de dos tiempos con un sistema de escape no sintonizado, el perfil del delivery ratio cae desde 0,55 a 0,42 cuando se incrementa la velocidad del motor.

En la salida del proceso de admisión cuando se disminuye el flujo de aire se mejora la trapping efficiency, desde 0,68 a 0,78.

La eficiencia de carga también tiene un perfil decreciente con la velocidad, desde 0,39 a 0,32.

El pico del nivel de bmep a 3,6 bares es respetablemente alto para esta velocidad en un motor como el analizado. La potencia de salida tiene un pico

a 10200 rpm, 2,8 kW (3,75 bhp), esto es una potencia específica de 50 kW/litro, lo cual es aceptable para un motor tan pequeño.

El consumo específico de combustible tiene un valor mínimo de 500 g/kWh a 9600 rpm. Las emisiones de hidrocarburos no quemados tienen un valor mínimo de 115 g/kWh a 10200 rpm, el cual viene de una caída lineal desde 180 g/kWh a 5400 rpm, lo cual es inaceptablemente alto para un motor.

Las emisiones de monóxido de carbono siendo básicamente un fenómeno de la combustión permanecen más o menos constantes alrededor de 200 g/kWh.

SINTONIZADO

El efecto de un sistema de escape sintonizado sobre el flujo de aire es visto en la gráfica de delivery ratio, se puede observar un mejor perfil de delivery ratio con el incremento de la velocidad comparado con el escape no sintonizado en el mismo rango de velocidad. La trapping efficiency del motor presenta un incremento significativo respecto al mismo motor pero con escape no sintonizado llegando a un máximo de hasta 0,8, algo imposible para un motor con escape no sintonizado. La eficiencia de carga como consecuencia muestra significativas ganancias particularmente en el intervalo entre 8000 y 10000 rpm. Esto produce mejoras significativas de alrededor del 10% en la potencia, bmep y en el torque. El consumo de combustible también se mejora y el bsfc cae en la misma proporción. La disminución en las emisiones de hidrocarburos no quemados es muy grande, y se observa un mínimo de entre 115 a 80 g/kWh en un rango de 8000 y 10000 rpm. Estos valores son permitidos por las legislaciones medio ambientales.

Anexo F. MANEJO DE LA SEÑAL SONORA EN MATLAB

1. Manejo de archivos de sonido

Para capturar una señal por la entrada auxiliar de la tarjeta de sonido del computador, MATLAB cuenta con la función `wavrecord(t*Fs,Fs,Ch)` cuyos parámetros corresponden al tiempo en segundos de captura de la señal, frecuencia de muestreo (admite 8000, 11025, 22050 y 44100), el tipo de canal (1 para mono y 2 para stereo).

Si se desea capturar una señal en stereo con 60 segundos de duración, como es el caso en la captura del sonido emanado por un sistema de escape, con una frecuencia de muestreo de 8000 podemos emplear las siguientes funciones:

`Fs = 8000;`

`y = wavrecord(60*Fs, Fs, 2);`

Para guardar una señal capturada en formato wav se puede hacer uso de la función **`wavwrite(y,Fs,NBits,'Nombre.wav')`** cuyos parámetros corresponden a la señal grabada, la frecuencia de muestreo, el número de bits (puede ser 8, 16, 24 o 32) y el nombre del archivo en el cual se grabará el sonido. Hay que tener en cuenta que los valores de amplitud que estén fuera del rango $[-1,+1]$ son clipeados.

Si no se especifican los NBits el programa asume por defecto 16 Bits.

Si no se determina una Fs, el programa asume por defecto 8000 Hz.

Por ejemplo, para guardar el sonido capturado anteriormente se empleará el siguiente comando:

wavwrite(y,Fs,16,'sonido_escape.wav')

Para escuchar o manipular vectorialmente un sonido almacenado en formato wav se utilizan dos comandos.

wavread('File.wav')

sound(Var)

Para el ejemplo anterior File es el nombre del archivo que se desea escuchar, los valores de amplitud deben estar en el rango [-1,+1].

La variable Var corresponde al vector que se desea escuchar cuya frecuencia de muestreo por defecto será de 8192 Hz.

Si se utiliza **sound(var,Fs)** el resultado será un sonido con una frecuencia de muestreo definida por el usuario. Se asume que los valores están dentro del rango [-1,1] ya que los valores que están fuera del rango son clipeados.

Si se emplea **sound(var,Fs,Bits)** sonará con una frecuencia de muestreo definida por el usuario y determinados número de Bits por muestra.

Por ejemplo, para escuchar la señal guardada anteriormente como *sonido_escape*, se asigna a una variable s el comando wavread y luego se escucha con el comando sound.

```
s= wavread('sonido_escape.wav');
```

```
sound(s,44100)
```

Si se desean conocer los datos de un archivo en formato wav, como los valores del vector, su frecuencia de muestreo o el número de bits NBits por muestra, se emplea la siguientes sintaxis:

```
[y,Fs,NBits]=wavread('file.wav')
```

En la variable `y` se almacenan los valores del vector, en la variable `Fs` se almacena la frecuencia de muestreo y en la variable `Nbits` se almacena el número de bits por muestra del archivo con formato wav. Si se desea saber la dimensión de los canales del archivo en formato wav, se utiliza el siguiente comando:

```
siz=wavread('file.wav','size')
```

En la variable `siz` se almacena la dimensión del archivo en formato wav. Si se desean leer las primeras N muestras del archivo en formato wav se emplea el siguiente comando:

```
[n]=wavread('file.wav',Num)
```

En donde la variable `Num` corresponde a la cantidad de muestras que se desean tomar del archivo.

Si se desea obtener la información adicional contenida en un archivo de formato wav, como el copyright o el título, se emplea el siguiente comando:

```
[y,Fs,NBits,Opts]=wavread('file.wav')
```

En la variable `y` se almacenan los valores del vector, en la variable `Fs` se almacena la frecuencia de muestreo, en la variable `Nbits` se almacena el número de bits por muestra y en la variable `Opts` se almacena el resto de la información.

2. Manejo del sptool

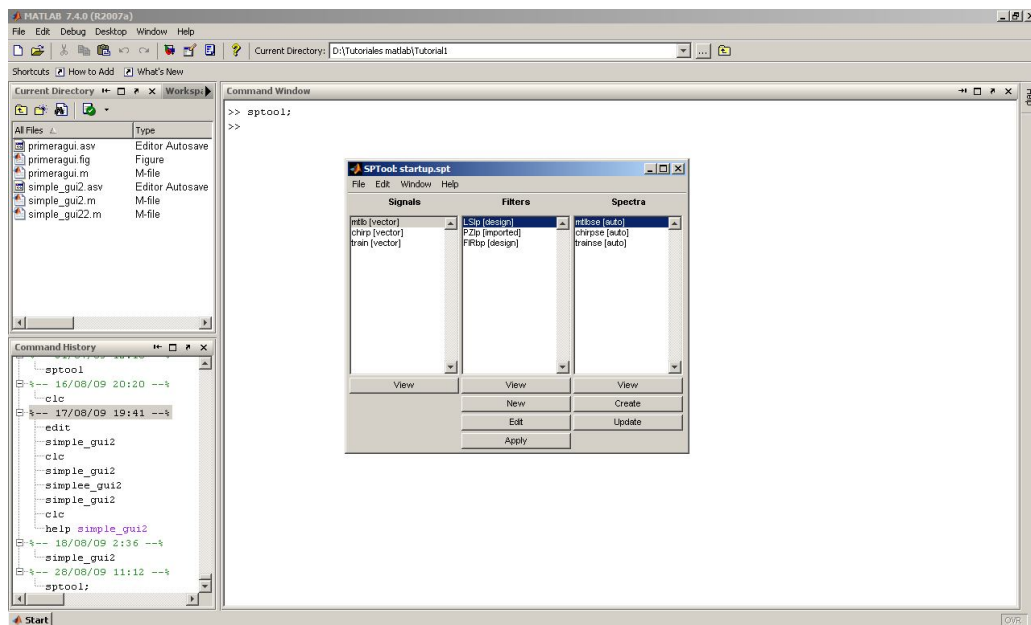
Una vez almacenada y guardada la señal sonora en MATLAB, el paso siguiente es procesarla en el sptool:

Para ello se digita el siguiente comando:

sptool;

Aparece en la pantalla la siguiente ventana:

Figura 87. Imagen en pantalla del sptool

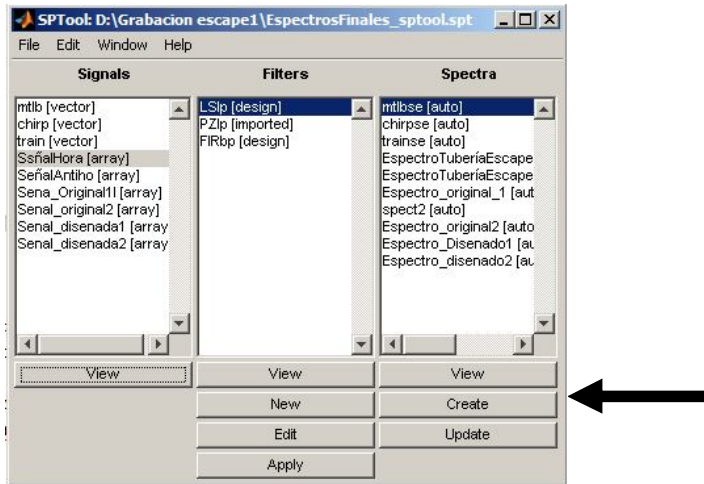


Fuente: Autores

Luego en archivo del sptool se selecciona el comando importar y se elige la señal sonora a la que se quiere hacer el procesamiento. Se especifica la frecuencia de muestreo, en este caso 8000 y se hace el procesamiento.

Para calcular el espectro en la tercera columna del sptool hay un botón de comando que dice create:

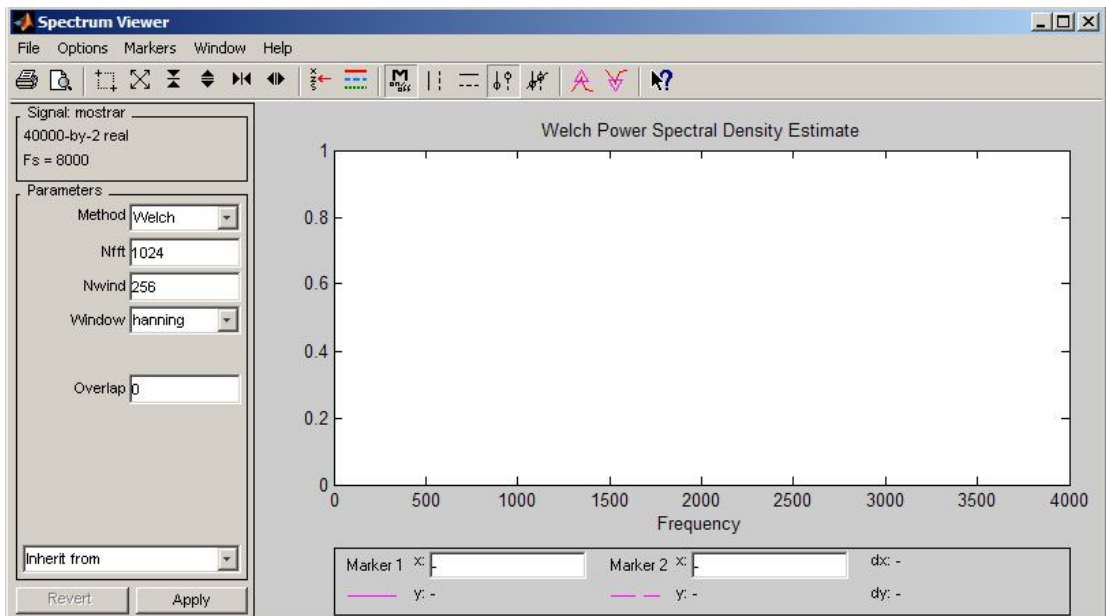
Figura 88. Imagen en pantalla para crear el espectro



Fuente: Autores

Luego aparece la siguiente ventana:

Figura 89. Imagen en pantalla del la creación del espectro



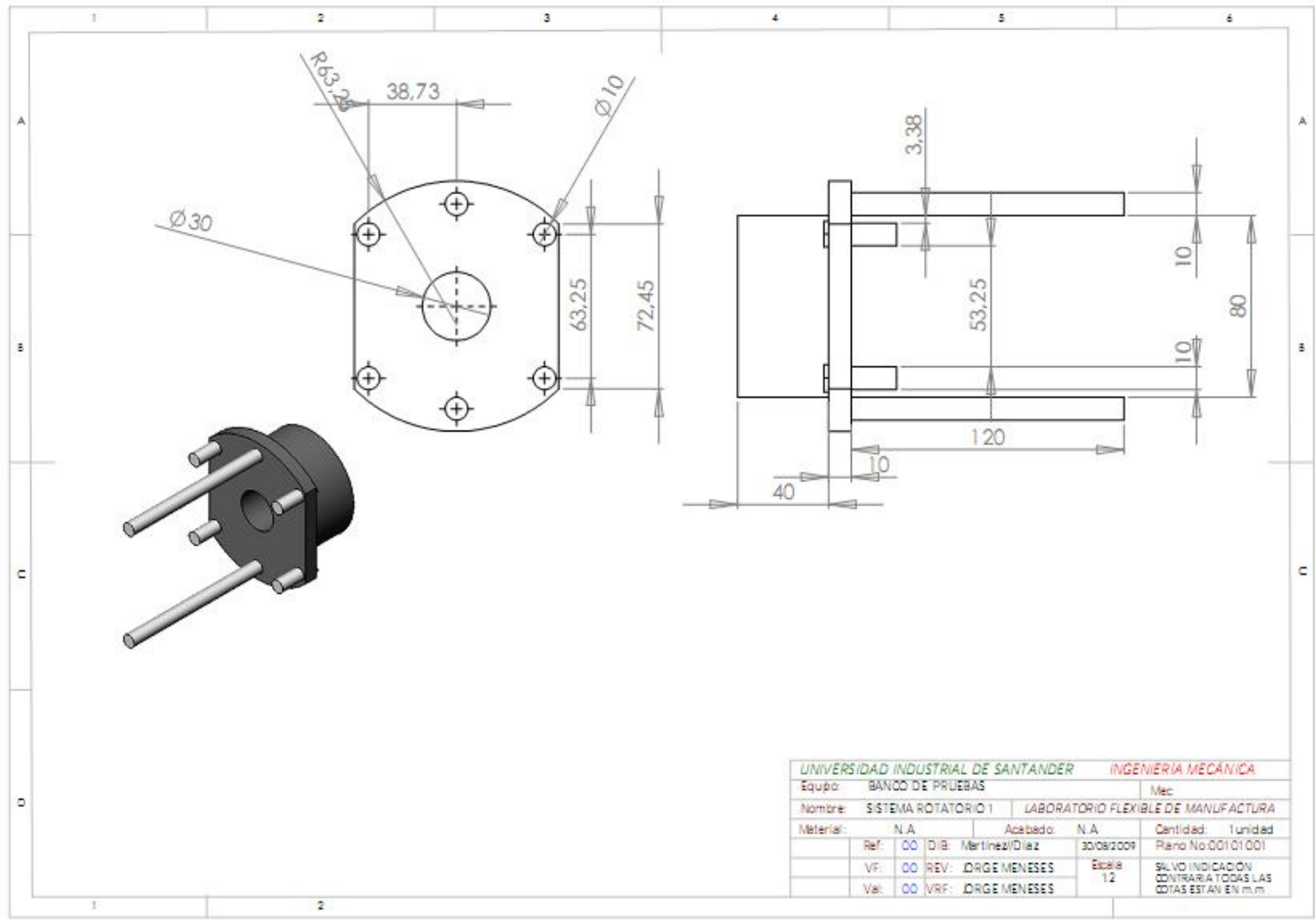
Fuente: Autores

Por último se hace clic en el botón de comando aplicar y el sptool escoge el método más apropiado para la generación del espectro y se visualiza al lado derecho de la pantalla.

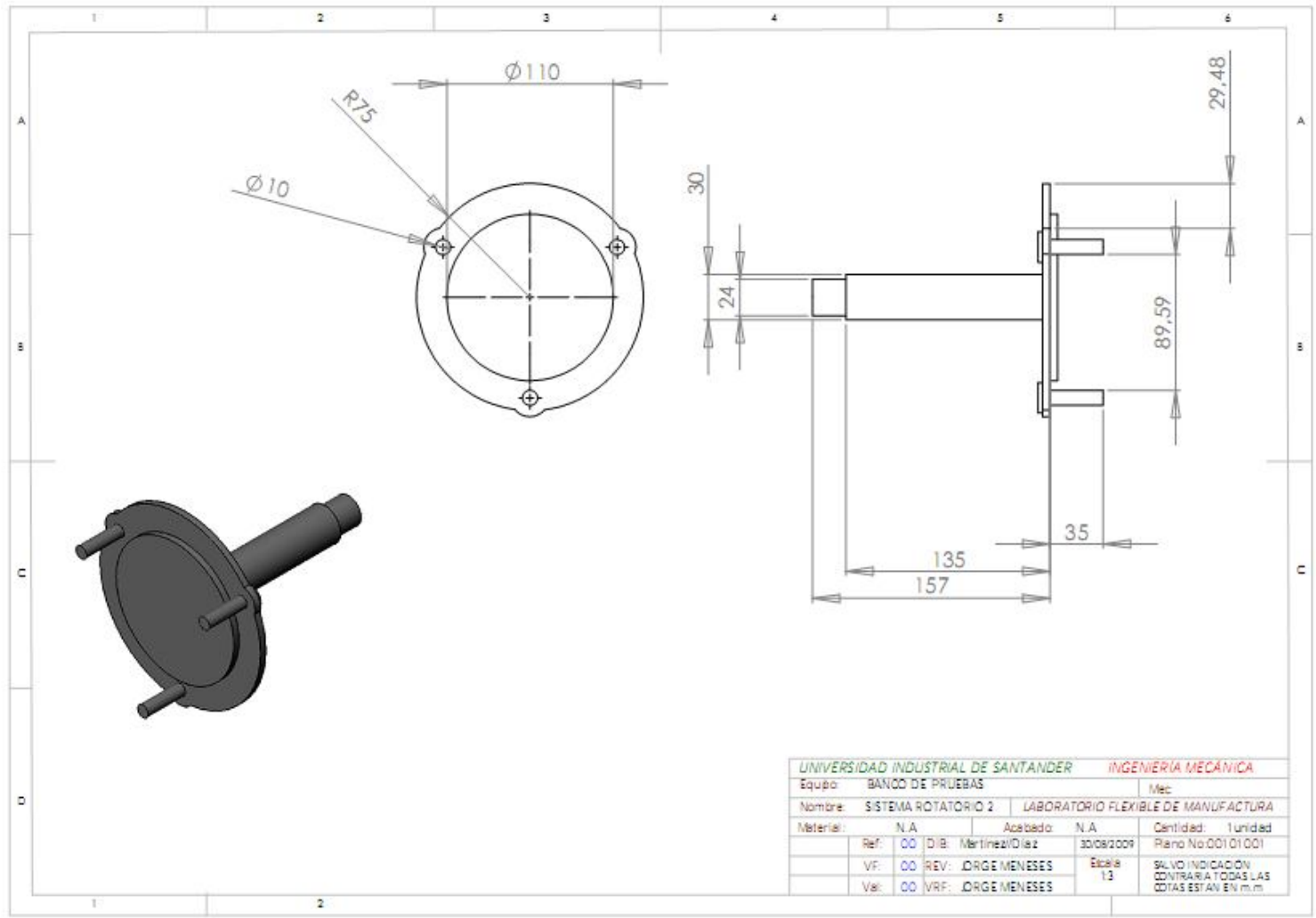
Anexo G. PLANOS

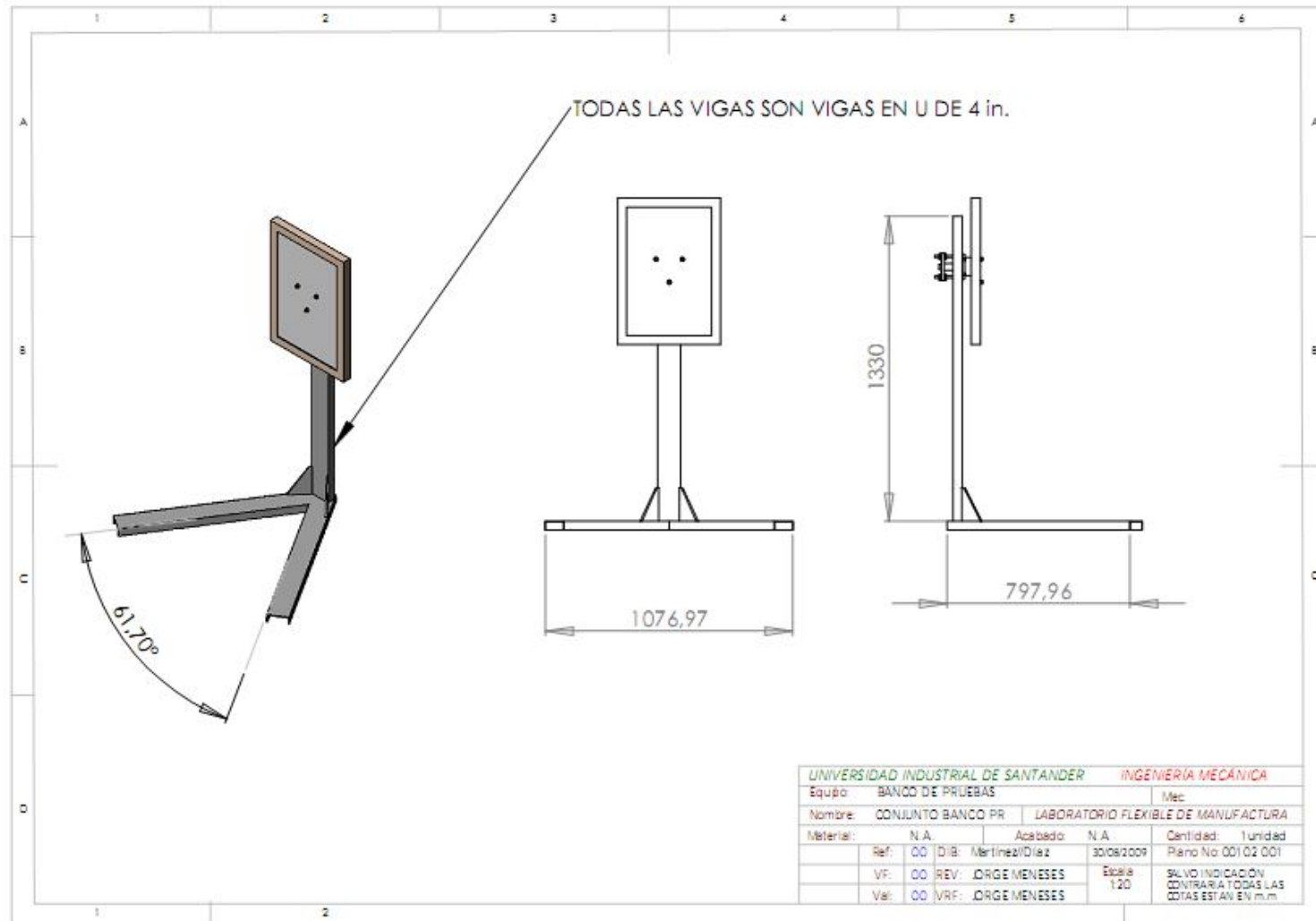
No	Descripción	Cantidad	Cód plano	Sección
1	Sistema rotatorio 1	1	001 01 001	Banco de pruebas
2	Sistema rotatorio 2	1	001 01 002	Banco de pruebas
3	Estructura Banco de pruebas	1	001 02 001	Banco de pruebas
4	Ensamble Sistema de escape	1	002 00 000	Sistema de escape
5	Primera sección despliegue	1	002 01 001	Sistema de escape
6	Primera sección ensamble	1	002 01 002	Sistema de escape
7	Segunda sección despliegue	1	002 02 001	Sistema de escape
8	Segunda sección ensamble	1	002 02 002	Sistema de escape
9	Tercera sección despliegue	1	002 03 001	Sistema de escape
10	Tercera sección ensamble	1	002 03 002	Sistema de escape
11	Cuarta sección despliegue	1	002 04 001	Sistema de escape
12	Cuarta sección ensamble	1	002 04 002	Sistema de escape
13	Quinta sección despliegue	1	002 05 001	Sistema de escape
14	Quinta sección ensamble	1	002 05 002	Sistema de escape

