

**Diseño de los sistemas de admisión y escape del
Motor Rotativo de Combustión a Volumen
Constante**



NICOLÁS DANIEL BARRIOS

PROYECTO INTEGRADOR PROFESIONAL

Presentado a la Facultad de Ingeniería de la Universidad
Nacional del Comahue como requisito para la obtención del
grado de

INGENIERO MECÁNICO

Neuquén - Argentina

AÑO 2024

**Diseño de los sistemas de admisión y escape del
Motor Rotativo de Combustión a Volumen
Constante**

NICOLÁS DANIEL BARRIOS

Director: Dr. Ing. **EZEQUIEL JOSÉ LÓPEZ**

Presentado a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional
del Comahue como requisito para la obtención del grado de

INGENIERO MECÁNICO

Neuquén - Argentina

AÑO 2024

**Diseño de los sistemas de admisión y escape del
Motor Rotativo de Combustión a Volumen
Constante**

NICOLÁS DANIEL BARRIOS

Aprobado en fecha X de XXXXX de 2024

Tribunal evaluador:

- Dr. Ing. PRADO, Ricardo.
- Ing. ÁLVAREZ, Pablo.
- Ing. ZAPPA, Andrés.
- Mg. Ing. BOCCANERA, Daniel (Suplente).

Diseño de los sistemas de admisión y escape del Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante

Autor: Nicolás Daniel Barrios

Director: Dr. Ing. Ezequiel José López

Resumen

En este trabajo se optimizaron los sistemas de admisión y escape del Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante (MRCVC) utilizando herramientas de simulación computacional tales como ICESym (simulador 0D/1D de motores de combustión interna), OpenFOAM (herramienta CFD, por *Computer Fluid Dynamics* de código abierto) y un optimizador basado en un algoritmo genético (AG) desarrollado con la librería DEAP (Python), entre otros.

Primero, se desarrolló una librería de funciones para acoplar el AG con ICESym, permitiendo configurar, ejecutar y procesar datos del simulador. También se modificó ICESym, agregando un modelo de coeficientes de descarga (C_D) dependiente de la diferencia de presión y grado de apertura del puerto, permitiendo un mejor modelado del flujo de gas a través de los puertos.

Se realizó una optimización inicial de la geometría de los puertos del MRCVC con valores de C_D constantes, buscando maximizar el rendimiento volumétrico. La geometría resultante se modeló con un programa de diseño asistido por computadora (CAD por sus siglas en inglés) de código abierto, FreeCAD. Este resultado, junto con el estado termodinámico del gas obtenido de los datos de salida de ICESym, se utilizó para realizar flujometrías virtuales de los puertos en diferentes configuraciones empleando OpenFOAM, y así obtener el correspondiente mapa de C_D . Este mapa se utilizó como retroalimentación del AG para una nueva optimización, logrando una geometría de puertos satisfactoria para el estado actual desarrollo del motor.

Palabras clave: MRCVC, Rendimiento volumétrico, Sistemas de intercambio de gases, CFD, Optimización, Algoritmo Genético.

Design of the Intake and Exhaust Systems of the Constant Volume Combustion Rotary Engine

Author: Nicolás Daniel Barrios

Advisor: Dr. Ing. Ezequiel José López

Abstract

In this work, the intake and exhaust systems of the Constant Volume Combustion Rotary Engine were optimized using computational simulation tools such as ICESym (0D/1D internal combustion engine simulator), OpenFOAM (open-source CFD tool), and a genetic algorithm (GA) based optimizer developed with the DEAP (Python) library, among others.

First, a library of functions was developed to couple the GA with ICESym, allowing configuration, execution, and data processing from the simulator. ICESym was also modified to include a discharge coefficient (C_D) model dependent on pressure difference and port opening fraction, enabling better modeling of gas flow through the ports.

An initial optimization of the engine port geometry was performed with constant C_D values, aiming to maximize volumetric efficiency. The resulting geometry was modeled with an open-source computer-aided design (CAD) program, FreeCAD. This result, along with the gas thermodynamic state obtained from ICESym output data, was used to conduct virtual flow measurements of the ports in different configurations using OpenFOAM, thereby obtaining the corresponding C_D map. This map was used as feedback for the GA in a new optimization, achieving a satisfactory port geometry for the current state of engine development.

Keywords: MRCVC, Volumetric Efficiency, Gas Exchange Systems, CFD, Optimization, Genetic Algorithm.

Índice general

1 INTRODUCCIÓN	1
2 MARCO TEÓRICO	5
2.1 Motores de Combustión Interna	5
2.2 Motores Rotativos	7
2.3 Parámetros Operativos e Indicadores de Rendimiento	8
2.3.1 Volumen Desplazado	8
2.3.2 Relación de Compresión	9
2.3.3 Trabajo Indicado por Ciclo	9
2.3.4 Consumo Específico de Combustible y Rendimiento de Conversión del Combustible	10
2.3.5 Presión Media Efectiva	10
2.3.6 Rendimiento Volumétrico	11
2.3.7 Fracción de Gases Residuales	14
2.4 Sintonización del Sistema de Admisión	15
2.5 Sintonización del Sistema de Escape	16
2.6 Combustión	17
2.6.1 Propiedades Termodinámicas de Mezclas aire-combustible . .	19
2.7 Coeficiente de Descarga C_D	21
3 HERRAMIENTAS COMPUTACIONALES	25
3.1 Internal Combustion Engine Simulator	25
3.2 Modificaciones a ICESym	25
3.2.1 Flujo a Través de los Puertos	25
3.2.2 Área de Referencia	28
3.2.3 Interfaz con Optimizador	31
3.3 Optimizador y Algoritmo Genético	33
3.3.1 Población	35

3.3.2	Selección	37
3.3.3	Cruza	38
3.3.4	Mutación	38
3.3.5	Función Objetivo	40
3.4	OpenFOAM	42
3.5	Esquemas de Discretización	44
3.5.1	Derivadas temporales, $\delta/\delta t$	45
3.5.2	Gradientes	45
3.5.3	Gradiente normal a una superficie	46
3.5.4	Divergencia	47
3.5.5	Laplacianos	47
4	DESARROLLO	48
4.1	Geometría y Ciclo Operativo del MRCVC	48
4.1.1	Sistemas de Intercambio de Gases	50
4.1.2	Área de Referencia	56
4.1.3	Pérdidas por fricción	56
4.2	Flujometrías Virtuales	57
4.2.1	Modelos de Turbulencia	57
4.2.2	Condiciones Iniciales	59
4.2.3	Malla	61
4.2.4	Esquemas de Discretización Seleccionados	65
4.3	Uso de OpenFOAM	65
4.3.1	Configuración	65
4.3.2	Malla	67
4.3.3	Pre-procesado	70
5	RESULTADOS	75
5.1	Primera Iteración	75
5.2	Modelo de CAD	78
5.3	Flujometrías	79
5.3.1	Puerto de Admisión	81

5.3.2 Puerto de Escape	83
5.4 Segunda Iteración y Resultado Final	84
6 CONCLUSIONES	89
7 REFERENCIAS	90
8 ANEXO I	93

Índice de figuras

1.1	Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante	1
2.1	Motor 1909 5HP Otto Special Electric Lighting de Wayne Grenning .	5
2.2	Ciclo de cuatro tiempos	7
2.3	<i>bmepl</i> y rendimiento volumétrico vs velocidad de operación.	11
2.4	Diagrama de presión vs ángulo de cigüeñal (Heywood, 2018)	16
2.5	Diagramas P-V para ciclos ideales(Heywood, 2018)	17
2.6	Rendimiento de conversión del combustible en función de r_c para ciclos de gas ideal de combustión a volumen constante, a presión constante y a presión limitada (Heywood, 2018)	19
2.7	Banco de flujometrías Super-Flow SF-750	22
2.8	Comparación entre flujometrías de dos tapas de cilindro de un BMW S14	23
2.9	Área de cortina	24
3.1	Interpolación bilineal ¹	26
3.2	Interpolación bilineal de $\sin(\sqrt{x^2 + y^2})$	27
3.3	Suavizado por promedio con celdas vecinas, S=1	28
3.4	Comparación de métodos de interpolación	29
3.5	Representación del individuo	37
3.6	Cruza de dos puntos (Wirsansky, 2020)	38
3.7	Curvas de rendimiento volumétrico aserradas	40
4.1	Parámetros geométricos del MRCVC (roldan)	49
4.2	Variación del volumen del MRCVC	50
4.3	Ciclo operativo del MRCVC	50
4.4	Ciclo operativo del MRCVC	51
4.5	Esquema del sistema de intercambio de gases	51
4.6	Puerto de admisión y escape	52

4.7	Refinamiento de malla para puerto de admisión	53
4.8	Refinamiento de malla para puerto de escape	54
4.9	Convergencia de malla de puerto de admisión	55
4.10	Convergencia de malla de puerto de escape	55
4.11	Área de referencia MRCVC	56
4.12	Solape de cámaras	60
4.13	Refinamiento de malla para puerto de admisión	63
4.14	Refinamiento de malla para puerto de escape	64
4.15	Convergencia de malla de puerto de admisión	64
4.16	Convergencia de malla de puerto de escape	65
4.17	Esquema de directorios OpenFOAM	68
4.18	Malla de blockMesh y stl de Salome	69
4.19	Pasos de SnappyHexMesh(Montorfano, 2015)	69
4.20	Presión en función de la apertura el puerto, $\Delta P = f(l_v)$	71
4.21	Puerto de admisión para $\theta = 50^\circ$ modelado con FreeCAD	71
4.22	Malla hermética	72
4.23	Nombres de Parches	73
4.24	Diferentes mallas para flujometrías	73
5.1	Evolución de la población	76
5.2	Rendimiento volumétrico y fracción de gases residuales del motor seleccionado	77
5.3	Torque y Potencia de Primera Iteración	77
5.4	CAD Primera iteración	78
5.5	CAD Primera iteración (vistas fuera de escala).	79
5.6	Flujometrías puerto de admisión	80
5.7	Flujometrías puerto de escape	80
5.8	Puerto de admisión 10° 7000 RPM	81
5.9	Puerto de admisión	82
5.10	C_D del puerto de admisión	82
5.11	Admisión - Máximo C_D	83

5.12 Puerto de escape	84
5.13 C_D del puerto de escape	84
5.14 Escape - Valor máximo de C_D	85
5.15 Escape - Valor máximo de \dot{m}	86
5.16 Comparativa candidatos	87
5.17 Comparativa de Torque y potencia al freno	88

Índice de tablas

3.1	Parámetros que representan al motor	36
4.1	Datos de la geometría del MRCVC considerados en el trabajo	49
4.2	Pérdidas por fricción en sellos de paletas y sellos estatóricos	57
4.3	Valores iniciales	61
4.4	Valores calculados	61
4.5	Figura 4.15 tabulada	62
4.6	Figura 4.16 tabulada	63
4.7	Esquemas de discretización para flujo incompresible	66
4.8	Esquemas de discretización para flujo compresible	67
4.9	Configuración de mallas mostradas en la Figura 4.24	74
5.1	Configuración utilizada.	76
5.2	Datos geométricos del mejor candidato	78
5.3	Valores máximos C_D y \dot{m} para puertos	81
5.4	Geometrías de segunda iteración	85
8.1	Mapa de C_d del puerto de Admisión	94
8.2	Mapa de C_D del puerto de escape	95

Nomenclatura

G Cantidad de generaciones

N Cantidad de individuos

Flujometrías

ΔP Diferencia de presión a través de un puerto

ϵ Tasa de disipación de energía cinética turbulenta

γ Cociente de calores específicos

κ Energía cinética turbulenta

μ Viscosidad dinámica

ν Viscosidad cinemática

ν_t Viscosidad cinemática turbulenta

θ Ángulo de ciclo

$C_{D,int}$ Coeficiente de descarga interpolado

C_D Coeficiente de descarga

C_P Capacidad calorífica a presión constante

C_V Capacidad calorífica a volumen constante

CFD *Computational Fluid Dynamics.*

D_κ Difusividad efectiva para κ

I Intensidad de turbulencia

l_m Longitud de mezcla o escala de viscosidad

M_M Masa molar

P_κ Tasa de producción de energía cinética turbulenta

P_R Número de Prandtl

Geométricas

A_C Área de cortina

A_R Área de pasaje de flujo o de referencia

D_v Diámetro de válvula

EFA Ángulo de cierre del puerto de escape, ver Figura 4.6

EIA Ángulo de apertura del puerto de escape, ver Figura 4.6

F_v Área efectiva de válvula

h_c Altura de cámara

h_p Altura de puerto

IFA Ángulo de cierre del puerto de admisión, ver Figura 4.6

IIA Ángulo de apertura del puerto de admisión, ver Figura 4.6

l_v Alzada de válvula

n Número de paletas del MRCVC

R Radio de referencia del MRCVC, ver Figura 4.2

r Radio de trayectoria de paletas, ver Figura 4.2

R_e Radio de cara externa del rotor del MRCVC, ver Figura 4.2

R_i Radio de cara interna del rotor del MRCVC, ver Figura 4.2

V_d Volumen desplazado

V_{max} Volumen máximo de la cámara

V_{min} Volumen mínimo de la cámara

\dot{m}_f Caudal másico de combustible

\dot{m} Caudal másico

\dot{m}_a Caudal másico de aire

η_f Rendimiento de conversión de combustible

η_v Rendimiento volumétrico

ϕ Relación de equivalencia combustible/aire

ρ Densidad

ρ_a Densidad del aire

$\rho_{a,i}$ Densidad del aire de admisión

a_i Coeficiente de polinómicas utilizadas para cálculo de \tilde{c}_p , \tilde{h} , \tilde{s} .

$bmeep$ Presión media efectiva bruta

h_i Entalpía estándar

$imep$ Presión media efectiva indicada

m Masa total en la cámara de combustión

$m_{a,i}$ Masa de aire inductada

m_f Masa de combustible en la cámara de combustión

m_r Masa residual en la cámara de combustión

mep Presión media efectiva (*mean effective pressure*)

N Velocidad de giro del motor

n_R Revoluciones de cigüeñal por ciclo

p, P	Presión
p_0	Presión de estancamiento antes de la restricción
p_T	Presión estática justo después de la restricción
Q_{HV}	Poder calorífico
Q_{LHV}	Poder calorífico inferior
r_c	Relación de compresión
s_i	Entropía estándar
sfc	Consumo específico de combustible
T	Temperatura
T_0	Temperatura de estancamiento antes de la restricción
U	Velocidad del fluido
V	Volumen
$W_{c,ig}$	Trabajo indicado bruto por ciclo
$W_{c,in}$	Trabajo indicado neto por ciclo
$W_{c,i}$	Trabajo indicado por ciclo
x_i	Fracción molar de una especie química “i”
x_r	Fracción de gases residuales
0	Valor inicial

1. INTRODUCCIÓN

Este trabajo tiene la finalidad de obtener un diseño preliminar de la geometría de los sistemas de intercambio de gases del Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante (MRCVC, **(toth)**), con el objetivo general de maximizar la eficiencia del sistema en un rango de velocidades del motor.

El MRCVC es un proyecto que surgió en la Universidad Nacional del Comahue, presentado por el Ing. Jorge A. Toth en el año 1996 al Instituto Nacional de la Propiedad Industrial y patentado en el año 1999.

En trabajos anteriores ([López, Wild Cañón y Nigro, 2013](#); [López, Wild Cañón y Sarraf, 2016](#); [Toth et al., 2000](#)) se han mencionado las características que hacen al MRCVC un motor atractivo: la geometría de la cámara de combustión y del conjunto rotante permiten que gran parte del proceso de combustión se realice a volumen constante, además de tener un balanceo mecánico de fuerzas que le permite alcanzar altas velocidades de rotación. Esto promete un funcionamiento más suave del motor, además de una reducción del ruido y desgaste en comparación a motores rotativos tradicionales (Wankel) y reciprocatos. Por otro lado, hay que mencionar que los motores rotativos traen consigo una serie de problemas como la necesidad de introducir aceite a la cámara de combustión para lubricar elementos móviles, el solape de cámaras durante la apertura de los puertos y, en particular al MRCVC,

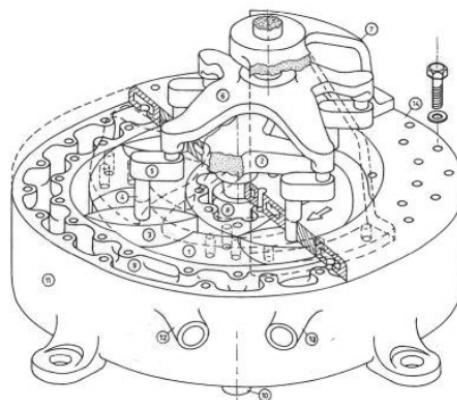


Figura 1.1. Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante

un complejo sistema de sellos ([Álvarez Roldán, 2020](#)).

La motivación de este trabajo surge del deseo de continuar con el desarrollo del MRCVC y mejorar el pre-diseño de los sistemas de intercambio de gases, sentando la base para una futura optimización de los mismos en un motor con requisitos de diseño concretos.

Se buscó obtener un pre-diseño satisfactorio del sistema poniendo énfasis en la geometría de los puertos de admisión y escape, definiendo las métricas a utilizar para medir la eficiencia del sistema y poder realizar comparaciones cuantitativas de los diseños propuestos. Debido al costo computacional de las simulaciones necesarias para realizar esta optimización se restringe el modelado de la geometría a las definiciones de las posiciones de los puertos en el estator, largos y diámetros de los conductos. No se repara en detalles como la forma de la transición entre las paredes del puerto hacia la cámara, el ángulo al estator o detalles similares.

Se utilizó una serie de herramientas de simulación para la optimización, algunas de las cuales fueron:

1. ICESym ([Nigro et al., 2010](#)), simulador de motores de combustión interna basado en modelos cero-/uni-dimensionales (0D/1D).
2. OpenFOAM ([The OpenFOAM Foundation, 2011–2024](#)), una herramienta libre de CFD (*Computational Fluid Dynamics*).
3. Salome ([Open-Cascade et al., 2001](#)), plataforma libre para simulación numérica.

Se desarrolló un optimizador capaz de generar y evaluar diferentes geometrías con el fin de buscar una combinación de parámetros que maximicen indicadores de eficiencia del sistema, como por ejemplo, el rendimiento volumétrico del motor para un rango de velocidades determinado.

El proceso de optimización consta de una primera aproximación utilizando como punto de partida los resultados de trabajos anteriores ([López, Wild Cañón y Nigro, 2013](#)), en los cuales se evaluó el funcionamiento de los parámetros que definen la geometría de los sistemas de intercambio de gases, analizándose en particular: diámetros y longitudes de conductos y reglaje o posición angular de los puertos.

La optimización se realiza con un algoritmo evolutivo (o genético) funcionando en conjunto con ICESym, el cual provee el puntaje a cada configuración del motor necesario para estos procesos de optimización. El puntaje se introduce en la función objetivo, la cual evalúa a cada uno de los candidatos generados por el algoritmo.

El diseño preliminar de la primera ronda de optimización se volcó en un modelo tridimensional (3D) de los puertos, parametrizado de modo tal que se puede alterar rápidamente la geometría, modificando variables como el diámetro de los conductos y la posición relativa en la periferia del motor. Este modelo 3D se utilizó para extraer la geometría a simular con OpenFOAM y realizar flujometrías de las que se obtiene un valor del flujo másico (\dot{m}) en estado estacionario para un punto operativo del motor, es decir, para una combinación de diferencia de presión entre puerto y cámara (ΔP) y el grado de apertura del puerto (l_v). El flujo másico se utilizó para medir la eficiencia con la cual escurre el gas a través del puerto, con el objetivo de crear un mapa del coeficiente de descarga (C_D) que sea función de las variables mencionadas. Este mapa se utiliza como retroalimentación del simulador de motores ICESym, para tener un mejor modelado del flujo de gas a través de los puertos en un rango operativo del motor y con esto realizar una nueva corrida de optimización a fin de refinar el diseño obtenido en la primera iteración.

A continuación se describe la organización del presente trabajo. En el segundo capítulo se presenta una breve descripción del funcionamiento de los motores de combustión interna, seguido de los indicadores utilizados para medir el rendimiento de motores en general e indicadores particulares de la eficiencia de los sistemas de intercambio de gases, como el rendimiento volumétrico y la fracción de gases residuales. Luego, se describe el funcionamiento del MRCVC, indicando los aspectos sobresalientes de este motor, además de desventajas del mismo y las posibles aplicaciones. También se describe el proceso de intercambio de gases y se define el coeficiente de descarga C_D , junto con las ecuaciones asociadas. En el tercer capítulo se describen las herramientas computacionales utilizadas en este trabajo. Se presenta el simulador de motores ICESym, el optimizador desarrollado y la integración entre ambos programas. Se incluye una descripción del funcionamiento del optimizador, los motivos de seleccionar un algoritmo de tipo evolutivo o genético, las ventajas y

desventajas, los componentes básicos y finalmente la implementación del mismo. En este capítulo también se presenta el software utilizado para realizar las flujometrías, OpenFOAM, la implementación de las condiciones iniciales y de contorno, extracción de datos de ICESym y otras herramientas necesarias para generar el modelo de CAD del puerto, malla y otros detalles relativos al proceso de utilizar el programa.

En el cuarto capítulo se presentan detalles particulares de las simulaciones realizadas, incluyendo la geometría del motor utilizado y su implementación en ICESym. Además, se detallan la configuración de las flujometrías virtuales realizadas con OpenFOAM, condiciones iniciales, configuración de la herramienta, esquemas de discretización y otros parámetros importantes relacionados a las flujometrías. En el quinto capítulo se presentan los resultados del trabajo para cada una de las etapas correspondientes. Por último, se exponen las conclusiones del trabajo, opiniones finales y una perspectiva a futuro de posibles trabajos a seguir.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Motores de Combustión Interna

Los motores de combustión interna dieron un impulso a la actividad humana desde los años 1860, cuando su uso comercial comenzó a popularizarse. La función de estos dispositivos es la de convertir energía química del fluido de trabajo (una mezcla de aire-combustible) en trabajo mecánico por medio de un proceso de combustión controlada dentro del cilindro o cámara de combustión. Los primeros ejemplares comerciales eran voluminosos, costosos, altamente ineficientes y de baja potencia, con valores de rendimiento cercano al 5% y potencias de hasta 6 HP.

Un paso importante hacia los motores actuales fue el desarrollo del ciclo Otto, propuesto por Nicolaus A. Otto y Eugen Langen, cuyo primer prototipo se puso en marcha en el año 1876. Otto propuso un motor alternativo con cuatro carreras de pistón: admisión, compresión, expansión y escape; este prototipo lograba la misma potencia con mayor eficiencia que los motores de la época con menos de la mitad del peso y volumen. En la Figura 2.1 se ve un motor de ciclo Otto fabricado por *Otto Gas Engines Works* en el año 1909 en Filadelfia-EEUU. Según la revista *Gas*

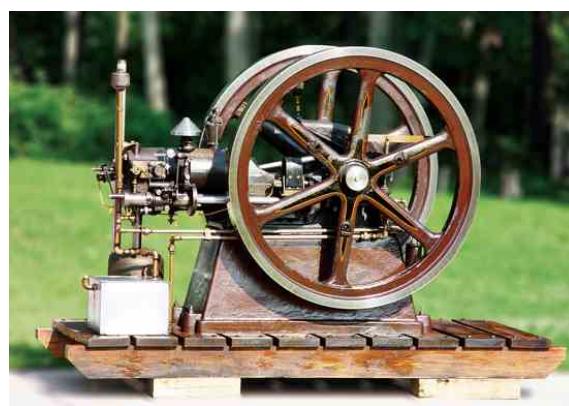


Figura 2.1. Motor 1909 5HP Otto Special Electric Lighting de Wayne Grenning
<https://www.gasenginemagazine.com/gas-engines/1909-5-hp-otto-special-electric/>

Engine Magazine^{1 2 3} este motor funcionaba directamente acoplado a una bomba TRIPLEX de agua, como parte de un sistema de irrigación de un club de campo de Delaware. Los motores han continuado su desarrollo desde entonces, mejorando materiales, combustibles y procesos de manufactura entre otros aspectos. En las últimas décadas se ha hecho foco en disminuir el consumo de combustible, nivel de ruido, costo de manufactura, tamaño y las emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero como las de CO_2 , CO y NO_x , entre otras.

El ciclo operativo de cuatro tiempos de Otto se puede expresar en términos de carreras del pistón (véase la Figura 2.2a), en la que se pueden identificar dos posiciones de interés: el punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI). En el PMS se tiene el volumen mínimo atrapado del cilindro y el pistón está al final de la carrera, en el punto más alejado del eje del cigüeñal. El PMI es el punto en el que se tiene el volumen máximo del cilindro y el pistón está en el punto más cercano al eje del cigüeñal, como se ve en la Figura 2.2b. Las carreras de pistón del ciclo Otto son:

Carrera de admisión el pistón se mueve desde el PMS hasta el PMI con la válvula de admisión abierta y la de escape cerrada. Esto provoca que ingrese una masa de aire o aire-combustible al cilindro.

Carrera de compresión el pistón se mueve desde el PMI hacia el PMS con la válvula de admisión y escape cerradas. Esta reducción del volumen comprime y calienta los gases en el interior del cilindro. En una posición angular del ciclo denominada *avance de encendido* se enciende la mezcla y comienza la combustión.

Carrera de expansión la combustión produce un gran aumento de presión y temperatura en el cilindro, la carrera de expansión parte del PMS hacia el PMI, aprovechando la expansión en volumen de los productos de la combustión que producen trabajo sobre la cabeza del pistón.

¹<https://www.gasenginemagazine.com/gas-engines/1909-5-hp-otto-special-electric/>

²<https://www.youtube.com/watch?v=LPSWfg0Y3Hs>

³https://www.youtube.com/watch?v=0d0WZ0H56_U

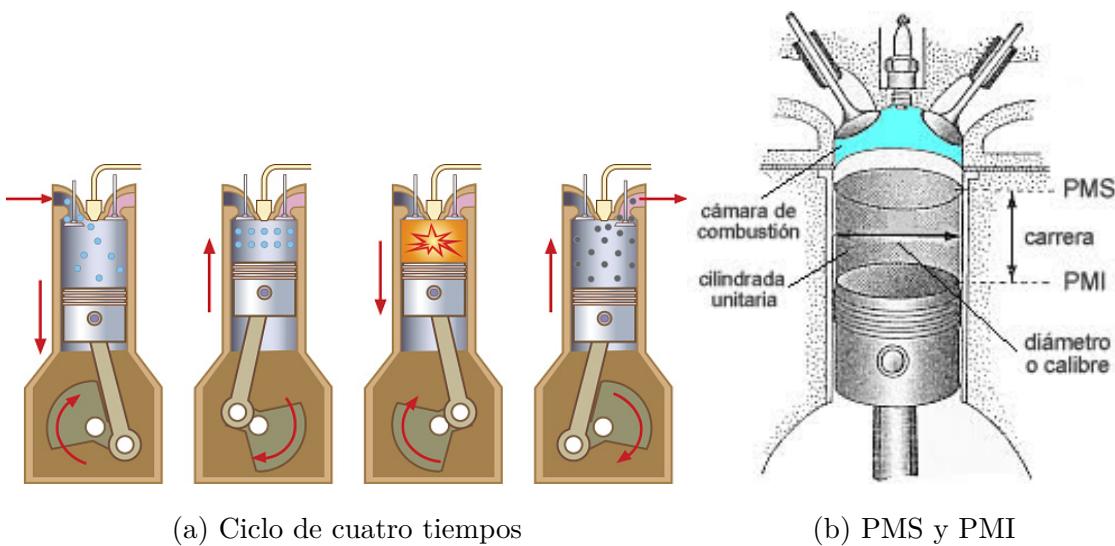


Figura 2.2. Ciclo de cuatro tiempos

Carrera de escape o barrido luego de la carrera de expansión, en PMI se abre la válvula de escape y se produce el barrido de los gases quemados, reiniciando el ciclo.

2.2 Motores Rotativos

Los motores rotativos son una variante al diseño de los motores alternativos. Su compacidad, balanceo y mayores velocidades de giro los vuelven más atractivos en aplicaciones en las cuales el volumen es restringido. La mayor velocidad de giro permite alcanzar mayores potencias, por lo que tienen una menor relación peso/potencia que motores reciprocatos de potencia similar. El diseño rotativo más conocido es el Wankel, cuyo primer prototipo funcional se desarrolló cerca del año 1957. Existen otros desarrollos de este tipo de motores como el motor rotativo de pistón líquido, con un ciclo de combustión a volumen constante denominado HECH ([N. Shkolnik y A. Shkolnik, 2008](#)) y el objeto de este trabajo, el Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante (MRCVC).

Si bien estos motores son una alternativa interesante a los motores reciprocatos, la geometría y aspectos constructivos implican que en algunos casos es necesario introducir aceite mezclado con el lubricante en la cámara de combustión para lubricar las partes móviles. En la actualidad, los requisitos de niveles de emisiones ambientales

tales de ciertos gases hacen estos motores inviables para el uso comercial masivo, sin embargo la compacidad del motor los vuelve atractivos en aplicaciones militares como por ejemplo para vehículos aéreos no tripulados.

2.3 Parámetros Operativos e Indicadores de Rendimiento

Para poder comparar entre diferentes diseños de motores se deben conocer algunos parámetros operativos e indicadores de rendimiento. Algunas de las características más importantes de un motor son:

1. Potencia y torque
2. Rango de velocidades de operación
3. Consumo y costo de combustible
4. Costo inicial, de operación y de mantenimiento
5. Confiabilidad
6. Niveles de ruido y emisiones contaminantes

Estas características se pueden expresar de manera más genérica en función de la potencia, geometría u otros aspectos de un motor para obtener valores que se pueden comparar directamente entre motores. Por ejemplo, al cociente entre el trabajo entregado por ciclo y la cilindrada de un motor se lo conoce como presión media efectiva o *mep*, por sus siglas en inglés. Algunos parámetros operativos e indicadores se describen en las secciones siguientes.

