



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

*DISEÑO Y FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE
ADMISIÓN DE AIRE PARA UN MCIA DE UN
VEHÍCULO DE BAJO CONSUMO*

MEMORIA PRESENTADA POR:

Angel Luis Pérez Salgado

GRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Convocatoria de defensa: septiembre 2020

RESUMEN

Se considera que la admisión de aire de un vehículo es un sistema de gran relevancia que está infravalorado dentro de la competencia Shell Eco-Marathon, por lo que el análisis, diseño y estudio de la implantación de uno de estos se aprecia como digno de realizar para un documento de la índole de un trabajo de fin de grado.

A continuación, se mostrará el proceso de desarrollo de uno de estos sistemas y el pensamiento detrás de éste, explicando los fenómenos involucrados que afectan a su diseño y como aprovecharlos, de tal manera que se logre mejorar el comportamiento de un vehículo de bajo consumo. Todo esto llevado a cabo gracias a dos pilares de la ingeniería contemporánea, que son las herramientas de simulación y modelado 3D.

- Palabras clave:

Admisión de aire, Shell Eco-Marathon, Bajo consumo, Simulación, Modelado 3D

RESUM

Es considera que l'admissió d'aire d'un vehicle és un sistema de gran rellevància que està infravalorat dins de la competència Shell Eco-Marathon, per la qual cosa l'anàlisi, estudi i disseny de la implantació d'un d'aquests es valora com a digne de realitzar per a un document de l'índole d'un treball de fi de grau.

A continuació, es mostrarà el procés de desenvolupament d'un d'aquests sistemes i el pensament darrere d'aquest, explicant els fenòmens involucrats que afecten el seu disseny i com aprofitar-los, de tal manera que s'aconsegueixi millorar el comportament d'un vehicle de baix consum. Tot això dut a terme gràcies a dos pilars de l'enginyeria contemporània, que són les eines de simulació i modelatge 3D.

- Paraules clau:

Admissió d'aire, Shell Eco-Marathon, Baix consum, Simulació, Modelatge 3D

ABSTRACT

A vehicle's air intake is considered a highly relevant system that is undervalued within the Shell Eco-Marathon competition, so the analysis, study and design of the implementation of one of these is valued as worthy of carrying out for a document from the nature of a Final Degree Project.

On the following pages, the development process of one of these systems and the thinking behind it will be shown, explaining the phenomena involved that affect its design and how to take advantage of it, in such a way that it improves the behavior of a vehicle's fuel efficiency. All of this was carried out thanks to two pillars of contemporary engineering, which are 3D modeling and simulation tools.

- Key words:

Air intake, Shell Eco-Marathon, Fuel efficiency, Simulation, 3D Modeling

AGRADECIMIENTOS

Estos últimos años de estudio han sido un periodo de cambio extremo en mi persona que han sacado lo mejor, y por qué no, lo peor también de mí, sobre todo en situaciones en las que me he visto obligado a evaluarme a mí y a quienes me rodean. Es por esto por lo que quiero agradecer fundamentalmente a los cimientos más importantes que me han apoyado durante este camino, siendo mi madre por el soporte incondicional que me ha brindado, mi padre por ser la inspiración ingenieril de la familia y mi hermana por hacerme dar cuenta de esas cosas que yo mismo no podría.

Además, quiero agradecer a todos aquellos amigos que me han acompañado de manera cercana durante este tiempo en la universidad, en especial a Javier, Matías, Luis, Ismael, Jordi y mi viejo amigo Mauricio.

No puedo olvidar hacer mención honorable al equipo IDF Eco-Marathon, con el que compartí buenos momentos en el taller y gracias al cual nació la idea y el apoyo de este trabajo.

Índice General

| | |
|---|----|
| RESUMEN..... | 2 |
| RESUM | 3 |
| ABSTRACT | 4 |
| AGRADECIMIENTOS..... | 5 |
| Índice General..... | 6 |
| Índice de Figuras..... | 9 |
| 1. Introducción a la competición Shell Eco-Marathon | 14 |
| 2 Fundamentos Teóricos | 17 |
| 2.1 Motores de Combustión Interna Alternativos | 17 |
| 2.2 Clasificación de los MCIAs..... | 18 |
| 2.2.1 Según el ciclo termodinámico y combustible..... | 18 |
| 2.2.2 Según la renovación de la carga | 20 |
| 2.2.3 Según su disposición interna | 24 |
| 2.2.4 Según el sistema de aspiración..... | 26 |
| 2.2.5 Caso de estudio..... | 27 |
| 2.3 Elementos Fundamentales de un MEP que influyen en el diseño de la admisión .. | 29 |
| 2.3.1 Bloque motor | 29 |
| 2.3.2 Culata | 30 |
| 2.3.3 Sistema de distribución | 31 |
| 2.3.4 Sistema de ignición | 32 |
| 2.3.5 Pistones, bielas y cigüeñal | 33 |
| 2.3.6 Sistema de escape de gases..... | 35 |
| 2.3.7 Sistema de admisión de aire..... | 35 |
| 2.4 Flujo de aire en un sistema de admisión..... | 36 |
| 2.4.1 Condiciones de entrada y salida del aire | 36 |
| 2.4.2 Flujo de aire en el conducto de entrada..... | 38 |
| 2.4.3 Condiciones del plenum | 40 |
| 2.4.4 Flujo de aire en los runners | 41 |
| 2.4.5 Flujo de aire en las válvulas de admisión | 45 |
| 2.5 Parámetros característicos de un motor MEP | 54 |
| 2.5.1 Parámetros geométricos del cilindro | 54 |
| 2.5.2 Dosado | 56 |
| 2.5.3 Rendimiento térmico teórico | 58 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 2.5.4 | Parámetros indicados y efectivos | 59 |
| 2.5.5 | Rendimiento volumétrico | 61 |
| 2.5.6 | Presión media | 63 |
| 2.5.7 | Potencia | 64 |
| 2.5.8 | Par motor | 64 |
| 2.5.9 | Consumo específico | 65 |
| 2.5.10 | Curvas características | 65 |
| 2.6 | Herramientas virtuales para la simulación de motores | 67 |
| 3 | Objetivos del trabajo | 67 |
| 4 | Modelado del Sistema en Wave 2019.1 | 68 |
| 4.1 | Modelo del sistema actual | 68 |
| 4.1.1 | Sistema de admisión | 68 |
| 4.1.2 | Cilindro, pistón y bloque motor | 70 |
| 4.1.3 | Válvulas de admisión y escape | 72 |
| 4.1.4 | Sistema de escape | 74 |
| 4.1.5 | Parámetros de combustión | 75 |
| 4.2 | Modelado del sistema propuesto. | 75 |
| 5 | Simulación y análisis | 77 |
| 5.1 | Sistema actual | 77 |
| 5.2 | Sistema de admisión nuevo | 79 |
| 5.2.1 | Análisis del conducto de entrada | 79 |
| 5.2.2 | Análisis del volumen del plenum | 88 |
| 5.2.3 | Análisis de la longitud del runner | 89 |
| 5.3 | Resultados del nuevo sistema de admisión | 92 |
| 5.3.2 | Potencia efectiva | 93 |
| 5.3.3 | Par efectivo | 93 |
| 5.3.4 | Consumo específico | 94 |
| 5.3.5 | Presión en la válvula de admisión | 95 |
| 5.3.6 | Número de mach en la válvula de admisión | 97 |
| 6 | Diseño final y modelado en software NX12 | 99 |
| 6.1 | Modelado del runner y acoplamiento al sistema actual..... | 99 |
| 6.2 | Modelado del plenum y conducto de entrada..... | 101 |
| 6.3 | Ensamblaje | 102 |
| 7 | Fabricación..... | 105 |
| 7.1 | Materiales de fabricación de los acoplamientos | 105 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 7.2 | Material de fabricación del runner, plénum y conducto de entrada | 106 |
| 7.3 | Impresora 3D | 106 |
| 7.4 | Parámetros de impresión | 107 |
| 7.5 | Orientación de las piezas en la impresora | 108 |
| 8 | Conclusiones | 110 |
| 9 | Anexos..... | 111 |
| 9.1 | Glosario de símbolos | 111 |
| 9.1.1 | Geometría del motor | 111 |
| 9.1.2 | Velocidades y número de Mach | 111 |
| 9.1.3 | Masa y flujo másico | 111 |
| 9.1.4 | Parámetros termodinámicos de los gases..... | 111 |
| 9.1.5 | Coeficientes | 112 |
| 9.1.6 | Parámetros característicos del motor | 112 |
| 9.1.7 | Resonador Helmholtz | 112 |
| 9.2 | Especificaciones técnicas de fábrica del motor Honda GX35 | 112 |
| 9.3 | Condiciones del resonador o absorbente Helmholtz..... | 113 |
| 9.4 | Flujo de gas adiabático estacionario en conductos | 114 |
| 9.5 | Cálculo del rendimiento térmico teórico del ciclo otto | 117 |
| 9.6 | Planos | 118 |
| 10 | Bibliografía..... | 124 |

Índice de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1.1: Prototipo IDF Eco-Marathon 2019 | 15 |
| Figura 1.2: Sistemas de admisión de dos prototipos de la competencia Shell Eco-Marathon | 15 |
| Figura 2.2.1: Ciclo termodinámico teórico Diésel | 18 |
| Figura 2.2.2: Ciclo termodinámico teórico Otto..... | 19 |
| Figura 2.2.3: Ciclo termodinámico teórico mixto o de presión limitada..... | 20 |
| Figura 2.2.4: Etapas del ciclo de un motor de 2 tiempos. | 21 |
| Figura 2.2.5: Etapas del ciclo de un motor de 4T. | 23 |
| Figura 2.2.6: Configuración de cilindros en línea. | 24 |
| Figura 2.2.7: Configuración de cilindros en V..... | 25 |
| Figura 2.2.8: Configuración de cilindros en VR..... | 25 |
| Figura 2.2.9: Motor bóxer de pistones opuestos. | 25 |
| Figura 2.2.10: Motor de aspiración atmosférica. | 26 |
| Figura 2.2.11: Motor sobrealimentado por doble turbo (izquierda) y compresor volumétrico seccionado de un motor sobrealimentado por supercharger (derecha). | 26 |
| Figura 2.2.12: Motor Honda GX35 utilizado por el equipo IDF Eco-Marathon. | 27 |
| Figura 2.3.1: Bloque motor o “monoblock” de un motor con configuración V8 y 4 en línea en las imágenes de la izquierda y derecha respectivamente. | 29 |
| Figura 2.3.2: Cámara de combustión del motor Honda GX35..... | 29 |
| Figura 2.3.3: Piezas internas en una culata. | 30 |
| Figura 2.3.4: Clasificación de los sistemas de distribución..... | 31 |
| Figura 2.3.5: Representación del sistema de distribución del motor Honda GX35. [5] | 32 |
| Figura 2.3.6: Esquema de un sistema analógico de ignición. | 32 |
| Figura 2.3.7: Sistema de ignición electrónico..... | 33 |
| Figura 2.3.8: Pistones del motor Honda GX35 y Honda GX31 en las imágenes de la izquierda y derecha respectivamente..... | 33 |
| Figura 2.3.9: Mecanismo Biela-Manivela de un MCI. | 34 |
| Figura 2.4.1: Conducto de entrada para motor de automóvil Volkswagen Golf V GTI 2.0 TFSI..... | 38 |
| Figura 2.4.2: Conductos de entrada de sección creciente en admisiones de aire para vehículos de la competición Formula Student. | 38 |
| Figura 2.4.3: Plénum de admisión motor 3SGE Beams. | 40 |
| Figura 2.4.4: Sistema de runners de longitud variable..... | 42 |
| Figura 2.4.5: Esquema: entrada de gases al cilindro con la válvula abierta. | 42 |
| Figura 2.4.6: Esquema: acumulación del aire en la parte final del runner por el cierre de la válvula de admisión. | 43 |
| Figura 2.4.7: Esquema: propagación de la onda d presión posterior al cierre de la válvula..... | 43 |
| Figura 2.4.8: Efecto de la longitud de los runners en el rendimiento volumétrico..... | 45 |
| Figura 2.4.9: Diagrama de distribución teórico y real. | 45 |

| | |
|---|----|
| Figura 2.4.10: Parámetros geométricos de una válvula de admisión. | 46 |
| Figura 2.4.11: Sección de paso de gases en válvulas de admisión y escape dependiendo de su levantamiento. | 48 |
| Figura 2.4.12: Representación del flujo de gases en la válvula de admisión dependiendo de su levantamiento. | 48 |
| Figura 2.4.13: Comportamiento del Coeficiente de descarga en función del levantamiento relativo de la válvula de admisión. | 49 |
| Figura 2.4.14: Efecto del levantamiento máximo de la válvula de admisión sobre el rendimiento volumétrico. | 50 |
| Figura 2.4.15: Rendimiento volumétrico en función del número de mach medio. | 51 |
| Figura 2.4.16: Efecto del ángulo de RCA en el rendimiento volumétrico. | 53 |
| Figura 2.5.1: Geometría básica del cilindro de un motor. | 54 |
| Figura 2.5.2: Representación esquemática de cilindros con diferentes relaciones S/D. | 55 |
| Figura 2.5.3: Estados termodinámicos del ciclo otto. | 58 |
| Figura 2.5.4: Diagrama indicador real y pérdidas con respecto al ciclo otto. | 59 |
| Figura 2.5.5: Representación del rendimiento volumétrico en función de la velocidad media del pistón. ... | 62 |
| Figura 2.5.6: Representación del cálculo de la presión media indicada. | 63 |
| Figura 2.5.7: Curvas características de potencia, par y consumo de un motor John Deere 8.1L PowerTech. | 65 |
| Figura 2.5.8: Efecto del grado de carga en las curvas características del motor. | 66 |
| Figura 4.1.1: Situación del motor en el vehículo. | 68 |
| Figura 4.1.2: Sistema de admisión e inyección actual. | 68 |
| Figura 4.1.3: Modelado esquemático de la admisión actual en Wave. | 69 |
| Figura 4.1.4: Modelado esquemático del conjunto cilindro, pistón y motor. | 70 |
| Figura 4.1.5: Modelado esquemático de las válvulas de admisión y escape. | 72 |
| Figura 4.1.6: Levantamiento de la válvula de admisión en función del ángulo de giro del cigüeñal del motor Honda GX35. | 72 |
| Figura 4.1.7: Coeficiente de flujo en función del levantamiento relativo de la válvula de admisión. | 73 |
| Figura 4.1.8: Levantamiento de la válvula de escape en función del ángulo de giro del cigüeñal del motor Honda GX35. | 73 |
| Figura 4.1.9: Coeficiente de flujo en función del levantamiento relativo de la válvula de escape. | 74 |
| Figura 4.1.10: Modelo esquemático del sistema de escape. | 74 |
| Figura 4.1.11: Modelo esquemático en Wave del sistema actual. | 75 |
| Figura 4.2.1: Esquema del nuevo sistema de admisión. | 75 |
| Figura 4.2.2: Modelo esquemático del nuevo sistema de admisión. | 76 |
| Figura 5.1.1: Curvas características del sistema actual. | 77 |
| Figura 5.1.2: Curva de rendimiento volumétrico del sistema actual. | 78 |
| Figura 5.1.3: Presión absoluta 0,5 mm antes de la válvula de admisión en función del giro del cigüeñal. | 78 |
| Figura 5.1.4: Numero de mach en la válvula de admisión en función del giro del cigüeñal. | 79 |

| | |
|---|----|
| Figura 5.2.1: Rendimiento volumétrico en función de las RPM con diferentes secciones de inicio de conducto de entrada y diámetro 32 mm en la salida de este..... | 80 |
| Figura 5.2.2: Rendimiento volumétrico en función de las RPM con diferentes secciones de inicio de conducto de entrada y diámetro 10mm en la salida de este..... | 81 |
| Figura 5.2.3: Comparativa de velocidades del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 10 mm. | 81 |
| Figura 5.2.4: Comparativa de temperatura del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 32 mm. | 82 |
| Figura 5.2.5: Comparativa de velocidades del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 10 mm. | 82 |
| Figura 5.2.6: Comparativa de temperatura del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 10 mm. | 82 |
| Figura 5.2.7: Densidad media al inicio y final del conducto de entrada en función de la velocidad del motor. | 83 |
| Figura 5.2.8: Presión media al inicio y final del conducto de entrada en función de la velocidad del motor. | 83 |
| Figura 5.2.9: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor para diámetro de referencia de 30 mm..... | 84 |
| Figura 5.2.10: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor para diámetro de referencia de 10 mm..... | 84 |
| Figura 5.2.11: Comparativa de velocidades del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 30mm. | 85 |
| Figura 5.2.12: Comparativa de velocidades del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 30mm..... | 85 |
| Figura 5.2.13: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor para diferentes diámetros del conducto de entrada. | 85 |
| Figura 5.2.14: Comparativa de velocidades medias entre el inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de entrada en función de la velocidad del motor. | 86 |
| Figura 5.2.15: Comparativa del rendimiento volumétrico entre los casos más favorables estudiados. | 86 |
| Figura 5.2.16: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor cambiando la longitud del conducto de entrada. | 87 |
| Figura 5.2.17: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad de giro del motor para diferentes volúmenes de plenum. | 88 |
| Figura 5.2.18: Representación del plenum en Wave. | 88 |
| Figura 5.2.19: Efecto de la disminución y aumento del volumen de plenum en el rendimiento volumétrico..... | 89 |
| Figura 5.2.20: rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor con diferentes longitudes de runner. | 90 |
| Figura 5.2.21: rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor con diferentes longitudes de runner..... | 91 |
| Figura 5.3.1: Comparativa del rendimiento volumétrico entre el sistema de admisión propuesto y el actual. | 92 |
| Figura 5.3.2: Comparativa de la potencia efectiva entre el sistema de admisión propuesto y el actual..... | 93 |
| Figura 5.3.3: Comparativa del Par efectivo entre el sistema de admisión propuesto y el actual. | 93 |

| | |
|--|-----|
| Figura 5.3.4: Comparativa de las curvas de consumo entre la nueva admisión propuesta y el sistema actual. | 94 |
| Figura 5.3.5: Comparativa de las ondas de presión entre la nueva admisión y el sistema actual a 4000 rpm. | 95 |
| Figura 5.3.6: Comparativa de las ondas de presión entre la nueva admisión y el sistema actual a 4500 rpm. | 96 |
| Figura 5.3.7: Comparativa de las ondas de presión entre la nueva admisión y el sistema actual a 6000 rpm. | 97 |
| Figura 5.3.8: Comparativa del número de Mach en la válvula de admisión en función del giro del cigüeñal a 4000 rpm entre la nueva admisión y el sistema actual. | 98 |
| Figura 5.3.9: Comparativa del número de Mach en la válvula de admisión en función del giro del cigüeñal a 6000 rpm entre la nueva admisión y el sistema actual. | 98 |
| Figura 6.1.1: Junta de TPU para el acople entre el runner y el sistema actual. | 99 |
| Figura 6.1.2: Segmento de acoplamiento del runner al sistema actual. | 100 |
| Figura 6.1.3: Sección longitudinal del runner. | 100 |
| Figura 6.1.4: Junta flexible de TPU para el acoplamiento entre el plenum y el runner. | 100 |
| Figura 6.2.1: Segmento de acople macho del plenum. | 101 |
| Figura 6.2.2: Vista de sección longitudinal del plenum y conducto de entrada. | 101 |
| Figura 6.3.1. Comprobación de la longitud interna del runner. | 102 |
| Figura 6.3.2: Montaje del sistema de admisión dentro del vehículo | 102 |
| Figura 6.3.3: Sección transversal al plenum mostrando diferentes posiciones de entrada | 103 |
| Figura 6.3.4: Velocidad del aire alrededor del casco del prototipo del equipo IDF Eco-Marathon. | 103 |
| Figura 6.3.5: Índice de fallos en la parte trasera del monocasco. | 104 |
| Figura 6.3.6: Conducto de entrada inclinado 35 grados sobre la horizontal. | 104 |
| Figura 7.1.1: Propiedades físicas y químicas del Filaflex 82A. | 105 |
| Figura 7.2.1: Especificaciones generales del material PAHT CF15. | 106 |
| Figura 7.3.1: Impresora 3D BCN3D Epsilon. | 106 |
| Figura 7.4.1: Parámetros de impresión recomendados para la fabricación con Filaflex 82A. | 107 |
| Figura 7.4.2: Parámetros de impresión recomendados para la fabricación con PAHT CF15. | 107 |
| Figura 7.5.1: Orientación de impresión 3D para el Runner y acoplamientos flexibles. | 108 |
| Figura 7.5.2: Orientación para la impresión 3D del plenum de admisión con soportes. | 109 |
| Figura 8.2.1: Especificaciones técnicas de fábrica del motor Honda GX35. | 112 |
| Figura 8.3.1: Geometría de un resonador Helmholtz. | 113 |
| Figura 8.3.2: Frente de presión en un resonador Helmholtz. | 114 |
| Figura 8.4.1: Gráfica de la función $f = \left(\frac{P_x}{P_{00}} \right)$ | 116 |
| Figura 8.5.1: Flujo de la energía en un motor térmico. | 117 |
| Figura 8.5.2: Ciclo Otto. | 118 |

1. Introducción a la competición Shell Eco-Marathon

La Shell Eco-Marathon es una iniciativa que plantea la búsqueda y desarrollo del vehículo ecológico idóneo, todo esto a través de uno de los mayores incentivos que el humano puede experimentar, que es la competición. Aquí, se incluye la participación de un sinnúmero de aspirantes a diferentes carreras profesionales del futuro, como son las distintas ramas de la ingeniería, la economía y se puede decir que también del emprendimiento.

Esta competición trabaja sobre uno de los sectores que, hoy en día, es responsable de una considerable porción de la contaminación atmosférica en Europa de aproximadamente un 13,6%¹, que es el transporte terrestre. Irónicamente, para bien o para mal, la evidente empresa que organiza la competición ha sido una de las mayores distribuidoras a nivel mundial de fuentes de energía no renovable relacionadas con dicha polución, pero, por lo que respecta al mismo origen de la competencia Eco-Marathon y el objetivo empresarial de cero emisiones para el año 2050, es de pensar que posiblemente los prototipos y tecnologías vistas en dicha competición sean las semillas de los vehículos del mañana.

Entrando más en los aspectos de la competición, existen diferentes categorías dependiendo del tipo de propulsión del vehículo y su diseño. Su división es la siguiente:

Según su diseño:

- Urban concept.
- Prototype.

Según tipo de propulsión:

- Motor de combustión interna (gasolina, diésel o etanol).
- Eléctricos.
- Celdas de hidrógeno.

Cada vehículo tiene el mismo objetivo dentro de la competición, que es recorrer la mayor distancia con el menor consumo posible.

En el caso del presente trabajo, se trata de un vehículo de la categoría Prototype impulsado por un motor de combustión interna por etanol (Figura 1.1). Este tiene que ver con un proyecto que se lleva desarrollando en el campus de Alcoy de la Universidad Politécnica de Valencia durante más de 10 años con el nombre de IDF Eco-Marathon, que ha conseguido importantes logros como:

- Ganador de la Shell Eco-Marathon Turquía 2017
- Récord actual del equipo de 1294 km recorridos con un litro de etanol

Hoy en día, este equipo está desarrollando un nuevo prototipo para competir en la misma categoría, los objetivos siguen siendo los mismos, pero la actualización constante de los miembros del equipo, la experiencia y la determinación del grupo por sacar adelante el proyecto ha hecho surgir nuevos caminos más eficientes para alcanzar las mismas metas.

¹ Datos aportados por la European Environment Agency (EEA) sobre el año 2017.



Figura 1.1: Prototipo IDF Eco-Marathon 2019

Varios de los avances más importantes ocurridos en el equipo han sido gracias al desarrollo de trabajos finales, ya sean de grado, máster o tesis doctorales, algunos de los más importantes han sido los relacionados a la disminución del peso del vehículo, la optimización de la aerodinámica, la disminución de las pérdidas mecánicas y el aumento de la eficiencia de todo el sistema.

Pese a que todos los elementos, conjuntos y subconjuntos deben trabajar al unísono de manera sinérgica, la subdivisión y desarrollo individual de cada uno de ellos es lo que hace posible la innovación progresiva del vehículo, y usando esta metodología, se ha decidido apartar un subsistema que no ha sido totalmente desarrollado hasta la actualidad dentro de esta competición, se trata de la admisión de aire del motor.

La admisión de aire se trata de un subsistema que se considera medianamente investigado dentro de la Shell Eco-Marathon, teniendo una considerable cantidad de los prototipos uno que viene por defecto de fábrica para el motor o compuesto por un corto sencillo conducto como puede verse en la figura 1.2

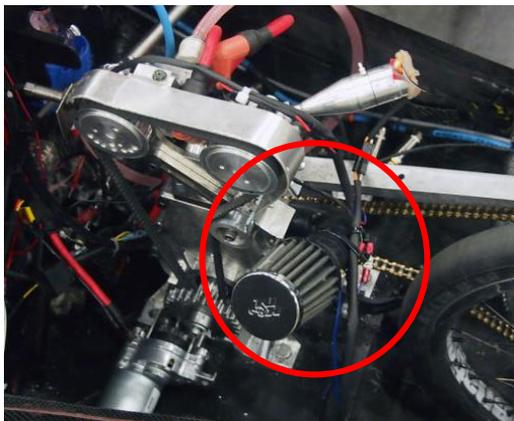


Figura 1.2: Sistemas de admisión de dos prototipos de la competencia Shell Eco-Marathon (Fuentes: <https://www.utoronto.ca/news/racers-start-your-fuel-efficient-engines> & <https://s.aolcdn.com/dims-shared/dims3/GLOB/crop/1030x692+150+148/resize/305x203!/format/jpg/quality/85/http://o.aolcdn.com/hss/storage/midas/6a7a42661aba493e6e11e0afb9bba441/200079664/shell-eco-marathon-2014-22.JPG>)

El estado actual del vehículo desarrollado por el equipo IDF Eco-Marathon es similar al de esta figura anterior.

La incorporación de un sistema de admisión optimizado trae ventajas al funcionamiento del motor del vehículo, en este caso, su debido estudio y análisis es de lo que se trata el presente trabajo. Así mismo, a pesar de que lo siguiente no sea un objetivo concreto de este trabajo, se espera influenciar un “antes y después” en la manera en la que los demás equipos miran este subsistema.

Como cualquier competición, la Shell Eco-Marathon se fundamenta en una serie de reglas que se deben cumplir, estas abordan varios aspectos, desde los relativos al piloto, hasta las características técnicas del vehículo. En cuanto a las admisiones de aire, el reglamento del 2019 no dedica más que un punto de un artículo [1], que es el siguiente:

Shell Eco-Marathon, 2019

“The air intake manifolds must not contain any fuel (or be able to accumulate any fuel) or blow-by gas when the vehicle is on the starting line prior to departure. Air filters are not allowed in the intake system. Blow-by gas must not be recycled during the competition but must be collected in a specific canister for environmental protection.

Blow-by gas: gas inside the engine (oil vapours, unburnt fuel, or gas in the combustion chamber that has not been evacuated in the exhaust). This gas is usually recovered at the intake manifold. This is known as blow-by gas re-circulation.” (p.34)

En esta regla, se especifica que el colector de admisión no puede acumular combustible ni recircular el gas producto de la combustión (vapores, inquemados, entre otros...), llamado en inglés “Blow-by gas”. Además, agrega que no se permiten filtros de aire en el sistema de admisión.

Dicho esto, a continuación, se abre paso a la explicación, desarrollo y conclusiones del estudio y diseño meramente teórico de uno de estos sistemas para su implantación en el prototipo actual del vehículo del equipo IDF Eco-Marathon.

De la misma manera, se pide al lector tomar en cuenta las complicaciones que la crisis sanitaria causada por el virus COVID-19 ha traído a la realización de este y los demás trabajos de fin de grado afectados. Cabe destacar que parte importante de la investigación consistía en la fabricación y experimentación real del sistema de admisión, cosa que tuvo que ser suprimida tras el entendible cierre de las instalaciones que permitían tales fines, por lo que las conclusiones y resultados que se verán más adelante serán fruto únicamente de la simulación con ayuda de herramientas virtuales y del conocimiento del autor de este documento.

2 Fundamentos Teóricos

2.1 Motores de Combustión Interna Alternativos

Los motores de combustión interna alternativos o MCIA son todos aquellos que cumplen con una serie de características tanto mecánicas como termodinámicas, que son las siguientes:

- **Son máquinas**, no mecanismos; los MCIA internamente utilizan mecanismos para cumplir el objetivo de una máquina, que es transformar un tipo de energía en otro.
- Los MCIA **son máquinas térmicas**, que es el término científico que se le da a toda máquina que use como fuente de trabajo un fluido compresible, en el caso de la gran mayoría de motores, se trata del aire.
- **Son máquinas motoras**; todo MCIA tiene como objetivo transformar la energía térmica de un fluido compresible en trabajo mecánico útil, usualmente obtenido como movimiento rotativo en un eje.
- Termodinámicamente, el intercambio de energía entre el fluido y los mecanismos de la máquina sucede, en términos simples, con la compresión, calentamiento y descompresión cíclica de un cierto volumen de aire, por lo que **son máquinas volumétricas**. Esto mismo aplica a la denotación de “combustión interna”, ya que, el aporte de calor al fluido de trabajo ocurre dentro de este volumen, al contrario de los motores de combustión externa como las máquinas de vapor.
- El ciclo termodinámico de un MCIA, mecánicamente hablando, se consigue por medio del movimiento alternativo de un pistón o émbolo, por lo que también **son motores alternativos**.

Dentro de los MCIA también existen otro tipo de clasificaciones que se describirán próximamente. Como se dijo antes, estos puntos son fundamentales para poder clasificar de manera científica un MCIA de cualquier otro sistema existente.

Los MCIA son también el grupo de máquinas térmicas más usadas en la actualidad, ya que, son una manera relativamente sencilla y barata de producción de energía, además de llegar a tal nivel de desarrollo que pueden ser implantados en una gran variedad de aplicaciones con diferentes condiciones de uso.

Una de las principales ventajas del uso de un MCIA es la alta capacidad de almacenamiento de energía en el combustible, puesto que la densidad energética de la gasolina, etanol o diésel es del orden de 7 a 8 veces superior que la de, por ejemplo, una batería de iones de litio. En otras palabras, con 1 kg de gasolina, etanol o diésel, se puede liberar hasta 7-8 veces más energía que la que se obtendría con una batería de iones de litio de la misma masa.

En contraparte, la baja eficiencia de los MCIA es un problema persistente que se mejora a pequeños pasos, por lo que, aunque sean capaces de producir grandes cantidades de energía, también desperdician mucha de ella en forma de calor, siendo posible disminuir estas pérdidas con mejoras como lo es la optimización de los subsistemas de la máquina.

2.2 Clasificación de los MCIA

En el mundo técnico, los MCIA no se clasifican según las características mencionadas anteriormente, si no con cualidades más fácilmente identificables y tangibles, como son las que se verán en esta sección.

2.2.1 Según el ciclo termodinámico y combustible

Clasificar los MCIA según su ciclo termodinámico es sinónimo de clasificarlos según su tipo de combustible, ya que, el aporte de calor de cada ciclo ocurre con procesos diferentes que requieren de sustancias distintas para reaccionar correctamente.

En esta clasificación existen tres grupos:

- **Motores de encendido por compresión (MEP)**

Los motores de encendido por compresión, más conocidos como motores diésel, son aquellos que se basan en el aporte de calor en un proceso teórico de presión constante (entre puntos 2 y 3 de la figura 2.2.1), también llamado como proceso isóbaro.

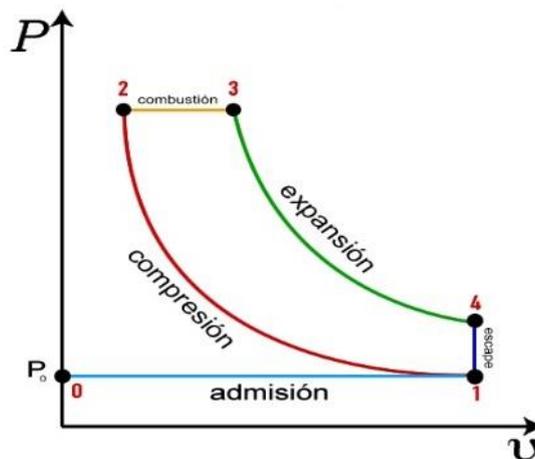


Figura 2.2.1: Ciclo termodinámico teórico Diésel (Fuente: <http://rectkuritex.blogspot.com/2017/09/ciclo-diesel-encendido-por-compresion.html>)

Como su nombre popular lo indica, el combustible principal de estos motores se le llama diésel y la manera de liberar la energía es mediante el encendido por compresión. En la gráfica de la figura 2.2.1, esta compresión ocurre entre los puntos 1 y 2. Esta ocurre de manera que el gas no pueda liberar calor durante el proceso (compresión adiabática), por lo que la temperatura del aire aumenta hasta el punto de ignición del diésel, en el que ocurre la combustión espontánea, seguida de la expansión adiabática (de punto 3 al 4), escape de los gases (de punto 4 al 1) y finalización del ciclo (punto 0).

Este es el tipo de motores más utilizados en el sector de transporte europeo y generación de energía debido a su mayor eficiencia real en comparación a los motores de encendido provocado.

Otras de las características comunes que diferencian a estos motores son las siguientes:

- Mayor peso del motor.
- Mayor complejidad interna del motor.

- Mas ruidosos.
- Presentan mayores vibraciones.
- Menor velocidad. No suelen superar los 6000 rpm.
- Altas relaciones de compresión (aproximadamente de 20).
- Mayor par motor.

- **Motores de encendido provocado**

Estos son la tecnología más antigua que existe de los MCI. Se basan en el ciclo termodinámico otto, en el que el aporte de calor se produce en un proceso teórico a volumen constante (isócoro), como puede verse en la gráfica de la figura 2.2.2 entre los puntos B y C. Esto, en la realidad se traduce en los motores de gasolina.

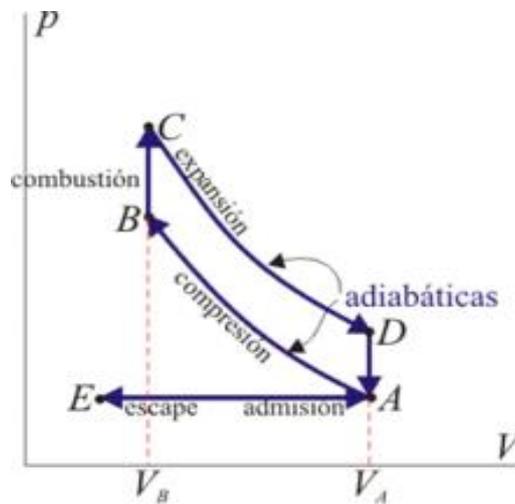


Figura 2.2.2: Ciclo termodinámico teórico Otto. (Fuente: <http://rectkuritex.blogspot.com/2017/09/ciclo-diesel-encendido-por-compresion.html>)

Tecnológicamente hablando, estos motores son más sencillos dado que trabajan con condiciones más amenas que los motores Diésel, como menores presiones medias de trabajo y menores niveles de vibración, lo que los convierte también en motores más ligeros.

Otra de las características de estos motores es la forma en la que inician la combustión, en el caso de los diésel, esta ocurre de manera totalmente espontánea debido a la temperatura que se alcanza en la compresión, lo que significa que el lugar de origen de la combustión es un tanto aleatorio dentro de la cámara de combustión, cosa que no ocurre en los motores de gasolina, en donde se puede conocer con precisión el lugar y momento de origen de esta reacción, lo que permite a su vez un mayor margen para la experimentación y desarrollo de la máquina.

A vista de posibles alternativas futuras para la sustitución de la gasolina, estos motores tienen una ventaja esencial sobre el motor diésel, y es que con la misma tecnología son capaces de usar diferentes combustibles para el funcionamiento de la máquina, como por ejemplo hidrógeno, etanol, metano, butano, entre otros... la complicación entre usar uno u otro combustible tiene que ver con los parámetros de composición de la mezcla y momento de inicio de la combustión.

Actualmente los MEP se usan sobre todo en el sector de la automoción, tanto en los que se usan todos los días, como en aplicaciones deportivas como son la Formula 1 o la misma competencia Shell Eco-Marathon.

Cabe destacar que en Europa estos motores han ido perdiendo relevancia debido a su menor eficiencia en comparación con el diésel, además, que su principal fuente de energía, la gasolina, es más costosa de producir que su alternativa. Esto resulta ser un problema meramente químico y propio de la gasolina, ya que, teóricamente los motores basados en el ciclo otto son considerablemente más eficientes que los motores diésel.

- **Motores de ciclo mixto o presión limitada**

Como su nombre lo indica, el ciclo termodinámico en el que se basan estos motores es una combinación de los ciclos otto y diésel (ver figura 2.2.3). Son la representación teórica más cercana a los ciclos reales de los motores diésel pequeños que pueden encontrarse en cualquier automóvil utilitario.

En cuanto a su funcionamiento teórico, estos motores aportan calor al fluido de trabajo en dos procesos, uno isócoro propio del ciclo otto, y otro isóbaro extraído del ciclo diésel (ver figura 2.2.3).

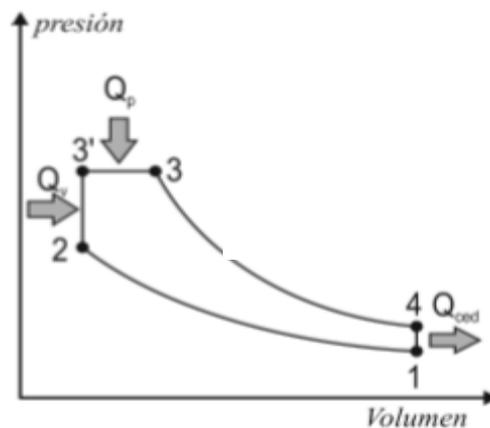


Figura 2.2.3: Ciclo termodinámico teórico mixto o de presión limitada. [1]

2.2.2 Según la renovación de la carga

La renovación de la carga hace referencia a la frecuencia con la que el motor sustituye el gas en su interior, de manera práctica, esto significa qué tan a menudo el motor expulsa los gases de la combustión y los reemplaza por aire fresco.

En todo motor existen 5 etapas esenciales para completar un ciclo, estas son la admisión, compresión, explosión, expansión y escape, dependiendo del tipo de renovación de carga estas pueden cumplirse de una u otra manera.

Para poder explicar y entender estas etapas, se deben saber dos conceptos fundamentales de la mecánica del motor, estos se tratan del punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI), cada uno hace referencia la posición de los extremos que puede alcanzar el pistón en su carrera, en particular, el PMS se le llama a la posición máxima durante la carrera de avance del pistón, por otro lado, el PMI es la posición máxima que se alcanza en la carrera de retroceso.

Aquí, el mundo de los motores se divide en dos grandes categorías:

- **Motores de 2 tiempos**

Son el sistema de renovación de carga más antiguo que existe en motores de combustión interna. Su mecánica es relativamente sencilla y las válvulas se basan en la apertura y cierre de agujeros tapados por el mismo pistón.

Estos motores agrupan las etapas de un ciclo de la siguiente manera (ver figura 2.2.4):

- A) Los procesos de admisión y escape se solapan durante la carrera de retroceso del pistón, alcanzando la total apertura de las válvulas en el PMI. Los gases de la combustión son expulsados debido a la entrada de la mezcla de aire fresco y combustible.
- B) El pistón cierra las lumbreras de admisión y escape para poder comprimir la mezcla en la carrera de avance. También, se abre la válvula de entrada de mezcla a la precámara del cilindro.
- C) El pistón llega al PMS, en donde alcanza la máxima compresión de la mezcla y ocurre la ignición. A su vez, se tiene lista una cierta cantidad de mezcla en la precámara para el siguiente ciclo.
- D) Ocurre la carrera de expansión, en la que se extrae la energía térmica de la combustión. Esta etapa persiste hasta que el pistón vuelve a abrir las lumbreras de escape y admisión, a partir de donde el ciclo se repite nuevamente.

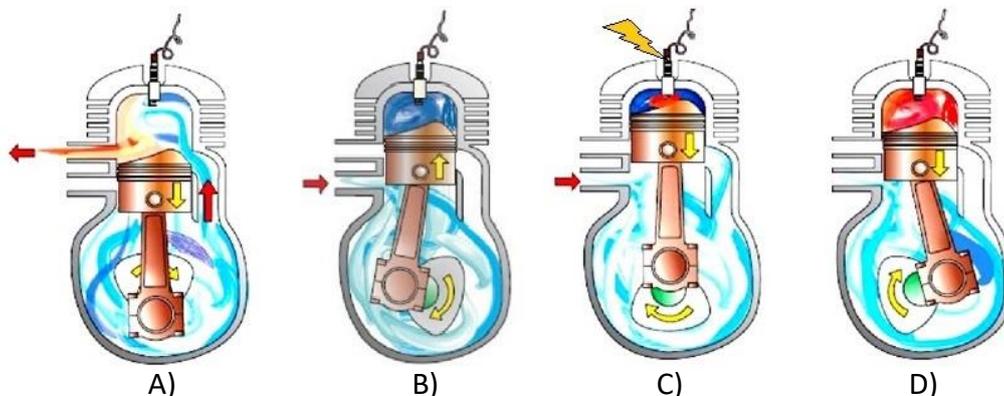


Figura 2.2.4: Etapas del ciclo de un motor de 2 tiempos. (Fuente: <http://motoresdedostiempos2t.blogspot.com/2015/06/motor-diesel-2-tiempos.html>)

Hoy en día estos motores no se utilizan prácticamente en la industria, su fabricación ha quedado reservada casi únicamente al mundo de la competición recreativa del modelismo y algunas motocicletas todoterreno, esto gracias a sus características, siendo algunas de ellas:

- Alta aceleración gracias a la mayor rapidez de obtención de energía.
- Potencia y par son más constantes.
- Mayor eficiencia térmica.
- Requieren menos mantenimiento debido a la sencillez mecánica.

- No necesitan de lubricantes adicionales; el mismo combustible sirve de lubricante

A pesar de estos puntos positivos, desde la perspectiva ecológica y económica existen ciertas desventajas. Si se compara un motor 4T y uno 2T de la misma cilindrada, el 2T consumirá más que el 4T. Este mayor consumo, junto con el funcionamiento interno del motor, hace que estos también produzcan una mayor cantidad de emisiones de gases de efecto invernadero, en cuya composición incluyen partículas de combustible no quemado.

Cabe destacar que la existencia de estos motores incluye los MEC y los MEP anteriormente descritos. Comúnmente, los motores MEC de 2T están reservados a pequeños modelos que usan mezclas de nitrometano con lubricante como combustible, estos son especialmente rápidos, con velocidades máximas que rondan los 40000 rpm y no suelen superar los 3 caballos de potencia ni los 3cc de cilindrada. Por otro lado, los MEP son ampliamente más utilizados en versiones de mayor tamaño que generalmente rondan los 125cc o más de cilindrada.

- **Motores de 4 tiempos**

Los motores de 4T son los más ampliamente usados en la actualidad debido a las numerosas ventajas que traen consigo. Estos sustituyen el sistema de admisión y escape por válvulas accionadas por mecanismos del motor.

Se llaman motores de 4 tiempos porque cumplen el ciclo termodinámico cuando el pistón pasa dos veces por el PMI y dos veces más por el PMS.

En la figura 2.2.5 se muestra un esquema del funcionamiento de estos motores, su explicación es la siguiente:

- A) La válvula de entrada de aire abre y el pistón retrocede, lo que da paso al proceso de admisión.
- B) Poco después del PMI, la válvula de admisión cierra, lo que atrapa el aire dentro de la cámara de combustión y es comprimido con el avance del pistón hasta llegar al PMS.
- C) Entorno al PMS ocurre la ignición, seguida de la expansión del gas y retroceso del pistón, lo que permite la transformación de la energía térmica en energía mecánica.
- D) Después de la expansión, se abre la válvula de escape y el pistón avanza, lo que obliga a los gases de la combustión a salir del cilindro. Después de esta etapa, el ciclo se repite.

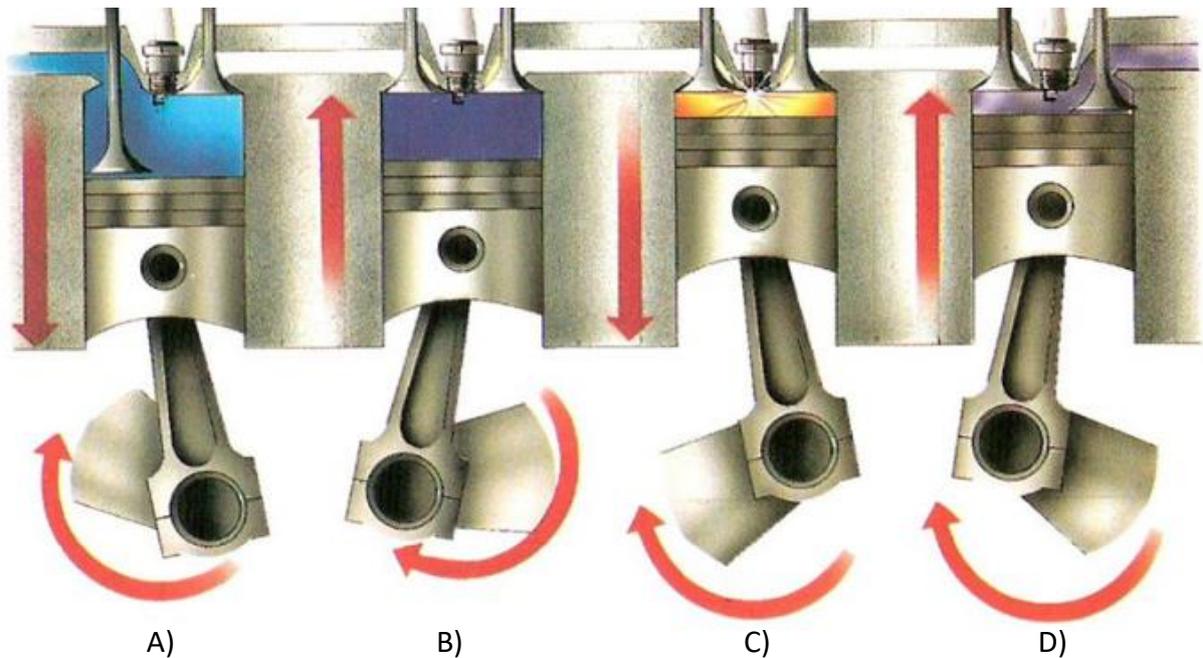


Figura 2.2.5: Etapas del ciclo de un motor de 4T. (Fuente: <https://www.actualidadmotor.com/tipos-de-camara-de-combustion/>)

Estos motores han logrado desvanecer un poco más las desventajas de los 2T, sobre todo en el consumo, y a pesar de desarrollar menores aceleraciones y potencias en un principio, la investigación que llevan detrás estos motores los ha convertido prácticamente superiores en cualquier aspecto a un motor semejante 2T.

