



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



TRABAJO FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Aeroespacial

**Estudio CFD del proceso de inyección diésel
combinando el flujo en el interior de las toberas en
condiciones de cavitación con el chorro en el interior
de la cámara de combustión**

Autor: Juan José García Sanz

Director: Pedro Martí Gómez-Aldaraví

Tutor: Mary Alarcón Herrera

13 de julio de 2017

EDITORIAL
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

*A mis padres
y a mi hermano*

Cuando empecé este proyecto en verano de 2016 no sabía en qué me embarcaba ni la cantidad de personas que me iban a ayudar en el transcurso de este. Ahora, un año después, me gustaría aprovechar estas líneas para agradecerles a todas esas personas el apoyo y confianza que han depositado en mí. Sin vosotros no hubiera llegado tan lejos.

En primer lugar, me gustaría darle las gracias a mis padres, la educación que me habéis dado y vuestro apoyo incondicional han hecho que hoy sea la persona que soy. Os quiero.

En segundo lugar me gustaría darle las gracias a Pedro Martí, mi director del proyecto, por su ejemplaridad, no solo como director, sino también como docente así como por su dedicación y por el excelente trato recibido.

También agradecer a Mary, por guiarme a lo largo del proyecto y ayudarme a superar los problemas que supone enfrentarse por primera vez al código libre.

Gracias también a toda esa gente que ha hecho que mi paso por el CMT sea más agradable, sobre todo a Javi, mi compañero de mesa, has hecho que el tiempo en el despacho sea más ameno.

A mis amigos de la Universidad, porque cuatro años juntos hacen que al final se os coja cariño. En especial a mi comando de murcianos, Fran, José, Juan y Mosi, habéis hecho que ir a clase sea agradable, pijo.

Sin embargo, no todo es trabajo y existe la vida más allá de las cuatro paredes del despacho. Gracias Ángela por ayudarme a desconectar del trabajo y de los problemas. Sé que muchas veces soy difícil de entender pero aún así me escuchas y me apoyas. Gracias por estar ahí siempre.

Gracias a mis amigos Cubas y Jorge por compartir vuestro tiempo fuera de la Universidad conmigo y estar disponibles siempre para escuchar mis desdichas o para ir a tomar una cerveza. Se agradece contar con gente así.

En definitiva, muchas gracias a todos por aportar vuestro granito de arena a este proyecto. También agradecer a aquellos que no he nombrado. Esto no significa que no hayáis sido relevantes para mí, simplemente que si os nombro a todos acabaría con todo el papel del Amazonas. También me habéis ayudado y por eso os lo agradezco.

Resumen

Las emisiones de gases de los coches cuentan cada día con mayor número de restricciones debido a la contribución del NO_x al cambio climático. Es por ello que los motores deben ser cada vez más eficientes. Para conseguir que los coches expulsen menos gases al exterior, la combustión debe ser completa. Para una combustión eficiente es muy importante el papel del proceso de inyección. Este hecho, junto al coste económico que suponen los experimentos de inyección, han provocado que la tendencia actual esté orientada hacia simular los procesos de inyección mediante herramientas CFD.

Teniendo en cuenta lo anterior, este trabajo está basado en la simulación del flujo en toberas de inyección, haciendo uso del *software* OpenFOAM. Se van a simular dos toberas de inyección del grupo *Engine Combustion Network* (ECN) denominadas *Spray C* y *Spray D*, siendo la primera cavitante. Las simulaciones se van a realizar con dos *solvers* diferentes: el primero es una aplicación de OpenFOAM llamada *cavitatingFoam* que utiliza un modelo de equilibrio homogéneo (HEM) para la cavitación y el segundo es un *solver* nuevo denominado *cavSigmaY*, con un modelo de relajación homogéneo (HRM) para la cavitación.

Sin embargo, antes de analizar en profundidad las dos toberas de inyección, el nuevo *solver* se ha puesto a punto y validado con resultados experimentales en un orificio calibrado, similar a un tubo de Venturi. Las mallas del orificio calibrado se han realizado con MATLAB[®] con dos conductos diferentes, uno denominado *throttle J* con sección uniforme y otro denominado *throttle U* con sección convergente. Los resultados obtenidos para el nuevo *solver* son similares a los obtenidos por *cavitatingFoam* y predicen con bastante exactitud el gasto másico, la velocidad efectiva y la apariencia de la cavitación. Además, la validación del código ha servido para observar otros fenómenos como el estancamiento del gasto másico.

Tras la validación del código, se ha usado el *solver* *cavSigmaY* para el estudio de las toberas *Spray C* y *Spray D* bajo diferentes condiciones de presión de inyección y presión de descarga. Los resultados de los coeficientes de descarga, área y velocidad muestran una mejora sustancial de las predicciones respecto de *cavitatingFoam*, debido, en parte, a que se trata de un modelo HRM en lugar de HEM como lo es *cavitatingFoam*. Además, las predicciones del gasto másico y el flujo de cantidad de movimiento, ante una entrada del tipo rampa de la velocidad, también son mejores en el caso del nuevo *solver*, reduciendo el error con los datos experimentales de un 12 % a un 2 %.

Por otro lado también se ha observado el fenómeno de cavitación en la tobera *Spray C*, que disminuye significativamente el coeficiente de descarga respecto a la tobera *Spray D*, no cavitante. Se observa que para la tobera cavitante, el fenómeno de la cavitación aparece independientemente de las condiciones de inyección, lo que quiere decir que está influenciada por la geometría. Ambas toberas deben proporcionar el mismo gasto másico y flujo de cantidad de movimiento, teóricamente, pero se ha hecho evidente un mal diseño de ellas, ya que estos parámetros son diferentes.

Juan José García Sanz
juaga10j@etsid.upv.es

Resum

Les emissions de gassos dels cotxes compten cada dia amb un major nombre de restriccions degut a la contribució del NO_x al canvi climàtic. És per això que els motors han de ser cada vegada més eficients. Per a aconseguir que els cotxes expulsin menys gassos a l'exterior, la combustió ha de ser completa. Per a una combustió eficient és molt important el paper del procés d'injecció. Aquest fet, junt al cost econòmic que suposen els experiments d'injecció, han provocat que la tendència actual estiga orientada cap a simular els processos d'injecció mitjançant ferramentes de mecànica de fluids computacional (CFD).

Tenint en compte l'anterior, aquest treball està basat en la simulació del flux en toveres d'injecció, fent ús del *software* OpenFOAM. Es van a simular dues toveres d'injecció del grup *Engine Combustion Network* (ECN) denominades *Spray C* y *Spray D*, sent la primera cavitant. Les simulacions es van a realitzar amb dos *solvers* diferents: el primer és una aplicació d'OpenFOAM denominada *cavitatingFoam* la qual utilitza un model d'equilibri homogeni (HEM) per a la cavitació i el segon es un *solver* nou denominat *cavSigmaY*, amb un model de relaxació homogeni (HRM) per a la cavitació.

No obstant, abans d'analitzar en profunditat les dues toveres, el nou *solver* s'ha posat a punt i validat amb resultats experimentals en un orifici calibrat, similar a un tub de Venturi. Les malles de l'orifici calibrat s'han realitzat amb MATLAB[®] amb dos conductes diferents, el primer denominat *throttle J* amb una secció uniforme i el segon denominat *throttle U* amb una secció convergent. Els resultats obtinguts per al nou *solver* són similars als obtinguts per *cavitatingFoam* i prediuen amb prou exactitud el flux màssic, la velocitat efectiva i l'aparència de la cavitació. A més, la validació del codi ha servit per a observar altres fenòmens com l'estancament del flux màssic.

Després de la validació del codi, s'ha emprat el *solver* *cavSigmaY* per a l'estudi de les toveres *Spray C* i *Spray D* sota diferents condicions de pressió d'injecció i pressió de descàrrega. Els resultats dels coeficients de descàrrega, àrea i velocitat mostren una millora substancial de les prediccions respecte de *cavitatingFoam*, degut, en part, a que es tracta d'un model HRM en compte d'un model HEM, com és *cavitatingFoam*. A més, les prediccions del flux màssic i el flux de quantitat de moviment, davant d'una entrada del tipus rampa de velocitat, també són millors en el cas del nou *solver*, reduint l'errada amb dades experimentals d'un 12% fins a un 2%.

D'altra banda també s'ha observat el fenomen de la cavitació en la tovera *Spray C*, on disminueix significativament el coeficient de descàrrega respecte a la tovera *Spray D*, no cavitant. Es veu que per a la tovera cavitant, el fenomen de la cavitació apareix independentment de les condicions d'injecció, fer que vol dir que està influenciada per la geometria. Ambdues toveres deuen proporcionar el mateix flux màssic i flux de quantitat de moviment, teòricament, però s'ha fet evident un mal disseny d'aquestes, degut a que aquest paràmetres són diferents.

Abstract

Car's gases emissions count every day with greater number of restrictions due to the contribution of NO_x to climate change. That is why engines need to be more and more efficient. In order to get cars to expel less gases, combustion must be complete. The role of the injection process is very important for an efficient combustion. This fact, together with the economic cost of the injection experiments, have caused that the current trend is oriented to simulate the injection processes using computational fluid dynamics (CFD) tools.

Taking it into consideration, this work is based on the simulation of the injection nozzle flow, using the OpenFOAM software. Two injection nozzles of the Engine Network Combustion (ECN) group, called Spray C and Spray D, are going to be simulated, where the first nozzle is cavitating. Simulations are going to be performed with two different solvers: the first is an OpenFOAM application called `cavitatingFoam`, which uses an homogeneous equilibrium model (HEM) for cavitation whereas the second one called `cavSigmaY`, is a new solver which uses an homogeneous relaxation model (HRM) for cavitation.

However, before thoroughly analyzing the two injection nozzles, the new solver has been tuned up and validated with experimental results in a calibrated orifice, similar to a Venturi tube. The calibrated orifice meshes were made with MATLAB[®] with two different conduits, one called throttle J with uniform section and another called throttle U with converging section. The results obtained by the new solver are similar to those obtained by `cavitatingFoam` and accurately predict the mass flow, the effective velocity and the cavitation appearance. In addition, the validation of the code has served to observe other phenomena such as the stagnation of mass flow.

After validating the code, the solver `cavSigmaY` has been used for the study of Spray C and Spray D nozzles under different injection pressure and discharge pressure conditions. The results of the discharge, surface and velocity coefficients show a substantial improvement of the predictions regarding to `cavitatingFoam`, due, in part, to the fact that it is an HRM model instead of HEM, such as `cavitatingFoam`. Moreover, mass flow and momentum predictions, faced with a velocity ramp input, are also better in the case of `cavSigmaY`, reducing the error with the experimental data from 12% to 2%.

On the other hand, the cavitation phenomenon has also been observed in the Spray C, which significantly decreases the discharge coefficient in relation to the non-cavitating nozzle Spray D. It is observed that for the cavitating nozzle, the phenomenon of cavitation appears independently of the injection conditions, which means that it is influenced by the geometry. Both nozzles should produce the same mass flow and momentum, theoretically, but a poor design of the sprays has become evident, since these parameters are different.