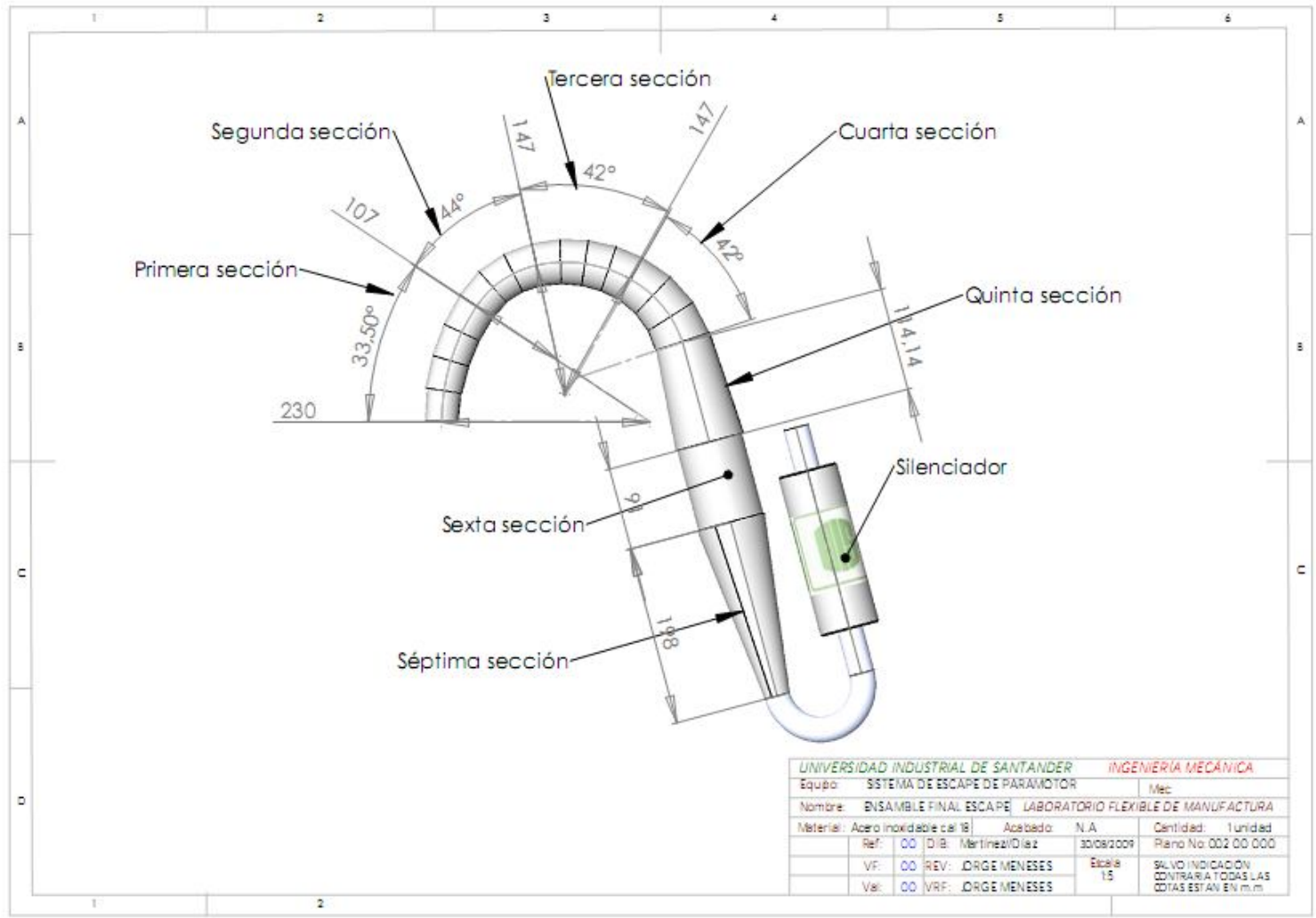
15	Sexta sección despliegue	1	002 06 001	Sistema de escape
16	Séptima sección despliegue	1	002 07 001	Sistema de escape
17	Séptima sección ensamble	1	002 07 002	Sistema de escape
18	Cámara del silenciador	1	002 08 002	Sistema de escape
19	Tubo agujereado silenciador	1	002 08 001	Sistema de escape
20	Ensamble sistema escape	1	002 00 000	Sistema de

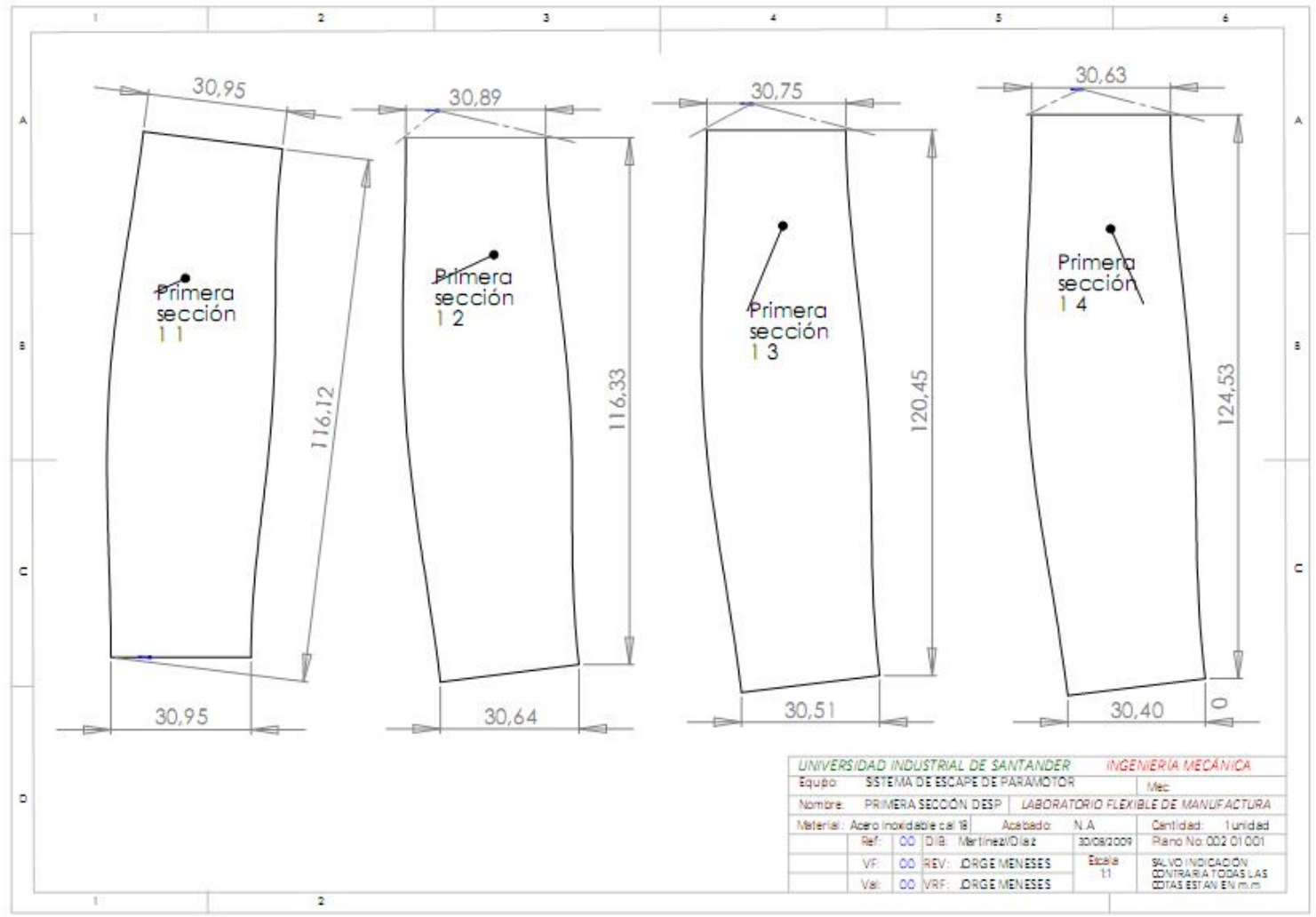


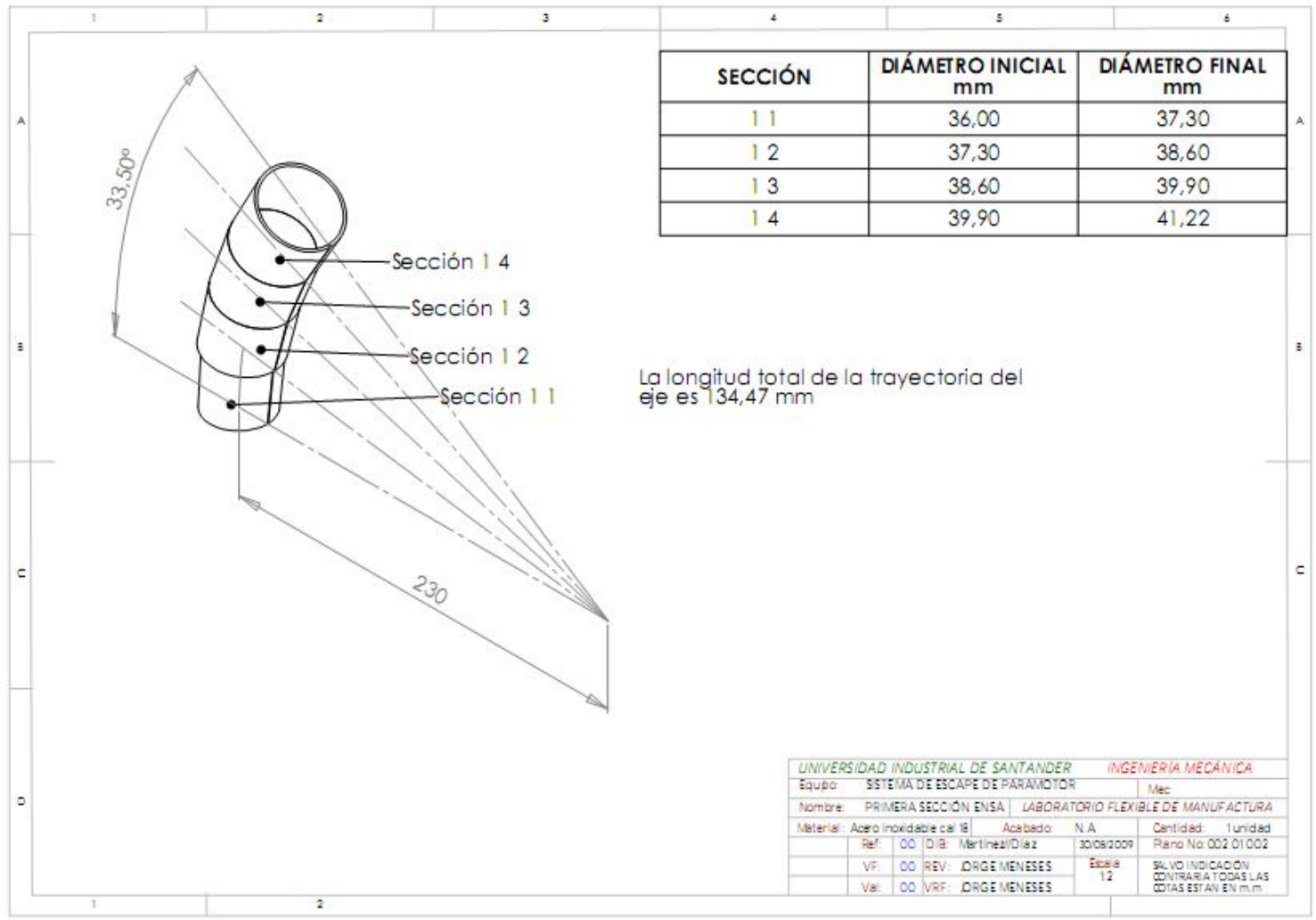
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER				INGENIERIA MECANICA	
Equipo:	BANCO DE PRUEBAS			Mec	
Nombre:	SISTEMA ROTATORIO 1		LABORATORIO FLEXIBLE DE MANUFACTURA		
Material:	N.A		Acabado:		N.A
Ref:	00	DIB: Martínez/Díaz	30/08/2009		Cantidad: 1 unidad
VF:	00	REV: DRGE MENESES	Escala: 1:2		SALVO INDICACION CONTRARIA TODAS LAS COTAS ESTAN EN m.m.
Val:	00	MRF: DRGE MENESES			