A partir de la tecnología de los motores 4T, se han desarrollado motores 5T y 6T que buscan obtener mayores eficiencias.

Una explicación breve es que la tecnología de los motores 5T aprovecha la expansión térmica de los gases de escape con el uso de un pistón adicional, por lo que consigue un menor aporte de energía en la compresión gracias a una mayor extracción de energía en la etapa de doble expansión, de aquí su nombre de motor 5T.

En cambio, la tecnología de motores 6T agrega un giro del cigüeñal más después de los 4T convencionales. En este ciclo se introduce agua y se expulsa vapor con el retroceso y avance del pistón respectivamente, esto se hace para refrigerar el cilindro y poder alcanzar reacciones químicas de combustión más eficientes, que, científicamente hablando, significa que se alcanzan temperaturas más elevadas.

Estas dos últimas tecnologías no se usan prácticamente más que para fines investigativos y se han quedado en meros intentos y patentes con el objetivo de la sustitución del motor de 4T, aunque los fundamentos del motor 6T pueden encontrarse hoy en día en motores 4T deportivos fabricados por la marca BMW, que cuentan con un sistema de inyección de agua cuyo propósito es el mismo.

2.2.3 Según su disposición interna

La disposición interna es la configuración que tienen los cilindros dentro del motor. Usualmente, la decisión entre una configuración u otra depende y se ve limitada por varios factores, como, algunos de ellos:

- Espacio disponible para la ubicación del motor.
- Accesibilidad disponible al motor.
- Grado de continuidad que quiere alcanzarse con la potencia y par; dado que el trabajo útil se obtiene en una cierta etapa de un ciclo, los motores no son capaces de aportar un valor constante de potencia o par, sino más bien, un valor medio, lo que se puede mejorar dependiendo del número de cilindros y su disposición.
- Niveles de vibraciones. Algunas configuraciones permiten reducir significativamente las vibraciones del motor.
- Económicos, siendo los motores con cilindros en línea los más baratos y simples de producir (aparte de los monocilíndricos). A medida que la complejidad de la configuración de los cilindros aumenta, su coste de fabricación lo hace de manera significativa.

Clasificar motores por este tipo de categorías es extenso dadas las diversas opciones que han existido hasta el día de hoy, algunas de ellas no son muy conocidas, algunas otras son “el pan de cada día” de los vehículos actuales. A continuación, se mencionan algunas de las más importantes:

- Cilindros en línea (figura 2.2.6).

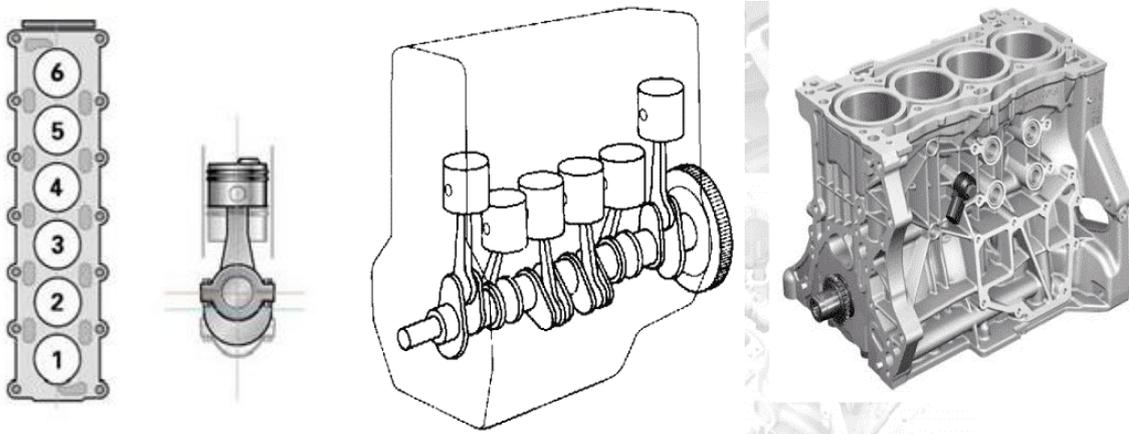


Figura 2.2.6: Configuración de cilindros en línea. (Fuentes: <https://www.mundodelmotor.net/tipos-de-motores/> & <http://profesoratecno.blogspot.com/2015/05/como-funciona-un-motor-de-4-tiempos-de.html>)

- Cilindros en V (figura 2.2.7).

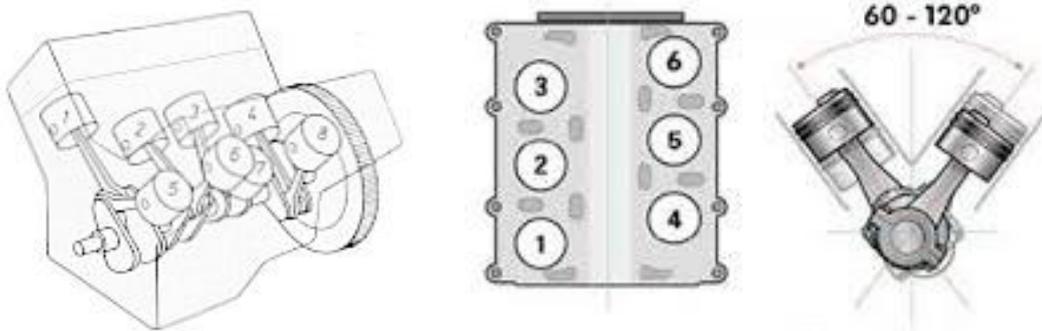


Figura 2.2.7: Configuración de cilindros en V. (Fuentes: <http://profesoratecno.blogspot.com/2015/05/como-funciona-un-motor-de-4-tiempos-de.html> & <https://www.mundodelmotor.net/tipos-de-motores/>)

- Cilindros en VR (figura 2.2.8).

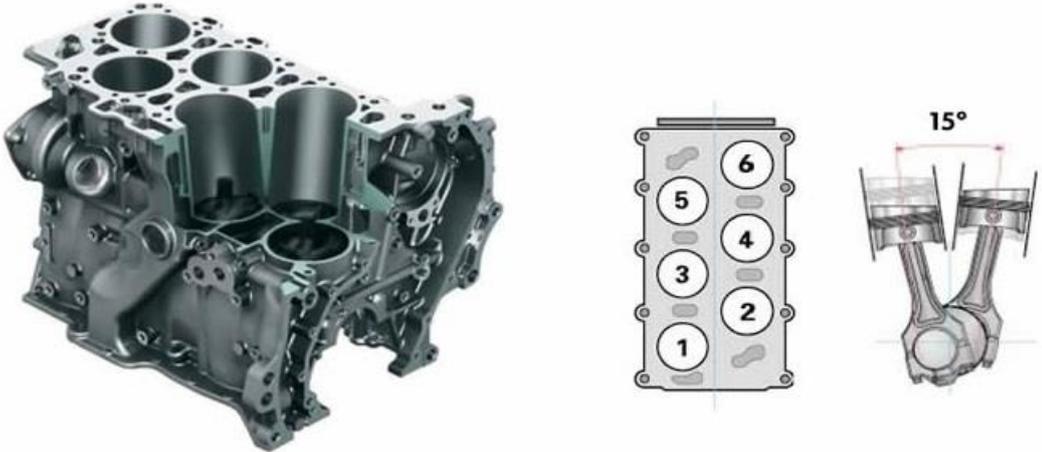


Figura 2.2.8: Configuración de cilindros en VR. (Fuente: <http://profesoratecno.blogspot.com/2015/05/como-funciona-un-motor-de-4-tiempos-de.html>)

- Cilindros opuestos horizontales, más conocido como motor bóxer (figura 2.2.9).

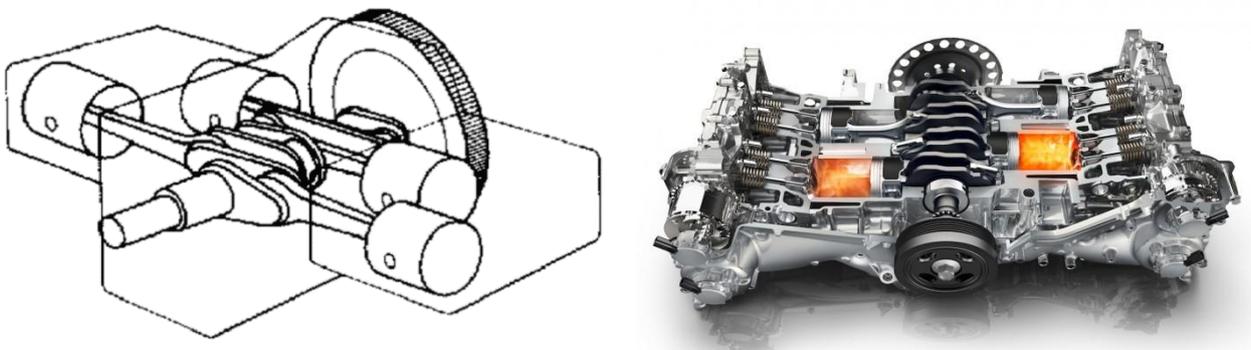


Figura 2.2.9: Motor bóxer de pistones opuestos. (Fuentes: <https://testcoches.es/ayuda/como-es-un-motor-boxer-asi-funciona-la-joya-de-porsche-y-subaru/> & <https://www.mundodelmotor.net/tipos-de-motores/>)

Por lo general, las configuraciones en V, VR y bóxer tienen como objetivo principal reducir vibraciones y aumentar la potencia y par promedio con un menor número de cilindros, cosa que, en un motor en línea, requeriría de contrapesos o un mayor número de pistones.

2.2.4 Según el sistema de aspiración

Esta clasificación de motores no está realmente establecida en la mayoría de las fuentes de información, su explicación en este documento es la de ampliar el entendimiento del desarrollo de este trabajo.

Este es el sistema por el cual entra el aire hacia el motor, y en el que también puede generarse la mezcla con el combustible.

Tradicionalmente, se ha utilizado el **sistema de aspiración atmosférico**, que como su nombre lo indica, tiene una entrada abierta al aire libre, por lo que la presión de entrada al sistema motor puede considerarse como la presión de la atmósfera. Un ejemplo de este sistema puede verse en la figura 2.2.10



Figura 2.2.10: Motor de aspiración atmosférica. (Fuente: <https://www.autoweek.com/news/sports-cars/a32189637/audi-r8-v10-engine-details/>)

Este tipo de sistemas por lo general tiene una respuesta más rápida en los cambios de velocidad del motor debido a que no tiene elementos bloqueando los conductos más allá que las válvulas de aceleración y el conocido filtro de aire.

Sin embargo, en la búsqueda de motores más pequeños y potentes, los sistemas de admisión atmosféricos presentan grandes limitaciones que hacen prácticamente imposible aumentar sus prestaciones más allá de un cierto punto. Como solución a este problema, existen los motores con **sistema de aspiración sobrealimentada** (ver figura 2.2.11).



Figura 2.2.11: Motor sobrealimentado por doble turbo (izquierda) y compresor volumétrico seccionado de un motor sobrealimentado por supercharger (derecha). (Fuentes: <https://www.garaje21.com/consejos-y-nociones-basicas/motores-turbo-vs-motores-atmosfericos/> & <https://www.steeda.com/whipple-mustang-gt350-supercharger-system-stq1-16-17-gt350-stq1.html>)

Actualmente, varios vehículos nuevos en el mercado llevan un sistema de aspiración sobrealimentada, generalmente, con lo que se llama un “Turbocharger”, que se trata de un conjunto turbina-compresor que fuerza la entrada de una mayor cantidad de aire al motor, obteniendo mayor presión, potencia y rendimiento con un menor tamaño. Estos sin embargo traen ciertas desventajas, y es que además de aumentar la complejidad del sistema, surge el fenómeno del “turbo lag” a bajas revoluciones, en el cual el compresor funciona más como una resistencia al paso del aire, volviendo al motor más lento en su respuesta a estas velocidades.

Otros sistemas de aspiración sobrealimentados son los conocidos como “supercharger”, que utilizan compresores volumétricos accionados mecánicamente por el eje del motor, lo que aumenta la capacidad de respuesta y potencia del motor, sin embargo, la cantidad de energía útil se ve relativamente reducida y el consumo aumenta, lo que se debe al accionamiento del mismo compresor.

2.2.5 Caso de estudio

El caso de estudio del motor del vehículo del equipo IDF Eco-Marathon se trata de un motor Honda GX35 (ver figura 2.2.12). Según lo descrito anteriormente, la tipología de este motor es la siguiente:



Figura 2.2.12: Motor Honda GX35 utilizado por el equipo IDF Eco-Marathon.

- Motor de encendido provocado MEP (ciclo otto).
- Combustible etanol.
- Motor de 4 tiempos.
- Motor mono cilíndrico.
- Sistema de aspiración atmosférico.

Como se vio anteriormente, la reglamentación de la competencia Shell Eco-Marathon no permite la recirculación de gases de escape, por lo que no se utilizarán sistemas paralelos destinados a tal fin. En cuanto a un sistema de aspiración sobrealimentado por turbocharger o supercharger, se descarta su utilización debido al aumento del peso del vehículo y considerablemente alta complejidad del sistema.

Cabe destacar que este motor no funcionará con su configuración de fábrica. Diferentes modificaciones se le han realizado con el paso del tiempo, entre ellas:

- Se ha sustituido el sistema de carburación por uno de inyección indirecta.
- El sistema de ignición se ha sustituido por uno controlado digitalmente.
- Se han removido todos los aislamientos sonoros y térmicos que envolvían al motor.
- El sistema de embrague se ha rediseñado completamente.
- Se ha sustituido el pistón original por uno de mayor compresión.

2.3 Elementos Fundamentales de un MEP que influyen en el diseño de la admisión

Tras la experimentación con un modelo virtual del motor Honda GX35 y numerosas simulaciones, se han identificado una serie de conceptos sobre la mecánica de un MCI que se consideran esenciales explicar para el mejor entendimiento del posterior desarrollo de este trabajo.

2.3.1 Bloque motor

El bloque motor o “monoblock” es el principal soporte estructural de todo el sistema de un MCI, este envuelve la totalidad de varios elementos necesarios para el funcionamiento del vehículo, como es la bomba de lubricante, la de refrigerante y los conductos internos de refrigeración y lubricación.

El bloque motor también es el albergue de las piezas principales para la producción de energía, que son los cilindros, pistones, cigüeñal y bielas. La disposición espacial de estas definirá también la configuración del motor. En la figura 2.3.1 pueden verse dos ejemplos de Bloques motores con diferentes configuraciones.

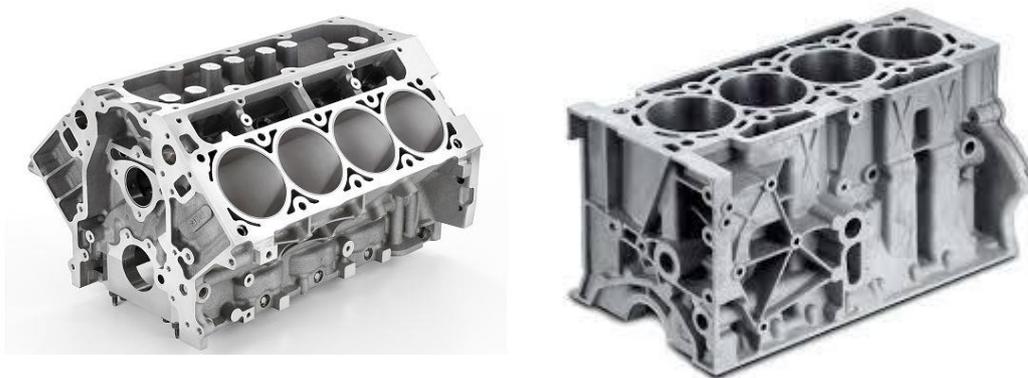


Figura 2.3.1: Bloque motor o “monoblock” de un motor con configuración V8 y 4 en línea en las imágenes de la izquierda y derecha respectivamente. (Fuentes: <http://automax.mx/conoce-mas-tu-motor/> & https://www.ms-motorservice.com.br/fileadmin/media/MAM/PDF_Assets/Reacondicionamiento-de-bloques-de-motores-de-aluminio_51709.pdf)

Usualmente, el monoblock es una pieza entera de acero de fundición o aluminio que debe ser acoplada a la culata para sellar los cilindros, sin embargo, en este caso de estudio el bloque motor forma un conjunto con esta parte, cosa que se tuvo que tomar en cuenta para la toma de datos. En la figura 2.3.2 puede verse un corte en el motor Honda GX35 que muestra la indistinción de estas partes.



Figura 2.3.2: Cámara de combustión del motor Honda GX35.

El bloque motor junto con los pistones y la culata definen los parámetros geométricos fundamentales de cualquier MCI.

2.3.2 Culata

Como se dijo anteriormente, la culata es la tapadera que cierra los cilindros y aporta hermeticidad para los procesos térmicos que ocurren en el interior de estos. A su vez, la culata aporta apoyo estructural a fragmentos de dos sistemas fundamentales para cualquier MEP de hoy en día, estos son:

- Sistema de distribución.
- Bujía del sistema de ignición.

Otro sistema de gran importancia que se sujeta de la estructura de la culata es el sistema de inyección directa, sin embargo, pese a su uso extendido, existen también casos de motores con sistemas de inyección que no están ubicados en la culata, en cambio, forman parte del sistema de admisión, a estos se les conoce por el nombre de motores de inyección indirecta.

Generalmente, la culata del motor está fabricada en acero o aluminio y es una pieza entera que debe acoplarse con una junta deformable que garantice el sellado de los cilindros, además, también tiene su propio sistema de lubricación, conductos para la distribución de combustible y cables eléctricos. Debe tener la suficiente rigidez y resistencia estructural para soportar las cargas de los sistemas que albergue y condiciones de la combustión (ver figura 2.3.3).

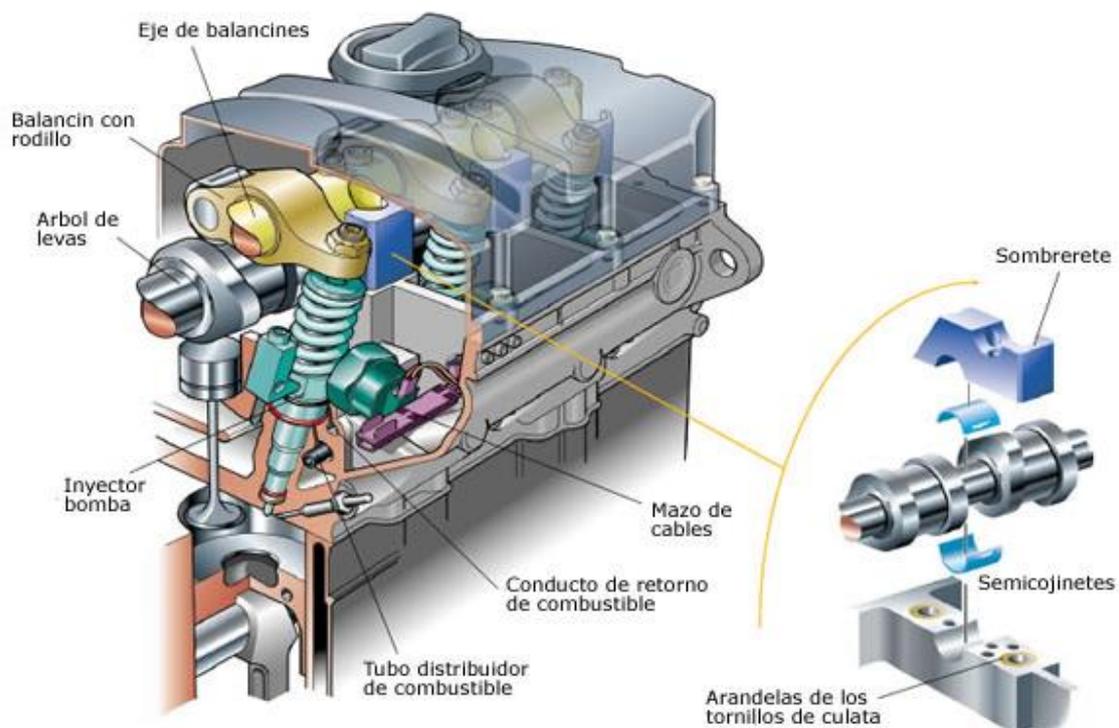


Figura 2.3.3: Piezas internas en una culata. (Fuente: <https://www.ro-des.com/mecanica/la-culata-del-motor-para-que-sirve/>)

Como se dijo anteriormente, en este caso de estudio la culata forma un conjunto con el bloque motor y solo permite el alojamiento del sistema de distribución y el sistema de ignición.

2.3.3 Sistema de distribución

El desarrollo de este sistema juega un papel importante en el funcionamiento del vehículo, por lo que es una de las partes del motor en la que puede verse con más frecuencia la aparición de innovaciones.

Esencialmente, este sistema se encarga de la apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape controlando tres parámetros, la distancia de levantamiento, el instante y su duración. Estos parámetros son determinados por un mecanismo de leva que empuja de manera directa o indirecta las válvulas, a su vez, el giro de la leva tiene una relación de 2:1 con el cigüeñal, lo que se debe a que la apertura y cierre de una cada una de dichas válvulas ocurre nada más en una de las etapas del ciclo de un motor 4T.

Existen cinco clasificaciones principales de los sistemas de distribución dependiendo de la disposición de los elementos mecánicos, estas pueden verse en la figura 2.3.4.

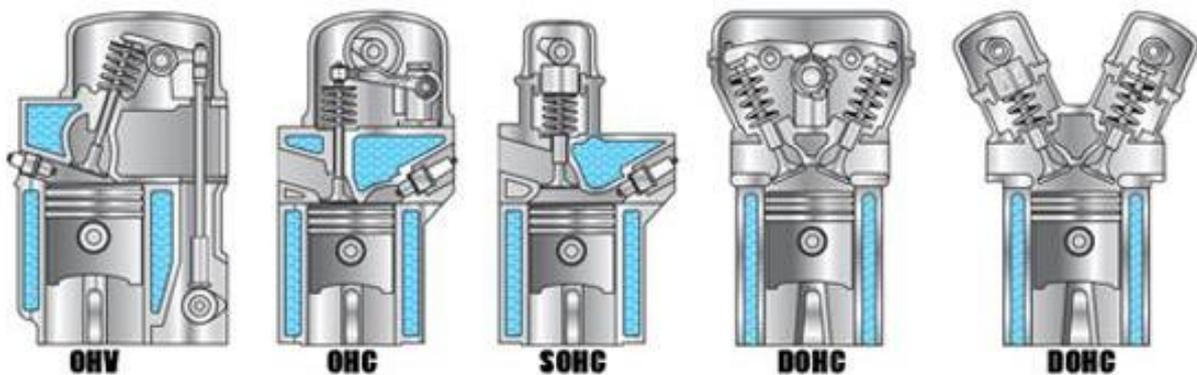


Figura 2.3.4: Clasificación de los sistemas de distribución. (Fuente: <https://www.mannheim.cl/sitio/noticias/detalle/que-hay-de-nuevo-dohc>)

Siendo la distribución OHV la más antigua de esta clasificación, se puede decir que las restantes han sido producto del desarrollo constante de este sistema, cada una con mejores prestaciones que la anterior a costa de la mayor complejidad y tamaño.

Más allá de esta clasificación, existen otros tipos de distribuciones menos comunes, entre ellas están los sistemas VVT-i, destinados a regular el tiempo de apertura de las válvulas, sistemas VTEC, cuyo fin es variar la distancia de levantamiento, y sistemas VANOS que buscan regular el instante de apertura y cierre, todas con un mismo objetivo, mejorar el comportamiento del motor.

Gracias a la acción del sistema de distribución, se generan fenómenos en el flujo de aire que pueden ser positivos o contraproducentes para el comportamiento deseado de un motor.

En cuanto al motor Honda GX35, se tiene un sencillo sistema similar a un DOHC (ver figura 2.3.5), de este, se extrajeron datos geométricos necesarios para la simulación y posterior diseño del conducto de admisión.

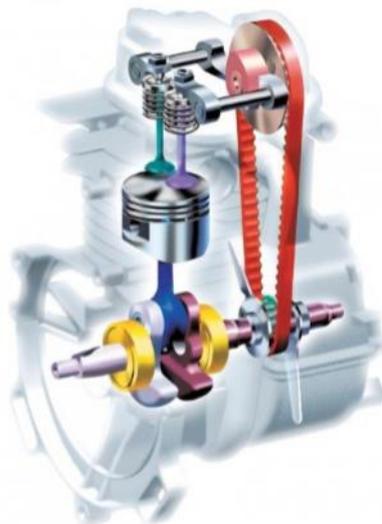


Figura 2.3.5: Representación del sistema de distribución del motor Honda GX35. [6]

2.3.4 Sistema de ignición

Como su nombre lo indica, es el encargado de iniciar la combustión en un MEP. Los elementos de este sistema van más allá que los cercanos a la cámara de combustión, ya que se compone por una parte que rastrea la rotación del cigüeñal, otra que procesa la información y una última que recibe la orden de inicio de la combustión. Cabe destacar que esto puede cumplirse tanto de manera analógica como de manera digital.

La manera más antigua de iniciar la combustión dentro de los cilindros es con el sistema de ignición analógico. Este hace uso principalmente de bobinas, condensadores, un interruptor simple (ruptor) y un interruptor giratorio (distribuidor) para la generación de la chispa. El esquema del montaje de uno de estos sistemas puede verse en la figura 2.3.6.

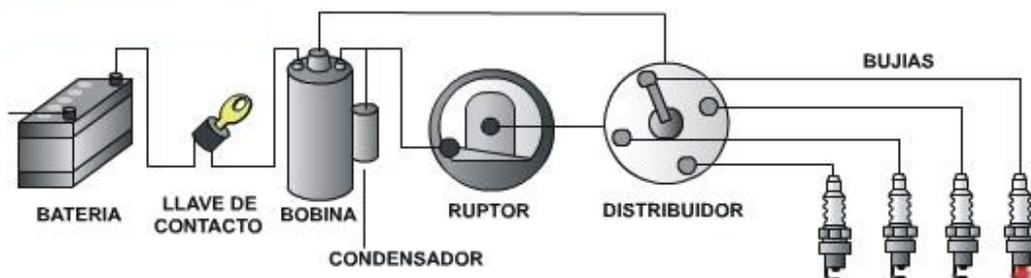


Figura 2.3.6: Esquema de un sistema analógico de ignición. (Fuente: http://www.mecanicafacil.info/Sistema_de_Encendido.html)

Este sistema es muy sencillo en su planteamiento, pero presenta ciertas limitaciones, como por ejemplo la poca flexibilidad que permite para ser modificado y el desgaste de los interruptores con el tiempo.

El sistema original del motor Honda GX35 es similar a este sistema analógico, aunque la fuente de energía proviene por la transformación de energía mecánica en eléctrica gracias a la interacción entre una bobina y un imán encapsulado en un volante de inercia proveniente de fábrica junto al motor. Previamente a la realización de este trabajo, este sistema original fue sustituido completamente por un sistema digital comandado por una ECU, o por sus siglas en inglés, Electronic Control Unit.

Los sistemas de ignición electrónicos básicamente utilizan sensores y bobinas controladas enteramente por la ECU, lo que permite un mayor control del instante de ignición de la combustión. En la figura 2.3.7 puede verse un esquema de uno de estos sistemas.

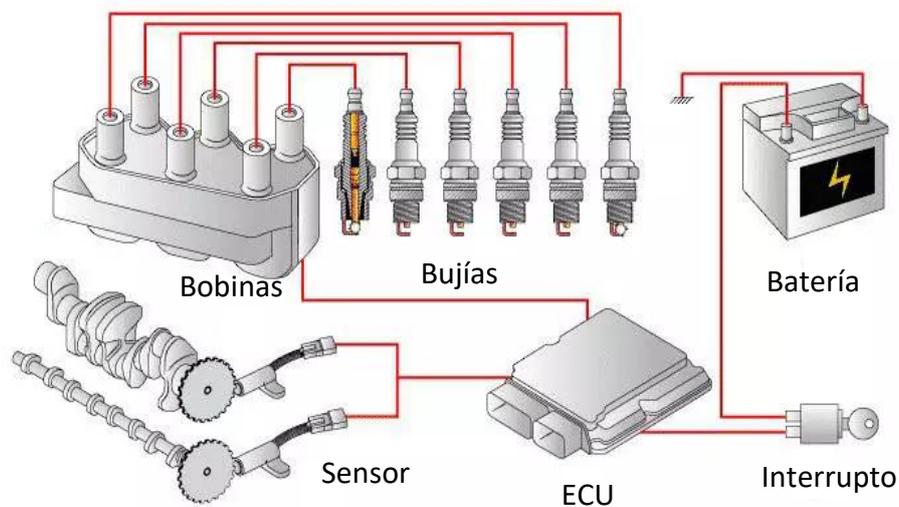


Figura 2.3.7: Sistema de ignición electrónico. (Fuente: <https://www.mundodelmotor.net/sistema-de-encendido-dis/>)

2.3.5 Pistones, bielas y cigüeñal

Los pistones son la parte del motor que está en contacto directo con el fluido de trabajo y los procesos termodinámicos a los que se le somete, haciéndose responsable de la compresión y descompresión del volumen que delimitan los cilindros.

El diseño de esta parte del motor es también foco importante de investigación y desarrollo, dado que su geometría afecta considerablemente al proceso de combustión, sobre todo en motores MEC y motores 2T.

En cuanto a los motores de gasolina de 4T, su diseño suele ser más sencillo, siendo muchas veces una simple superficie plana o con una forma tipo "bowl". Este es también el caso del motor Honda GX35, cuyo pistón original (tipo bowl) ha sido previamente reemplazado por el pistón del motor Honda GX31, el cual es de superficie plana, lo que se hizo con el objetivo de aumentar la relación de compresión, y con esta, el rendimiento térmico del sistema. En la figura 2.3.8 pueden verse estos pistones.



Figura 2.3.8: Pistones del motor Honda GX35 y Honda GX31 en las imágenes de la izquierda y derecha respectivamente. (Fuentes: <https://articulo.mercadolibre.cl/MLC-497964825-kit-piston-desmalezadora-honda-gx35-hht35-hht35s-JM?quantity=1> & <https://picclick.co.uk/Crankshaft-Piston-Crank-Shaft-Honda-Rototiller-Fq100-143327893105.html>)

Por sí mismos, los pistones no serían capaces de transformar energía de ninguna manera, por lo que necesitan formar parte de un mecanismo que los fuerce a los continuos ciclos de compresión y descompresión que ocurren en el cilindro, este es el mecanismo biela-manivela.

Este mecanismo se trata de un conjunto de 4 piezas esenciales, un deslizador, una barra biarticulada, un elemento giratorio llamado manivela y una guía para el deslizador. Su objetivo es básicamente transformar el movimiento y fuerzas lineales en giros y pares sobre un eje. En un motor convencional, los elementos de este mecanismo son identificados como (ver figura 2.3.9):

- Pistón como el deslizador.
- Cilindro como guía.
- Biela como la barra biarticulada.
- Cigüeñal como la manivela.

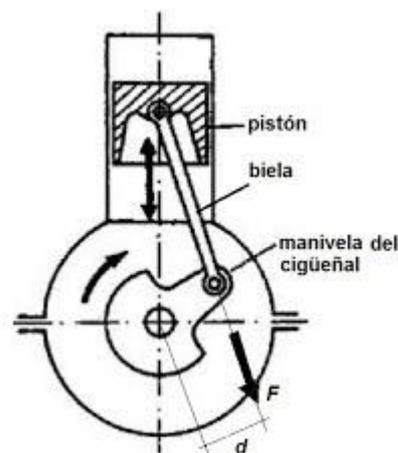


Figura 2.3.9: Mecanismo Biela-Manivela de un MCI. (Fuente: <https://sites.google.com/site/mecanismos1oima03sap2/elementos-de-maquinas/mecanismo-biela-manivela>)

La biela se trata básicamente de una conexión entre el pistón y el cigüeñal, usualmente unido por medio de un bulón al pistón y un cojinete al cigüeñal.

En cuanto al cigüeñal, este es el elemento en donde finalmente se manifiesta la potencia útil producida por el motor, vista en el movimiento giratorio de este.

El conjunto de piezas que forma este mecanismo aporta una gran cantidad de información sobre un motor, e incluso, una parte importante de esta se usa hoy en día para varios fines, como, por ejemplo, indicadores para la comparación entre diferentes motores o información de tipo legal sobre un vehículo. Más adelante se explicará técnicamente el significado y cálculo de estos datos.

2.3.6 Sistema de escape de gases

Los sistemas de escape de gases y admisión son aquellos que aíslan el flujo del aire del resto de los elementos externos del motor.

El sistema de escape de gases se encuentra desde la salida de la válvula de escape hasta la apertura del sistema hacia la atmósfera, usualmente siendo una serie de conductos largos que se van conectando entre sí junto con otros elementos complementarios como sensores, catalizadores o resonadores con objetivos diferentes, pero paralelos, a los principales de este sistema.

En motores de 4T, como es el caso de estudio, el diseño del sistema de gases de escape se ve influenciado por el funcionamiento de otro sistema ya explicado, que es el sistema de distribución. Este, genera ondas de presión que viajan a lo largo del conducto en sentido de “ida y vuelta”, fenómeno que, si se trata de manera correcta, puede ayudar a una mayor renovación de la carga. Así mismo, y con la misma aplicabilidad que para el sistema de admisión aire, el dimensionado de los diámetros y longitudes de los conductos debe encontrar un cierto balance para ser lo menos restrictivo posible y, al mismo tiempo, aprovechar de la mejor manera estas ondas de presión y los fenómenos involucrados.

Cabe destacar que a pesar de las similitudes que hay en el estudio y diseño teórico de este sistema junto al de admisión, dada su situación actual en el vehículo del equipo IDF Eco-Marathon, se ha considerado conveniente el desarrollo de este conjunto aparte del estudio realizado en este documento, lo que se debe al tiempo requerido para la formulación, diseño y experimentación, sobre todo por las restricciones de espacio que actualmente existen en el prototipo real.

2.3.7 Sistema de admisión de aire

El sistema de admisión de aire está formado por todas las piezas destinadas a guiar o conducir el aire desde el exterior del motor hasta los cilindros.

Una admisión de aire, además de cumplir su función principal, también es objeto de estudio dado a los procesos termo y fluido dinámicos que se dan en su interior y que pueden afectar directamente al comportamiento del motor.

El diseño óptimo de una admisión de aire tiene, como objetivo directo, afectar al rendimiento volumétrico y grado de renovación de la carga en un motor, por lo que se puede decir que en cierta parte es beneficioso que estas sean lo más grandes y menos restrictivas posibles al paso del aire, pero como ya se ha comentado, existen una serie de fenómenos que ocurren gracias a los mismos mecanismos del motor y propiedades del aire, en especial aquellos relacionados con la apertura y cierre de la válvula de admisión del cilindro, estos fenómenos hacen que el diseño de este sistema requiera de un cierto equilibrio entre los diámetros, longitudes, volúmenes y restricciones que existen dentro de él.

Tradicionalmente, el sistema de admisión de aire está compuesto por:

- Entrada de aire al sistema.
- Filtro de aire.
- Conducto desde el filtro hasta el plenum.
- Válvula de aceleración.

- Plénum.
- Runners.

Sin embargo, para el diseño de la admisión del vehículo del equipo IDF Eco-Marathon se han removido tres de estos elementos debido a la misma reglamentación de la competencia, además de que también forman elementos restrictivos importantes al flujo de aire. Dicho esto, la admisión de aire que se diseñará solo tendrá la entrada de aire, un plénum y un runner.

Cabe destacar que además de estos elementos, en sistemas de admisiones sobrealimentadas se incluyen más componentes, como la incorporación de intercambiadores de calor o válvulas de alivio de presión, con el objetivo nuevamente, de controlar las condiciones del aire.

2.4 Flujo de aire en un sistema de admisión

Conociendo ya los conceptos mecánicos básicos que afectan diseño de una admisión de aire, los siguientes parámetros y ecuaciones explicados en este apartado nacen de la información extraída de los sistemas, elementos o componentes vistos en el apartado anterior.

Estos conceptos han sido específicamente necesarios para el entendimiento y la simulación virtual del sistema completo, teniendo como fuente de información los catálogos proporcionados por el fabricante sobre el motor Honda GX35 y la medición manual.

Cabe mencionar que en este apartado solo se mostrarán ecuaciones y explicaciones teóricas, posteriormente, se mostrarán las mediciones y operaciones matemáticas.

2.4.1 Condiciones de entrada y salida del aire

Estos se refieren a los parámetros que tiene el aire justo antes entrar y salir del sistema completo, es decir, el “antes y después” del estado del aire tras haber pasado por dentro de todo el motor, incluyendo admisión, cilindros y escape.

Fundamentalmente, estas condiciones se resumen en 4 parámetros básicos, la temperatura, la presión, la densidad y la velocidad, aunque esto es más acertado cuando se trata de las condiciones de entrada de un gas puro, ya que, en cuanto a la salida, hay que tomar en cuenta un dato más, que es la composición química de los gases de escape, que juega un gran rol para la correcta configuración de la inyección real de combustible al motor.

Como puede suponerse, las condiciones de entrada al sistema de admisión de aire son consideradas como las condiciones atmosféricas, a excepción de la velocidad, que depende fundamentalmente de la misma velocidad relativa que tenga el aire con respecto al motor en la sección de entrada o del flujo másico de aire que requiera el motor. Las condiciones atmosféricas se consideran como:

- Temperatura de 25 °C o 298 °K
- Presión de 1,013 bar (normalmente se aproxima a 1 bar)
- Densidad del aire de 1,225 kg/m³

En cuanto a las condiciones de salida, estas dependen en gran parte del calor que disipe el sistema antes del escape de gases hacia la atmósfera. Usualmente, en motores MEP atmosféricos,

los gases de escape que alcanzan la atmósfera tienen una temperatura no muy superior a la de entrada al sistema, sin embargo, esto no puede pasarse por alto para los diseñadores del conducto de escape, ya que al salir del cilindro estos alcanzan temperaturas entre los 370°C y 590°C.

En cuanto a la densidad y presión de las condiciones de salida del sistema de escape, estas pueden también ser consideradas como las atmosféricas. En cambio, la composición química y la velocidad dependerán sobre todo del ajuste de la inyección del motor, del combustible y del flujo másico.

Aparte de estas condiciones, hay que tomar en cuenta que cada estado del aire dentro del sistema motor se rige bajo la ecuación de los gases ideales, que es la siguiente:

$$P V = R T$$

Siendo:

- P la presión.
- V el volumen específico (que es la inversa de la densidad).
- T la temperatura.
- R la constante de gases ideales.

El parámetro R puede considerarse como una condición global, es decir, permanecerá constante en cualquier momento del flujo de aire. Este parámetro toma el valor de 8,31 J/(mol·K) para cualquier gas, pero, para este caso, el valor es de 287 J/(kg·K) para el aire.

2.4.2 Flujo de aire en el conducto de entrada

El conducto de entrada es aquel que está abierto a la atmósfera y es por el cual el aire tiene su primer contacto con el sistema del motor.

Este puede adoptar varias formas, en general, suele tener una sección constante, o por lo menos, con poca variación, tal como puede verse en la figura 2.4.1. Sin embargo, usualmente en aplicaciones deportivas de alto rendimiento, este conducto puede ser modificado para alterar el comportamiento del aire antes de llegar al plenum, un ejemplo de esto es la transformación de este conducto de sección constante a un difusor de sección creciente, esto se hace con el fin de disminuir la velocidad del aire de entrada para poder distribuirlo más equitativamente en el plenum, esta aplicación puede verse en ciertas competiciones de alta velocidad como la Fórmula Student (ver figura 2.4.2).

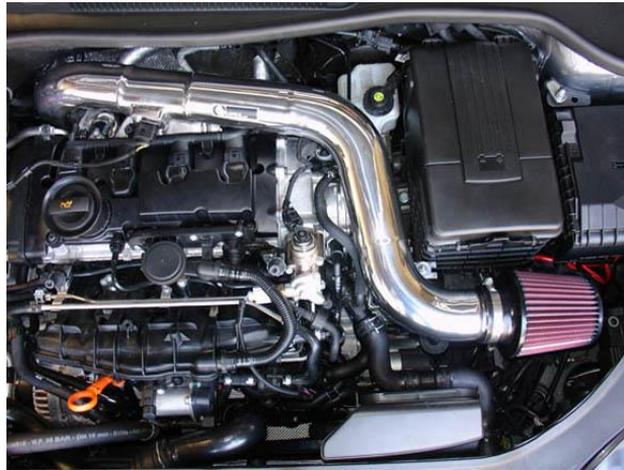


Figura 2.4.1: Conducto de entrada para motor de automóvil Volkswagen Golf V GTI 2.0 TFSI. (Fuente: <https://www.kptuning.com/es/kit-admision-directa-injen-para-vw-golf-gti-20-tfsi-p-6203.html>)



Figura 2.4.2: Conductos de entrada de sección creciente en admisiones de aire para vehículos de la competición Fórmula Student. [12](Fuentes: <http://imprimalia3d.com/noticias/2018/03/08/009805/tecnun-motorsport-reduce-semanas-horas-piezas-autom-vil-merced-impresi-n>)

El cambio de sección en el conducto de entrada tiene sus límites, esto se da gracias a que la velocidad del aire decrece a mayores diámetros, lo que se puede demostrar con la ecuación del flujo másico o de continuidad:

$$\dot{m} = c \cdot \rho \cdot A \quad [2]$$

Siendo:

- \dot{m} el flujo másico
- v la velocidad del fluido
- ρ la densidad del fluido
- A la sección del conducto

Si el conducto de admisión tiene sección o secciones circulares de diámetro D , entonces:

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Por lo que:

$$\dot{m} = c \cdot \rho \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

Despejando la velocidad:

$$c = \frac{\dot{m} \cdot 4}{\rho \cdot \pi \cdot D^2}$$

E aquí la explicación del comportamiento de este conducto; la velocidad decrece con la inversa del cuadrado del diámetro, por lo que, aunque este conducto se comportase como una tobera o un difusor, al aumentar el diámetro de éste la tendencia de la velocidad es aproximarse a cero, en donde el conducto perdería sus cualidades de tobera o difusor. En caso contrario, con la disminución del diámetro la velocidad tenderá a infinito, lo que en la realidad supone enormes pérdidas en el conducto debido a las turbulencias y la fricción del gas con las mismas paredes, no hace falta decir que ambos, difusor o tobera, también perderían sus cualidades y se comportarían como una elevada resistencia.

Aun así, en este caso de estudio se considerará la experimentación con las tres opciones (conducto de sección constante, creciente y decreciente) dado que las especulaciones que se han planteado para intentar predecir el comportamiento del sistema no son del todo concluyentes, estas son:

- En caso de colocar un conducto de sección decreciente, el conducto se comportará como una tobera, lo que acelerará el fluido gracias a la conversión de energía térmica en energía cinética, cosa que puede ayudar al llenado del plenum y disminuir la temperatura del aire a la entrada del motor, lo que que aumentaría el rendimiento térmico teórico.
- En caso de utilizar un conducto de sección creciente, este se comportará como un difusor, lo que disminuirá la velocidad del fluido y convirtiéndola en energía térmica, y junto a esta, aumentando ligeramente la presión en el plenum, cosa que facilitaría la entrada de gases al motor.
- Si ninguna de estas suposiciones es cierta o simplemente no se encuentran diferencias entre ellas, se buscará por medio de simulaciones el diámetro que entregue mejores resultados, usándolo en un conducto de sección constante.

Cabe destacar que esta parte del sistema de aspiración no afectará en gran medida al fenómeno de las ondas de presión mencionado anteriormente, ya que, este está relacionado estrechamente con el dimensionado de los runners.

2.4.3 Condiciones del plenum

Técnicamente, se llama plenum a todo volumen por el cual circulen gases a baja velocidad y generalmente con presiones ligeramente variables con respecto a la atmosférica, este elemento es más reconocido por su uso extenso en sistemas de ventilación forzada, sin embargo, también ocupa un lugar importante en el flujo de aire hacia el motor.

Dentro de un sistema de flujo de gases, un plenum tiene como objetivo crear un volumen donde las condiciones del fluido sean uniformes, de esta manera, poder repartir de manera equitativa el gas a cualquier conducto que se conecte a estos. En el sistema de admisión de un motor convencional de varios cilindros (ver figura 2.4.3) este componente tiene el mismo objetivo, sin embargo, en el caso del motor Honda GX35 (motor monocilíndrico), este actuará más como un resonador, aumentando la amplitud de las ondas de presión a una cierta frecuencia.



Figura 2.4.3: Plenum de admisión motor 3SGE Beams. (Fuente: <https://www.facebook.com/JustEngineManagement/posts/custom-made-plenum-to-suit-3sge-beams/996142047196237/>)

Previamente a la simulación del sistema de admisión, cabe la posibilidad de la especulación sobre los posibles resultados, y es que añadir un plenum al sistema seguirá siendo beneficiosos dado que las condiciones del aire se distribuirían uniformemente en la sección de entrada a los runners.