Índice general

Resumen	V
Índice general	XI
Índice de figuras	XV
Índice de tablas	XVII
Nomenclatura	XIX
I MEMORIA	1
1 Introducción	3
1.1 Contexto general	3
1.2 Motivación	4
1.3 Justificación	4
1.4 Objetivos	4
1.5 Estructura del trabajo	5
2 Marco teórico de los MCIA	7
2.1 Introducción	7
2.2 Clasificación de los MCIA	8
2.2.1 Según el encendido de la mezcla	8
2.2.2 Según la forma en que realiza el ciclo de trabajo	11
2.2.3 Según el tipo de refrigeración	15
2.2.4 Según el número y disposición de los cilindros	16
2.3 Diferencias fundamentales entre MEC y MEP	17
2.3.1 Encendido de la mezcla	17
2.3.2 Formación de la mezcla	17
2.3.3 Regulación de la carga y dosado	18
2.3.4 Potencia y rendimiento	18
3 Formación de la mezcla en MEC. Inyección de combustible	19
3.1 Introducción	19
3.2 Sistemas de inyección directa	20
3.2.1 El sistema <i>common-rail</i>	21
3.2.2 Funcionamiento del inyector	21
3.3 Flujo interno en toberas de inyección diésel	24
3.3.1 Tasa de inyección	24
3.3.2 Flujo de cantidad de movimiento	25
3.3.3 Parámetros característicos del flujo interno	26
3.4 Descripción general del chorro	27
3.4.1 El proceso de atomización del chorro	28
3.4.2 Penetración	29

3.4.3	Águlo de apertura del chorro	29
3.5	El fenómeno de cavitación	29
4	Software computacional. OpenFOAM	33
4.1	Introducción a la dinámica de fluidos computacional	33
4.1.1	Ecuaciones en forma diferencial	35
4.1.2	Ecuaciones en forma integral	37
4.1.3	Discretización de las ecuaciones	39
4.1.4	Resolución del sistema de ecuaciones	41
4.1.5	Modelos de Turbulencia	42
4.2	Introducción a OpenFOAM	45
4.2.1	Estructura de OpenFOAM	45
4.2.2	<i>Solvers</i> utilizados en OpenFOAM	46
5	Validación del código	51
5.1	Introducción	51
5.2	Geometría y condiciones de contorno	52
5.3	Estudio de independencia de malla	54
5.3.1	<i>Throttle J</i>	54
5.3.2	<i>Throttle U</i>	57
5.4	Estudio de los resultados	58
5.4.1	<i>Throttle J</i>	58
5.4.2	<i>Throttle U</i>	60
6	Toberas de inyección	63
6.1	Introducción	63
6.2	Configuración del caso	64
6.2.1	Condiciones de contorno	65
6.3	Independencia de malla	68
6.3.1	<i>Spray D</i>	68
6.3.2	<i>Spray C</i>	69
6.4	Resultados de la tobera <i>Spray D</i>	71
6.5	Resultados de la tobera <i>Spray C</i>	76
6.6	Comparación entre toberas	80
7	Conclusiones	85
7.1	Conclusiones	85
7.2	Trabajos futuros	87
II	PRESUPUESTO	89
1	Introducción	91
2	Costes unitarios	93
2.1	Coste de material y <i>software</i>	93
2.2	Coste de oficina	95
2.3	Coste de personal cualificado	95
3	Presupuesto final	97
III	PLIEGO DE CONDICIONES	99
1	Condiciones generales	101

2	Condiciones de especificaciones técnicas	109
2.1	Especificaciones de materiales y equipos	109
2.1.1	Hardware	109
2.1.2	Software	110
2.1.3	Conexión a Internet	110
2.1.4	Conocimientos previos	110
2.1.5	Conocimientos informáticos	111
2.1.6	Material adicional	111
2.1.7	Supervisión	111
2.2	Condiciones de calidad	111
2.3	Condiciones de garantía y mantenimiento	112
2.4	Reclamaciones	112
2.5	Condiciones legales y contractuales	112
2.6	Revisión de los precios	112
2.7	Fianza	113
2.8	Aceptación	113
	Bibliografía	115

Índice de figuras

2.1	Esquema de clasificación de las máquinas térmicas.	8
2.2	Diagrama $p - V$ de un ciclo Otto.	9
2.3	Diagrama $p - V$ de un ciclo Diesel.	10
2.4	Diagrama $p - V$ de un ciclo Sabathé.	11
2.5	Fases de un motor de 4 tiempos.	12
2.6	Diagrama de la distribución de un motor de 4T.	13
2.7	Fases de un motor de 2 tiempos.	14
2.8	Diagrama de la distribución de un motor de 2T.	15
2.9	Esquema de las distintas disposiciones de los cilindros del motor.	17
3.1	Esquema de un sistema de inyección <i>common-rail</i>	22
3.2	Esquema de un inyector piezoeléctrico de un sistema <i>common-rail</i>	23
3.3	Principio de medida del flujo de cantidad de movimiento.	25
3.4	Representación del flujo a la salida de una tobera.	26
3.5	Esquema de las distintas fases de atomización.	28
3.6	Evolución de la longitud de rotura en función de la velocidad del chorro.	28
3.7	Fenómeno de cavitación y sus consecuencias sobre hélice de barco.	30
3.8	Esquema del fenómeno de cavitación en tobera axisimétrica.	30
4.1	Comparación gráfica de las descripciones euleriana y lagrangiana del flujo.	34
4.2	Esquema de la estructura de OpenFOAM.	45
4.3	Esquema de la configuración de un caso de OpenFOAM.	46
5.1	Comparación gráfica de las descripciones euleriana y lagrangiana del flujo.	52
5.2	Esquema de la geometría de <i>throttle J</i> con las dimensiones y las partes de la malla.	52
5.3	División en bloques de la malla de <i>throttle J</i>	55
5.4	Evolución del gasto másico con el número de celdas para <i>throttle J</i>	56
5.5	Perfiles de presión sobre el eje para <i>throttle J</i>	56
5.6	Evolución del gasto másico con el número de celdas para <i>throttle U</i>	57
5.7	Perfiles de presión sobre el eje para <i>throttle U</i>	58
5.8	Comparación de simulaciones con datos experimentales para el gasto másico frente a la diferencia de presión entre la entrada y la salida para <i>throttle J</i>	59
5.9	Perfiles de velocidad en la sección v_1 para diferentes saltos de presión en <i>throttle J</i>	59
5.10	Comparación de simulaciones con datos experimentales para el gasto másico frente a la diferencia de presión entre la entrada y la salida para <i>throttle U</i>	60
5.11	Perfiles de velocidad en la sección v_1 para diferentes saltos de presión en <i>throttle U</i>	61
5.12	Contornos de presión a la entrada del orificio de <i>throttle U</i> para una presión de inyección de 100 bar y una contrapresión de 31 bar.	62
5.13	Contornos de cavitación a la entrada del orificio de <i>throttle U</i> para una presión de inyección de 100 bar y una contrapresión de 31 bar.	62
6.1	Esquema de los parches de <i>Spray D</i>	64
6.2	Esquema de la inicialización de variables en <i>Spray D</i>	65
6.3	Contornos a la salida de la tobera para <i>Spray D</i>	69

6.4	División en bloques de la malla de <i>Spray D</i>	70
6.5	Contornos a la salida de la tobera para <i>Spray C</i>	71
6.6	Evolución de variables con la presión de inyección para <i>Spray D</i>	73
6.7	Evolución del gasto másico y cantidad de movimiento para <i>Spray D</i> ante una entrada rampa de velocidad.	74
6.8	Perfil de velocidad a la salida de la tobera de <i>Spray D</i>	75
6.9	Perfil de presión en la dirección axial para <i>Spray D</i>	75
6.10	Contorno de densidad a la salida de la tobera de <i>Spray D</i> para una presión de inyección de 500 bar y contrapresión de 20 bar.	76
6.11	Contornos de cavitación para <i>Spray C</i>	77
6.12	Contornos de densidad para <i>Spray C</i>	78
6.13	Contornos de velocidad y cavitación de <i>Spray C</i> obtenidos con <i>cavitatingFoam</i>	78
6.14	Contornos de velocidad y cavitación de <i>Spray C</i> obtenidos con <i>cavSigmaY</i>	79
6.15	Contornos de velocidad a la salida de la tobera de <i>Spray C</i> para distintas presiones de inyección.	79
6.16	Contornos de presión a la salida de la tobera de <i>Spray C</i> para distintas presiones de inyección.	80
6.17	Comparación del gasto másico, cantidad de movimiento y coeficientes de inyección con el salto de presión para toberas <i>Spray D</i> y <i>Spray C</i>	81
6.18	Contornos de velocidad en la dirección axial para ambas toberas.	82
6.19	Contorno de velocidad a la salida del orificio para ambas toberas.	82
6.20	Contornos de presión en la dirección axial para ambas toberas.	83
6.21	Contornos de presión sobre el eje de simetría para ambas toberas.	83
6.22	Contornos de densidad en la dirección axial para ambas toberas.	84

Índice de tablas

2.1	Cotas de reglaje en la distribución para motores actuales.	14
4.1	Valores de los parámetros de la ecuación de conservación general en forma diferencial para cada ecuación.	36
4.2	Valores de los parámetros de la ecuación de conservación general en forma integral para cada ecuación.	38
5.1	Condiciones de contorno para las geometrías de <i>throttle</i> en <i>cavitatingFoam</i>	53
5.2	Condiciones de contorno para las geometrías de <i>throttle</i> en el modelo de atomización euleriana.	53
5.3	Propiedades del diésel.	54
5.4	Valores de estudio de las mallas en la sección transversal del conducto v_1 para <i>throttle J</i>	54
5.5	Valores de estudio de las mallas en la sección transversal del conducto v_1 para <i>throttle U</i>	57
6.1	Propiedades de equilibrio del dodecano.	64
6.2	Condiciones de inicialización para las toberas.	65
6.3	Condiciones de contorno para <i>Spray D</i> en <i>cavitatingFoam</i>	66
6.4	Condiciones de contorno para <i>Spray D</i> en <i>cavSigmaY</i>	67
6.5	Resultados computacionales del <i>Spray D</i> para diferentes tamaños de malla.	68
6.6	Resultados computacionales del <i>Spray C</i> para diferentes tamaños de malla.	69
6.7	Parámetros de inyección de <i>Spray D</i> para diferentes presiones de inyección. Resultados experimentales, computacionales y error.	72
6.8	Parámetros de inyección de <i>Spray C</i> para diferentes presiones de inyección. Resultados experimentales, computacionales y error.	76
3.1	Presupuesto total detallado	97

Nomenclatura

Acrónimos

AMG	Algebraic multigrid methods
CFD	Computational Fluid Dynamics (Mecánica de fluidos computacional)
DI	Inyección directa
DNS	Direct Numerical Simulation
ECU	Electronic Control Unit
HEM	Homogeneous Equilibrium Model
HRM	Homogeneous Relaxation Model
IDI	Inyección indirecta
LES	Large Eddy Simulation
LSQ	Least squares (mínimos cuadrados)
MCIA	Motores de Combustión Interna Alternativos
MEC	Motor de encendido por compresión
MEP	Motor de encendido provocado
PIMPLE	Pressure Implicit Method for Pressure-Linked Equations
PISO	Pressure Implicit with Splitting Operators
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations

Símbolos griegos

α	Fracción de vacío de vapor
α_0	Constante de producción del término $\bar{\Sigma}$ debido al estiramiento medio del flujo
α_1	Constante de producción del término $\bar{\Sigma}$ debido a la turbulencia
α_2	Constante de producción del término $\bar{\Sigma}$ debido a energía cinética turbulenta
ε	Tasa de disipación turbulenta

γ	Fracción másica de vapor de la mezcla del fluido
μ	Viscosidad dinámica
$\bar{\rho}$	Densidad promedio volumétrica
ρ	Densidad del fluido
ρ_f	Densidad del combustible
ρ_g	Densidad del gas
ρ_l	Densidad del líquido
Σ	Densidad superficial de superficie interfaz media
σ	Tensor de esfuerzos viscosos (parte viscosa de τ)
τ	Tensor de tensiones que incluye fuerzas viscosas y de presión
τ_{ev}	Tiempo de relajación
θ	Escala de tiempo

Símbolos latinos

a	Tasa de producción superficial
a_s	Velocidad del sonido
A_0	Área geométrica del orificio
A	Tasa de producción superficial
A_a	Coste de amortización
A_{ef}	Área efectiva debida a la contracción en la garganta del orificio
C_a	Coefficiente de área
C_c	Coefficiente de contracción de área en la garganta del orificio
C_d	Coefficiente de descarga
C_v	Coefficiente de velocidad
D	Coefficiente de difusión molecular, μ/Sc
D_Σ	Coefficiente de difusión tomado usualmente como viscosidad turbulenta
\vec{f}_m	Vector de fuerzas másicas (f_x, f_y, f_z)
h	Entalpía
h_a	Horas trabajadas al año
$h_{l,sat}$	Entalpía del líquido saturado
$h_{v,sat}$	Entalpía del vapor saturado
K	Número de cavitación
k	Energía cinética turbulenta
\dot{m}_f	Caudal másico de combustible

n	Periodo de amortización en años
NO_x	Óxido de nitrógeno
p	Presión global
p_b	Presión en la descarga
p_i	Presión de inyección
p_{vap}	Presión de vapor
p_{crit}	Presión crítica del fluido
\vec{q}	Calor transmitido por conducción
Q	Calor transmitido por radiación
r	Radio de entrada de la tobera
r_{eq}	Radio de gotitas del equilibrio
R_c	Valor residual al cabo del periodo de amortización
Sc	Número de Schmidt
t_h	Tasa horaria
\tilde{u}	Velocidad promedio
\vec{u}	Velocidad del fluido en un punto (u_x, u_y, u_z)
u'	Velocidad de fluctuación
u_c	Velocidad en la garganta del orificio
u_{teo}	Velocidad teórica obtenida por Bernoulli
V_s	Coefficiente de destrucción de la interfaz de coalescencia
V_c	Valor de compra
x	Título de vapor
\bar{x}	Valor de equilibrio del título de vapor
Y	Fracción del líquido
Y_m	Fracción másica de cada especie
\tilde{Y}_v	Fracción másica local de combustible
$Y_{v,sat}$	Fracción másica del combustible bajo condiciones de saturación adiabática
Z	Fracción de la mezcla

Parte I

MEMORIA

Capítulo 1

Introducción

1.1 Contexto general

El campo de la industria automovilística está en continuo desarrollo consiguiendo motores cada vez más eficientes, fiables y adaptables. Este desarrollo de los motores se debe, por un lado, al gran mercado competitivo y, por otro lado, a las cada vez mayores restricciones en cuanto a las emisiones de gases ya que se ha demostrado que el NO_x expulsado por los coches es cancerígeno [13].