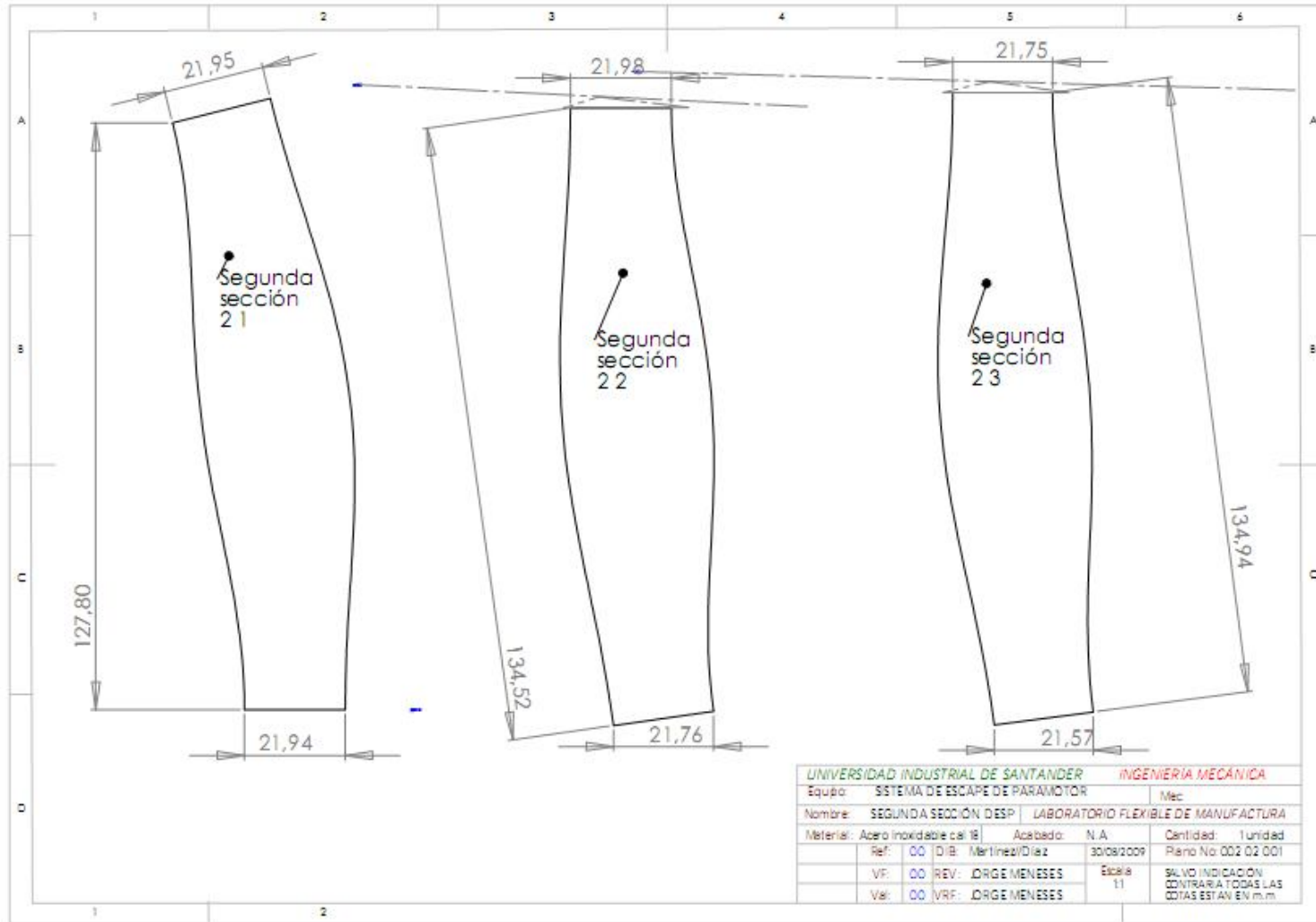


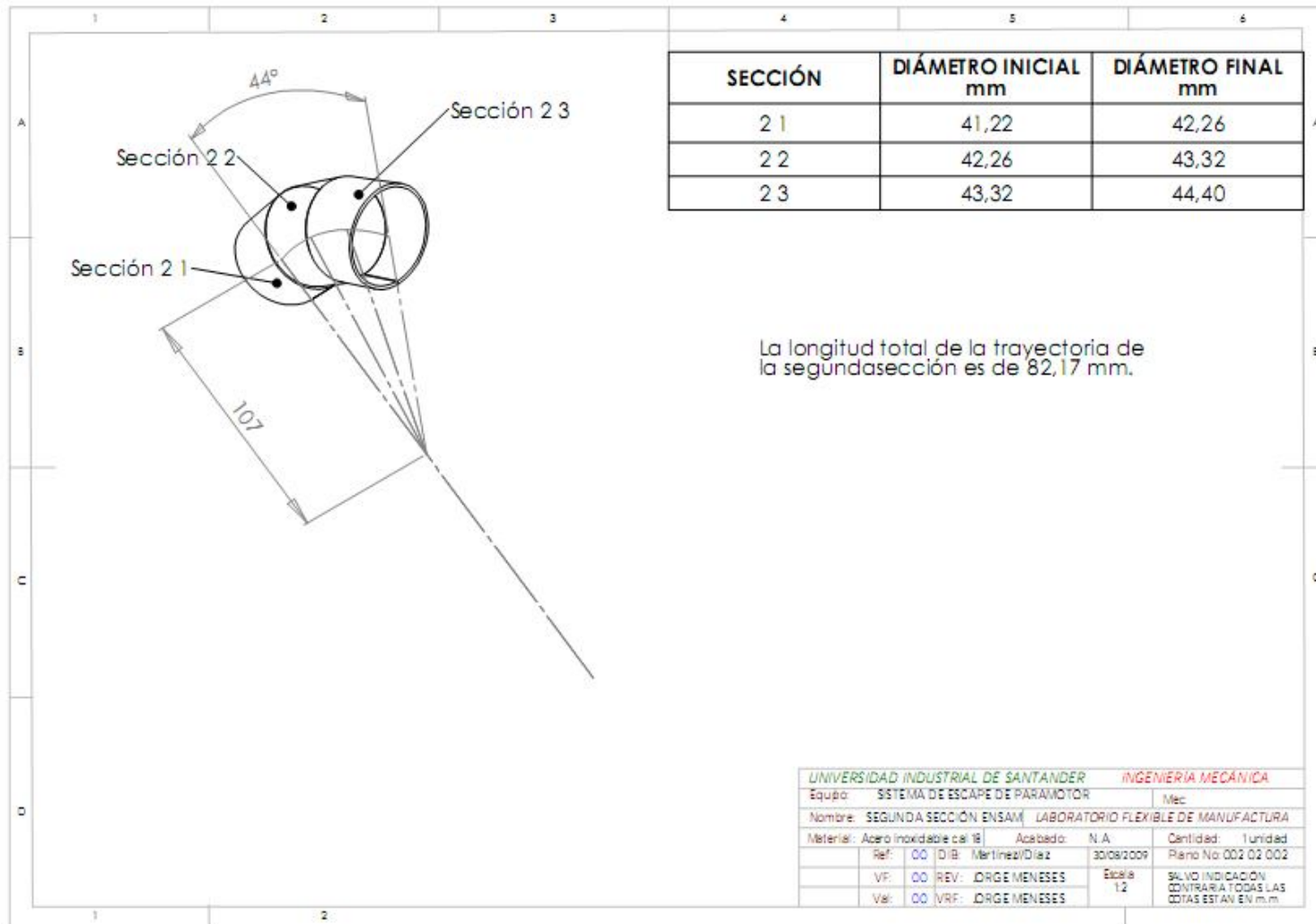


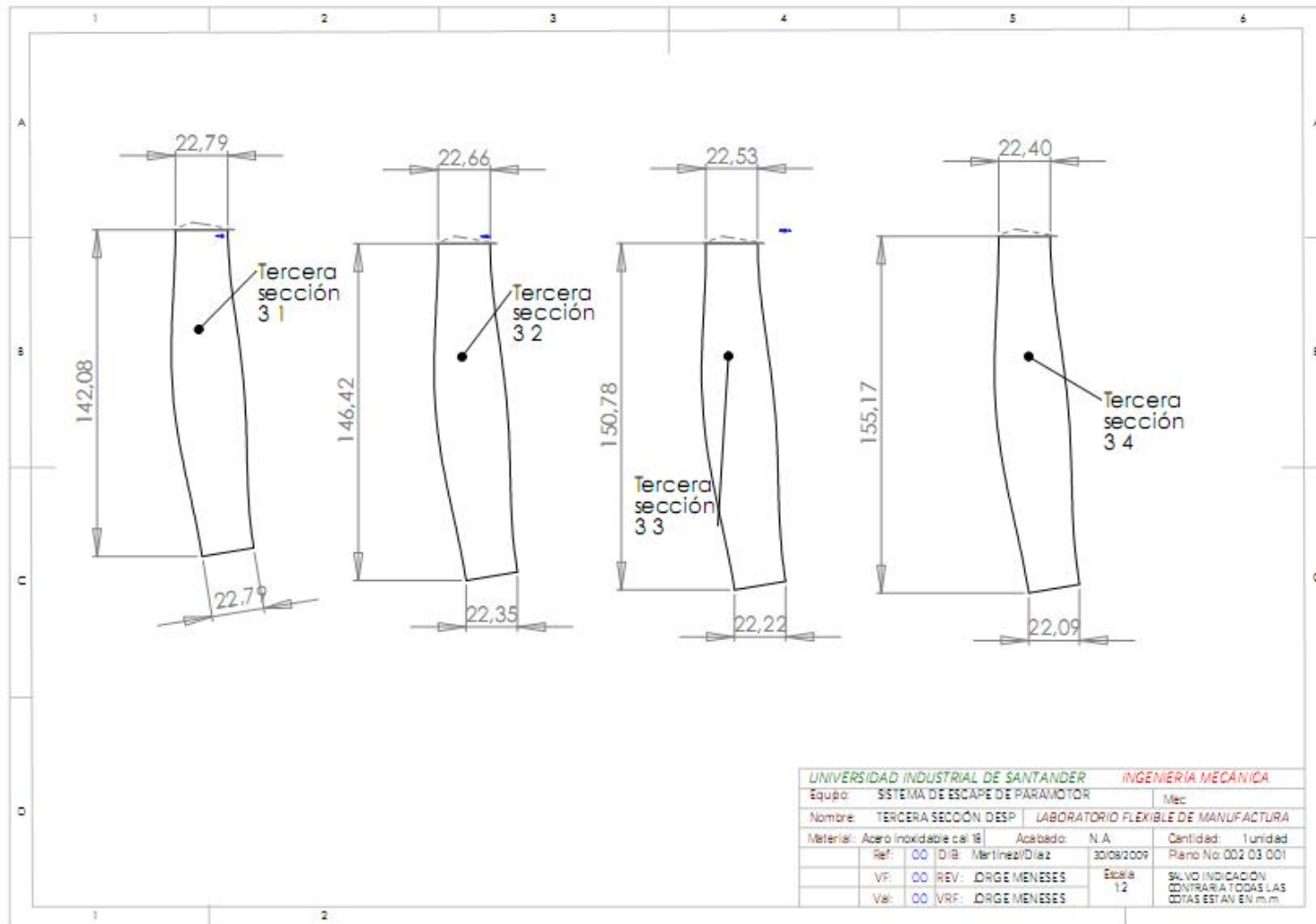




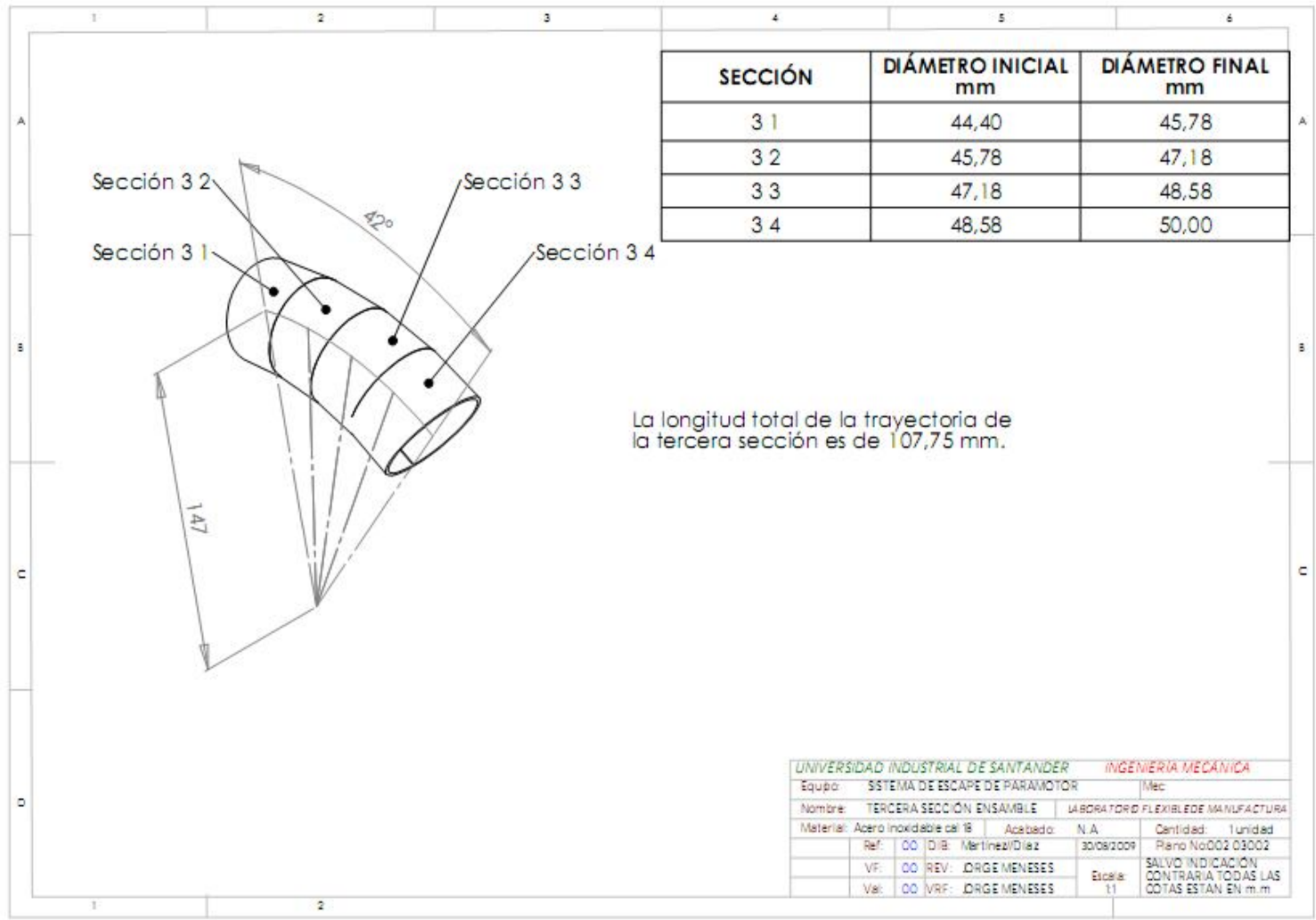




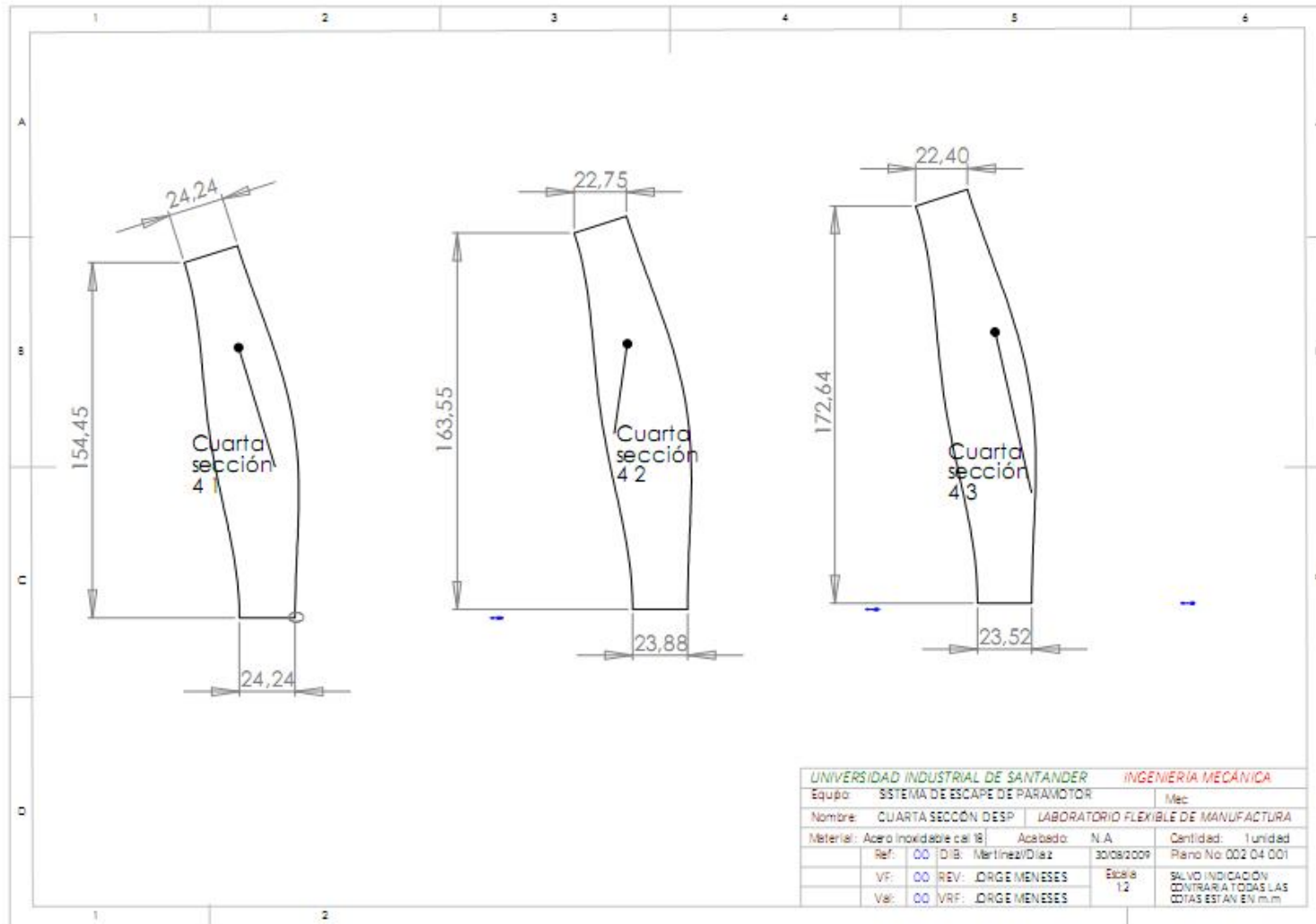


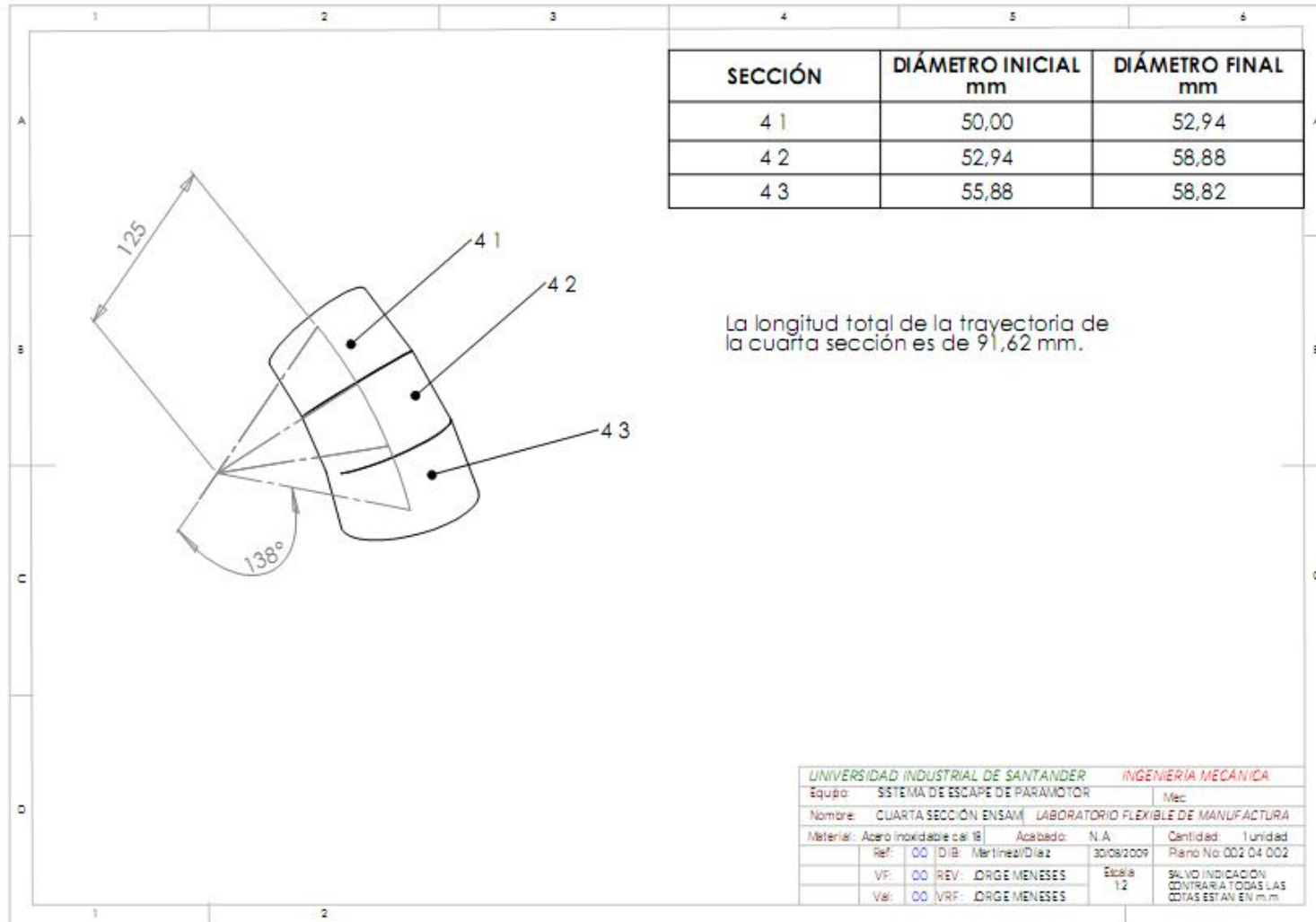


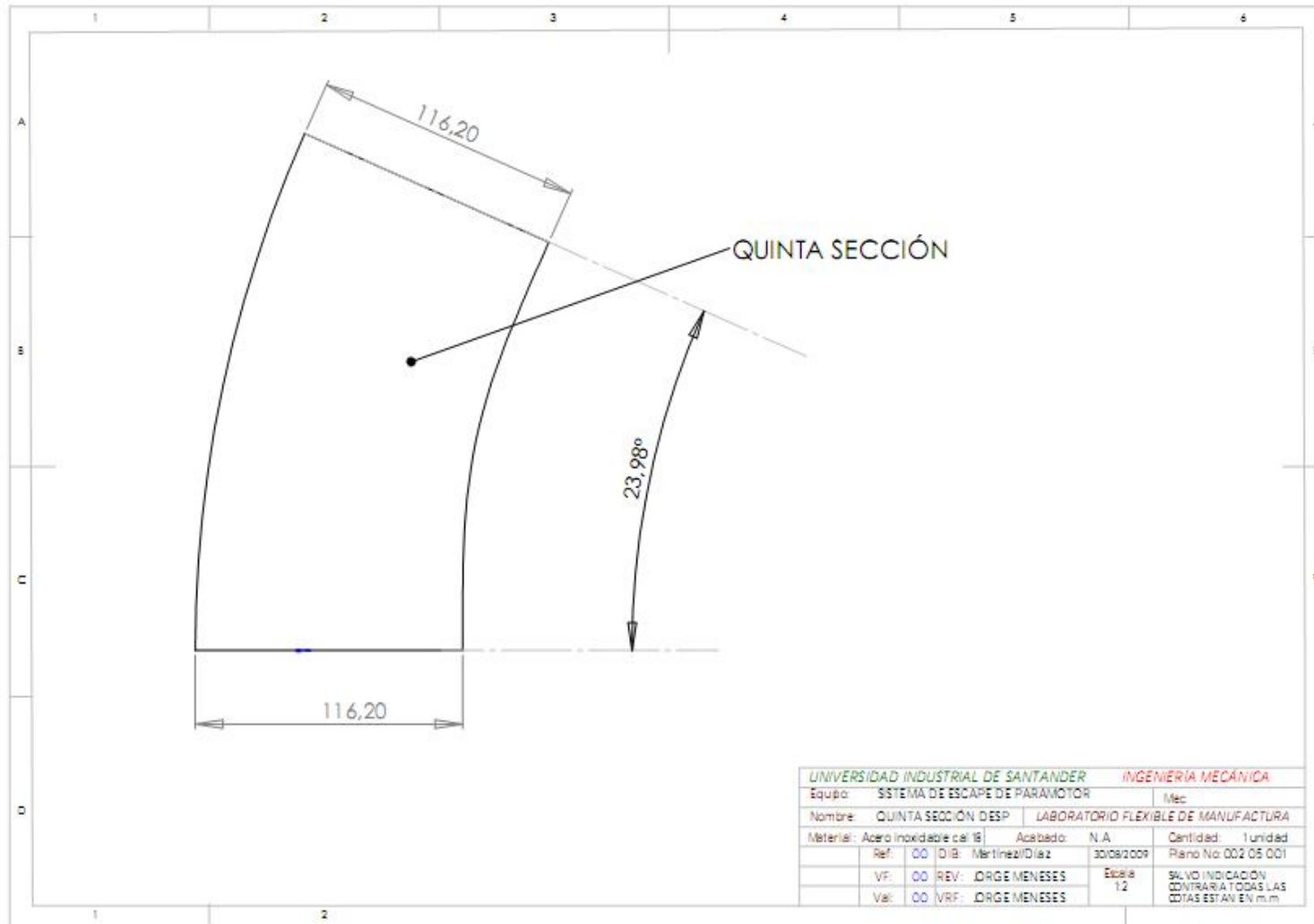
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		INGENIERÍA MECÁNICA	