El parámetro principal que afecta al diseño de un plenum es el volumen, se debe encontrar qué valor proporciona los mejores resultados; en régimen constante y revoluciones elevadas, el plenum conviene que sea lo más grande posible para que el motor tenga una reserva de aire con las condiciones más constantes que se puedan lograr, es decir, que tenga la suficiente cantidad de aire para no dejar “ahogado” al motor, sin embargo, esto implica que el motor tendrá una respuesta más lenta ante las aceleraciones, ya que, el plenum tardará más tiempo en ajustarse a las nuevas condiciones de trabajo. En contraparte, un volumen pequeño proporcionará una respuesta más veloz antes los cambios de velocidad, sin embargo, este no será capaz de proporcionar suficiente aire al motor en regímenes elevados. [3]

Dicho esto, hace falta explicar la forma de funcionamiento del vehículo de bajo consumo del equipo IDF Eco-Marathon, y es que el motor funciona por una serie de arranques y apagados en pista; con el vehículo en marcha, el motor se enciende únicamente en aquellas zonas del circuito en donde se considere necesario y trabajando por la selección de mapas o “configuraciones” de funcionamiento a regímenes constantes. Esto indica que no se tendrá en cuenta la respuesta ante las aceleraciones para el dimensionado de esta parte de la admisión.

2.4.4 Flujo de aire en los runners

Los runners son los conductos que llevan el aire desde el plenum hasta las válvulas de admisión. Se puede afirmar que el diseño de estos elementos es el que más afecta al comportamiento del motor dentro del sistema de la admisión de aire.

Como se dijo anteriormente, se puede pensar que estos conductos deben ser lo más anchos y cortos posible para ofrecer la menor resistencia al paso del gas, esto es una verdad parcial, puesto que dicha afirmación se cumple en altas revoluciones del motor. La realidad es que estos conductos usualmente se diseñan para un rango específico de funcionamiento. Si se supone que el flujo de aire es constante a lo largo de todo el sistema de admisión, se tiene que el gasto másico dependerá directa y proporcionalmente a las revoluciones del motor, tal como puede verse en la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_a = \frac{V_T \cdot f \cdot \eta_V}{i}$$

Siendo:

- \dot{m}_a el gasto másico de aire en cm^3/min
- V_T la cilindrada del motor en cm^3 (cc)
- f la velocidad del motor en RPM
- η_V el rendimiento volumétrico
- i parámetro que depende de la renovación de carga del motor, en este caso, por ser un motor 4T, i toma el valor de 2

Relacionando con la ecuación de continuidad vista anteriormente, esto significa que en un runner la velocidad promedio del flujo aumenta proporcionalmente con las revoluciones del motor.

Si la sección del runner es pequeña y es de gran longitud, la velocidad del flujo aumentará, cosa que puede ser beneficiosa a bajas revoluciones dado que favorecería el llenado del cilindro, además de la creación de turbulencias que ayudan a la homogeneización de la mezcla de aire y combustible, todo esto claramente significa que a altas revoluciones la pérdida de carga del flujo jugaría un papel contraproducente.

Por otro lado, el uso de un runner de mayor sección y menor longitud sería beneficioso en regímenes elevados dada las menores pérdidas de carga, además, que la misma succión del aire aumentaría su velocidad lo suficiente como para favorecer el llenado del cilindro.

Dicho esto, se puede concluir que el dimensionado de los runners es óptimo para un cierto rango de trabajo del motor, depende del criterio del diseñador escoger cual es este rango.

Cabe destacar que hoy en día existen sistemas con runners de longitud variable, usualmente estos funcionan como dos conductos de diferente longitud, la dirección del flujo de aire depende de una válvula que selecciona el runner. Un ejemplo de esto puede verse en la figura 2.4.4.

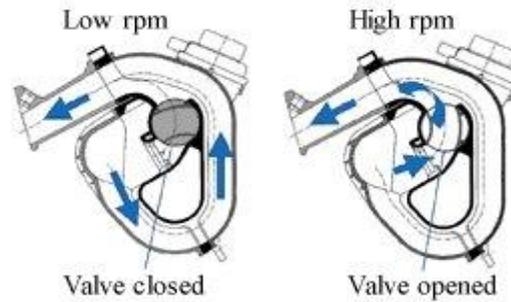


Figura 2.4.4: Sistema de runners de longitud variable. (Fuente: https://www.autozine.org/technical_school/engine/Intake_exhaust.html)

Se hace hincapié en que todo lo mencionado anteriormente aplica, sobre todo, al flujo de aire en condiciones estacionarias hipotéticas, ya que, el dimensionado de los runners afecta al fenómeno ya mencionado de las ondas de presión.

Las ondas de presión son producidas por el inconstante flujo de aire a través de los runners, esto se debe a la apertura y cierre de las válvulas de admisión. La explicación de este fenómeno es la siguiente:

Se supone como situación de partida que la válvula de admisión se encuentra plenamente abierta y el aire está entrando al cilindro (ver figura 2.4.5).

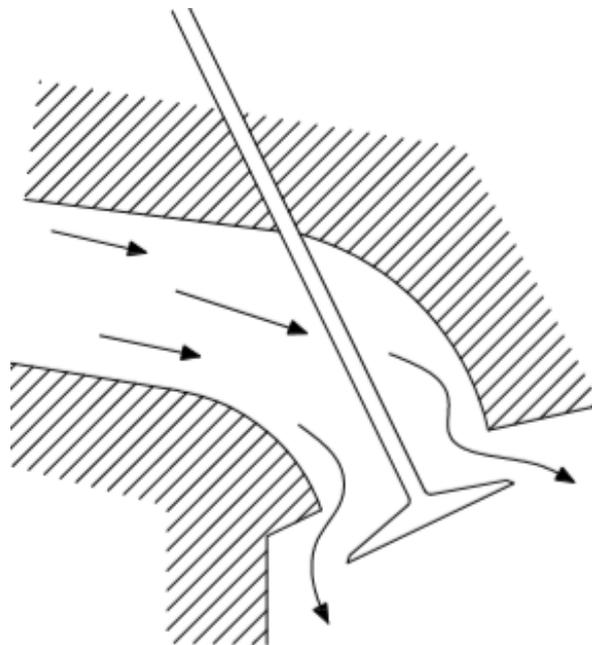


Figura 2.4.5: Esquema: entrada de gases al cilindro con la válvula abierta. (Fuente: Autor)

Al cerrarse la válvula de admisión, el aire se acumula en el final del runner lo que provoca que la energía cinética se convierta en presión localizada (ver figura 2.4.6).

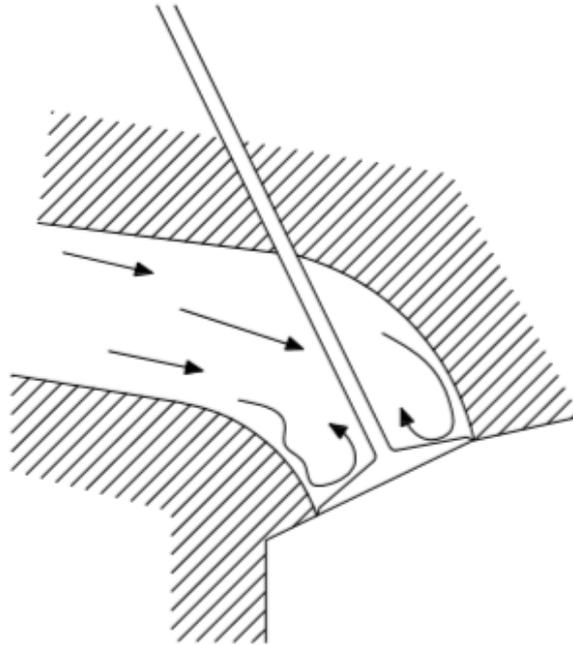


Figura 2.4.6: Esquema: acumulación del aire en la parte final del runner por el cierre de la válvula de admisión. (fuente: Autor)

Este aumento de presión empieza a propagarse en contra del flujo de aire a través del runner, generando ondas con un diferencial de presión entre el frente de la onda y el rastro que deja, es decir, el frente de la onda viajará con la presión local generada tras el cierre de válvula, y a medida que esta se mueva, dejará al aire con una presión inferior, incluso estando por debajo de la atmosférica (ver figura 2.4.7). Esto hace que momentáneamente sea contraproducente abrir la válvula de admisión, ya que, si la onda de presión se está alejando de la misma, se dificultará el flujo de gases hacia el interior del cilindro.

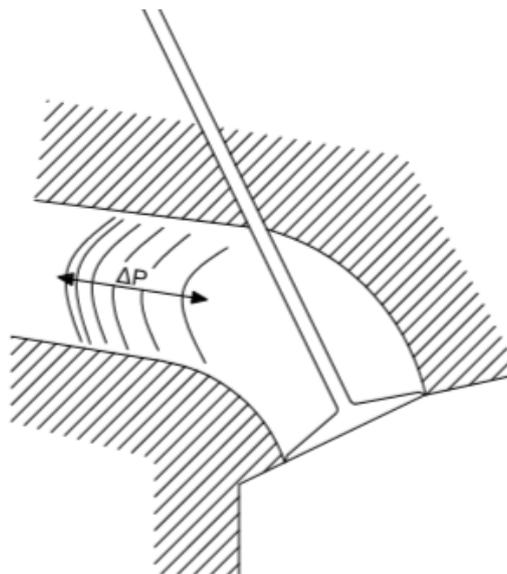


Figura 2.4.7: Esquema: propagación de la onda de presión posterior al cierre de la válvula. (Fuente: Autor)

Posterior al cierre de la válvula de admisión y de la creación de esta onda de presión, este frente empieza rápidamente a, por decirlo de alguna manera, rebotar de adelante hacia atrás en el runner, proceso que sucede un gran número de veces hasta que la onda pierde totalmente su energía.

Esta energía puede aprovecharse para mejorar el comportamiento del motor, cosa que se alcanza cuando el movimiento del frente de alta presión coincide con la apertura de la válvula de admisión, lo que ayuda a empujar más aire hacia adentro del cilindro.

Es por esto por lo que para el diseño de los runners no solo se debe considerar el régimen estacionario del flujo de aire, pues existen procesos transitorios de muy baja duración que afectan también el funcionamiento del motor y pueden ser aprovechados positivamente.

Para poder predecir el comportamiento del aire dentro de los runners, estos deben tener una sección lo más constante posible y preferiblemente tener forma de un cilindro recto.

La longitud de los runners también es un factor crucial, pues esta define el tiempo que tardan las ondas de presión recorrer el cilindro (ver figura 2.4.8). Este parámetro se puede estimar con la ecuación del resonador de Helmholtz aplicada a motores, que es la siguiente:

$$f = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{L \cdot V_0}} \quad [4]$$

En donde:

- f es la velocidad del motor en RPS
- a la velocidad del sonido, calculada como

$$a = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad [2]$$

- o Siendo γ la constante adiabática de los gases, tomando el valor de 1,4 para el caso del aire y aproximándose a 1,37 para mezclas de aire y combustible en sistemas de inyección indirecta.
- A es la sección transversal de los runners
- L es la longitud de los runners
- V_0 es el volumen del plénum
- Siendo V_c el volumen de la cámara de combustión

Despejando dicha ecuación, se obtiene que:

$$L = \frac{A}{V_0} \cdot \left[\frac{a}{f \cdot 2\pi} \right]^2$$

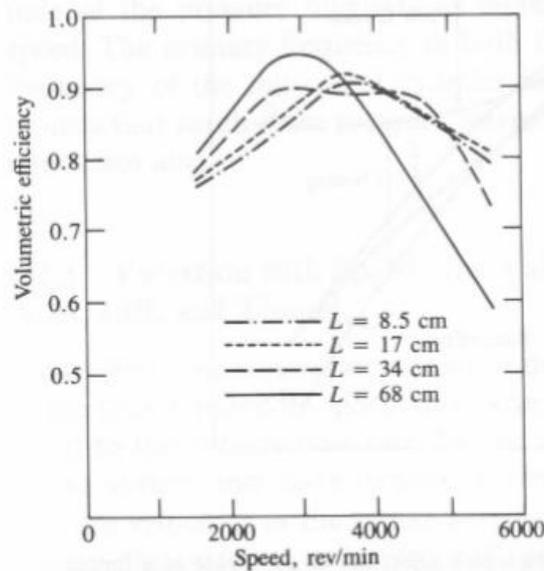


Figura 2.4.8: Efecto de la longitud de los runners en el rendimiento volumétrico. [5]

2.4.5 Flujo de aire en las válvulas de admisión

La geometría de las válvulas de admisión es otro de los factores que afecta al flujo de aire en el momento en que estas están en su periodo de apertura. Hay que tomar en cuenta que estas forman la mayor restricción al flujo de gases en todo el sistema de admisión, además de no ser constantes, puesto que el grado de resistencia que oponen depende del instante y distancia de levantamiento.

- **Diagramas de distribución**

Los diagramas de distribución permiten, de una manera intuitiva, observar el instante y duración del levantamiento de una válvula. En la figura 2.4.9 puede verse un ejemplo de un diagrama de distribución teórico y uno real.

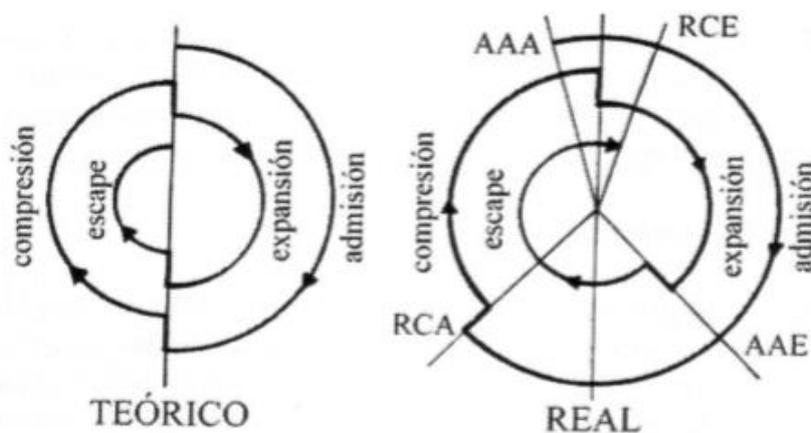


Figura 2.4.9: Diagrama de distribución teórico y real. [5]

Un diagrama de distribución toma como referencia el PMS en 0 grados sexagesimales, representado por la mitad superior de la línea vertical que pasa por el centro del diagrama.

Volviendo a la figura anterior, se puede ver que idealmente las válvulas de admisión y escape tendrían una apertura instantánea y ocurren justamente cuando el pistón está en el PMI o PMS.

En cambio, en la realidad pasa que en el proceso de admisión de aire, que ocurre entre el Avance de la Apertura de la Admisión (AAA) y el Retroceso del Cierre de la Admisión (RCA), la apertura de la válvula tiene lugar unos instantes antes de la apertura ideal y el RCA un momento después del cierre idóneo, lo que se hace para aprovechar la inercia del gas en el runner y aumentar el tiempo de llenado del cilindro, incluso después de haber llegado al PMI.

Esto mismo pasa con el proceso de escape, el Avance de Apertura de Escape (AAE) y el Retroceso de Cierre de Escape (RCE) ocurren unos momentos antes y después de sus análogos ideales, cosa que se hace con el objetivo de aumentar el tiempo de vaciado de gases y la rapidez con la que estos salen del cilindro aún después de haber llegado al PMS.

Esto causa que eventualmente exista un entrecruce de la apertura de ambas válvulas, que ocurre entre el AAA y el RCE. Usualmente, este entrecruce persiste durante unos 20 a 25 grados sexagesimales para motores convencionales, sin embargo, para motores de alto rendimiento y velocidad este solape puede extenderse hasta alrededor de los 35 grados. Se puede afirmar que el cruce de apertura de válvulas es una forma de cuantificar el grado de renovación de carga del motor, dado que mientras más extenso este sea, más tiempo habrá para que los gases de escape sean reemplazados por aire fresco, sobre todo a altas revoluciones.

- **Geometría de la válvula de admisión**

La válvula de admisión de aire es otra de las piezas del motor que ha pasado por un alto nivel de desarrollo, pues sus características geométricas afectan significativamente al flujo de aire alrededor de esta.

Los parámetros geométricos básicos de cualquier válvula de admisión son los vistos en a figura 2.4.10.

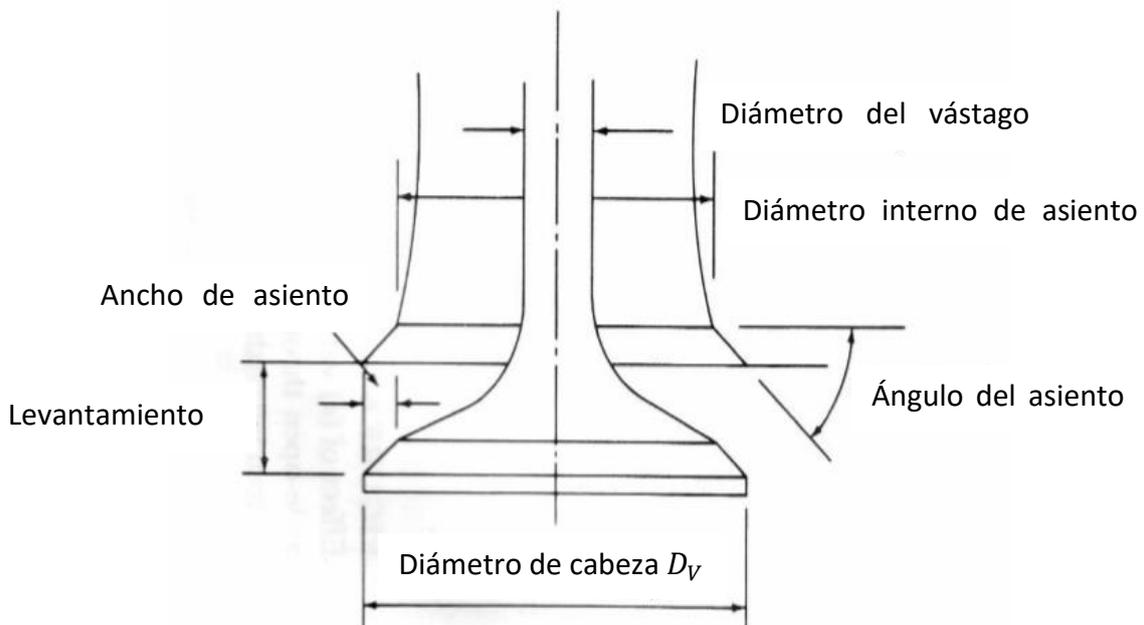


Figura 2.4.10: Parámetros geométricos de una válvula de admisión. [5]

Estos parámetros definen una sección de paso que depende del valor del levantamiento que está dividido en tres etapas [5], cada una con un comportamiento diferente.

- *Primera etapa*

En la primera etapa, La sección de paso se considera como la superficie exterior de un troncocono cuya generatriz es perpendicular al ángulo del asiento.

El intervalo de levantamiento que define a esta etapa es el siguiente:

$$0 < L_V < \frac{w}{\sin \beta \cdot \cos \beta}$$

En esta etapa, la sección mínima de paso A viene dada por la expresión:

$$A = \pi L_V \cos \beta \cdot \left(D_V - 2w + \frac{1}{2} L_V \sin 2\beta \right)$$

- *Segunda etapa*

A diferencia de la primera la primera etapa, la generatriz no es perpendicular al asiento de la válvula.

Para la segunda etapa el levantamiento de la válvula se encontrará en el siguiente rango:

$$\frac{w}{\sin \beta \cdot \cos \beta} < L_V < \sqrt{\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2}$$

Siendo D_p el diámetro interno del conducto de admisión.

La sección de paso de gases en esta etapa es la siguiente:

$$A = \pi D_m \sqrt{(L_V - w \tan \beta)^2 + w^2}$$

- *Tercera etapa*

La tercera etapa ocurre en torno al máximo levantamiento de la válvula incluido el mismo, en esta etapa, la sección de paso aumenta de tal manera que deja de considerarse como una forma troncocónica y se toma el valor de la sección de paso del mismo conducto de admisión.

En resumen, esta etapa ocurre con levantamientos superiores al máximo de la etapa anterior:

$$\sqrt{\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2} > L_V$$

Y la sección se calcula como:

$$A = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2)$$

En la figura 2.4.11 pueden verse el cambio de sección durante el levantamiento de la válvula. Cabe destacar que lo explicado también aplica para las válvulas de escape

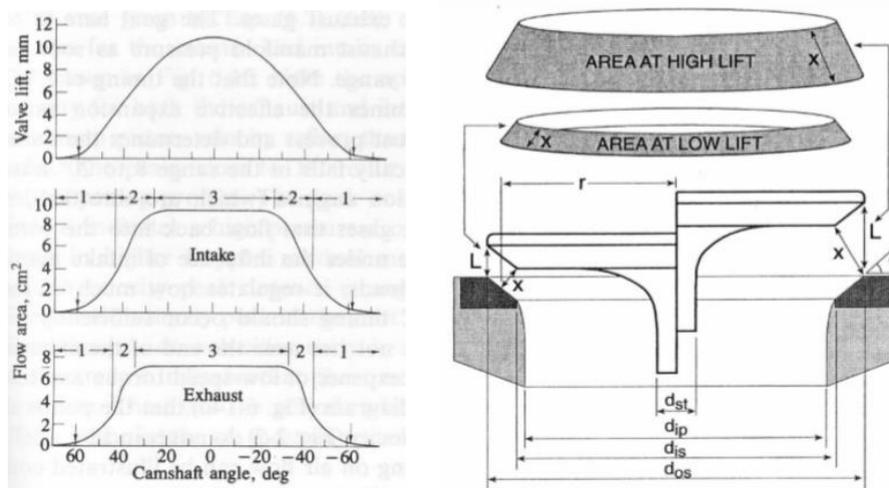


Figura 2.4.11: Sección de paso de gases en válvulas de admisión y escape dependiendo de su levantamiento. [5]

Como se dijo anteriormente, la sección de paso de la válvula afecta directamente al flujo de gases. Esto puede corroborarse si se analiza el coeficiente de descarga C_D , que indica la porción de sección por la que realmente está circulando el fluido. Como puede verse en la figura 2.4.12, dependiendo de la etapa de levantamiento, se tiene que el flujo pasa de ocupar prácticamente la totalidad de la sección de paso a ocupar una fracción de ella, lo que se debe a que mientras el levantamiento aumenta, el flujo másico también lo hace y con mayor velocidad, lo que causa el desprendimiento del flujo de las paredes del asiento.

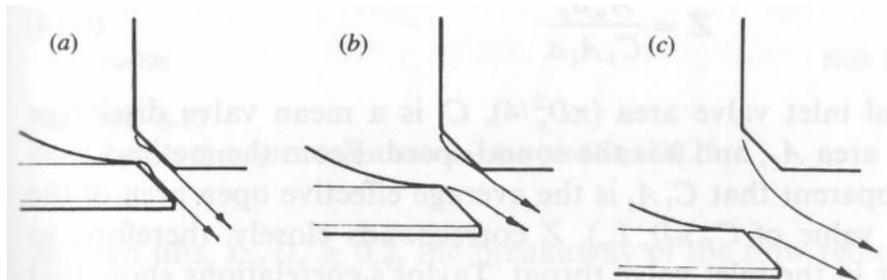


Figura 2.4.12: Representación del flujo de gases en la válvula de admisión dependiendo de su levantamiento. [5]

El coeficiente de descarga se calcula como la relación que existe entre la sección real, llamada área efectiva A_E , y la sección de referencia A_R .

$$C_D = \frac{A_E}{A_R}$$

A_R puede calcularse de varias maneras, incluyendo el uso de las secciones mínimas mostradas anteriormente, pero por lo general se toma el área de cortina A_C por la mayor sencillez de uso, ya que esta se calcula como la superficie lateral de un cilindro alrededor de la válvula. [5]

$$A_C = \pi D_V L_V$$

Gráficamente representado, el coeficiente de descarga de comporta como se ve en la figura 2.4.13, en ella, puede verse como este parámetro es afectado por el cambio de etapa. Durante la primera etapa de levantamiento, dado al creciente flujo de aire, aumenta la sección efectiva, y con ella, el coeficiente de descarga. En el cambio de la primera etapa a la segunda, puede verse como el coeficiente decae rápidamente debido al desprendimiento de la capa de aire, sin embargo, en esta etapa el levantamiento no es lo suficientemente alto como para producir el desprendimiento total, cosa que eventualmente ocurre en la tercera etapa, cuando a pesar de estar válvula completamente abierta, el coeficiente de descarga decrece rápidamente.

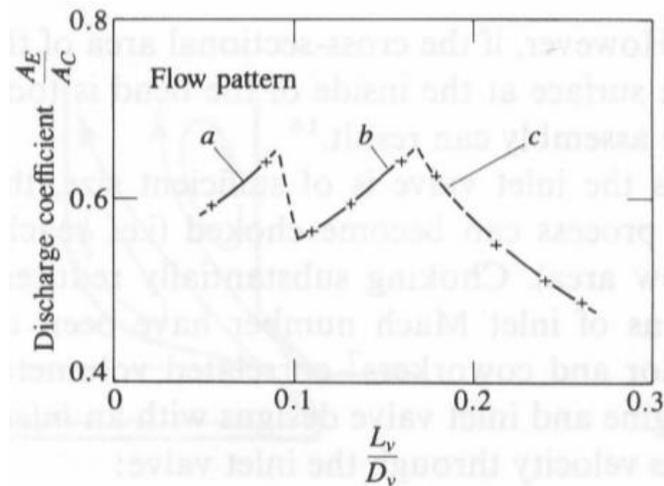


Figura 2.4.13: Comportamiento del Coeficiente de descarga en función del levantamiento relativo de la válvula de admisión. [5]

Este coeficiente de descarga también puede ser calculado de manera instantánea para un ángulo α del cigüeñal, en cuyo caso, la relación es entre el flujo másico real \dot{m}_α y el máximo teórico \dot{m}_t .

$$C_{D\alpha} = \frac{\dot{m}_\alpha}{\dot{m}_t} = \frac{\dot{m}_\alpha}{A_v c \rho_r}$$

Siendo:

- A_v la sección de paso instantánea de la válvula.
- c la velocidad instantánea del flujo alrededor de la válvula.
- ρ_r la densidad del aire en condiciones de referencia, usualmente siendo las atmosféricas.

Que este sea el comportamiento del coeficiente de descarga no es sinónimo de que un mayor levantamiento de válvula sea perjudicial, pues, aunque exista un decaimiento de la sección efectiva, el mayor grado de levantamiento también implica una menor resistencia al paso del flujo, que se relaciona directamente con un mejor llenado del cilindro. Un ejemplo de este comportamiento puede verse en la figura 2.4.14.

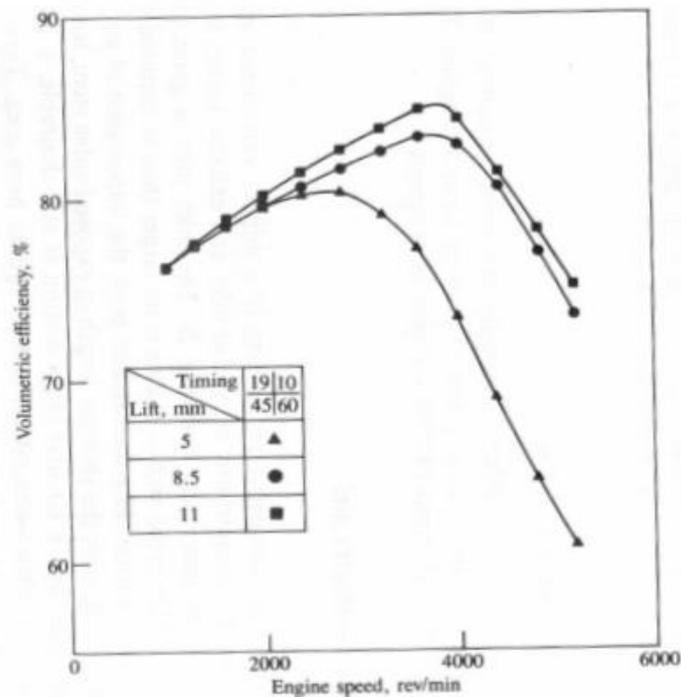


Figura 2.4.14: Efecto del levantamiento máximo de la válvula de admisión sobre el rendimiento volumétrico. [5]

Cabe destacar que de igual manera que el levantamiento afecta al flujo de aire a través de la válvula de admisión, también tiene consecuencias mecánicas. A mayores levantamientos, es verdad que el rendimiento volumétrico mejora, por ende, el comportamiento térmico del motor, sin embargo, esto implica mayores velocidades de desplazamiento de las válvulas, lo que trae eventualmente un mayor desgaste en el asiento de estas y mayores esfuerzos mecánicos en el vástago.

- **Número de Mach**

El número de mach relaciona la velocidad del fluido con respecto a la velocidad de propagación del sonido para unas condiciones dadas, es por esto por lo que este número está relacionado de manera directa con las pérdidas que sufre el flujo de aire por fricción, recordando que estas aumentan junto a la velocidad. Dicho esto, el cálculo tradicional de este parámetro es:

$$M = \frac{c}{a} \quad [2]$$

Siendo:

- c la velocidad del fluido.
- a la velocidad de propagación del sonido.

La velocidad de propagación del sonido se puede calcular como:

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad [2]$$

Siendo

- γ el coeficiente adiabático del gas.
- R la constante de gases ideales.
- T la temperatura.

Usualmente, el valor de a esta alrededor de los 343 m/s

En admisiones de aire para MCI, el número de mach se calcula en la válvula dado que este es el elemento más restrictivo, sin embargo, repercute a lo largo de todo el sistema aguas arribas.

Al igual que el coeficiente de descarga instantáneo, este número varía con respecto al levantamiento de la válvula. Sin embargo, esto no es representativo del comportamiento del sistema de admisión. Para ello, Futanabi y Watanabe propusieron en 1982 una nueva forma de calcular el número de Mach medio en la válvula [6], siendo esta la siguiente:

$$\bar{M}_V = \left(\frac{D}{D_V}\right)^2 \cdot \frac{c_m}{\bar{C}_D a} \cdot \frac{\pi}{\alpha_2 - \alpha_1} \cdot \eta_v$$

Siendo:

- D el diámetro del cilindro.
- D_V el diámetro de la válvula.
- c_m la velocidad media del pistón.
- $\alpha_2 - \alpha_1$ el ángulo de apertura de válvula de admisión.
- \bar{C}_D el coeficiente de descarga medio.
- η_v el rendimiento volumétrico.

Los resultados de los experimentos realizados por Futanabi y Watanabe con el número de Mach medio demostraron que cuando este tomaba valores de 0,5 o superiores el rendimiento volumétrico decrecía de manera abrupta, como puede verse en la figura 2.4.15. La explicación es que en números de Mach mayores de 0,5 la presión dentro del cilindro supera la presión crítica del flujo, lo que dificulta significativamente que el gas siga introduciéndose en el cilindro, por ende, bajando el rendimiento volumétrico del motor.

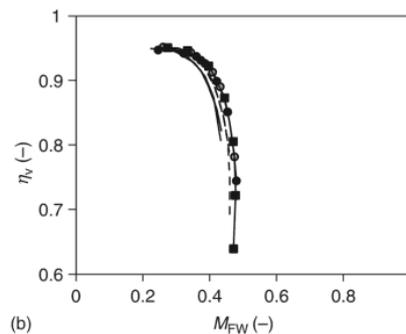


Figura 2.4.15: Rendimiento volumétrico en función del número de mach medio. [4]

La presión crítica es aquella a partir de la cual el gasto másico no aumenta a pesar de incrementar la diferencia de presiones entre los extremos de un conducto. Esta presión puede calcularse como:

$$\frac{P_c}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad [2]$$

Siendo:

- P_c la presión crítica.
- P_0 la presión en las condiciones de referencia o de remanso.

Además de esta conclusión, se observó que para puntos RCA más tempranos ($\alpha_2 - \alpha_1$ más pequeños) el rendimiento volumétrico también disminuye, aunque el número de Mach sea inferior a 0,5 y la sección efectiva sea lo suficientemente amplia.

Por otro lado, cabe destacar la utilidad que Futanabi y Watanabe encontraron para el valor del número de Mach medio, ya que hace posible el dimensionado de la válvula de admisión.

Dicho esto, es posible calcular el flujo de aire a través de la válvula de admisión para casos en los que el número de Mach sea menor o mayor de 0,5. Estas expresiones son las siguientes:

Cuando el número de mach es inferior a 0,5:

$$\dot{m} = \frac{A_E P_0 \sqrt{\gamma}}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]} \quad [5]$$

Cuando el número de mach es superior a 0,5:

$$\dot{m} = \frac{A_E P_0 \sqrt{\gamma}}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad [5]$$

- **Inercia de los gases y levantamiento de la válvula de admisión**

Previo al RCA, los gases que entran al cilindro tienen una cierta inercia que aumenta con la velocidad del motor, esto hace que una vez pasado el PMI los gases sigan entrando al cilindro, aunque este se encuentre en la carrera de compresión. Sin embargo, si se retrasa mucho el cierre de la válvula de admisión se verá perjudicada la compresión dado que el gas empezará a salir del cilindro.

Esto hace que el retraso o avance del RCA sea óptimo solamente para un pequeño rango específico de revoluciones, y generalmente, se optimiza para altas revoluciones del motor, cosa que se ha podido solucionar para varios motores de hoy en día con la aplicación de los sistemas VVT-i y/o VANOS anteriormente mencionados.

En las gráficas de la figura 2.4.13 puede verse un ejemplo del comportamiento del rendimiento volumétrico ante diferentes RCA.

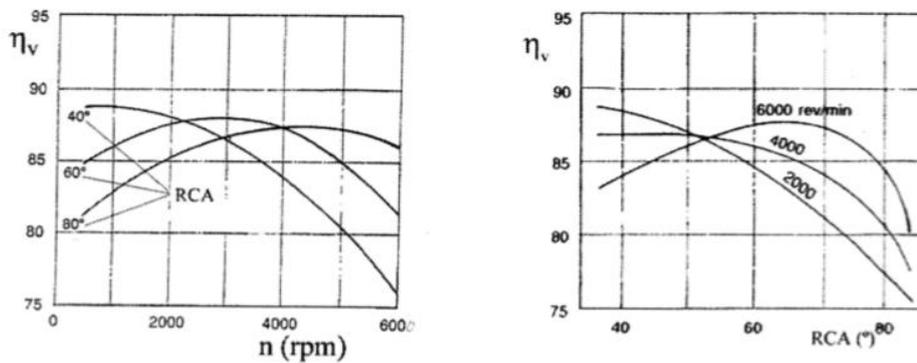


Figura 2.4.16: Efecto del ángulo de RCA en el rendimiento volumétrico. [5]

2.5 Parámetros característicos de un motor MEP

2.5.1 Parámetros geométricos del cilindro

La geometría del cilindro, la carrera del pistón y los volúmenes que estos atrapan juegan un papel importante en definir las salidas u outputs de un motor y que lo definen y distinguen de otros, a estos se les llama parámetros característicos del motor.

En la figura 2.5.1 pueden verse los principales parámetros de la geometría de los cilindros.

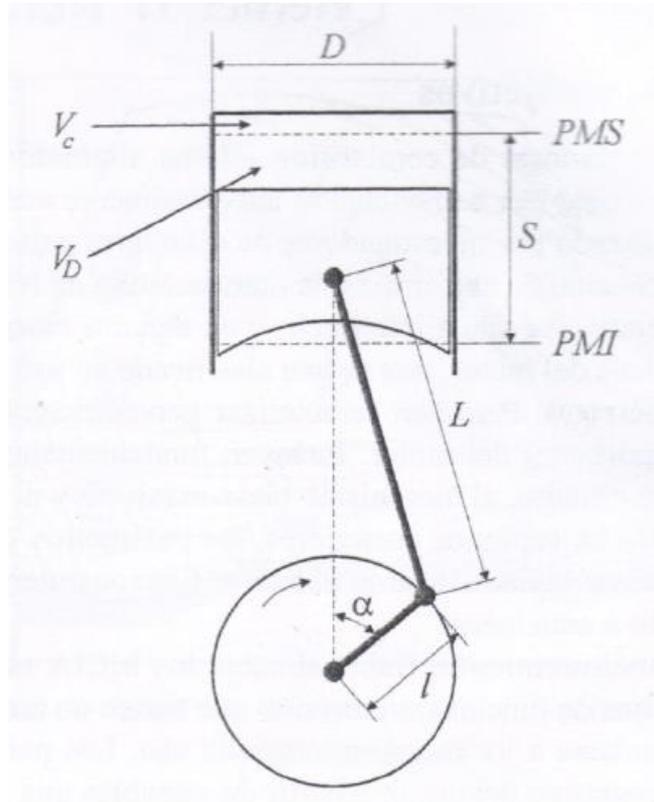


Figura 2.5.1: Geometría básica del cilindro de un motor. (Fuente: <https://vdocuments.mx/parametros-geometricos-de-los-motores-de-combustion-interna-paper.html>)

Siendo:

- V_C el volumen de cámara de combustión.
- V_D el volumen barrido por el pistón.

El diámetro D y carrera S son parámetros que pueden obtenerse directamente de la medición in situ del motor, además de ser muchas veces aportados como información por el mismo fabricante. Otro parámetro que puede obtenerse por medición es V_C , usualmente se hace rellenando de líquido la cavidad y midiendo con instrumentos graduados el volumen de este.

A partir de estos, existen una serie parámetros derivados, estos son los siguientes:

- **Área del pistón/cilindro**

Comúnmente los pistones son circulares, por lo que su área transversal queda definida como:

$$A_p = \frac{\pi}{4} D^2$$

- **Cilindrada unitaria**

La cilindrada unitaria hace referencia al volumen barrido por un solo pistón durante una carrera de avance o retroceso.

Para pistones circulares, esta se calcula como:

$$V_D = \frac{\pi}{4} D^2 S$$

- **Cilindrada total**

Es el volumen que barren todos los cilindros del motor en una carrera, en esencia, es el volumen unitario repetido Z veces, siendo Z el número de cilindros del motor

$$V_T = V_D Z = \frac{\pi}{4} D^2 S Z$$

Usualmente este se calcula en cm^3 o litros, y es el parámetro geométrico que más influye en los outputs del motor.

- **Relación carrera/diámetro**

Permite englobar ciertas características de un motor. Este se calcula como:

$$CD = \frac{S}{D}$$

También puede usarse el valor inverso.

La clasificación que discrimina este parámetro es la siguiente (ver figura 2.5.2):

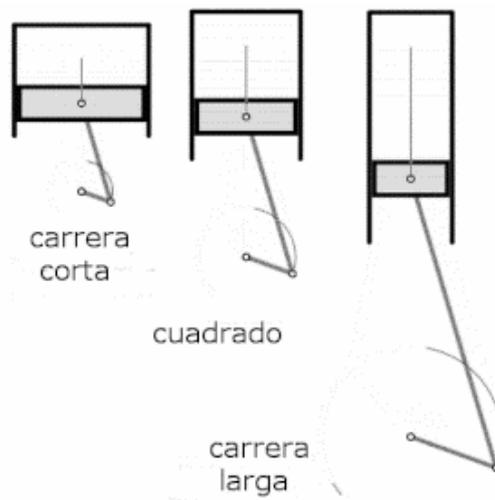


Figura 2.5.2: Representación esquemática de cilindros con diferentes relaciones S/D . (Fuente: https://es.wikipedia.org/wiki/Relaci%C3%B3n_di%C3%A1metro/carrera)

- Motores con $CD = 1$ se les conoce como motores cuadrados, no muy comunes.
- Para $CD < 1$ los motores se reconocen como supercuadrados o de carrera corta, usualmente utilizados para fines deportivos, en motores de altas revoluciones y/o motores gasolina.

- Para $CD > 1$ los motores se conocen como subcuadrados o de carrera larga, generalmente usados como motores diésel comunes dada la mayor compresión y menor desgaste.

- **Relación de compresión**

La relación de compresión en un motor indica la diferencia proporcional entre el volumen de la cámara de combustión y el volumen total ocupado por el cilindro.

$$RC = \frac{V_{total}}{V_C}$$

Se puede calcular el volumen total como:

$$V_{total} = V_C + V_T$$

Por lo que la expresión se queda:

$$RC = \frac{V_C + V_T}{V_C}$$

En motores de gasolina, RC suele estar entre 7:1 y 13.1, en cambio, en motores diésel entre 14:1 y 24:1. Esta diferencia se debe a que los motores diésel necesitan elevar la temperatura lo suficiente para provocar la autoignición del combustible.

De la ecuación de RC, puede despejarse V_C para poder calcular su volumen en caso de no conocerse. Dicho despeje queda como:

$$V_C = \frac{V_T}{RC - 1}$$

- **Distancia de Squish**

El squish es la distancia sobrante que existe entre la cabeza del cilindro y la superficie del pistón una vez este se encuentre en el PMS. Si se considera que la cámara de combustión es totalmente cilíndrica, el squish puede calcularse como:

$$d = \frac{4V_C}{\pi D^2}$$

- **Velocidad media del pistón**

Aunque no sea un parámetro estrictamente geométrico, son estos los que permiten calcularlo.

$$C_m = 2 S f$$

Siendo f la velocidad de giro del motor en unidades de revoluciones/tiempo

2.5.2 Dosado

El dosado mide la proporción de aire y combustible que se encuentra en la mezcla dentro del cilindro. Este puede cuantificarse de dos maneras, una absoluta y un relativa.

- **Dosado absoluto**

Este hace referencia a la proporción real de combustible y aire en la mezcla, es decir, por X cantidad de combustible que se introduce al cilindro, otra cantidad $F \cdot X$ de aire también lo hace. Por lo tanto, este se define como:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{m_{ff}}{m_{aa}}$$

Siendo \dot{m}_a y \dot{m}_f los flujos máscicos de aire y combustible respectivamente o m_{aa} y m_{ff} las masas de aire y combustible dentro del cilindro

- **Dosado relativo**

El dosado relativo compara al dosado absoluto con el dosado estequiométrico, es decir, indica que tan por encima o por debajo se encuentra la mezcla de la ideal, a lo que se le da el nombre de una mezcla rica o pobre.

El dosado relativo se calcula como:

$$F_r = \frac{F}{F_e}$$

Y se clasifica de la siguiente manera [7]:

- Si $F_r = 1$ se dice que la mezcla es estequiométrica.
- Si $F_r > 1$ se llama a la mezcla rica, esto indica que hay un exceso de combustible.
- Si $F_r < 1$ se dice que la mezcla es pobre, lo que significa un exceso de aire.

Usualmente, en motores MEP actuales con catalizadores en el escape se utilizan dosados relativos de 1 o muy cercanos. En los casos de inyección directa se suele usar pobre, de esta manera se asegura la reacción de todo el combustible, a excepción del funcionamiento del motor a ralentí y en aceleraciones, donde se usan dosados ligeramente ricos.

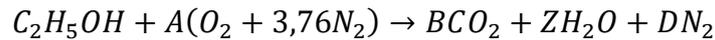
En el caso de los motores MEC (diésel) se usan dosados pobres, generalmente entre 0,04 y 0,7.

- **Dosado estequiométrico**

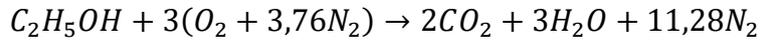
Este indica la proporción aire/combustible en la que, teóricamente, toda la mezcla reacciona en la combustión. Esta depende fundamentalmente del combustible que se use y la composición del aire para unas condiciones determinadas, aunque usualmente se supone que este último está compuesto por un 20% de oxígeno y un 80% de nitrógeno.

El dosado estequiométrico nace del cálculo de las masas molares a partir de las ecuaciones químicas del proceso de combustión.

Como se dijo anteriormente, el prototipo del equipo IDF Eco-Marathon utilizará etanol en pista, por lo que su reacción de combustión con el aire queda como:



Siendo A, B, Z y D los moles de cada sustancia en la reacción, que se pueden encontrar equilibrando la reacción, que queda como:



De aquí, se puede calcular el dosado estequiométrico con los pesos molares de cada elemento de la parte de los reactivos de la ecuación.

$$F_e = \frac{m_{ff}}{m_{aa}} = \frac{2 \cdot 12,011 + 6 \cdot 1,008 + 15,999 \cdot 3}{(2 \cdot 15,999 + 3,76 \cdot 2 \cdot 14,007)} = 0,1118 \approx \frac{1}{9}$$

Usualmente, este último valor ($F_e \approx \frac{1}{9}$) es el que se usa técnicamente para la combustión con etanol.

2.5.3 Rendimiento térmico teórico

En ciclos ideales, el rendimiento térmico teórico indica la cantidad calor que realmente se transforma en trabajo útil. Este parámetro realmente no es representativo del grado de eficiencia real de un motor, como se explicó anteriormente, idealmente un motor diésel debería ser menos eficiente que uno de ciclo otto, sin embargo, la realidad muestra lo contrario. Aun así, este parámetro ayuda a analizar en cierta manera el comportamiento del motor.

El rendimiento térmico en un ciclo otto se calcula como (ver figura 2.5.3):

$$\eta_T = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad [8]$$

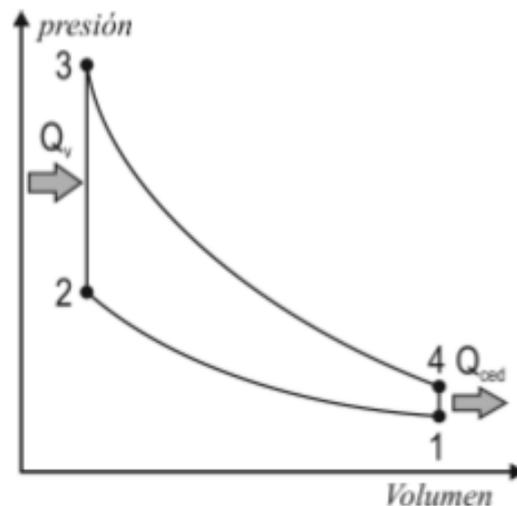


Figura 2.5.3: Estados termodinámicos del ciclo otto. [1]

Aplicando las transformaciones adiabáticas, y la definición de relación de compresión, se puede llegar a la expresión:

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{RC^{\gamma-1}} \quad [1]$$

De esta expresión se pueden concluir que para el aire ($\gamma = 1,4$) el aumento de la relación de compresión trae consigo un aumento del rendimiento térmico del motor

2.5.4 Parámetros indicados y efectivos

- **Parámetros indicados**

Los parámetros indicados de un motor son aquellos que se producen en los cilindros del motor y que no son los realmente aprovechables. Estos parten de los cálculos que se realizan desde el diagrama indicador, el cual muestra el ciclo termodinámico real del motor. Un ejemplo de uno de estos diagramas es el de la figura 2.5.4.