El desempeño de los motores Diesel está fuertemente influenciado por el proceso de inyección, ya que de él depende la eficiencia de la combustión y cuanto más eficiente sea el proceso de combustión, menor es el número de gases expulsados al exterior. El objetivo del sistema de inyección es conseguir una mezcla de combustible óptima para que la combustión sea completa. Para mejorar la atomización del chorro y el proceso de mezcla, la tendencia actual es aumentar la presión de inyección, alcanzando en la actualidad una presión de entrada de 300 MPa [19]. Sin embargo, al aumentar la presión de inyección se favorece la aparición del fenómeno de cavitación.

La aparición de la cavitación durante la inyección provoca un aumento del ángulo de apertura del chorro mejorando el proceso de mezcla. Además, las burbujas de vapor que se forman debido a la cavitación aumentan la velocidad máxima del fluido causada por la disminución del rozamiento con la pared y a la disminución del diámetro efectivo. Sin embargo, la cavitación también provoca erosión y deterioro de los equipos de modo que no siempre es positiva su aparición.

Por lo tanto, se hace imprescindible el estudio de la cavitación durante el proceso de inyección. Sin embargo, el estudio experimental de la cavitación en toberas de inyección es un proceso difícil debido a las reducidas dimensiones de los orificios y las elevadas velocidades del combustible. En este punto es donde entra en juego la mecánica de fluidos computacional (CFD) para el estudio del proceso de inyección que resulta ser el tema principal de este trabajo.

1.2 Motivación

El cálculo CFD es un campo prioritario en la ingeniería y en la investigación debido a la facilidad que tiene de ofrecer resultados coherentes con la realidad con un coste en tiempo y materiales menor al coste de los estudios experimentales. Este trabajo supone una opción para profundizar en el uso de herramientas CFD y conseguir cierto nivel usuario en la mecánica de fluidos computacional, presente en la industria aeronáutica y de automoción. Además, OpenFOAM es un programa de código abierto de modo que no hace falta invertir en las licencias, que son gratuitas.

Por otro lado, trabajar en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos (DMMT) supone una primera aproximación a la industria y al mundo laboral ya que mantienen relación con empresa, algunas de prestigio internacional como son General Motors, BMW o Jaguar Land Rover.

Otra de las colaboraciones internacionales del DMMT es el Engine Combustion Network (ECN) donde investigadores de todo el mundo ponen en común sus estudios experimentales y computacionales. En este estudio se van a utilizar dos de sus toberas en los estudios, denominadas *Spray C* y *Spray D*.

1.3 Justificación

Debido a la incapacidad de reproducir con exactitud condiciones extremas de trabajo de un sistema en los experimentos, se emplean técnicas CFD para simular el comportamiento del flujo. Otras veces es complicado extraer resultados de los experimentos debido a las limitaciones de los sensores, si bien debido al tamaño o bien debido a la velocidad de captación de datos, por lo que en estos casos también se decanta por las herramientas de CFD, que permiten reproducir fielmente las condiciones y captar datos en cualquier punto del dominio.

En cuanto al tema de estudio de este trabajo, el fenómeno de la cavitación en las toberas de inyección, es un tema difícil de simular ya que la física que envuelve el proceso aún no se comprende de manera completa. Además, la cavitación es un fenómeno de naturaleza turbulenta, que es otro fenómeno difícil de modelar. Por lo tanto, los estudios de los últimos años están dirigidos en comprender en mayor medida la cavitación, como los estudios de Payri et al. [28], Kärrholm et al. [14] o Martí et al. [18].

1.4 Objetivos

Por todo lo explicado anteriormente, los objetivos que se pretenden conseguir en el desarrollo de este trabajo son los siguientes:

- Profundizar en el uso de herramientas de CFD, en especial en la simulación de flujos de inyección.
- Aprender sobre el fenómeno de cavitación y observar cómo afecta su comportamiento en el proceso de inyección.
- Desarrollar y programar subrutinas en un software matemático (MATLAB) para el post-proceso de datos.

- Validar un nuevo *solver* multifase de cavitación y compararlo con resultados de otro *solver* a la par de con resultados experimentales.

1.5 Estructura del trabajo

El trabajo está dividido en tres partes. memoria, presupuesto y pliego de condiciones.

- **Memoria:** esta parte está destinada al desarrollo del trabajo, incluyendo el marco teórico, los resultados y las conclusiones. Está compuesta por 7 capítulos:
 - En el primer capítulo se introduce el tema a tratar a lo largo del trabajo así como la motivación de realizar el trabajo, la justificación dentro de su campo y los objetivos a conseguir.
 - En el segundo capítulo se realiza un desarrollo teórico sobre los motores de combustión interna alternativos para contextualizar el trabajo.
 - En el tercer capítulo se profundiza sobre el tema de inyección en los motores Diesel, presentando cómo se comporta el flujo dentro y fuera de la tobera de inyección y dando a conocer algunos parámetros de estudio que servirán en los capítulos de obtención de resultados.
 - En el cuarto capítulo se presentan las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos para pasar a explicar, a grandes rasgos, como funcionan los programas de dinámica de fluidos computacional y cómo discretizan las ecuaciones de la dinámica de fluidos. Además, se presentará el *software* de CFD a utilizar, en este caso OpenFOAM y los dos *solvers* a utilizar a lo largo del trabajo: *cavitatingFoam* y *cavSigmaY*.
 - En el quinto capítulo se procede a la validación del nuevo *solver*, *cavSigmaY*, comparándolo con *cavitatingFoam* y con resultados experimentales a través de toberas calibradas.
 - En el sexto capítulo se estudian varias toberas de inyección, una primera no cavitante denominada *Spray D* y otra cavitante cuyo nombre es *Spray C*. En primer lugar se configura el caso para pasar a obtener la independencia de malla. A continuación se realiza el estudio con los *solvers* mencionados anteriormente y finalmente se extraen ciertos parámetros para comparar con resultados experimentales y para comparar ambas toberas entre sí.
 - En el séptimo capítulo se presentan las conclusiones del trabajo a partir de los resultados extraídos y se comentan los posibles trabajos futuros.
- **Presupuesto:** en esta parte se hace un estudio de los costes del trabajo realizado teniendo en cuenta pérdidas de valor de los equipos debido al uso, coste de las licencias y alquileres en la zona de Valencia.
- **Pliego de condiciones:** esta es la última parte del trabajo e incluye las condiciones generales y específicas que se deben cumplir en el lugar de trabajo y bajo las cuales se ha realizado.

Marco teórico de los MCIA

Los motores de combustión interna alternativos llevan en funcionamiento más de un siglo, considerando su inicio el año 1876 con la patente Gasmotor del ingeniero alemán Nicolaus Otto. Por lo tanto, este capítulo está centrado en los MCIA, iniciando con una pequeña reseña histórica para poner en situación al lector. A continuación se van a ofrecer distintas formas de clasificar los motores de combustión interna alternativos según su funcionalidad, siendo la más destacable la separación en motor de encendido provocado y motor de encendido por compresión. Esta diferenciación hace que aparezcan otras secundarias en cuanto a la regulación de la carga o los rendimientos, por lo que también se ofrecerá una exhaustiva comparación entre los MEP y MEC.

2.1 Introducción

Un motor de combustión interna alternativo es aquel que proporciona energía mecánica a partir de energía térmica proveniente del fluido compresible que la atraviesa mediante un proceso de combustión o de reacción nuclear. Esta energía mecánica generada se transmite a partir del desplazamiento lineal del pistón. Es por ello que se denominan motores de movimiento alternativo. [7]

Sin embargo, los MCIA no siempre han sido tal y como se conocen hoy en día, sino que han ido evolucionando en el tiempo, siendo su predecesor la máquina de vapor que fue desarrollada en el siglo XVIII durante la primera revolución industrial.

La máquina de vapor es capaz de producir energía mecánica a partir de energía hidráulica y eólica. Una de las características que comparte con los MCIA es que ambas son máquinas de desplazamiento positivo, es decir, el fluido trabaja dentro de un volumen cerrado con paredes móviles, que permiten modificar dicho volumen del fluido de trabajo, de modo que el fluido puede expandirse o comprimirse.

En 1824, Nicolás Carnot publicó su única obra "*Reflexiones sobre la potencia motriz del fuego y sobre las máquinas adecuadas para desarrollar esa potencia*", en la que intentaba entender el funcionamiento de las máquinas de vapor y en la que sentó las bases de la termodinámica. [4]

La aportación más interesante de su obra fue el denominado ciclo de Carnot, que es un proceso termodinámico cíclico reversible que consta de dos transformaciones isotérmicas y dos

adiabáticas. El orden de dicho ciclo es el siguiente: compresión isoterma, compresión isentrópica, expansión isoterma y expansión isentrópica.

En 1876, el ingeniero alemán Nicolaus Otto solicitó la patente de su motor con un ciclo de 4 tiempos, denominado *Gasmotor* [26], siendo el comienzo de los motores modernos tal y como se conocen hoy en día. A partir de esta patente, las bases de los MCIA quedaron sentadas.

Sin embargo, los motores de combustión interna alternativos no son las únicas máquinas térmicas existentes, ya que existen distintas clasificaciones de estas según su funcionalidad. Pueden actuar como máquinas motoras o generadoras y dentro de cada grupo, pueden ser de desplazamiento positivo o turbomáquinas. Los MCIA corresponden a una máquina térmica motora de desplazamiento positivo alternativo. Esta separación se puede observar en el siguiente esquema.

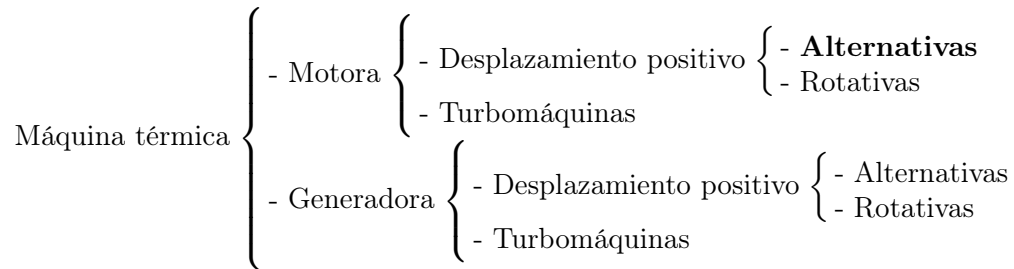


Figura 2.1: Esquema de clasificación de las máquinas térmicas.

2.2 Clasificación de los MCIA

Una vez presentado el motor de combustión interna alternativo, se puede clasificar de diversas maneras, atendiendo a diversas características como puede ser según el encendido de la mezcla o según el número y disposición de los cilindros. A continuación se van a presentar las clasificaciones más utilizadas.

2.2.1 Según el encendido de la mezcla

La división de los MCIA según el encendido de la mezcla es, quizás, la más evidente de todas ya que los coches se diferencian por usar diésel o gasolina como combustible. Esta diferencia de combustible aparece de la manera de realizar la combustión dentro de la cámara: motor de encendido provocado (MEP) o motor de encendido por compresión (MEC).

Motor de encendido provocado

En los motores de encendido provocado, el combustible utilizado es la gasolina debido a sus propiedades resistentes al autoencendido y su volatilidad. El combustible se suele inyectar durante la admisión de manera que se mezcla más eficientemente con el aire turbulento. Una vez el flujo está totalmente dentro de la cámara, se provoca la combustión mediante el uso de una bujía, que enciende la mezcla. En los últimos años se está investigando cómo provocar el encendido por láser [2].

A la hora de regular la carga, el MEP realiza una regulación cuantitativa, es decir, se regula la masa de aire admitida a través de la variación de su densidad, ya que el volumen de la cámara de combustión es fijo, manteniendo el dosado prácticamente igual.