2.3.1 Volumen Desplazado

El volumen desplazado se define como la diferencia entre el volumen máximo (V_{max}) y mínimo (V_{min}) que ocupa la cámara de combustión:

$$V_d = V_{max} - V_{min} \quad (2.1)$$

2.3.2 Relación de Compresión

Se define como el cociente entre el volumen máximo y el volumen mínimo del ciclo:

$$r_c = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_d + V_{min}}{V_{min}} \quad (2.2)$$

Es uno de los parámetros más importantes de un motor ya que afecta a la presión máxima que se puede obtener en la cámara de combustión, la *performance*, la potencia entregada, los esfuerzos mecánicos y el rendimiento del motor.

2.3.3 Trabajo Indicado por Ciclo

El trabajo entregado por el gas dentro del cilindro al pistón por cada ciclo de operación se denomina trabajo indicado por ciclo y se obtiene al integrar la presión en función del volumen a lo largo de todo el ciclo:

$$W_{c,i} = \oint pdV \quad (2.3)$$

Para motores de 4 tiempos se debe diferenciar entre trabajo bruto y trabajo neto. En el último se tiene en cuenta el trabajo de bombeo que resulta de la diferencia del trabajo realizado durante las carreras de admisión y escape, por lo que este indicador se puede diferenciar en:

Trabajo indicado bruto por ciclo $W_{c,ig}$, mide el trabajo realizado por el motor en las carreras de compresión y expansión.

Trabajo indicado neto por ciclo $W_{c,in}$, mide el trabajo realizado por el motor considerando las 4 carreras del ciclo.

Trabajo de bombeo es la diferencia entre el trabajo bruto y neto, y mide el trabajo realizado durante los procesos de admisión y escape.

Trabajo de fricción mecánica es el trabajo consumido por el rozamiento entre partes móviles del motor.

2.3.4 Consumo Específico de Combustible y Rendimiento de Conversión del Combustible

El consumo específico de combustible, sfc por sus siglas en inglés, se define como el cociente entre el caudal másico de combustible (\dot{m}_f) consumido por unidad de potencia P entregada por el motor:

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (2.4)$$

Este parámetro mide la eficiencia con la que el motor utiliza el combustible para una condición de operación dada. En motores de encendido por chispa se tienen valores típicos de alrededor de 235 g/(kW·h) (Heywood, 2018).

Una versión similar de este indicador adimensionalizado en relación a la energía suministrada por el combustible, es el *rendimiento de conversión del combustible* η_f , que se relaciona al sfc por medio del poder calorífico del combustible, Q_{HV} .

$$\eta_f = \frac{1}{sfc \cdot Q_{HV}} \quad (2.5)$$

El valor de Q_{HV} es una propiedad del combustible que se determina en un ensayo de laboratorio. Valores típicos para los combustibles comerciales basados en hidrocarburos son de 42 a 44 MJ/kg.

2.3.5 Presión Media Efectiva

La presión media efectiva o mep es un indicador cuya variación es proporcional al torque del motor. El trabajo realizado por ciclo se puede calcular como $W_c = \frac{P \cdot n_R}{N}$, donde n_R es el número de revoluciones del cigüeñal por cada ciclo y N son las revoluciones por segundo del eje del motor. Para motores de cuatro tiempos $n_R = 2$, y $n_R = 1$ para motores de dos tiempos. De este modo, la presión media efectiva se define como:

$$mep = \frac{W_c}{V_d} = \frac{P \cdot n_R}{V_d \cdot N} \quad (2.6)$$

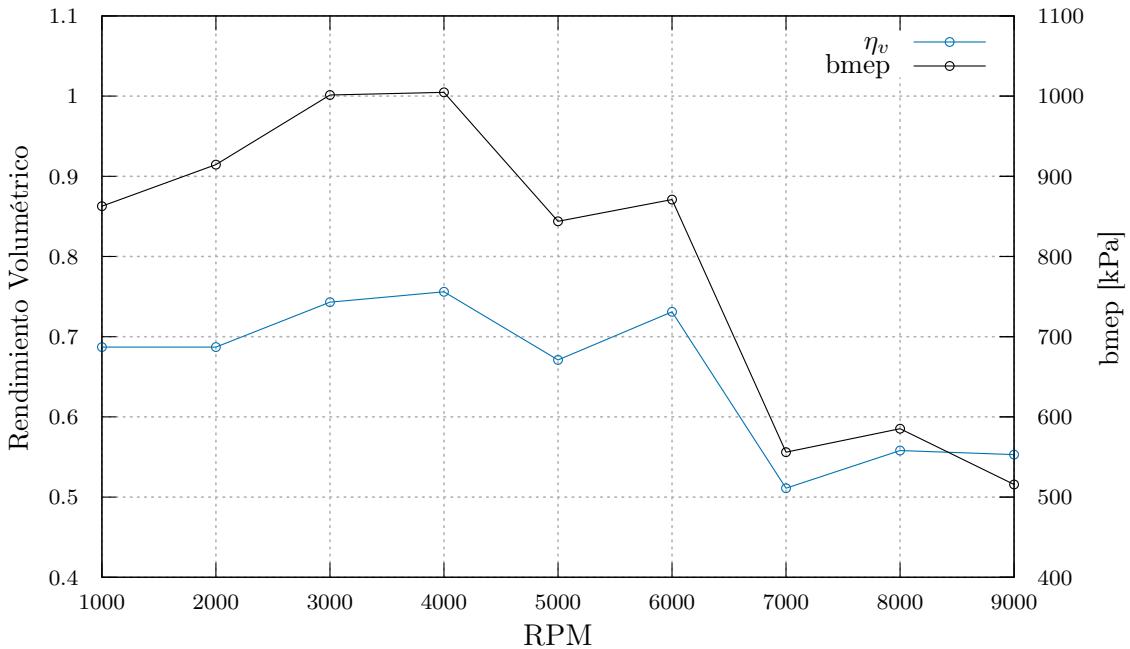


Figura 2.3. $bmeep$ y rendimiento volumétrico vs velocidad de operación.

Se puede diferenciar entre presión media efectiva indicada ($imep$), al freno ($bmeep$) y de fricción ($fmeep$), utilizando el valor de potencia correspondiente en la ecuación (2.6). El valor de mep (al igual que el torque) de un motor varía con la velocidad de operación, siguiendo de cerca las tendencias de la curva de rendimiento volumétrico como se puede ver en el ejemplo de la Figura 2.3.

En la actualidad, valores típicos de $bmeep$ de motores de encendido por chispa (SI por sus siglas en inglés) naturalmente aspirados rondan los 1050 kPa a 1250 kPa para la velocidad a la que se alcanza el torque máximo (Heywood, 2018).

2.3.6 Rendimiento Volumétrico

El rendimiento volumétrico mide la eficiencia del sistema de admisión. Es la relación entre el volumen de aire realmente introducido al cilindro y el volumen teórico que debería entrar al cilindro si este estuviera completamente lleno con aire a la densidad del ingreso al sistema de admisión ($\rho_{a,i}$). En términos concretos se define como el cociente entre el caudal másico de aire que ingresa al sistema de admisión (\dot{m}_a) y la velocidad con la que el volumen es desplazado por el pistón. En otras palabras, este indicador mide la eficiencia con la que el motor bombea aire.

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N} \quad (2.7)$$

Una forma alternativa a la ecuación anterior es considerando la masa total de aire que ingresa al cilindro por ciclo, (m_a):

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,i} V_d} \quad (2.8)$$

Para motores naturalmente aspirados la densidad del aire de admisión $\rho_{a,i}$ se toma comúnmente como la densidad atmosférica, por lo que en ese caso η_v mide el rendimiento de todo el sistema de admisión.

El valor del rendimiento volumétrico máximo típico para motores naturalmente aspirados ronda el 90% (Heywood, 2018). Su valor se ve afectado por varios fenómenos siendo los más importantes:

Efectos cuasiestáticos Combustible, relación aire/combustible, vaporización del combustible en el conducto de admisión, temperatura del aire de admisión, relación entre presión de admisión y escape, relación de compresión, etc.

Pérdidas de carga por fricción viscosa Las pérdidas viscosas aumentan con la velocidad de flujo y aumentan a medida que aumenta la velocidad de giro del motor. Además, se tienen las pérdidas por la presencia de filtros, puertos, válvulas que generan pérdidas localizadas.

Transferencia de calor en el sistema de admisión La mezcla se calienta por transferencia de calor y esto disminuye la densidad de la misma, reduciendo la masa de aire.

Reglaje de las válvulas/puertos El punto de apertura y cierre de las válvulas o puertos (reglaje) es clave para el funcionamiento del motor. Dependiendo del reglaje que se elija, se puede favorecer el flujo a determinada velocidad de operación.

Efecto ram A grandes velocidades de flujo la inercia del gas al momento del cierre de la válvula (o puerto) de admisión permite un mayor ingreso de masa fresca al cilindro.

Flujo bloqueado en puertos de admisión En las zonas de menor área de pasaje la velocidad del fluido puede aumentar hasta alcanzar la velocidad del sonido, lo cual se conoce como bloqueo y limita el caudal máscico que puede ingresar a la cámara de combustión.

Sintonía de admisión y escape El diseño de los sistemas de admisión y escape puede favorecer el funcionamiento de los mismos a determinada velocidad de operación, lo cual se logra aprovechando las ondas de presión que se producen por la apertura y cierre de las válvulas o puertos. Véanse las secciones 2.4 y 2.5.

Sobrecarga Por medio de un compresor o turbocompresor se puede aumentar la presión en el sistema de admisión forzando más aire a la cámara de combustión.

La curva de rendimiento volumétrico es muy similar a la curva de torque o de presión media efectiva (ver Figura 2.3). La cantidad de aire que ingresa al motor está directamente relacionada con el trabajo que puede realizar por ciclo de operación. Este indicador es central en la evaluación del desempeño de los sistemas de intercambio de gases y por este motivo es el principal indicador utilizado en este trabajo. Se buscó que la curva de rendimiento volumétrico de los motores simulados tenga un máximo para velocidades cercanas o mayores a 6000 RPM aprovechando el balanceo mecánico del motor, que permite funcionar y seguir entregando potencia a altas RPM. La curva debe ser preferentemente suave para todo el régimen de funcionamiento del motor. Estos y otros efectos se describen en detalle en la literatura (Heywood, 2018).

Con respecto a la mezcla aire-combustible, se define la relación de equivalencia ϕ a partir del cociente de relaciones combustible/aire (F/A) de la mezcla y combustible/aire estequiométrica como se indica en la ecuación (2.9). Para más detalles en cuanto a la composición estequiométrica ver la ecuación (4.1).

$$\phi = \frac{(F/A)_{mezcla}}{(F/A)_{estequiométrica}} \quad (2.9)$$

En estos términos una mezcla pobre en combustible tiene $\phi < 1$, una mezcla estequiométrica $\phi = 1$ y una mezcla rica en combustible $\phi > 1$.

2.3.7 Fracción de Gases Residuales

La fracción de gases residuales x_r mide la cantidad de gases quemados que hay en el cilindro al inicio de la carrera de admisión. Al final del proceso de barrido, con la válvula de escape cerrada, pueden quedar gases residuales de la combustión atrapados en el cilindro. Estos gases permanecen para el próximo ciclo de trabajo, afectando el rendimiento volumétrico, el trabajo obtenido, la eficiencia y las emisiones. Se define como el cociente entre la masa de gases quemados en el cilindro (m_r) al inicio de la fase cerrada del ciclo y la masa total atrapada en el cilindro (m):

$$x_r = \frac{m_r}{m} \quad (2.10)$$

En el MRCVC existe un fenómeno llamado solape de cámaras ([López, Wild Cañón y Nigro, 2013](#)). Durante el proceso de admisión de gases frescos, una cámara puede verse afectada por la apertura del puerto de admisión de la cámara siguiente, que se encuentra a mayor presión y temperatura debido a que está finalizando el proceso de escape y comenzando el de admisión, pudiendo provocando un aumento de la cantidad de gases residuales.

La presencia de gases residuales en la cámara tiene varios efectos en la combustión y el rendimiento del motor. Algunos pueden ser beneficiosos como la reducción de emisiones nocivas y la reducción del consumo de combustible. Por otro lado puede tener efectos negativos como la reducción del rendimiento volumétrico.

Dilución de la mezcla el gas residual ocupa volumen que no puede ocupar la mezcla fresca.

Temperatura los gases están a mayor temperatura y al mezclarse con la mezcla fresca aumenta su temperatura y volumen, reduciendo la cantidad de mezcla fresca que puede ingresar a la cámara.

Reducción de NO_x un efecto beneficioso es la reducción de emisiones de óxidos de nitrógeno.

EGR en motores modernos se recircula gases quemados (*Exhaust Gas Recycle*) para reducir emisiones de NO_x y controlar el consumo de combustible. En motores

SI se puede utilizar hasta un 30% de EGR, estos valores son aún mayores para motores de encendido por chispa ([Heywood, 2018](#)).

Rendimiento volumétrico la presencia de gases residuales en la cámara disminuye el volumen que puede ocupar la mezcla fresca, lo cual tiene un impacto negativo en el rendimiento volumétrico.

2.4 Sintonización del Sistema de Admisión

En motores naturalmente aspirados, la apertura de la válvula o puerto de admisión produce una onda de depresión que viaja desde el puerto de admisión hacia el extremo opuesto del conducto de admisión. Cuando esta onda de presión llega al pleno de admisión, se refleja como una onda de sobrepresión que toma un tiempo t en alcanzar nuevamente el puerto. Si el tiempo que toma la onda en reflejarse es tal que alcanza el puerto justo antes del cierre de la válvula, el sistema está sintonizado. Esta sobrepresión permite que ingrese una mayor cantidad de masa fresca al cilindro, aumentando la cantidad de trabajo que se puede realizar.

En la Figuras [2.4](#) se muestran las curvas de presión en función del ángulo de cigüeñal para un motor operando a 1200 y 4800 RPM, en donde se indican los períodos en los que se encuentran abiertas las válvulas de admisión (IO) y de escape (EO). Los valores p_1 , p_2 y p_3 hacen referencia a diferentes posiciones a lo largo de los conductos de admisión y escape. Se puede ver que para p_1 a 4800 RPM hay un claro pico de presión justo al cierre del puerto de admisión, el sistema está sintonizado para esta velocidad.

Debido a que la onda de presión debe viajar dos veces la longitud del conducto de admisión desde el momento que abre el puerto de admisión, para sintonizar el sistema a bajas velocidades, se requieren longitudes mayores, lo que hace más grande el sistema de admisión. La sintonía a mayores velocidades de admisión es preferida, porque usualmente se tiene el máximo de torque y de potencia a mayores RPM, además reduce la necesidad de conductos más largos. En motores multi-cilíndricos se utiliza un pleno de admisión. Este dispositivo proporciona un volumen grande de aire que sirve el propósito de cámara de resonancia. Se puede ajustar la resonancia de modo que las oscilaciones de presión internas produzcan ondas de sobre presión

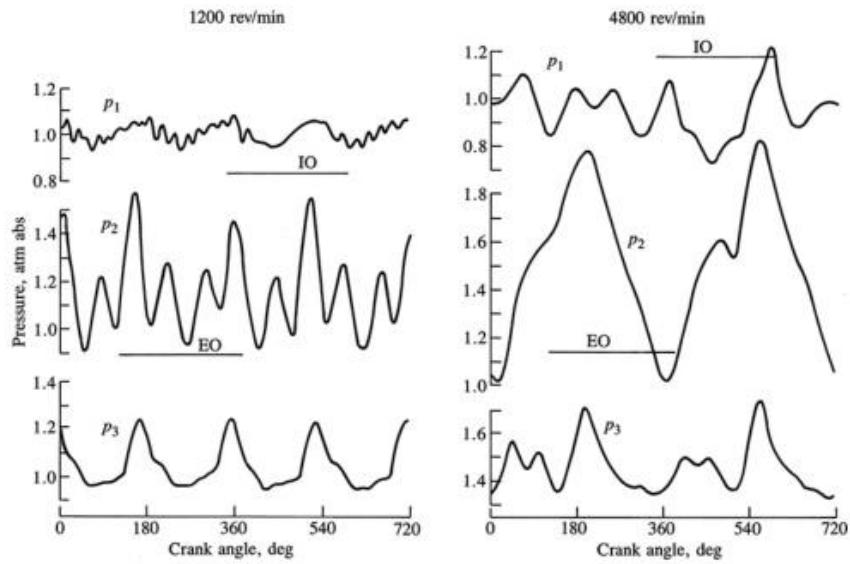


Figura 2.4. Diagrama de presión vs ángulo de cigüeñal ([Heywood, 2018](#))

que alcance cada puerto en el momento preciso en el que se aproxima el cierre del mismo.

2.5 Sintonización del Sistema de Escape

De forma análoga al puerto de admisión, al momento de la apertura del puerto o válvula de escape los gases residuales de la combustión se encuentran a mayor presión que el gas en el conducto. Esto crea una onda de sobrepresión que viaja por el escape hasta alcanzar el final del mismo o un área de gran volumen, como el catalizador o el silenciador. Desde esta zona se refleja como una onda de depresión, que en caso de alcanzar el puerto en los instantes previos al cierre del mismo, ayuda a evacuar una mayor cantidad de gas, disminuyendo la fracción de gases residuales.

En la Figura 2.4 se ve que para el escape en p_2 se tiene una depresión justo al cierre del puerto, este sistema está sintonizado para 4800 RPM. Es notorio el contraste con el mismo puerto a 1200 RPM, en donde se ve un pico de presión cerca del cierre del puerto.

2.6 Combustión

La combustión es un proceso en el que se libera la energía química del combustible. La geometría de un motor de combustión interna permite aprovechar el aumento de presión y temperatura para convertir energía química en trabajo mecánico. Los modelos ideales de ciclos operativos se pueden clasificar según el proceso de combustión en:

1. Volumen constante, Figura 2.5a.
2. Presión constante, Figura 2.5b.
3. Presión limitada (parte a volumen constante y parte a presión constante), Figura. 2.5c.

En un motor de encendido por chispa se tiene una mezcla de aire-combustible en la cámara de combustión. Dependiendo del tipo de motor, la mezcla se puede formar en el conducto de admisión, inyectando combustible en algún punto del sistema, se puede producir la mezcla en la cámara por la inyección directa de combustible. En un motor de encendido por compresión, la mezcla combustible se forma en la cámara de combustión y la inyección de combustible se realiza directamente en la cámara, cerca del PMS al final de la carrera de compresión. En este caso las condiciones de presión y temperatura dentro de la cámara producen el auto-encendido de la mezcla y el inicio del proceso de combustión.

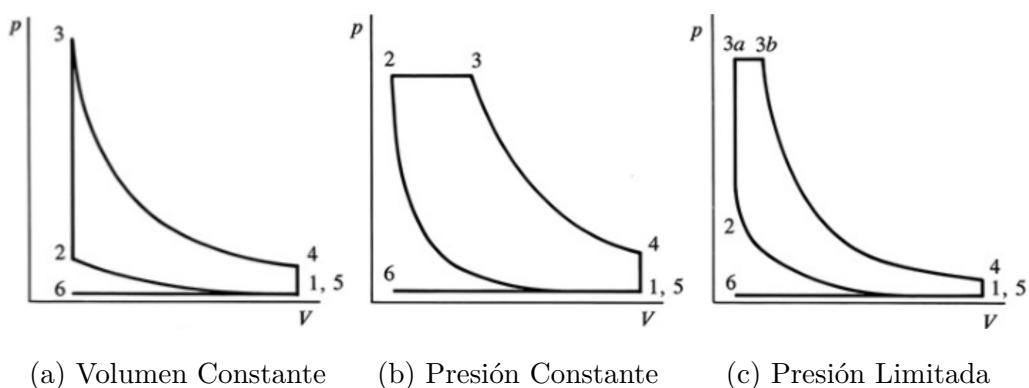


Figura 2.5. Diagramas P-V para ciclos ideales([Heywood, 2018](#))

El MRCVC es un motor de combustión interna en el que, debido a su geometría, gran parte de la combustión ocurre a volumen constante. Esto se puede apreciar en la Figura 4.2, en la cual se representa la variación del volumen en función del ángulo del cigüeñal. Para visualizar el mayor rendimiento de la combustión a volumen constante se pueden analizar los modelos ideales de ciclos operativos (Heywood, 2018), considerando un gas ideal con calores específicos constantes como fluido de trabajo. Se tienen tres casos de combustión: a volumen constante, presión constante o presión limitada, obteniendo expresiones para el rendimiento de conversión de combustible (2.11) y de *imep* en función de la presión mínima p_1 (2.15) y máxima p_3 (2.16) del ciclo. Tanto la combustión a volumen constante como a presión constante son casos extremos de la combustión a presión limitada, por lo que se puede utilizar el rendimiento de conversión de combustible del ciclo de presión limitada para comparar entre ambos extremos.

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \left[\frac{\alpha\beta^\gamma - 1}{\alpha\gamma(\beta - 1) + \alpha - 1} \right] \quad (2.11)$$

$$\alpha = \frac{P_3}{P_2} \quad (2.12)$$

$$\beta = \frac{V_{3b}}{V_{3a}} \quad (2.13)$$

$$Q^* = \frac{m_f Q_{LHV}}{m} \quad (2.14)$$

$$\frac{imep}{p_1} = \frac{Q^*}{c_v T_1 (\gamma - 1)} \left(\frac{r_c}{r_c - 1} \right) \eta_{f,i} \quad (2.15)$$

$$\frac{imep}{p_3} = \frac{1}{\alpha r_c^\gamma} \left(\frac{Q^*}{c_v T_1} \right) \left(\frac{1}{\gamma - 1} \right) \left(\frac{r_c}{r_c - 1} \right) \eta_{f,i} \quad (2.16)$$

En el caso en que $\alpha = 1 \rightarrow P_3 = P_2$ se tiene el ciclo de combustión a presión constante, y en caso de que $\beta = 1 \rightarrow V_{3a} = V_{3b}$ se tiene el ciclo de combustión a volumen constante (ver Figura 2.5).

Graficando la ecuación (2.11) en función de la relación de compresión r_c (Figura 2.6), se observa que a igual relación de compresión, el ciclo a volumen constante presenta mayor rendimiento de conversión de combustible.

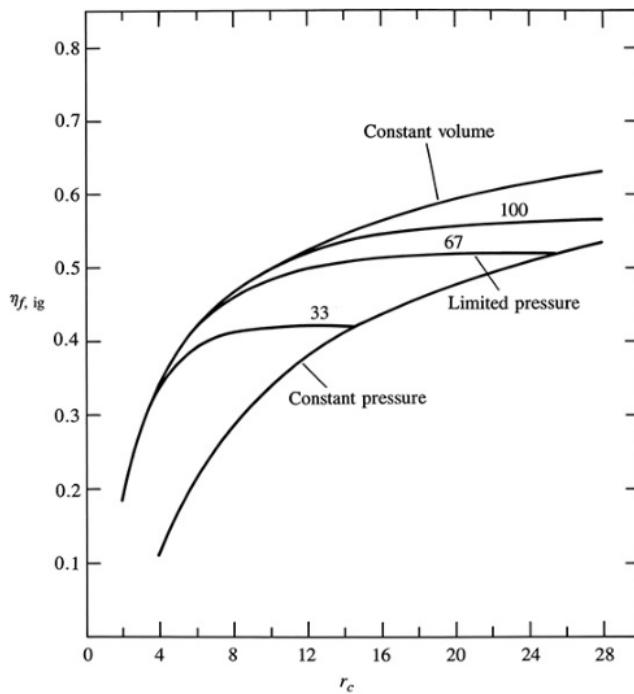


Figura 2.6. Rendimiento de conversión del combustible en función de r_c para ciclos de gas ideal de combustión a volumen constante, a presión constante y a presión limitada (Heywood, 2018)

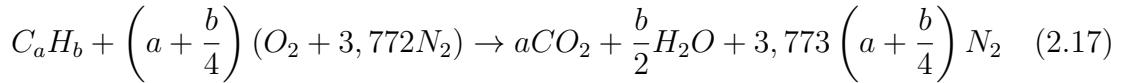
Del mismo modo, graficando la relación entre la presión media efectiva indicada y la presión máxima del ciclo, $imep/p_3$, se observa que a igual relación de compresión el ciclo de combustión a presión constante presenta mayores valores de $imep$ en relación a la presión máxima. Lo cual esta relacionado con las altas presiones alcanzadas en el ciclo ideal de combustión a volumen constante. La presión máxima que se puede alcanzar en el ciclo real tiene limitaciones relacionadas a mayores pérdidas de masa (y presión) a través de sellos y la resistencia mecánica de los componentes del motor. Además, mayores presiones están asociadas con mayores temperaturas en la cámara de combustión.

2.6.1 Propiedades Termodinámicas de Mezclas aire-combustible

Fue necesario estimar las propiedades termodinámicas de la mezcla para obtener algunas variables utilizadas para calcular las condiciones iniciales del gas en las flujometrías. En lo que respecta a la simulación del ciclo del motor, ICESym con-

tiene rutinas computacionales para calcular el estado termodinámico del fluido de trabajo en el ciclo operativo. En este apartado se detallan las hipótesis y modelos utilizados en las rutinas computacionales para el cálculo de las propiedades termodinámicas de las mezclas de aire-combustible quemadas y sin quemar, para el uso en las condiciones iniciales requeridas en las flujometrías.

En la simulación del MRCVC se utilizó una mezcla estequiométrica de aire-isoctano. La reacción estequeométrica para un hidrocarburo genérico se indica en la ecuación (2.17).



Las rutinas computacionales utilizadas para calcular las propiedades termodinámicas de las mezclas aire-combustible aproximan las propiedades químicas de cada especie en la mezcla con curvas polinómicas.

Para cada compuesto i de la mezcla a temperatura estándar $T(K)$ y 1 atmósfera de presión se aproxima el calor específico a presión constante $\tilde{c}_{p,i}$ por la ecuación (2.18), la entalpía estándar \tilde{h}_i por la ecuación (2.19) y la entropía estándar \tilde{s}_i por la ecuación (2.20):

$$\frac{\tilde{c}_{p,i}}{T} = a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4 \quad (2.18)$$

$$\frac{\tilde{h}_i}{RT} = a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2}T + \frac{a_{i3}}{3}T^2 + \frac{a_{i4}}{4}T^3 + \frac{a_{i5}}{5}T^4 + \frac{a_{i6}}{T} \quad (2.19)$$

$$\frac{\tilde{s}_i}{R} = a_{i1} \ln T + a_{i2}T + \frac{a_{i3}}{2}T^2 + \frac{a_{i4}}{3}T^3 + \frac{a_{i5}}{4}T^4 + a_{i7} \quad (2.20)$$

La base de datos seleccionada para el aire y los productos de la combustión es la utilizada por Chemkin (Kee, 1991) y los datos del isoctano fueron tomados de (Raine, 2000).

La finalidad de estas rutinas (por fuera de las incluidas en ICESym) es la de obtener la masa molar de la mezcla M_M , la viscosidad dinámica μ , el calor específico a presión constante C_P , la relación de calores específicos γ y el número de Prandtl

P_r , ya que todos estos valores son requeridos para obtener las condiciones iniciales de las flujometrías.

La masa molar de la mezcla M_M se calcula a partir de la suma de las masas molares M_i y la fracción molar de cada especie química presente en la mezcla x_i , ver ecuación (2.21). La viscosidad μ de los productos de la combustión de aire e hidrocarburos para temperaturas $T \in [500; 4000]K$, presiones $P \in [1; 100]atm$ y relaciones de equivalencia $\phi \in [0; 4]$ se puede aproximar con la ecuación (2.22). Del mismo modo, el número de Prandtl de productos de la combustión de hidrocarburos y aire se puede estimar en función del γ de la mezcla, para $\phi \leq 1$ con la ecuación (2.23) (Heywood, 2018):

$$M_M = \sum_i M_i x_i \quad (2.21)$$

$$\mu_{productos} = \frac{\mu_{aire}}{1 + 0,027\phi} = \frac{3,3 \times 10^{-7} T^{0,7}}{1 + 0,027\phi} \quad (2.22)$$

$$Pr = 0,05 + 4,2(\gamma - 1) - 6,7(\gamma - 1)^2 \quad (2.23)$$

2.7 Coeficiente de Descarga C_D

La pérdida de carga localizada en los puertos de admisión y escape se puede representar a través del coeficiente de descarga, C_D . Este coeficiente varía con la geometría y condiciones de operación del puerto, siendo $C_D = 1$ el caso ideal sin pérdida de carga localizada. Es un parámetro importante porque permite obtener una mejor estimación del flujo másico real en el puerto y se define como:

$$C_D = \frac{\text{flujo másico real}}{\text{flujo másico ideal}} \quad (2.24)$$

El C_D de un puerto se puede obtener experimentalmente en un banco de prueba mediante un ensayo que consiste en medir el caudal que circula por un puerto con una presión de descarga fija que, en equipos comerciales varía entre 250–700 mm.c.a. Comúnmente estos ensayos se realizan en un banco que incluye solamente la tapa de cilindros y una camisa que simula el cilindro de la cámara de combustión, dejando

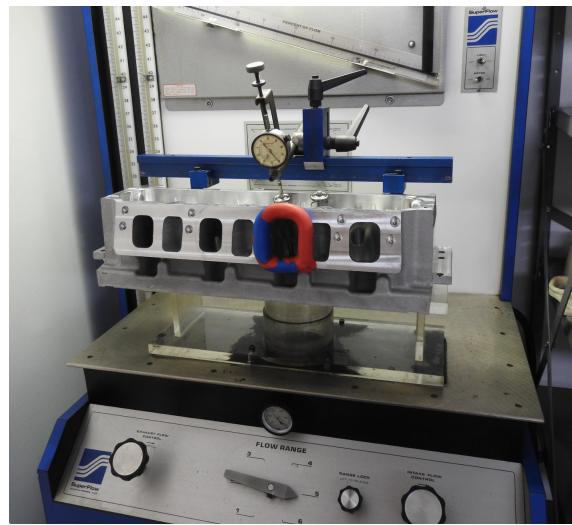


Figura 2.7. Banco de flujometrías Super-Flow SF-750

de lado otros elementos del sistema como pistón, los conductos de admisión y otros. En la imagen 2.7 se muestra un banco de pruebas comercial.