Equipo:	SISTEMA DE ESCAPE DE PARAMOTOR	Mec	
Nombre:	TERCERA SECCIÓN DESP	LABORATORIO FLEXIBLE DE MANUFACTURA	
Materia:	Aceero inoxidable cal 18	Acabado:	N.A
Ref:	00	DIB:	Martínez/Díaz
VF:	00	REV:	JORGE MENESES
Val:	00	VRF:	JORGE MENESES
		Acabado:	N.A
		Fecha:	30/08/2009
		Escala:	1:2
		SALVO INDICACIÓN CONTRARIA TODAS LAS COTAS ESTÁN EN m.m.	

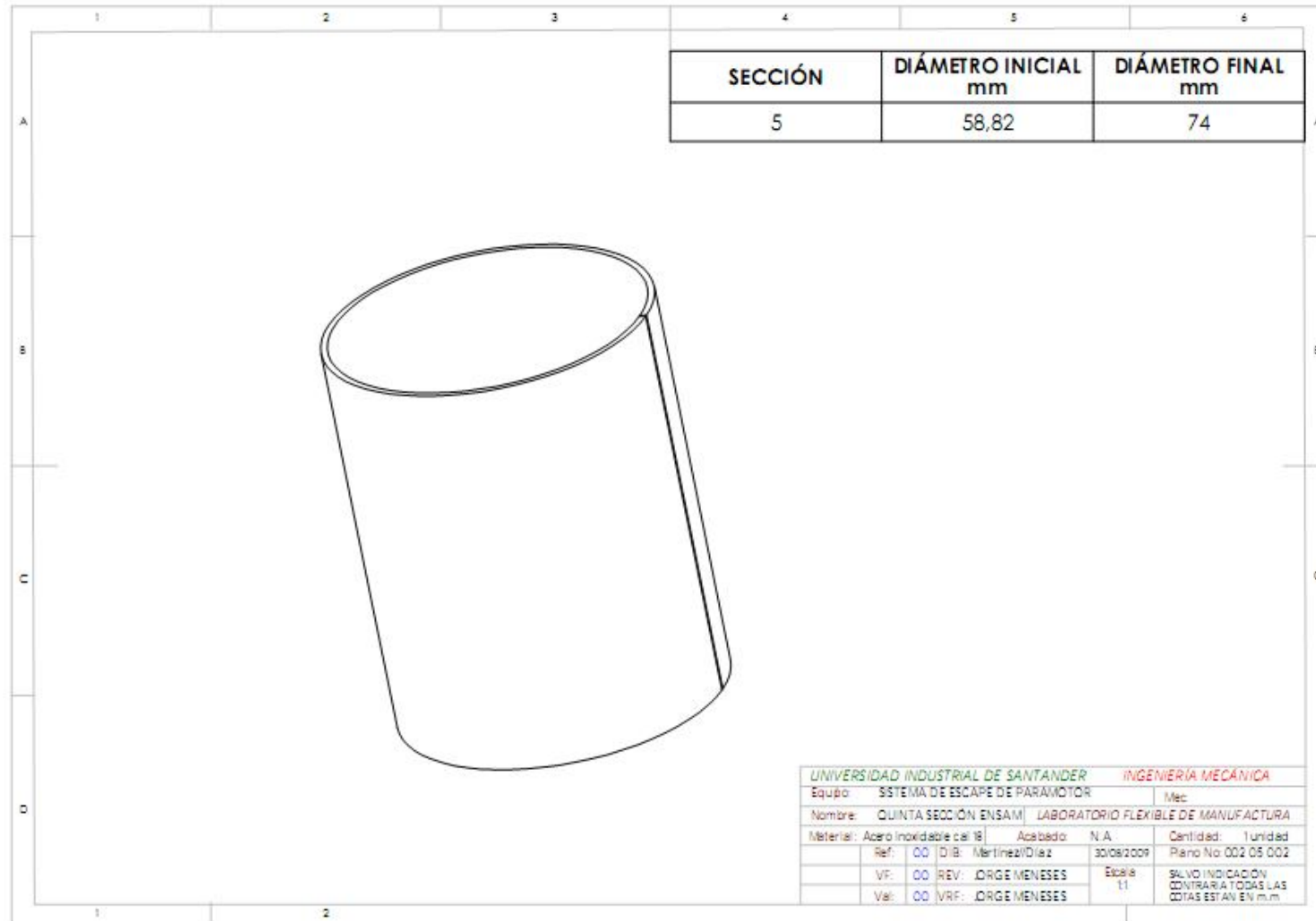


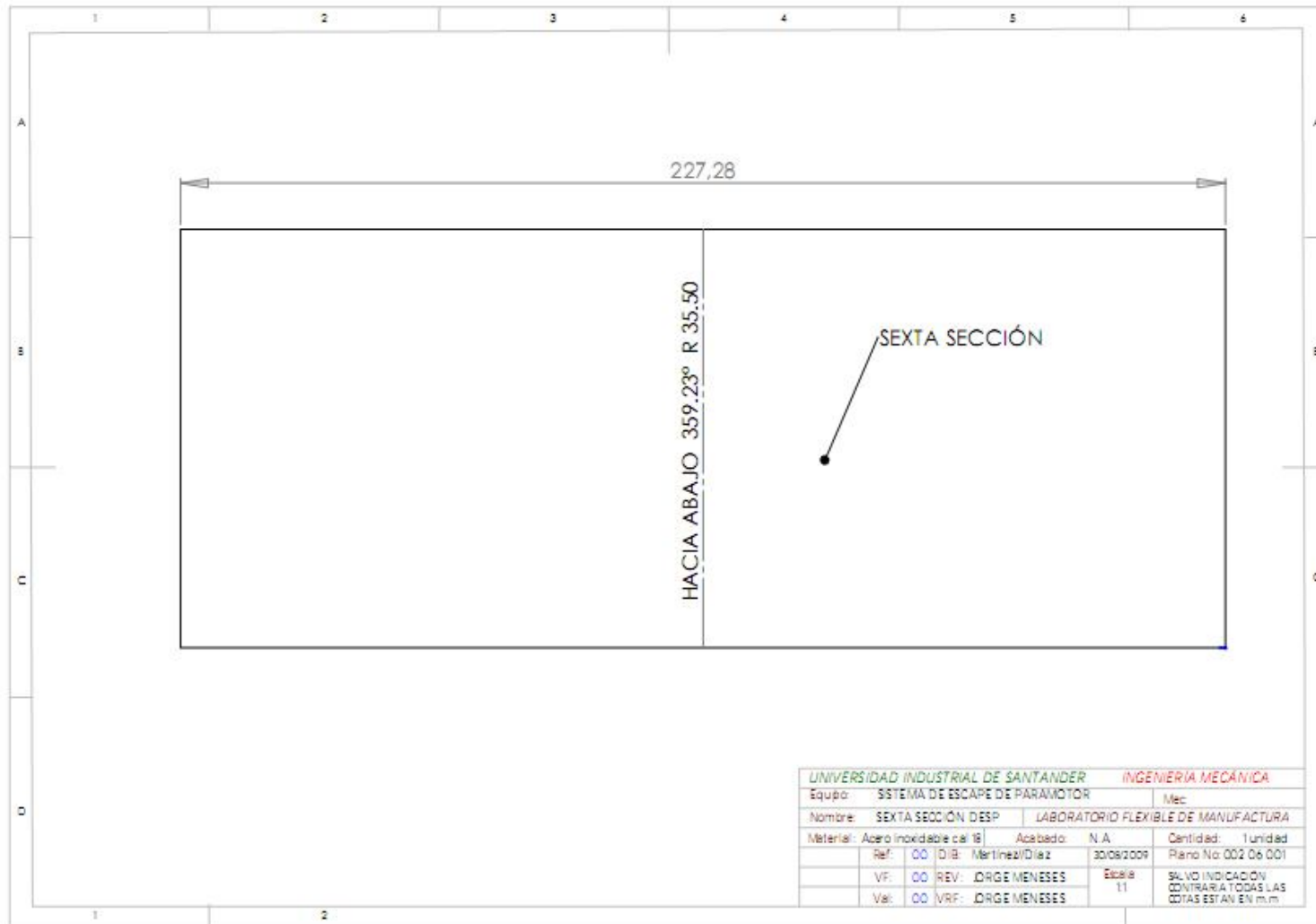
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		INGENIERIA MECANICA	
Equipo:	SISTEMA DE ESCAPE DE PARAMOTOR	Mec:	
Nombre:	TERCERA SECCION ENSAMBLE	LABORATORIO FLEXIBLE DE MANUFACTURA	
Material:	Acero inoxidable cal 18	Acabado:	N. A.
Ref:	00	DIB:	Martinez/Diaz
VF:	00	REV:	DRGE MENESES
Val:	00	VRF:	DRGE MENESES
		Escala:	1:1
			SALVO INDICACION CONTRARIA TODAS LAS COTAS ESTAN EN m. m