El ciclo termodinámico que siguen los motores de encendido provocado corresponde a un ciclo Otto, ya que la combustión se realiza instantáneamente al acabar la carrera de compresión sin darle tiempo a moverse al pistón. Es por lo tanto un ciclo de combustión a volumen constante. En Fig. 2.2 se muestra el ciclo junto a sus fases.

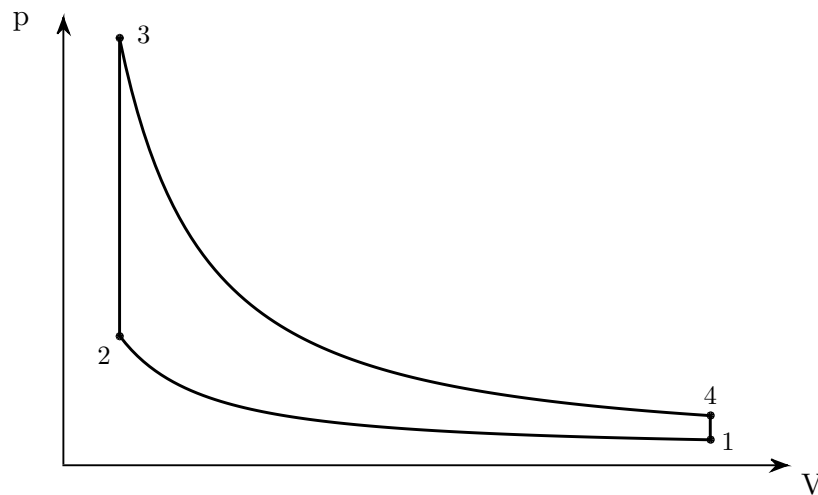


Figura 2.2: Diagrama $p - V$ de un ciclo Otto.

Las fases correspondientes al ciclo Otto de la Fig. 2.2 son las siguientes:

- 1–2: compresión adiabática.
- 2–3: aporte de calor a volumen constante.
- 3–4: expansión adiabática.
- 4–1: cesión de calor a volumen constante.

Motor de encendido por compresión

En los motores de encendido por compresión, el combustible inyectado es diésel debido a que es autoinflamable y tiene propiedades lubricantes. El combustible se inyecta una vez el aire está dentro de la cámara de combustión, de ahí la importancia que tiene el proceso de inyección y de vaporización del combustible. Una vez la mezcla está en la cámara, se comienza a comprimir hasta que el fluido alcanza las condiciones termodinámicas necesarias para autoinflamarse.

La carga se regula cualitativamente, es decir, la cantidad de aire se mantiene constante mientras lo que se varía es el dosado de combustible para ofrecer la potencia deseada.

El ciclo termodinámico de los motores de encendido por compresión inicialmente correspondía a un ciclo Diesel ya que era un proceso lento, que se puede considerar a presión constante debido a que el combustible se quema lentamente a medida que va siendo inyectado, dándole tiempo al pistón para desplazarse. En la Fig. 2.3 se muestra el ciclo y sus fases en un diagrama $p - V$.

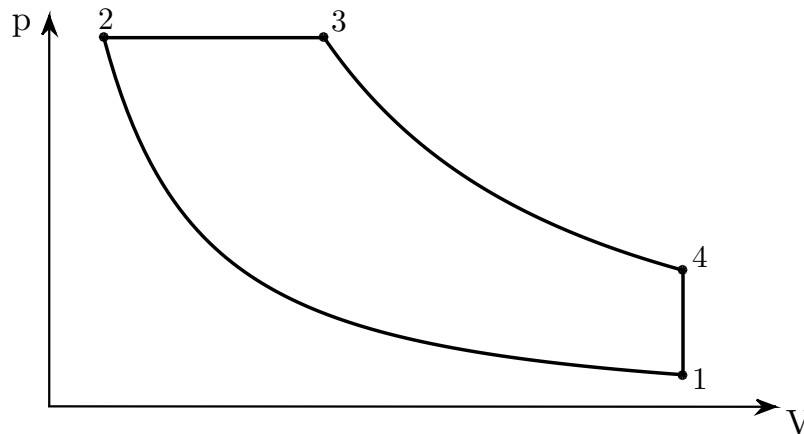


Figura 2.3: Diagrama $p - V$ de un ciclo Diesel.

Las fases correspondientes al ciclo Diesel de la Fig. 2.3 son las siguientes:

- 1–2: compresión adiabática.
- 2–3: aporte de calor a presión constante.
- 3–4: expansión adiabática.
- 4–1: cesión de calor a volumen constante.

Sin embargo, con las evoluciones tecnológicas que se han dado en los motores diésel, la combustión ya no es un proceso lento, sino que el combustible se quema parte lentamente y parte rápidamente, de modo que el ciclo Diesel ya no es representativo y se utiliza un ciclo mixto, de presión limitada, denominado ciclo de Sabathé, que divide la fase de aporte de calor en una primera a volumen constante (rápido) y una segunda a presión constante (lento). En la Fig. 2.4 se representa el ciclo en un diagrama $p - V$.

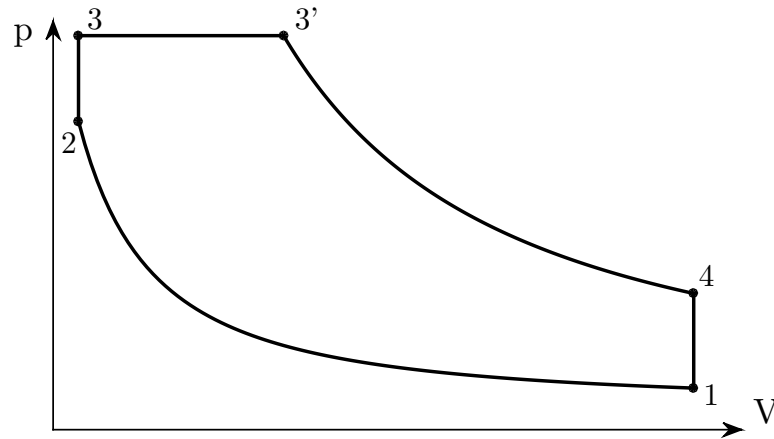


Figura 2.4: Diagrama $p - V$ de un ciclo Sabathé.

Las fases correspondientes al ciclo Sabathé de la Fig. 2.4 son las siguientes:

- 1–2: compresión adiabática.
- 2–3: aporte de calor a volumen constante.
- 3–3': aporte de calor a presión constante.
- 3'–4: expansión adiabática.
- 4–1: cesión de calor a volumen constante.

2.2.2 Según la forma en que realiza el ciclo de trabajo

El ciclo de trabajo de un motor alternativo cuantifica las fases que debe realizar el motor para completar un ciclo completo. Atendiendo a esta clasificación, se pueden clasificar en motores de cuatro tiempos (4T) y motores de dos tiempos (2T). La diferencia fundamental yace en el proceso de renovación de la carga (escape y admisión).

En un motor de 4T el ciclo de trabajo se completa en dos vueltas de cigüeñal o en 4 carreras del émbolo mientras que en un 2T el ciclo se completa en una única revolución del cigüeñal o 2 carreras del émbolo.

Motor de cuatro tiempos

Los procesos que tienen lugar en un motor de cuatro tiempos son los que aparecen en la Fig. 2.5.

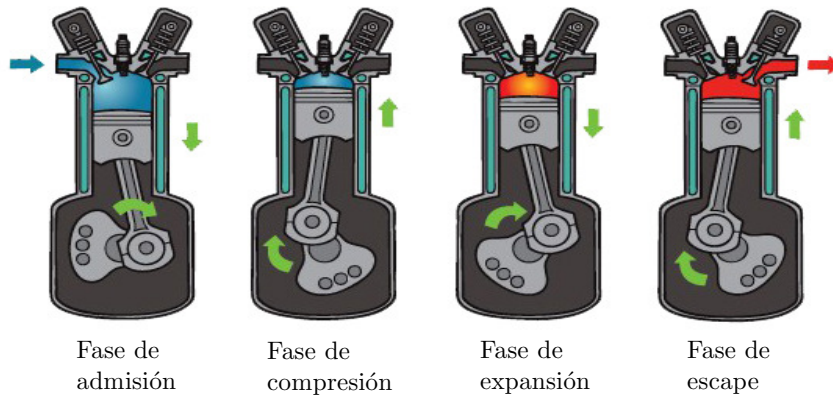


Figura 2.5: Fases de un motor de 4 tiempos.

- **Fase de admisión:** se abren las válvulas de admisión y se cierran las de escape y se desplaza el pistón desde el punto muerto superior (PMS) hasta el punto muerto inferior (PMI). Este movimiento genera un pequeño vacío que favorece la entrada del aire o de la mezcla aire-combustible si se trata de un sistema de inyección indirecta. Cuando el émbolo llega al punto muerto inferior se cierran las válvulas de admisión y comienza la siguiente fase.
- **Fase de compresión:** con las válvulas cerradas, el émbolo se desplaza desde el punto muerto inferior al superior comprimiendo la mezcla contenida en el cilindro. Cuando el émbolo está a punto de llegar al PMS, se produce una chispa mediante la bujía para un MEP o se inyecta el combustible en un MEC, produciéndose la combustión.
- **Fase de expansión:** la combustión provoca un aumento de la presión que hace que el émbolo se desplace hacia el PMI, generando trabajo ya que la energía térmica se convierte en mecánica.
- **Fase de escape:** cuando el émbolo alcanza el PMI, se abre la válvula de escape y este empieza a desplazarse hacia el PMS expulsando los gases. Cuando finalmente llega al PMS el ciclo vuelve a comenzar por la fase de admisión.

Estas cuatro fases descritas son teóricas, ya que debido a la compresibilidad del aire y a que la combustión no se produce realmente a volumen constante, se realizan modificaciones en la apertura y cierre de las válvulas para que el proceso sea más eficiente.

En la Fig. 2.6 se ha mostrado un diagrama de las fases del motor de 4T con las modificaciones pertinentes que son las siguientes:

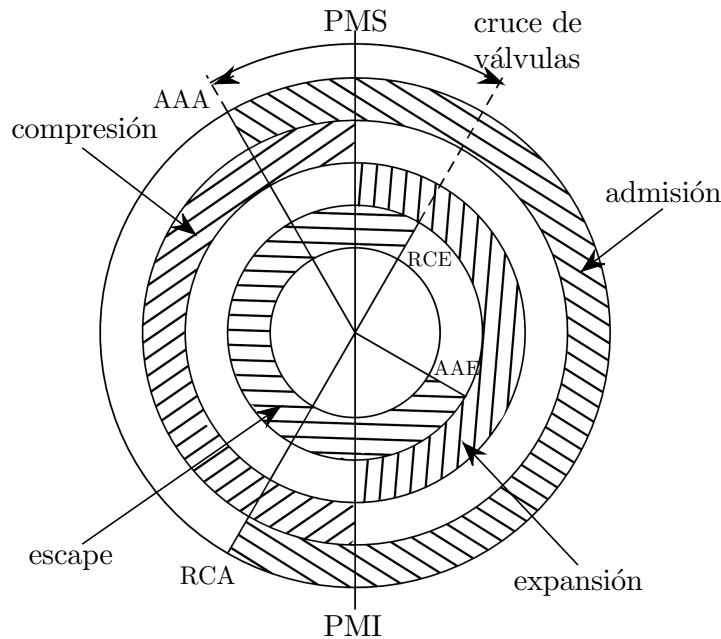


Figura 2.6: Diagrama de la distribución de un motor de 4T.

- Avance en la apertura de admisión (AAA): se abre la válvula de admisión durante la fase de escape cuando el émbolo casi ha alcanzado el punto muerto superior. Esta acción es debida a que la apertura de válvulas no puede ser instantánea y además evita la estrangulación de los gases a la entrada.
- Retraso en el cierre de admisión (RCA): debido a la compresibilidad del aire, se puede cerrar la válvula de admisión una vez ha iniciado la compresión sin que el aire cercano al PMS lo note, de modo que puede entrar más aire.
- Avance en la apertura de escape (AAE): el hecho de abrir la válvula de escape durante la expansión favorece que el cilindro se vacíe más rápidamente, teniendo en cuenta que hay una pequeña pérdida de potencia. Sin embargo, esta pérdida se compensa al evitar el estrangulamiento a la salida y la pérdida de energía para realizar el barrido de gases.
- Retraso en el cierre de escape (RCE): se retrasa el cierre de la válvula de escape para que se evacúen los gases residuales que quedan en el cilindro y no impidan que entre la mezcla limpia.