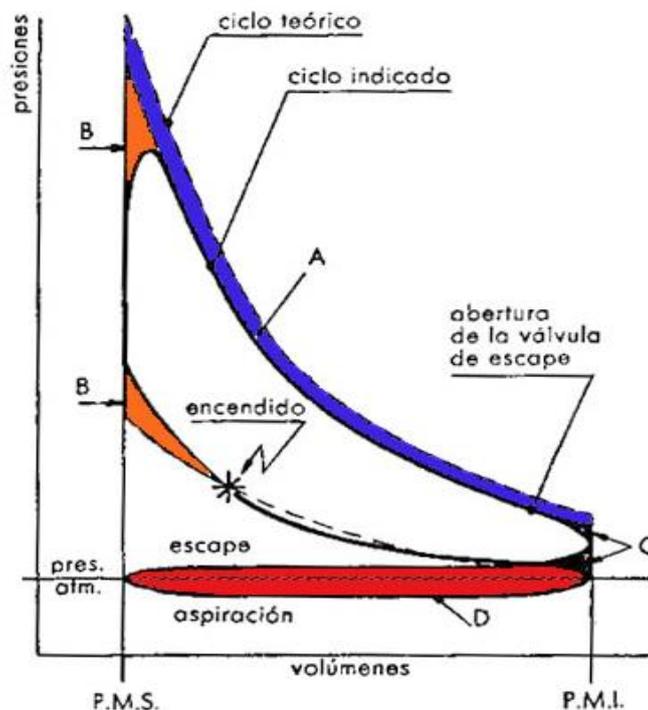


Figura 2.5.4: Diagrama indicador real y pérdidas con respecto al ciclo otto. (Fuente: <https://sites.google.com/site/motoresysistemasdealimentacion/ciclo-otto-real>)

El diagrama indicador real, a pesar de ser parecido, nunca será igual a los ciclos ideales, esto se debe a las imposibilidades que trae la realidad ante la idoneidad del ciclo, provocando pérdidas de tipo:

- Temporales, debido a la incapacidad de realizar un aporte de calor, escape y admisión instantáneos.
- Térmicas, que vienen gracias a la incapacidad de realizar procesos totalmente adiabáticos (sin pérdidas de calor al exterior).
- De bombeo, por el trabajo que tiene que aportar el mismo motor para hacer circular aire a través de su interior.

Se puede establecer que existe un rendimiento global entre el ciclo teórico y el real, a este se llama rendimiento indicado o interno, que básicamente muestra la cantidad de energía térmica liberada en la combustión que realmente se está aprovechando en el cilindro. Este puede calcularse como:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f H_c} \quad [9]$$

Siendo

- N_i la potencia indicada
- H_c el poder calorífico del combustible

- **Parámetros efectivos**

Los parámetros efectivos son aquellos que realmente se obtienen en el eje del motor una vez la energía ya pasa las pérdidas mecánicas propias del motor, en pocas palabras, son los que tienen verdadera utilidad.

El cálculo de estos se efectúa matemáticamente de la misma manera que los indicados, pero tomando los valores efectivos, un ejemplo es el siguiente:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f H_c} \quad [9]$$

Hay que considerar que el rendimiento efectivo relaciona directamente las pérdidas desde el poder calorífico del combustible hasta el cigüeñal, lo que incluye que dentro de este se encuentran las pérdidas descritas para los parámetros indicados, por lo que lo único que puede separar a ambos son las pérdidas o rendimiento mecánicos. En resumen, el rendimiento efectivo también puede calcularse como:

$$\eta_e = \eta_{pm} \eta_i$$

Despejando η_m , se puede encontrar una familia de relaciones entre los parámetros indicados y efectivos.

$$\eta_{pm} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{M_e}{M_i} = \frac{W_e}{W_i}$$

Donde:

- P_m es la presión media.
- N es la potencia.
- M es el par motor.
- W es el trabajo del ciclo.

También, cada parámetro efectivo podrá calcularse si se le resta su equivalente de pérdidas mecánicas:

$$X_e = X_i - X_{pm} \quad [1]$$

Siendo X el parámetro que se desee calcular.

2.5.5 Rendimiento volumétrico

La mejora de este parámetro es el propósito principal del diseño del sistema de admisión de aire de un motor. Este mide el grado de llenado de los cilindros con respecto a unas condiciones de referencia.

El cálculo general de este parámetro para un solo cilindro del motor es el siguiente:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a-ref}} \quad [1]$$

Siendo \dot{m}_{a-ref} el flujo de aire en las condiciones de referencia.

Dado que el pistón barre un volumen V_D por cada vuelta de cigüeñal, si este se multiplica por la densidad se obtendrá la masa de aire movida, y como la apertura de válvulas ocurre cada 2 vueltas de cigüeñal, se divide dicha masa de aire en condiciones de referencia entre 2 para obtener el flujo másico. Por lo tanto:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{V_D \rho_{a-ref} \frac{f}{2}}$$

De aquí se puede deducir que, si las condiciones de referencia son las atmosféricas, el rendimiento volumétrico siempre será menor a la unidad, esto se debe por la depresión que se genera dentro del cilindro para la succión de aire, cosa que disminuye la densidad de este, por tanto, empeorando el llenado. En sistemas sobrealimentados se tiene una presión superior a la atmosférica en la admisión del cilindro, lo que provoca rendimientos volumétricos superiores a la unidad.

Cabe destacar que este cálculo realizado no toma en cuenta los efectos de la humedad atmosférica ni la cantidad de combustible en la mezcla. De la ecuación de los gases ideales se puede desarrollar que el rendimiento volumétrico, incorporando tales elementos es:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}_a}{V_D \rho_{a-ref} \frac{f}{2}} \cdot \frac{\frac{1}{29} + \frac{h}{18} + \frac{F}{n_f}}{\frac{1}{29}} \quad [3]$$

Siendo:

- 29 g/mol el peso molecular medio del aire
- 18 g/mol el peso molecular del agua
- h la fracción absoluta de humedad atmosférica, usualmente inferior a 0,02
- n_f el peso molecular del combustible

Esta expresión demuestra que aumenta ligeramente el rendimiento volumétrico cuando se toma en cuenta la humedad y el combustible, esto se debe a que evidentemente se está introduciendo mayor cantidad de masa al cilindro, aunque no hay que olvidar que el fluido principal de trabajo es el aire.

El rendimiento volumétrico representado gráficamente puede verse con una forma de parábola invertida, esto se debe a los diversos efectos no estáticos que lo afectan (figura 2.5.5).

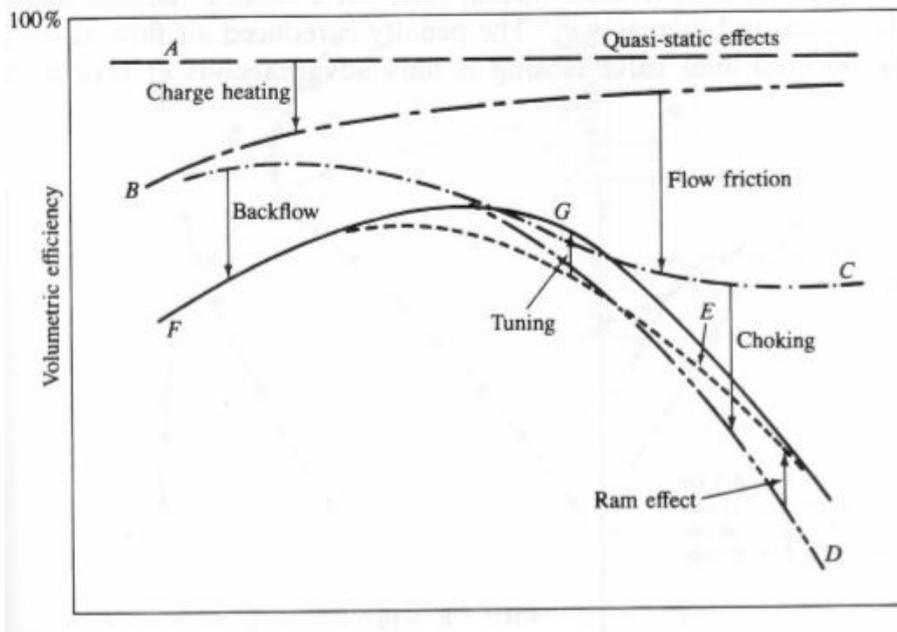


Figura 2.5.5: Representación del rendimiento volumétrico en función de la velocidad media del pistón. [5]

Como puede verse en la figura anterior, la curva A muestra la linealidad de un proceso ideal de renovación de carga, en ésta, el llenado se realiza de manera cuasi estática y lineal, por lo que, al aumentar la velocidad del pistón, también aumenta proporcionalmente el gasto másico, y según la ecuación del cálculo de η_V , el rendimiento volumétrico permanecería constante.

La curva B se debe a las transferencias de calor que hay en la admisión y cilindro. Luego de esto, las pérdidas por fricción entre el gas y las paredes del sistema hace que la curva B caiga a la C acentuándose en altas velocidades, que eventualmente cae hasta la curva D en altos regímenes de giro cuando el número de Mach medio supera el valor de 0,5, en cambio, en bajos regímenes se sufre de contraflujo a través del sistema de admisión, por lo que la misma curva C se transforma en la F. Por último, el aprovechamiento de la inercia de los gases y de las ondas de presión hacen que la curva D mejore hasta la E y posteriormente a la G respectivamente.

2.5.6 Presión media

Como su nombre indica, esta es el promedio de la presión ejercida al pistón durante el ciclo termodinámico.

La presión media indicada es aquella que verdaderamente se produce dentro del cilindro. Esta puede ser calculada a partir del diagrama indicador, lo que se haría al encontrar el área total que encierra la curva y transformarla en un rectángulo, tal como puede verse en la figura 2.5.6.

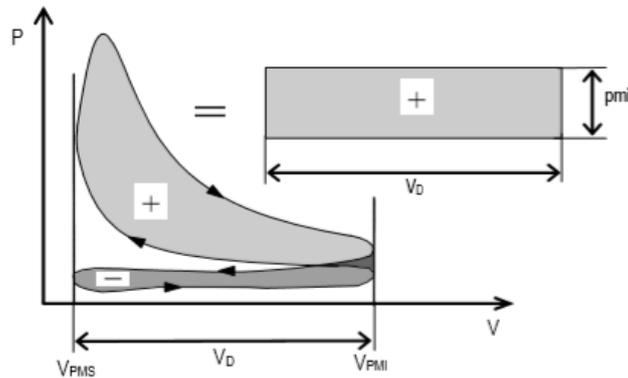


Figura 2.5.6: Representación del cálculo de la presión media indicada. [9]

El área de esta curva es el trabajo indicado W_i , por lo que el cálculo de la presión media indicada es:

$$P_{mi} = \frac{W_i}{V_D}$$

En cuanto a la presión media efectiva, se puede decir que esta sería aquella que se aplicaría al pistón en caso de no existir pérdidas mecánicas y seguir obteniendo el mismo trabajo que el indicado. Se puede calcular de las siguientes maneras:

$$P_{me} = \frac{W_e}{V_D}$$

Si se tiene que en motores 4T:

$$N_e = \frac{W_e f}{2}$$

Entonces:

$$P_{me} = \frac{2 N_e}{f V_D}$$

Aplicando las relaciones de pérdidas mecánicas, P_{me} se puede calcular como:

$$P_{me} = P_{mi} - P_{m_{pm}}$$

$$P_{me} = P_{mi} \eta_{pm}$$

2.5.7 Potencia

La potencia del motor se define como la cantidad de energía que este puede producir en un cierto intervalo de tiempo y de manera continua.

A partir de diagrama indicador y la velocidad, la potencia indicada para un motor 4T se calcula como:

$$N_i = \frac{f W_i}{2}$$

Desde el par motor que se obtiene en el eje y la velocidad del motor en rpm, se puede calcular la potencia efectiva:

$$N_e = M_e f 2\pi$$

Con la expresión del rendimiento efectivo, también puede calcularse la potencia efectiva como:

$$N_e = \dot{m}_f H_c \eta_e$$

Con esta ecuación y conociendo ya las definiciones de dosado, rendimiento volumétrico y flujo másico de referencia, puede obtenerse una expresión en donde se ve con más detalle como diversos parámetros afectan a la potencia, destacando el papel que juega el rendimiento volumétrico:

$$N_e = \frac{\eta_v \eta_e F_r F_e \rho_{a-ref} V_T f H_c}{2} \quad [1]$$

2.5.8 Par motor

El par motor es una medida de la fuerza rotativa que aporta el eje del motor.

Usualmente, el par motor en motores 4T se obtiene directamente por medición en el eje del motor, pero puede calcularse de la siguiente manera, cosa que es útil para analizar los parámetros que lo afectan.

$$M_x = \frac{Pm_x V_T}{4\pi}$$

La x significa que esto aplica tanto al par motor efectivo como al indicado.

De la expresión de la potencia efectiva, se puede despejar el par:

$$M_e = \frac{N_e}{f 2\pi}$$

De esta, se puede obtener la siguiente ecuación que permite analizar el efecto más detalladamente de cada parámetro sobre el par.

$$M_e = \frac{\eta_v \eta_e F_r F_e \rho_{a-ref} V_T f H_c}{4\pi} \quad [1]$$

2.5.9 Consumo específico

Este hace referencia a la cantidad de combustible que requiere el motor para producir una cierta cantidad de energía, esta definición traducida matemáticamente es la siguiente.

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e}$$

Y dado que:

$$N_e = \dot{m}_f H_c \eta_e$$

También puede calcularse el consumo específico como:

$$g_{ef} = \frac{1}{H_c \eta_e} \quad [1]$$

2.5.10 Curvas características

Estas son un conjunto de graficas que representan el comportamiento de los parámetros vistos anteriormente en función de la velocidad de giro del motor. Se puede decir que son de gran utilidad para definir o encontrar los rangos óptimos de operación de un MCIA.

Las gráficas generalmente tienen el aspecto de las curvas vistas en la figura 2.5.7. Usualmente se muestran los parámetros más llamativos y conocidos del motor, estos son el consumo, potencia y par.

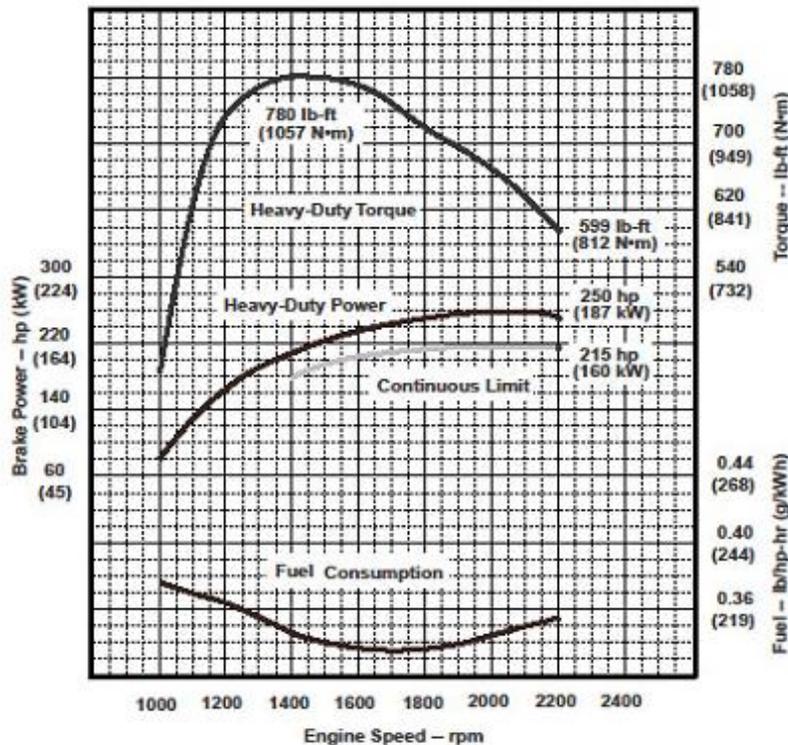


Figura 2.5.7: Curvas características de potencia, par y consumo de un motor John Deere 8.1L PowerTech. (Fuente: <https://www.offshore-ocs.com/shop/pre-commissioning-equipment/diesel-driven-high-pressure-pump-series-2-high-performance/>)

Del cálculo del par y de la presión media específica puede deducirse que estos son directamente proporcionales, razón por la cual las curvas de estos dos parámetros son prácticamente idénticas.

En cuanto al rendimiento del motor, matemáticamente este es inversamente proporcional al consumo específico, por lo que también lo es su curva.

Cabe destacar que las curvas características usualmente se extraen cuando al motor se le aplica el máximo grado de carga, en cuyo caso este producirá los valores extremos de cada parámetro; en caso del par y potencia, se obtendrán sus valores máximos, en el caso del consumo, su valor mínimo. En la figura 2.5.8 se representa el efecto del grado de carga en las curvas características del motor.

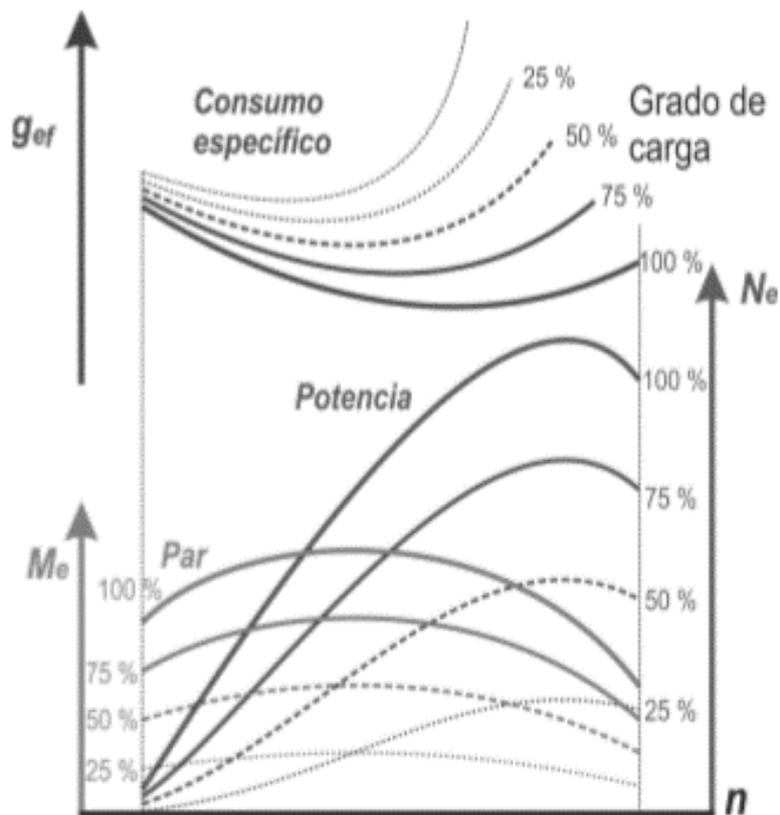


Figura 2.5.8: Efecto del grado de carga en las curvas características del motor.

[1]

2.6 Herramientas virtuales para la simulación de motores

Estos son programas informáticos que ayudan a la simulación y experimentación con el sistema del motor con ayuda del poder de cálculo de un ordenador.

Hay que pensar que todos los cálculos vistos anteriormente darán valores diferentes dependiendo de la modificación que se realice a un motor, ya sea en geometría, combustible o condiciones de funcionamiento. Esto hace que el diseño de cualquier sistema o pieza de un motor sea extremadamente complejo y laborioso si se piensa hacer de forma manual, además de ser esto una fuente de mayor probabilidad de errores debidos a la naturaleza humana. Las herramientas virtuales de simulación de motores, en cambio, permiten realizar todos estos cálculos de manera rápida y eliminando casi por completo el factor humano, siendo casi exclusivamente las tareas esenciales de este último el input de datos y análisis de resultados.

En el caso de ese trabajo, se utilizarán dos herramientas informáticas para el diseño del sistema, la principal será el programa Ricardo Wave en su versión 2019.1, que permite la realización de dichos cálculos de una manera interactiva y rápida, siendo posible modificar cualquier aspecto del sistema motor y experimentar con este.

La segunda herramienta será el Software de diseño CAD 3D y simulación por elementos finitos NX12, cuya función será únicamente la del diseño y ensamblaje del conjunto de piezas de la admisión.

3 Objetivos del trabajo

El objetivo principal de la investigación será el de diseñar un conducto de admisión de aire para el motor del prototipo del equipo IDF Eco-Marathon tomando en cuenta los criterios explicados en la fundamentación teórica. Todo esto últimamente para mejorar el estado actual del motor del vehículo y comparándolo con las posibles soluciones que se planteen para seleccionar aquella que mejor resultados aporte.

4 Modelado del Sistema en Wave 2019.1

4.1 Modelo del sistema actual

El sistema motor actual del vehículo servirá para obtener datos de referencia con los que comparar el comportamiento del sistema de admisión diseñado.

4.1.1 Sistema de admisión

El sistema actual del motor sigue en desarrollo, aunque su situación dentro del vehículo es similar a la vista en la figura 4.1.1.

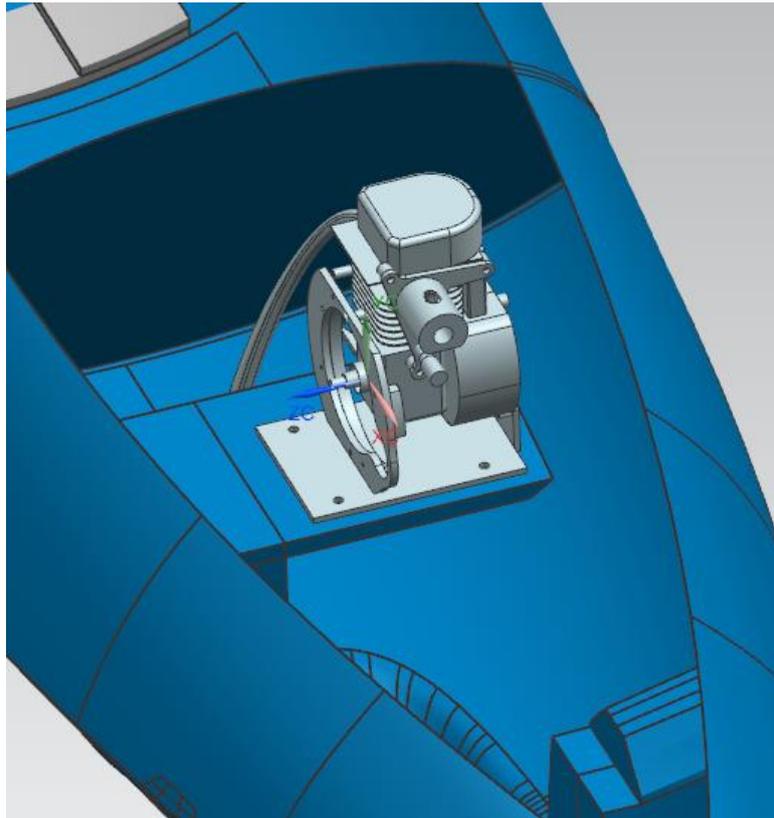


Figura 4.1.1: Situación del motor en el vehículo.

Como puede verse, el sistema de admisión consta básicamente de un corto conducto en el que se acopla el inyector de combustible. La parte interna de este sistema de admisión es la visto en la figura 4.1.2. Está compuesta por dos segmentos de diferentes diámetros y un cono con una generatriz de 45 grados que los une. Los diámetros de los segmentos son de 15,86 mm el más grande y 8,25 mm el más estrecho. En el segmento más estrecho, se incluye un agujero inclinado a 45 grados sexagesimales en donde se coloca el inyector.

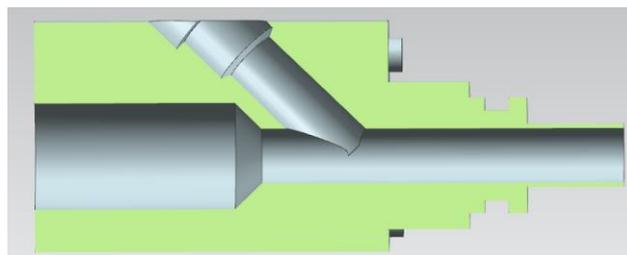


Figura 4.1.2: Sistema de admisión e inyección actual.

Después del final de este conducto, existe una corta longitud de aproximadamente 10 mm dentro del bloque motor hasta la válvula de admisión.

Pese a que este sistema ha funcionado bien con el pasar del tiempo, también es verdad que su corta longitud y cambio de sección repercute a los fenómenos explicados anteriormente, recordando que el conducto de entrada de admisión debe ser preferiblemente de sección constante.

El modelado de este sistema en Wave es el siguiente (figura 4.1.3):

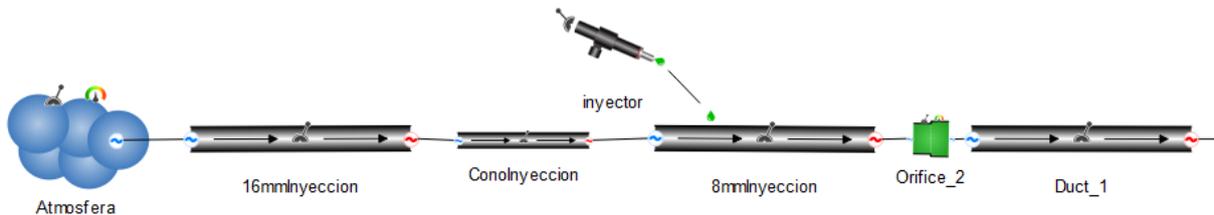


Figura 4.1.3: Modelado esquemático de la admisión actual en Wave.

Los inputs son los siguientes:

- Condiciones de entrada son las atmosféricas.
- El tramo *16mmInyeccion* hace referencia al segmento de tal diámetro, este tiene una longitud de 29 mm y los coeficientes de descarga se consideran como la unidad.
- El tramo *ConoInyeccion* es el cambio de sección, configurado para tener los diámetros de inicio y final de los conductos a los que conecta y siendo este de una longitud de 3,84 mm. El cálculo del coeficiente de descarga al principio y final de este corto tramo se configura para que sea calculado por el programa.
- El segmento *8mmInyeccion* es el último tramo de la pieza, este tiene una longitud de 52,42 mm. En este, se acopla la inyección, que tiene un ángulo de 45 grados y la punta del inyector está ubicada a 13,32 mm desde el inicio del tramo de izquierda a derecha de la figura. Los coeficientes de descarga se calcularán automáticamente por el programa.
- El *inyector* se configura con el dosado estequiométrico del etanol y temperatura ambiente de 25 °C. El resto de los parámetros se dejan como los estándares definidos por el programa, estos incluyen: Diámetro de la boquilla, tipo de inyector (por defecto proporcional), diámetro de la gota, fracción de líquido evaporado y velocidad de inyección, siendo estos últimos tres calculados automáticamente por el programa.
- *Orifice_2* y *Duct_1* son el cambio de sección y diámetro del conducto final de la admisión que pertenece al mismo bloque del motor. Los coeficientes de descarga se calcularán automáticamente por el programa.

Otro parámetro común a todos los conductos son los coeficientes de fricción del aire contra las paredes y la temperatura de estas, en cuyo caso, a falta de datos, se considera dicho coeficiente como la unidad y una temperatura de 30 grados para las paredes.

4.1.2 Cilindro, pistón y bloque motor

- **Cilindro y pistón**

Este conjunto se modela en el programa Wave de la siguiente manera (figura 4.1.4):

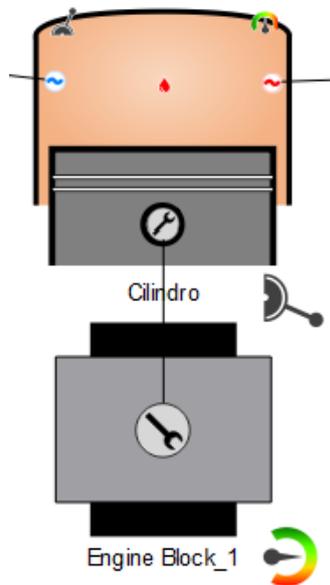


Figura 4.1.4: Modelado esquemático del conjunto cilindro, pistón y motor.

Para la configuración del cilindro, el programa pide los siguientes parámetros geométricos principales:

- Diámetro nominal del cilindro, cuyo valor es 39 mm.
- Carrera del pistón, cuyo valor es de 30 mm.
- Altura de squish.
- Relación de compresión.

La altura de squish y la relación de compresión deben ser calculados dada la sustitución del pistón original por el del motor GX31.

Se sabe que la diferencia de alturas Δd del bulón y la superficie entre ambos pistones es de 1,62 mm, además, el pistón original tiene un bowl de volumen V_B de $0,8 \text{ cm}^3$, cosa que el pistón del GX31 no tiene al ser totalmente plano, por lo tanto, la altura de squish con el pistón sustituido será:

$$d_{GX31} = d_{GX35} - \Delta d$$
$$d_{GX31} = \frac{4(V_{C_GX35} - V_B)}{\pi D^2} - 1,62$$

Se calcula V_{C_GX35} considerando que para este motor solo hay un cilindro ($Z=1$) y según catálogo $V_D = 35,8 \text{ cm}^3$ y $RC = 8$:

$$V_{C_GX35} = \frac{V_D}{RC_{GX35} - 1} = \frac{35,8}{(8 - 1)} = 5,114 \text{ cm}^3 = 5114 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto:

$$d_{GX31} = \frac{4(5114 - 0,8 \cdot 10^3)}{\pi \cdot 39^2} - 1,62 = 1,99 \text{ mm}$$

Usando d_{GX31} puede calcularse el volumen de la cámara de combustión del pistón, y con esto, la nueva relación de compresión.

$$V_{C_{GX31}} = \frac{\pi \cdot 39^2}{4} \cdot 1,99 = 2337,24 \text{ mm}^3 = 2,337 \text{ cm}^3$$

La relación de compresión será:

$$RC_{GX31} = \frac{V_D + V_{C_{GX31}}}{V_{C_{GX31}}} = \frac{35,8 + 2,337}{2,337} \approx 16$$

Otros parámetros que se configuran en el cilindro son los siguientes:

- Dos válvulas en el cilindro, una de admisión y otra de escape.
- Temperatura de pistón y paredes se deja en los valores estándar del programa para un motor MEP, que son 247 °C y 157 °C respectivamente.
- Profundidad del bowl o copa del pistón nula.
- Movimiento del pistón sinusoidal.

- **Bloque motor**

Desde la figura 4.1.4, *Engine Block_1* encierra parámetros relacionados con el funcionamiento mecánico del motor, estos son los siguientes:

- Número de cilindros es 1.
- Tipo de mezcla se considera homogénea gracias a la inyección indirecta.
- Tipo de renovación de carga de 4 tiempos.
- Este es el elemento del programa que calcula todo lo relacionado con el rendimiento volumétrico, por lo que se le asignan la temperatura y presión de referencia atmosféricas.
- Se deja de manera estándar el cálculo de las pérdidas mecánicas.
- Se deja el cálculo de la propagación de las ondas de presión que tiene por defecto el programa para motores MEP.

4.1.3 Válvulas de admisión y escape

El modelado de las válvulas de escape en Wave se representa en la figura 4.1.5. Los nombres *ValvIn* y *ValvExh* hacen referencia a las válvulas de admisión y escape respectivamente.

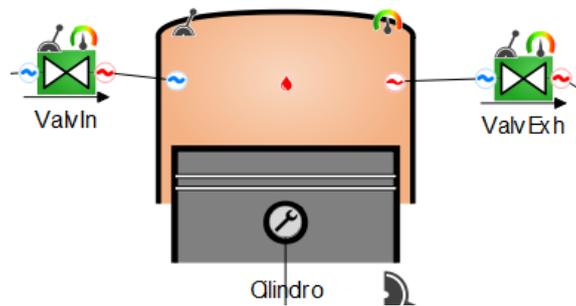


Figura 4.1.5: Modelado esquemático de las válvulas de admisión y escape.

En ambas válvulas se introducen los siguientes datos en común:

- Tipo de válvula: de levantamiento.
- Flujo de la válvula de izquierda a derecha, tal como se muestra en la figura anterior.
- Diámetro geométrico se calcula automáticamente por el programa. Este se usa únicamente para el cálculo del área expuesta a transferencia de calor.

Individualmente, la válvula de admisión se configura de la siguiente manera:

- Diámetro de referencia de 15,47 mm.
- El levantamiento de la válvula en función del giro del cigüeñal es el visto en la figura 4.1.6. los ángulos de apertura y cierre y el levantamiento de la válvula se obtuvieron por medición directa sobre el cigüeñal y las válvulas.

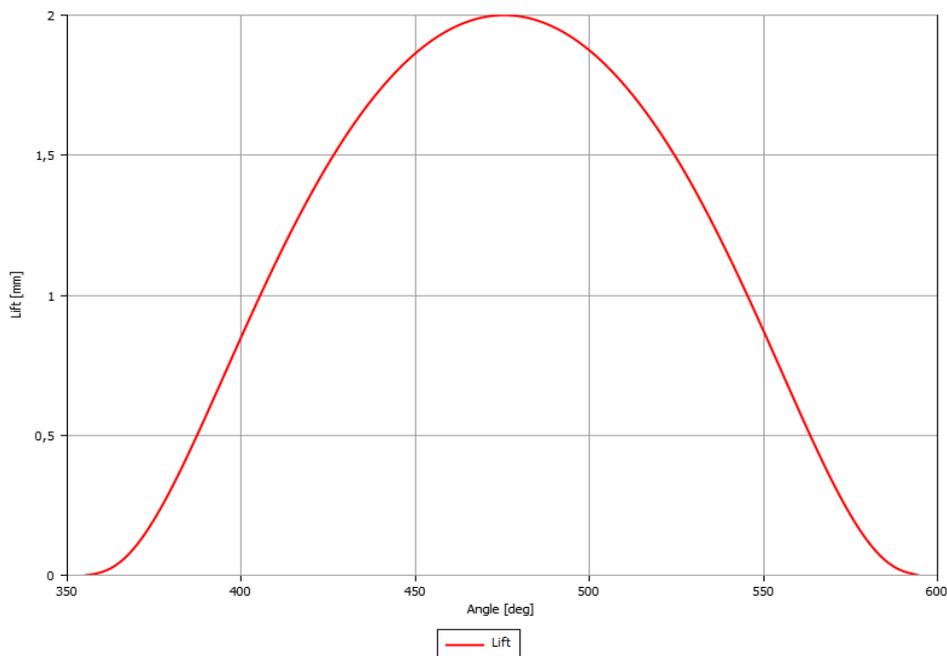


Figura 4.1.6: Levantamiento de la válvula de admisión en función del ángulo de giro del cigüeñal del motor Honda GX35.

- El perfil del coeficiente de flujo instantáneo en función de la apertura relativa de la válvula se deja por el que trae por defecto el programa para motores MEP convencionales, visto en la figura 4.1.7. Cabe destacar que este internamente el programa lo convierte al conocido coeficiente de descarga.

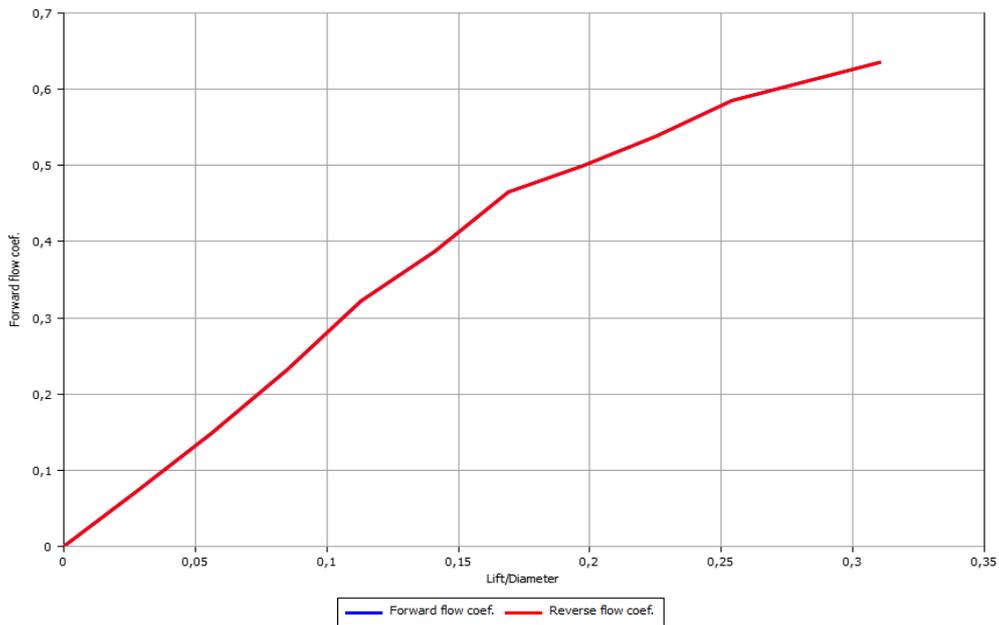


Figura 4.1.7: Coeficiente de flujo en función del levantamiento relativo de la válvula de admisión.

En la válvula de escape la configuración es la siguiente:

- Diámetro de referencia de 14 mm.
- Levantamiento de la válvula en función del ángulo de giro del cigüeñal es el visto en la figura 4.1.8.

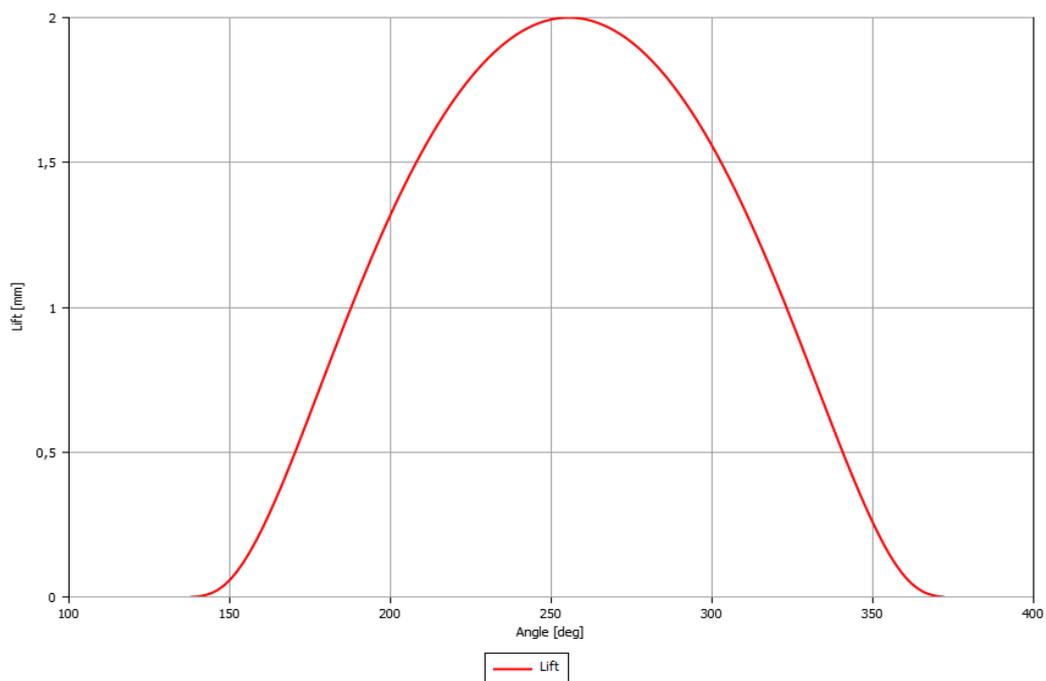


Figura 4.1.8: Levantamiento de la válvula de escape en función del ángulo de giro del cigüeñal del motor Honda GX35.

- El coeficiente de flujo en función del levantamiento relativo de la válvula de escape es el visto en la figura 4.1.9. Este es el que trae por defecto el programa para motores MEP convencionales.

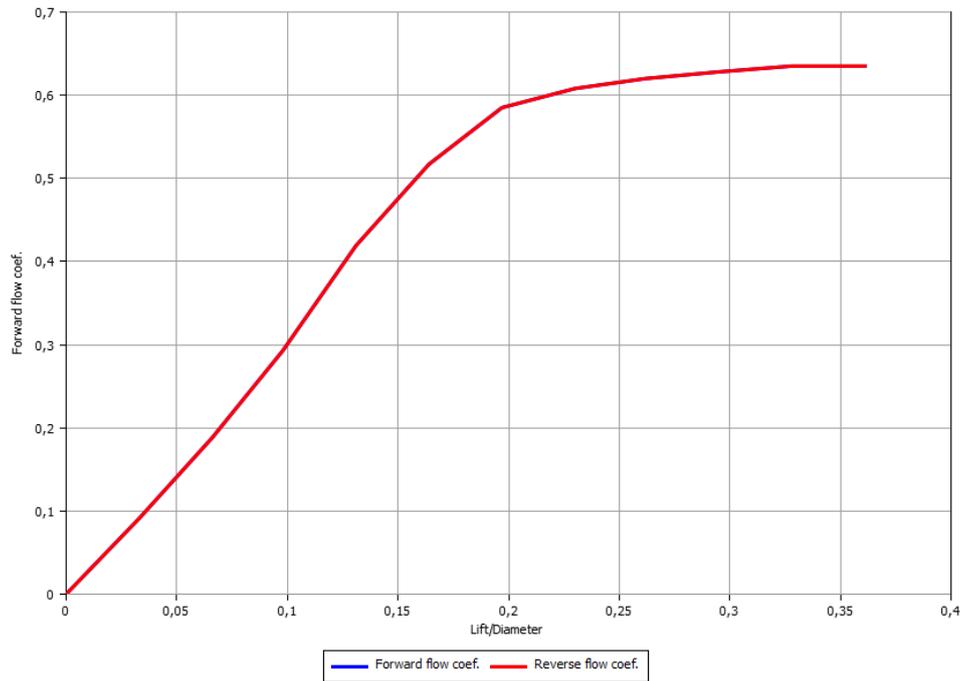


Figura 4.1.9: Coeficiente de flujo en función del levantamiento relativo de la válvula de escape.

4.1.4 Sistema de escape

El sistema de escape actual está formado por un conjunto de tres conductos. El modelado esquemático del sistema de escape es el visto en la figura 4.1.10.

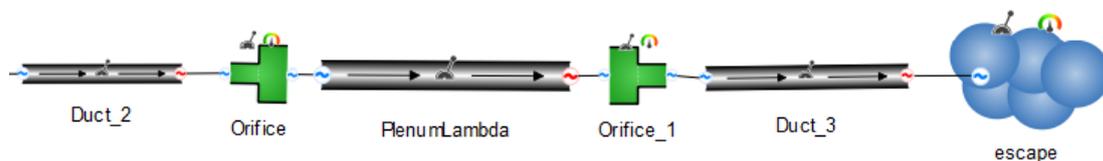


Figura 4.1.10: Modelo esquemático del sistema de escape.

Duct_2 es el segmento que sale directamente desde el motor, le sigue *PlenumLambda* que es un corto tramo con un diámetro mayor cuyo objetivo es alojar a una sonda lambda para que mida la composición de los gases de escape, por último, se tiene a *Duct_3* que es el conducto que finalmente libera los gases de escape a la atmósfera. *Orifice* y *Orifice_1* son representaciones de las conexiones entre los conductos, que son cambios abruptos de sección.

Los diámetros internos y longitudes de estos tramos son:

- *Duct_2*: Diámetro interno 14,1 mm y longitud 72 mm.
- *PlenumLambda*: Diámetro interno 40 mm y longitud 83 mm.
- *Duct_3*: Diámetro interno 16 mm y longitud 140 mm.

El cálculo de los coeficientes de descarga de cada uno de los conductos se realizará automáticamente por el programa.

Cabe destacar que *Duct_2* tiene un ángulo de 90° al salir del motor, por lo que también se introduce este parámetro el elemento.

Las condiciones de *escape* se consideran como la presión atmosférica y una temperatura de 77°C .

El sistema actual completo en Wave toma la forma del visto en la figura 4.1.11.

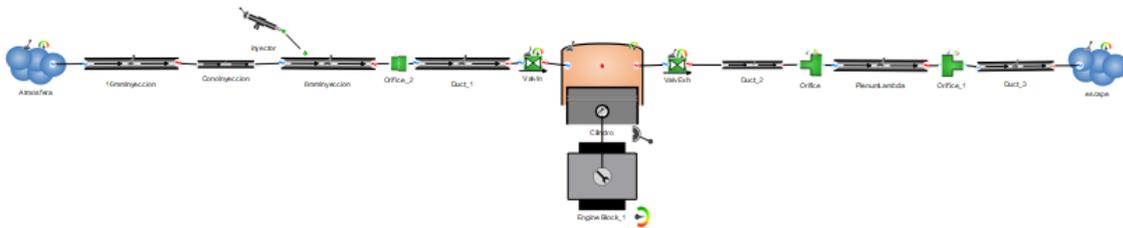


Figura 4.1.11: Modelo esquemático en Wave del sistema actual.

4.1.5 Parámetros de combustión

Se configuran los siguientes parámetros relacionados con la combustión:

- Combustible etanol.
- Posición del cigüeñal para el 50% de la combustión se determina por valores estándar que trae el programa para motores MEP que dependen fundamentalmente de la velocidad de giro del motor. Esto mismo aplica para la duración de la combustión.

Estos parámetros no se han explicado en la fundamentación teórica dado que no ha sido posible su medición o cálculo en el motor real.

4.2 Modelado del sistema propuesto.

Dada la situación actual del sistema de admisión y conociendo lo explicado en la fundamentación teórica, se propone un sistema de admisión compuesto por tres partes, un conducto de entrada, un plénun y un runner como puede verse en la figura 4.1.12.

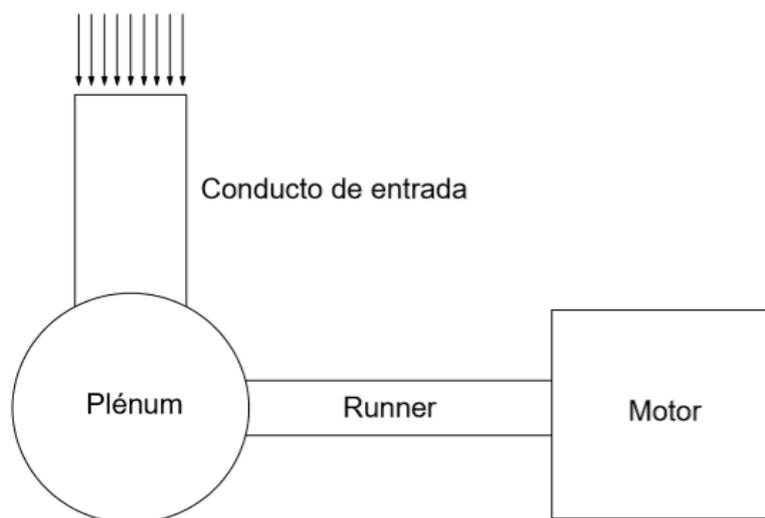


Figura 4.2.1: Esquema del nuevo sistema de admisión

Se estudiará el efecto en el motor de los cambios geométricos de todas las partes del sistema.