Durante el ensayo se mide el caudal de aire atmosférico para diferentes grados de apertura de la válvula y así se obtienen datos de (alzada, flujo) con los cuales comparar entre diferentes geometrías de puertos de admisión o escape. En la Figura 2.8 se muestra el resultado del ensayo de un flujómetro en el que se compara la capacidad de flujo de dos tapas de cilindro diferentes de un BMW S14⁴.

Otra forma de aproximar un coeficiente de descarga es por medio de flujometrías computacionales. El uso de CFD permite modelar el puerto en condiciones operativas, incluyendo la interacción con elementos como por ejemplo el pistón, o en el caso del MRCVC, estator y conjunto rotante. Además, se pueden modelar las propiedades del fluido de trabajo para una viscosidad, presión y temperatura representativas de las condiciones operativas del motor que se está simulando. En este trabajo se optó por esta metodología, es decir, a partir de las flujometrías se obtuvo un valor de caudal másico el cual es utilizado para calcular un coeficiente de descarga.

Conociendo el caudal másico \dot{m} , el valor de C_D se calcula con las ecuaciones de flujo compresible a través de una restricción, habiendo dos casos distintivos: flujo bloqueado y no bloqueado.

Para el caso en que el flujo no esté bloqueado la ecuación de \dot{m} es la (2.25) y en

⁴http://e30sport.net/tech_articles/engine-tech/flow-1/chart-1.htm

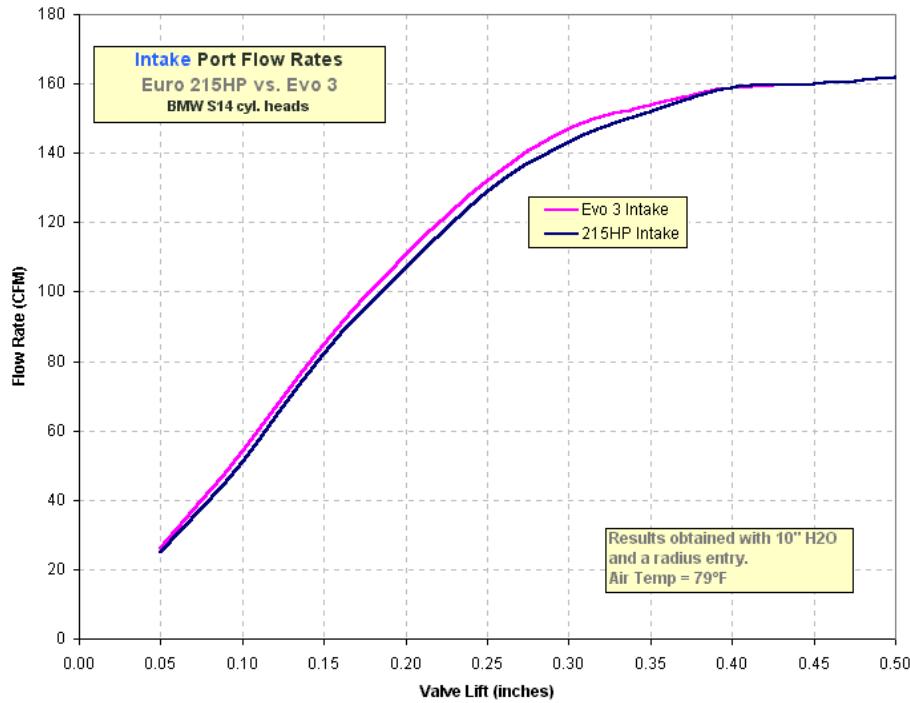


Figura 2.8. Comparación entre flujometrías de dos tapas de cilindro de un BMW S14

caso de que se cumpla la desigualdad (2.26) el flujo está bloqueado y se utiliza la ecuación (2.27):

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left(\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right)^{1/2} \quad (2.25)$$

$$\frac{p_T}{p_0} \leq \left[\frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.26)$$

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{(RT_0)^{1/2}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))} \quad (2.27)$$

donde

- p_0 , es la presión de estancamiento antes de la restricción.
- T_0 , es la temperatura de estancamiento antes de la restricción.
- p_T , es la presión estática justo después de la restricción.
- A_R , es el área de pasaje de flujo o de referencia.

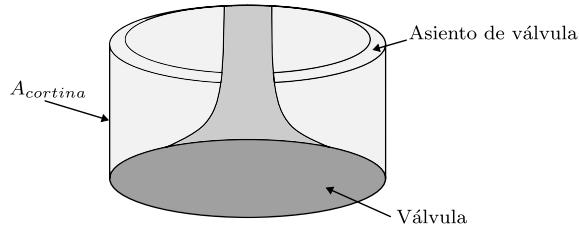


Figura 2.9. Área de cortina

- \dot{m} , es el caudal másico.
- γ , es el cociente de capacidades térmicas del gas.

El flujo está bloqueado si la velocidad en la garganta de la restricción alcanza la velocidad sónica. Dada esta condición \dot{m} alcanza un límite y reducir la presión aguas abajo de la restricción no produce un aumento del caudal. Las presiones y temperaturas involucradas en el cálculo de \dot{m} se pueden medir u obtener de una simulación computacional del ciclo del motor.

Un parámetro importante en las ecuaciones utilizadas para el cálculo del coeficiente de descarga C_D es el área de referencia A_R que define el área utilizada para calcular el caudal másico que circula por el puerto.

La elección del área de referencia utilizada para el cálculo es arbitraria. Sin embargo en un motor con válvulas se suele utilizar el área de cortina (ver Figura 2.9) la cual es el producto del perímetro de la cabeza y la alzada de válvula.

$$A_R = A_C = \pi D_v l_v \quad (2.28)$$

Los valores de densidad, velocidad, presión y temperatura se obtienen de los datos de salida de ICESym para un puerto, ángulo y velocidad dada. Para la temperatura se utiliza la temperatura de la cámara, $T_0 = T_C$, la presión antes y después del puerto se selecciona de acuerdo al sentido de flujo. En caso de ser hacia la cámara de combustión la presión en el puerto se utiliza como inicial P_0 y la presión en la cámara es la aproximación a la presión en la restricción P_T .

El valor de γ se obtiene de las propiedades de la mezcla con las rutinas computacionales descritas en el apartado 2.6.1.

3. HERRAMIENTAS COMPUTACIONALES

3.1 Internal Combustion Engine Simulator

ICESym es un simulador de motores de combustión interna que utiliza modelos 0D para la cámara de combustión y 1D para el flujo a través del sistema de intercambio de gases. Esta combinación permite evaluar la *performance* de un motor a un costo computacional relativamente bajo; además la implementación de entrada y salida de datos facilita utilizar el simulador como una *caja negra*. Esta característica permite incluir al simulador en un *script* como una función, a la cual se le otorga un conjunto de parámetros de entrada y devuelve los resultados de la simulación en un formato que permite la lectura y evaluación de los mismos.

ICESym contiene en su código las rutinas necesarias para simular el ciclo operativo y la geometría del MRCVC. Se realizaron modificaciones menores para facilitar la ejecución en conjunto con el optimizador, algunas de estas modificaciones fueron:

1. Modificar el formato de los archivos de salida, con el fin de reducir el tamaño de los mismos, facilitar la lectura y el procesamiento de datos.
2. Incluir una opción para elegir entre un modelo de C_D de una o dos variables.
3. Modificar el área de referencia, ver Ecuación 3.2.
4. Agregar un esquema de interpolación bilineal que permita trabajar con el modelo de C_D de dos variables.

3.2 Modificaciones a ICESym

3.2.1 Flujo a Través de los Puertos

Se introdujo una opción para poder ejecutar ICESym con un modelo del coeficiente de descarga que dependa de dos variables: diferencia de presión y *alzada* o apertura del puerto, $C_D = f(lv; \Delta P)$. Esto significó agregar un *switch* en el código que permita seleccionar entre un modelo de una o dos variables, con el agregado

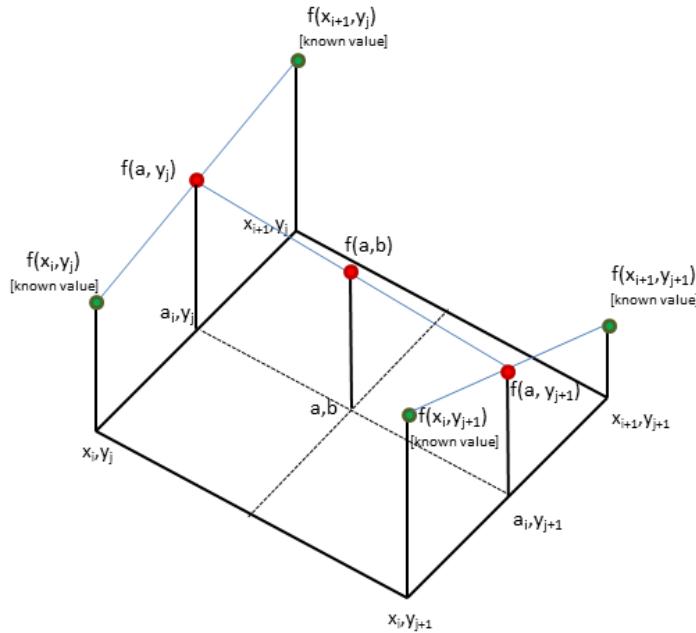


Figura 3.1. Interpolación bilineal¹

de las instrucciones de lectura de datos y armado de un arreglo bidimensional que contiene los valores del mapa de C_D en un orden dado. Con esto se construye un mapa del coeficiente de descarga de la forma $C_D = f(lv, \Delta P)$, que se utiliza para calcular el área efectiva del puerto.

Independientemente de la cantidad de variables que formen parte del coeficiente de descarga, a ICESym se introduce un vector para el caso 1D y matriz para el caso 2D. El esquema de interpolación bilineal implementado requiere de una malla rectangular. Se reutilizó el código existente para el caso 1D y se realiza una interpolación lineal entre dos valores en planos con datos conocidos, como se ve en la Figura 3.1. Si bien hay otros métodos de interpolación para estimar el valor de C_D a partir de una nube de puntos, este método es sencillo y da resultados satisfactorios. En la Figura 3.2 se muestra a modo de ejemplo el error obtenido con este método para interpolar una función de prueba $f = \sin(\sqrt{x^2 + y^2})$.

La malla rectangular requerida para la interpolación bilineal del mapa de C_D se realizó a partir de los valores resultantes de las flujométrías con *OpenFOAM* (The

¹<https://stackoverflow.com/questions/8808996/bilinear-interpolation-to-enlarge-bitmap-images>

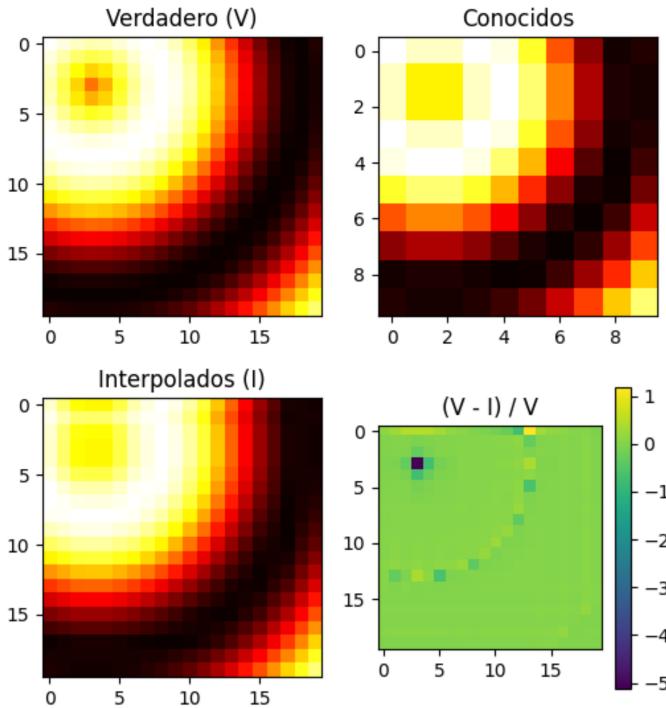


Figura 3.2. Interpolación bilineal de $\sin(\sqrt{x^2 + y^2})$

[OpenFOAM Foundation, 2011–2024](#)). Debido al costo computacional que requieren las flujométrías, solo una cantidad reducida de puntos se obtendrá con este método. Se tiene como punto de partida una malla no rectangular, por lo que se utiliza un método intermedio para obtener una matriz de puntos que pueda ser leída por la interpolación bilineal.

Se probaron dos métodos para realizar esta interpolación, el método del punto más cercano (MC) y la interpolación por la suma de la inversa de la distancia o IDW por sus siglas en inglés (*Inverse Distance Weighting*). Estos se combinan con métodos de suavizado de promedio móvil con los S valores más cercanos. Con este método cada valor original de la matriz se reemplaza por el promedio aritmético de los valores a una distancia S de cada celda evaluada. En la Figura 3.3 se muestra este proceso para una matriz de 5×5 .

El método del punto más cercano consiste en asignar para cada par (x, y) el valor conocido más cercano, ver Algoritmo 1.

La interpolación por IDW consiste en asignar a cada punto el resultado de un promedio de los valores cercanos, ponderado por la distancia elevado a un exponente

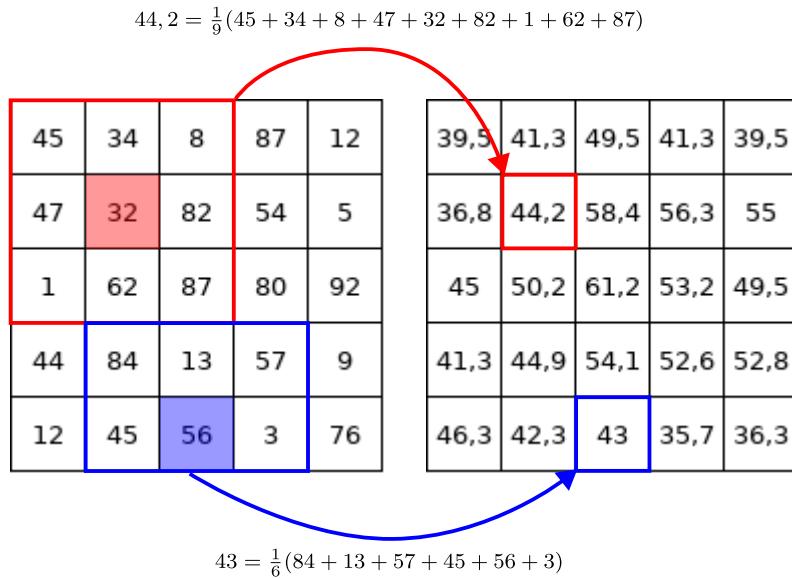


Figura 3.3. Suavizado por promedio con celdas vecinas, S=1

arbitrario p . Cuanto más grande el valor de p , más sensible es el método a los valores cercanos. La ecuación del promedio es la (3.1) y en el Algoritmo 2 se presenta el esquema utilizado.

$$f_p = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{z_i}{d_i^p}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{d_i^p}} \quad (3.1)$$

En la Figura 3.4 se muestra una comparación de ambos métodos, para una malla de $C_D = f(\Delta P, l_v)$ generada al azar.

3.2.2 Área de Referencia

El área de referencia utilizada por ICESym es el área de cortina (ver Ec. 2.28) y se expresa en el código del programa como el área efectiva $F_V = A_R \cdot C_D$. Como se indicó en el apartado 2.7, para el MRCVC el área de referencia es el área frontal del puerto expuesta a la cámara, calculada como la altura de la ranura h_p multiplicada por la distancia entre el borde del puerto y la paleta que delimita la cámara, denominada como l_v .

Este valor se afecta por el coeficiente de descarga intermedio $C_{D,int}$, que puede ser un valor fijo o el resultado de interpolar de un mapa de C_D para un valor de cuerda y ΔP dado, como se indica en la ecuación (3.2).

Algoritmo 1: Interpolación por punto más cercano**Entrada:** V_x, V_y : valores de x, y en los que se conoce el valor en z . V_z : valores conocidos de z . I_x : n puntos de x donde se quiere interpolar I_y : m puntos de y donde se quiere interpolar**Resultado:** Devuelve una matriz $I_{[n,m]}$ con los valores interpolados, donde

a cada punto $I(x, y)$ se le asigna al valor de v_z más cercano
conocido. Da como resultado superficies escalonadas.

```

1  $I = zeros_{[n,m]}$ ;
2 para  $i \leftarrow 0$  a  $n$  hacer
3   para  $j \leftarrow 0$  a  $m$  hacer
4      $d = \sqrt{(V_x - I_{xi})^2 + (V_y - I_{yj})^2}$ ;
5      $I[i, j] = v_z[\min(d)]$ ;

```

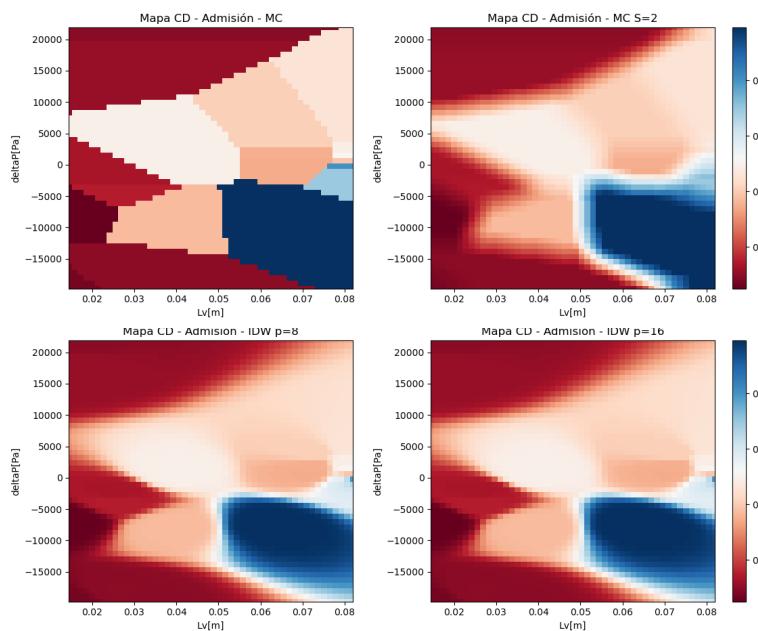


Figura 3.4. Comparación de métodos de interpolación

Algoritmo 2: Interpolación IDW

Entrada:

V_x, V_y : valores de x, y en los que se conoce el valor en z .

V_z : valores conocidos de z .

I_x : n puntos de x donde se quiere interpolar

I_y : m puntos de y donde se quiere interpolar

p : potencia a la que se eleva cada peso

Resultado: Interpolación ponderada por inverso de la distancia.

Dependiendo del valor de p , se obtienen valores más o menos suavizados.

```

1  $I = zeros_{[n,m]}$ ;
2 para  $i \leftarrow 0$  a  $n$  hacer
3   para  $j \leftarrow 0$  a  $m$  hacer
4      $d = [(V_x - I_{xi})^2 + (V_y - I_{yj})^2]^{\frac{p}{2}}$ ;
5     si  $\exists i : d[i] = 0$  entonces
6        $I[i, j] = V_z[i]$ ;
7     en otro caso
8      $I[i, j] = \frac{\sum V_{zi}/d_i}{\sum \frac{1}{d}}$ ;

```

$$F_v = C_{D,int} \cdot h_p \cdot l_v \quad (3.2)$$

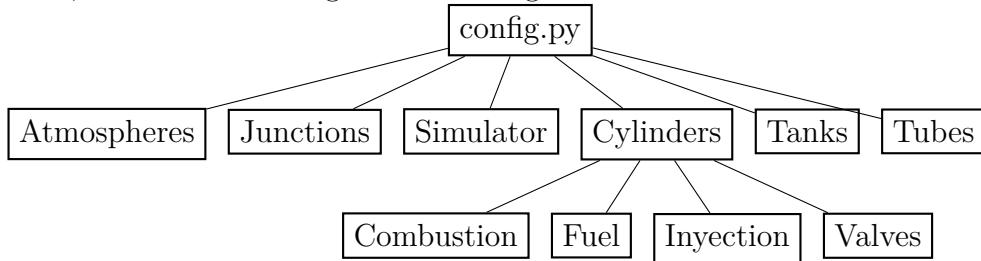
Tanto al inicio como al cierre del puerto ocurre solape de cámaras, por lo que en estos intervalos angulares hay un valor de C_D para cada cámara. Cada valor se calcula con el flujo másico que atraviesa las secciones de entrada correspondientes y el área de puerto expuesta por cada cámara.

3.2.3 Interfaz con Optimizador

Para lograr ejecutar el simulador automáticamente, se creó una librería de funciones capaz de tomar como dato de entrada un archivo de configuración que incluye geometría, velocidades a ejecutar y cantidad de ciclos de simulación, entre otros.

Para ejecutar una instancia de ICESym se puede utilizar la interfaz gráfica de usuario (GUI) ó ejecutarlo por línea de comando desde una consola. El simulador de motores se ejecuta como un archivo de Python `>> python main.py`, el cual contiene las instrucciones que lanzan la simulación del motor con la configuración requerida.

ICESym requiere de un archivo de configuración con los datos de la simulación a realizar, este archivo se organiza como sigue:



- **Atmospheres**: contiene el estado de la atmósfera, que es condición de contorno de la simulación: presión, densidad y velocidad inicial.
- **Cylinders**: geometría y condiciones de contorno, estado inicial, tipo de motor, como así también de las válvulas.
- **Valves**: geometría, tipo de válvula, modelo de C_D , perfil de alzada y datos de C_D y tubo conexionado.
- **Junctions**: contiene información de las uniones entre tubos.

- **Simulator:** configuración de la simulación, velocidades a simular, propiedades de gas, tipo de motor, directorios, entre otros.
- **Tanks:** volumen, masa y temperatura de pared de tanques.
- **Tubes:** geometría, cantidad de nodos y conexiones de los tubos.

Los elementos de configuración intervenidos por el optimizador son **Cylinders**, **Valves**, **Simulator** y **Tubes**; donde se modifican los siguientes valores:

- **Simulator:**
 - **RPMS:** Velocidades a simular (por ejemplo una lista de [1000, 2000, ..., 9000]).
 - **NCYCLES:** cantidad de ciclos por velocidad (un entero mayor o igual a 1).
 - **FOLDER NAME:** nombre de la carpeta donde se guardan los resultados de la simulación.
 - **SHOW INFO:** selector para mostrar o no información de la simulación.
 - **CONFIG DATA:** archivo donde se guarda la configuración utilizada.
- **Cylinders** → **Valves**
 - **LvI:** perfil de alzada del puerto de admisión.
 - **LvE:** perfil de alzada del puerto de escape.
 - **IPO:** ángulo de apertura del puerto de admisión.
 - **IPC:** ángulo de cierre del puerto de admisión.
 - **EPO:** ángulo de apertura del puerto de escape.
 - **EPC:** ángulo de cierre del puerto de escape.
 - **cd_model:** selector de modelo de C_D .
 - * C_Dl_v valores de alzada para el mapa de C_D (para modelo de 2 variables).
 - * C_Dd_p valores de Δ_P para el mapa de C_D (para modelo de 2 variables).

- * C_D valores de C_D relacionados con alzada (para modelo de 1 variable).
 - D_v : diámetro de la cabeza de la válvula.
- Tubes
 - longitud: longitud total del tubo de admisión o escape.

3.3 Optimizador y Algoritmo Genético

Se seleccionó un algoritmo genético (AG) para realizar la optimización de la geometría del MRCVC por la simplicidad y facilidad de implementación del mismo. Si bien este tipo de métodos no garantiza que se alcance un resultado óptimo, en la práctica se ha observado que alcanzan soluciones muy cercanas a las óptimas tras pocas iteraciones del método (Goldberg, 1989)(Yu Shi et al., 2011).

Una de las ventajas de este método es que no requiere información del gradiente de la función que se está evaluando, lo cual es útil cuando no se puede asegurar la existencia de la derivada de la función en todo el dominio ó cuando se tiene una función con más de un máximo o mínimo local. Además, el punto de partida de la optimización es una población generada al azar, se tiene un muestreo aleatorio del dominio que se está evaluando. Esto hace que el método sea poco susceptible a dar como resultado óptimos locales.

Se puede decir que un algoritmo genético es un método de búsqueda aleatoria guiada. ¿Cómo difieren los AG de los métodos tradicionales de búsqueda?

1. Los AG pueden operar sobre una representación de las variables estudiadas y no necesariamente sobre las variables de estudio.
2. Cada iteración utiliza un conjunto de datos con cierto grado de aleatoriedad.
3. Utilizan una función objetivo para evaluar cada punto sin necesidad de conocer la derivada de la función que se está evaluando.
4. Los AG usan reglas probabilísticas de decisión.

Los mecanismos básicos que hacen a un algoritmo genético son: 1) *selección*, 2) *cruza* y 3) *mutación*. El funcionamiento básico se sintetiza en el Algoritmo 3.

La *selección* consiste en crear individuos a partir del puntaje que devuelve una función objetivo, la cual es la encargada de guiar el proceso de optimización dando mayor o menor puntaje a un candidato según el resultado que se quiere obtener. Este paso significa que, aquellos individuos a los cuales se les asignó un puntaje más elevado tienen más probabilidades de ser copiados o de “transmitir” sus parámetros a la iteración siguiente. Este proceso imita en cierta forma la selección natural o evolución Darwiniana y de aquí viene el nombre de algoritmo genético o evolutivo.

El segundo operador es la *cruza*, que consiste en combinar los parámetros de dos individuos para obtener uno nuevo, esto se asemeja a la reproducción.

Finalmente la *mutación* es la encargada de modificar aleatoriamente uno o más parámetros de cada nuevo individuo. Este operador juega un rol secundario pero muy importante en la simulación. Es secundario porque se pueden alcanzar soluciones satisfactorias sin que aplique este operador en la población. Es importante porque utilizando probabilidades pequeñas de ocurrencia (de la mutación), permite evitar la pérdida temprana de información relevante por convergencia temprana de la simulación. Por otro lado, en caso de que la probabilidad de mutación sea muy alta, el AG se convierte en un método de búsqueda aleatoria.

Algoritmo 3: Algoritmo de optimización

- 1 Inicializar población, al azar o a partir de una población “semilla”;
 - 2 **mientras** no se cumpla condición de parada **hacer**
 - 3 **Seleccionar** a los individuos más aptos, evaluándolos según la función objetivo.;
 - 4 **Cruzar** los candidatos seleccionados para crear la nueva población (la próxima iteración del método);
 - 5 **Mutar** algunos individuos de la nueva población;
 - 6 **si** se cumple la condición de parada **entonces**
 - 7 Parar;
 - 8 Guardar resultados;
-

Gran parte de este trabajo consistió en adaptar el uso de ICESym y emplearlo como base para generar una función objetivo, aprovechando la cualidad de “caja negra” con la que se puede implementar el simulador. Para lograr esto se modificó parte del código de ICESym con el objetivo de facilitar la configuración, ejecución y lectura de los resultados que arroja el simulador y así poder ejecutar de manera automática una simulación con una configuración particular del motor. Otro aspecto del optimizador que se desarrolló, es el de poder ejecutar múltiples instancias de ICESym en paralelo con el fin de reducir el tiempo de ejecución de cada generación, pudiendo evaluar varios motores (o individuos) al mismo tiempo.

Para la primera iteración se programaron desde cero los algoritmos y funciones necesarias para llevar a cabo la optimización con el AG. Posteriormente se tomó la librería DEAP ([Fortin et al., 2012](#)) y se modificaron los operadores a medida, para poder utilizarlos con ICESym.

En los apartados siguientes se describe la implementación de cada uno de los operadores en el optimizador.

3.3.1 Población

Se decidió representar cada motor como un vector con las dimensiones y reglaje que definen la geometría del sistema de intercambio de gases, los cuales se listan en la Tabla 3.1. Se limitaron los valores que puede tomar cada parámetro para que la geometría resultante se asemeje a la geometría del motor utilizado en trabajos anteriores, aprovechando así los resultados obtenidos en el primer barrido paramétrico.

Los vectores que hacen a cada motor se representan como un número binario de 40 dígitos, ocupando 5 dígitos para representar cada uno de los 8 parámetros que hacen a cada motor. Esto facilita la implementación de los operadores de selección, cruce y mutación, pudiendo aprovechar implementaciones de operadores existentes en librerías como DEAP. Estos 8 números binarios luego se convierten en una lista de enteros mediante una transformación lineal $f(x) = a \cdot x + b$, en la que se ingresa con un entero entre 0 y $2^n - 1$ para ir del número binario a un decimal, siendo n la cantidad de dígitos del número binario (en este caso 5). Los coeficientes a y b son tales que $f(0) = x_0$ y $f(2^n - 1) = x_1$, donde x_0 y x_1 son los extremos del rango para

Nº	Parámetro	Descripción	Sistema	Límites
1	DTA	Diámetro de tubo	Admisión	[60, 100] mm
2	DTE	Diámetro de tubo	Escape	[60, 100] mm
3	LIT	Largo de tubo	Admisión	[300, 2000] mm
4	LET	Largo de tubo	Escape	[300, 2000] mm
5	IIA	Ángulo geométrico de apertura	Admisión	[0,90]°
6	IFA	Ángulo geométrico de cierre	Admisión	[IIA, 90]°
7	IIE	Ángulo geométrico de apertura	Escape	[0, 90]°
8	IFE	Ángulo geométrico de cierre	Escape	[IIE, 90]°

Tabla 3.1. Parámetros que representan al motor

el que se quiere aplicar la transformación. Estos coeficientes (a y b) son particulares a cada parámetro, porque se determinan de acuerdo a los valores que puede tomar cada uno.