El avance en la apertura de admisión y el retraso en el cierre de escape provoca que ambas válvulas permanezcan abiertas durante cierto tiempo, periodo conocido como cruce de válvulas. Durante este periodo, debido a la velocidad de los gases, se crea una succión que favorece la entrada de la mezcla limpia y el escape de los gases quemados. El cruce de válvulas supone un aumento del rendimiento del motor, ya que elimina los gases quemados residuales haciendo que el nuevo ciclo sea más puro, lo que conlleva que la combustión sea más eficiente.

En la Tabla 2.1 se presentan los valores típicos de los ángulos del cigüeñal (cotas de reglaje) en los que se suelen producir los avances y retrasos en aperturas y cierres.

Tipo	AAA	RCA	AAE	RCE
Motores lentos	10° - 20°	30° - 40°	35° - 50°	0° - 10°
Motores rápidos	10° - 30°	40° - 60°	40° - 60°	5° - 30°

Tabla 2.1: Cotas de reglaje en la distribución para motores actuales.

Motor de dos tiempos

Los procesos que tienen lugar en un motor de dos tiempos son los mismos que en un motor de cuatro tiempos pero todos tienen lugar en el mismo ciclo del cigüeñal y no en dos como ocurre con los de cuatro tiempos. Las cuatro fases que ocurren en el motor 2T están esquematizadas en la Fig. 2.7.

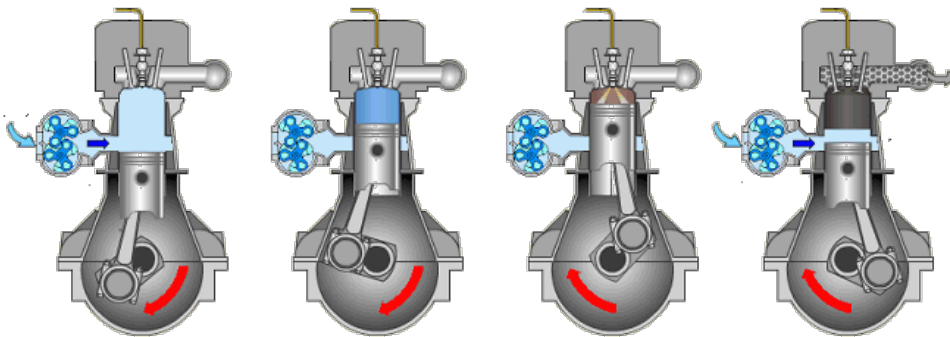


Figura 2.7: Fases de un motor de 2 tiempos.

Como ya se ha comentado, las fases en un motor 2T son las mismas que en un 4T pero tienen menor duración angular. La diferencia de vueltas del cigüeñal en un ciclo entre ambos motores se debe a la manera que tienen los motores de dos tiempos de renovar la carga, ya que los procesos de escape y admisión se dan simultáneamente, lo que se denomina proceso de barrido.

Como se observa en la Fig. 2.7 no es el pistón el que expulsa los gases quemados sino que son los propios gases de entrada los que consiguen expulsar los gases de escape. La gran presión dentro del cilindro también favorece la expulsión instantánea de los gases de escape.

Tanto en un motor 2T como en uno 4T los procesos de compresión y combustión son iguales. La diferencia comienza con la carrera de expansión. En el motor de dos tiempos, durante la expansión se abre la válvula de escape, lo que hace que los gases quemados se escapen instantáneamente debido a la diferencia de presiones. Además, antes de que el émbolo llegue al PMI se abre la válvula de admisión, de modo que en este punto ambas válvulas están abiertas y ocurre el ya mencionado proceso de barrido.

El proceso de barrido continúa una vez el émbolo ha alcanzado el PMI e inicia el recorrido hacia el PMS. Cuando la carrera está avanzada, se cierran ambas válvulas y comienza la fase de compresión, denominada proceso de compresión efectivo, debido a que queda menos de una carrera completa.

Para que los gases frescos entren en el cilindro se debe aumentar su presión. Para ello se hace uso de compresores o el propio cárter del motor hace función de compresor. En la Fig. 2.8 se muestra un diagrama de las fases de un motor 2T con las pertinentes cotas de reglaje.

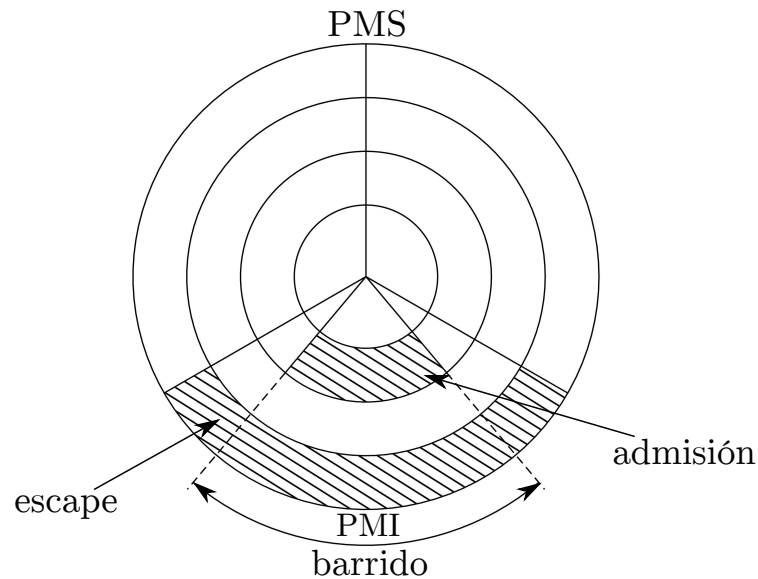


Figura 2.8: Diagrama de la distribución de un motor de 2T.

2.2.3 Según el tipo de refrigeración

Durante el proceso de combustión, la temperatura dentro del cilindro alcanza picos de hasta 2500 K. Esta temperatura se transmite hasta las paredes del cilindro que a su vez puede transmitirlo al resto de mecanismos del motor, de modo que es evidente que se necesita evacuar dicho calor para un perfecto funcionamiento del motor.

Para ello, los motores alternativos incorporan un sistema de refrigeración de los cilindros para limitar los esfuerzos térmicos así como las deformaciones dentro de los márgenes de diseño.

A la hora de refrigerar el motor existen dos soluciones, la denominada refrigeración por aire en la que se utiliza el aire del exterior como refrigerante y la refrigeración por líquido, en la que se utiliza líquido refrigerante.

Refrigeración por aire

En la refrigeración por aire es el aire ambiente el que se canaliza en el motor para extraer el calor de las paredes. Para que el proceso de refrigeración sea más eficiente, se colocan aletas, que aumentan el área efectiva de transferencia de calor, de modo que la superficie de contacto con el aire es mayor.

Este tipo de refrigeración es propia de motores pequeños, como los 2T, ya que son más sencillos y carecen de un sistema de lubricación interno.

Refrigeración por líquido

En la refrigeración por líquido, el objetivo es que las paredes cedan el calor al fluido refrigerante que circula por los canales internos gracias a la utilización de una bomba.

Este sistema de refrigeración es más complejo, ya que requiere a su vez de subsistemas como son el radiador, que recibe aire fresco del exterior y lo utiliza para rebajar la temperatura del fluido refrigerante y el ventilador, que es el encargado de forzar el aire hacia el radiador para disipar el calor cuando la propia velocidad del coche no es suficiente para que el aire entre, además de otros sistemas.

Los motores con refrigeración por líquido son más compactos y consiguen prestaciones más elevadas que los motores con refrigeración por aire.

2.2.4 Según el número y disposición de los cilindros

El número de cilindros de un motor determina la potencia que se obtendrá. El tamaño de los cilindros está fijado, de modo que para conseguir mayor potencia se utiliza un mayor número de cilindros. Además, cuanto mayor sea el número de cilindros, mejor es el equilibrado y la regularidad en marcha porque se realizan más explosiones en una vuelta del cigüeñal y la transmisión no es tan brusca, es más progresiva.

En cuanto a la disposición de los cilindros, la elección ya no depende de la potencia requerida, sino de otras especificaciones, como el tamaño disponible, la facilidad en la refrigeración del motor o la accesibilidad para futuras reparaciones y mantenimiento. Entre todas las posibilidades, destacan las siguientes:

- **Disposición en línea:** esta disposición ha sido la más utilizada desde el principio debido a su simplicidad y fiabilidad. Además, debido a la simplicidad los costes de producción son menores. Las configuraciones en línea disponibles van desde 2 hasta 8 cilindros.
- **Disposición en V:** en la disposición en V, los motores se agrupan en dos filas de cilindros formando una V, uniéndose en el cigüeñal. La curva de potencia de los motores en V es más plana, es decir, tiene un margen mayor de revoluciones, por lo que es un motor muy elástico. Además, esta disposición reduce las vibraciones producidas en la expansión porque los motores son más compactos.
- **Disposición en oposición:** como su nombre bien indica, la disposición de estos cilindros es opuesta, es decir, están uno en frente del otro, con unión común en el cigüeñal. En este tipo de motores, las bielas hacen que los cilindros se alejen o se acerquen al mismo tiempo. Estos motores poseen una altura menor, de modo que el centro de gravedad es más bajo, hecho que ofrece mayor estabilidad. También se refrigeran con mayor facilidad. Sin embargo, el coste es mayor debido al gran número de piezas que lo componen.
- **Disposición radial:** esta disposición es comúnmente utilizada en aviación debido a la gran relación potencia/peso que presenta. Además, presenta gran sencillez de funcionamiento y un par superior a la disposición en línea y en V.

En la Fig. 2.9 se muestra un esquema de las cuatro disposiciones comentadas anteriormente.

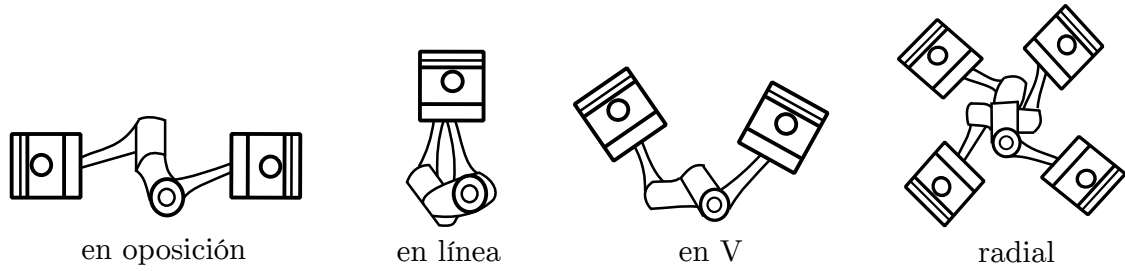


Figura 2.9: Esquema de las distintas disposiciones de los cilindros del motor.

2.3 Diferencias fundamentales entre MEC y MEP

La distinción fundamental de los MCIA es la que los separa en motores de encendido provocado y motores de encendido por compresión, de acuerdo con el proceso de encendido de la mezcla aire-combustible. Como consecuencia de esta distinción principal, aparecen otras secundarias, como la formación de la mezcla o la regulación de la carga, las cuales se comentarán a continuación.

2.3.1 Encendido de la mezcla

Los MEC necesitan conseguir una temperatura elevada en la cámara de combustión que permita el autoencendido. Para que no se produzca un autoencendido descontrolado, el combustible se inyecta hacia el final de la carrera de compresión. Este tipo de inyección permite controlar la carga del motor variando únicamente el combustible.

Por otro lado, en los MEP el encendido se provoca usando una bujía, provocando la combustión en ese punto, desde donde se propaga el frente de llama. Este tipo de encendido de la mezcla necesita que la mezcla sea homogénea. Para ello, el proceso de mezcla se suele iniciar durante la carrera de admisión y controlando la temperatura de la mezcla para que no se den condiciones de autoencendido.

2.3.2 Formación de la mezcla

En los MEP se utilizan normalmente sistemas de inyección, aunque aún quedan algunos motores de menor tamaño que utilizan carburadores. Si se desea un lapso de tiempo grande para la formación de la mezcla, el combustible se inyecta durante la carrera de admisión, disponiendo de esta carrera junto a la de compresión para formar la mezcla. Sin embargo, existen motores de encendido provocado de inyección directa, en los que el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión, siendo el tiempo de formación de la mezcla menor, por lo que el proceso de inyección adquiere mayor importancia.

Sin embargo, en los MEC el combustible siempre se inyecta en la cámara de combustión, a alta presión, al final de la carrera de compresión. El sistema de inyección juega un papel muy importante, ya que debe ser capaz de distribuir rápidamente el combustible para que se mezcle con el aire. Para favorecer el proceso de mezcla, el inyector debe ser capaz de atomizar el chorro y evaporar las gotas.