El conducto de entrada será evaluado en cuanto a su diámetro y cambio de sección, es decir, de sección creciente, decreciente o constante.

Se evaluará el volumen del plenum, de tal manera que sea lo más pequeña posible para ocupar el menor espacio dentro del vehículo, y, además, que sea lo suficientemente grande como para no ahogar al motor.

El estudio de los runners es el que más efecto tendrá sobre el comportamiento del motor; se evaluará la respuesta del motor y de los gases ante la longitud de estos, además, **se tomará como diámetro interno para estos conductos 9,5 mm** por el hecho de que este diámetro es el que tiene ya de por sí el conducto de admisión que tiene el mismo motor en su bloque. Así mismo, se adaptarán al sistema de admisión actual para facilitar el montaje y desmontaje del conjunto.

Cabe destacar que existen otros conceptos preliminares para este nuevo sistema de admisión, estos incluyen mecanismos para la variación de la longitud del runner, pero tras las pruebas realizadas más adelante, se decidieron descartar por las pequeñas mejoras que traen a coste de un incremento considerable de la complejidad del sistema.

El nuevo sistema de admisión se pensará para que pueda introducirse en el conducto existente de diámetro 16 mm de la admisión actual, por lo que el dimensionado del runner seguirá teniendo las longitudes de los últimos dos conductos de la admisión actual.

Luego, se agregan al modelo esquemático dos nuevos elementos, el plenum y el conducto de entrada, tal como puede apreciarse en la figura 4.2.2.

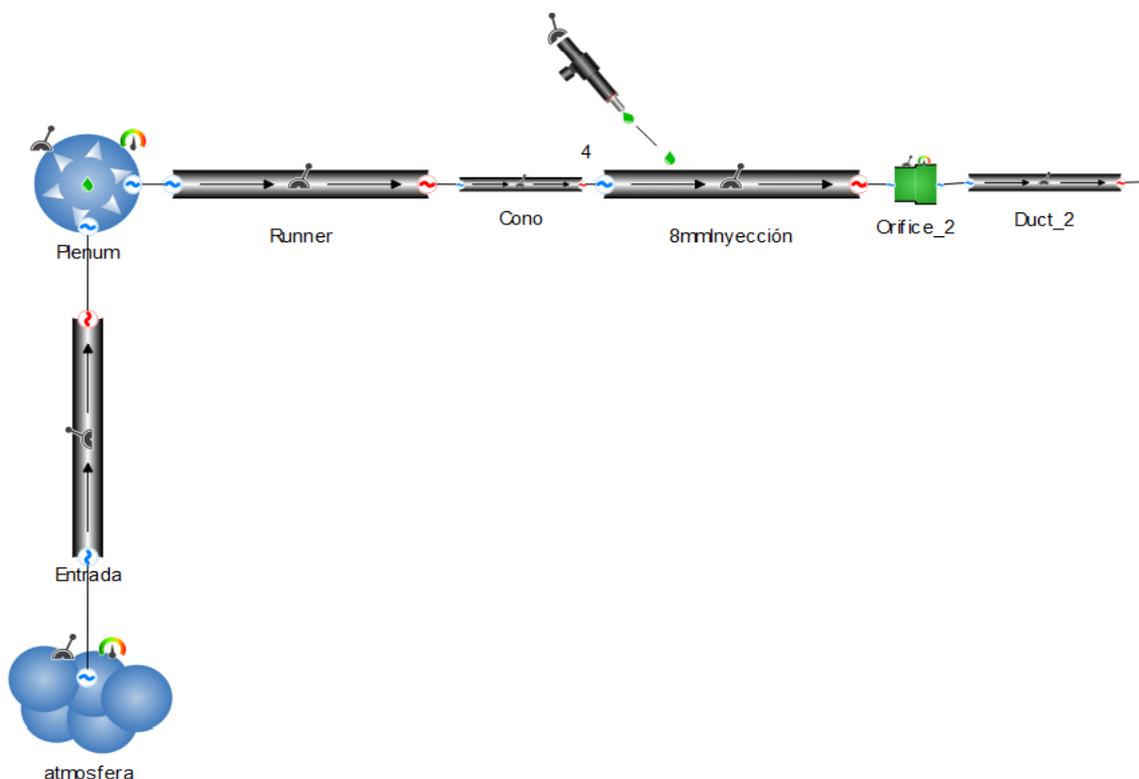


Figura 4.2.2: Modelo esquemático del nuevo sistema de admisión.

El resto de los parámetros configurados para los demás sistemas en el estado actual se conservan para la simulación con el nuevo.

Se establece una configuración de partida con respecto a la geometría de este nuevo sistema, los valores que toma son los siguientes:

- Diámetro interno de *Entrada* de 10 mm y longitud de 100 mm.
- Volumen interior del *Plenum* de 100 cm³, teniendo este una forma esférica.
- Longitud de *Runner* de 50 mm

5 Simulación y análisis

5.1 Sistema actual

Una vez configurados todos los parámetros del sistema actual, se simula este entre el rango de las 1000 hasta 9000 rpm en intervalos de cada 500 rpm, obteniendo las curvas características vistas en la figura 5.1.1.

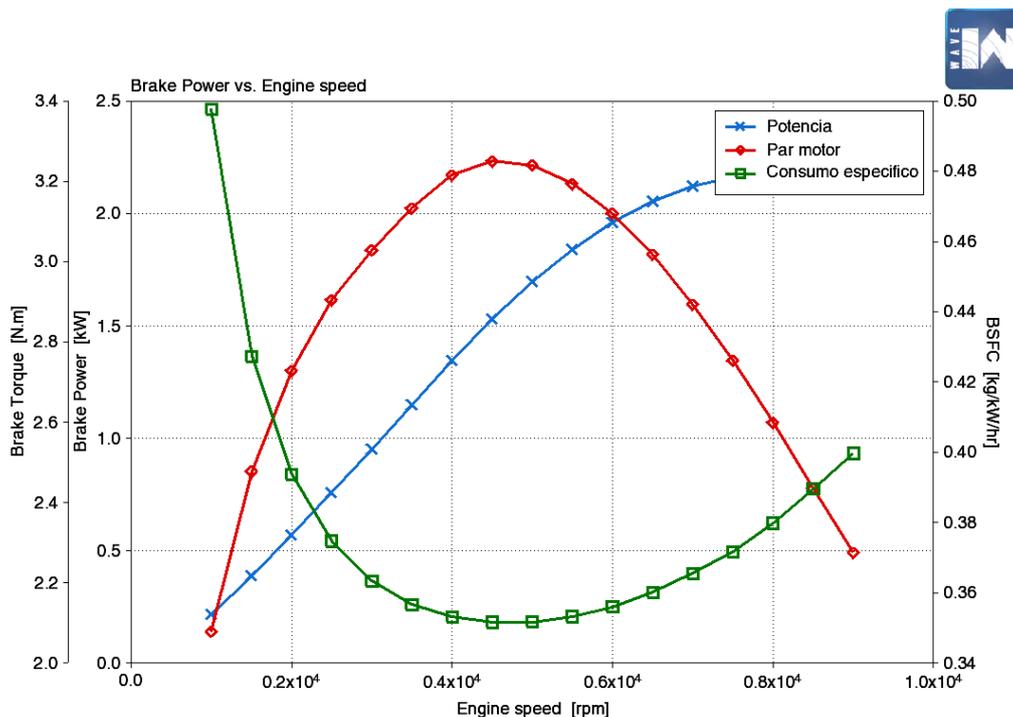


Figura 5.1.1: Curvas características del sistema actual.

No hay que olvidar que el sistema de admisión afecta principalmente al rendimiento volumétrico, por lo que se extrae la curva de referencia de este parámetro en el sistema actual (figura 5.1.2).

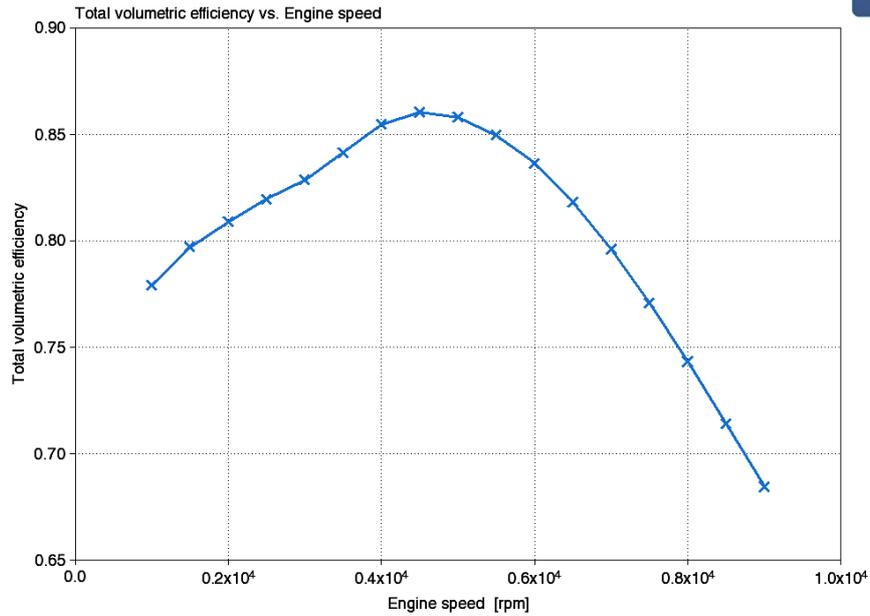


Figura 5.1.2: Curva de rendimiento volumétrico del sistema actual

Como puede verse, el rendimiento volumétrico actual del vehículo es relativamente alto, pero un análisis de las ondas de presión (figura 5.1.3) y del número de mach en la válvula (figura 5.1.4) muestra que esto es mejorable.

El rango de funcionamiento del motor en pista será entre los 4000 y 6000 rpm, se analizan estos parámetros en los extremos de este intervalo.

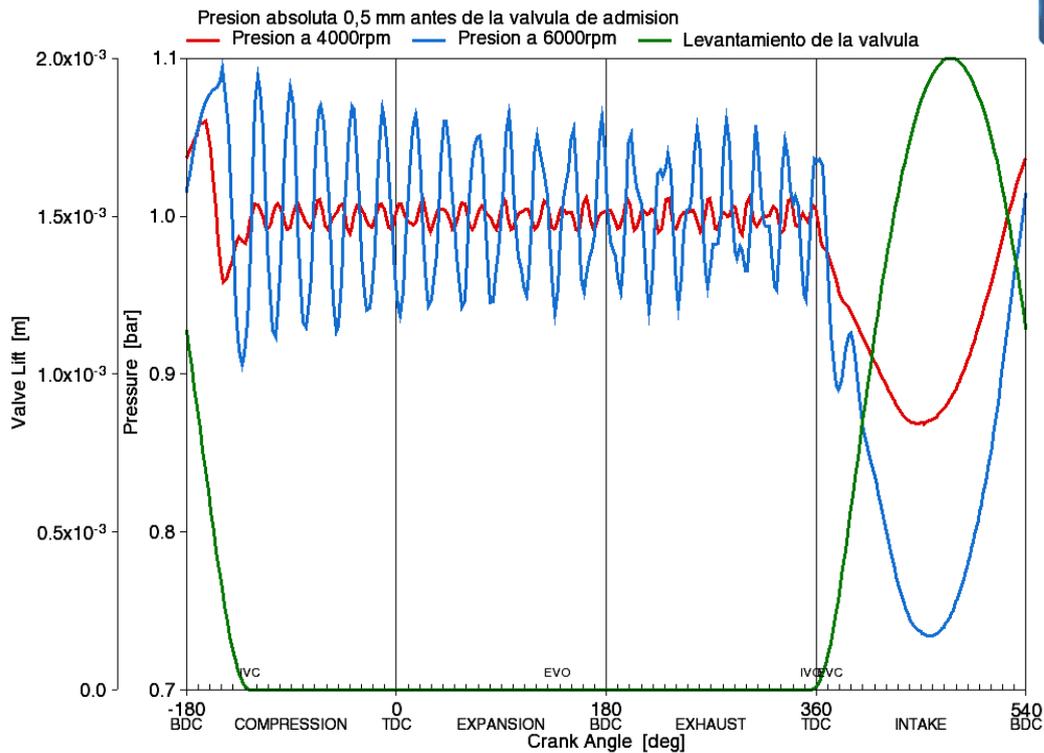


Figura 5.1.3: Presión absoluta 0,5 mm antes de la válvula de admisión en función del giro del cigüeñal.

De esta última gráfica, puede verse que tanto a 4000 como a 6000 rpm la frecuencia de las ondas de presión es muy alta, lo que indica que el conducto es extremadamente corto. Esto hace que la presión en el runner se comporte más como un valor medio en torno a 1 bar y no se aproveche realmente la energía que estas tienen.

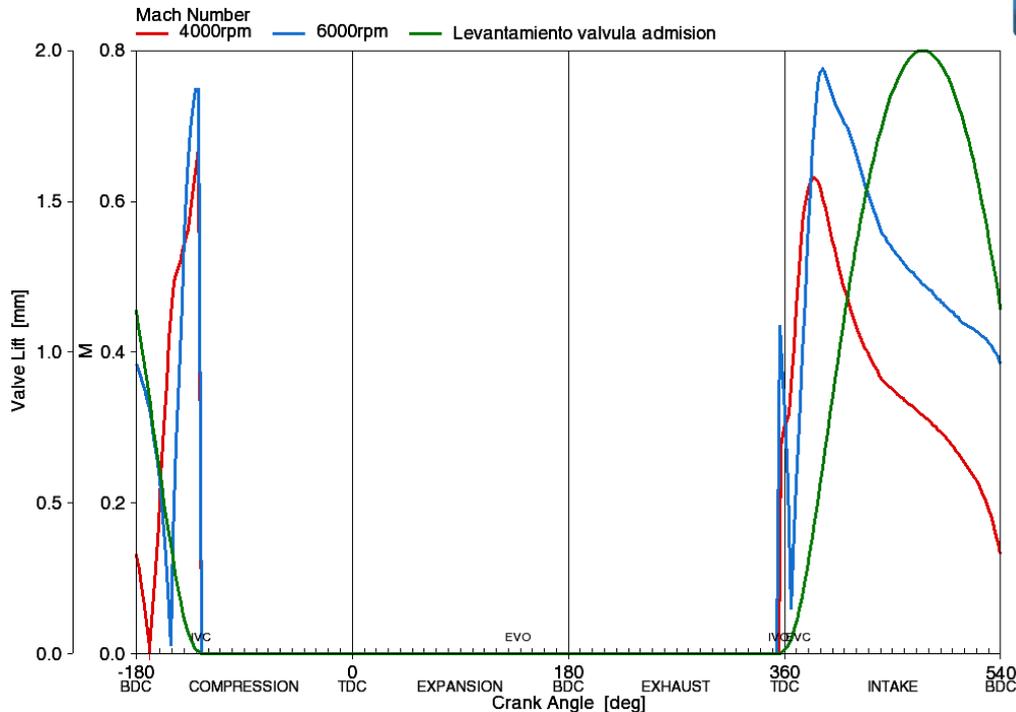


Figura 5.1.4: Numero de mach en la válvula de admisión en función del giro del cigüeñal.

Con respecto al número de Mach, se puede asegurar que alcanza sus máximos valores alrededor de la segunda etapa de levantamiento de la válvula. La mayor parte del tiempo de apertura se mantienen por debajo de 0,5, por lo que se puede afirmar que el número medio de mach no llega al valor medio crítico definido por Futanabi y Watanabe; se puede decir que no existen problemas en el sistema actual relacionado a las presiones críticas debido a los valores de mach vistos.

5.2 Sistema de admisión nuevo

5.2.1 Análisis del conducto de entrada

- **Sección decreciente**

En un principio, un conducto de deseción creciente se comportaría como una tobera, la que convertirá la energía térmica y la presión en energía cinética, cosa que podría favorecer el llenado del plénum.

Para experimentar con diferentes diámetros en ambos extremos, se ha establecido el diámetro final del conducto como el de referencia, seguido, se definen los diámetros de inicio de conducto con escalones de +2, +4, +6, +8, +10 y +12 mm sumados al de referencia.

Posteriormente, se realizan una serie de pruebas en donde el diámetro de referencia se incrementa cada 2 mm desde los 10mm iniciales hasta los 40 mm.

Por razones de espacio, no se incluirán en este apartado todos los resultados de todas las simulaciones, sin embargo, los más llamativos se obtuvieron cuando el diámetro de referencia alcanzó los 32mm, en donde el rendimiento volumétrico, entre el rango de trabajo de 4000 y 6000 rpm, mostró el comportamiento de la figura 5.2.1.

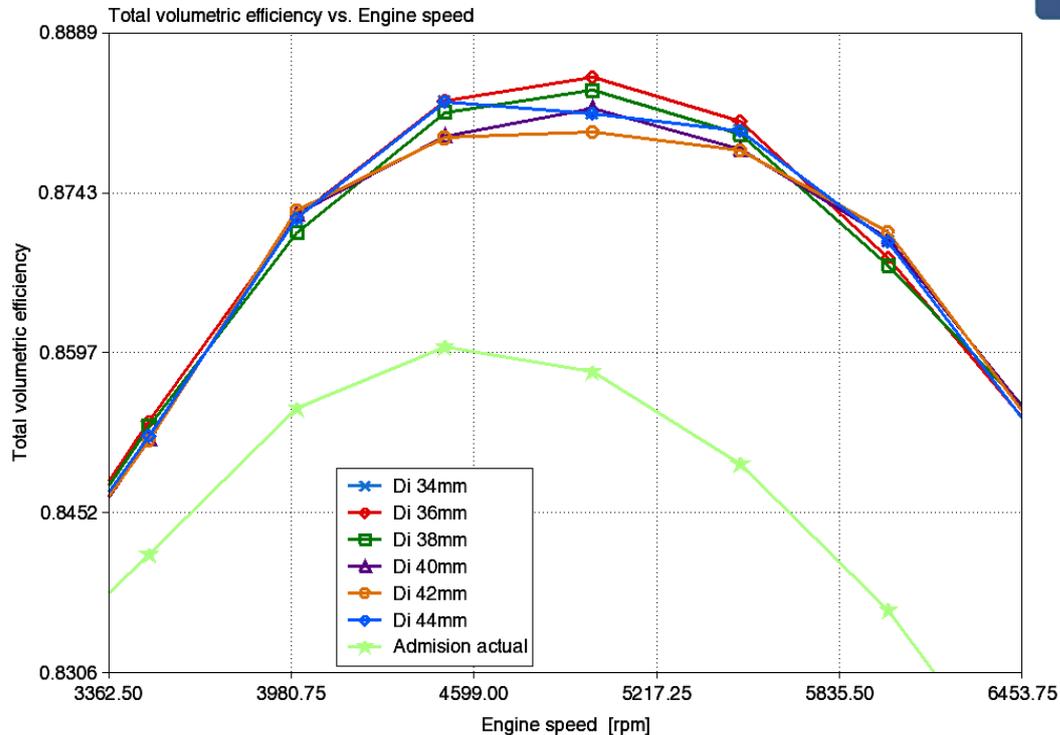


Figura 5.2.1: Rendimiento volumétrico en función de las RPM con diferentes secciones de inicio de conducto de entrada y diámetro 32 mm en la salida de este.

“Di” se refiere al diámetro variable de inicio del conducto de entrada.

En esta última gráfica puede verse como el diámetro de inicio de tal conducto es ligeramente más favorable cuando es de 36 mm.

Otro aspecto que destacar es que se puede ver que el hecho de incluir un sistema de admisión de gases, con las dimensiones escogidas de manera arbitraria, aumenta significativamente el rendimiento volumétrico en el rango de trabajo establecido.

Por otro lado, a partir del diámetro de referencia de 32 mm se observó que el ensanchamiento del conducto de entrada no traía mejoras significativas al comportamiento del motor, obteniendo prácticamente la misma familia de gráficas que las de la figura anterior 5.2.1, lo que se debe a la caída de velocidad explicada anteriormente. Por el contrario, su estrechamiento hace que el motor se beneficie a bajas revoluciones, tal como se ve en la figura 5.2.2, en donde el diámetro de referencia se tomó como 10 mm. Este beneficio a bajas velocidades viene dado porque el aire se acelera en el conducto de entrada, facilitando el llenado del plenum.

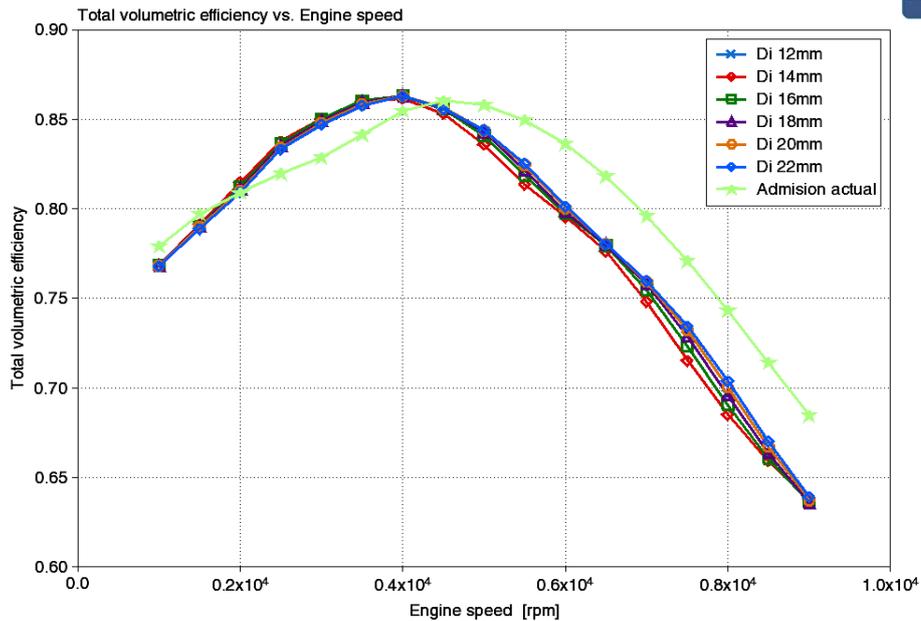


Figura 5.2.2: Rendimiento volumétrico en función de las RPM con diferentes secciones de inicio de conducto de entrada y diámetro 10mm en la salida de este.

A pesar de tener una sección decreciente, las simulaciones indican que a medida que el diámetro en general de este conducto se agranda, este se comporta cada vez más como un difusor, obteniendo menores velocidades a la salida que a la entrada (figura 5.2.3), a la vez que su temperatura aumenta ligeramente (figura 5.2.4). Con diámetros más pequeños, se ha observado un mayor efecto de tobera, obteniendo mayores velocidades, aunque curiosamente, la temperatura sigue siendo ligeramente superior en el final de conducto (figuras 5.2.5 y 5.2.6 respectivamente), cosa que se acentúa con el incremento de la diferencia de diámetros. También se puede señalar que factor determinante de la velocidad máxima del aire es el diámetro de salida del conducto, obteniendo casi los mismos resultados independientemente del diámetro de entrada para cualquier caso.

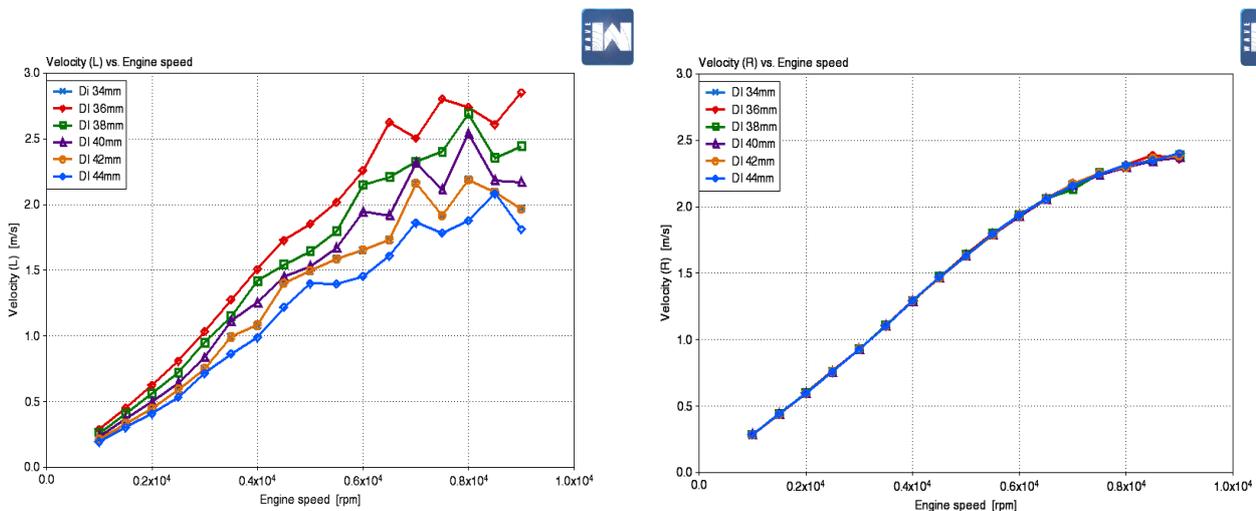


Figura 5.2.3: Comparativa de velocidades del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 10 mm.

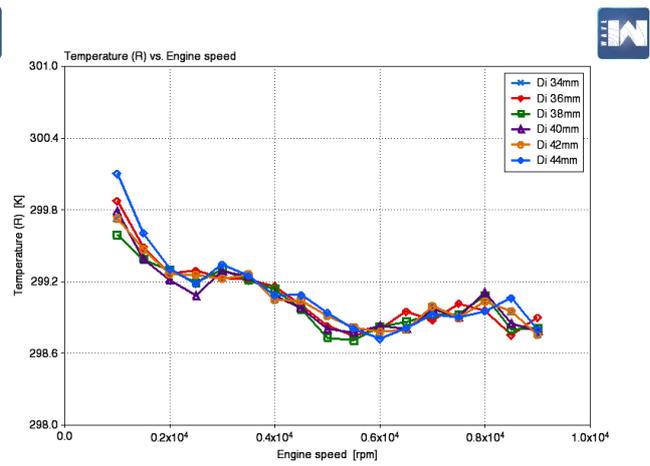
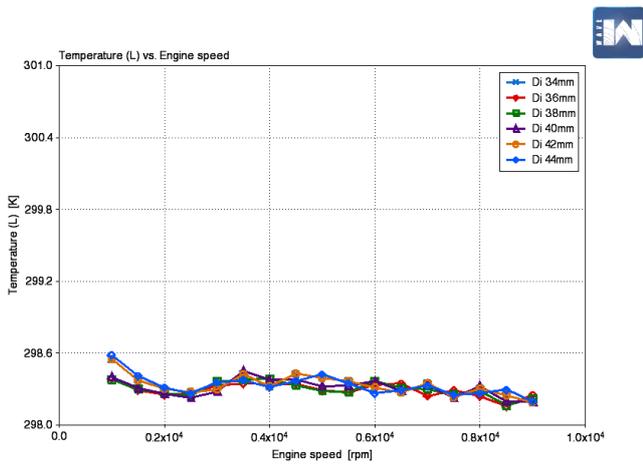


Figura 5.2.4: Comparativa de temperatura del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 32 mm.

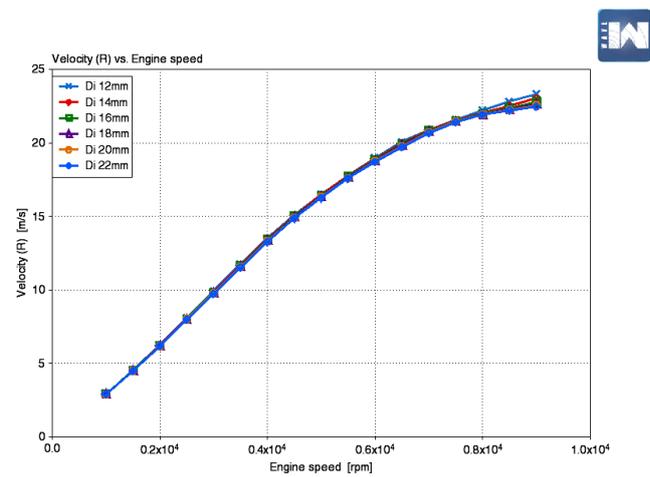
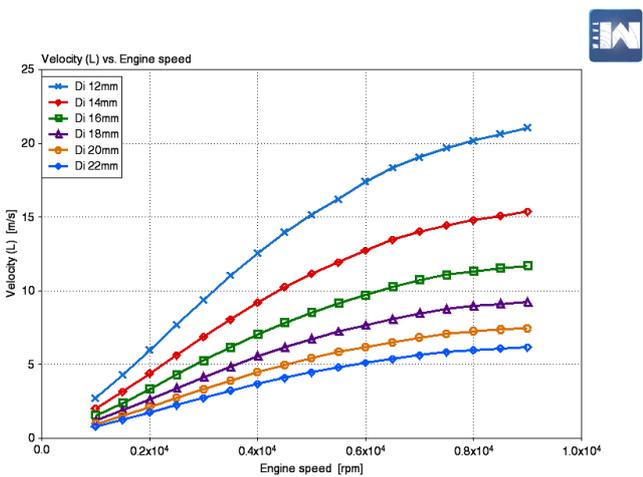


Figura 5.2.5: Comparativa de velocidades del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 10 mm.

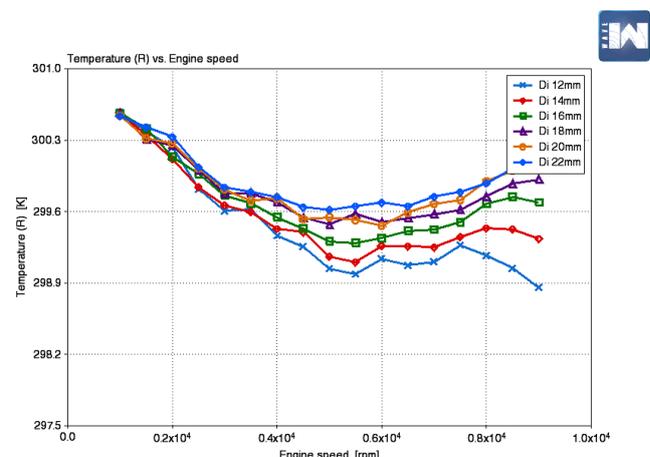
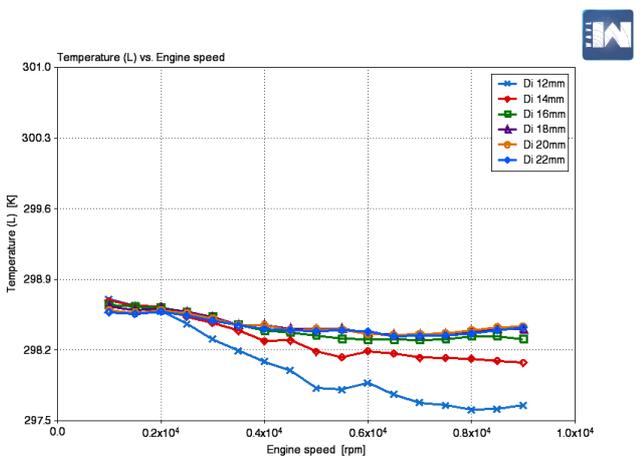


Figura 5.2.6: Comparativa de temperatura del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 10 mm.

Según la ecuación de los gases ideales, la explicación a este aumento de temperatura se debe al aumento de presión, cosa que no ocurre en este caso (ver figura 5.2.8), y/o a la pérdida de densidad, que puede comprobarse en la gráfica de la figura 5.2.7, en donde se muestra un caso arbitrario en donde el diámetro de inicio y final de conducto es de 14 y 10mm respectivamente (caso en el que el aire se acelera al final del conducto).

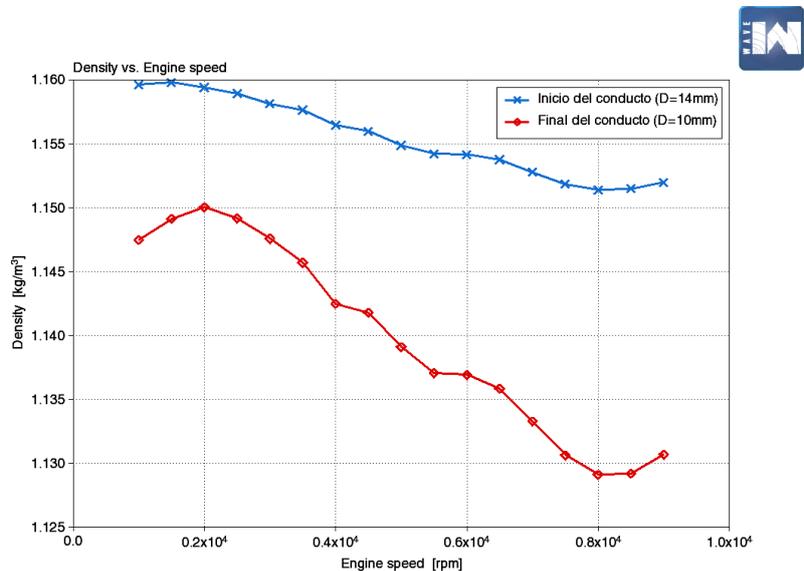


Figura 5.2.7: Densidad media al inicio y final del conducto de entrada en función de la velocidad del motor.

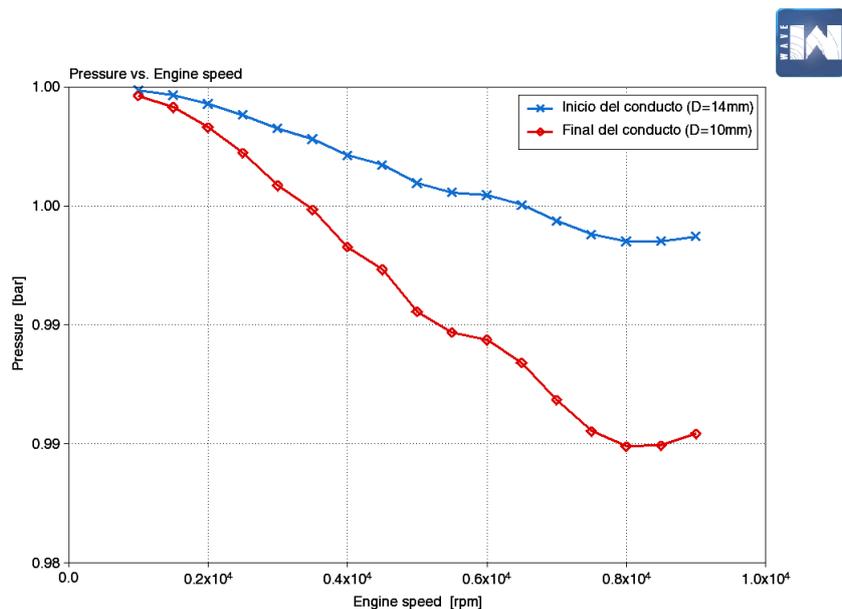


Figura 5.2.8: Presión media al inicio y final del conducto de entrada en función de la velocidad del motor.

- **Sección creciente**

Si el conducto de entrada tiene sección creciente, en un principio, este se comportará como un difusor, frenando al gas y aumentando su temperatura y presión.

Para la simulación de un conducto de entrada de estas características se repitió el mismo procedimiento que para el anterior de sección decreciente, solo que tomando como diámetro de referencia el inicial y como diámetro variable el final.

Nuevamente, los resultados más interesantes se obtuvieron a los 30 mm de diámetro de referencia (figura 5.2.9), muy cercano a los 32 mm del conducto de sección decreciente, observando el mismo comportamiento; por encima de los 30 mm de diámetro de referencia la mejora del rendimiento volumétrico es insignificante, por el contrario, a menores diámetros este se ve beneficiado a bajas velocidades del motor, aunque en este caso, el beneficio es menos notable que para el caso del conducto de sección decreciente (figura 5.2.10).

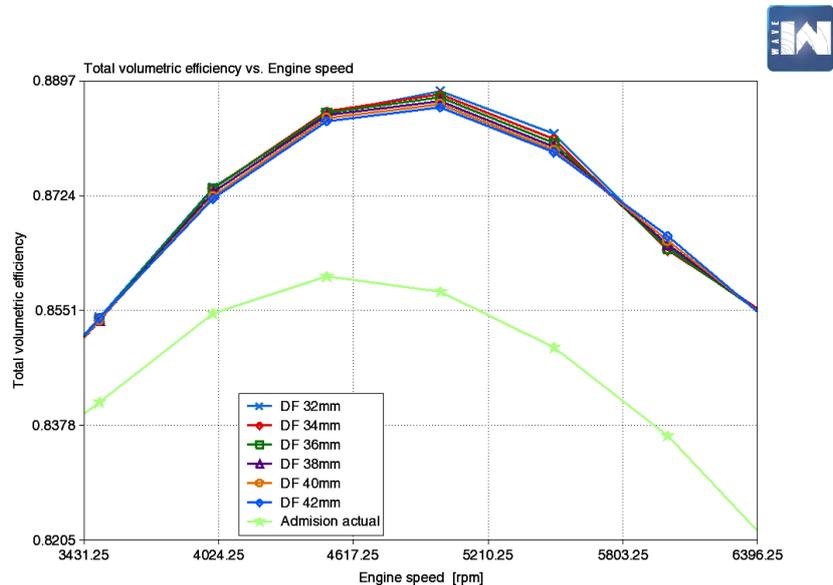


Figura 5.2.9: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor para diámetro de referencia de 30 mm.

Siendo DF el diámetro de salida del conducto.

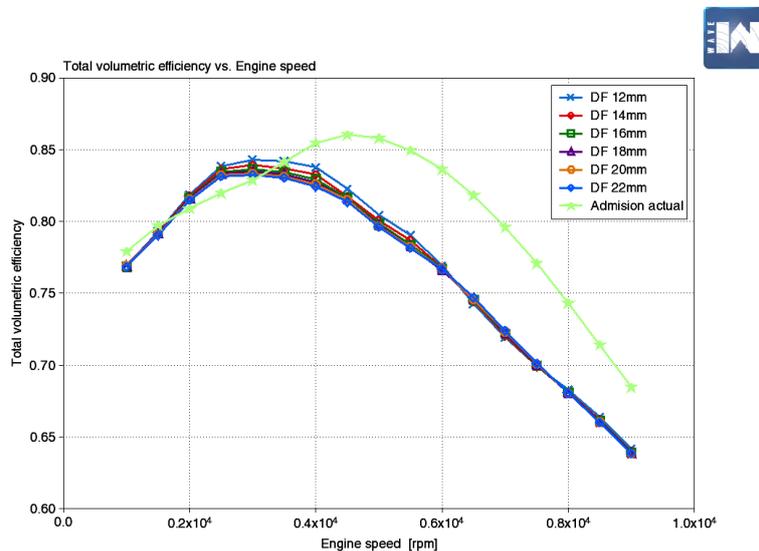


Figura 5.2.10: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor para diámetro de referencia de 10 mm.

Este conducto acentúa el comportamiento de difusor, obteniendo para cualquier caso menores velocidades y mayores temperaturas en la sección final que en la inicial (figuras 5.2.11 y 5.2.12 respectivamente), resaltando que nuevamente el factor determinante es el diámetro más pequeño del conducto.

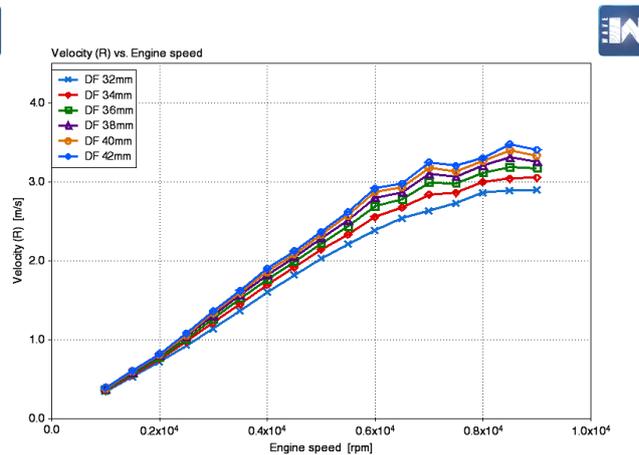
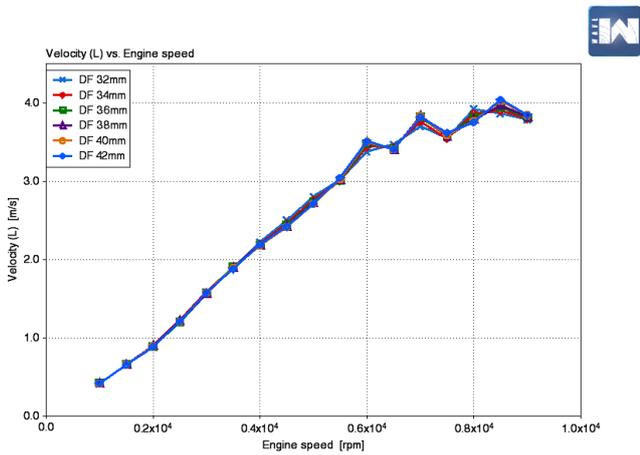


Figura 5.2.11: Comparativa de velocidades del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 30 mm.

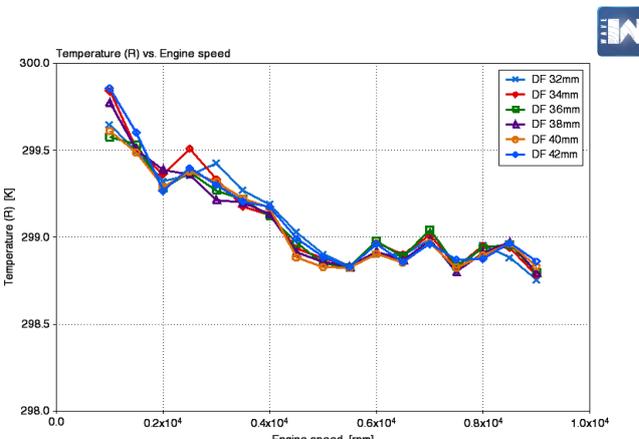
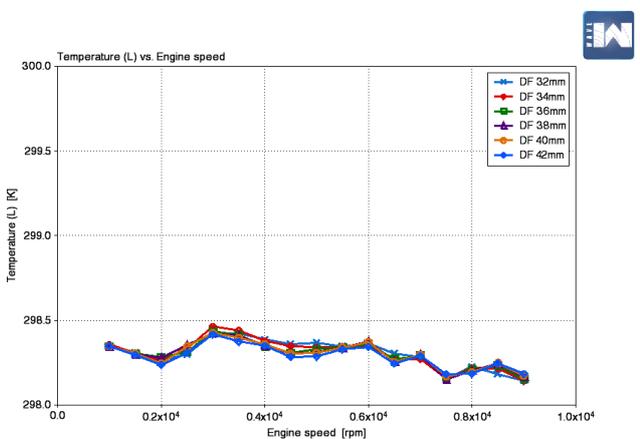


Figura 5.2.12: Comparativa de velocidades del aire al inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de admisión con un diámetro de referencia de 30 mm.

- **Sección constante**

El estudio del conducto de sección constante es más sencillo que el anterior; se repitieron escalones de 5mm aplicados al diámetro de todo el conducto. Con esto, se vio que el rendimiento volumétrico se comportaba de la siguiente manera (figura 5.2.13).

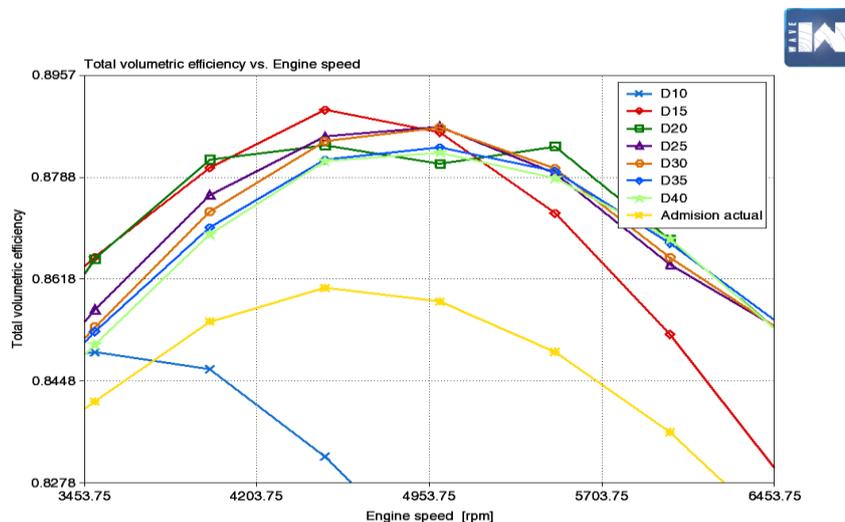


Figura 5.2.13: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor para diferentes diámetros del conducto de entrada.

Nuevamente, se puede decir que el diámetro de 30 mm parece ser el más favorable, incluso sobre el de 15 (línea roja), ya que mantiene al rendimiento volumétrico más constante a lo largo del rango de trabajo de 4000 a 6000 rpm.

El comportamiento de este conducto es similar al de un difusor para cualquiera de los casos, obteniendo menores velocidades a la salida de que a la entrada (figura 5.2.14).