De este modo se obtiene el valor de cada uno de los parámetros que hacen a la configuración particular de cada motor en ICESym. El orden de los mismos se mantiene constante, por lo que cada sección del número representa una característica en particular del motor.

A modo de ejemplo, en la Figura 3.5 se muestra un número generado aleatoriamente, la transformada para los primeros 5 dígitos que corresponden al diámetro del tubo de admisión, 001111. Si se desea que el diámetro del tubo de admisión varíe entre 60 y 100 mm, se deben obtener los coeficientes a y b para la transformación lineal a partir del largo del número binario que se va a utilizar, `binLen`, y los valores mínimos y máximos del rango sobre el que se quiere transformar el valor de entrada: $vMin = 60$ y $vMax = 100$.

Los coeficientes a y b se obtienen a partir de:

$$a = \frac{vMax - vMin}{2^{binLen} - 1} = \frac{100 - 60}{2^5 - 1} = 1,2903$$

$$b = vMin = 60$$

Luego, el número binario transformado a entero vale:

$$00111 \longrightarrow 0 \cdot 2^4 + 0 \cdot 2^3 + 1 \cdot 2^2 + 1 \cdot 2^1 + 1 \cdot 2^0 = 7$$

Finalmente, con los coeficientes (a, b) y el binario transformado en entero, se tiene que DTA vale

$$DTA = a \cdot x + b = (1,2903 \cdot 7 + 60) = 69mm = 0,069m$$

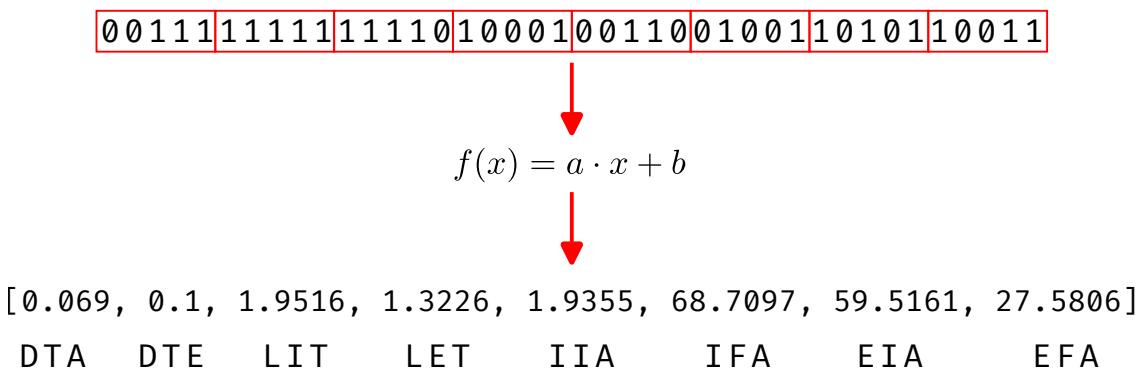


Figura 3.5. Representación del individuo

3.3.2 Selección

Para crear la nueva población se debe elegir a los nuevos candidatos basándose en los puntajes de la población actual. Hay varios métodos diferentes de selección, como lo son de ruleta, aleatoria, por puntaje y de tipo torneo. Para este trabajo se seleccionó el método de torneo, es uno de los métodos más populares para los procesos de selección de AG.

El método consiste en seleccionar k individuos de la población al azar, se comparan los puntajes de estos individuos y resulta “ganador” aquel que tenga más puntaje. El proceso se repite N veces hasta generar la nueva población.

El parámetro k es el tamaño de torneo y comúnmente se utiliza 2 ([Oladele y Sadiku, 2013](#)). A mayores valores para k se tiene una mayor pérdida de diversidad en los resultados([Blickle y Thiele, 1995](#)) porque reduce la posibilidad de que candidatos con menor puntaje sean seleccionados para la nueva generación (convergencia temprana).

Para este torneo se utilizó además un *salón de la fama* ([Wirsansky, 2020](#)) de 1 individuo. Esto significa que el mejor individuo de la población actual es automáticamente seleccionado para la iteración siguiente y la selección por torneo se realiza $N - 1$ veces.

3.3.3 Cruza

El operador de cruza se encarga de combinar los genes de dos individuos para producir uno nuevo. Se encarga de combinar/intercambiar los parámetros de los individuos “cruzados” para generar uno nuevo. Para individuos representados por un vector se suelen usar operadores de tipo cruza de uno o múltiples puntos, también se utilizan mecanismos de cruza uniforme. El método seleccionado es *cruza de dos puntos*. En este método se corta el vector que forma al individuo en dos puntos, la posición de estos puntos se selecciona al azar, manteniendo el largo original de los vectores. Los individuos “cruzados” se combinan de forma complementaria como se indica en la Figura 3.6, el algoritmo 4 esquematiza el proceso.

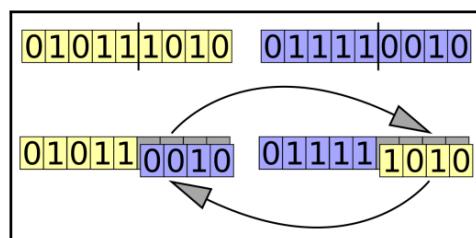


Figura 3.6. Cruza de dos puntos ([Wirsansky, 2020](#))

3.3.4 Mutación

La mutación juega un rol secundario pero importante en los AG, consiste en modificar aleatoriamente alguno de los parámetros que definen a un individuo. Este mecanismo contribuye a la diversidad de soluciones y por ende reduce la posibilidad de convergencia temprana. Se utilizan probabilidades bajas de mutación, en el caso extremo si la probabilidad de mutación es del 100% el AG se convierte en un método de búsqueda aleatoria. Algunos de los métodos de mutación utilizados son:

1. Flip Bit

Algoritmo 4: Cruza de dos puntos

Entrada:

ind_1, ind_2 : dos individuos de entrada, por ej. [101...011], [110...100].

$EA(a, b)$: devuelve un entero al azar entre los enteros a y b.

$L(a)$: devuelve la cantidad de elementos en a.

Salida:

ind_1, ind_2 : individuos de entrada modificados

```

1  $s = \min(L(ind_1), L(ind_2));$ 
2  $CX_1 = EA(1, s);$ 
3  $CX_2 = EA(1, s-1);$ 
4 si  $CX_1 \geq CX_2$  entonces
5    $CX_2 = CX_2 + 1;$ 
6 en otro caso
7    $aux = CX_1;$ 
8    $CX_1 = CX_2;$ 
9    $CX_2 = aux;$ 
10  $aux = ind_1;$ 
11  $ind_1[CX_1 : CX_2] = ind_2[CX_1 : CX_2];$ 
12  $ind_2[CX_1 : CX_2] = aux[CX_1 : CX_2];$ 
13 devolver  $ind_1, ind_2;$ 

```

2. Intercambio

3. Inversión

4. Reordenado Aleatorio

En este trabajo se utiliza el método de reordenado aleatorio en el cual se modifica al azar el orden de los números que hacen al individuo, modificando los índices de la lista que define el arreglo, por ejemplo: 11100 → 10011. El pseudocódigo de este proceso se presenta en el algoritmo 5.

Algoritmo 5: Flip Bit

Entrada: $A = (a_1, a_2, \dots, a_n)$ es un vector compuesto de unos y ceros.

R , es una función aleatoria que devuelve un número real entre 0 y 1.

p , es un número real entre 0 y 1 que representa la probabilidad de mutación.

```

1 para i=1 a n hacer
2   si R < p entonces
3     si  $A_i = 1$  entonces  $A_i = 0$ 
4   en otro caso  $A_i = 1$ 
5 devolver A

```

3.3.5 Función Objetivo

La función objetivo es la encargada de dar puntaje a los individuos, en la analogía con la selección natural esta función es el ambiente. Determina la aptitud de un motor con respecto a otro en lo que respecta a *performance* del sistema de intercambio de gases. Inicialmente se propuso que la función objetivo sea la suma de los rendimientos volumétricos a todas las velocidades simuladas $s = \sum \eta_v$. Este tipo de funciones dió como resultado una curva de η_v aserrada como se muestra en la Figura 3.7.

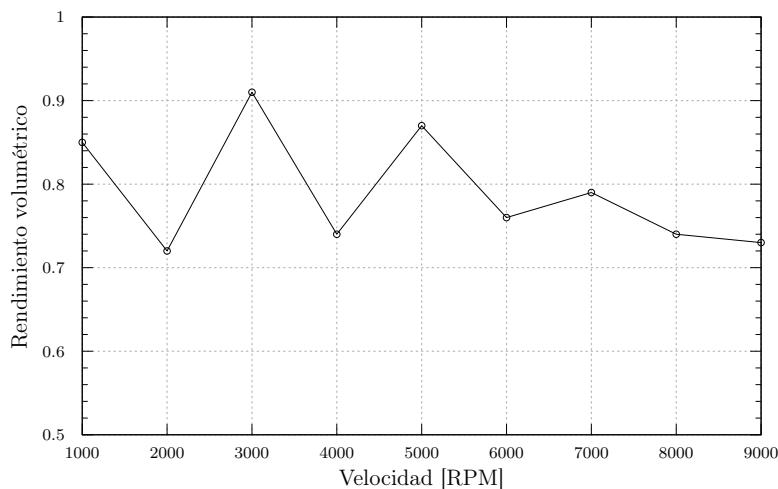


Figura 3.7. Curvas de rendimiento volumétrico aserradas

Esta curva aserrada es poco deseable porque significa una entrega de torque y

potencia dispar, por este motivo se modificó la función objetivo para favorecer curvas suaves y preferentemente con un solo punto de inflexión. Se implementó una suma ponderada para obtener un rendimiento volumétrico máximo en un valor cercano a 6000 RPM de modo de aprovechar las características de balanceo de fuerzas y mayores velocidades de giro de los motores rotativos. La aptitud resulta de la suma del rendimiento volumétrico y el inverso de la fracción de gases residuales, lo cual probó ser la función objetivo que mejores resultados dió. La metodología utilizada se resume a continuación.

1. Se evalúa cada motor, calculando el rendimiento volumétrico η_v y la fracción de gases residuales x_r para cada velocidad de giro simulada.
2. Con $\eta_v = (\eta_{v,1}, \dots, \eta_{v,n})$ y $x_r = (x_{r,1}, \dots, x_{r,n})$ se realiza la siguiente suma para cada velocidad $S_i = \eta_{v,i} + x_{r,i}^{-1}$.
3. Cada motor tiene un vector o lista de valores $S = (S_1, \dots, S_n)$ para cada velocidad evaluada, con la cual se calcula el puntaje del motor como:

$$f = \sum_{i=1}^n S_i + S_k^2 \quad (3.3)$$

El valor S_k es el puntaje para la k -ésima velocidad de giro (6000 RPM en este caso) y se eleva al cuadrado para favorecer altos rendimientos en esta velocidad.

Durante las primeras iteraciones del método hay una gran cantidad de geometrías inválidas que devuelven puntaje muy bajo o nulo. En caso de que alguna de las soluciones tenga un puntaje relativamente alto, existe la posibilidad de una dominancia temprana de la población, provocando una convergencia temprana de la optimización. Estos candidatos tienen una mayor probabilidad de “pasar” sus características geométricas a las iteraciones siguientes y es algo especialmente problemático en optimizaciones con poblaciones de alrededor de 100 individuos.

Para reducir la posibilidad de una convergencia temprana se utiliza un método de escalado de puntajes, que consiste en una transformación lineal en la que se define el puntaje bruto de un individuo como f y el puntaje escalado como f' , la

relación entre ambos es $f' = a \cdot f + b$. Los coeficientes a y b se determinan de modo que $f'_{media} = f_{media}$, de este modo un motor con puntaje promedio tiene la misma influencia sobre la población ya sea con la aptitud original o escalada. Para controlar la influencia del mejor individuo de una generación sobre la próxima, los puntajes se transforman de tal modo que $f'_{max} = C_{mult}f_{media}$. El valor de C_{mult} es la cantidad de copias que se espera obtener del mejor de los candidatos en la generación siguiente y se usa en 1, 2 a 2 para poblaciones de entre 50 y 100 individuos ([Goldberg, 1989](#)).

Hacia el final donde la diferencia entre puntajes de los individuos de la población tiende a achicarse, el parámetro C_{mult} cumple la función de acrecentar las diferencias entre individuos.

En caso de existir individuos con puntaje muy bajo o nulo se hace un pre-escalado del puntaje que fija el mínimo en $f'_{min} = 0$. El procedimiento se lista en los algoritmos [6](#) y [7](#).

3.4 OpenFOAM

Las flujometrías se realizaron con *OpenFOAM*, un software de Fluidodinámica Computacional, o CFD por sus siglas en inglés, de código libre y abierto e

scrito en “C++”. Junto con este programa se utilizaron otras herramientas libres para generar la geometría a modelar y post-procesar los resultados.. El esquema de trabajo para realizar las simulaciones consistió en:

1. Pre-procesado
 - (a) Definir la geometría a analizar.
 - (b) Generar una malla con un tamaño de elemento adecuado (la solución a problemas de CFD depende fuertemente de la cantidad y tamaño de celdas utilizadas).
 - (c) Seleccionar los modelos adecuados.
 - (d) Definir las propiedades del fluido.
 - (e) Definir las condiciones de borde.
2. Solver

Algoritmo 6: Algoritmo de pre-escalado

Entrada:

F , es un vector que contiene los puntajes de todos los individuos;

C_{mult} , es un multiplicador para el escalado, se suele usar $C_{mult} \in [1.2, 2]$;

Salida:

a, b , son los coeficientes para la transformación lineal $f(x) = a \cdot x + b$;

```

1  $u_{max} = \max(F);$ 
2  $u_{min} = \min(F);$ 
3  $u_{medio} = \text{media}(F);$ 
4 si  $u_{min} > aux = (C_{mult} \cdot u_{medio} - u_{max}) / (C_{mult} - 1)$  entonces
5    $\Delta_u = u_{max} - u_{avg};$ 
6    $a = (C_{mult} - 1) \cdot u_{avg} / \Delta_u;$ 
7    $b = u_{avg} \cdot (u_{max} - C_{mult} \cdot u_{avg}) \Delta_u;$ 
8 en otro caso
9   si  $\Delta \neq 0$  entonces
10     $a = u_{avg} / \Delta_u;$ 
11     $b = -u_{min} \cdot u_{avg} / \Delta_u ;$ 
12 en otro caso
13     $a = 1;$ 
14     $b = 0;$ 
15 devolver  $a, b$ 

```

Algoritmo 7: Escalado de población

Entrada:

f , es la aptitud.

a, b , son los parámetros de la función de pre-escalado.

Salida:

f^* , los puntajes escalados.

```

1  $a, b = \text{PreEscalado}(f, 2);$ 
2  $f^* = () ;$ 
3  $n = \text{Largo}(f);$ 
4 para  $i = 1$  a  $n$  hacer
5    $f_i^* = a \cdot f_i + b;$ 
6 devolver  $f^*;$ 
```

(a) Seleccionar el solver a utilizar.

(b) Ejecutar la simulación.

3. Post-procesado

(a) Visualizar los resultados de las distintas variables de la simulación.

(b) Extraer la información necesaria.

3.5 Esquemas de Discretización

Se utilizan para resolver ecuaciones de variables continuas con funciones discretas en tiempo y espacio. Se deben seleccionar esquemas para resolver:

- Primera derivada temporal
- Interpolación
- Gradiente
- Divergencia
- Gradientes normales a superficies
- Laplacianos

3.5.1 Derivadas temporales, $\delta/\delta t$

Estas derivadas se discretizan con el método de Euler(Burden y Faires, 2012), que aproxima la integración de un paso n a $n + 1$ con $y_{n+1} - y_n \simeq h f_n$ donde $h = t_{n+1} - t_n$ es el paso temporal y $f_n = f(t_n, y_n)$. Para el esquema de Euler hacia atrás la aproximación es $y_{n+1} - y_n \simeq h f_{n+1}$. A este esquema se le agrega un coeficiente $\gamma \in [0, 1]$ de modo que:

$$y_{n+1} - y_n \simeq \gamma h f_{n+q} + (1 - \gamma) h f_n \quad (3.4)$$

Con $\gamma = 1/2$ el esquema es equivalente a Crank-Nicolson estándar. Se puede convertir al esquema de Euler hacia adelante con $\gamma = 0$.

3.5.2 Gradientes

Se discretiza utilizando integración Gaussiana con interpolación lineal entre valores de celdas. El método define al gradiente medio en un elemento de volumen finito con centroide \mathbf{C} y volumen V_c en términos de los flujos a través de sus caras, como lo indica la ecuación (3.5). Para esto se requiere conocer los valores de la variable ϕ_f en las caras vecinas e información del área de la celda y su normal (\vec{S}_f).

$$\nabla \phi_P = \frac{1}{V_c} \sum_f \vec{S}_f \phi_f \quad (3.5)$$

El método de volúmenes finitos utiliza valores en las caras de las celdas, por lo que se debe aproximar el valor de la variable en una cara dada para obtener el valor del gradiente en dicha celda. Los valores de ϕ_f se obtienen de una interpolación lineal entre valores conocidos de celdas adyacentes. Un método de interpolación entre celdas puede ser:

$$\alpha = \frac{|\vec{r}_N - \vec{r}_f|}{|\vec{r}_N - \vec{r}_P|} \quad (3.6)$$

$$\phi_f = \alpha \phi_P + (1 - \alpha) \phi_N \quad (3.7)$$

Donde α es un factor de ponderación geométrico entre las celdas \mathbf{P} , \mathbf{N} y \vec{r} es el vector posición del centroide de las celdas.

La interpolación se puede limitar para que los valores obtenidos se encuentren entre el mínimo y máximo de las celdas vecinas, este método se denomina “limitado”.

3.5.3 Gradiente normal a una superficie

Este gradiente es evaluado en la cara de la celda. Es la componente (normal a la cara) del gradiente entre los valores de los centroides de 2 celdas conectadas por la cara evaluada. En general las mallas utilizadas para modelar geometrías reales no son ortogonales. Esto implica que el vector \vec{CF} que une el centroide de dos celdas contiguas (**C** y **F**) no necesariamente es colineal con el vector \vec{S}_f normal a la superficie. El gradiente evaluado en la cara de una celda $(\nabla \cdot \vec{e})_f$, en la dirección del vector unitario que une los centroides de **C** y **F** (\vec{e}), se puede expresar como se indica en la Ecuación 3.8

$$\vec{e} = \frac{\vec{r}_F - \vec{r}_C}{\|\vec{r}_F - \vec{r}_C\|} = \frac{\vec{d}_{CF}}{d_{CF}} \quad (3.8)$$

$$(\nabla \phi \cdot \vec{e})_f = \frac{\partial \phi}{\partial n} = \frac{\phi_F - \phi_C}{\|\vec{r}_C - \vec{r}_F\|} = \frac{\phi_F - \phi_C}{d_{CF}} \quad (3.9)$$

Donde el subíndice f indica que se evalúa en la cara de una celda. El vector de superficie \vec{S}_f se puede escribir en términos de sus componentes normal y tangente a la cara f en la que es evaluado:

$$\vec{S}_f = \vec{E}_f + \vec{T}_f \quad (3.10)$$

De esta forma, el gradiente de la variable ϕ en mallas no ortogonales se puede expresar en términos de las componentes normal y tangente a la cara de la celda (Moukalled et al., 2016). El término **E** indica la componente del gradiente normal a la cara y **T** la componente tangente.

$$(\nabla \phi)_f \cdot \vec{S}_f = (\nabla \phi)_f \cdot \vec{E}_f + (\nabla \phi)_f \cdot \vec{T}_f = \vec{E}_f \frac{\phi_F - \phi_C}{d_{CF}} + (\nabla \phi)_f \cdot \vec{T}_f \quad (3.11)$$

Algunos esquemas de discretización de este tipo de gradientes son:

- No corregido

- Ortogonal
- Corregido y limitado

La corrección ortogonal ajusta el vector \vec{d}_{CF} para que sea colineal con el vector \vec{S}_f , asegurando que el cálculo del gradiente se haga en la dirección normal a la superficie. La corrección limitada aplica la corrección ortogonal, sumando un término adicional para tener en cuenta la desviación entre \vec{d}_{CF} y \vec{S}_f debido a la no ortogonalidad, generalmente en términos de $\cos^{-1} \theta$, donde θ es el ángulo entre el vector normal a la cara y el vector \vec{d}_{CF} .

3.5.4 Divergencia

Se utiliza un esquema de integración Gaussiana con interpolación lineal para la discretización de la divergencia.

Dependiendo de los tipos de variable, se utilizan diferentes esquemas de interpolación disponibles son:

- centrada
- hacia adelante
- hacia atrás
- limitada

3.5.5 Laplaciános

Los términos Laplaciános se discretizan utilizando integración Gaussiana con interpolación lineal.

4. DESARROLLO

4.1 Geometría y Ciclo Operativo del MRCVC

En esta sección se describen algunos de los aspectos geométricos del motor y ciclo operativo del MRCVC.

Los componentes principales del motor son: rotor, estator, paletas, bieletas, rueda paralelizadora, eje motor, conducto de admisión y conducto de escape. El motor analizado en este trabajo tiene 3 paletas con ápices agudos, que corresponden a la geometría ideal del motor (ápices de paletas de radio nulo). Estos elementos se esquematizan en la Figura 4.1. En la Tabla 4.1 se resume el valor de los parámetros geométricos utilizados en este trabajo.

Uno de los aspectos más importantes de este motor es la geometría de la cámara de combustión. Su forma es tal que el volumen mínimo del ciclo permanece constante por un período angular considerable. Este período es lo suficientemente grande para permitir que la combustión ocurra casi en su totalidad a volumen constante, como se observa en las Figuras 4.2 y 4.3. Este tipo de combustión brinda una mejora en el rendimiento energético del motor, además el balanceo de fuerzas que se obtiene por ser un motor rotativo permite operar el motor a altas RPM y así alcanzar mayores potencias en comparación a motores alternativos de tamaño o cilindrada similar. Esta combinación de rendimiento y potencia que, en principio pueden ser relativamente altos, hace atractivo el desarrollo de este motor.

El ciclo operativo ideal del MRCVC es considerado un ciclo Otto en el que las carreras de admisión, compresión, expansión y escape ocurren a medida que el fluido de trabajo rota con respecto al eje del cigüeñal. En la Figura 4.4 se puede ver una progresiva del ciclo del MRCVC con estas carreras representadas en azul para la admisión, compresión en amarillo, expansión en rojo y escape o barrido en violeta.

Durante el ciclo se destaca un aspecto particular de este motor, siguiendo la paleta de color negro se ve que durante el proceso de compresión y combustión, las paletas que forman la frontera aguas arriba y aguas abajo de la cámara de combustión

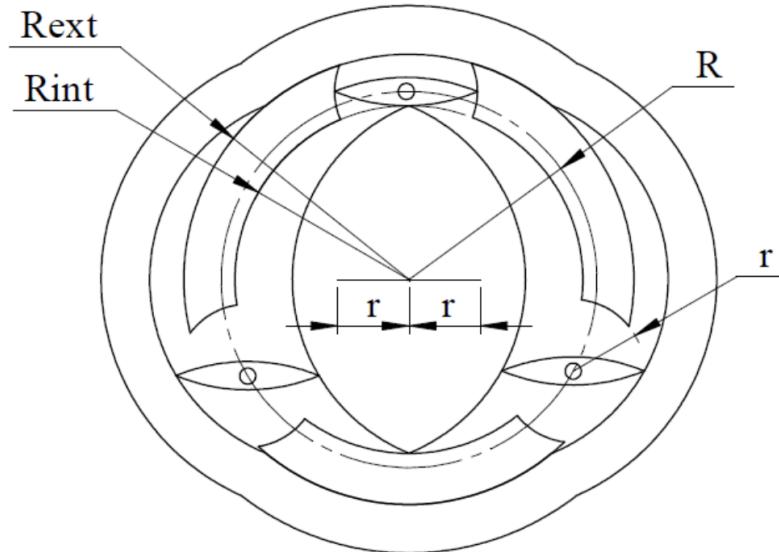


Figura 4.1. Parámetros geométricos del MRCVC (roldan)

Parámetro	n	R	r	h_c	h_p	rc	V_{max}	R_i	R_e
Valor	3	116.1	44.1	44.1	29.4	9	500	107.4	139.0
Unidades	—	mm	mm	mm	mm	—	cm^3	mm	mm

Tabla 4.1. Datos de la geometría del MRCVC considerados en el trabajo

cambian. La paleta que delimita el frente de la cámara se adelanta con respecto a la cámara con la que inició el ciclo, produciendo que este dure más de una revolución resultando en 600° de giro del cigüeñal para el caso de 3 paletas considerado en este trabajo.

Para un motor con las características geométricas indicadas en la Tabla 4.1, el volumen mínimo alcanzado permanece constante por un período de $\sim 44,65^\circ$, como se puede ver en la Figura 4.2 en donde se representa la variación del volumen con respecto al ángulo de eje. En este gráfico se indica el ángulo de inicio de la combustión, el cual *es una estimación* basada en datos de otros motores como $\theta_0 \simeq 267^\circ$. En la Tabla se listan el número de paletas n , los radios R , R_e , R_i y r , altura de cámara h_c , altura de puerto h_p , relación de compresión rc

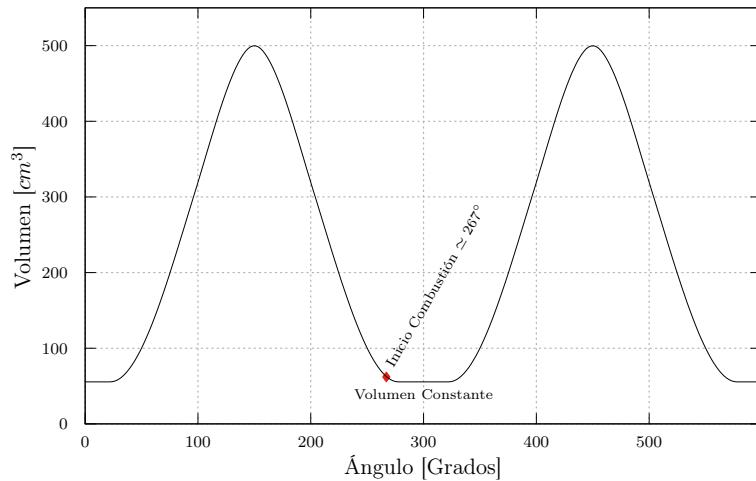


Figura 4.2. Variación del volumen del MRCVC

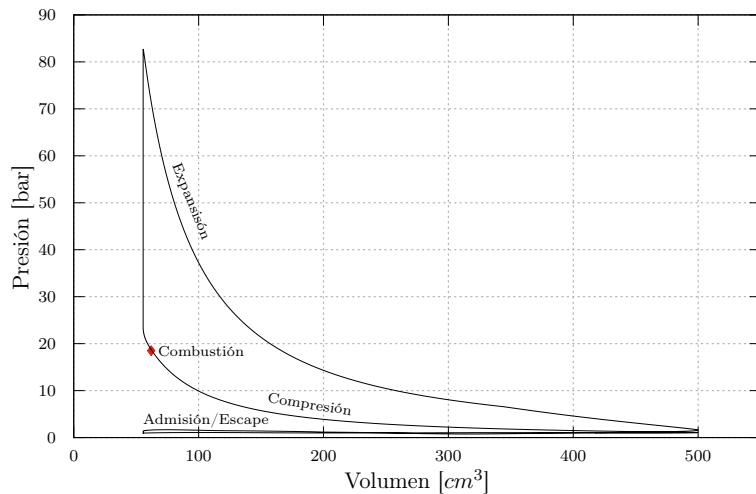


Figura 4.3. Ciclo operativo del MRCVC

4.1.1 Sistemas de Intercambio de Gases

En un motor típico de combustión interna de encendido por chispa, el sistema de intercambio de gases se compone de una toma de aire, filtro, cuerpo de mariposa, conducto y puerto de admisión, conducto y puerto de escape, catalizador y silenciador hasta finalmente descargar en la atmósfera.