2.3.3 Regulación de la carga y dosado

Los motores de encendido provocado poseen la capacidad de inyección directa e indirecta, ya que el combustible se puede inyectar directamente en la cámara de combustión o en el conducto de admisión. Se utiliza inyección indirecta cuando se busca una mezcla homogénea. El valor del dosado se debe mantener en un rango de variación muy pequeño respecto al dosado estequiométrico. Para variar la potencia del motor, se debe cambiar tanto la proporción de combustible como de masa de aire, pero debido a las altas revoluciones, la masa de aire permanece prácticamente constante, de modo que la única manera de modificar la masa admitida es variando su densidad, por lo que se aumenta la presión de admisión. Con esta técnica se modifica la masa de aire admitida y este proceso se conoce como regulación cuantitativa.

Por otro lado, los motores de encendido provocado de inyección directa se utilizan cuando se quiere que la distribución espacial de la mezcla sea distinta. A plena carga el combustible se inyecta en la admisión, mientras que a cargas parciales se busca una carga estratificada, con dosado alto cerca de la bujía y bajo en las zonas alejadas, por eso el combustible se inyecta en la cámara durante la carrera de compresión.

En cuanto a los motores de encendido por compresión, la regulación de la carga es cualitativa, ya que se regula la carga manteniendo la masa de aire constante variando únicamente la cantidad de combustible inyectada, que varía en función de la potencia deseada. En este tipo de regulación de la carga el dosado se ve altamente alterado. [27]

2.3.4 Potencia y rendimiento

Debido a la imposibilidad de los MEC de trabajar con un dosado cercano al estequiométrico, no pueden quemar toda la masa de aire admitida, por lo que trabajando con la misma masa de aire, un MEP puede quemar más combustible y por lo tanto, producir más trabajo. Además, la formación de la mezcla en un MEP es un proceso más largo, por lo que está menos limitado que un MEC y le permite suministrar potencia a regímenes mayores.

Sin embargo, los MEC pueden trabajar con relaciones de compresión mayores y dosados más bajos, haciendo que el rendimiento térmico sea mayor.

El rendimiento efectivo se define como la relación entre la potencia efectiva desarrollada y la potencia térmica consumida por el motor y adquiere valores de 25 % – 35 % para MEP y de 35 % – 55 % para MEC [12].

Formación de la mezcla en MEC. Inyección de combustible

Un motor diésel trabaja eficientemente cuando tiene un sistema de inyección sofisticado, ya que de él depende la calidad de la mezcla y del proceso de combustión. En este capítulo se va a presentar con mayor detalle el proceso de inyección en los motores diésel. En primer lugar se van a mostrar los distintos sistemas de inyección directa, que es el tipo de inyección extendido hoy en día. Entre todos estos sistemas, destaca el common-rail, que es un sistema de acumulación, debido a que acumula el combustible a cierta presión en los railes. A continuación se explicará cómo funciona un inyector, cómo se comporta el flujo dentro de este y cómo le afectan los parámetros geométricos como el tipo de tobera sin olvidar las pérdidas de carga. Una vez se ha definido el flujo interno, se pasará a hablar del chorro fuera del inyector, con sus parámetros característicos como son el ángulo y la penetración. Finalmente, se presentará el fenómeno de cavitación y su comportamiento dentro del conducto.

3.1 Introducción

El rendimiento de los motores diésel está fuertemente influenciado por el proceso de inyección. De hecho, los grandes avances conseguidos en este tipo de motores están relacionados con el diseño de los sistemas de inyección. El objetivo del sistema de inyección es conseguir una buena mezcla aire-combustible para que la combustión sea eficiente.

El combustible se inyecta a elevadas presiones, hecho que implica que los materiales que componen el sistema de inyección deben ser capaces de aguantar grandes esfuerzos para aumentar su durabilidad. Además, la inyección debe comenzar en un punto bien definido para que la combustión se desarrolle con las mínimas emisiones contaminantes y un alto rendimiento.

Como ya se ha comentado en el Capítulo 2, en los motores de encendido por compresión la cantidad de aire no varía prácticamente mientras sí lo hace el dosado, lo que se denomina regulación cualitativa.

A la hora de realizar la mezcla, existen tanto motores diesel de inyección indirecta (IDI) como de inyección directa (DI), estando el primer tipo en desuso debido a que posee mayores pérdidas de calor por la mayor relación superficie/volumen y es que en los sistemas IDI el aire

es el encargado de generar los campos difusivos y convectivos para conseguir la mezcla y para ello se confina el aire en una precámara adicional.

El proceso de inyección posee tres objetivos principales:

- Inyectar el combustible dentro de la cámara de combustión siguiendo una ley, denominada tasa de inyección, que define las diferentes fases de la combustión.
- Mezclar el combustible con el aire de la cámara de combustión. Se debe asegurar que el aire posee suficiente oxígeno para asegurar gran eficiencia en el proceso de combustión.
- Atomizar el combustible en pequeñas gotas para que todo el combustible pueda evaporarse y participar en el proceso de combustión.

3.2 Sistemas de inyección directa

Los motores de inyección directa son aquellos en los que el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión, de modo que el tiempo para producir la mezcla antes de la combustión es menor. Es por ello que el sistema de inyección debe ser capaz de atomizar el combustible para que se aproveche todo el aire de la cámara de combustión. Sin embargo, no todos los sistemas de inyección directa disponibles son iguales. A continuación se mencionan las diferentes configuraciones:

- **Sistemas de acción directa (*Rotary Pump*):** este sistema de inyección fue el primero en la historia. Se componía de una bomba de alta presión que suministraba el combustible al inyector, el cual se encargaba de atomizar el combustible. Este sistema de inyección presenta un inconveniente, que es la incapacidad de regular la presión ya que depende del régimen de giro de la bomba, por lo que su uso se fue descartando a lo largo del tiempo.
- **Sistemas de bomba-inyector (*Unit Injector*):** la bomba y el inyector están incluidos en el mismo dispositivo, situados en la culata del motor. El inicio de la inyección y su duración se controla con una válvula solenoide situada en cada inyector. Este sistema se puede controlar electrónicamente a través de una ECU, hecho que supone una ventaja. Otra ventaja de este sistema es la posibilidad de alcanzar altas presiones de inyección.
- **Sistemas de bomba-tubería-inyector (*Unit Pump*):** este sistema es una variante del sistema anterior. En este caso, la bomba está conectada con el inyector a través de una línea corta de alta presión. Este sistema también puede alcanzar altas presiones de inyección y puede controlar los tiempos de inyección haciendo uso de una válvula solenoide situada en cada una de las bombas.
- **Sistemas de acumulación (*Common-rail*):** los sistemas de acumulación se basan en acumular el combustible a cierta presión en un volumen situado entre la bomba y el inyector. La única función de la bomba es aumentar la presión del combustible mientras que el inyector se encarga de dosificar el combustible y atomizarlo. El sistema *common-rail* es el más utilizado hoy en día en los motores diésel debido a su gran flexibilidad.

3.2.1 El sistema *common-rail*

Como ya se ha comentado, el sistema *common-rail* es el más utilizado en automoción debido a su gran flexibilidad y versatilidad. En la Fig. 3.1 se muestra un esquema de un sistema *common-rail* donde se observa como una bomba de baja presión toma el combustible del depósito y alimenta la bomba de alta presión que, a su vez, trasiega el combustible hacia los inyectores pasando por la regleta de distribución, que se encarga de distribuir uniformemente el combustible hacia los raíles a una presión de hasta 3.000 bares [22].

Esta regleta de distribución incluye otros dos elementos auxiliares: el transmisor de presión del combustible y la válvula reguladora de presión. El transmisor de presión del combustible se encarga de medir la presión momentánea en el sistema de alta presión mientras que la válvula reguladora de la presión se encarga de establecer una presión específica en el circuito de alta presión.

Estos elementos junto con los conductos comunes y los tubos individuales de alta presión hacia los inyectores forman el circuito de alta presión. El raíl común actúa como un acumulador. El volumen de combustible acumulado en este conducto sirve para amortiguar las oscilaciones de presión causadas por la bomba de alta presión y la extracción simultánea de combustible durante el ciclo de inyección. Además, el raíl posee una válvula reguladora de la presión del combustible que se abre o se cierra si el valor de presión medido por el transmisor es superior al deseado. Cuando el nivel de presión es superior, la válvula se abrirá dejando escapar parte del combustible hacia el depósito mientras que si el nivel de presión es inferior al deseado, la válvula permanecerá cerrada provocando un aumento de la presión cuando entre el combustible.

Todos estos sistemas están controlados por la ECU, que controla la apertura y el cierre de los inyectores y se encarga de controlar la válvula reguladora a partir de la información recibida desde el transmisor de presión, que la compara con el valor de consigna que tiene almacenado.

Sin embargo, no todo el combustible que la bomba introduce en el *common-rail* va a parar a la cámara de combustión, ya que una pequeña parte del combustible que entra al inyector se utiliza para el pilotaje hidráulico de los inyectores. Esta pequeña fracción de combustible, conocida como caudal de retorno, regresa luego al depósito.

3.2.2 Funcionamiento del inyector

El inyector es el elemento más complejo del sistema de inyección, ya que gran parte de la calidad del proceso de mezcla y la combustión dependen de él. Los inyectores se abren y se cierran controlados por la ECU en instantes definidos. La duración de la inyección, la presión del combustible en el raíl y la capacidad de descarga de los orificios determinan la cantidad de combustible inyectada.

Todos los inyectores del sistema *common-rail* están compuestos de una válvula electromagnética, el portainyector y la tobera. La válvula electromagnética tiene dos posiciones (abierta o cerrada) y dos orificios pequeños correspondientes a la entrada y salida al volumen de control.

Entre los inyectores aparecen dos grandes grupos: inyectores solenoide e inyectores piezoeléctricos. La diferencia entre ambos es el sistema de accionamiento interno, siendo los segundos de última generación ya que en comparación con los primeros permiten una respuesta más rápida, así como mayor flexibilidad y estabilidad. En la Fig. 3.2 se ha representado un inyector del tipo piezoeléctrico.

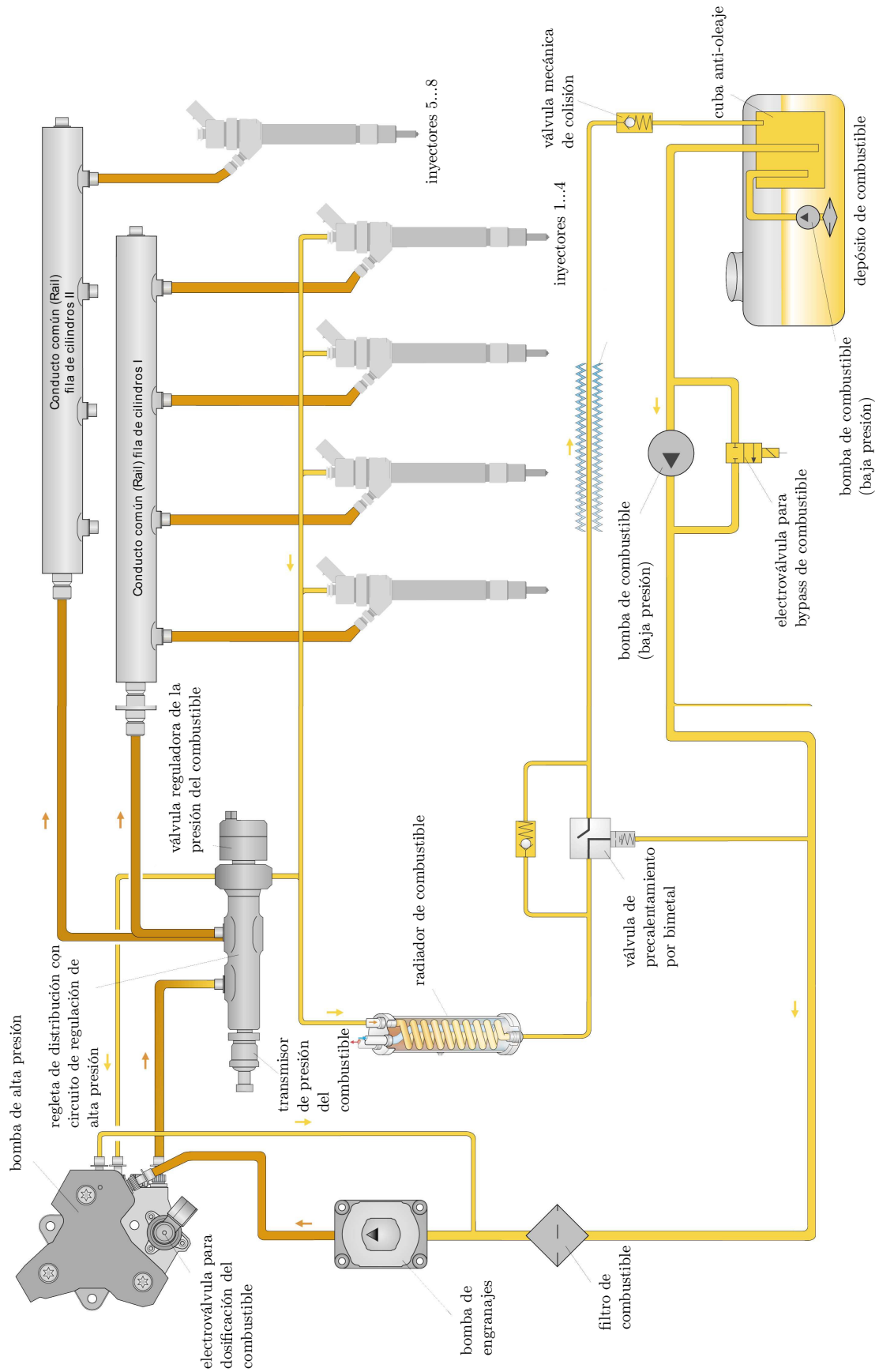


Figura 3.1: Esquema de un sistema de inyección *common-rail*.