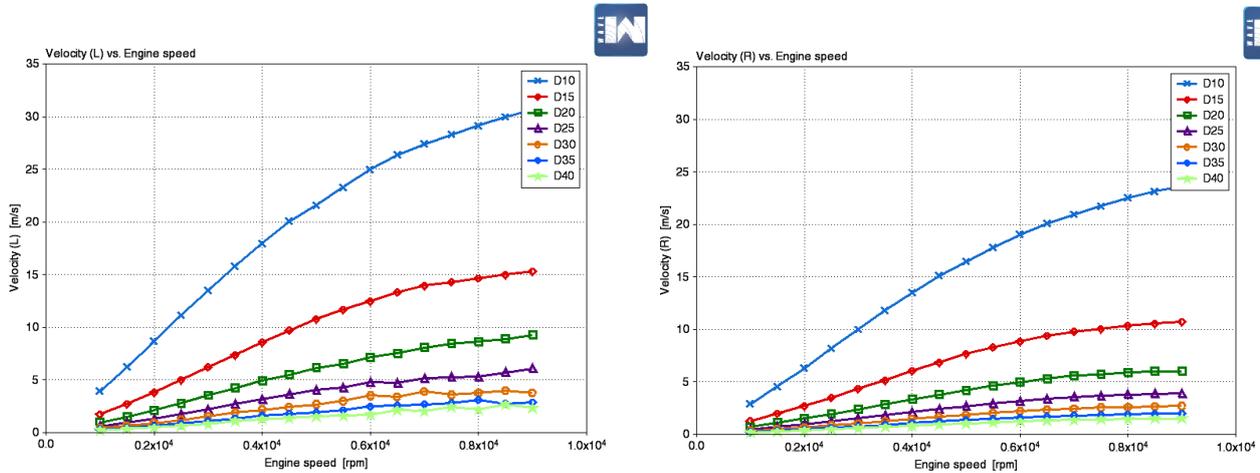


Figura 5.2.14: Comparativa de velocidades medias entre el inicio (izquierda) y final (derecha) del conducto de entrada en función de la velocidad del motor.

Se puede decir que en cada uno de los tres casos anteriores existe una configuración más favorable y que además son muy cercanas entre sí, por lo que la elección de diámetros de este conducto depende de la comparación de las tres opciones.

- **Selección de diámetros del conducto de entrada**

En la figura 5.2.15 puede verse una comparación del rendimiento volumétrico del sistema con los mejores resultados obtenidos en cada caso, que estos son:

- Sección decreciente: Diámetro de entrada 36 mm y de salida 32 mm.
- Sección creciente: Diámetro de entrada 30 mm y de salida 32 mm.
- Sección constante: Diámetro constante de 30 mm.

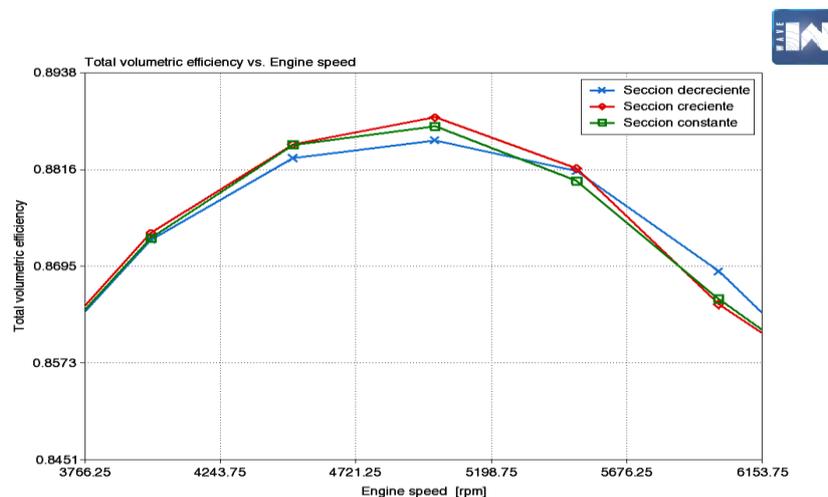


Figura 5.2.15: Comparativa del rendimiento volumétrico entre los casos más favorables estudiados.

Calculando la media de los valores de la curva en el rango de trabajo permite estimar la curva que mejor se comporta, los valores son los siguientes:

- Media de valores para sección decreciente: 0,8783.
- Media de valores para sección creciente: 0,8787.
- Media de valores para sección constante: 0,8781.

Los valores se acercan mucho entre sí, pero la media muestra que un conducto de sección creciente es lo más indicado para este caso.

- **Efecto de la longitud del conducto de entrada**

Dada la ubicación del sistema de admisión dentro del vehículo, la longitud del conducto de entrada dependerá de su montaje, por lo que se analiza el efecto de este parámetro en el comportamiento del rendimiento volumétrico.

Para simularlo, se analiza el conducto con los diámetros escogidos anteriormente y se analiza su comportamiento para longitudes separadas cada 25mm, obteniendo la gráfica de la figura 5.2.16.

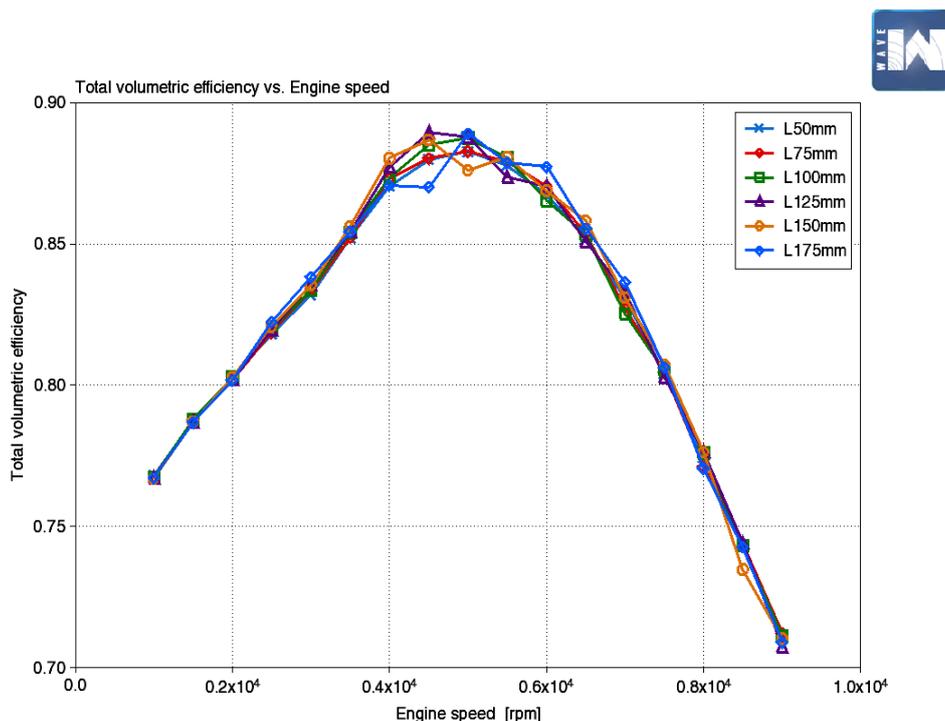


Figura 5.2.16: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor cambiando la longitud del conducto de entrada.

Los resultados de la variación de este parámetro son un tanto inconcluyentes dada la gran variabilidad entre puntos, cosa que se debe a que, tras 50 ciclos de simulación, el programa fue incapaz de que todos los cálculos convergiesen. Aun así, se puede ver que de cierta manera la longitud no es un factor totalmente determinante en el rendimiento volumétrico, o por lo menos no lo es en el rango de longitud que se espera para su diseño e implantación. Dicho esto, se prosigue al cálculo de los demás parámetros del sistema dejando la longitud de este conducto con 100mm.

5.2.2 Análisis del volumen del plénum

Para analizar el efecto del volumen del plénum en el rendimiento volumétrico, se realizan simulaciones desde los 100 hasta los 200 cm³ y se comparan los resultados obtenidos, encontrando los más interesantes entre el rango de los 120 a 135 cm³ vistos en la figura 5.2.17.

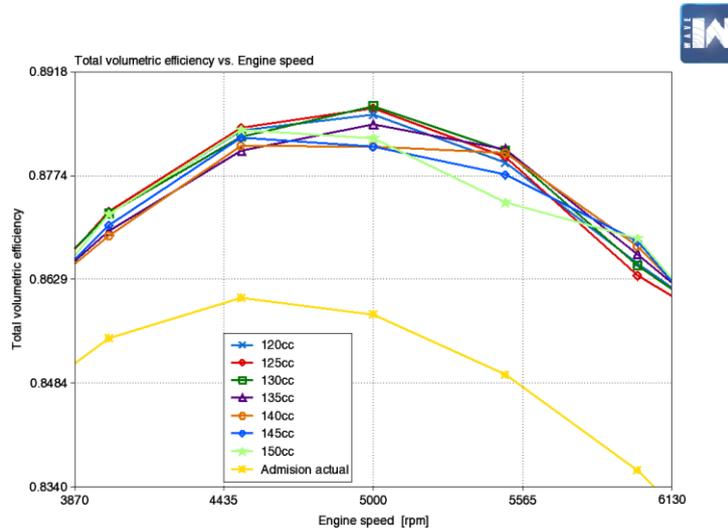


Figura 5.2.17: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad de giro del motor para diferentes volúmenes de plénum.

Cabe destacar que el programa toma como geometría del plénum una esfera a la que se conectan el conducto de entrada y el runner, en este caso, dada la menor complejidad que supone su montaje y diseño, se ha decidido que estos formarán un ángulo de 90 grados. Esta representación puede verse en la figura 5.2.18.

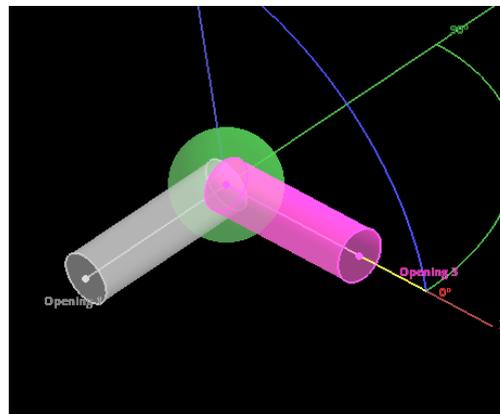


Figura 5.2.18: Representación del plénum en Wave.

Posteriormente a esto, se realizaron más simulaciones con menores separaciones entre los 125 y 135 cm³, que terminaron demostrando que el volumen de plénum que mejor resultados dio fue de 130 cm³.

Hay que mencionar que a partir de los 130 cm³, un aumento o disminución de volumen del plénum muestra que, específicamente en las 5000 rpm, el rendimiento volumétrico cae significativamente (figura 5.2.18). No se ha encontrado actualmente una explicación a este suceso, puesto que las condiciones del aire en este plénum son prácticamente las mismas para cualquier caso según muestran las simulaciones. Se especula que posiblemente esto tenga que ver con las ondas de presión y la resonancia del sistema con estas.

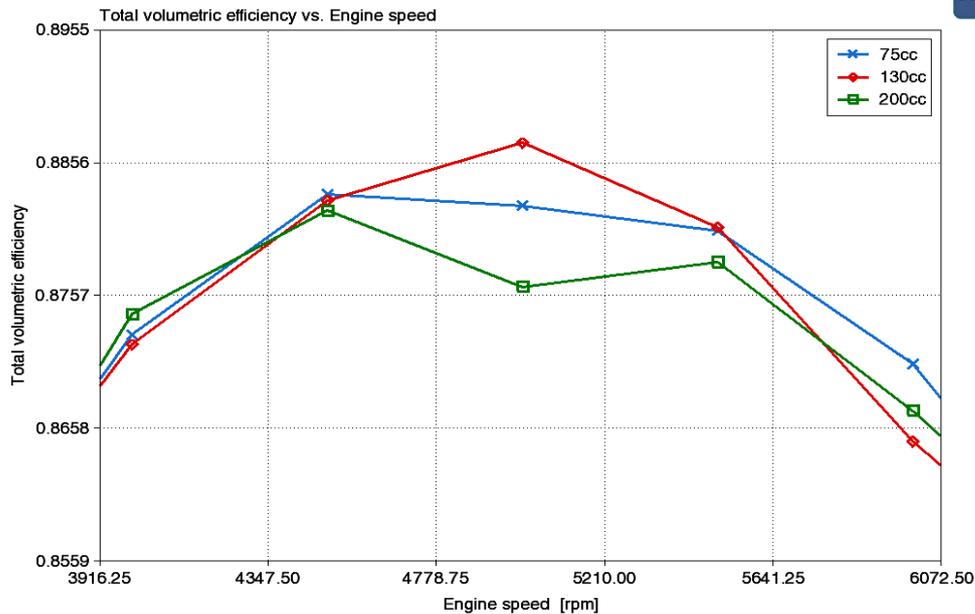


Figura 5.2.19: Efecto de la disminución y aumento del volumen de plénium en el rendimiento volumétrico.

5.2.3 Análisis de la longitud del runner

Anteriormente se demostró que el conducto actual de admisión de aire es relativamente corto como para poder aprovechar la energía de las ondas de presión, por lo que la primera tendencia en la simulación será la de ir alargando este conducto y analizar su comportamiento.

Usando la ecuación del resonador de Helmholtz puede estimarse para este caso el largo total que debería tener el runner:

$$L = \frac{A}{V_0} \cdot \left[\frac{C}{f \cdot 2\pi} \right]^2$$

- Siendo A la sección del runner o conducto del resonador:

$$A = \frac{\pi D_{runner}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (9,5)^2}{4} = 70,88 \text{ mm}^2 = 70,88 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

- V_0 el volumen del resonador, que se considera como el plénium, anteriormente se especifica que es de 130 cm^3 .
- f la frecuencia de la onda de presión en hercios. En este caso, se considera como la velocidad del motor en RPS. Sabiendo que el rango de trabajo del motor esta entre 4000 y 6000 rpm, se decide tomar el valor de 5000rpm solamente para la estimación de la longitud del runner.

$$f = \frac{5000}{60} = 83,33 \text{ Hz}$$

Por lo tanto:

$$L = \frac{70,88 \cdot 10^{-6}}{130 \cdot 10^{-6}} \cdot \left[\frac{343}{83,33 \cdot 2\pi} \right]^2 = 0,234 \text{ m} = 234 \text{ mm}$$

Habiendo dicho anteriormente que el conducto tiene una longitud no modificable de unos 50 mm debido al tramo de inyección, se puede saber que la longitud del runner modelado en Wave estará alrededor de los 184 mm.

Se repite y destaca que este último cálculo es únicamente estimativo. Hay que considerar que no se han comprobado en ningún momento las condiciones que debe reunir un resonador de Helmholtz, tampoco se ha calculado el efecto que tiene la necesaria reducción de diámetro de 8,25 mm en la conducción del runner.

Viendo esto, se decide simular la longitud del runner en escalones de 20 mm desde los 160 mm a los 280 mm y ver el efecto sobre el rendimiento volumétrico, obteniendo los resultados de la figura 5.2.19.

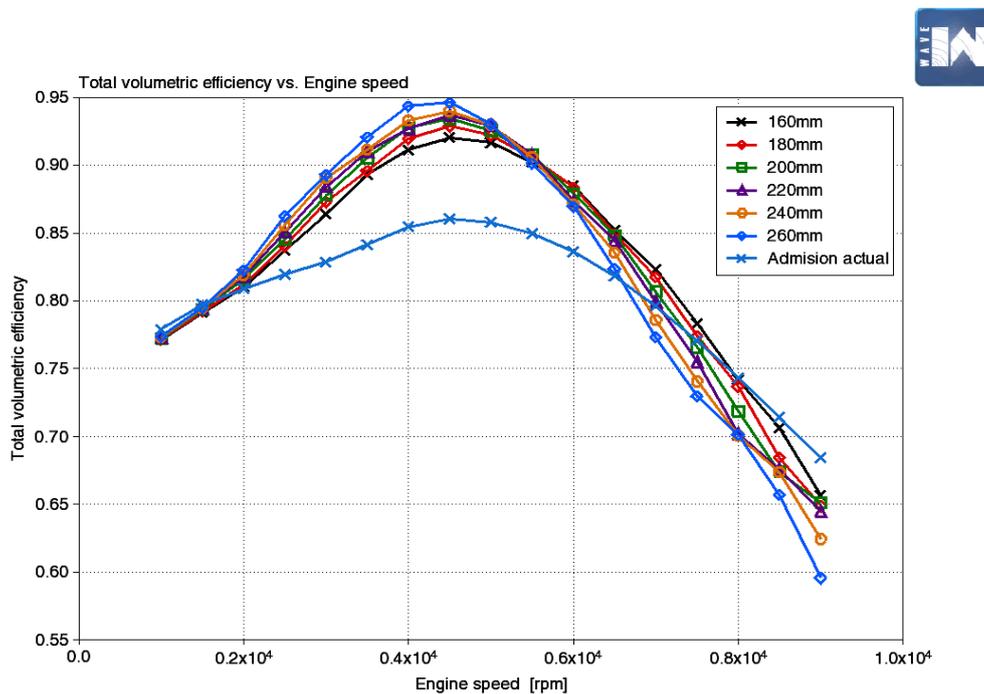


Figura 5.2.20: Rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor con diferentes longitudes de runner.

A mayores longitudes de runner el rendimiento volumétrico mejora considerablemente con menores velocidades del motor, sin embargo, poco después de subir por encima de las 5000 rpm el rendimiento volumétrico empieza a caer, alcanzado una pérdida de hasta 0,02 (2%) a las 6000 rpm en comparación a las otras longitudes. Por el contrario, con un runner de 160mm de longitud se obtienen mayores rendimientos posterior a las 5000 rpm, aunque con una caída significativa a las 4000rpm contra mayores longitudes. De igual modo, cualquiera de estos casos otorga un mejor rendimiento volumétrico en comparación al sistema actual de admisión.

Visto lo anterior, se considera aceptar una longitud de runner entre los 180 y 220 mm dado que el rendimiento volumétrico presenta un comportamiento más constante. Siguiendo, se analiza minuciosamente entre este rango la longitud más ideal, obteniendo los resultados de la figura 5.2.20.

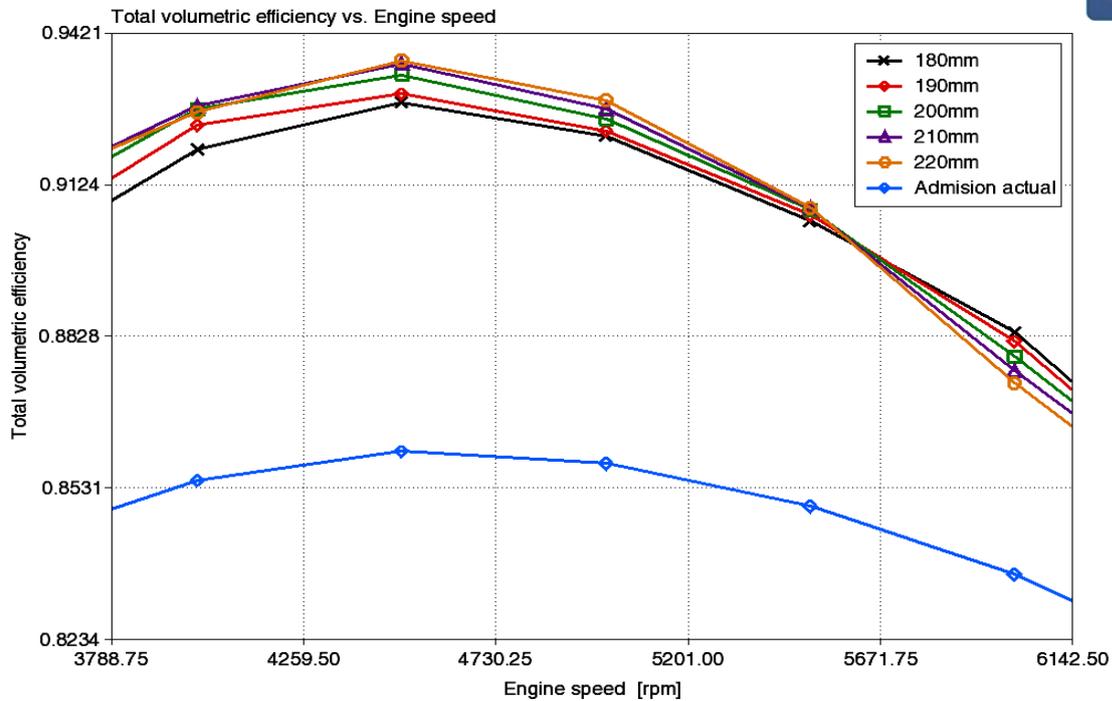


Figura 5.2.21: rendimiento volumétrico en función de la velocidad del motor con diferentes longitudes de runner.

Viendo las gráficas anteriores, para una longitud de 200 mm se puede decir que el rendimiento volumétrico se mantiene relativamente alto a bajas revoluciones y no tiene una caída muy pronunciada en altas revoluciones, por lo que se elige esta longitud para el runner.

5.3 Resultados del nuevo sistema de admisión

La siguiente serie de curvas muestra la comparación de diferentes parámetros del motor con el nuevo sistema de admisión propuesto y el sistema actual.

- **Rendimiento volumétrico**

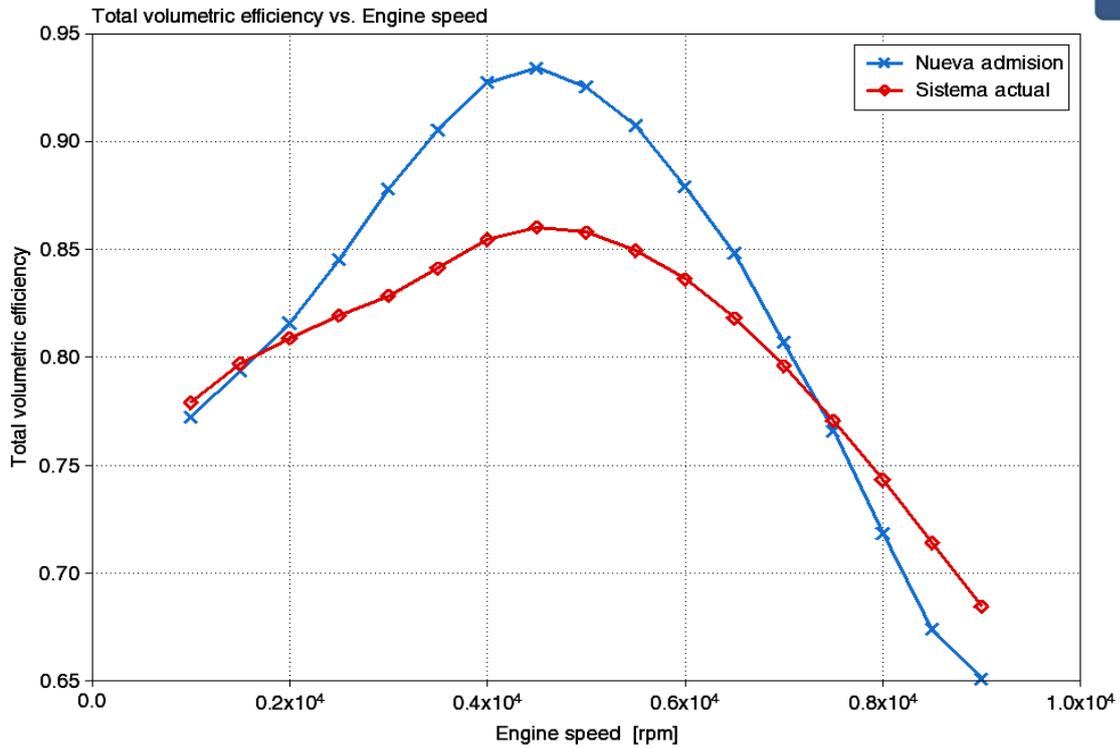


Figura 5.3.1: Comparativa del rendimiento volumétrico entre el sistema de admisión propuesto y el actual.

5.3.2 Potencia efectiva

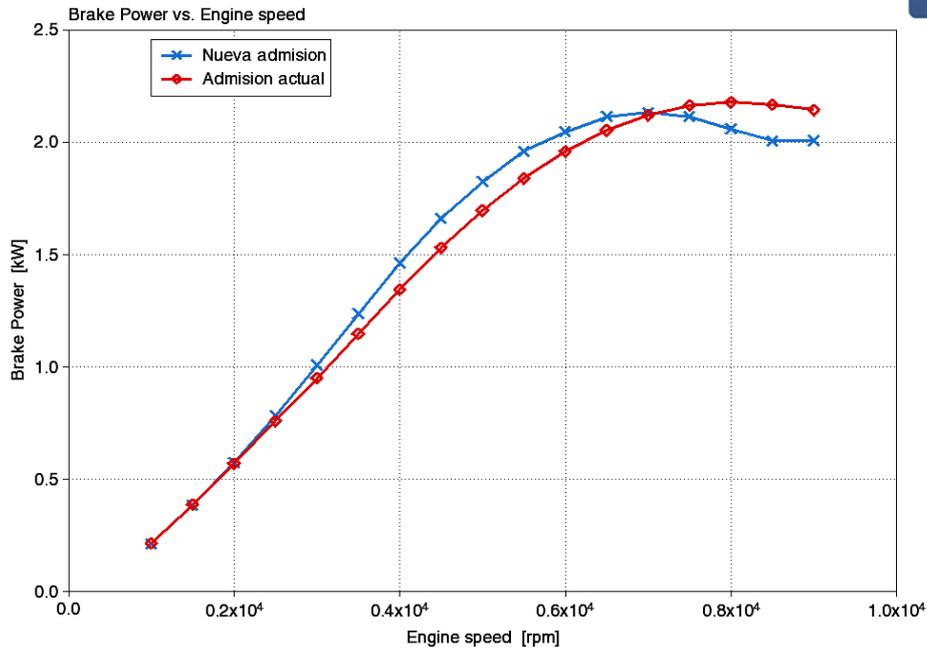


Figura 5.3.2: Comparativa de la potencia efectiva entre el sistema de admisión propuesto y el actual.

Entre las 4000 y 6000 rpm se obtiene un incremento casi constante de la potencia de unos 0,12 kW en todos los puntos de trabajo (ver figura 5.3.2).

5.3.3 Par efectivo

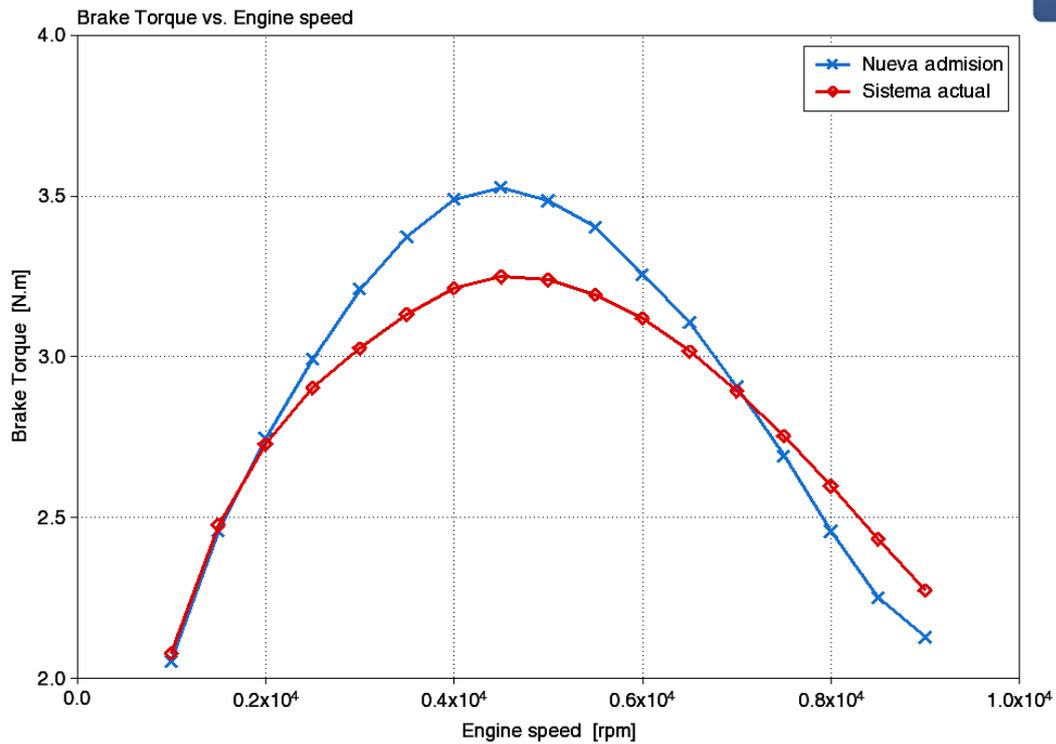


Figura 5.3.3: Comparativa del Par efectivo entre el sistema de admisión propuesto y el actual.

5.3.4 Consumo específico

Como se puede ver en la figura 5.3.4, el consumo específico aumenta ligeramente con el nuevo sistema de admisión propuesto. Dentro del rango de trabajo de las 4000 y 6000 rpm, el aumento de consumo se incrementa un máximo de 0,003 kg/kWh, lo que se considera despreciable en comparación a la mejora de los outputs del motor.

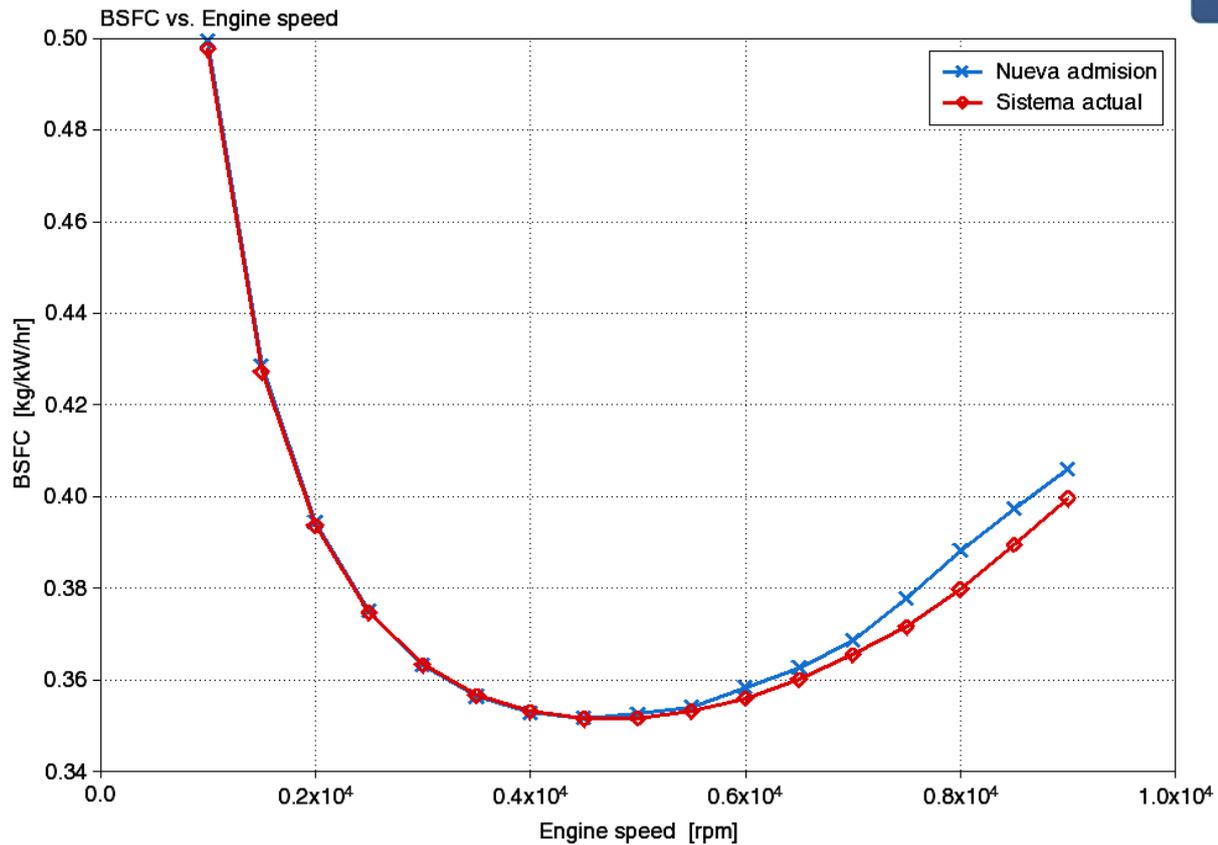


Figura 5.3.4: Comparativa de las curvas de consumo entre la nueva admisión propuesta y el sistema actual.

5.3.5 Presión en la válvula de admisión

- Ondas de presión en 4000 rpm

Como puede verse en la figura 5.3.5, con el sistema actual, las ondas de presión bajan de frecuencia debido a que tardan más tiempo en recorrer el runner, además, gracias al efecto resonador del plenum estas aumentan su amplitud. A los 4000 rpm, esto se traduce en que se sincroniza la apertura de válvula de admisión con la aproximación (no la llegada total) de una onda de presión, además, de que en media apertura coincide la llegada de otra onda, esto eventualmente ayuda a “empujar” más aire dentro del cilindro.

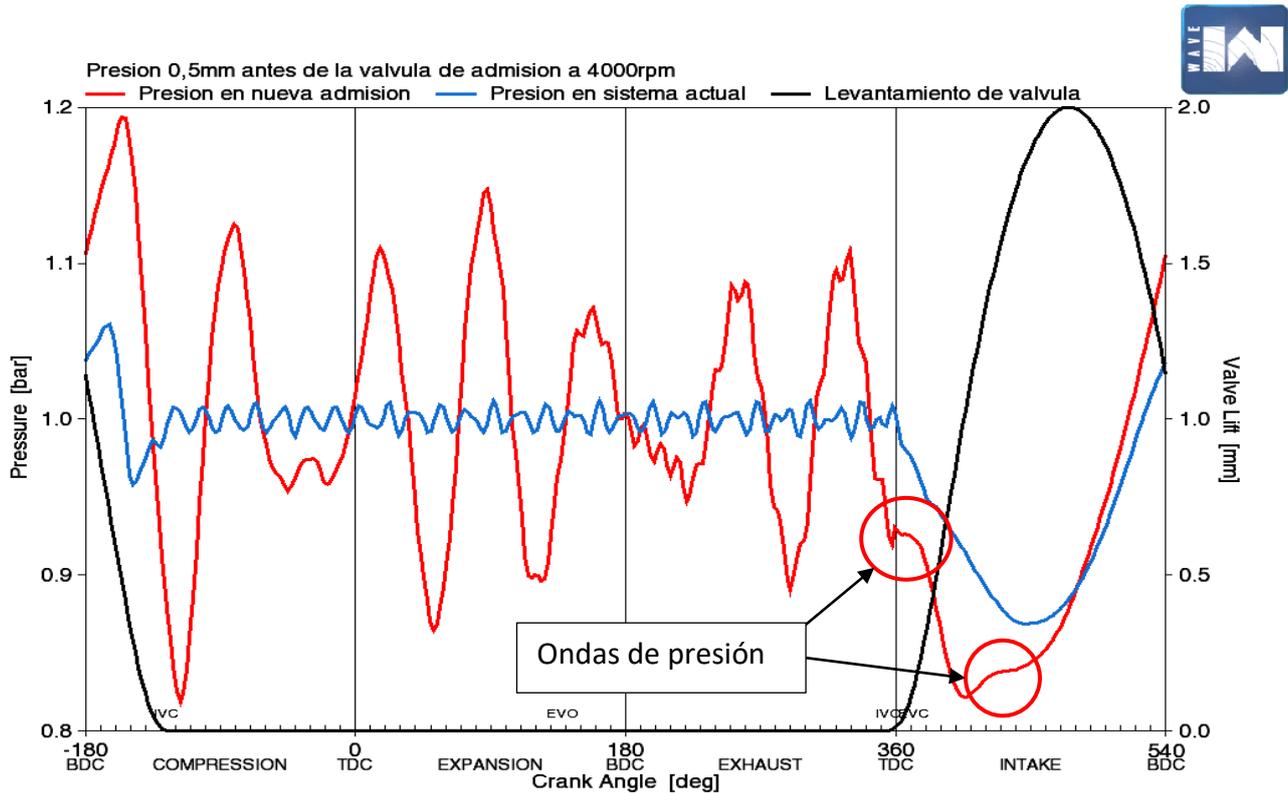
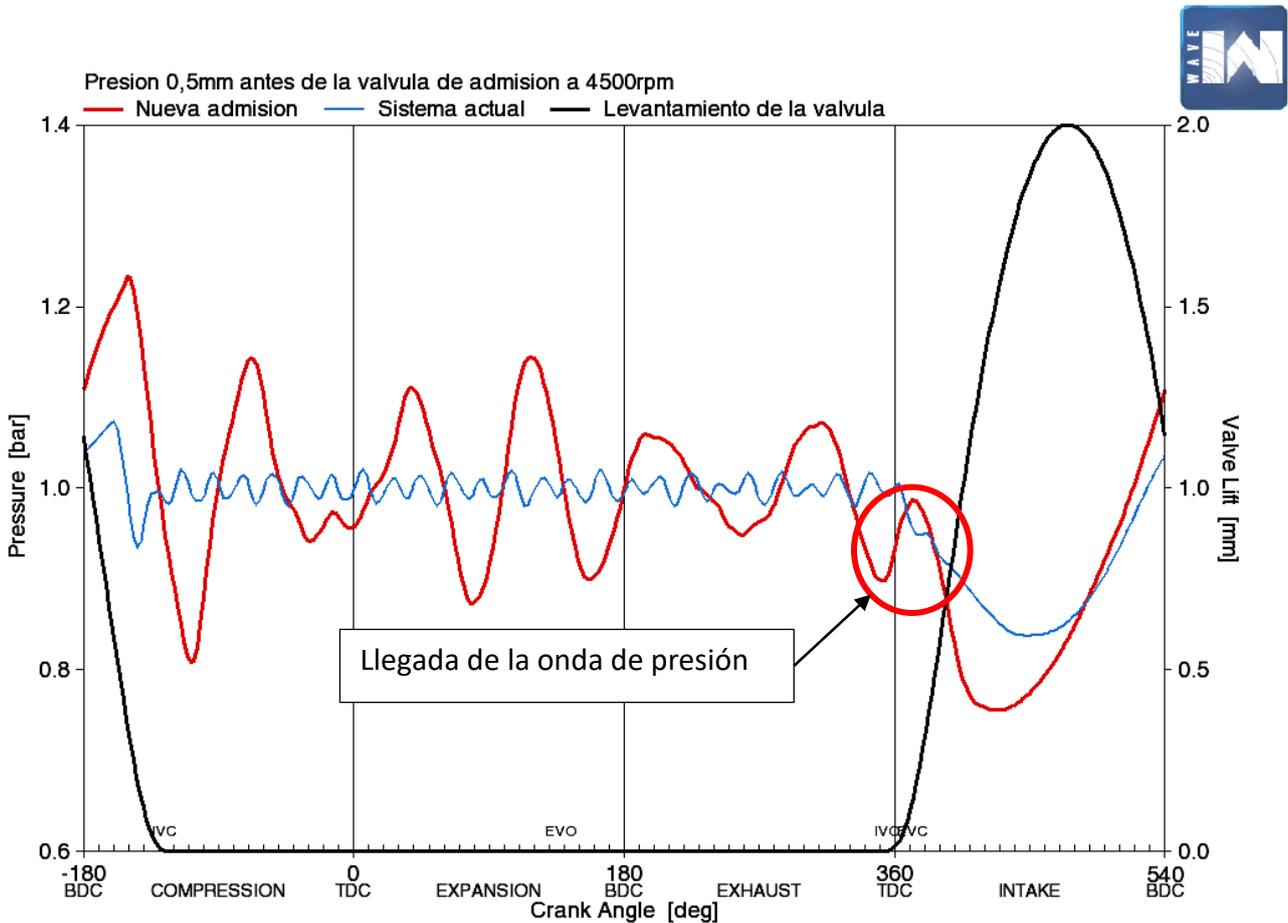


Figura 5.3.5: Comparativa de las ondas de presión entre la nueva admisión y el sistema actual a 4000 rpm.

- **Ondas de presión a 4500 rpm**

Esta es la velocidad del motor en la que se encuentra el máximo rendimiento volumétrico. Aquí puede verse como, a medida que aumenta la velocidad, la longitud de la onda con respecto al giro del cigüeñal se vuelve más amplia. Además, se puede comprobar porqué esta es la velocidad con mayor rendimiento volumétrico, pues la válvula abre prácticamente en el instante cuando se alcanza un pico de presión, es decir, cuando la onda ha llegado completamente al final del runner (ver figura 5.3.6).



- **Ondas de presión a 6000 rpm**

A 6000 rpm, en la figura 5.3.7, se empieza a ver como las ondas y la apertura de la válvula comienza a dejar de ser resonantes. Esto se debe a que la válvula de admisión abre poco después de que se haya alcanzado el pico de presión, es decir, la onda está iniciando su retirada.

Cabe destacar que a esta velocidad el rendimiento volumétrico del nuevo sistema sigue siendo superior al del sistema actual.

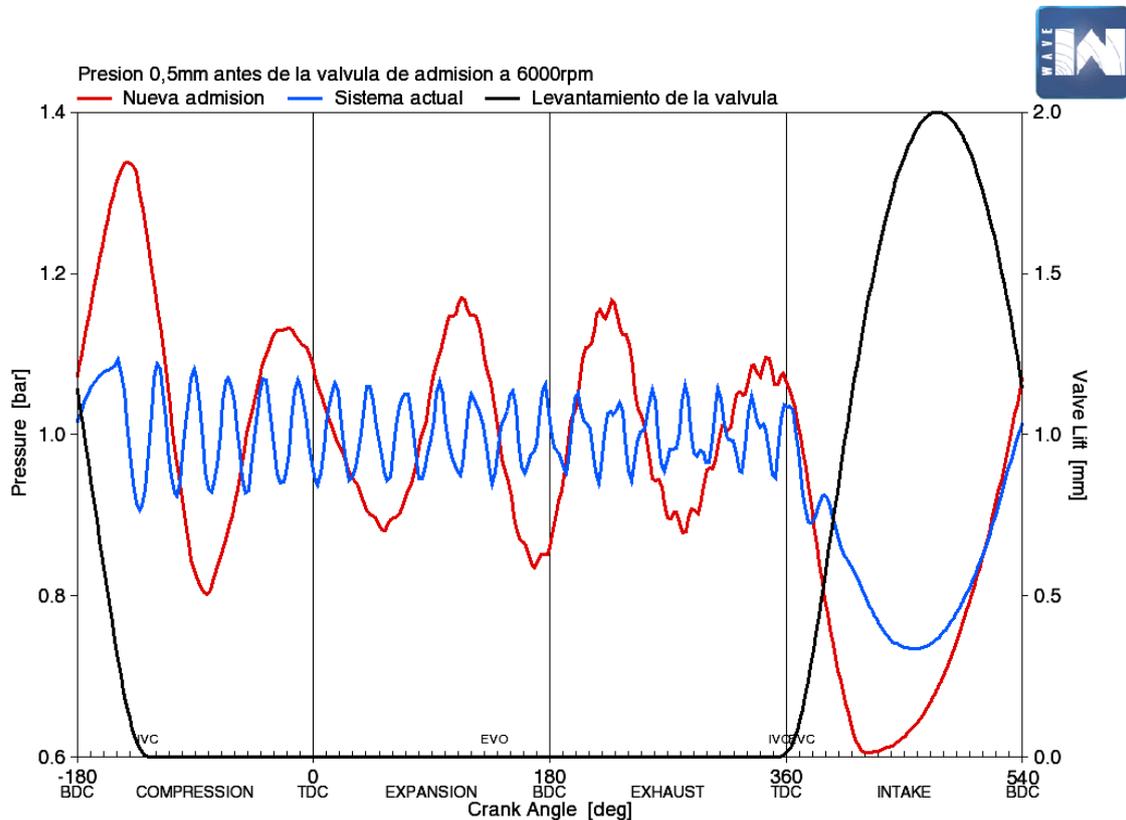


Figura 5.3.7: Comparativa de las ondas de presión entre la nueva admisión y el sistema actual a 6000 rpm.

5.3.6 Número de mach en la válvula de admisión

El número de Mach obtenido en los extremos del rango de trabajo con el nuevo sistema de admisión aumenta su variación con respecto al sistema actual a medida que aumenta la velocidad del motor (ver figuras 5.3.8 y 5.3.9).