Para simplificar el sistema analizado no se tuvieron en cuenta elementos como: mariposa, carburador, filtros de aire, convertidores catalíticos y demás; se utilizó un sistema simplificado en el que solamente se tiene conducto de admisión y escape

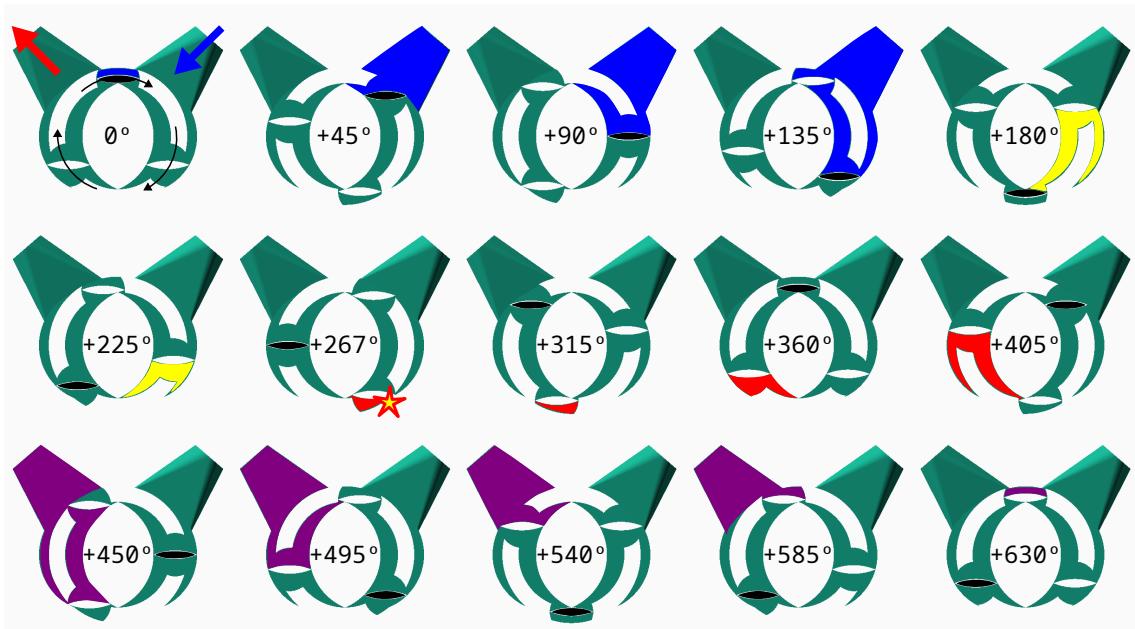


Figura 4.4. Ciclo operativo del MRCVC

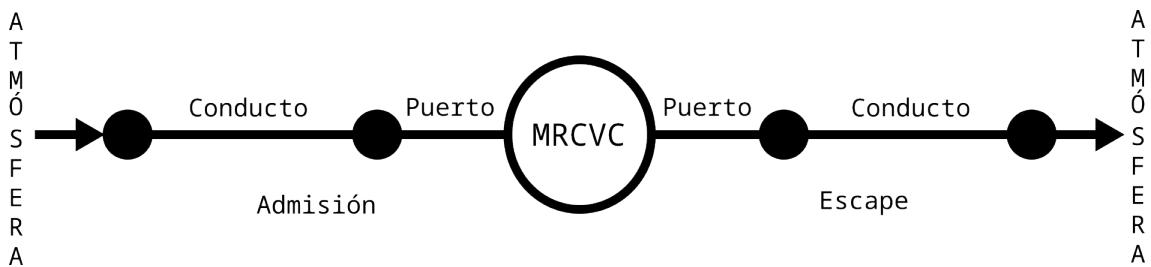


Figura 4.5. Esquema del sistema de intercambio de gases

junto con puertos de admisión y escape. El eje de los conductos coincide con el eje del puerto, estos últimos hacen una transición desde el diámetro del conducto hasta la altura de la ranura del puerto en la cámara de combustión. En la Figura 4.5 se esquematiza la geometría mencionada.

En trabajos anteriores (López, Wild Cañón y Nigro, 2013) se demostró que se tiene una mejor *performance* del motor si se ubican los puertos en el cuerpo central del estator, comparado al rendimiento obtenido con los puertos ubicados en las tapas del mismo. En dicho trabajo se realizó una optimización de la geometría mediante un barrido paramétrico de las variables que determinan la forma, posición y reglaje de los puertos, ya que es la ubicación angular de los puertos la que determina la duración de los procesos de admisión y escape. Los puertos están fijos en la periferia

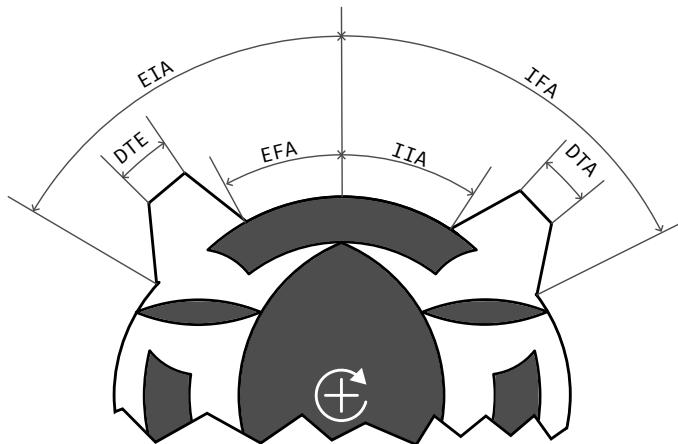


Figura 4.6. Puerto de admisión y escape

del estator y su posición se define con los ángulos *IIA*, *IFA* para la admisión y *EIA*, *EFA* para el escape, ver Figura 4.6.

Para este trabajo se realizaron las siguientes consideraciones:

1. El combustible utilizado es isoctano, la mezcla aire-combustible es estequiométrica ($\phi = 1$).
2. El sistema de intercambio de gases del MRCVC se compone de un conducto y puerto admisión, conducto y puerto de escape. ICESym tiene en cuenta pérdidas por fricción viscosa en los conductos, los puertos generan pérdidas localizadas.
3. Los conductos se asumen como elementos rectos de un largo finito y diámetro constante, cuya fuente y sumidero es la atmósfera a $101330Pa$ y $25^{\circ}C$.
4. La temperatura de la pared de la cámara de combustión se asume en $450K$.
5. El motor es naturalmente aspirado.

(C_8H_{18}) cuya reacción (estequiométrica) se indica en la ecuación (4.1).



Expresando el combustible en función de la cantidad de moles de carbono, CH_y con $y = \frac{b}{a} = 18/8 = 2.25$, se puede expresar la proporción estequiométrica de aire combustible que se requiere con la ecuación (4.2):

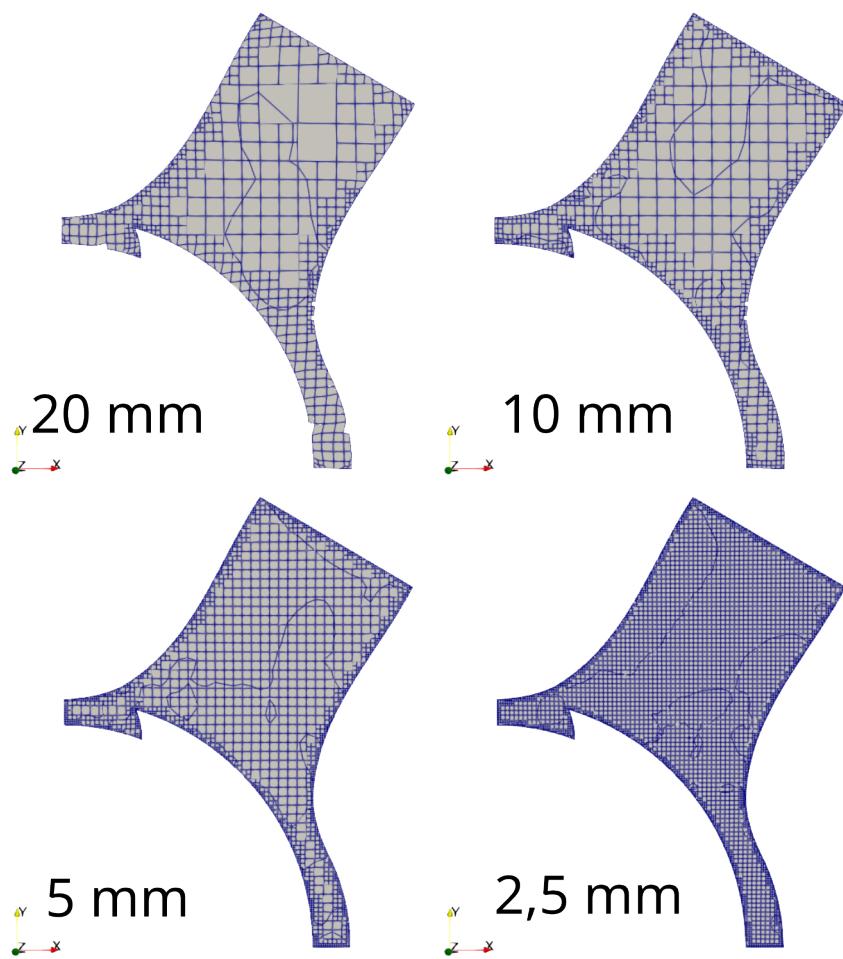


Figura 4.7. Refinamiento de malla para puerto de admisión

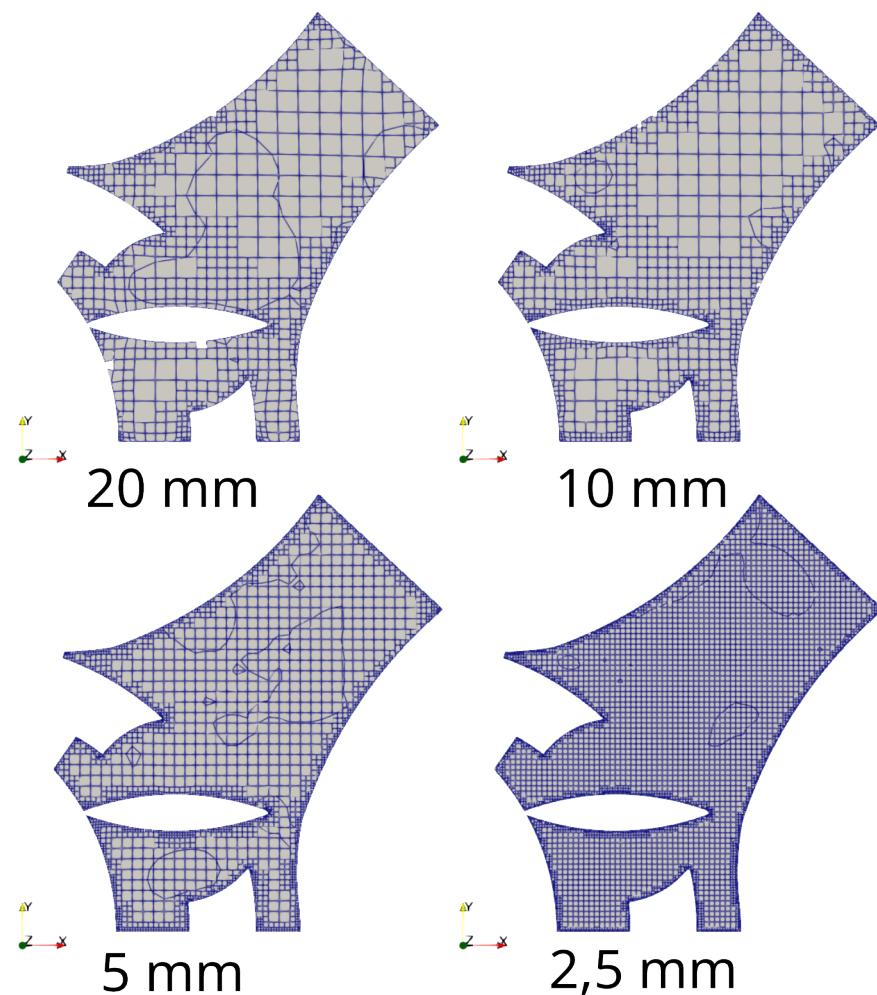


Figura 4.8. Refinamiento de malla para puerto de escape

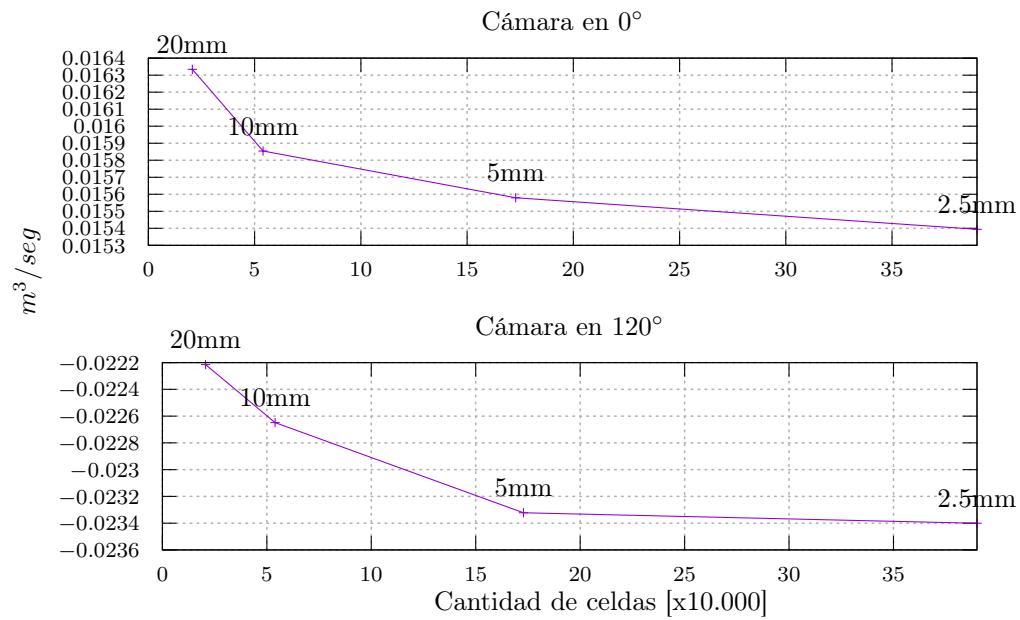


Figura 4.9. Convergencia de malla de puerto de admisión

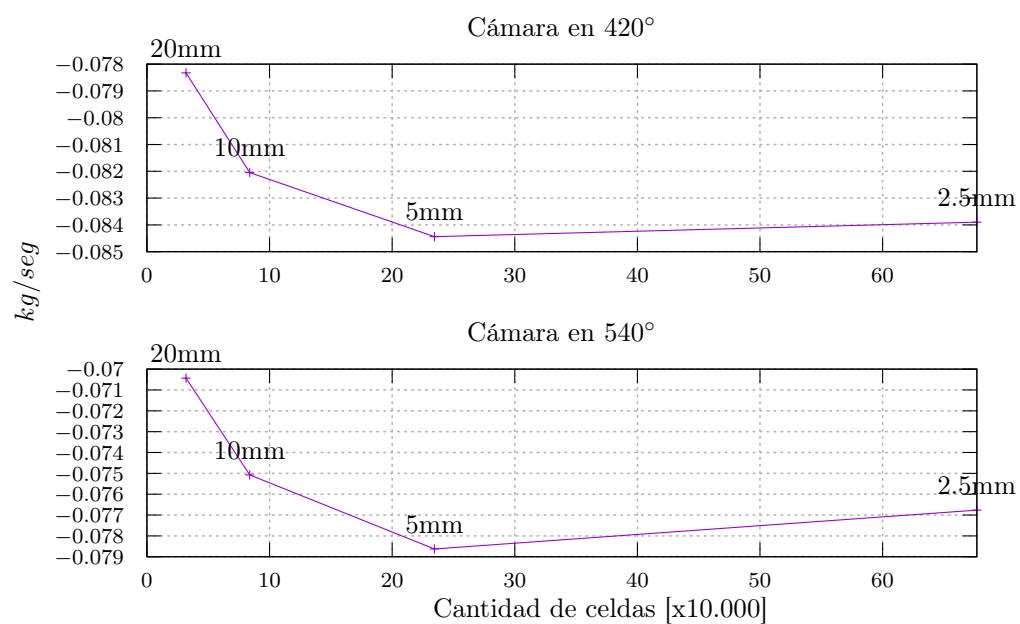


Figura 4.10. Convergencia de malla de puerto de escape

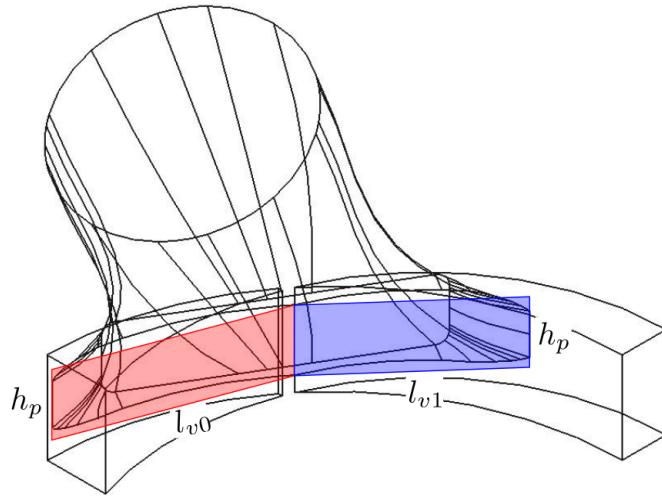


Figura 4.11. Área de referencia MRCVC

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \left(\frac{F}{A}\right)_s^{-1} = \frac{34,56(4 + 2.25)}{12,011 + 1,008 \cdot 2.25} \simeq 15.127 \quad (4.2)$$

4.1.2 Área de Referencia

Para el área de referencia (A_R) se utilizó el área frontal del puerto expuesta a la cámara, la cual se obtiene del producto de la altura del puerto h_p y la distancia entre una arista del puerto y el extremo de la paleta (eq.4.3). La altura de puerto vale $h_p = 29,4$ mm.

$$A_{R,i} = h_p \cdot l_{v,i} \quad (4.3)$$

El área de utilizada se ilustra en la Figura 4.11. Se observan dos zonas coloreadas que hacen referencia al área de dos cámaras continuas durante un período de solape de cámaras.

4.1.3 Pérdidas por fricción

Se incorporaron las pérdidas por rozamiento los sellos de las paletas y sellos estatóricos del MRCVC utilizando valores obtenidos en trabajos anteriores (**rolдан**). El trabajo de fricción para diferentes velocidades se consideró en la etapa de post-procesamiento de las simulaciones de ICESym.

La presión media efectiva de fricción (f_{mep}) se obtiene a partir del trabajo de fricción y el volumen desplazado.

$$f_{mep\,cilindro} = \frac{W_f}{V_d} \quad (4.4)$$

En la Tabla 4.2 se presentan los valores de trabajo de fricción correspondientes a diferentes regímenes velocidad.

RPM	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000
W_f [J]	25.204	26.19	26.619	27.755	28.781	31.392	28.449	31.975	32.263

Tabla 4.2. Pérdidas por fricción en sellos de paletas y sellos estatóricos

4.2 Flujometrías Virtuales

Se realizaron una serie de flujometrías para obtener valores de C_D en función de la diferencia de presión a través del puerto y la apertura del mismo¹, con el fin de obtener un mapa del coeficiente de descarga en función de la presión y apertura del puerto ($C_D = f(\Delta P, l_v)$). ICESym requiere de información del C_D para calcular el área efectiva de pasaje de flujo de las válvulas (o puertos en el caso del MRCVC). Introduciendo el mapa de C_D se tiene un mejor modelado del funcionamiento del sistema de intercambio de gases porque se conoce la pérdida de carga localizada para un rango de operación del motor.

Para las flujometrías se utilizó el software OpenFOAM seleccionando el algoritmo PIMPLE, con sus implementaciones “pimpleFoam” y “rhoPimpleFoam” para los casos en los que se considera un fluido de trabajo incompresible y compresible respectivamente. La configuración del software se detalla en la Sección 3.4.

4.2.1 Modelos de Turbulencia

El flujo a través del puerto es de carácter transitorio, turbulento. Para modelar este tipo de flujo se utilizó el modelo de turbulencia de dos ecuaciones $\kappa - \epsilon$ (Wilcox,

¹ICESym utiliza alzada, por lo que se traduce área de pasaje de puerto en alzada de válvula equivalente.

2006), que consta de una ecuación para la *energía cinética turbulenta* κ y otra para la *tasa de disipación de la energía cinética turbulenta* ϵ . El modelo está basado en el modelo estándar $\kappa - \epsilon$ (Launder y Spalding, 1974) y es uno de los más populares con *performance* conocida. Las ecuaciones del modelo son:

$$\frac{D}{Dt}(\rho\kappa) = \nabla \cdot (\rho D_\kappa \nabla \kappa) + P_\kappa - \rho\epsilon \quad (4.5)$$

donde

- κ es la energía cinética turbulenta.
- D_κ es la difusividad efectiva para κ .
- P_κ es la tasa de producción de energía cinética turbulenta.
- ϵ es la tasa de disipación de energía cinética turbulenta.

$$\frac{D}{Dt}(\rho\epsilon) = \nabla \cdot (\rho D_\epsilon \nabla \epsilon) + \frac{C_1\epsilon}{\kappa} \left(P_\kappa + C_3 \frac{2}{3} \kappa \nabla \cdot u \right) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} \quad (4.6)$$

donde

- D_ϵ es la difusividad efectiva de ϵ .
- C_1 es un coeficiente del modelo.
- C_2 es un coeficiente del modelo.

La ecuación para la viscosidad turbulenta ν_t es

$$\nu_t = C_\mu \frac{\kappa^2}{\epsilon} \quad (4.7)$$

donde

- C_μ es un coeficiente del modelo.

Los coeficientes por defecto del modelo son:

$$C_{\epsilon 1} = 1,44 \quad C_{\epsilon 2} = 1,92 \quad C_\mu = 0,09 \quad \sigma_k = 1 \quad \sigma_\epsilon = 1,3 \quad (4.8)$$

El valor inicial para κ se puede estimar con:

$$\kappa = \frac{3}{2}(|u_{ref}| \cdot I)^2 \quad (4.9)$$

donde

- I es la intensidad de turbulencia.
- u_{ref} es una velocidad de referencia en ms^{-1} .

El valor inicial para ϵ se puede estimar con:

$$\epsilon = \frac{C_\mu^{3/4} \cdot \kappa^{3/2}}{l_m} \quad (4.10)$$

donde

- l_m es una longitud de referencia, para flujos internos se estima con el diámetro hidráulico de la cañería, usando por ejemplo $0,07 \cdot D_m$.

Las ecuaciones anteriores de κ y ϵ son estimaciones para dar un valor inicial al problema. La longitud de mezcla l_m determina el tamaño que pueden tener los torbellinos turbulentos, su valor inicial se approximó como la altura de cámara $l_m = h_c$. Esta estimación de l_m a priori parece algo elevado, es un valor que se utilizó para inicializar la simulación.

4.2.2 Condiciones Iniciales

Las condiciones iniciales se determinan para diferentes puntos operativos de interés del motor a partir de los datos obtenidos del simulador ICESym. Se tienen dos casos distintivos al momento de modelar el flujo a través de los puertos: flujo compresible e incompresible. Para este último se considera que los efectos de la compresibilidad del gas se pueden despreciar cuando el número de Mach es menor a 0,3. Cuanto mayor sea el número de Mach, mayor es el error que se comete por no considerar los efectos de la compresibilidad en la simulación. Además, se deben separar los casos a modelar entre aquellos en los que hay solape de cámaras y los que no (ver Figura 4.12). En estos casos se define también un valor medio para inicializar el interior del dominio que representa el gas dentro de la cámara.

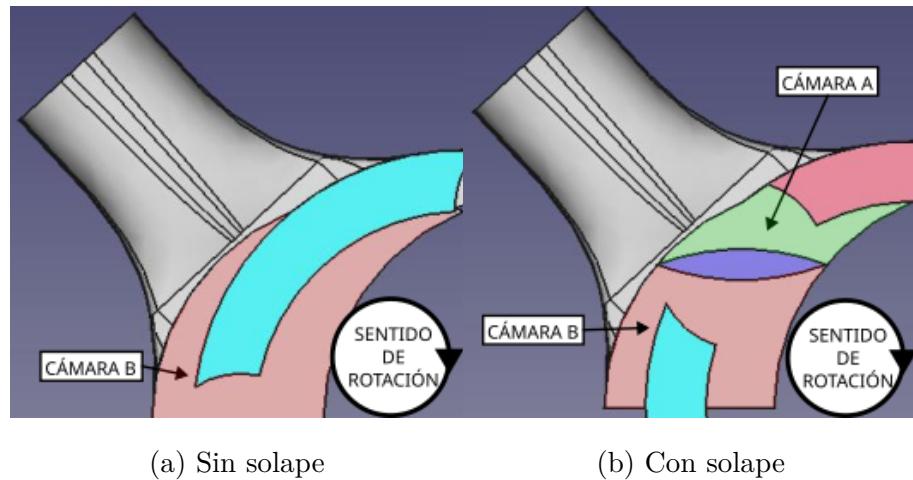


Figura 4.12. Solape de cámaras

Independientemente del tipo de flujo que se esté simulando, de ICESym se toman los valores de presión, temperatura, densidad y velocidad para calcular los valores iniciales.

Debido a la cantidad de flujometrías a realizar, se utilizó un *script* para leer los datos de salida de ICESym y calcular los valores requeridos en función del tipo de flujo a simular. Este *script* toma el estado del gas del simulador tanto en la cámara como del puerto que se esté analizando, para la posición de alzada y RPM requeridas. De la simulación con ICESym se leen los valores listados en la Tabla 4.3 a partir de los cuales se pueden calcular las propiedades termodinámicas de la mezcla de gases frescos o quemados, dependiendo si se está evaluando un puerto de admisión o escape.

Para simplificar el análisis no se tuvo en cuenta la fracción de gases residuales, el gas “flujado” es siempre aire limpio en el caso de los puertos de admisión o el gas quemado de una mezcla estequiométrica de aire-combustible en caso de los puertos de escape, siendo isoctano C_8H_{18} el combustible seleccionado. Las ecuaciones utilizadas para modelar las propiedades termodinámicas de las mezclas aire-combustible fueron descritas brevemente en la sección 2.6.1. Los valores calculados son los indicados en la Tabla 4.4.

Símbolo	Descripción
$\rho_{c,i}$	es la densidad del gas en la cámara i
$P_{c,i}$	es la presión del gas en la cámara i
$T_{c,i}$	es la temperatura del gas en la cámara i
$\rho_{p,i}$	es la densidad del puerto i
$v_{p,i}$	es la velocidad del gas en el puerto i
$P_{p,i}$	es la presión del gas en el puerto i

Tabla 4.3. Valores iniciales

Símbolo	Descripción	Ecuación
M_M	masa molar	2.21
C_p	calor específico a presión constante	-
γ	relación C_p/C_v del gas	-
μ	viscosidad dinámica	2.22
ν	viscosidad cinemática	-
P_R	número de Prandtl	2.23
k_{est}	energía cinética turbulenta	4.9
ϵ_{est}	dissipación de la energía cinética turbulenta	4.10

Tabla 4.4. Valores calculados

4.2.3 Malla

La malla se construyó a partir del modelo de CAD generado con los resultados obtenidos de las simulaciones del motor. La implementación de las diferentes herramientas requeridas para generar una malla apta para realizar las flujometrías se describe en el apartado [4.3.2](#).

El grado de refinamiento de la malla utilizada para modelar el dominio de la flujometría tiene un impacto directo en la calidad de los resultados ya que está relacionado con el error de discretización. Por otro lado, mallas con un alto nivel de refinamiento implican un mayor costo computacional y dado la cantidad de flujo-

Tamaño de celda	N° Celdas	$Q_{0^\circ} [dm^3/seg]$	$\varepsilon_{r,0^\circ}$	$Q_{120^\circ} [cm^3/seg]$	$\varepsilon_{r,120^\circ}$
20mm	20680	16,335	-	-22,216	-
10mm	53948	15,855	3, 03%	-22,649	1, 91%
5mm	172853	15,58	1, 76%	-23,323	2, 89%
2,5mm	389980	15,395	1, 20%	-23,401	0, 34%

Tabla 4.5. Figura 4.15 tabulada

metrías que requiere el trabajo se optó por determinar un nivel de refinamiento que devuleva una diferencia relativa entre dos mallas consecutivas no mayor al 5%.

Para los puertos de admisión se seleccionó la geometría representada en la Figura 4.13. En esta posición hay dos cámaras activas, una con el ciclo en 0° y otra a 120° . Las condiciones iniciales se determinan a partir de datos del simulador con el motor girando a 2000 RPM. Para los puertos de escape se seleccionó la geometría representada en la Figura 4.14. Esta posición corresponde a un período de solape de los puertos con dos cámaras activas ubicadas en 420° y 540° . Las condiciones inciales se determinan de los datos de ICESym con el motor girando a 4000 RPM.

Ambos puertos se simularon con tamaños de malla iniciales de 20, 10, 5 y 2,5 mm, evaluando la variación del caudal con la cantidad de celdas de la malla, ver Figura 4.13 para el puerto de admisión y Figura 4.14 para el puerto de escape. En las Tablas 4.5 y 4.6 se presentan los resultados de los refinamientos junto con el error relativo entre refinamientos sucesivos.

No se observa gran diferencia entre los casos de 20mm a 2,5mm pese a que la cantidad de celdas es más de 18 veces mayor. Esto se debe a que el software utilizado para realizar el mallado se configuró para realizar un refinamiento de todas las superficies y bordes, para captar la geometría de los puertos. En la Figura 4.15 o 4.16 se puede apreciar la diferencia de tamaño entre las celdas cercanas a las paredes del puerto y las celdas pertenecientes al interior del volumen para la malla con tamaño inicial de 20mm.