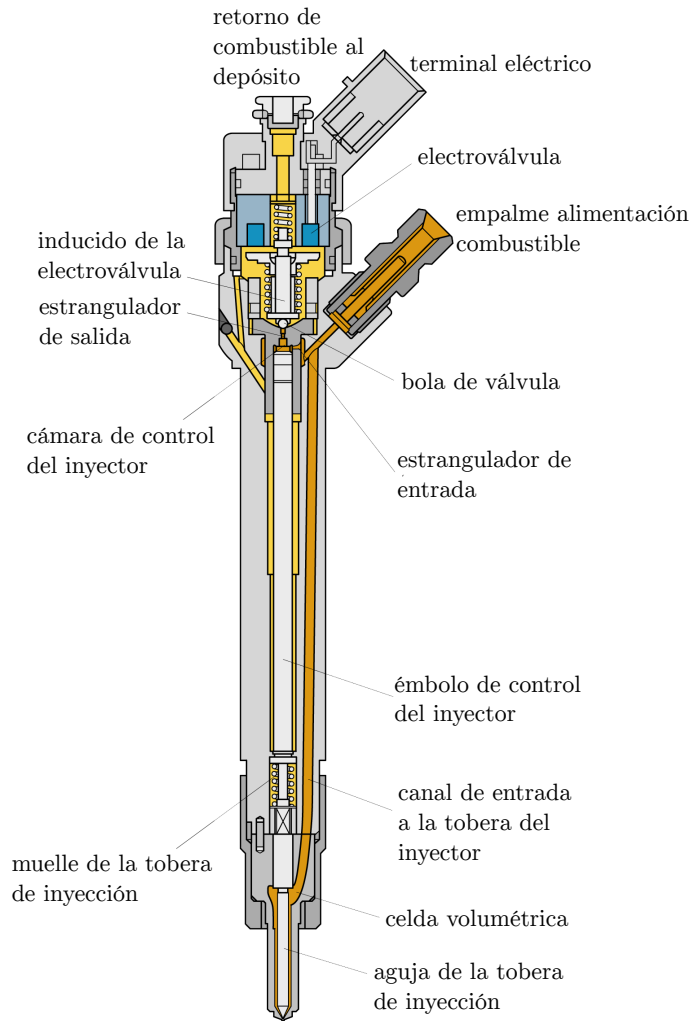


Figura 3.2: Esquema de un inyector piezoeléctrico de un sistema *common-rail*.

Dentro del inyector, el combustible se conduce a través de un canal desde el empalme de alta presión hasta la tobera de inyección, así como a través del estrangulador de entrada hacia la cámara de control del inyector.

Cuando el inyector está en posición de reposo, el combustible procedente del raíl está aplicado al empalme de alimentación del combustible, de modo que se llenan la celda volumétrica y la cámara de control del inyector. La presión es la misma en estos dos volúmenes y la electroválvula del inyector está cerrada.

Una vez iniciado el proceso de inyección, se aplica corriente a la electroválvula, generando una fuerza electromagnética que supera a la fuerza del cierre del muelle y la electroválvula abre el estrangulador de salida, disminuyendo la presión en la cámara de control del inyector. Esta disminución de presión provoca que la fuerza de cierre se reduzca en la parte superior de la tobera de inyección.

De este modo, aumenta la sobrepresión del combustible en la parte inferior de la tobera de inyección, provocando su apertura ya que el conjunto pistón-aguja se desplaza hacia arriba. La velocidad de apertura de la aguja depende de la aplicación de corriente, de la relación de paso

entre los estranguladores de entrada y salida y en menor medida, pero no de forma despreciable, de la presión de inyección.

El proceso de inyección termina cuando se deja de enviar corriente a la electroválvula. El muelle vuelve a oprimir el conjunto pistón-aguja que se desplaza hacia abajo, cerrando el orificio de salida.

3.3 Flujo interno en toberas de inyección diésel

El funcionamiento del inyector condiciona la tasa de inyección y las características del flujo a la salida. Las propiedades del flujo en el interior de las toberas de inyección depende en gran medida de la geometría de los orificios [28] y son muy importantes para los fenómenos de atomización del chorro y el de mezcla.

El estudio del flujo en el interior de las toberas es complicado debido a las pequeñas dimensiones de los orificios, del orden de la décima de milímetro. Además, el flujo adquiere gran velocidad en el interior de la tobera debido a las grandes presiones de inyección. También se debe tener en cuenta que es un proceso transitorio, ya que su duración es del orden del milisegundos y se debe tener en cuenta si el flujo es de naturaleza monofásica o bifásica debido a la existencia de la cavitación.

3.3.1 Tasa de inyección

La tasa de inyección se define como el gasto másico instantáneo a la salida del orificio del inyector. Para determinar el flujo másico instantáneo se utiliza un método conocido como método de Bosch o de tubo largo. El funcionamiento es el siguiente. El inyector se coloca en el alojamiento previsto en el tasímetro, llenando de combustible el volumen total. Mediante una válvula de regulación, el combustible se mantiene a la presión de descarga deseada. Una vez comienza la inyección, la entrada de combustible genera una onda de presión que se mide con un captador piezoeléctrico. La onda de presión generada viaja a lo largo del tubo de sección constante desde los orificios de descarga hasta el depósito del tasímetro.

Una vez se registra la señal de presión aguas abajo de los orificios de descarga, se trata para poder relacionarla con el flujo másico de combustible inyectado. Se debe plantear el estudio de la propagación de una onda dentro de un tubo de sección A_t , que se propaga con velocidad del sonido a provocando una variación de velocidad Δu . Aplicando la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en la dirección del tubo:

$$(p_0 + \Delta p)A_t - p_0A_t = \rho A_t a \Delta u \quad (3.1)$$

Sabiendo que el caudal másico se expresa como

$$\dot{m} = \rho A_t \Delta u \quad (3.2)$$

se puede obtener una expresión que relaciona el caudal másico con el salto de presiones, la velocidad del sonido y el área de la sección, combinando las dos ecuaciones anteriores.

$$\dot{m} = \frac{A_t}{a_s} \Delta p \quad (3.3)$$

Mediante Ec. (3.3) queda determinada la tasa de inyección.

3.3.2 Flujo de cantidad de movimiento

El flujo de cantidad de movimiento es uno de los parámetros más influyentes en el desarrollo del chorro. Se puede caracterizar midiendo la fuerza de impacto del chorro contra una placa enfrentada al orificio correspondiente [9]. El inyector y la placa de medida de la fuerza de impacto se deben encontrar en un recinto en el que sea posible regular la presión.

Tras el impacto del chorro en la placa, se deflecta perpendicularmente al eje del mismo, como se esquematiza en la Fig. 3.3.

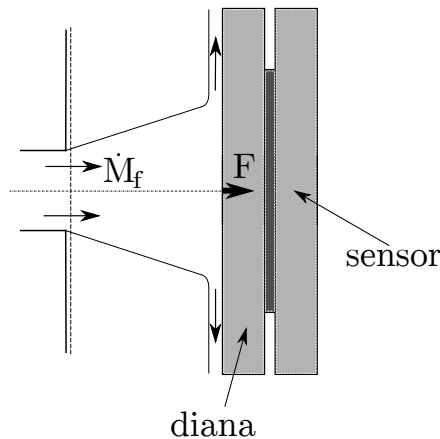


Figura 3.3: Principio de medida del flujo de cantidad de movimiento.

La medida de la cantidad de movimiento permite caracterizar la dispersión de funcionamiento de un orificio a otro. Además, permite obtener la velocidad de salida del combustible y la sección efectiva de los orificios de descarga. La velocidad efectiva de inyección y la sección efectiva poseen un papel muy importante en el tiempo y la longitud característica de mezcla, de modo que también son indicadores de las prestaciones del sistema de inyección.

El flujo de salida se caracteriza por un perfil de densidad afectado por la presencia de vapor, del mismo modo que ocurre con el perfil de velocidad, afectado por las paredes, la turbulencia o la cavitación. Por otro lado, el flujo que sale al exterior lo hace a través del área geométrica real del orificio. Sin embargo, para facilitar el estudio de los parámetros, se considera un flujo equivalente (mismos valores de gasto másico y cantidad de movimiento) que fluye a través de un área efectiva, con una densidad constante y una velocidad uniforme, como se muestra en la Fig. 3.4.

En Ec. (3.4) se han representado el gasto másico y el flujo de cantidad de movimiento respectivamente en función de las variables características del flujo.

$$\dot{m}_f = \int_{A_0} \rho u dA = A_{ef} \rho_f u_{ef} \quad \dot{M}_f = \int_{A_0} \rho u^2 dA = A_{ef} \rho_f u_{ef}^2 \quad (3.4)$$

Combinando ambas expresiones se pueden obtener las expresiones para el área efectiva y la velocidad efectiva.

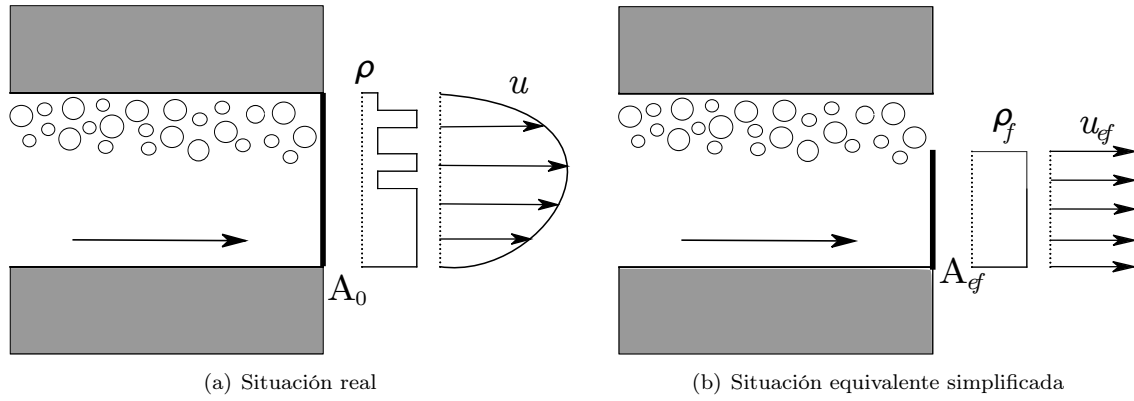


Figura 3.4: Representación del flujo a la salida de una tobera.

$$A_{ef} = \frac{\dot{m}_f^2}{\rho_f \dot{M}_f} \quad u_{ef} = \frac{\dot{M}_f}{\dot{m}_f} \quad (3.5)$$

3.3.3 Parámetros característicos del flujo interno

A la hora de comparar el flujo entre toberas o resultados experimentales con computacionales, resulta de gran ayuda el uso de algunos parámetros del flujo. Entre ellos, destacan el coeficiente de descarga, el coeficiente de velocidad y el coeficiente de área.