Calculando la media de los valores vistos en las gráficas por medio del software Excel, se puede revelar una limitación del nuevo sistema de admisión propuesto:

Los valores del número de Mach medio para 4000 rpm son:

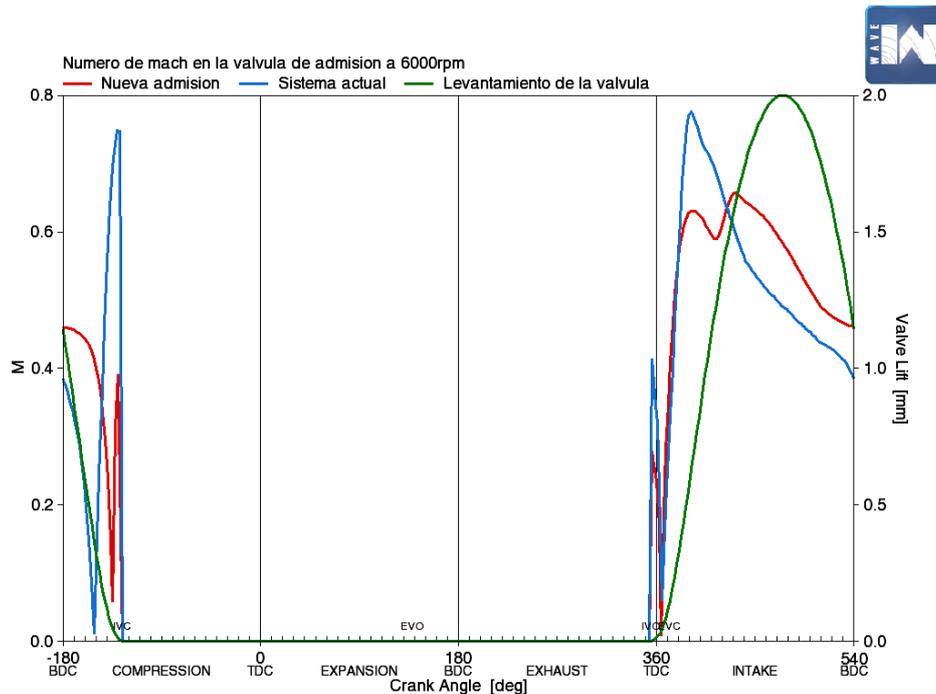
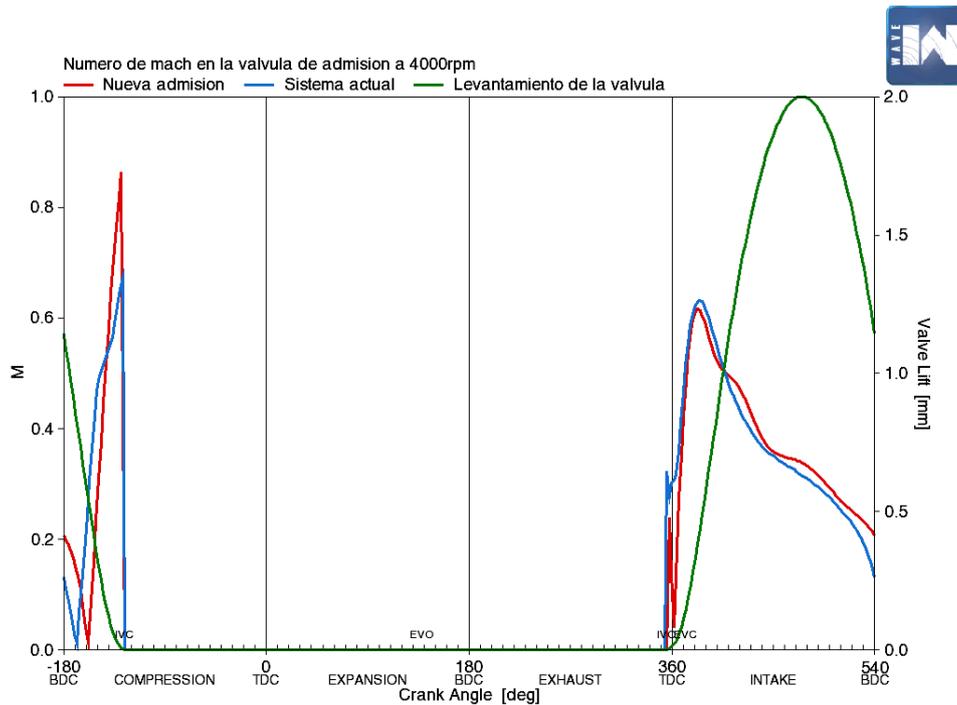
- Sistema actual: 0,3592
- Sistema nuevo: 0,3595

Para 6000 rpm los valores de mach medio son:

- Sistema actual: 0,4807
- Sistema nuevo: 0,4973

Los valores del número de Mach en las 6000 rpm son muy próximos al límite de 0,5 experimentado por Futanabi y Watanabe. Esto explica la caída abrupta del rendimiento volumétrico con el aumento de la velocidad del motor, especialmente con el nuevo sistema. Aun así, esto no será considerado dado que

esta última velocidad mencionada será la máxima de trabajo del motor, en cuyo caso el rendimiento volumétrico del nuevo sistema supera con creces al de la admisión actual.



6 Diseño final y modelado en software NX12

6.1 Modelado del runner y acoplamiento al sistema actual

En el acoplamiento entre el sistema actual con el nuevo conducto de admisión es posible identificar dos problemas principales que pueden comprometer el funcionamiento, estos son la hermeticidad del sistema y el comportamiento del material antes las inevitables vibraciones del motor.

Para solventar tales problemas, se plantea un sistema de acople a presión por medio de juntas flexibles de TPU, que gracias a sus propiedades elásticas esta puede solventar ambas funciones, absorbiendo parte de las vibraciones en el acople y sellándolo al poder moldearse alrededor de cualquier imperfección. El modelado de esta junta puede verse en la figura 6.1.1, en donde se busca que esta encaje dentro del agujero de 16 mm del sistema actual, a la vez que deja suficiente espacio como para poder encajar el runner dentro de la misma.

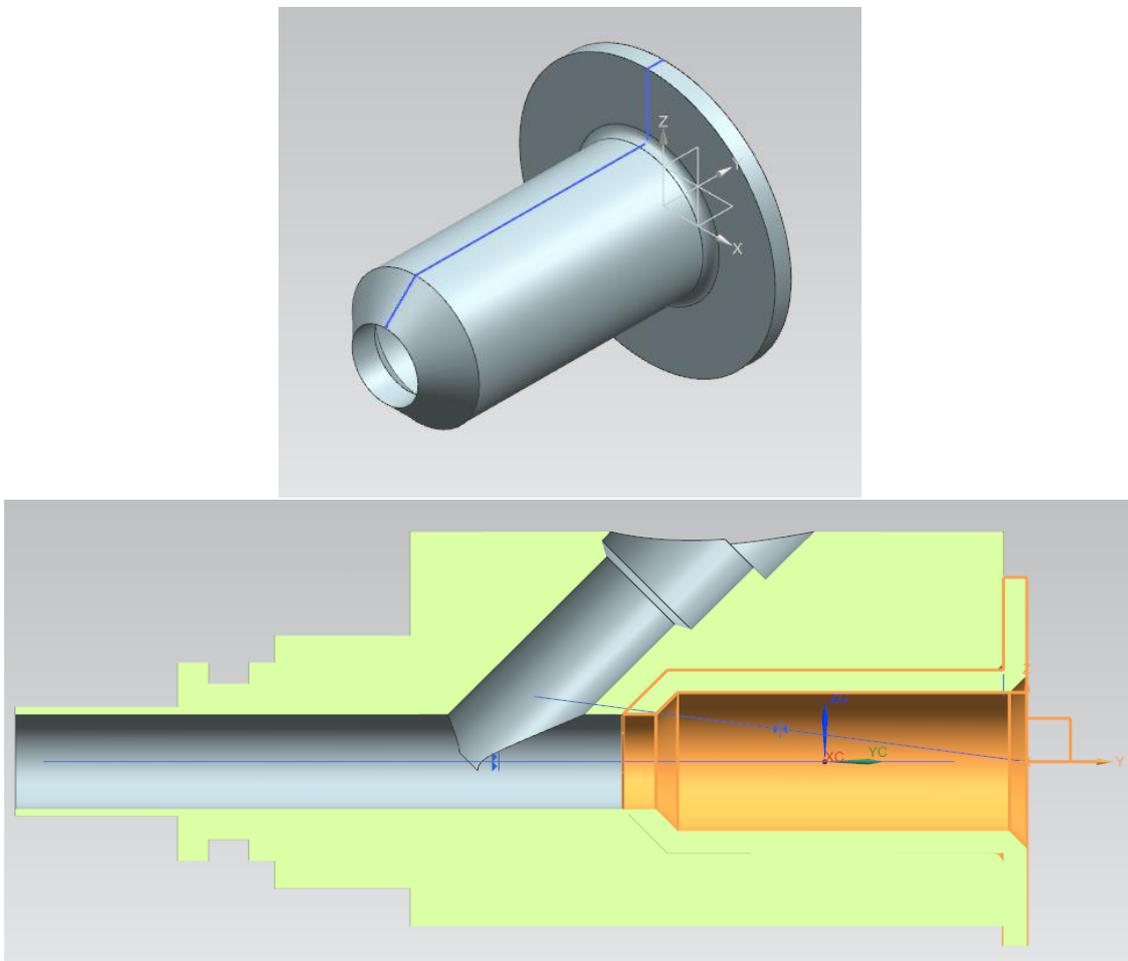


Figura 6.1.1: Junta de TPU para el acople entre el runner y el sistema actual.

El espesor de pared de 2 mm de la junta se ha elegido pensando en su fabricación por FFF (Fused Filament Fabrication o impresión 3d), puesto que en la experiencia se ha visto que no es muy recomendable trabajar con espesores menores con materiales flexibles.

Dentro de esta junta se aloja el segmento de acople del runner, tal como puede verse en la figura 6.1.2, lo que permite reducir el diámetro interior del runner al calculado anteriormente de 9,5 mm.

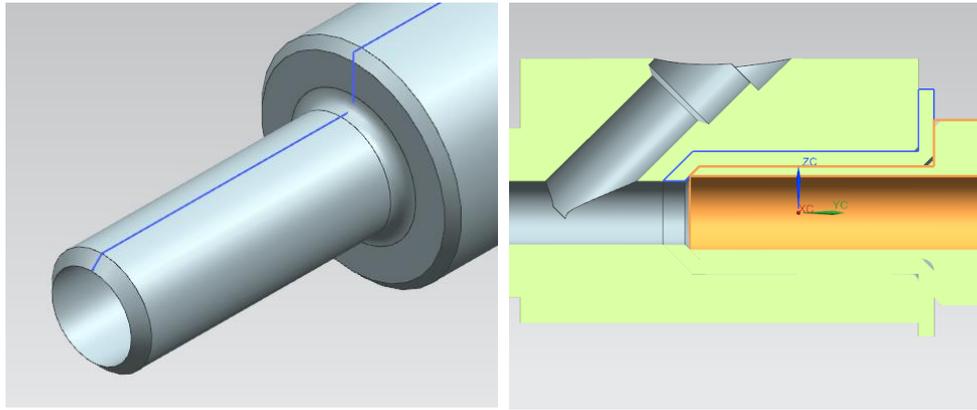


Figura 6.1.2: Segmento de acoplamiento del runner al sistema actual.

Se ha realizado también un chaflán en la parte trasera de la junta y un redondeo en el final del segmento del runner con el objetivo de poder introducir la totalidad de la longitud de acople, además de disminuir posibles concentraciones de tensión.

Siguiente, se termina de modelar el resto del runner, siendo este un conducto recto de diámetro interior de 9,5 mm. También, se le incluye al runner una cavidad en la que se introducirá otra junta para poder acoplar el plénium. Cabe destacar que, como puede verse en la figura 6.1.3, esta cavidad tiene un segmento cónico cuya generatriz forma un ángulo de 45 grados con respecto al eje del conducto, esto se hace para que en su fabricación mediante impresión 3d no se requiera el uso de soportes.

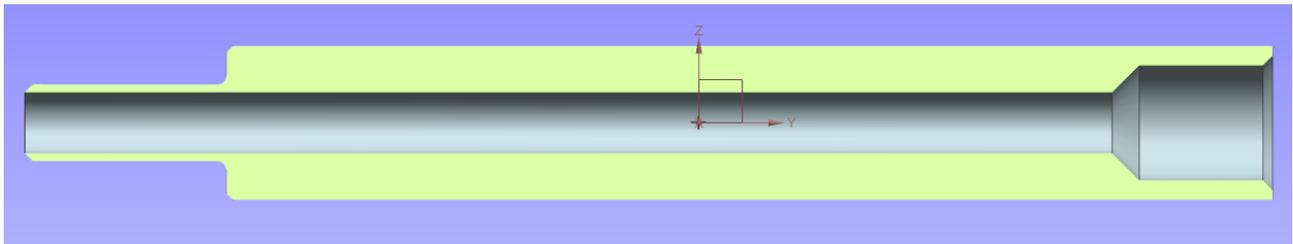


Figura 6.1.3: Sección longitudinal del runner.

El espesor de pared del runner se ha escogido para que exista suficiente material en la zona del acoplamiento con el plénium, además de no ser lo suficientemente delgado como para tener problemas de fabricación y servicio. Hay que considerar que estas piezas soportan esfuerzos muy bajos, siendo el ligero peso propio característico de piezas fabricadas por impresión 3d el principal de estos esfuerzos.

Posteriormente, se diseña la junta flexible que unirá al plénium con el runner, vista en la figura 6.1.4. En esta, también se mantiene el ángulo de 45 grados en los tramos voladizos cónicos para permitir su fabricación, además, dado a que el espacio lo permite, se ha decidido incrementar a 3mm el ancho de pared.

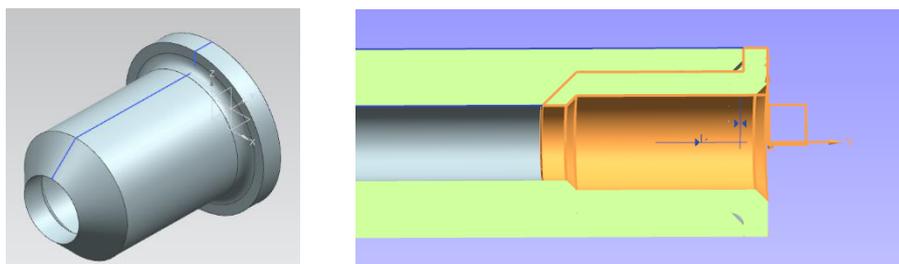


Figura 6.1.4: Junta flexible de TPU para el acoplamiento entre el plénium y el runner.

6.2 Modelado del plénum y conducto de entrada

El plénum se modela como una esfera cuyo volumen interior es el calculado anteriormente de 130 cm³, esto corresponde a un diámetro interior de:

$$D = 2 \left(\frac{3V}{4\pi} \right)^{\frac{1}{3}} = 2 \left(\frac{3 \cdot 130}{4\pi} \right)^{\frac{1}{3}} = 6,285 \text{ cm} = 62,85 \text{ mm}$$

El diámetro exterior del plénum se ha escogido de 70mm, que se considera suficiente como para no ocupar mucho espacio dentro del vehículo.

En el plénum se modela un acople macho para poderlo unir a la junta flexible que eventualmente se conecta al runner (figura 6.2.1).

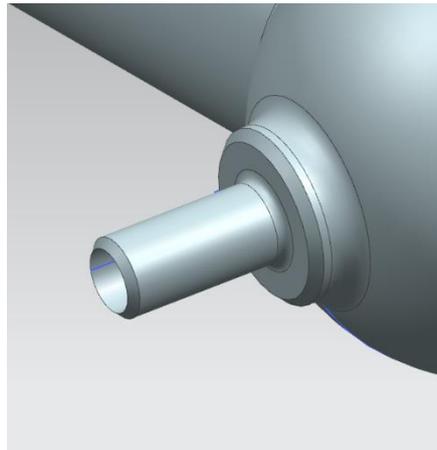


Figura 6.2.1: Segmento de acople macho del plénum.

A 90 grados de este último, se posiciona el conducto de entrada de sección decreciente, al cual se le da exteriormente un diámetro constante para facilitar posteriormente el montaje en el vehículo. En la figura 6.2.2 puede verse esta pieza seccionada.

Los radios de redondeo han sido ubicados con el objetivo de aminorar posibles tensiones, además de mejorar el flujo del aire debido al menor desprendimiento de flujo explicado en la fundamentación teórica.

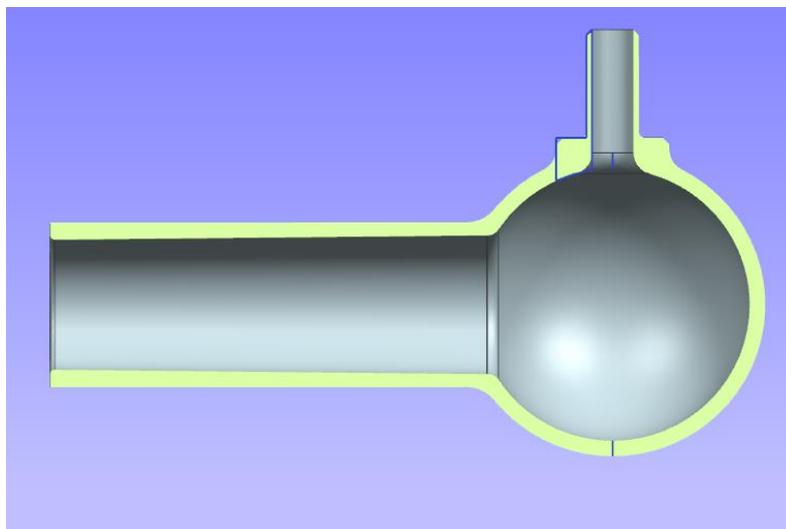


Figura 6.2.2: Vista de sección longitudinal del plénum y conducto de entrada.

6.3 Ensamblaje

En el software NX12 se ensamblan todos los componentes diseñados de la admisión y dado que la conducción interna del runner está compuesta por una serie de cuatro piezas, se comprueba que su longitud sea la indicada de 200 mm (figura 6.3.1).

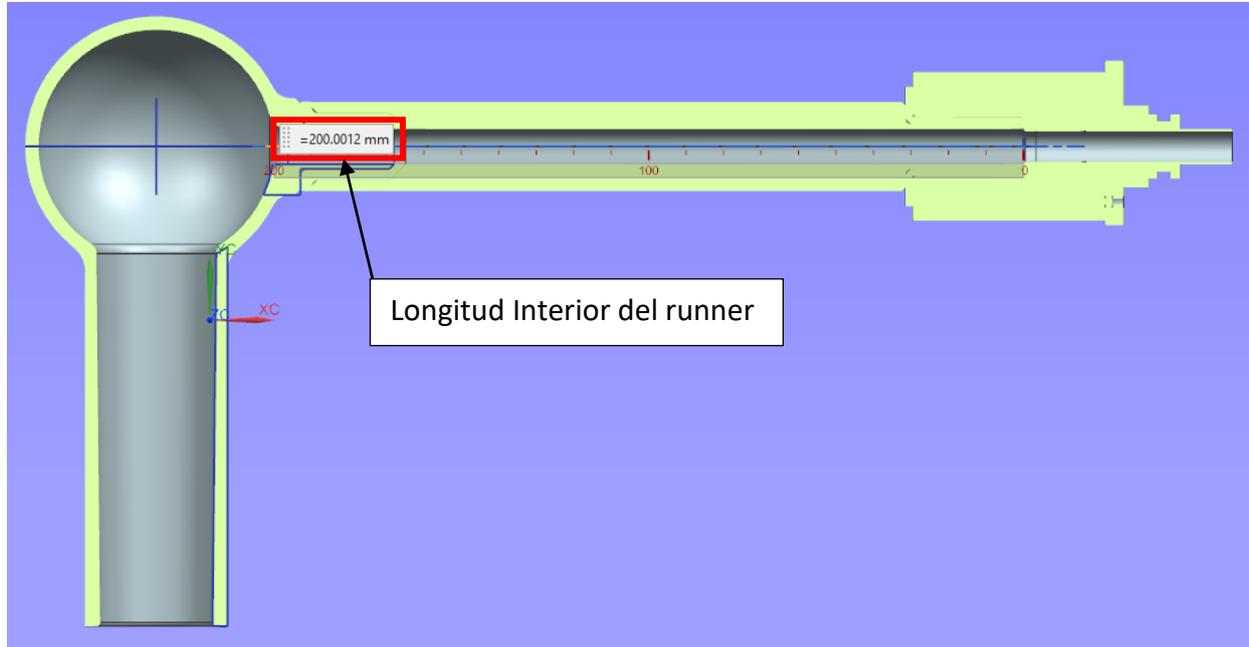


Figura 6.3.1. Comprobación de la longitud interna del runner.

Posteriormente se monta el conjunto de la admisión en el motor dentro del vehículo (figura 6.3.2).

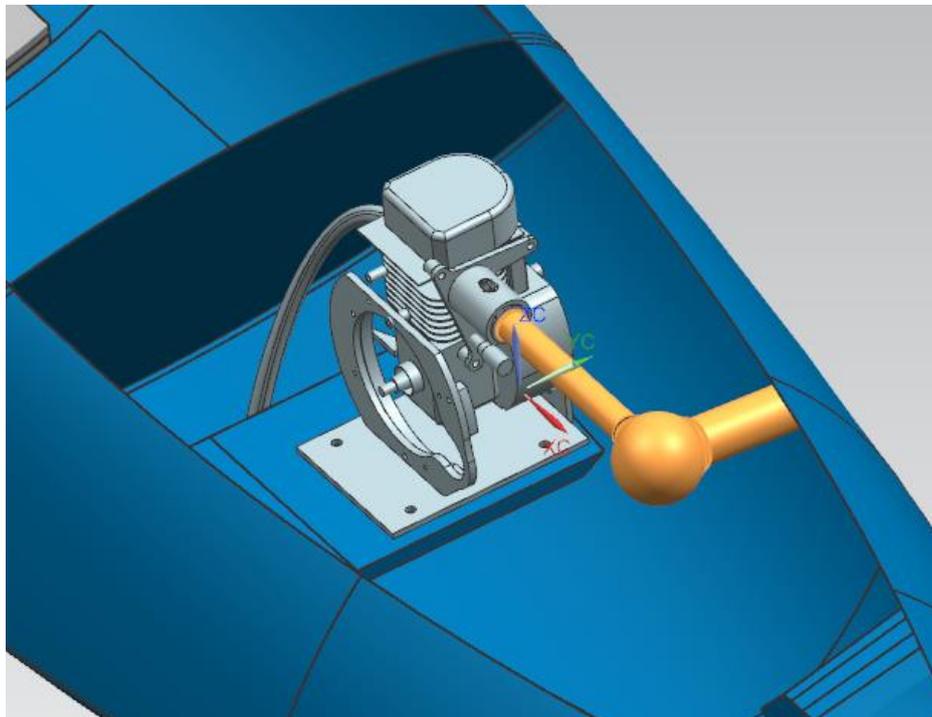


Figura 6.3.2: montaje del sistema de admisión dentro del vehículo

Como puede verse en la figura 6.3.3, existen múltiples posiciones para ubicar la entrada del sistema de admisión, por lo que se analizan una serie de criterios para poder elegir la mejor opción posible.

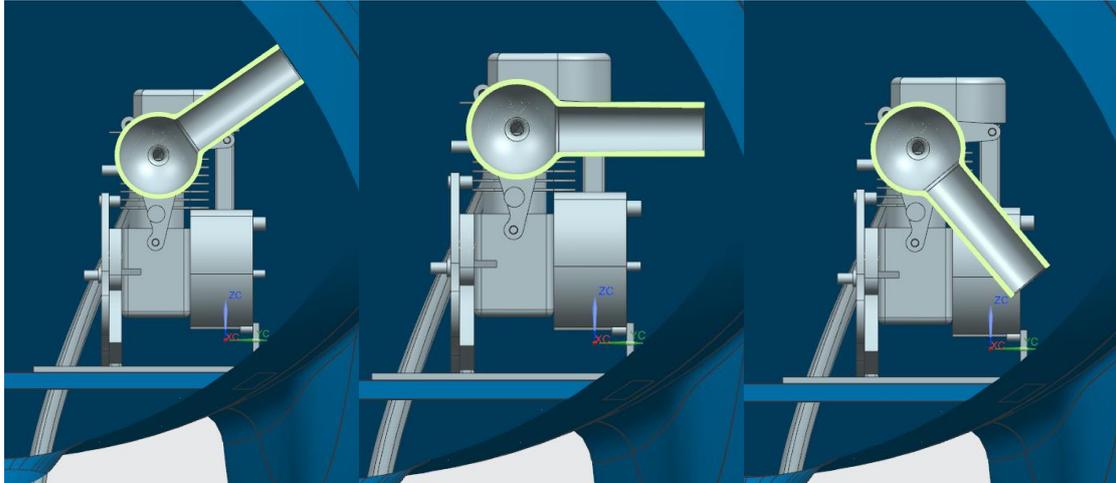


Figura 6.3.3: Sección transversal al plenum mostrando diferentes posiciones de entrada.

El primero tiene que ver con la aerodinámica del vehículo. Como puede verse en la figura 6.3.4, cuando el vehículo avanza, el aire circula ligeramente más rápido por la mitad superior del casco, cosa que, si se aprovecha de manera correcta, favorece la entrada de aire al sistema de admisión.

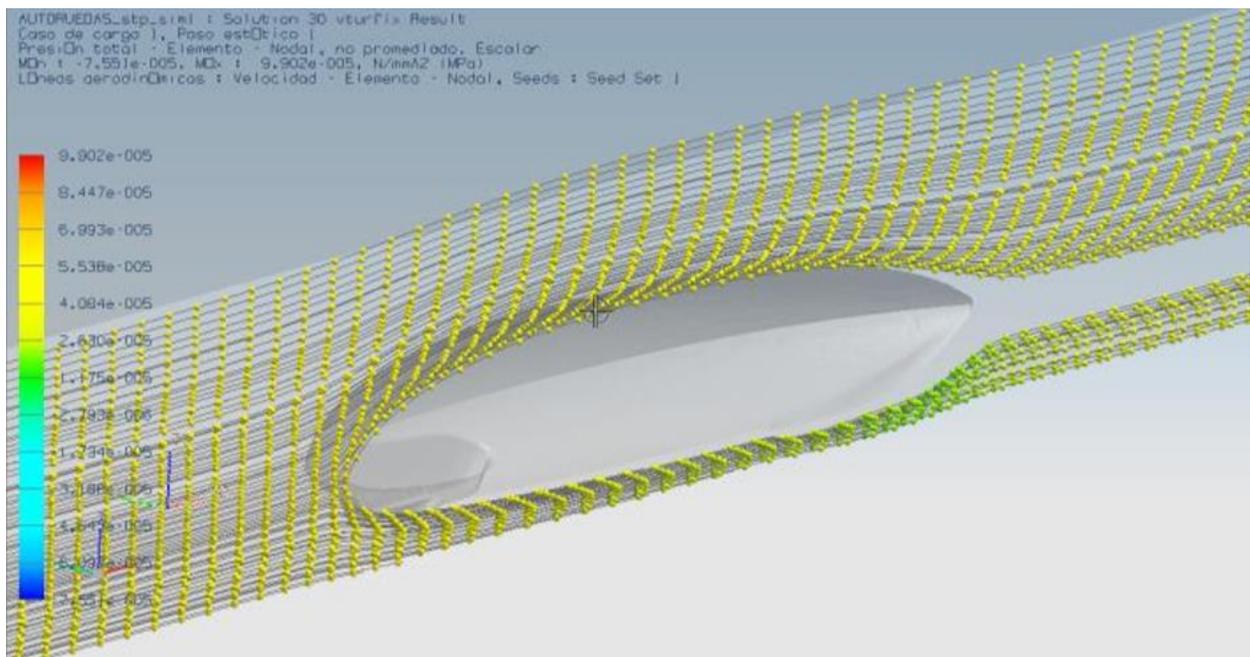


Figura 6.3.4: Velocidad del aire alrededor del casco del prototipo del equipo IDF Eco-Marathon. [11]

Luego de esto, se destaca la limpieza del aire. Si bien ubicar la entrada al sistema de admisión por debajo previene a que objetos sólidos, como pequeñas piedras o escombros, puedan acceder, también es verdad que aumenta la probabilidad de succión de pequeñas partículas de polvo o tierra cercanas al suelo que eventualmente tienen el tamaño suficiente como para atravesar la válvula de admisión y dañar internamente el motor, recordando que por normativa de la competición no pueden usarse filtros de aire.

Estructuralmente, una entrada por la parte superior del vehículo compromete muy poco a su resistencia, lo que se puede comprobar al revisar el bajo índice de fallos en tal zona (ver figura 6.3.5), que es lo mismo a decir que se dispone de una alta fiabilidad de la integridad del monocasco.

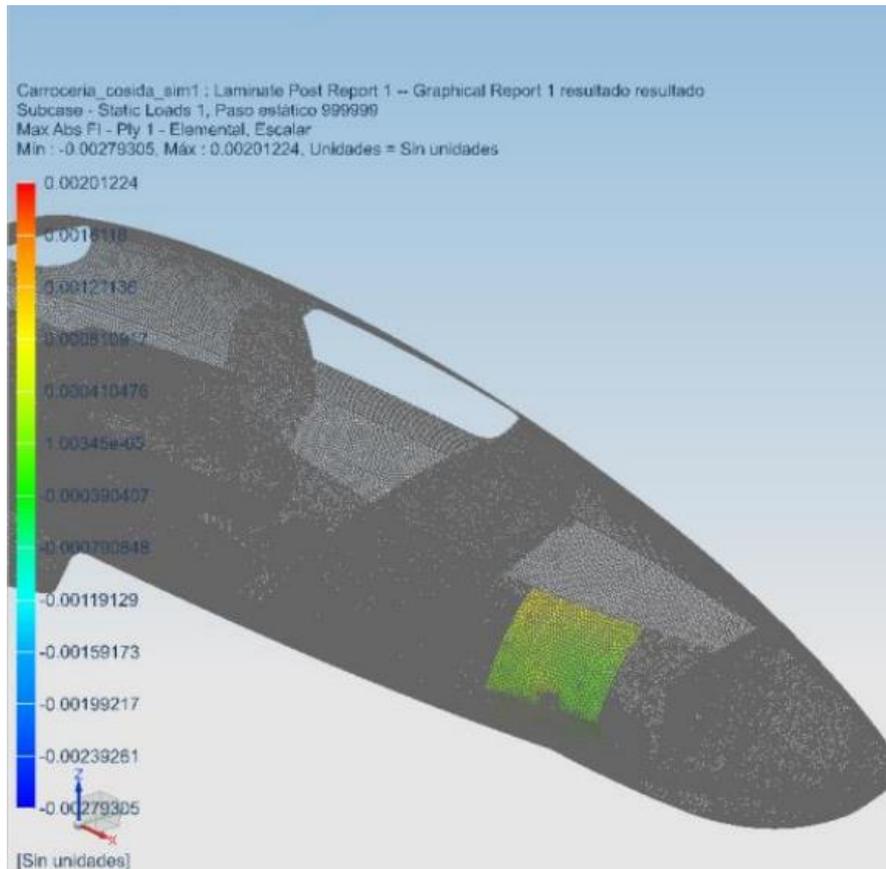


Figura 6.3.5: índice de fallos en la parte trasera del monocasco. [15]

Por otro lado, cabe destacar que la cercanía entre la sección de entrada del sistema y la pared del vehículo es menor cuando se inclina el conducto de entrada a 35 grados sobre la horizontal, encajando prácticamente con la longitud de 100 mm para el conducto de entrada (ver figura 6.3.6).

Por estos factores, se decide que esta última será la posición de entrada al sistema de admisión.

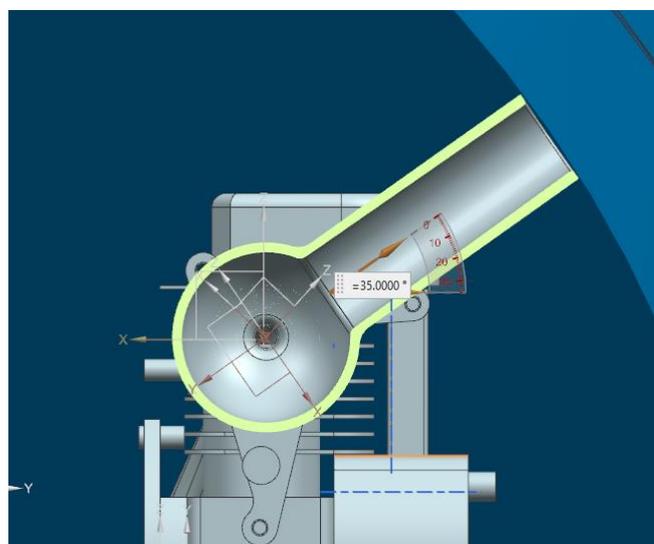


Figura 6.3.6: Conducto de entrada inclinado 35 grados sobre la horizontal.

7 Fabricación

El nuevo sistema de admisión ha sido diseñado pensando en su fabricación que será por FFF, estas siglas hacen referencia a la tecnología Fused Filament Fabrication, más conocida como impresión en 3D. Esta técnica es la elegida debido a la gran flexibilidad que permite para el procesamiento de materiales y la manufactura de piezas con geometrías complejas como lo son el plenum diseñado.

7.1 Materiales de fabricación de los acoplamientos

Los acoplamientos cumplen cuatro funciones principales: sellar el sistema de admisión, absorber las desalineaciones geométricas, aminorar las vibraciones y aportar la suficiente firmeza estructural para sujetar las piezas.

El material escogido para los acoplamientos es el Filaflex 82A, que se considera que posee la suficiente rigidez como para amoldarse a los desperfectos geométricos propios de la fabricación por FFF, al mismo tiempo que posee la suficiente rigidez como para sujetar a las piezas, recordando que estos van con un ajuste de apriete.

Cabe destacar que la temperatura de la combustión disipada por en el bloque motor no será un problema para este material, pues su temperatura de fusión, según el fabricante, ronda los 220 a 240 °C (ver figura 7.1.1) y las temperaturas más altas que se han registrado en el exterior del motor son de aproximadamente 90°C, que son incluso inferiores al punto de transición vítrea de 105 °C del material.

9. Physical and chemical properties

| | |
|-----------------------------------|----------------|
| Appearance: | Various colors |
| Odor: | Odorless |
| Odour Threshold: | NA |
| PH: | NA |
| Boiling Point (° C): | NA |
| Melting point (° C): | 220-240 |
| Softening point (° C): | 105 |
| Evaporation Rate: | NA |
| Properties Flammable / Explosive: | NA |
| Vapor pressure / vapor density: | NA |
| Relative density: | 1.13 |
| Solubility: | NA |
| Octanol/water partition: | NA |
| Auto-ignition temperature: | NA |
| Decomposition temperature: | NA |
| Viscosity: | NA |
| Other properties: | NA |

Figura 7.1.1: Propiedades físicas y químicas del Filaflex 82A.

7.2 Material de fabricación del runner, plenum y conducto de entrada

Estas piezas son ciertamente más rígidas dado que no deben deformarse a pesar de los cambios de presión que ocurren en el sistema de admisión, destacando que el plenum y runner han sido calculados para un volumen, diámetro y longitud específicos, y cualquier cambio en su geometría alterará las condiciones del aire de entrada al motor.

Buscando la durabilidad, ligereza y alta resistencia de las piezas, se decide que el material de fabricación de estas piezas será el PAHT CF15, que es una combinación de un polímero llamado Poliamida de alta temperatura (PAHT por sus siglas en inglés) y fibra de carbono en un 15% (CF15).

Este material, además, posee alta tolerancia a temperaturas que llegan hasta los 130 °C (ver figura 7.2.1), por lo que se considera que este material no tendrá problemas de servicio causados por las temperaturas.

General information

Components

High temperature Polyamide based filament filled with 15% carbon fibers for Fused Filament Fabrication.

Product Description

PAHT CF15 is a high-performance 3D printing filament that opens new application fields in FFF printing. In parallel to its advanced mechanical properties, dimensional stability, and chemical resistance, it has very good processability. It works in any FFF printer with a hardened nozzle. In addition to that, it is compatible with water-soluble support material and HiPS, which allow printing complex geometries that work in challenging environments. PAHT CF15 has high heat resistance up to 130 °C and low moisture absorption.

Figura 7.2.1: Especificaciones generales del material PAHT CF15.

7.3 Impresora 3D

La maquinaria que se utilizará para la fabricación de estas piezas con los materiales mencionados es la BCN3D Epsilon, que es una máquina de gama industrial de altas prestaciones. Este modelo de impresora puede verse en la figura 7.3.1.



Figura 7.3.1: Impresora 3D BCN3D Epsilon. (Fuente: <https://www.bcn3d.com/bcn3d-epsilon/>)

Actualmente, uno de estos ejemplares se encuentra disponible en el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales de la Universidad Politécnica de Valencia en el campus de Alcoy.

7.4 Parámetros de impresión

Cabe destacar que la situación actual consecuencia de la crisis sanitaria por el COVID 19 ha repercutido en el desarrollo de este apartado, puesto que, los laboratorios en donde se encuentra el material, maquinaria y utillaje necesarios para la fabricación de las piezas de la admisión de aire están cerrados y no se espera su breve apertura. Por lo tanto, los parámetros de fabricación vistos a continuación serán únicamente guías de los que realmente se utilizarán y serán conocidos una vez se experimente con la impresión de las piezas.

Para aquellas piezas impresas en Filaflex 82A, el fabricante Recreus de dicho material recomienda las condiciones de impresión vistas en la figura 7.4.1.

| Printing properties | Recommended |
|-------------------------|------------------------------------|
| Printing temperatures | 215 - 250°C |
| Printing speed | 20 - 60 mm/s |
| Hot-bed temperature | 0°C |
| Optimal layer height | 0.2 mm |
| Minimal nozzle diameter | 0.4 mm or higher |
| Retraction parameters | 3.5 - 6.5 mm (speed 20 - 160 mm/s) |

Figura 7.4.1: Parámetros de impresión recomendados para la fabricación con Filaflex 82A.

En cuanto al PAHT CF15, los parámetros de impresión recomendados por el fabricante BCN3D son los vistos en la figura 7.4.2.

| Recommended 3D-Print processing parameters | |
|--|-----------------------------|
| Nozzle Temperature | 260 – 280 °C / 500 – 536 °F |
| Build Chamber Temperature | - |
| Bed Temperature | 100 – 120 °C / 212 – 248 °F |
| Bed Material | PEI or Glass |
| Nozzle Diameter | ≥ 0.6 mm, Ruby or Hardened |
| Print Speed | 30 - 80 mm/s |

Figura 7.4.2: Parámetros de impresión recomendados para la fabricación con PAHT CF15.

Además de esto, gracias a la experiencia utilizando esta tecnología, el autor de este documento recomienda dar los siguientes valores a otras condiciones de impresión:

- Relleno de pieza de entre un 13% a un 18%.
- Espesor de pared de entre 1,2 mm a 2 mm.
- Espesor de pared superior e inferior de entre 1,2 mm a 2 mm.
- En el caso del Filaflex 82A, usar una expansión horizontal de 0mm y un flujo de entre un 100% a 110%.
- Para el PAHT CF15, usar una expansión horizontal de entre -0,2 mm a -0,1 mm y un flujo de entre un 93% a un 98%.

7.5 Orientación de las piezas en la impresora

La orientación de las piezas determina fundamentalmente las propiedades mecánicas. Esto se debe a que la tecnología FFF funciona por la deposición de material fundido sobre material solidificado en una serie de capas, lo que provoca que la pieza resultante sea anisotrópica, es decir, con propiedades mecánicas diferentes dependiendo de la dirección en la que se aplique un esfuerzo. La gran mayoría de las veces, las piezas impresas en 3D tienen propiedades mecánicas considerablemente más débiles en la dirección perpendicular al plano de las capas depositadas.

En cuanto a las piezas de la admisión de aire, se ha mencionado antes que estas estarán sometidas a cargas mecánicas relativamente bajas, siendo el peso propio del sistema la carga más considerable que, por la naturaleza de este método de fabricación, es de un valor muy bajo.

Dicho esto, se buscará orientar las piezas de la admisión buscando otros criterios prioritarios aparte de la anisotropía, estos son la precisión dimensional y el uso de la menor cantidad de soportes posible.

Dada la forma de funcionamiento de la fabricación FFF, se puede llegar a una mayor precisión dimensional en piezas cilíndricas si estas se orientan perpendicularmente a las capas de deposición

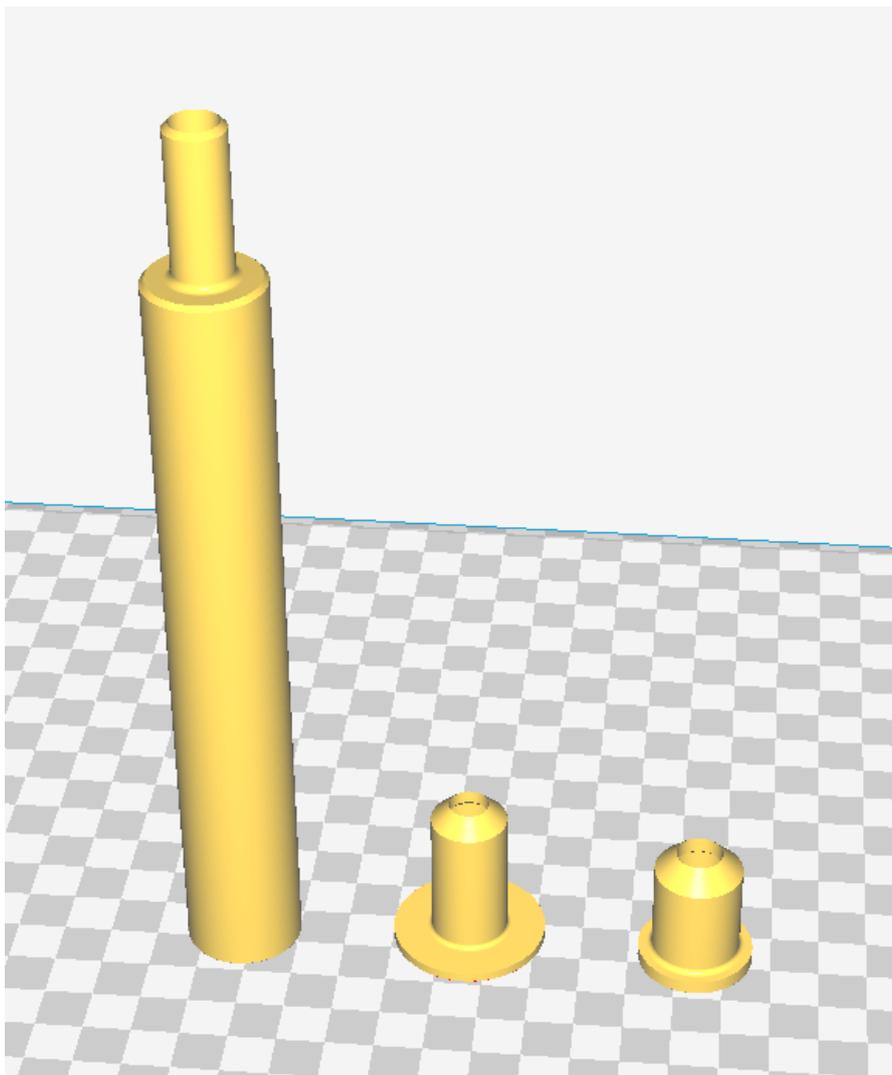


Figura 7.5.1: Orientación de impresión 3D para el Runner y acoplamientos flexibles.

de material, por lo que el runner y los acoplamientos flexibles se orientarán de tal forma (ver figura 7.5.1).

Esta última orientación además previene la utilización de soportes para la impresión de voladizos, como podría serlo la parte interna o externa de un agujero o cilindro respectivamente.

En cuanto al plenum, es inevitable imprimir esta pieza sin la utilización de soportes, por lo que se debe buscar aquella posición en la que se utilice a menor cantidad de material posible en estas estructuras auxiliares.

Analizando la geometría de esta última pieza, se puede ver que si esta se orienta con el conducto de entrada apuntando hacia arriba se obtiene la posición con la menor cantidad de soportes posible (ver figura 7.5.2). Esto se debe a que estos no son utilizados para dar apoyo a la geometría interna de la esfera, en cambio, solo son necesarios para su parte externa y para dar apoyo al conducto de acoplamiento, que es un voladizo totalmente horizontal.

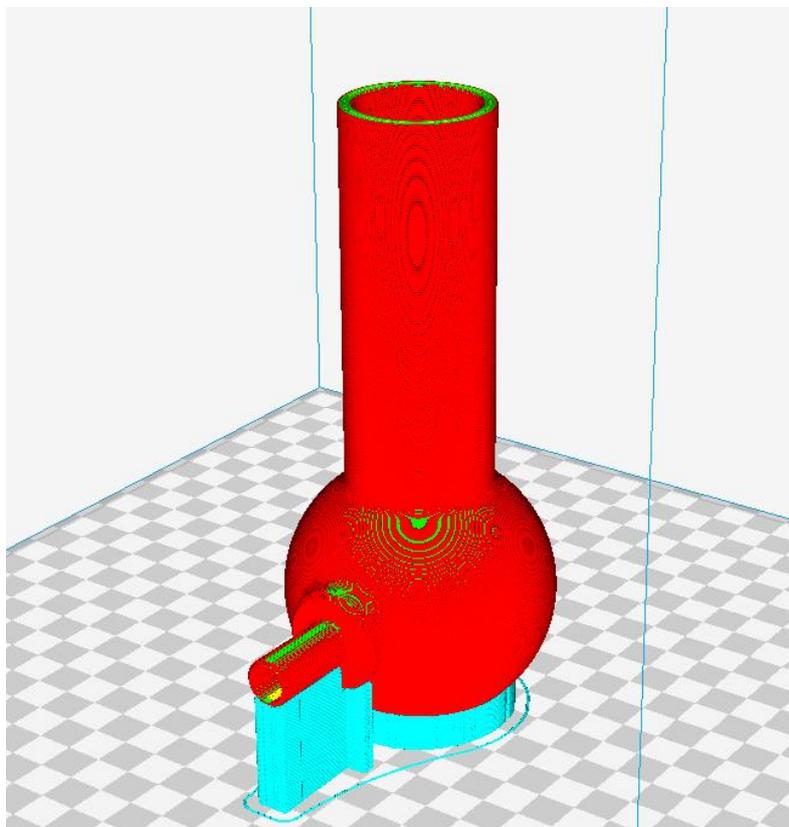


Figura 7.5.2: Orientación para la impresión 3D del plenum de admisión con soportes.

Cabe destacar que el agujero interno del segmento de acople del plenum no requiere de soportes dado que es de un diámetro pequeño, lo que significa que puede soportarse a sí mismo durante la impresión.

8 Conclusiones

Las simulaciones demuestran que la implantación de un sistema de admisión es efectivamente beneficioso para el vehículo dentro de la competencia, mejorando prácticamente cualquier aspecto del comportamiento del motor en general, destacando que se identificó durante el desarrollo de este trabajo la problemática existente con el conducto actual de admisión y se realizó la consecución de pasos necesaria para solventarlo.

Hay que mencionar que la experimentación y corroboración del funcionamiento de este nuevo sistema es trabajo experimental exterior al contenido de este documento, cosa que se planifica llevar a cabo en el transcurso de los meses siguientes a la fecha enmarcada en el mismo título o cuando se vuelvan a abrir los laboratorios que permiten la realización de estas tareas, y que no se ha podido hacer debido a la situación actual (crisis sanitaria por el COVID-19).

Así mismo, tras el aprendizaje adquirido durante la realización de este trabajo, se recomienda a futuro la utilización de la información vista en la fundamentación teórica para realizar posibles cambios que se consideran dignos de estudio para la mejora del comportamiento del motor del vehículo, entre ellos:

- Diseño y cálculo del conducto de escape de gases.
- Diseño de un nuevo árbol de levas para modificar los tiempos de apertura y cierre de válvulas y su levantamiento.
- Inclusión de un runner de longitud variable en el sistema de admisión de gases.
- Modificación de la geometría de las válvulas de admisión y escape.
- Análisis CFD (Computational Fluid Dynamics) del sistema de admisión y escape para la optimización de la geometría interna.