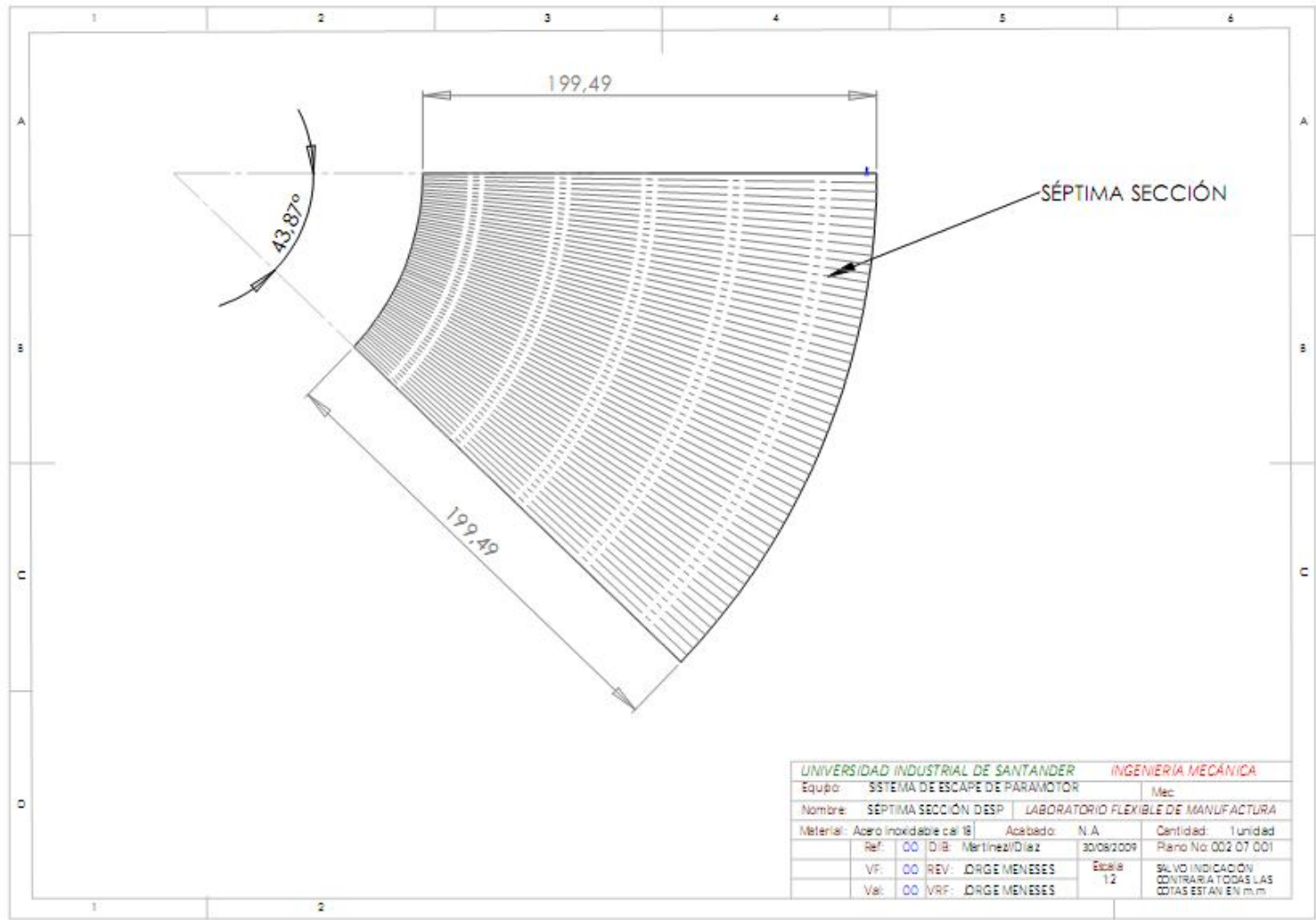


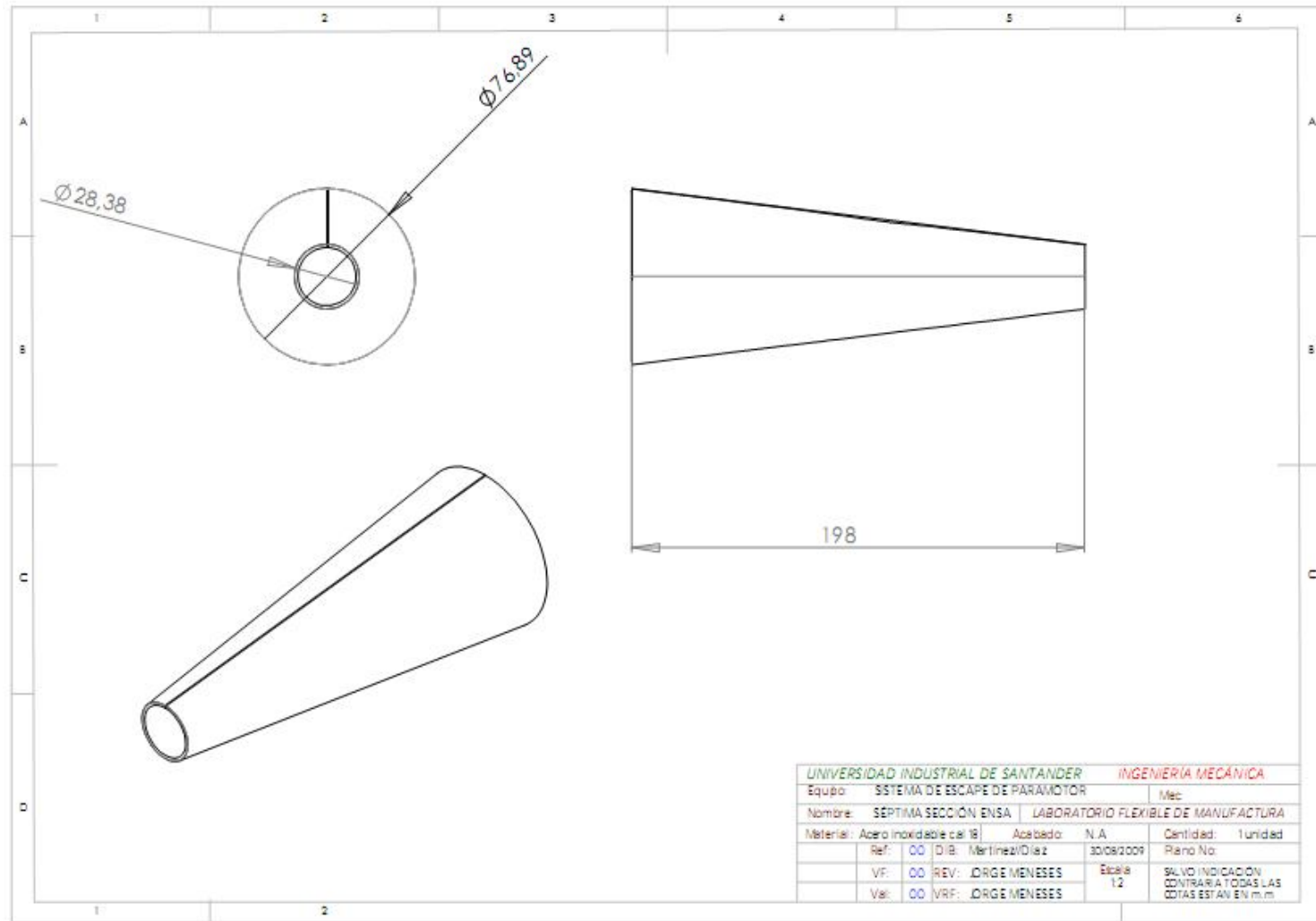


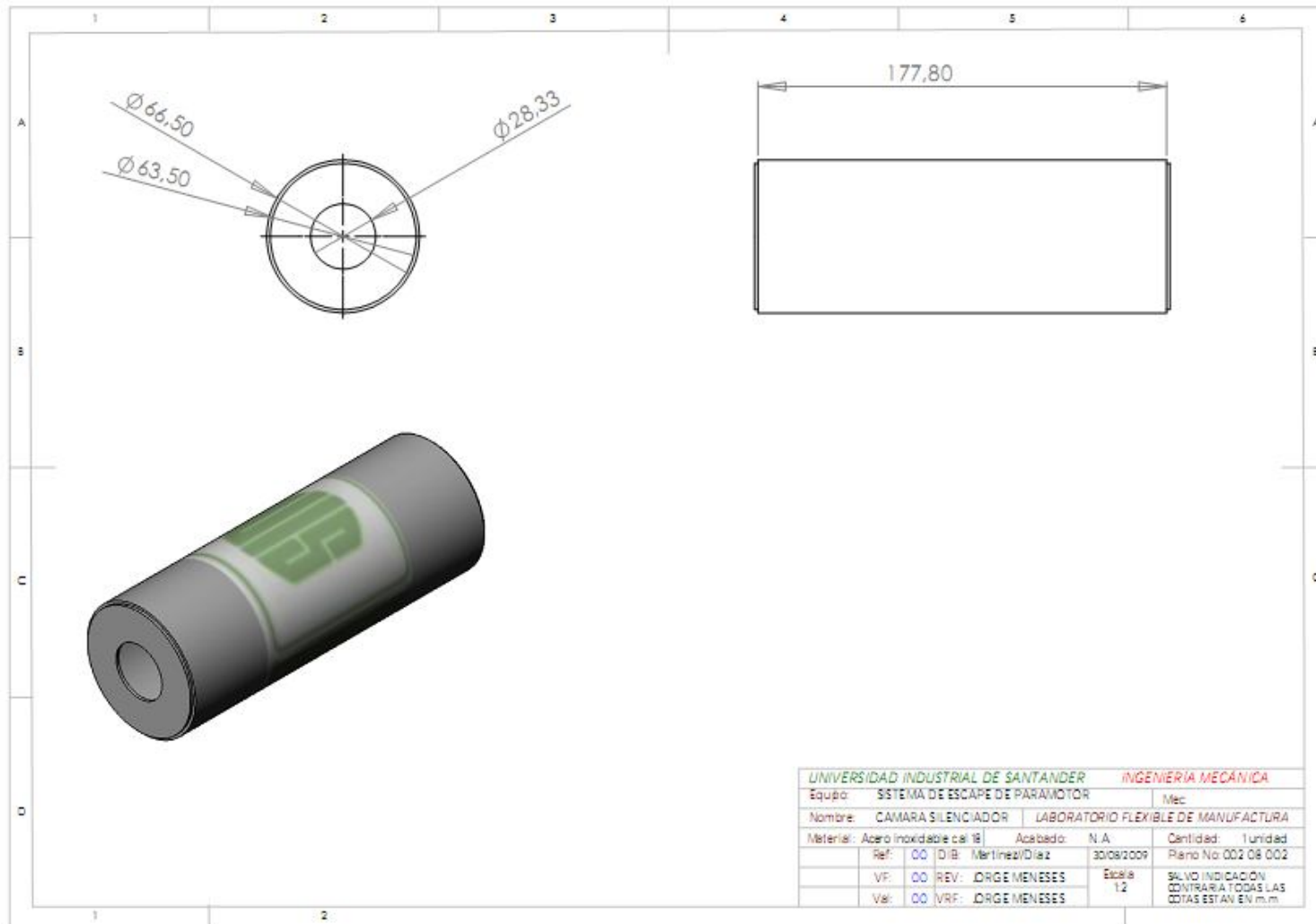


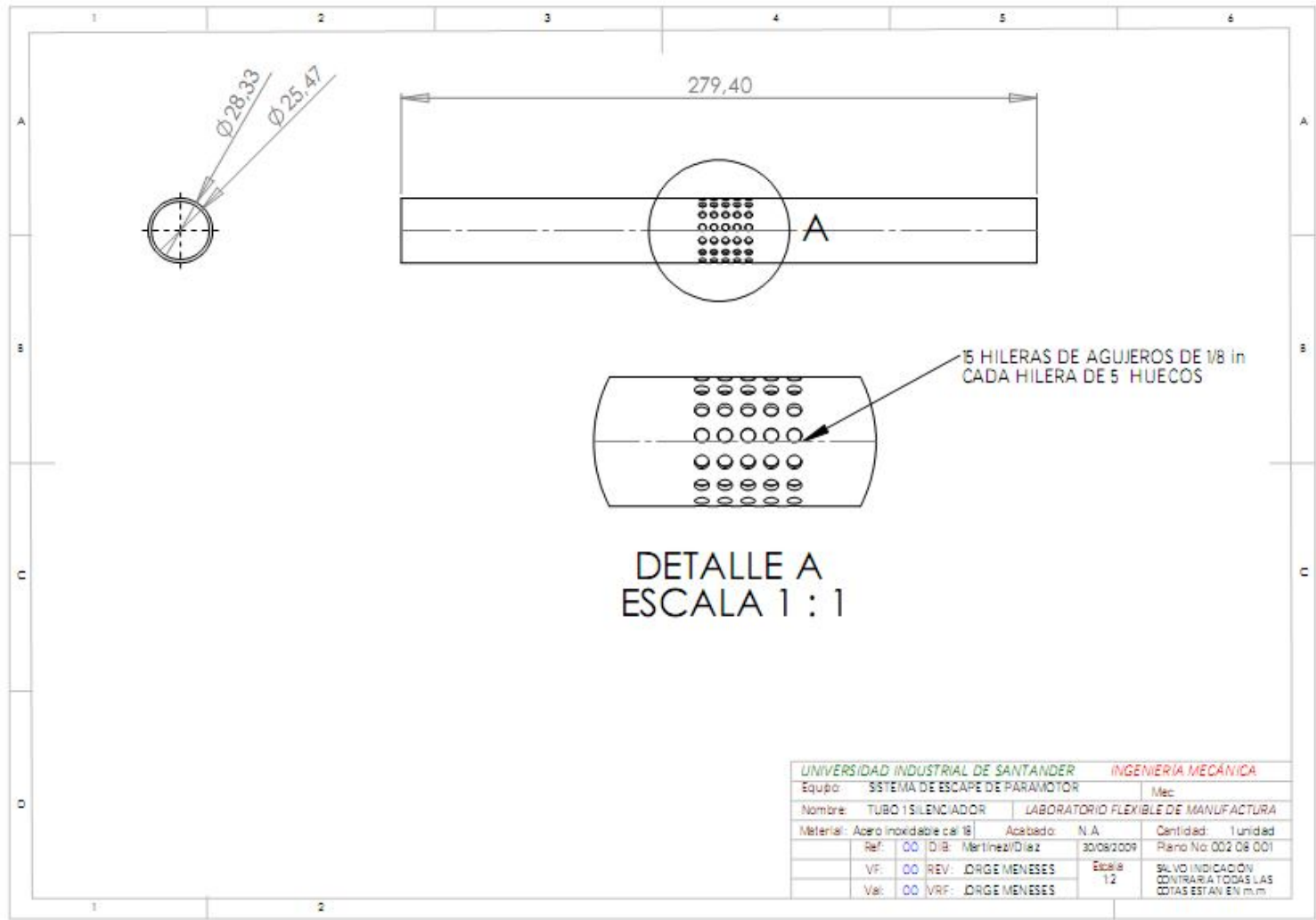


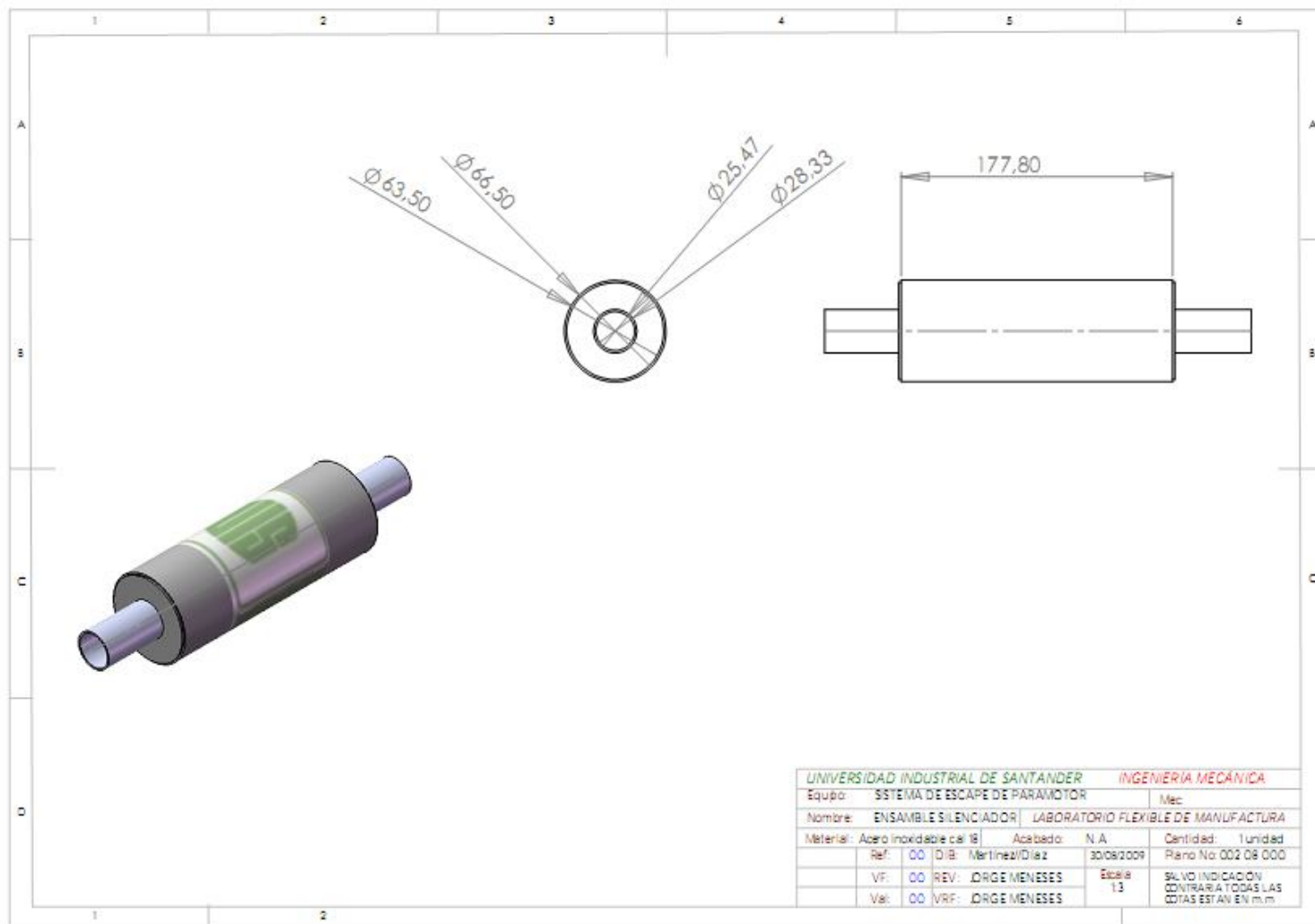


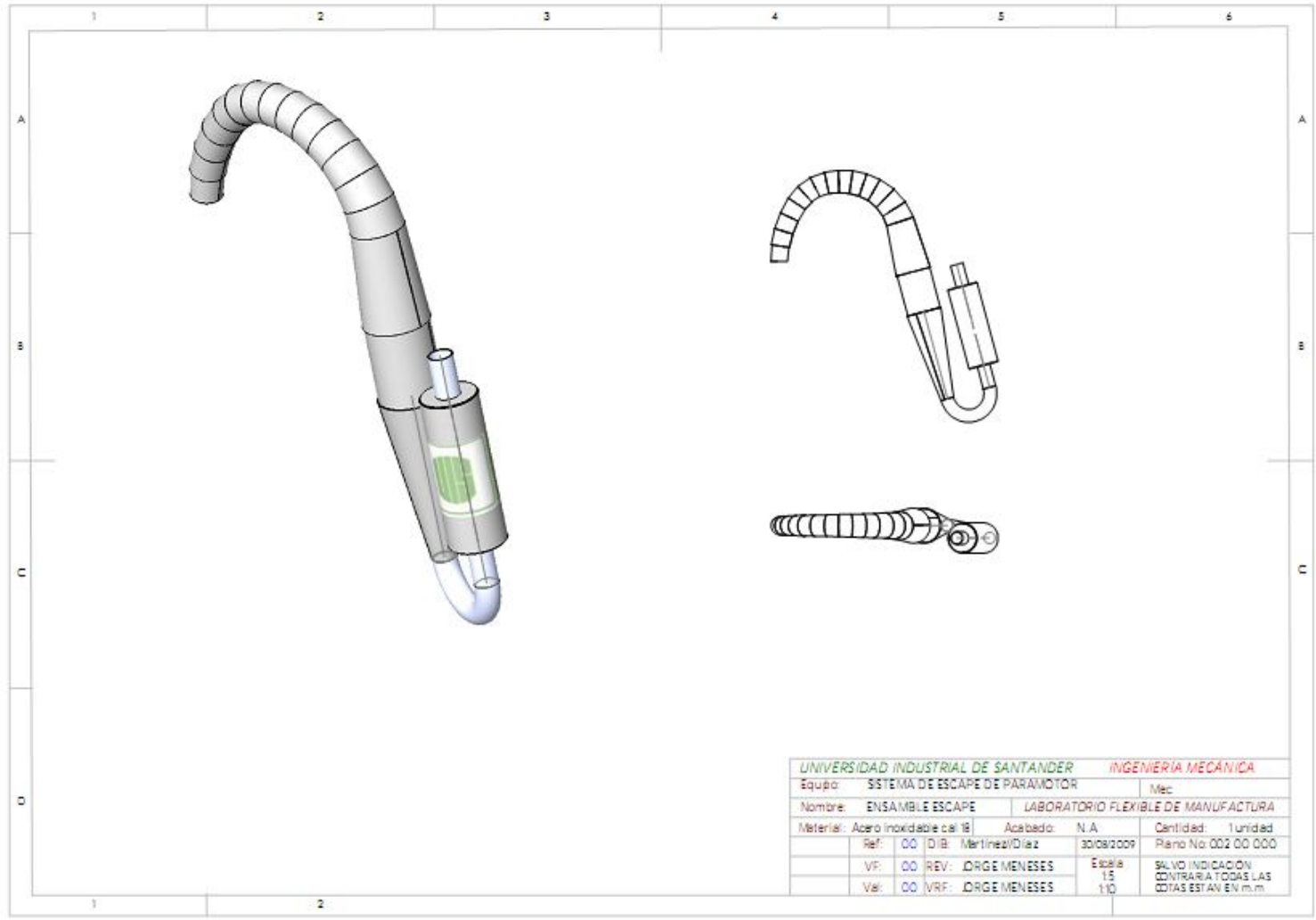












UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		INGENIERÍA MECÁNICA	
Equipo:	SISTEMA DE ESCAPE DE PARAMOTOR		Mec
Nombre:	ENSAMBLE ESCAPE	LABORATORIO FLEXIBLE DE MANUFACTURA	
Material:	Aceró inoxidable cal 18	Acabado:	N.A
Ref:	00	DIB:	Martinez/Diaz
VR:	00	REV:	JORGE MENESES
Val:	00	VRV:	JORGE MENESES
		Acabado:	N.A
		Fecha:	30/08/2009
		Escala:	1:5
			1:10
		Cantidad:	1 Unidad
			Plano No 002 00 000
			SALVO INDICACION CONTRARIA TODAS LAS COTAS ESTAN EN m.m