Tamaño de celda	N° Celdas	$\dot{m}_{420^{\circ}} [g/seg]$	$\varepsilon_{r,420^{\circ}}$	$\dot{m}_{540^{\circ}} [g/seg]$	$\varepsilon_{r,540^{\circ}}$
20mm	31933	-78,325	-	-70,43	-
10mm	83817	-82,048	4,54%	-75,075	6,19%
5mm	234487	-84,44	2,83%	-78,626	4,52%
2,5mm	676850	-83,897	0,65%	-76,766	2,42%

Tabla 4.6. Figura 4.16 tabulada

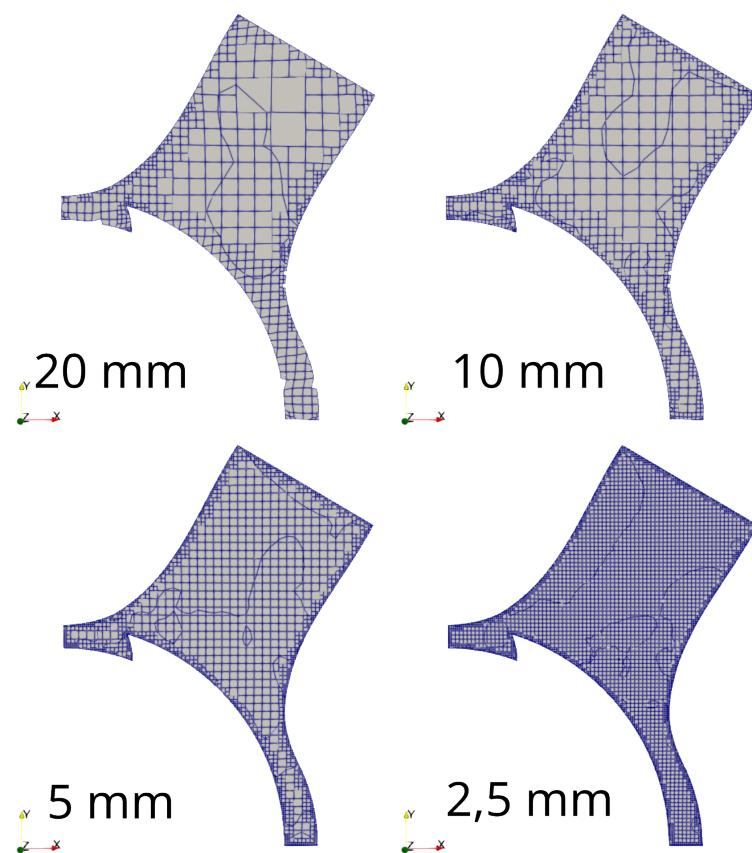


Figura 4.13. Refinamiento de malla para puerto de admisión

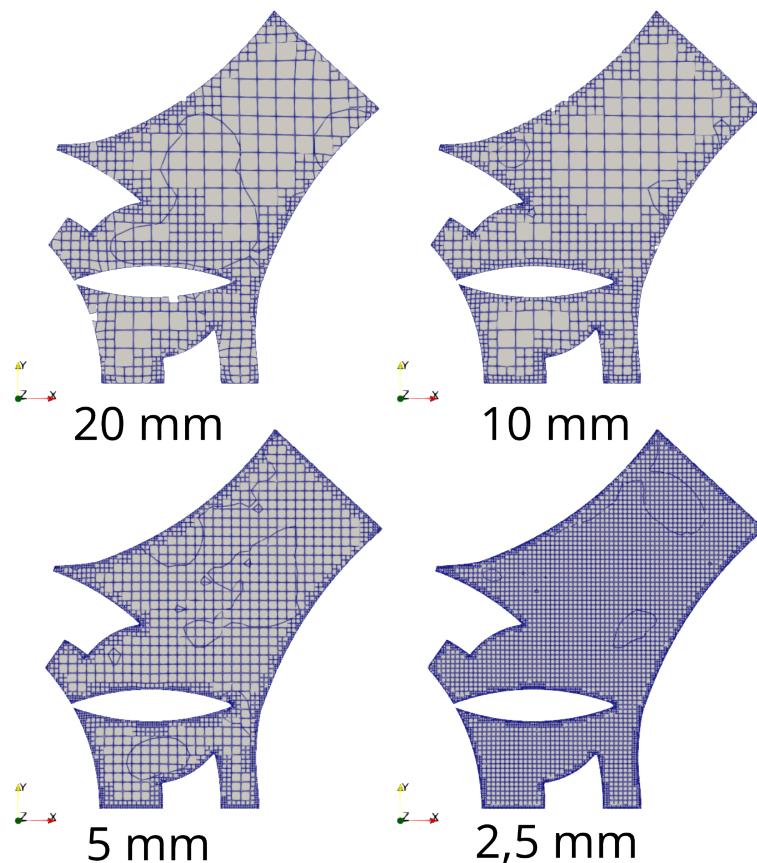


Figura 4.14. Refinamiento de malla para puerto de escape

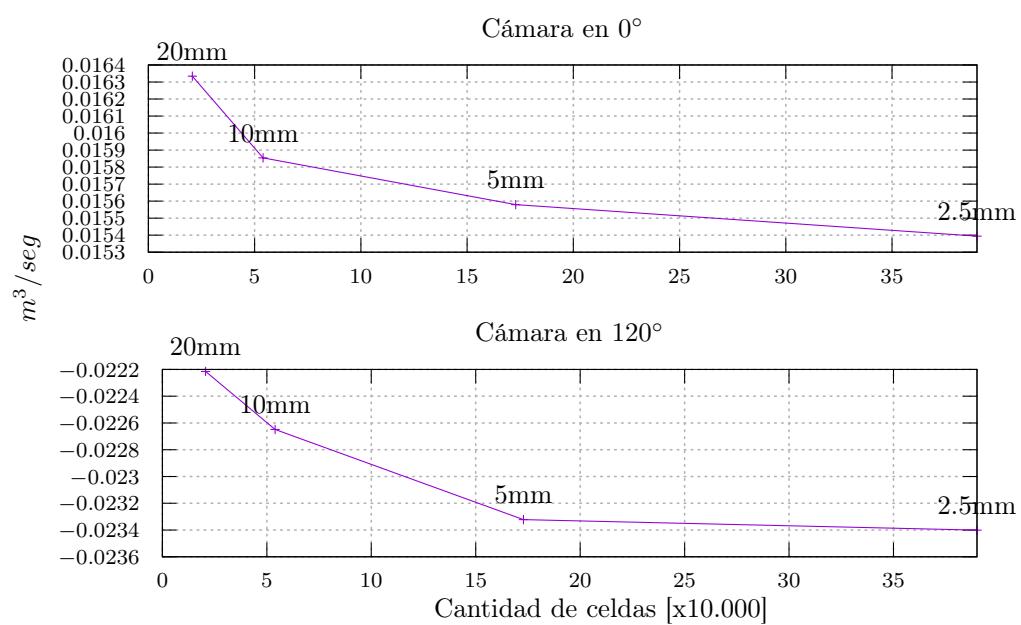


Figura 4.15. Convergencia de malla de puerto de admisión

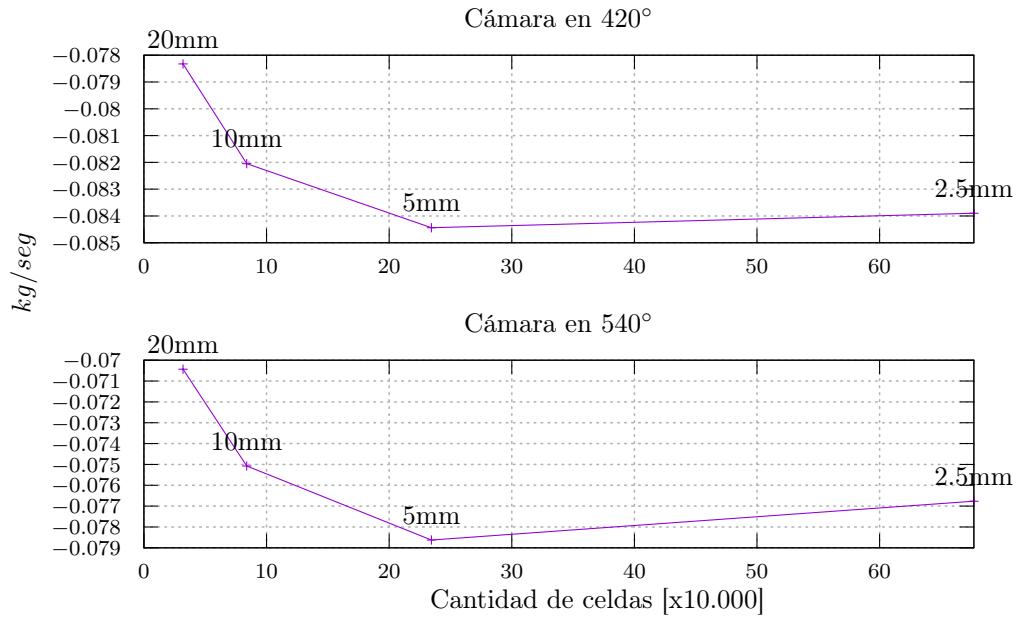


Figura 4.16. Convergencia de malla de puerto de escape

4.2.4 Esquemas de Discretización Seleccionados

Los esquemas de discretización utilizados para los casos de **flujo incompresible** y **flujo compresible** se resumen en las siguientes tablas.

En las expresiones anteriores ϕ es el flujo volumétrico en la cara de la celda para flujo incompresible y el flujo másico en la cara de la celda para flujo compresible. \mathbf{R} es el tensor de tensiones de Reynolds.

4.3 Uso de OpenFOAM

En esta sección se detalla la configuración, pre-procesado y detalles de la malla utilizadas en OpenFOAM.

4.3.1 Configuración

Para configurar una simulación de OpenFOAM se organiza el directorio de simulación como se indica en la Figura 4.17a para las flujométrías de gas considerado como incompresible y 4.17b en los casos en los que se tiene en cuenta la compresibilidad del gas. Cada directorio contiene una carpeta con condiciones iniciales “0”, malla “constant”, configuraciones particulares de cada solver “system” y una carpe-

Tabla 4.7. Esquemas de discretización para flujo incompresible

Componente	Esquema
Tiempo	Euler hacia atrás
Gradiente	∇p : Integración Gaussiana con interpolación lineal ∇U : Integración Gaussiana con interpolación lineal
Divergencia	$\nabla \cdot (\phi U)$: Integración Gaussiana con interpolación lineal de segundo orden, hacia adelante limitada con ∇U $\nabla \cdot (\phi k)$: Integración Gaussiana con interpolación lineal hacia adelante $\nabla \cdot (\phi \epsilon)$: Integración Gaussiana hacia adelante con interpolación lineal $\nabla \cdot (\phi R)$: Integración Gaussiana con interpolación lineal $\nabla \cdot R$: Integración Gaussiana con interpolación lineal $\nabla \cdot \nu_{eff}$: Integración Gaussiana con interpolación lineal
Laplacianos	Integración Gaussiana con interpolación lineal
Interpolación	Lineal
Gradientes normales a la superficie	Sin corregir

ta con los resultados del post-procesado el cual se puede realizar durante cada paso de simulación o al final del proceso dependiendo de la configuración que se haya utilizado.

En el directorio “0” se indican las condiciones iniciales y de borde de cada simulación, utilizando una configuración genérica con parámetros definidos en un archivo separado. Esto se realiza de este modo para aprovechar las características paramétricas de OpenFOAM, permitiendo ejecutar una gran cantidad de simulaciones en serie variando solamente los parámetros definidos en un archivo externo “`initial_conditions.cc`”.

Estos archivos de condiciones inciales se generan con un *script* que toma valores de las simulaciones de *ICESym*, como se indicó en la sección 4.2.2, en la que también se detallan las ecuaciones e hipótesis utilizadas para obtener dichos valores. La ejecución de las simulaciones también se automatiza con scripts de *bash* con los pasos para ejecutar las corridas con *ICESym*. Con los resultados de las simulaciones

Tabla 4.8. Esquemas de discretización para flujo compresible

Componente	Esquema
Tiempo	Euler
Gradiente	Integración Gaussiana con interpolación lineal limitada
Divergencia	$\nabla \cdot (\phi U)$: Integración Gaussiana con interpolación lineal de segundo orden, hacia adelante limitada con ∇U
	$\nabla \cdot (\phi, e)$: Integración Gaussiana con interpolación lineal limitada
	$\nabla \cdot (\phi, h)$: Integración Gaussiana con interpolación lineal hacia adelante
	$\nabla \cdot (\phi, p)$: Integración Gaussiana con interpolación lineal limitada
	$\nabla \cdot (\phi, K)$: Integración Gaussiana con interpolación lineal
	$\nabla \cdot (\phi, k)$: Integración Gaussiana con interpolación lineal
	$\nabla \cdot (\phi, \epsilon)$: Integración Gaussiana con interpolación lineal hacia adelante
	$\nabla \cdot (((\rho \cdot \nu_{Eff})dev2((\nabla U)^T)))$: Integración Gaussiana con interpolación lineal
Laplacianos	Integración Gaussiana con interpolación lineal, limitada y corregida
Interpolación	Lineal
Gradientes normales a la superficie	Corregida

se procede a calcular/leer la magnitud del caudal máxico, necesario para el cálculo del coeficiente de descarga.

4.3.2 Malla

Una vez obtenido el archivo STL se procede a la generación de la malla dentro de OpenFOAM con *blockMesh* y *snappyHexMesh*. Primero se crea una malla con *blockMesh* que debe contener la totalidad del volumen del puerto a simular, como se puede en la Figura 4.18. En este paso se define el tamaño de base de la malla y el nivel general de refinamiento. A partir de estos hexaedros se produce el refinamiento por *castelación* que consiste en dividir las celdas en hexaedros más pequeños y luego aplicar el *snapping* para adaptarse a la superficie del volumen que se está modelando, ver Figura 4.19.

El complemento *blockMesh* crea una malla paramétrica con bloques, con opciones para la creación de la malla con gradientes de tamaño de bloques y diferentes opciones para los bordes, los cuales se pueden construir por líneas rectas, arcos o

```
1 ./ejemplo_pimpleFoam
2   0
3     epsilon
4     k
5     nut
6     p
7     U
8   constant
9     momentumTransport
10    polyMesh
11    transportProperties
12    triSurface
13  initialConditions
14  postProcessing
15    flowRatePatch_0
16    flowRatePatch_1
17    minMaxMagnitude
18  system
19    blockMeshDict
20    controlDict
21    decomposeParDict
22    flowRatePatch_0
23    flowRatePatch_1
24    fvSchemes
25    fvSolution
26    mapFieldsDict
27    meshQualityDict
28    minMaxMagnitude
29    snappyHexMeshDict
30    surfaceFeaturesDict
```

```
1 ./ejemplo_rhoPimpleFoam
2
3   0
4     alphat
5     epsilon
6     k
7     nut
8     p
9     T
10    U
11
12  constant
13    extendedFeatureEdgeMesh
14    fvOptions
15    momentumTransport
16    polyMesh
17    thermophysicalProperties
18    triSurface
19
20  initialConditions
21
22  postProcessing
23    cellMaxMag(U,p)
24    cellMinMag(U,p)
25    flowRatePatch_0
26    flowRatePatch_1
27
28  system
29    blockMeshDict
30    controlDict
31    decomposeParDict
32    flowRatePatch_0
33    flowRatePatch_1
34    fvSchemes
35    fvSolution
36    meshQualityDict
37    snappyHexMeshDict
38    surfaceFeaturesDict
```

(a) *pimpleFoam*

(b) *rhoPimpleFoam*

Figura 4.17. Esquema de directorios OpenFOAM

“splines”.² La malla se genera o configura con un diccionario *blockMeshDict* ubicado en *constant/polyMesh*, con el cual se construye un cubo capaz de contener la geometría del puerto a simular.

El complemento *snappyHexMesh*³ es el segundo paso del mallado. Parte de una malla de bloques como la generada con la utilidad *blockMesh* y la *talla* para acomodarse a la geometría dada, generando una malla 3D conformada por hexaedros y hexaedros partidos a partir de superficies de caras triangulares en formato de *estereo-*

²<https://doc.cfd.direct/openfoam/user-guide-v11/blockmesh>

³<https://doc.cfd.direct/openfoam/user-guide-v11/snappyhexmesh>

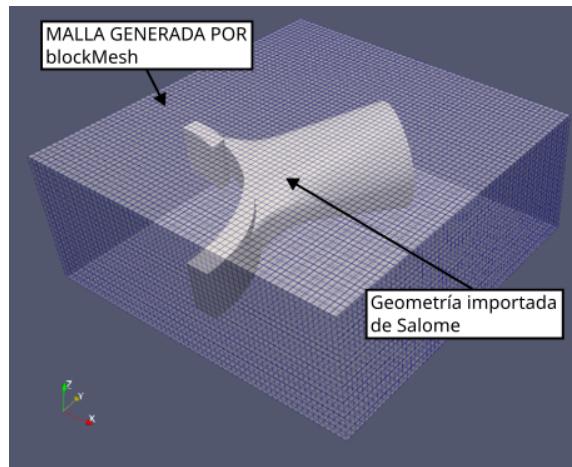
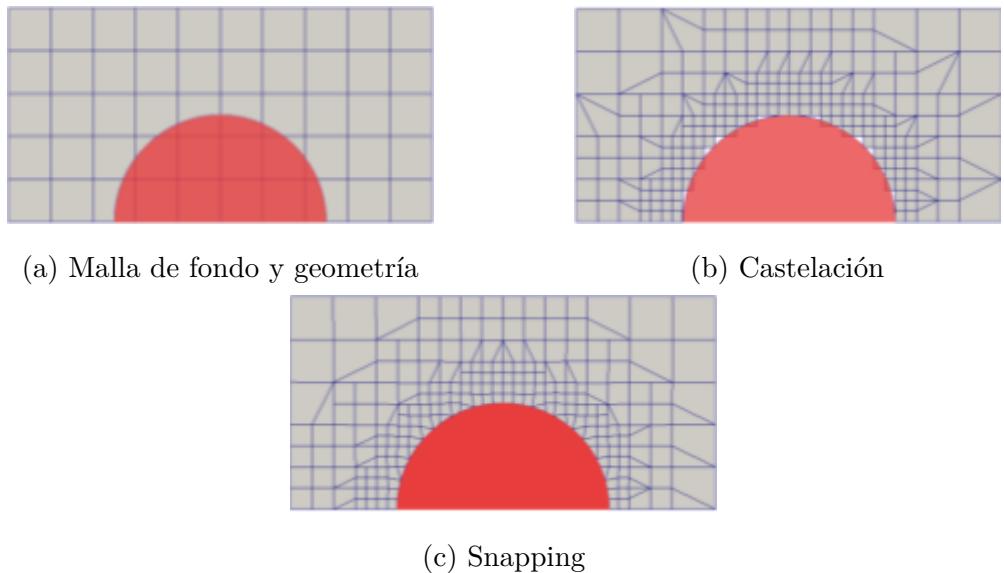


Figura 4.18. Malla de blockMesh y stl de Salome

Figura 4.19. Pasos de SnappyHexMesh([Montorfano, 2015](#))

litografía (STL por sus siglas en inglés). Además permite refinar zonas particulares de la geometría y crear un refinamiento mayor en la zona de la capa límite.

Una vez obtenido el archivo STL se procede a la generación de la malla dentro de OpenFOAM con *blockMesh* y *snappyHexMesh*. Primero se crea una malla con *blockMesh* que debe contener la totalidad del volumen del puerto a simular, como se puede en la Figura 4.18. En este paso se define el tamaño de base de la malla y el nivel general de refinamiento. A partir de estos hexaedros se produce el refinamiento por *castelación* que consiste en dividir las celdas en hexaedros más pequeños y luego aplicar el *snapping* para adaptarse a la superficie del volumen que

se está modelando, ver Figura 4.19.

4.3.3 Pre-procesado

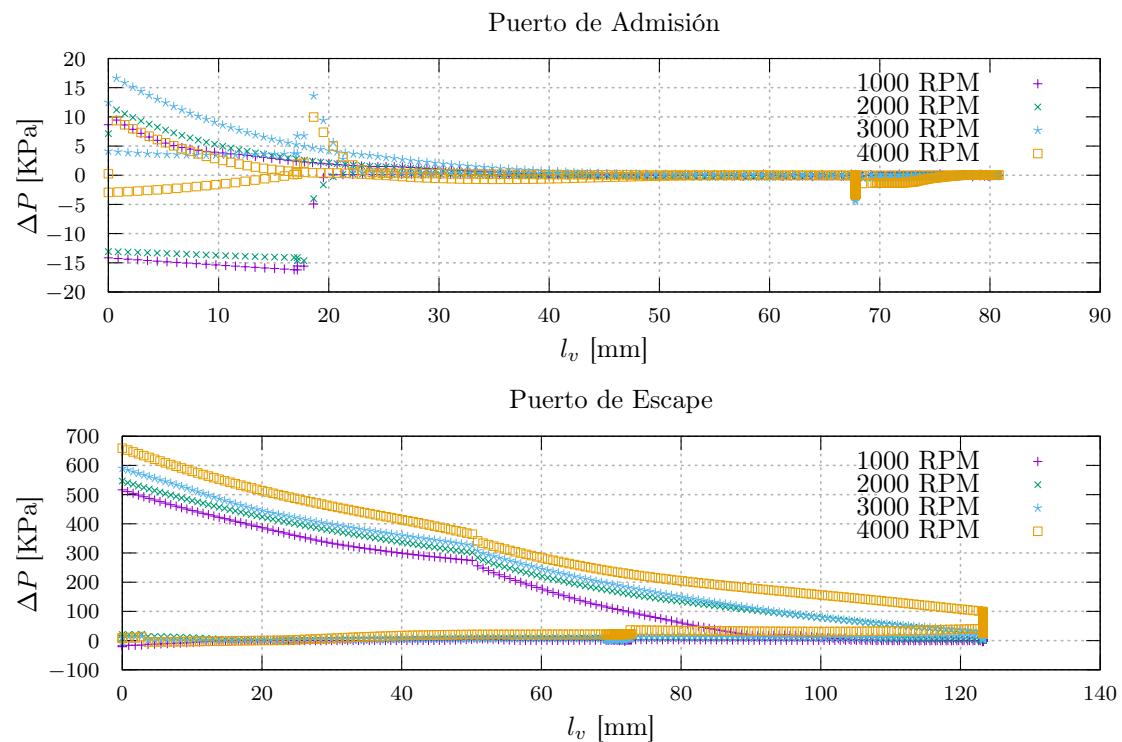
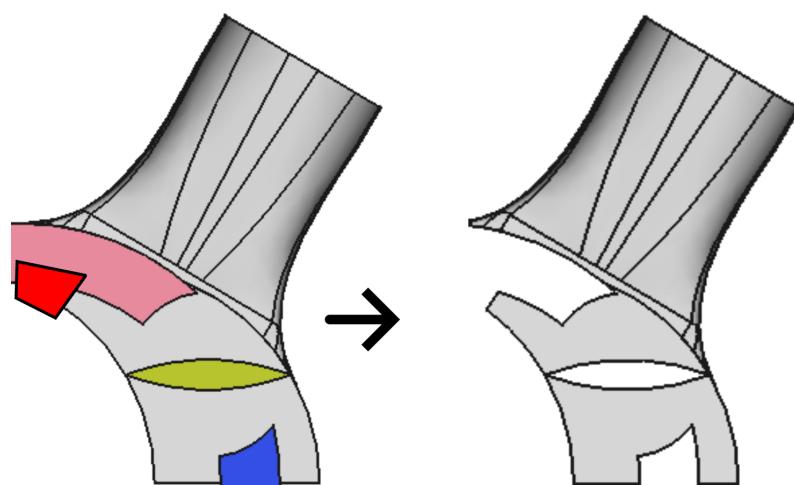
El preprocessado consiste en definir geometría y condiciones iniciales de la simulación a partir de los datos obtenidos de las simulaciones con el optimizador e ICESym. Con los resultados del simulador se grafica la diferencia de presión entre el puerto de admisión o escape y la cámara correspondiente en función de la apertura del puerto, para un rango de velocidades de 1000 a 9000 RPM, con el fin de identificar las zonas en las condiciones operativas en las que evaluar el puerto. En la Figura 4.20 se muestra una gráfica de ΔP y alzada para los puertos de admisión y escape de 1000 a 4000 RPM de un motor resultante de una de las simulaciones.

Como es de esperarse se tienen mayores diferenciales de presión a menores aperturas del puerto porque se está próximo a los eventos de apertura o cierre del mismo. A diferencia del puerto de admisión, en el puerto de escape se ve una banda bastante definida de operación que se hace más “llena” a medida que aumenta la apertura del puerto. Durante la apertura del puerto se ven las mayores diferencias de presión en las que hay dos bandas bien definidas. Se toman algunos puntos arriba en la zona con mayor ΔP y una cantidad menor para velocidades con $\Delta P \simeq 0$. A medida que el puerto se abre la diferencia de presión con el gas en la cámara disminuye y esta banda se afina.

El valor de alzada está directamente relacionado con la posición angular del cigüeñal, por lo que una vez seleccionados los puntos de interés se puede extraer la geometría deseada de un modelo de CAD paramétrico del motor. En este modelo se representó la mitad de la geometría que contiene los puertos de admisión y escape, y se obtuvo realizando operaciones geométricas con los volúmenes que representan diferentes componentes del motor como son el estator, rotor, paletas, etc.

Esta geometría fue generada por el programa FreeCAD ([The FreeCAD Team, s.f.](#)), exportada a un archivo “.BREP”⁴ para luego ser importada en Salome([Open-Cascade et al., 2001](#)), que se utiliza para generar una malla cerrada, hermética, que puede ser procesada por los complementos de OpenFOAM utilizados para generar la

⁴Formato BREP, opencascade.org

Figura 4.20. Presión en función de la apertura el puerto, $\Delta P = f(l_v)$ Figura 4.21. Puerto de admisión para $\theta = 50^\circ$ modelado con FreeCAD

malla de la simulación. Es importante que se satisfaga la hermeticidad de la malla, lo cual significa que los nodos en la frontera entre superficies coincidan, como se puede observar en la Figura 4.22, en la que se ven dos superficies “walls” y “outlet” y los nodos compartidos entre ambas superficies.

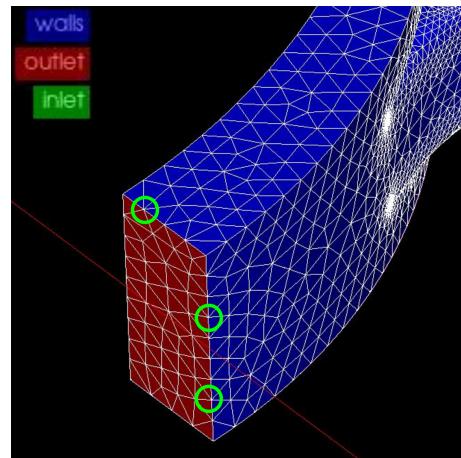


Figura 4.22. Malla hermética

El proceso en Salome consta de importar la geometría generada por FreeCAD y separar la misma en superficies utilizadas para definir condiciones de contorno en OpenFOAM. Las superficies diferenciadas son: puerto, cámara/s y pared, ver Figura 4.23.

Luego de separadas estas superficies se procede a generar la malla en formato ASCII STL con el complemento de mallado de Salome. Se utilizó el generador de mallas NETGEN 1D-2D para crear la superficie, en general se configuró el software de modo de tener un stl de buena calidad con elementos de menor tamaño en zonas de mayor curvatura. En la Figura 4.24 se ve la diferencia en cantidad de nodos de dos mallas, una malla fina a la izquierda y una malla gruesa a la derecha. En la Tabla 4.9 se muestra la diferencia entre algunos parámetros básicos de configuración para las dos mallas.

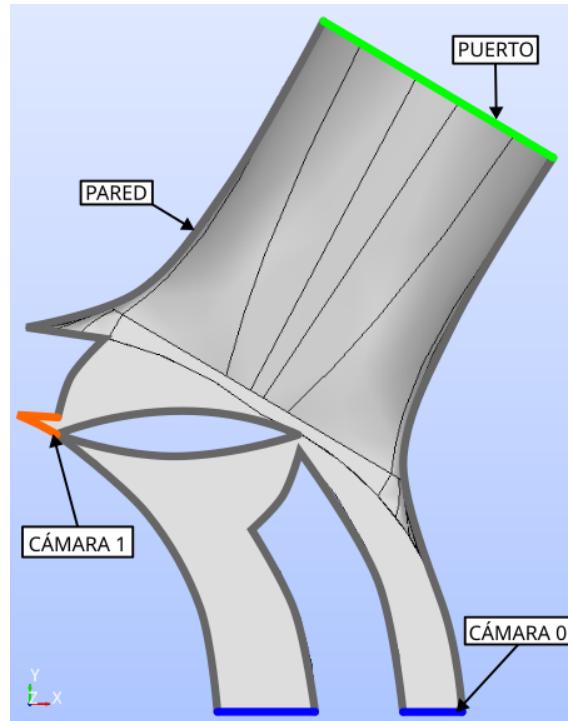
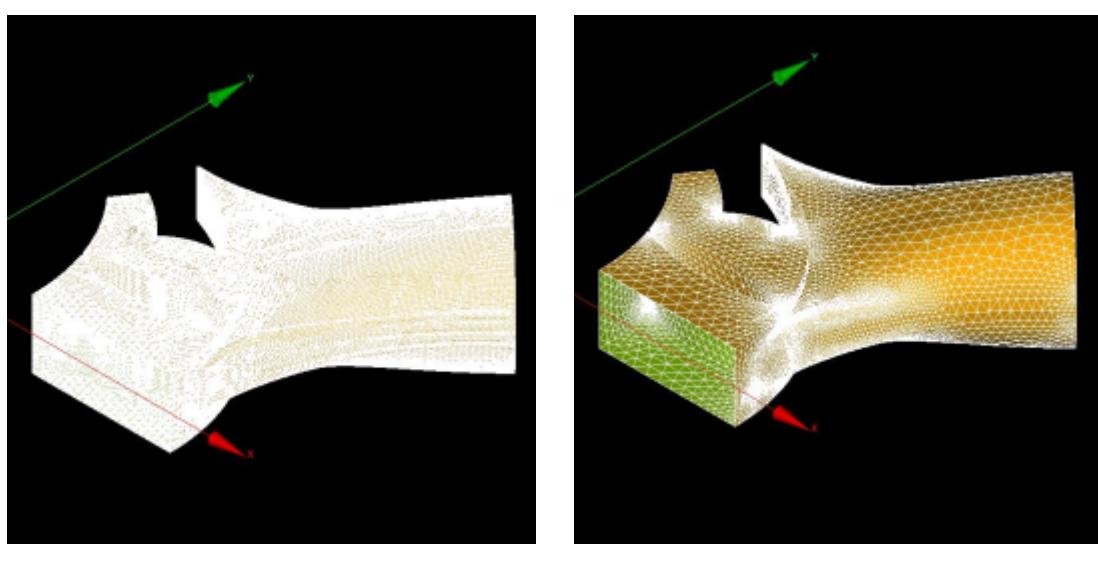


Figura 4.23. Nombres de Parches



(a) Malla fina sin optimizar

(b) Malla gruesa optimizada

Figura 4.24. Diferentes mallas para flujometrías

Parámetro	Malla Fina	Malla Gruesa	Unidades
Tamaño máximo	0,001	0,03	m
Tamaño mínimo	1E-7	2,4E-5	m
Limitado por curvatura	Sí	Sí	-
Optimizar	No	Sí	-
Cantidad de nodos	99311	49112	-
Cantidad de elementos	204695	103163	-

Tabla 4.9. Configuración de mallas mostradas en la Figura 4.24

5. RESULTADOS

Los resultados obtenidos en cada uno de los pasos de este trabajo se detallan en este capítulo, comenzando por el motor obtenido en la primera iteración de optimización con el algoritmo genético junto con el modelo geométrico 3D generado. Luego se muestran los resultados de las flujometrías realizadas a partir del modelo de CAD, incluyendo las mallas obtenidas para algunos casos seleccionados y el resultado detallado de algunas de las flujometrías, finalizando con el mapa de C_D obtenido, tanto para el puerto de admisión como para el puerto de escape.