9 Anexos

9.1 Glosario de símbolos

9.1.1 Geometría del motor

- A : Sección
- A_E : Área Efectiva
- A_R : Área de referencia
- A_C : Área de cortina
- A_V : Sección de paso instantánea de la válvula de admisión
- A_P : Área del pistón o cilindro
- D : Diámetro
- D_S : Diámetro del vástago de la válvula
- D_m : Diámetro interno del asiento de la válvula
- D_V : Diámetro de cabeza de válvula
- V_0 : Volumen del plénum
- V_T : Cilindrada total
- V_D : Cilindrada unitaria
- V_C : Volumen de la cámara de combustión
- V_{total} : Volumen total del cilindro
- L : Longitud de los runners
- L_V : Levantamiento de la válvula
- PMS : Punto Muerto Superior
- PMI : Punto Muerto Inferior
- AAA : Avance de la Apertura de Admisión
- AAE : Avance de la Apertura de Escape
- RCA : Retroceso del Cierre de Admisión
- RCE : Retroceso del Cierre de Escape
- β : Ángulo del asiento de la válvula
- α : Ángulo de giro del cigüeñal
- S : Carrera del pistón
- Z : Número de cilindros
- CD : Relación Carrera Diámetro
- RC : Relación de compresión
- d : Distancia de squish

9.1.2 Velocidades y número de Mach

- M : Número de Mach
- \bar{M}_V : Número de Mach medio en la válvula
- c : Velocidad del fluido
- c_m : Velocidad media del pistón
- f : Velocidad de giro del motor
- a : Velocidad del sonido

9.1.3 Masa y flujo másico

- \dot{m} : Flujo másico
- \dot{m}_a : Flujo másico de aire
- \dot{m}_{a-ref} : Flujo másico de aire en condiciones de referencia
- \dot{m}_α : Flujo másico real en una sección
- \dot{m}_t : Flujo másico teórico en un sección
- \dot{m}_f : Flujo másico de combustible
- m_{ff} : Masa de combustible
- m_{aa} : Masa de aire

9.1.4 Parámetros termodinámicos de los gases

- P : Presión
- P_C : Presión crítica
- P_0 : Presión de referencia o de remanso
- P_T : Presión estática en la válvula
- V : Volumen específico
- R : Constante de los gases ideales
- T : Temperatura
- ρ : Densidad
- ρ_r : Densidad de referencia
- ρ_{a-ref} : Densidad del aire en condiciones de referencia
- γ : Constante de dilatación adiabática
- h : Entalpía
- Q : Energía calórica

9.1.5 Coeficientes

- C_D : Coeficiente de descarga
- $C_{D\alpha}$: Coeficiente de flujo
- \bar{C}_D : Coeficiente de descarga medio en la válvula

9.1.6 Parámetros característicos del motor

- η_i / η_e : Rendimiento indicado/efectivo
- N_i / N_e : Potencia indicada/efectiva
- M_i / M_e : Par indicado/efectivo
- W_i / W_e : Trabajo Indicado/efectivo
- P_{mi} / P_{me} : Presión media indicada/efectiva
- n_f : Peso molecular del combustible
- h : Fracción absoluta de humedad atmosférica
- η_T : Rendimiento térmico teórico
- η_V : Rendimiento volumétrico
- η_{pm} : Rendimiento mecánico
- F : Dosado absoluto
- F_r : Dosado relativo
- F_e : Dosado estequiométrico
- H_C : Poder calorífico del combustible

9.1.7 Resonador Helmholtz

- λ : Longitud de onda
- ω : Frecuencia de onda
- b : Coeficiente. Oscila entre 0,3 y 0,85
- m : Diámetro hidráulico de
- p : Presión en el resonador
- p_0 : Presión de referencia
- F : Fuerza de avance de la onda de presión
- k : Constante elástica del gas
- x : Parámetro variable. Longitud entre el inicio del conducto y una sección del el mismo

9.2 Especificaciones técnicas de fábrica del motor Honda GX35

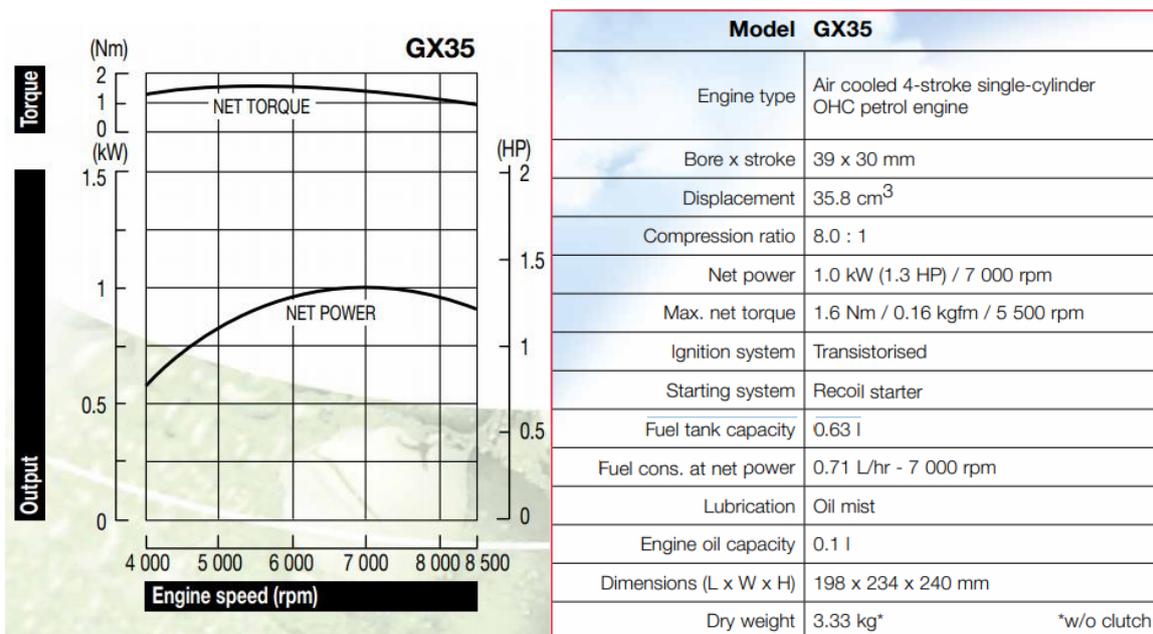


Figura 8.2.1: Especificaciones técnicas de fábrica del motor Honda GX35. [14]

9.3 Condiciones del resonador o absorbente Helmholtz

Un resonador Helmholtz está hecho para reflejar de manera controlada las ondas de presión que le entran a una cierta frecuencia. Este se usa normalmente en fines acústicos, cuyas aplicaciones van desde absorber sonidos, como el resonador de un conducto de escape de gases de un motor, hasta para amplificarlos, como los cuerpos de las guitarras clásicas.

El resonador Helmholtz consta de un volumen conectado a un conducto, como se ve en la figura 8.3.1.

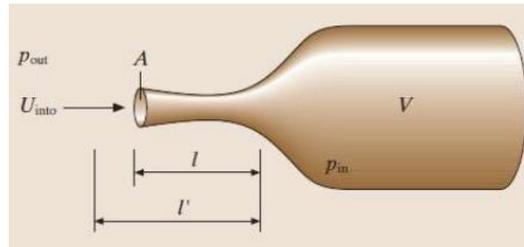


Figura 8.3.1: Geometría de un resonador Helmholtz. [7]

La condición básica que debe cumplirse para que se pueda entrar en resonancia es que la longitud de la onda sea muy superior a cualquiera de las dimensiones del resonador [7]:

$$\lambda \gg L$$

$$\lambda \gg L'$$

$$\lambda \gg \sqrt{A}$$

$$\lambda \gg \sqrt[3]{V}$$

Siendo:

- λ la longitud de onda
- L' La longitud efectiva del conducto, siempre superior a la original:

$$L' = L + b \cdot m$$

En donde b y m son parámetros dependientes de la geometría del conducto. Usualmente m es el diámetro hidráulico del conducto o estrechamiento y b un coeficiente que depende de la geometría, normalmente este último está entre los 0,3 y 0,85.

La frecuencia de resonancia se calcula como:

$$\omega = \frac{a}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{A}{V L'}}$$

Cuando la onda de presión está entrando al resonador, la presión dentro de este se va incrementando de la siguiente manera (ver figura 8.3.2):

$$p = p_0 \left(1 - \frac{A x}{V}\right)^{-\gamma} \quad [7]$$

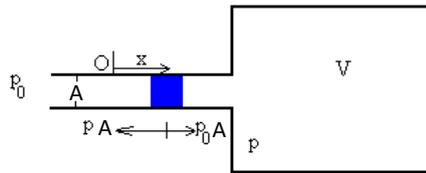


Figura 8.3.2: Frente de presión en un resonador Helmholtz. [7]

Siendo:

- p la presión dentro del resonador
- p_0 la presión de entrada o referencia
- x la distancia entre la entrada y el frente de onda
- γ la constante adiabática

En casos en los que $A x \ll V$ el cálculo puede simplificarse:

$$p \approx p_0 \left(1 + \gamma \frac{A x}{V} \right) \quad [7]$$

La fuerza que actúa sobre el frente de onda se calcula como:

$$F = (p_0 - p)A = -p_0 \gamma \frac{A^2}{V} x \quad [7]$$

Si se compara con la ley de Hooke, se puede ver como el gas posee una constante elástica, lo que significa que este se comporta como un muelle en el resonador:

$$F = -k x = -p_0 \gamma \frac{A^2}{V} x$$

↓↓↓

$$k = p_0 \gamma \frac{A^2}{V}$$

9.4 Flujo de gas adiabático estacionario en conductos

El flujo o un proceso adiabático es todo sistema termodinámico que no intercambia energía calórica con el exterior:

$$\Delta Q = 0$$

Las condiciones del gas en el flujo adiabático se relacionan de la siguiente manera:

$$pV^\gamma = cte$$

$$pT^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = cte$$

$$T V^{\gamma-1} = cte$$

Siendo:

- p la presión
- V el volumen específico
- T la temperatura
- γ la constante adiabática

El gasto másico que atraviesa una cierta sección se calcula como:

$$\dot{m} = A \rho c$$

Las condiciones de remanso o de referencia son aquellas que se darían si el flujo de una conducción se frena totalmente. Estas pueden calcularse como [3]:

- Entalpía de remanso:

$$h_{00} = h_x + \frac{c_x^2}{2}$$

- Temperatura de remanso:

$$T_{00} = T_x + \frac{c_x^2}{2c_p}$$

- Presión de remanso:

$$p_{00} = p_x \left(\frac{T_x}{T_{00}} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

Siendo:

- c la velocidad del flujo
- c_p el calor específico del gas a presión constante
- x es una referencia a cualquier sección dentro de una conducción

Conocidas las condiciones de remanso, se puede calcular el gasto másico en función de estas como [3]:

$$\dot{m} = A_x \frac{p_{00}}{\sqrt{RT_{00}}} \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \sqrt{\left(\frac{p_x}{p_{00}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_x}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}}$$

De esta ecuación, se puede ver claramente que existe un parte que depende de la relación entre las presiones de remanso y la de la sección. A esta parte se le identifica como una función:

$$f \left(\frac{p_x}{p_{00}} \right) = \sqrt{\left(\frac{p_x}{p_{00}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_x}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}$$

Si se grafica esta función (figura 8.4.1) se puede ver que esta teóricamente tiene una forma similar a una parábola invertida. Sin embargo, en la realidad lo que pasa es que se alcanza un punto en el que, a pesar de aumentar la diferencia entre p_x y p_{00} , la función $f\left(\frac{p_x}{p_{00}}\right)$ alcanza un valor constante. La presión p_x a partir de la cual esto sucede se llama presión crítica.

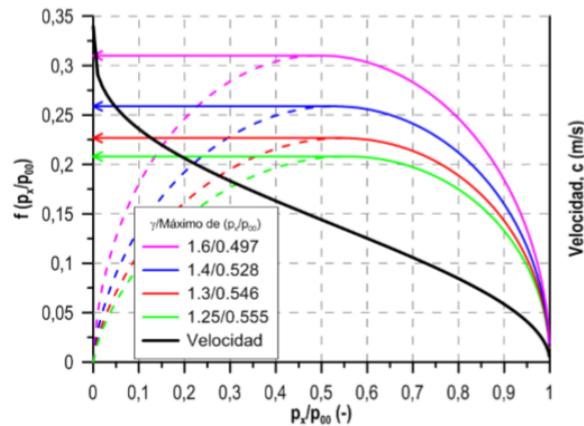


Figura 8.4.1: Gráfica de la función $f\left(\frac{p_x}{p_{00}}\right)$. [3]

Esta presión crítica se calcula:

$$p_c = p_{00} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

Así mismo, las condiciones críticas pueden calcularse como:

- Temperatura crítica

$$T_c = T_{00} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)$$

- Volumen específico crítico

$$\frac{1}{V_c} = \frac{1}{V_{00}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}}$$

- Velocidad crítica

$$a_c = \sqrt{\gamma R T_c}$$

En conductos de sección variable, dígase toberas o difusores, la velocidad y presión varían dependiendo de la sección. Existen tres ecuaciones que explican este comportamiento [3]:

- Ecuación #1

$$\frac{dA}{A} = \frac{dc}{c} (M^2 - 1)$$

- Ecuación #2

$$\frac{dA}{A} = \frac{dp}{\gamma p} \left(\frac{1}{M^2} - 1 \right)$$

- Ecuación #3

$$dp = -\rho d\left(\frac{c^2}{2}\right)$$

Una tubera acelera el fluido ($dc > 0$) y hace que éste se expanda ($dp < 0$). Si la velocidad final del fluido está por debajo de la del sonido ($M < 1$), entonces se tiene que el término $(M^2 - 1)$ es negativo, por lo que en la ecuación #1 puede verse que esto significa que $dA < 0$, que es lo mismo a que el conducto es de sección decreciente.

Al contrario, aplicando la misma lógica para un difusor, en el que $dc < 0$ y $dp > 0$ se llega a la conclusión que $dA > 0$, lo que significa que el conducto debe ser de sección creciente.

9.5 Cálculo del rendimiento térmico teórico del ciclo otto

El cálculo del rendimiento teórico en cualquier motor térmico es el siguiente:

$$\eta_T = \frac{W_{MT}}{Q_{abs}}$$

Siguiendo el flujo de la energía en cualquier motor térmico (figura 8.5.1), se puede ver que:

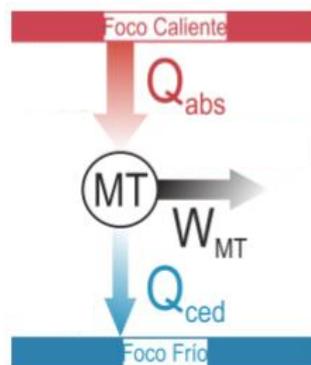


Figura 8.5.1: Flujo de la energía en un motor térmico. [14]

$$W_{MT} = Q_{abs} - Q_{ced}$$

Por lo tanto:

$$\eta_T = 1 - \frac{|Q_{ced}|}{Q_{abs}}$$

Siendo

- W_{MT} el trabajo obtenido del motor
- Q_{abs} la energía absorbida en forma de calor
- Q_{ced} la energía no aprovechada

Viendo el ciclo Otto (figura 8.5.2), la energía calórica se consume entre los puntos 2-3 y se cede entre 4-1, que son procesos isócoros (a volumen constante), Por lo que:

$$V_4 = V_1 \quad y \quad V_3 = V_2$$

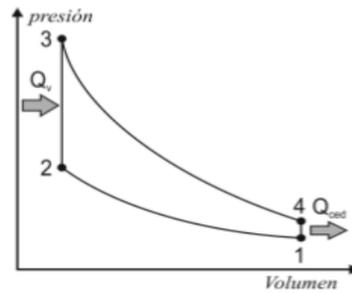


Figura 8.5.2: Ciclo Otto. [1]

En estos procesos, la energía intercambiada se calcula como la variación de entalpía:

$$Q_{2-3} = Q_{abs} = c_V(T_3 - T_2)$$

$$Q_{4-1} = Q_{ced} = c_V(T_4 - T_1)$$

Aplicando estas expresiones al rendimiento:

$$\eta_T = 1 - \frac{c_V(T_4 - T_1)}{c_V(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Entre los puntos 1-2 y 3-4 se cumplen transformaciones adiabáticas que siguen las siguientes ecuaciones:

$$T_1 V_1^{\gamma-1} = T_2 V_2^{\gamma-1}$$

$$T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_4^{\gamma-1}$$

Y dada la igualdad de volúmenes entre 1-4 y 2-3:

$$(T_4 - T_1)V_1^{\gamma-1} = (T_3 - T_2)V_2^{\gamma-1}$$

↓↓↓

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1}$$

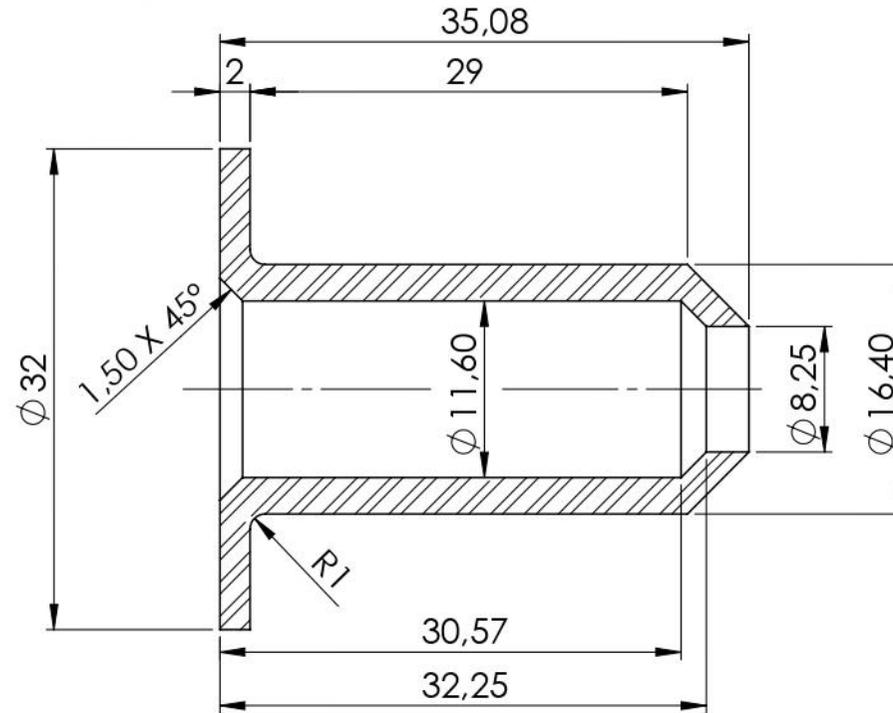
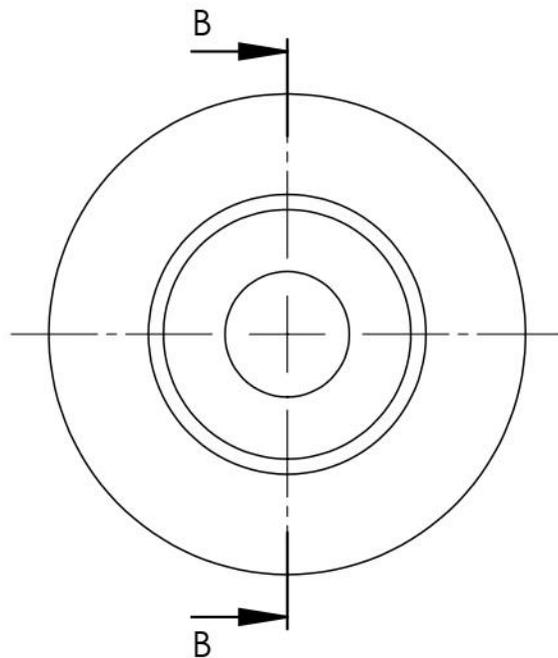
Utilizando la definición de relación de compresión, se llega a la expresión:

$$RC = \frac{V_1}{V_2}$$

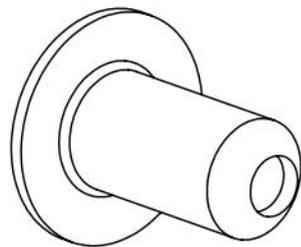
↓↓↓

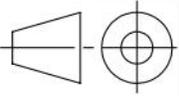
$$\eta_T = 1 - \frac{1}{RC^{\gamma-1}}$$

9.6 Planos



SECCIÓN B-B



| | | | | | | | |
|-----------------------------|--------------------------------------|-------------------|---|----------------|---|------|--|
| | Acoplamiento Flexible N.1 | | 1 | Filaflex 82A | FFF | | |
| Nº de Piezas | Denominación y observaciones | Marca | Dibujo Nº | Material | Fabricación | Peso | |
| | Fecha | Nombre |  UNIVERSITAT POLITÀCNICA DE VALÈNCIA | | Observaciones | | |
| Dibujado | 17/07/20 | Pérez Salgado, A. | | | | | |
| Comprobado id. s. normas | | | | | | | |
| Escala | Acoplamiento Flexible N.1 | | | Plano 1/5 |  | | |
| 2:1 | | | | Sustituye a | | | |
| | | | | Sustituido por | | | |

6 5 4 3 2 1

D

D

C

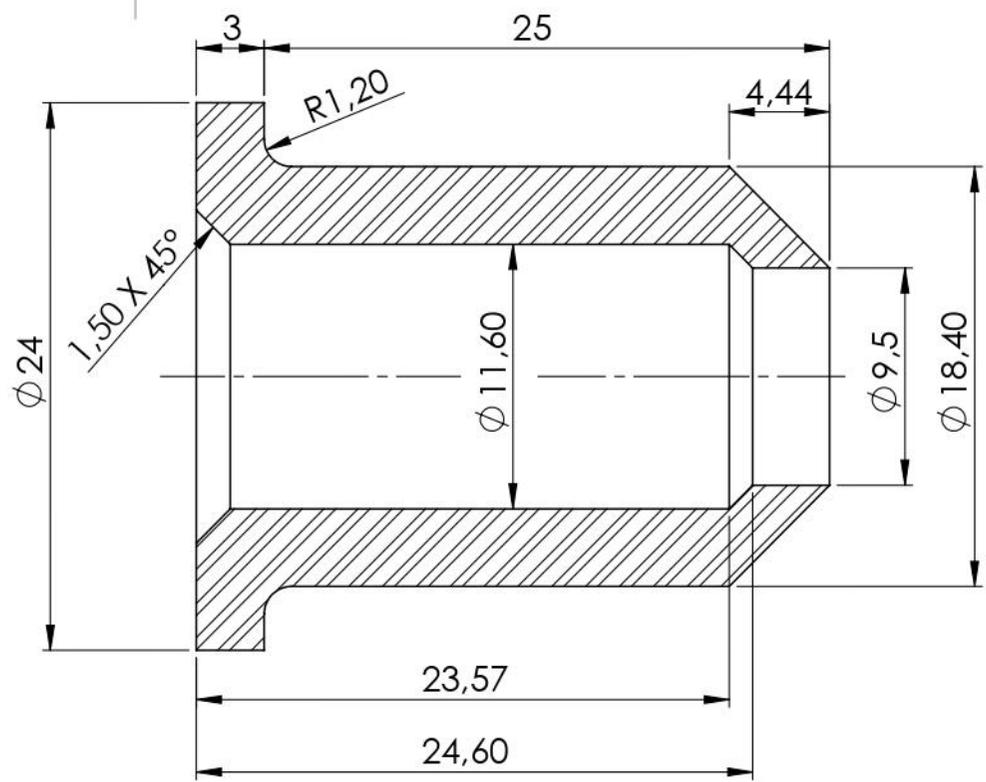
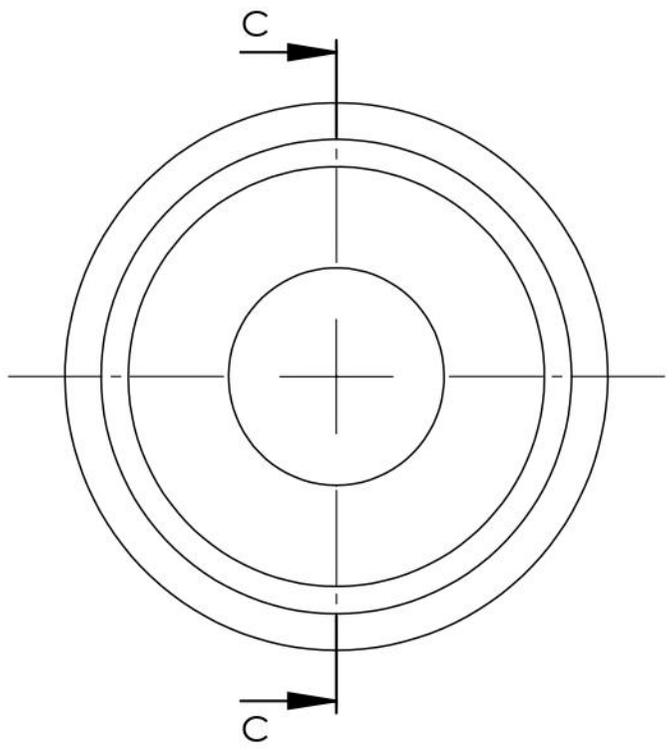
C

B

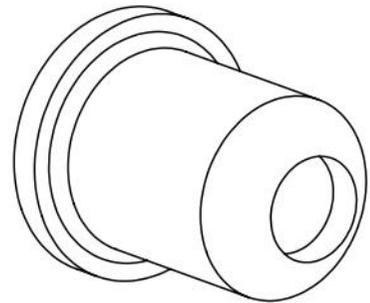
B

A

A

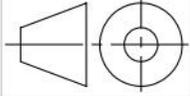


SECCIÓN C-C

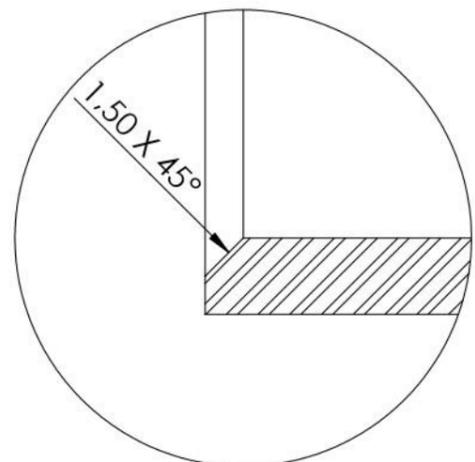
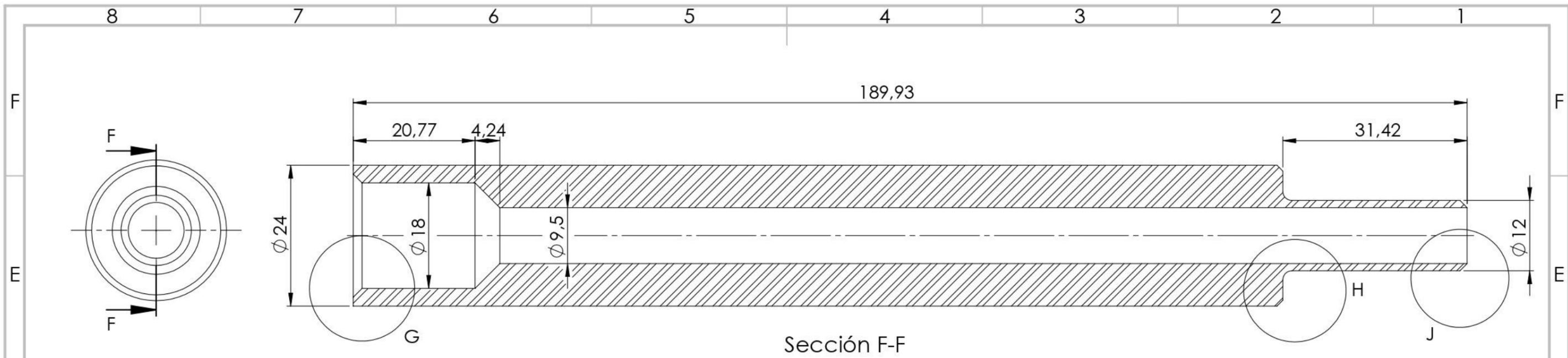


| | | | | | | |
|--------------|------------------------------|-------|-----------|--------------|-------------|------|
| | Acoplamiento Flexible N.2 | | 2 | Filaflex 82A | FFF | |
| Nº de Piezas | Denominación y observaciones | Marca | Dibujo Nº | Material | Fabricación | Peso |

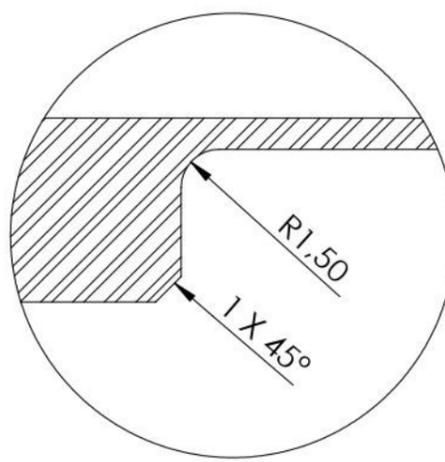
| | | | | |
|-----------------------------|----------|-------------------|---|---------------|
| | Fecha | Nombre |  UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA | Observaciones |
| Dibujado | 17/07/20 | Pérez Salgado, A. | | |
| Comprobado id. s. normas | | | | |

| | | | |
|--------|------------------------------------|----------------|---|
| Escala | <h2>Acoplamiento Flexible N.2</h2> | Plano |  |
| 3:1 | | 2/5 | |
| | | Sustituye a | |
| | | Sustituido por | |

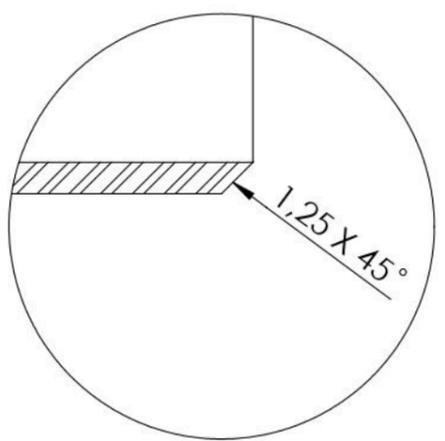
6 5 4 3 2 1



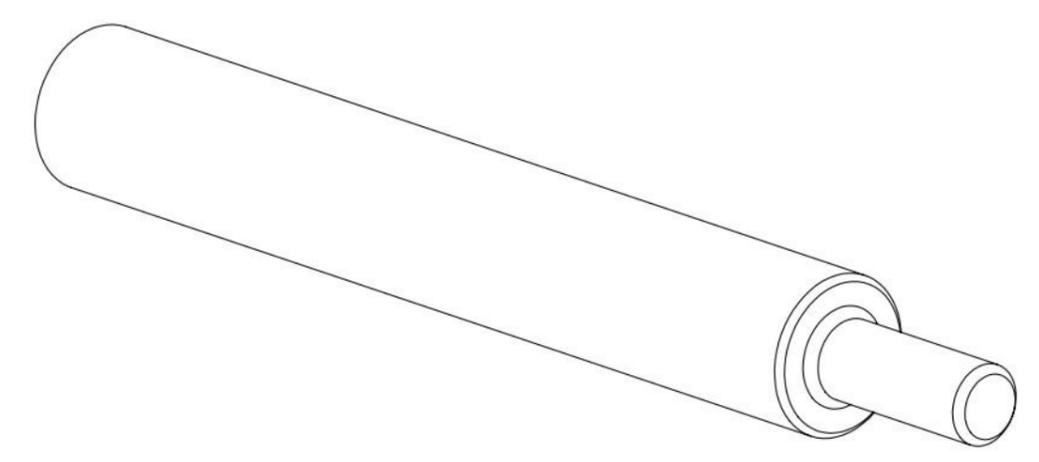
DETALLE G
ESCALA 3.6 : 1

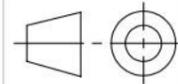


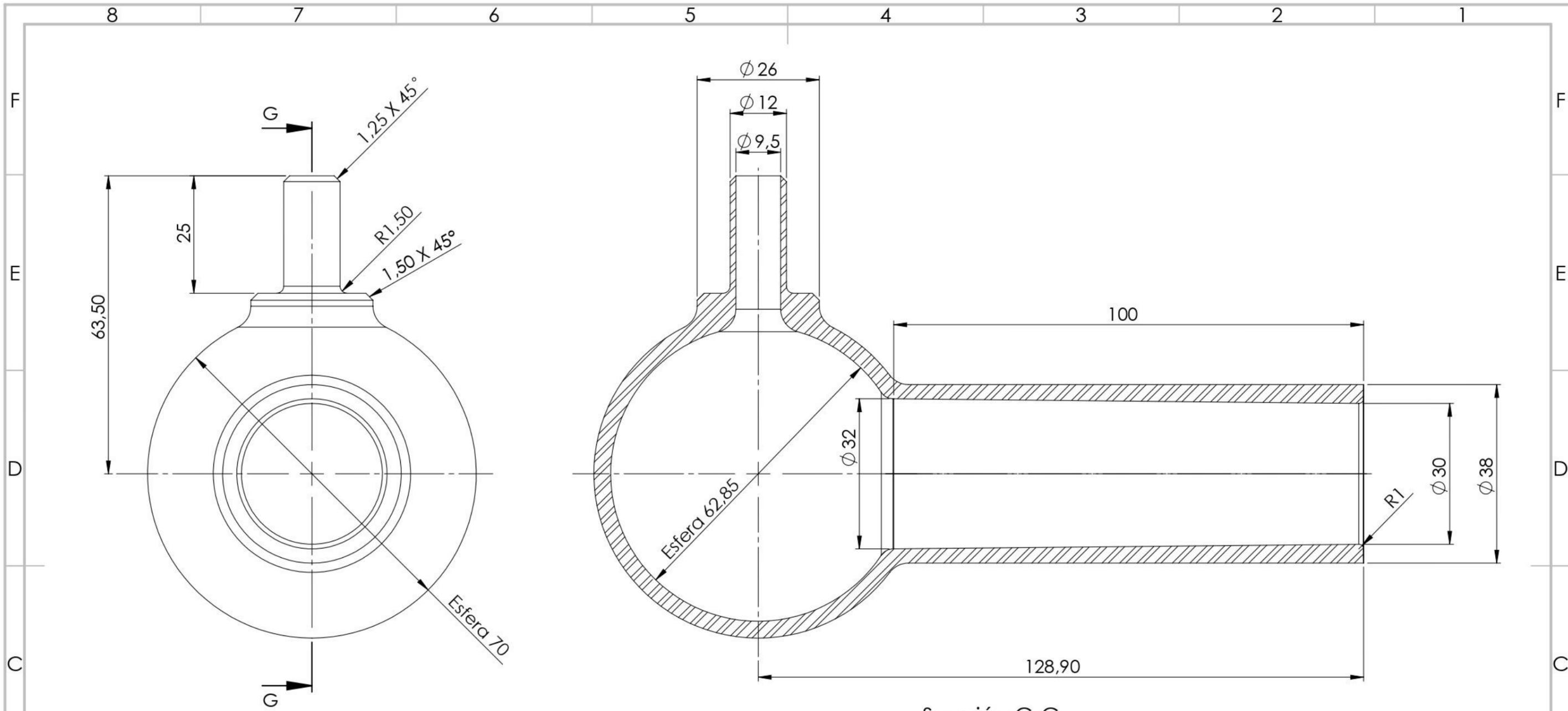
DETALLE H
ESCALA 3.6 : 1



DETALLE J
ESCALA 3.6 : 1

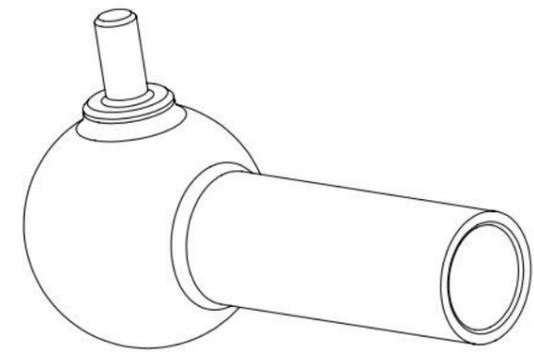


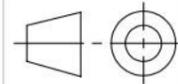
| | | | | | |
|--------------------|--------------------|------------------|-----------|---|---|
| Runner de admisión | | 3 | PAHT CF15 | FFF | |
| Nº de Piezas | Denominación | Marca | Dibujo Nº | Material | Fabricación |
| | | | | | Peso |
| Dibujado | Fecha | Nombre | | Observaciones | |
| Comprobado | 17/07/20 | Pérez Sagado, A. | |  UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA | |
| id. s. normas | | | | | |
| Escala | 3:2 | | | Plano |  |
| | Runner de admisión | | | 3/5 | |
| | | | | Sustituye a | |
| | | | | Sustituido por | |

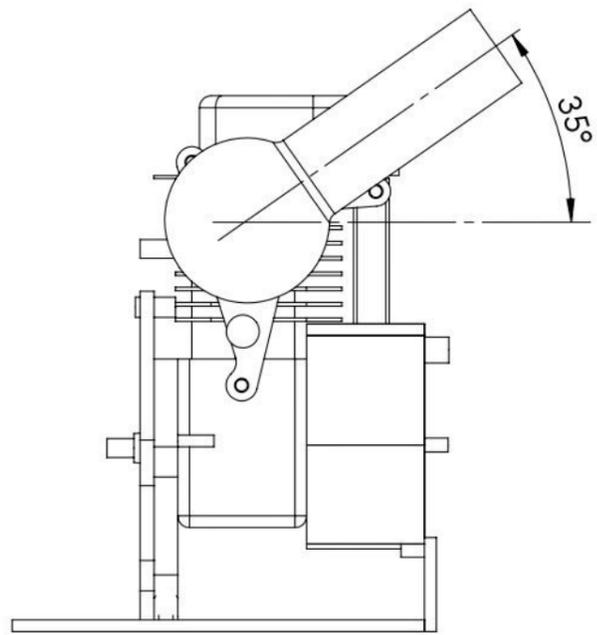
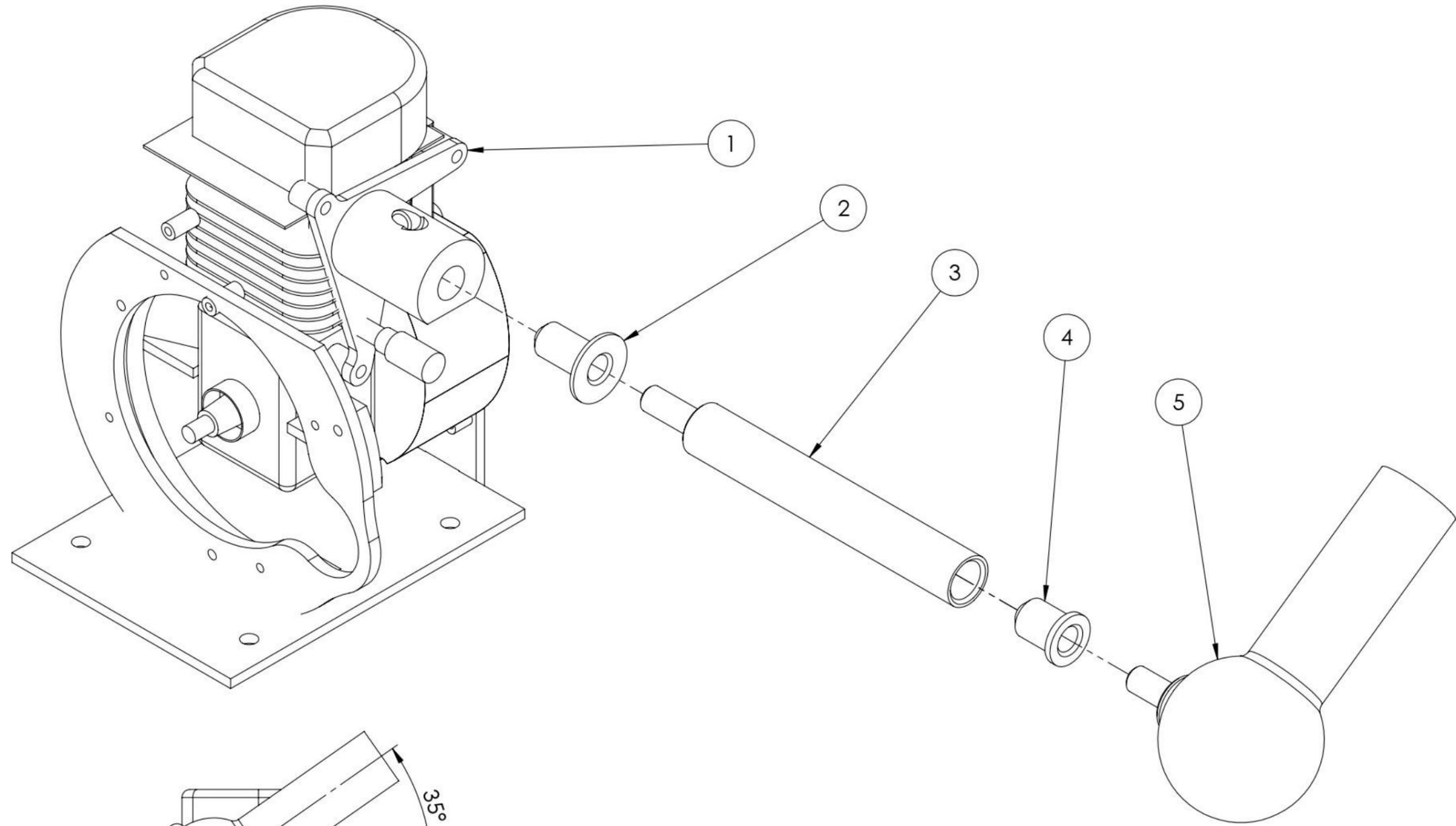


Sección G-G

- Radios de redondeo no acotados son de 5 mm



| | | | | | |
|------------------------------|------------------------------|-------------------|-----------|---|---|
| Entrada y Plenum de admisión | | 4 | PAHT CF15 | FFF | |
| Nº de Piezas | Denominación | Marca | Dibujo Nº | Material | Fabricación |
| | | | | | |
| Dibujado | Fecha | Nombre | | Observaciones | |
| Comprobado | 17/07/20 | Pérez Salgado, A. | |  UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA | |
| id. s. normas | | | | | |
| Escala | 6:5 | | | Plano |  |
| | Entrada y Plenum de admisión | | | 4/5 | |
| | | | | Sustituye a | |
| | | | | Sustituido por | |



Vista de perfil
Escala 1:3

| 5 | Entrada y plenum de admisión | - | 4 | PAHT CF15 | - | - |
|-------------|------------------------------|-------|-----------|--------------|--------|---------|
| 4 | Acoplamiento flexible N.2 | - | 2 | Filaflex 82A | - | - |
| 3 | Runner de admisión | - | 3 | PAHT CF15 | - | - |
| 2 | Acople flexible N.1 | - | 1 | Filaflex 82A | - | - |
| 1 | Motor | Honda | - | - | GX35 | 3,33 kg |
| Nº de Pieza | Denominación | Marca | Dibujo Nº | Material | Modelo | Peso |

| | | | | |
|---------------|--|-------------------|---|----------------|
| Dibujado | Fecha | Nombre |  UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA | Observaciones |
| Comprobado | 17/07/20 | Pérez Salgado, A. | | |
| id. s. normas | | | | |
| Escala | Montaje del sistema de admisión | | | Plano |
| 1:2 | | | | 5/5 |
| | | | | Sustituye a |
| | | | | Sustituido por |

10 Bibliografía

- [1] S. Ruiz y L. Santos-Juanes, «TEMA 3: MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS (M.C.I.A.),» Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Valencia, España, 2018.
- [2] S. Ruiz y L. Santos-Juanes, «TEMA 5 TERMODINÁMICA DEL FLUJO COMPRESIBLE 1D. ANÁLISIS DEL FLUJO ADIABÁTICO,» Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Valencia, España, 2018.
- [3] D. Crolla, D. Foster, T. Kobayashi y N. Vaughan, ENCYCLOPEDIA OF AUTOMOTIVE ENGINEERING (Vol. 1), Reino Unido: Wiley, 2015.
- [4] S. Ruiz y L. Santos-Juanes, «TEMA 02: INTRODUCCIÓN A LOS MOTORES TÉRMICOS,» Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Valencia, España, 2018.
- [5] F. Viñuelas García, «Diseño y análisis del sistema de admisión de un motor de encendido provocado para su implantación en un vehículo de Formula SAE,» Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, Sevilla, España, 2014.
- [6] D. Bocanegra Sánchez, «Modificación de un motor de baja cilindrada para mejorar la eficiencia con el empleo de etanol utilizado en la Shell Eco-Marathon,» Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España, 2016.
- [7] E. Than, «SlideShare,» 21 Junio 2011. [En línea]. Available: <https://www.slideshare.net/JMCGTAN/resonadores-de-helmholtz/4>. [Último acceso: 5 Julio 2020].
- [8] T. Martín Blas, A. Serrano Fernández y L. S. Gómez de Quero, «Curso de Física Básica,» Universidad Politécnica de Madrid, octubre 2014. [En línea]. Available: <http://www2.montes.upm.es/dptos/digfa/cfisica/termo2p/otto.html>. [Último acceso: 1 07 2020].
- [9] Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica, «PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS DE LOS M.C.I.A.,» Universidad de Valladolid, Valladolid, España, 2013.
- [10] Shell Eco-Marathon, «SHELL ECO-MARATHON 2019 OFFICIAL RULES CHAPTER I,» 2019.
- [11] V. Colomer Romero, «PROPUESTA METODOLÓGICA EN EL ÁMBITO DE LA MECATRÓNICA: VEHÍCULOS DE COMPETICIÓN DE ALTA EFICIENCIA,» Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España, 2013.
- [12] R. López Márquez, «Diseño óptimo del sistema de admisión de un monoplaza de competición,» Universidad de Sevilla, Sevilla, España, 2017.

- [13] S. Ruiz y L. Santos-Juanes, «TEMA 01: INTRODUCCIÓN A LAS MÁQUINAS TÉRMICAS,» Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Valencia, España, 2018.
- [14] S. Ruiz y Santos-Juanes, L., «TEMA 3 SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA,» Departamento de Máquinas y Motores Térmicos , Valencia, España, 2018.
- [15] D. Guerrero Villacres, «CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DEL MONOCASCO EN FIBRA DE CARBONO PREPREG DE VEHÍCULO SHELL ECO-MARATHON,» Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, España, 2019.