Por último se presentan los resultados de la segunda ronda de optimización con el algoritmo genético, en la que se utilizó el mapa de C_D obtenido en el paso previo.

5.1 Primera Iteración

La primera optimización se realizó partiendo de una población al azar, con los coeficientes de descarga constantes de 0,7 y 0,75 para el puerto de admisión y escape respectivamente. El algoritmo genético se ejecutó durante 100 generaciones con una población de 100 individuos y la función objetivo definida en la sección 3.3.5 con los pesos, operadores y parámetros correspondientes indicados en la Tabla 5.1.

En la gráfica de evolución se observa que se obtuvo rápidamente un individuo con un puntaje relativamente alto en las primeras iteraciones. El resultado final tiene una aptitud 1.5 veces la aptitud media de la población de la última generación, siendo los parámetros que definen este candidato los listados en la Tabla 5.2 y se ilustran en la Figura 5.2. Este motor tiene un rendimiento volumétrico máximo de $\eta_v \simeq 0.83$ para 2500 RPM y si bien la función objetivo favorece curvas suaves, se ven dos picos de rendimiento en la curva, siendo el segundo con $\eta_v \simeq 0.79$ a 7500 RPM.

A modo de comparación, en la misma tabla se presentan las características geométricas obtenida en trabajos anteriores ([López, s.f.](#)).

En la Figura 5.3 se muestran las curvas de potencia y torque del motor. Como es de esperarse se ve que ambas copian la curva de rendimiento volumétrico, con una

Parámetro	Valor	Unidad
RPMS	$1000 \times [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9]$	
Pesos de función objetivo	(1, 1, 1, 6, 8, 9, 8, 7, 7)	
Diámetro mínimo	0,05	m
Diámetro máximo	0,1	m
Longitud mínima de tubo	0,5	m
Longitud máxima de tubo	2	m
Ángulo mínimo	0	grados
Ángulo máximo	90	grados
Separación angular máxima	70	grados
Tamaño de población	100	-
Tamaño de torneo	10	-
Probabilidad de cruza	0,9	-
Probabilidad de mutación	0,5	-
Cantidad de generaciones	20	-
Tamaño de <i>SALÓN DE LA FAMA</i>	1	-

Tabla 5.1. Configuración utilizada.

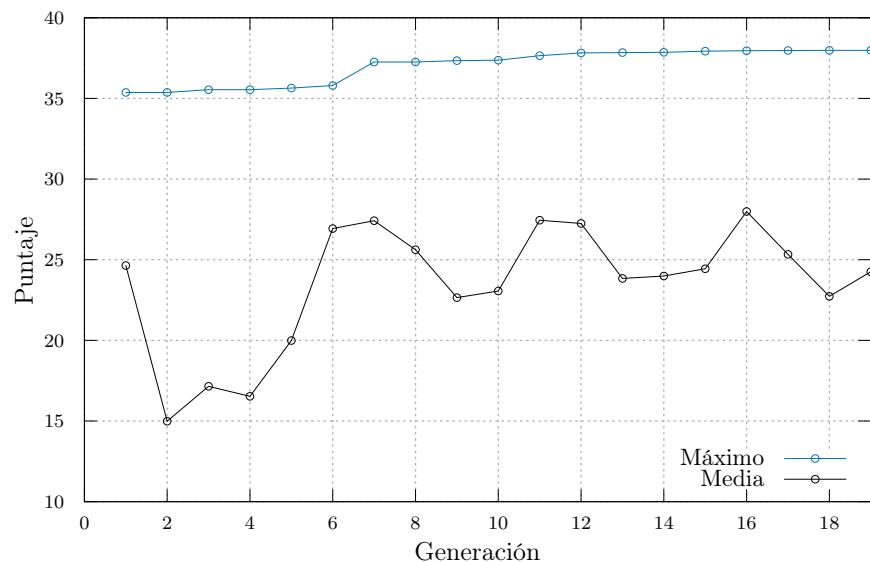


Figura 5.1. Evolución de la población

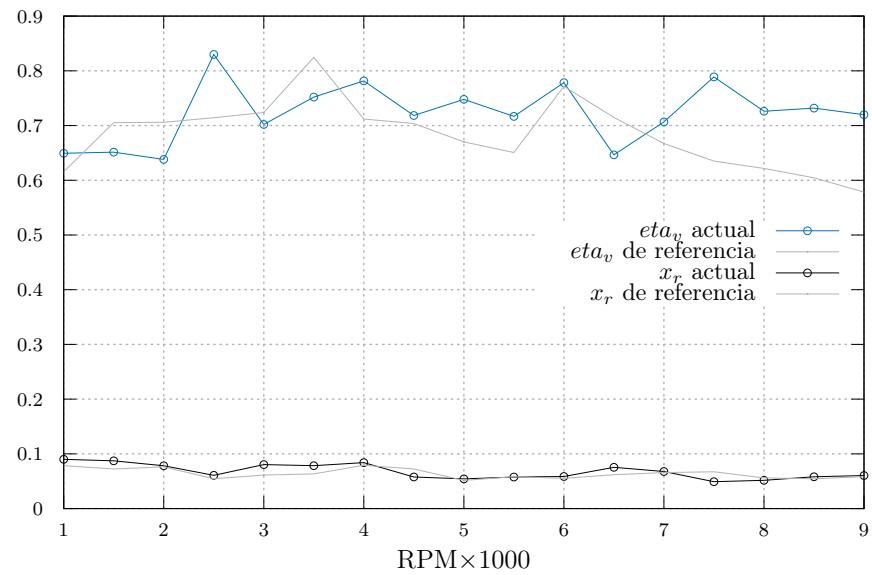


Figura 5.2. Rendimiento volumétrico y fracción de gases residuales del motor seleccionado

potencia al freno máxima de 142 CV a 6500 RPM y un torque máximo de 194 N.m a 4000 RPM.

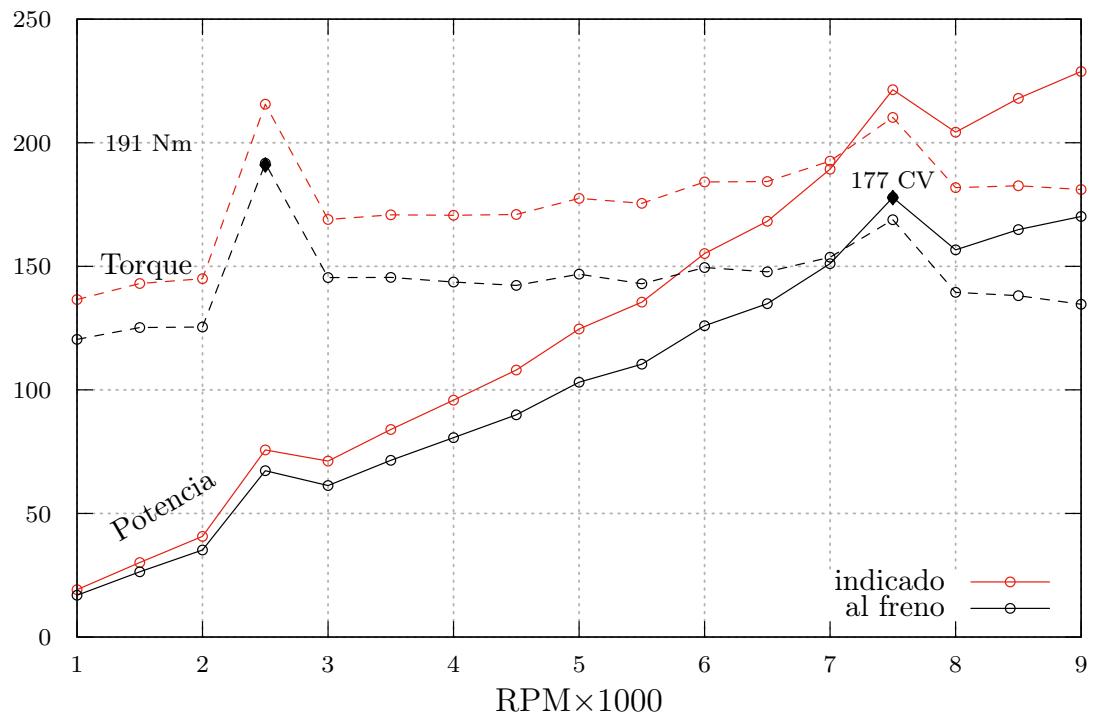


Figura 5.3. Torque y Potencia de Primera Iteración

Parámetro	Admisión		Escape	
	Inicial	Actual	Inicial	Actual
Longitud del tubo [mm]	1300	519	800	976
Diámetro del tubo [mm]	70	97	50	81
Ángulo de apertura del puerto [°]	519.93	1.12	396.87	85.15
Ángulo de cierre del puerto [°]	175.76	70.15	587.06	11.13

Tabla 5.2. Datos geométricos del mejor candidato

5.2 Modelo de CAD

A partir de los resultados obtenidos se realizó un modelo de CAD de los puertos que se ilustra en las Figuras 5.4 y 5.5. Se representó solamente la mitad superior del motor que contiene ambos puertos de admisión y escape, este modelo es paramétrico y permite rotar los componentes del motor para obtener distintas posiciones del conjunto y así poder generar la geometría a evaluar con las flujometrías.

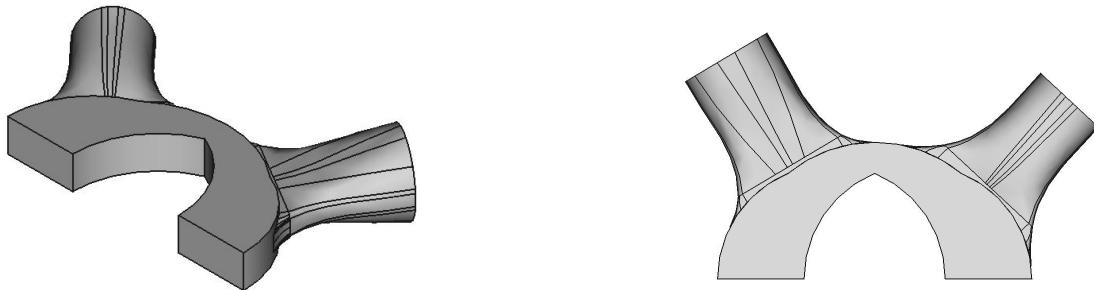


Figura 5.4. CAD Primera iteración

La altura del puerto del lado de la cámara se mantuvo en dos tercios de la altura de la cámara $h_p = \frac{2}{3}h_c$, manteniendo el eje central de cada puerto de forma que intersecte el centro del motor con el propósito de eliminar una variable de la geometría a modelar. El foco de esta etapa de optimización es el diámetro del puerto y el reglaje.

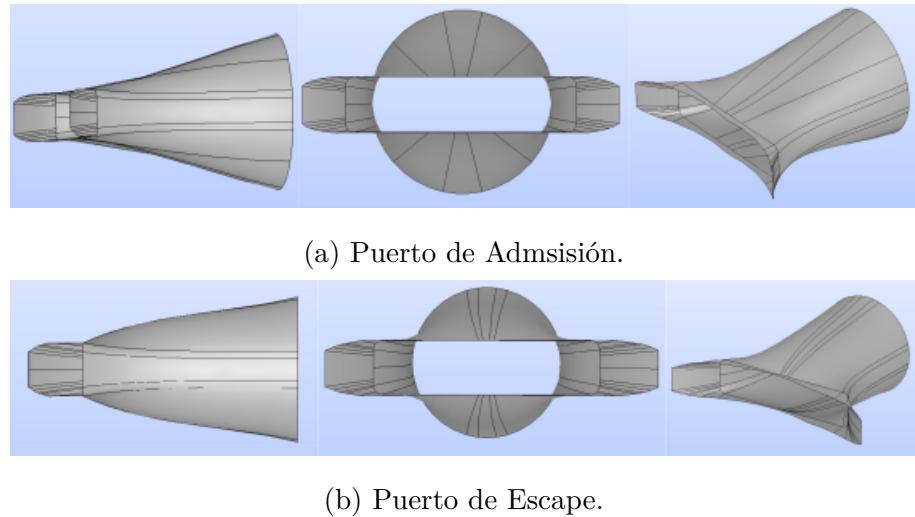


Figura 5.5. CAD Primera iteración (vistas fuera de escala).

5.3 Flujometrías

De la primera iteración se obtuvo la geometría y datos operativos del motor, lo cual permitió representar la curva de diferencia de presión (ΔP) en función de la alzada (l_v) de ambos puertos para diferentes velocidades de giro, identificando los puntos de mayor interés en los cuales realizar las flujometrías. Los pares ($l_v, \Delta P$) seleccionados para modelar el flujo del puerto se detallan en las Figuras 5.6 y 5.7. Inicialmente se propusieron 51 flujometrías pudiendo realizar un total de 36 simulaciones que devolvieron 56 valores de C_D .

Algunas flujometrías se realizaron en tres etapas, partiendo de una malla gruesa con celdas de 15 mm de tamaño inicial y culminando en celdas de 5 mm. En otros se realizó directamente la flujometría con mallas base de 5 mm.

En general se simularon alrededor de 0,02 segundos de flujo, suficiente para alcanzar un valor estable del caudal máscico, como se exemplifica en la Figura 5.8, donde se muestra el desarrollo de la simulación en términos de \dot{m} para el puerto de admisión con el cigüeñal en $\theta = 10^\circ$. Para esta flujometría en particular se tiene un flujo de los gases desde la cámara hacia el puerto de admisión, correspondiente a un puerto que abre.

La totalidad de puntos evaluados se presentan en las tablas 8.1, 8.2 para el puerto de admisión y escape respectivamente.

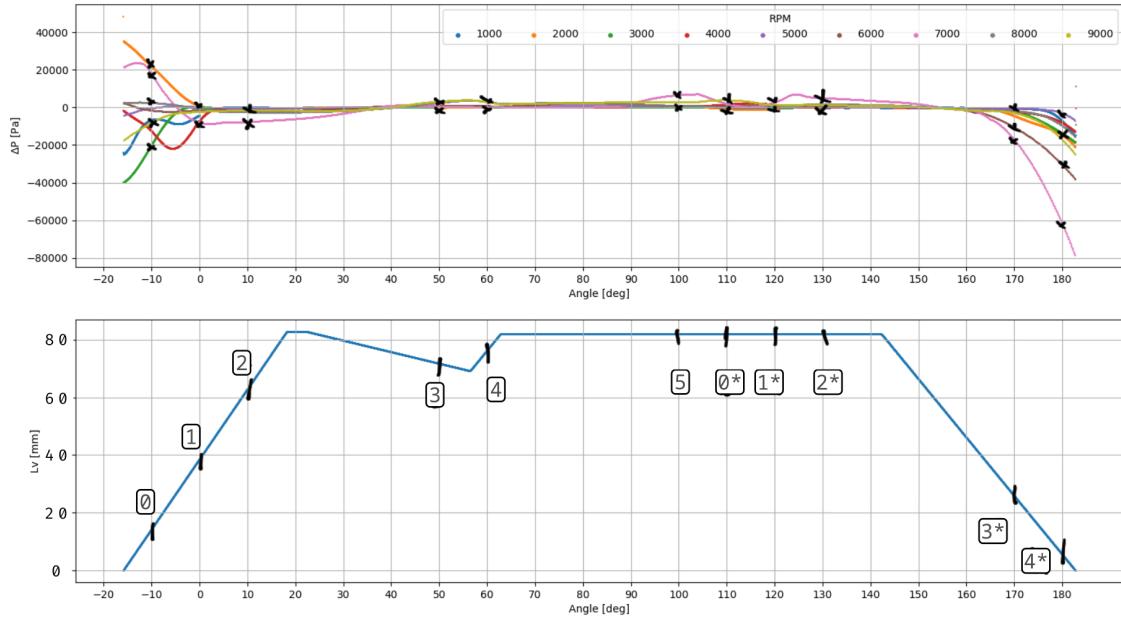


Figura 5.6. Flujometrías puerto de admisión

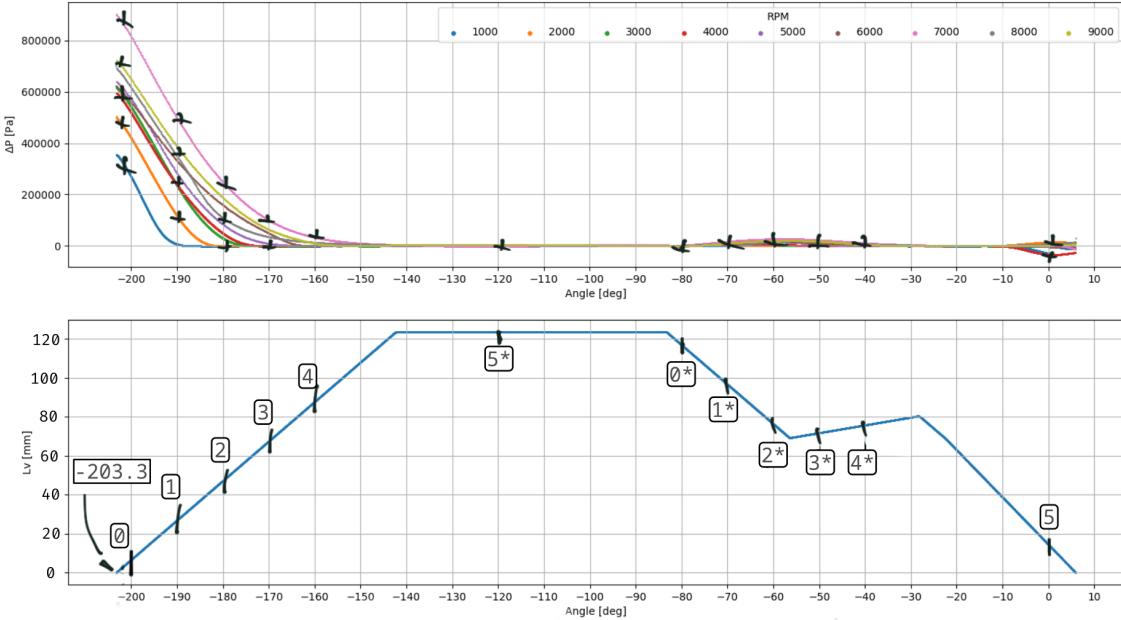


Figura 5.7. Flujometrías puerto de escape

Como se mencionó en la introducción del capítulo 4, la modificación realizada a ICESym para funcionar con un mapa de C_D dependiente de dos variables requiere que los datos de entrada estén distribuidos en una grilla rectangular. Se utilizó entonces un método de interpolación de punto más cercano suavizado por promedio móvil con $S = 2$ para generar dicha grilla a partir de los puntos conocidos de C_D .

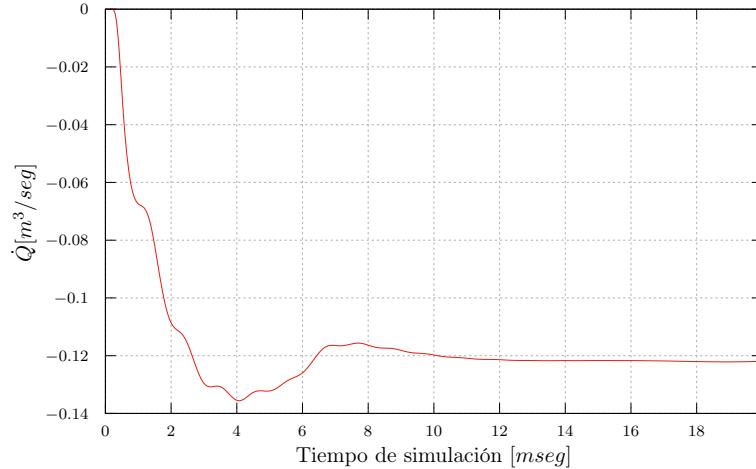


Figura 5.8. Puerto de admisión 10° 7000 RPM

El resultado puede observarse en las Figuras 5.9 y 5.12. Con respecto al gradiente de presión indicado en las figuras que se presentan en los párrafos siguientes, para ambos puertos se define el gradiente de presión como la diferencia entre la presión en el cilindro y la presión en el puerto, $\Delta P = P_{cámara} - P_{puerto}$. En la Tabla 5.3 se resumen los valores máximos y mínimos de C_D y \dot{m} obtenidos para los puertos de admisión y escape.

Puerto	$l_v [mm]$	$\Delta P [kPa]$	C_D	$\dot{m} [g/seg]$	Nota	Figura
Admisión	62,95	-7,4	0,59	-122	$C_{D,\max}$	5.11
Admisión	81,94	4,95	0,33	70	\dot{m}_{\max}	5.11
Escape	87,76	-10,7	0,58	145	$C_{D,\max}$	5.14
Escape	87,76	-33,4	0,45	176	\dot{m}_{\max}	5.15

Tabla 5.3. Valores máximos C_D y \dot{m} para puertos

5.3.1 Puerto de Admisión

En el mapa del coeficiente de descarga para el puerto de admisión (Fig.5.9) se pueden observar en rojo las zonas de menor eficiencia del escurrimiento. Esto ocurre para posiciones relacionadas con la apertura y cierre del puerto donde las presiones y velocidades de flujo involucradas son mayores, aumentando las pérdidas de carga.

La misma tendencia se observa si se representa el C_D en función de la apertura del puerto l_v o del gradiente de presión ΔP , ver Figura 5.10. Los mayores valores de C_D ocurren para la mayor apertura o (en general) para el menor gradiente de presión en términos absolutos. También se observa que el coeficiente de descarga medio para el puerto es aproximadamente 0,3.

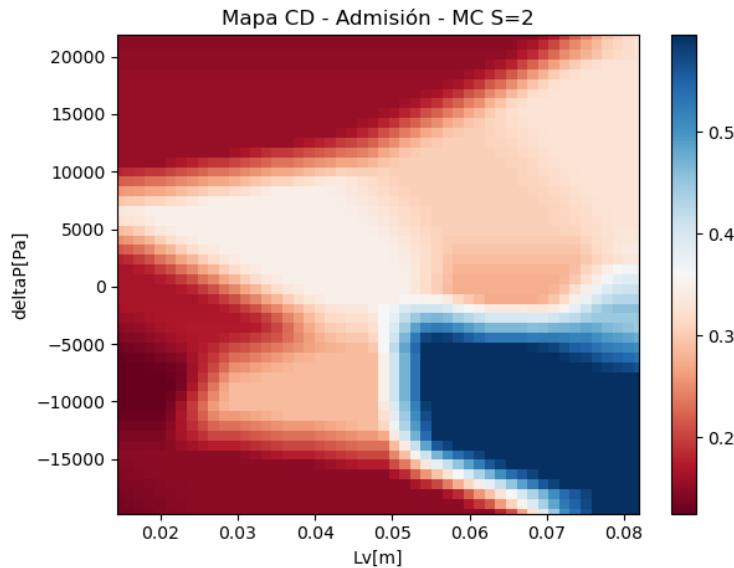


Figura 5.9. Puerto de admisión

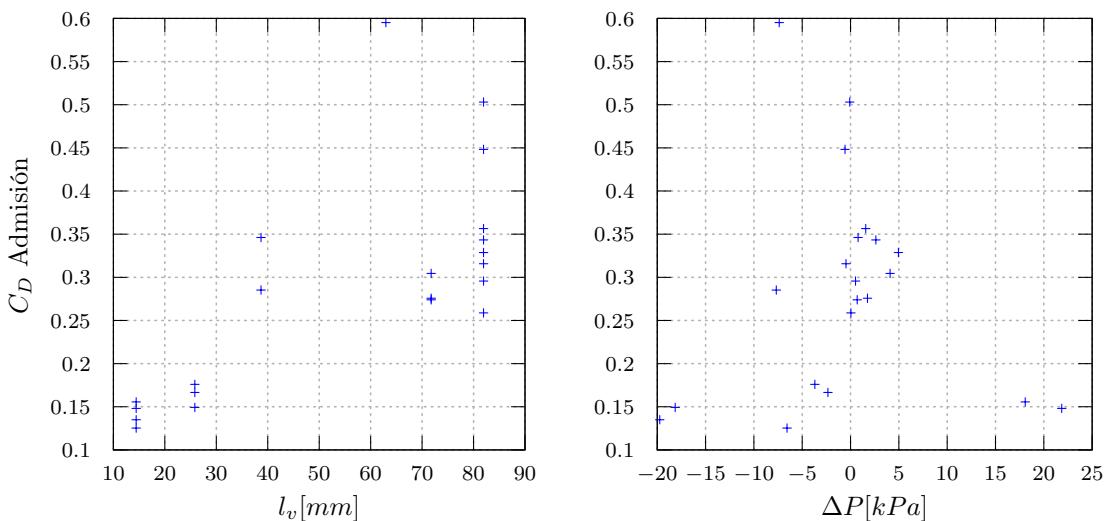


Figura 5.10. C_D del puerto de admisión

El máximo coeficiente de descarga vale $C_{D,\max} \simeq 0,6$ para $l_v = 62,95\text{mm}$ y $\Delta P \simeq -7,37\text{kPa}$, obteniendo un flujo hacia adentro del puerto de $122,09\text{g/seg}$.

Para este caso se observa un reflujo de gases residuales apenas abre el puerto de admisión, correspondiendo a un ángulo de cigüeñal de 10° a 7000 RPM.

La flujométría correspondiente al último instante de la simulación se muestra en la Figura 5.11, en la cual las líneas de corriente están coloreadas según el módulo de la velocidad y las flechas indican el sentido de flujo. La mayor velocidad del flujo se da en el gas que sale de la cámara, correspondiente a masa residual atrapada luego del barrido del puerto de escape.

El flujo másico máximo hacia adentro de la cámara ($\Delta P > 0$) ocurre para la misma geometría indicada en la Figura 5.11. Se alcanza $\dot{m}_{\max} \simeq 70g/\text{seg}$ para la cámara que se encuentra más avanzada en el proceso de admisión y con máxima apertura del puerto con $l_v = 81,94mm$ y $\Delta P = 4,95KPa$ siendo $C_D \simeq 0,33$.

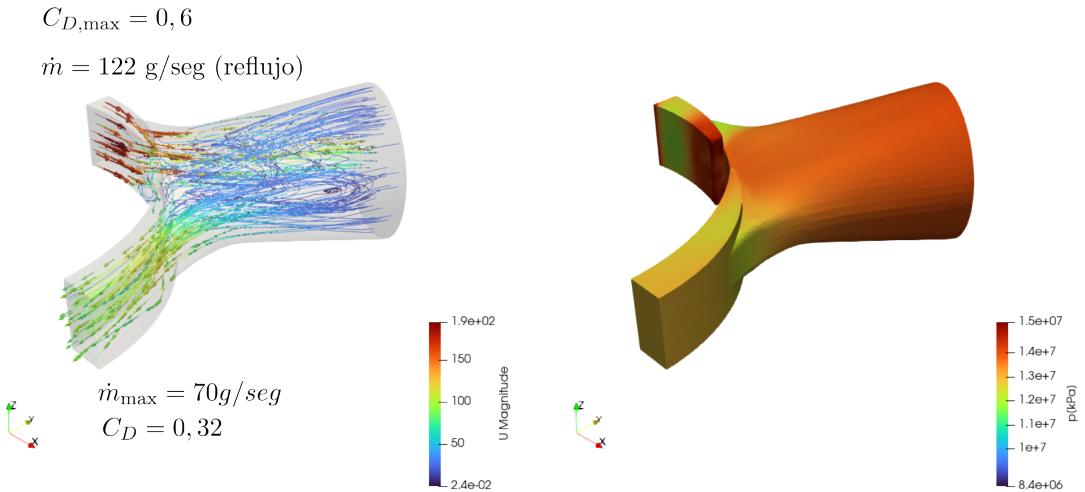


Figura 5.11. Admisión - Máximo C_D

5.3.2 Puerto de Escape

En la Figura 5.12 se ilustra el mapa de CD obtenido para el puerto de escape donde la tendencia es similar al puerto de admisión. En la Figura 5.13 se observa que el coeficiente de descarga es mayor para aperturas mayores del puerto y menores gradientes de presión ($|\Delta P| \sim 0$). El máximo coeficiente de descarga obtenido vale $C_{D,\max} \simeq 0,58$ y ocurre para $l_v = 87,76mm$, $\Delta P = -10,7KPa$ con un flujo másico de $145g/s$ hacia afuera para 440° a 9000 RPM, ver Figura 5.14. Por otro lado el máximo caudal másico es $\dot{m} = 176,1g/\text{seg}$ y ocurre para $l_v = 87,76mm$ y $\Delta P =$

$-334KPa$, correspondiendo a 440° y 7000 RPM, ver Figura 5.15.

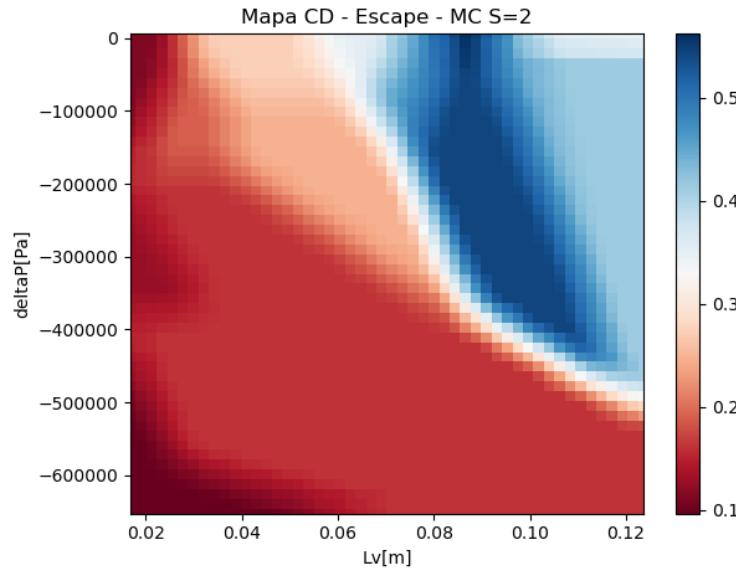


Figura 5.12. Puerto de escape

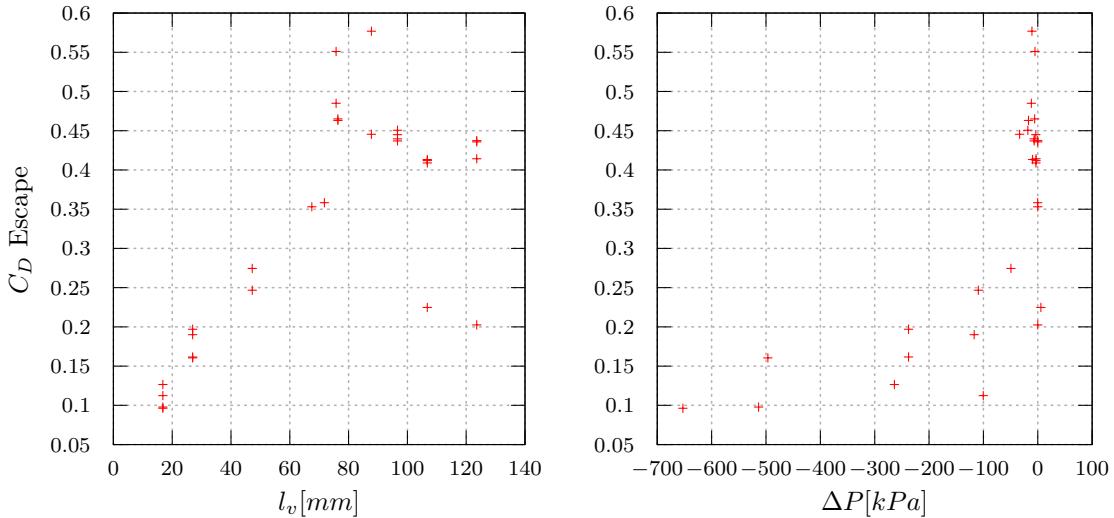
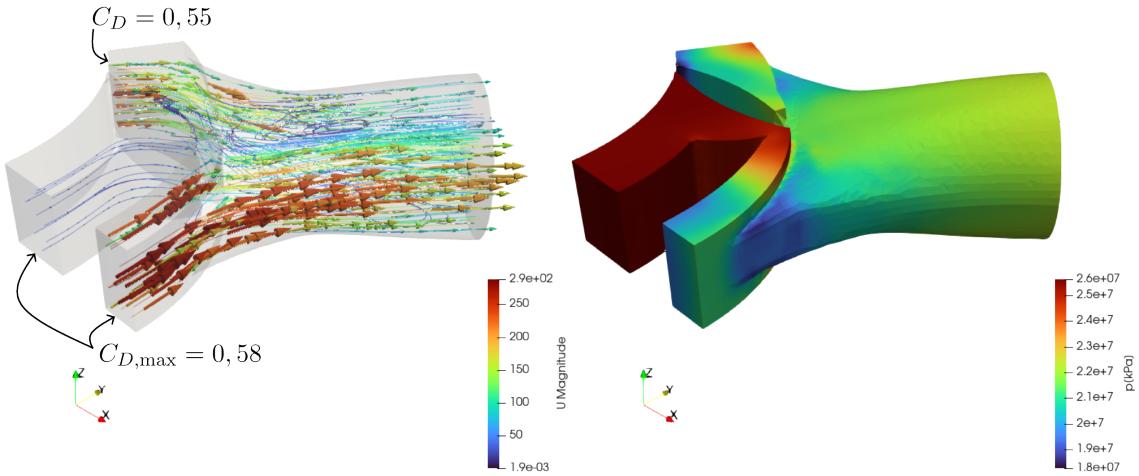


Figura 5.13. C_D del puerto de escape

5.4 Segunda Iteración y Resultado Final

En la segunda iteración se utilizó el mapa de C_D para la admisión y escape como dato de entrada de ICESym. Con esto se realizó una serie de corridas de optimización con el algoritmo genético, de las cuales se seleccionaron los mejores candidatos. Se

Figura 5.14. Escape - Valor máximo de C_D

Corrida	DTA	DTE	LIT	LET	IIA	IFA	EIA	EFA
-	[mm]	[mm]	[m]	[m]	[gra]	[gra]	[gra]	[gra]
run 03-04	99	63	0,839	0,79	3,23	60,0	78,39	36,29
run 05-04	90	95	0,742	0,597	8,39	60,0	68,23	23,23
run 09-04	82	91	0,79	1,758	3,23	60,97	75,48	39,19
run 10-04	96	60	1,129	1,468	6,13	66,78	62,42	40,65

Tabla 5.4. Geometrías de segunda iteración

obtuvieron los candidatos cuyas geometrías se listan en la Tabla 5.4. Los diámetros de los conductos de admisión son similares en todos los casos, para el escape se tiene un par con conductos de 60mm y otro con 90mm. La mayor variación ocurre en largos de los conductos y los ángulos de apertura y cierre. admisión se mantienen cercanos Figura ???. Para seleccionar uno de los candidatos, se compararon las curvas de rendimiento volumétrico, torque, potencia y fracción de gases residuales, de estos motores las cuales se muestran en la Figura 5.16.

En base a esta comparativa de figuras se optó por seleccionar la corrida denominada como “run 3-4”, este motor presenta un máximo de torque y potencia en 5000 RPM, también presenta una curva de rendimiento volumétrico suave con un

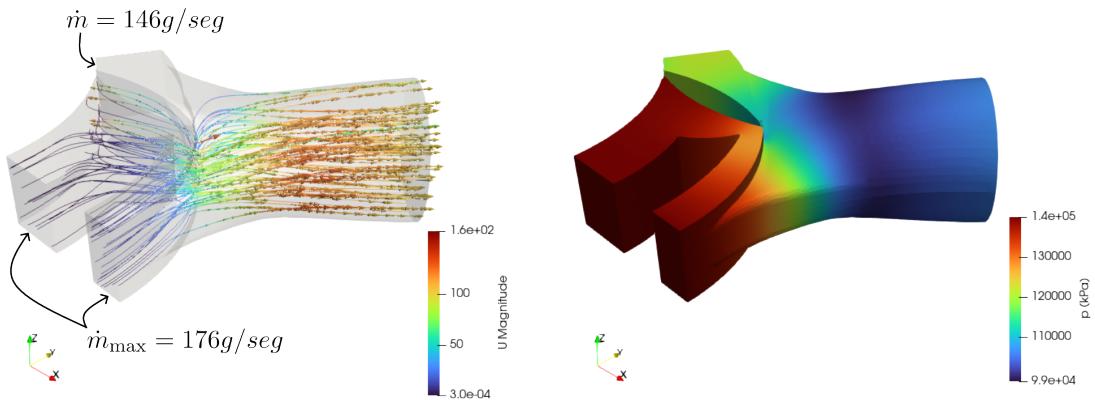


Figura 5.15. Escape - Valor máximo de \dot{m}

máximo en 4000 RPM. En términos de potencia mantiene valores elevados a partir del cercanos a los 130 CV.

En todos los candidatos se observa una alta fracción de gases residuales a altas RPM y una disminución notoria del rendimiento volumétrico.

El motor tiene una potencia máxima de 117 CV a las 6500 RPM y un par máximo de 177Nm a 4000 RPM. Este coincide con el máximo de rendimiento volumétrico de $\sim 0,845$. En la Figura 5.17 se notan los efectos del coeficiente de descarga en la simulación del motor, comparando los resultados de la primera iteración con coeficientes de descarga constantes a la segunda con el mapa de C_D en función de la presión y grado de apertura del puerto.

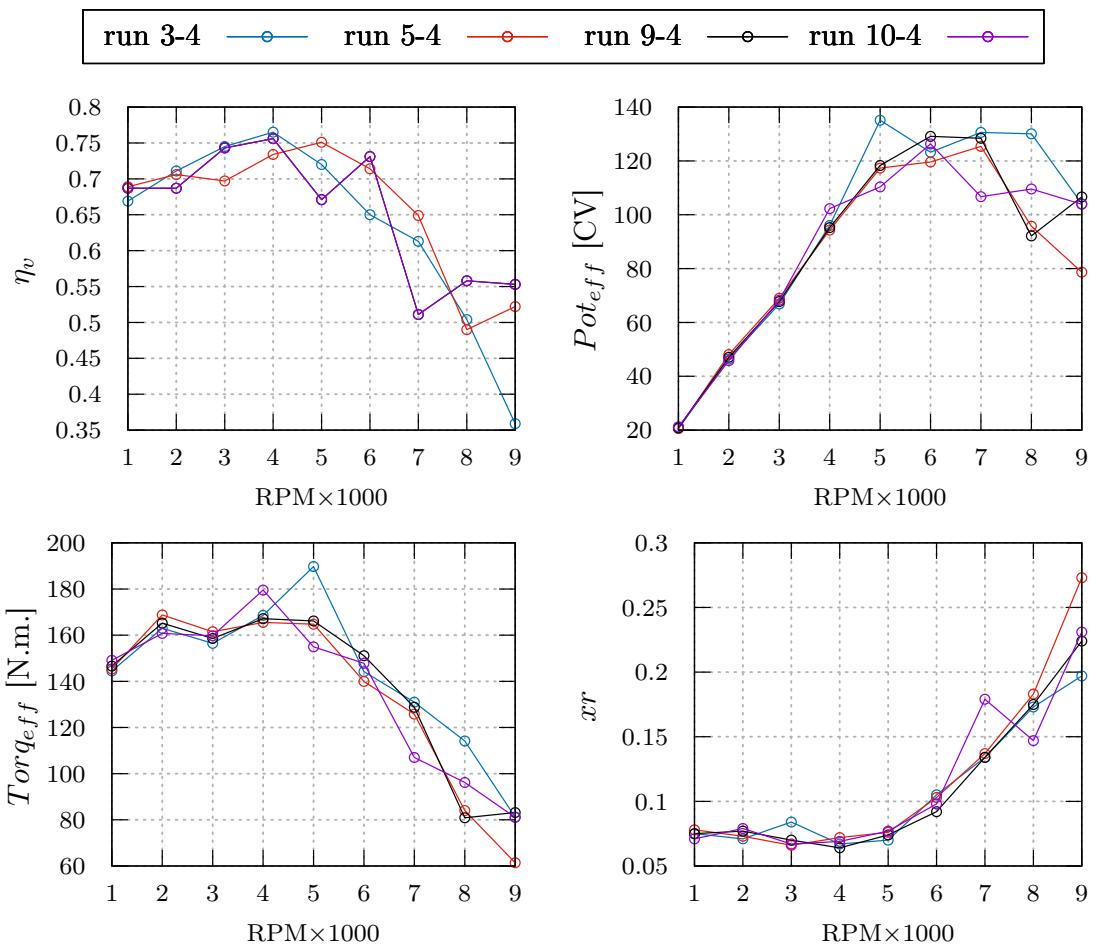


Figura 5.16. Comparativa candidatos

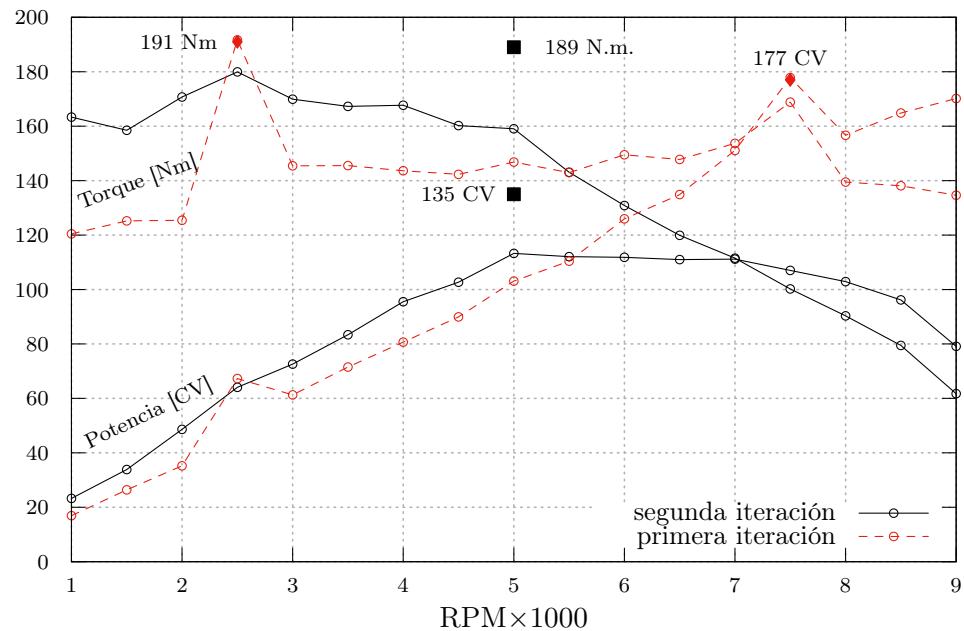


Figura 5.17. Comparativa de Torque y potencia al freno

6. CONCLUSIONES

Se ha obtenido un prediseño de los sistemas de admisión y escape que buscó maximizar el rendimiento volumétrico y reducir la fracción de gases residuales en un rango medio a medio alto de revoluciones del motor, obteniendo una curva de rendimiento volumétrico con una sintonía a 4000 RPM y manteniendo valores de η_v cercanos al 70% para 6000 a 7000 RPM. Además, se obtuvo un mapa de C_D que modeliza el funcionamiento de los puertos con apertura de puerto y diferencia de presión como variables.

Junto con estos resultados se desarrolló un conjunto de *scripts* que permiten utilizar el simulador ICESym como una *caja negra*, pudiendo configurar, ejecutar y leer los resultados de una simulación, permitiendo utilizar el simulador acoplado a otro programa.

Por otro lado, se pudo comparar los resultados del simulador utilizando un valor de C_D constante vs utilizar un mapa de C_D en función de valores de presión y apertura del puerto.

Como posible trabajo a futuro se puede continuar con el proceso de optimización que se inició en este trabajo, realizando más iteraciones para refinar la geometría obtenida. Así como también explorar otras funciones objetivo para la optimización con el algoritmo genético.

7. REFERENCIAS

- Álvarez Roldán, F. R. (2020). *Simulación computacional del comportamiento dinámico de los sellos de estanqueidad del motor rotativo de combustión a volumen constante (MRCVC)* (Proyecto Integrador Profesional). Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue.
- Blickle, T., & Thiele, L. (1995). *A Comparison of Selection Schemes used in Genetic Algorithms* (TIK-Report). Computer Engineering y Communication Networks Lab (TIK), Swiss Federal Institute of Technology (ETH). Zurich, Switzerland.
- Burden, R. L., & Faires, J. D. (2012). *Numerical Analysis* (9^a ed.). Springer.
- Fortin, F. A., De Rainville, F. M., Gardner, M. A., Parizeau, M., & Gagné, C. (2012). DEAP: Evolutionary Algorithms Made Easy. *Journal of Machine Learning Research*, 13, 2171-2175.
- Goldberg, D. E. (1989). *Genetic Algorithms, in Search, Optimization & Machine Learning* (1^a ed.). Addison-Wesley Publishing Company, Inc.
- Heywood, J. B. (2018). *Internal combustion engine fundamentals* (Second Edition). McGraw-Hill Education.
- Kee, R. (1991). The Chemkin Thermodynamic Data Base.
- Launder & Spalding. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*.
- López, E. J. (s.f.). *Análisis de la geometría y duración del ciclo del Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante*. Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue.
- López, E. J., Wild Cañón, C., & Nigro, N. (2013). Simulación computacional del ciclo operativo y curvas características de un motor de combustión interna rotativo de avanzada. *XI Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica CIBIM 2013*.

- López, E. J., Wild Cañón, C., & Sarraf, S. (2016). A constant-pressure model for the overlap of chambers in rotary internal combustion engines. *Journal of Engineering for Gas Turbines AND Power, Volume 138, Issue 11*.
- Montorfano, P. (2015). SnappyHexMesh: scalable & automatic mesh generation for OpenFOAM. https://hpc-forge.cineca.it/files/CoursesDev/public/2015/Workshop_HPC_Methods_for_Engineering/snappyHexMesh.pdf
- Moukalled, F., Mangani, L., & Darwish, M. (2016). *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics* (1^a ed.). Springer.
- Nigro, N., López, E. J., Gimenez, J., Pairetti, C., & Chialvo, S. (2010). *ICESym: An Internal Combustion Engine Simulator*. [Copyright ©2010-2020]. <https://github.com/jmarcelogimenez/icesym>
- Oladele, R., & Sadiku, J. (2013). Genetic Algorithm Performance with Different Selection Methods in Solving Multi-Objective Network Design Problem. *International Journal of Computer Applications*, 70(12).
- Open-Cascade, EDF & CEA. (2001). *Salome: The Open Source Integration Platform for Numerical Simulation*. <https://salome-platform.org/>
- Raine, R. (2000). ISIS 319 User Manual. *Oxford Engine Group*.
- Shkolnik, N., & Shkolnik, A. (2008). High Efficiency Hybrid Cycle Engine [Aachen, Germany]. *ASME 2006 Internal Combustion Engine Division Spring Technical*.
- The FreeCAD Team. (s.f.). *FreeCAD*. <https://www.freecadweb.org/>
- The OpenFOAM Foundation. (2011–2024). *OpenFOAM* (Ver. 8) [OpenFOAM: The open source CFD toolbox]. <https://openfoam.org/>
- Toth, J. A., Di Nezio, J., Stanicia, C., & López, E. J. (2000). Ventajas mecánicas y termodinámicas de un nuevo motor rotativo.
- Wilcox, D. C. (2006). *Turbulence Modeling for CFD* (3^a ed.). D C W Industries; 3rd edition (November 1, 2006).
- Wirsansky, E. (2020). *Hands-On Genetic Algorithms with Python: Applying genetic algorithms to solve real-world deep learning AND artificial intelligence problems* (First Edition). Pact Publishing.

Yu Shi, Hai-Wen Ge & Reitz. (2011). *Computational Optimization of Internal Combustion Engines* (1^a ed.). Springer.

8. ANEXO I

A continuación se presentan las tablas con los datos de coeficientes de descarga para el puerto de admisión y escape del motor resultante de la primera optimización.

Caso	Flujo	RPM	θ	Cig.	\dot{m}	l_v	ΔP	C_D	P_0	P_T	Flujo	γ	M_M	C_P	C_V	R_{gas}	A_{ref}	A_{eff}
			[grad]	[$\frac{kg}{seg}$]	[mm]	[Kpa]	[·]	[Kpa]	[Kpa]	Bloq.		[$\frac{g}{mol}$]	[$\frac{kJ}{kmolK}$]	[$\frac{kJ}{kmolK}$]	[$\frac{cm^2}{kmolK}$]	[$\frac{cm^2}{kmolK}$]	[cm^2]	[cm^2]
1	C	7000	10	-122,09	62,95	-7,37	0,5952	125,49	118,12	No	1,32	28,37	1121,43	846,63	293,07	18,51	11,02	
1	C	1000	110	-12,22	81,94	-0,09	0,50306	100,87	100,78	No	1,31	28,37	1164,49	889,7	293,07	24,09	12,12	
1	C	2000	110	-32,97	81,94	-0,57	0,44822	109,38	108,81	No	1,33	28,37	1112,38	837,59	293,07	24,09	10,8	
1	C	7000	110	37,17	81,94	1,57	0,35645	88,75	87,18	No	1,32	28,37	1128,41	853,62	293,07	24,09	8,59	
1	I	2000	0	15,15	38,69	0,78	0,34614	111,46	110,68	No	1,34	28,37	1090,33	815,54	293,07	11,38	3,94	
1	C	7000	120	50,47	81,94	2,62	0,34332	100,99	98,37	No	1,33	28,37	1117,72	842,93	293,07	24,09	8,27	
1	C	7000	130	70,5	81,94	4,95	0,32874	118,12	113,16	No	1,32	28,37	1121,43	846,63	293,07	24,09	7,92	
1	I	2000	120	-22,68	81,94	-0,47	0,31572	111,93	111,46	No	1,34	28,37	1090,33	815,54	293,07	24,09	7,61	
1	I	9000	50	51,48	71,76	4,09	0,30448	111,04	106,95	No	1,33	28,37	1114,72	839,93	293,07	21,1	6,42	
1	C	3000	110	17,75	81,94	0,52	0,29566	98,56	98,04	No	1,31	28,37	1152,37	877,58	293,07	24,09	7,12	
1	C	7000	0	-34,26	38,69	-7,69	0,28521	108,68	100,99	No	1,33	28,37	1117,72	842,93	293,07	11,38	3,24	
1	C	7000	50	34,78	71,76	1,75	0,27575	142,14	140,38	No	1,33	28,37	1117,22	842,43	293,07	21,1	5,82	
1	C	3000	50	19,85	71,76	0,69	0,27394	108,62	107,93	No	1,33	28,37	1102,5	827,71	293,07	21,1	5,78	
1	I	1000	100	4,95	81,94	0,04	0,25877	103,77	103,73	No	1,33	28,37	1111,03	836,24	293,07	24,09	6,23	
1	I	9000	170	-10,36	25,83	-3,69	0,17593	114,73	111,04	No	1,33	28,37	1114,72	839,93	293,07	7,59	1,34	
1	C	3000	170	-8,01	25,83	-2,34	0,16662	110,96	108,62	No	1,33	28,37	1102,5	827,71	293,07	7,59	1,27	
1	C	7000	590	8,6	14,43	18,08	0,15563	88,75	70,67	No	1,32	28,37	1128,41	853,62	293,07	4,24	0,66	
1	C	7000	170	-21,77	25,83	-18,15	0,14922	160,29	142,14	No	1,33	28,37	1117,22	842,43	293,07	7,59	1,13	
1	C	2000	590	10,43	14,43	21,86	0,14808	108,81	86,95	No	1,33	28,37	1112,38	837,59	293,07	4,24	0,63	
1	C	3000	590	-8,71	14,43	-19,74	0,13499	118,29	98,56	No	1,31	28,37	1152,37	877,58	293,07	4,24	0,57	
1	C	10000	590	-4,64	14,43	-6,57	0,12536	107,36	100,78	No	1,31	28,37	1164,49	889,7	293,07	4,24	0,53	

Tabla 8.1. Mapa de C_d del puerto de Admisión

Caso	Flujo	RPM	θ	Cig.	\dot{m}	l_v	ΔP	C_D	P_0	P_T	Flujo	γ	M_M	C_P	C_V	R_{gas}	A_{ref}	A_{eff}
		[grad]	[deg]		[mm]	[Kpa]	[Kpa]		[Kpa]	Bloq.			[$\frac{g}{m \cdot \text{at}} \frac{\text{K}}{\text{kmol}}$]	[$\frac{kJ}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$]	[$\frac{\text{cm}^2}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$]	[cm^2]	[cm^2]	
1	C	9000	440	-145,04	87,76	-10,72	0,57686	160,07	149,35	No	1,26	28,37	1330,46	1055,67	293,07	25,8	14,88	
1	C	9000	560	-83,33	75,75	-5,17	0,55106	154,52	149,35	No	1,26	28,37	1330,46	1055,67	293,07	22,27	12,27	
1	C	7000	560	-99,97	75,75	-11,79	0,48497	118,29	106,49	No	1,27	28,37	1307,9	1033,1	293,07	22,27	10,8	
1	C	4000	540	-76,15	76,37	-5,71	0,46505	156,47	150,76	No	1,26	28,37	1328,74	1053,94	293,07	22,45	10,44	
1	C	8000	540	-145,11	76,37	-17,09	0,46308	249,29	232,2	No	1,28	28,37	1250,09	975,3	293,07	22,45	10,4	
1	C	7000	530	-145,67	96,64	-18,26	0,45062	166,99	148,74	No	1,29	28,37	1224,49	949,7	293,07	28,41	12,8	
1	C	7000	440	-176,13	87,76	-33,42	0,44552	139,91	106,49	No	1,27	28,37	1307,9	1033,1	293,07	25,8	11,5	
1	C	2000	530	-74,49	96,64	-3,64	0,44496	168,44	164,79	No	1,26	28,37	1328,82	1054,03	293,07	28,41	12,64	
1	C	4000	530	-91,54	96,64	-6,68	0,43957	154,23	147,54	No	1,26	28,37	1316,84	1042,05	293,07	28,41	12,49	
1	C	3000	500	-19,84	123,6	-0,21	0,43741	89,41	89,2	No	1,28	28,37	1252,45	977,66	293,07	36,34	15,89	
1	C	8000	530	-91	96,64	-6,68	0,43698	154,23	147,54	No	1,26	28,37	1316,84	1042,05	293,07	28,41	12,42	
1	C	1000	500	-12,91	123,6	-0,07	0,43572	93,55	93,48	No	1,29	28,37	1212,19	937,4	293,07	36,34	15,83	
1	C	7000	500	-85,34	123,6	-3,27	0,41425	159,66	156,39	No	1,26	28,37	1327,18	1052,39	293,07	36,34	15,05	
1	C	7000	525	-101,43	106,77	-9,61	0,41325	144,92	135,31	No	1,3	28,37	1192,21	917,42	293,07	31,39	12,97	
1	C	9000	525	-54,46	106,77	-3,23	0,41192	119,08	115,85	No	1,3	28,37	1194,18	919,39	293,07	31,39	12,93	
1	C	2000	525	-70,28	106,77	-3,3	0,40892	174,81	171,51	No	1,27	28,37	1303,11	1028,31	293,07	31,39	12,84	
1	C	2000	550	-8,38	71,76	-0,13	0,35827	123,78	123,65	No	1,27	28,37	1290,7	1015,91	293,07	21,1	7,56	
1	C	2000	430	2,49	67,5	0,01	0,35305	123,65	123,64	No	1,27	28,37	1290,7	1015,91	293,07	19,84	7,01	
1	C	4000	420	-79,67	47,23	-49,34	0,27448	200,1	150,76	No	1,26	28,37	1328,74	1053,94	293,07	13,89	3,81	
1	C	8000	420	-117,42	47,23	-109,35	0,24676	341,55	232,2	No	1,28	28,37	1250,09	975,3	293,07	13,89	3,43	
1	C	1000	525	51,16	106,77	5,72	0,22448	141,34	135,61	No	1,26	28,37	1312,7	1037,91	293,07	31,39	7,06	
1	C	8000	500	2,39	123,6	0,02	0,20251	74,72	74,7	No	1,27	28,37	1274,81	1000,02	293,07	36,34	7,36	
1	C	8000	410	-65,86	26,96	-237,72	0,197	385,27	147,54	Sí	1,26	28,37	1316,84	1042,05	293,07	7,93	1,56	
1	C	2000	410	-47,62	26,96	-11,7	0,19007	281,79	164,79	No	1,26	28,37	1328,82	1054,03	293,07	7,93	1,51	
1	C	4000	410	-54,02	26,96	-237,72	0,16158	385,27	147,54	Sí	1,26	28,37	1316,84	1042,05	293,07	7,93	1,28	
1	C	7000	410	-85,11	26,96	-496,51	0,16044	645,25	148,74	Sí	1,29	28,37	1224,49	949,7	293,07	7,93	1,27	
1	C	2000	405	-29,39	16,83	-263,8	0,12654	435,31	171,51	Sí	1,27	28,37	1303,11	1028,31	293,07	4,95	0,63	
1	C	1000	405	-16,36	16,83	-100,33	0,11239	241,67	141,34	No	1,26	28,37	1312,7	1037,91	293,07	4,95	0,56	
1	C	9000	405	-31,33	16,83	-513,57	0,09782	629,42	115,85	Sí	1,3	28,37	1194,18	919,39	293,07	4,95	0,48	
1	C	7000	405	-38,62	16,83	-652,9	0,09631	788,21	135,31	Sí	1,3	28,37	1192,21	917,42	293,07	4,95	0,48	

Tabla 8.2. Mapa de C_D del puerto de escape