Coefficiente de descarga

El coeficiente de descarga se define como el caudal másico real frente al máximo teórico. Para obtener el caudal teórico, primero se debe calcular la velocidad máxima teórica. Para ello se aplica Bernoulli entre un punto aguas arriba del orificio y otro justo a la salida del orificio. Suponiendo despreciable la velocidad del flujo aguas arriba, la expresión queda así:

$$\frac{p_i}{\rho_f} = \frac{p_b}{\rho_f} + \frac{1}{2} u_{teo}^2 \quad (3.6)$$

Sabiendo que el salto de presión es la diferencia entre la presión aguas arriba y la presión a la salida del orificio, la velocidad máxima teórica se calcula de la siguiente manera:

$$u_{teo} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_f}} \quad (3.7)$$

Por lo tanto, retomando Ec. (3.2) para el gasto másico, el gasto másico teórico se obtiene utilizando en dicha expresión la velocidad máxima teórica y el coeficiente de descarga tendrá la siguiente expresión:

$$C_d = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{teo}} = \frac{\dot{m}_f}{A_0 \sqrt{2\rho_f \Delta p}} \quad (3.8)$$

El coeficiente de descarga depende del nivel de turbulencia en el flujo interior del orificio. Para bajos valores del número de Reynolds, cuando el flujo tiene un carácter laminar, el coeficiente de descarga aumenta significativamente cuando se incrementa dicho número. Para valores altos del número de Reynolds, el coeficiente de descarga tiende a estabilizarse a un valor asintótico.

El coeficiente de descarga se puede dividir en otros dos coeficientes. Uno que tenga en cuenta la reducción de área y otro que cuantifique las pérdidas de velocidad, cumpliéndose la siguiente relación:

$$C_d = C_a C_v \quad (3.9)$$

Coefficiente de velocidad

El coeficiente de velocidad es uno de los dos coeficientes en los que se divide el coeficiente de descarga. Relaciona la velocidad efectiva con la máxima teórica, calculada en Ec. (3.7).

$$C_v = \frac{u_{ef}}{u_{teo}} = \frac{u_{ef}}{\sqrt{2\Delta p/\rho_f}} \quad (3.10)$$

Coefficiente de área

Este coeficiente es el otro coeficiente de los dos en los que se divide el coeficiente de descarga y se utiliza para cuantificar la disminución del área de salida del orificio. Para ello, relaciona el área efectiva con el área geométrica.

$$C_a = \frac{A_{ef}}{A_0} \quad (3.11)$$

3.4 Descripción general del chorro

El primer fenómeno que tiene lugar una vez el combustible abandona la tobera es la atomización de la vena líquida. A partir de cierta distancia axial desde el orificio de salida, conocida como longitud de rotura, la vena líquida se transforma en una colección de gotas a través del fenómeno conocido como atomización primaria. A continuación las gotas pueden continuar disminuyendo su tamaño (atomización secundaria) o pueden chocar entre sí aumentando su tamaño (coalescencia) o rebotando entre ellas. Este proceso de atomización es importante puesto que favorece el proceso de mezcla.

En cuanto al aspecto macroscópico del chorro Diesel, se diferencian dos fases. La primera fase se da al principio de la inyección, donde el combustible es expulsado a alta velocidad. Aquí es cuando empieza el proceso de atomización. En la segunda fase, debido a los fenómenos de atomización y englobamiento del aire, el chorro adquiere un aspecto de cono con un frente de tipo semielíptico.

En la Fig. 3.5 se han representado las distintas fases por las que pasa el chorro.

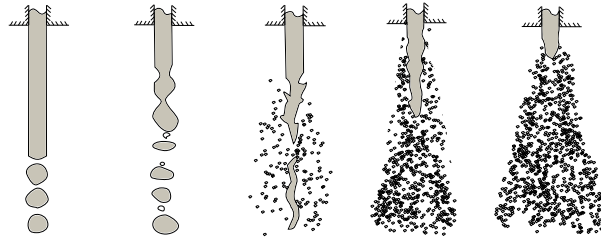


Figura 3.5: Esquema de las distintas fases de atomización.

3.4.1 El proceso de atomización del chorro

Existen varios regímenes de atomización dependiendo de la velocidad del chorro [16]:

- **Régimen de Rayleigh:** este régimen se presenta a bajas velocidades efectivas de inyección. Las pequeñas oscilaciones que se producen, crecen por el efecto de la tensión superficial hasta ocasionar la rotura del chorro.
- **Primer régimen inducido por interacción aerodinámica:** en este régimen la influencia de la tensión superficial aumenta debido a la velocidad relativa entre el líquido y el gas. El proceso de atomización tiene lugar lejos del orificio de descarga al igual que en régimen de Rayleigh.
- **Segundo régimen inducido por interacción aerodinámica:** a medida que aumenta la velocidad, la influencia de la tensión superficial pierde importancia frente a las fuerzas aerodinámicas. La superficie cilíndrica de la vena líquida empieza a tener pequeñas oscilaciones generadas por la turbulencia a la salida del orificio y a la interacción aerodinámica. Estas perturbaciones favorecen la separación de las gotas. La atomización empieza a tener lugar más cerca de la tobera.
- **Régimen de atomización:** en este régimen el chorro se descompone completamente en las proximidades del orificio de la tobera.

En la Fig. 3.6 se muestra una evolución de la longitud de rotura según los regímenes de atomización.

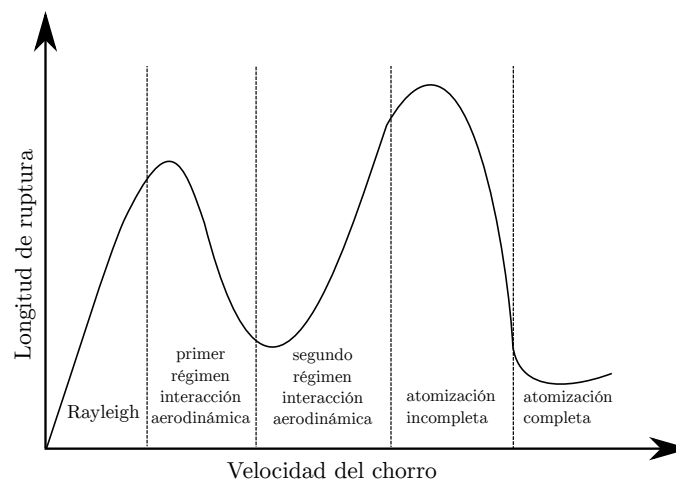


Figura 3.6: Evolución de la longitud de rotura en función de la velocidad del chorro.

3.4.2 Penetración

La penetración se define como la distancia que recorre el frente de chorro en el seno del gas ambiente tomando como origen el orificio de salida de la tobera. Este parámetro se utiliza para predecir cuándo tendrá lugar el impacto del chorro con las paredes de la cámara, que es un factor que influye en el proceso de combustión.

La penetración depende de la diferencia entre la presión de inyección y la presión de descarga, las características de la tobera, la relación de densidades entre el gas y el combustible, el ángulo del chorro y el tiempo [11].

En el caso de un chorro evaporativo, la vaporización puede reducir la penetración del chorro hasta un 20% en relación con el chorro no evaporativo [23]. Esta reducción de penetración se debe a un aumento en la densidad de la mezcla ya que el chorro se enfría a causa de la evaporación.

3.4.3 Ángulo de apertura del chorro

El ángulo de apertura es el ángulo formado por dos líneas rectas ajustadas al chorro¹ que pasan por el orificio de salida del inyector. Este ángulo varía en función de la geometría de la tobera y con las condiciones de inyección, así como con las condiciones ambientales y con las propiedades del combustible.

Para elevadas presiones de inyección, el ángulo de chorro depende de los parámetros geométricos de los orificios y de la relación de densidades entre el gas y el combustible [23]. Además, las diferentes correlaciones ofrecidas por Naber et al. [23] sitúan que la relación de densidades varía entre 0,2 y 0,5.

3.5 El fenómeno de cavitación

El fenómeno de cavitación está presente en numerosos procesos de ingeniería, desde maquinaria hidráulica hasta turbo-bombas de aplicaciones espaciales. La tendencia actual de diseño va hacia máquinas más compactas con mayores velocidades de rotación, conllevando así a un mayor riesgo de cavitación.

La cavitación es el origen de algunos efectos negativos sobre la estructura, como elevado ruido, vibraciones, erosión o daño estructural. Estos efectos hacen que el estudio de la cavitación sea una herramienta fundamental en el diseño. En la Fig. 3.7 se muestra la cavitación presente en una hélice de barco y las consecuencias de ella.

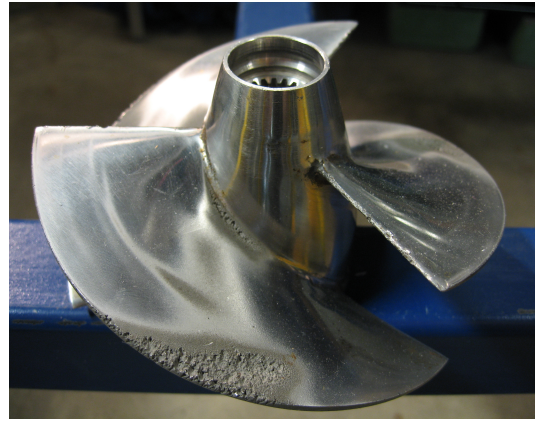
Se define la cavitación como el proceso de formación de fase vapor de un líquido cuando se somete a presiones reducidas en un ambiente de temperatura constante [29]. Se dice que un fluido cavita cuando se forman burbujas de vapor y crecen como consecuencia de un decremento de la presión.

La cavitación en toberas de inyección diesel ocurre debido a la baja presión estática que alcanza el flujo en condiciones de alta velocidad. Si la forma de la entrada del orificio es suficientemente recta, el flujo tiende a separarse de la pared del orificio, formándose una vena contracta, produciéndose una reducción del área efectiva de paso del flujo.

¹Las líneas se ajustan a una parte, cónica, del chorro



(a) Fenómeno de cavitación.



(b) Erosión debida a cavitación.

Figura 3.7: Fenómeno de cavitación y sus consecuencias sobre hélice de barco.

Al disminuir la sección transversal, acorde con la ecuación de Bernouilli, la velocidad en dicha sección debe aumentar. Además, este aumento de la velocidad del flujo se traduce también en una reducción de la presión estática en esa zona, como bien establece la conservación de la cantidad de movimiento. La presión originada en esta zona puede disminuir hasta un nivel inferior a la presión de vapor del combustible, de modo que ocurre un cambio de fase de líquido a vapor, fenómeno conocido como cavitación. En la Fig. 3.8 se ha representado el fenómeno de la cavitación.

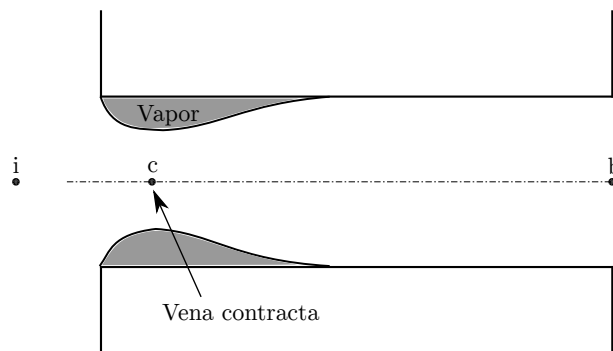


Figura 3.8: Esquema del fenómeno de cavitación en tobera axisimétrica.

La cavitación se puede explicar mediante un modelo unidimensional. Para ello, se puede hacer uso del esquema de la Fig. 3.8. La primera sección, representada por el punto i está localizada aguas arriba del orificio, donde se puede suponer que la velocidad es despreciable. La segunda sección está representada por el punto c , localizada en el punto de menor área efectiva. Finalmente, la tercera sección, representada por el punto b , es la sección de salida del orificio de la tobera.

En el modelo se va a considerar que la zona de cavitación ocupa una fracción fija de la sección transversal del orificio mientras que la fase líquida circulará por el centro del orificio. El área de sección de paso del líquido en el punto c viene dada como:

$$A_c = A_0 C_c \quad (3.12)$$

donde C_c es un parámetro que depende de la geometría del orificio, siendo de 0,61 para orificios con entrada totalmente recta, que es el caso más desfavorable.

Por otro lado, se va a asumir que no existen pérdidas en el flujo entra la primera sección y la segunda. No es una suposición muy realista debido a que, a causa del vapor, no existen esfuerzos cortantes en la pared. Sin embargo, debido a que en la sección c coexisten fase líquido y vapor, se va a suponer que la presión es la presión de vapor. Con esta suposición, se puede aplicar la ecuación de Bernoulli entre los puntos i y c :

$$p_i = p_{vap} + \frac{1}{2} \rho_f u_c^2 \quad (3.13)$$

Combinando Ecs. (3.2) y (3.13), se puede obtener la siguiente expresión del flujo másico²:

$$\dot{m}_f = A_0 C_c \sqrt{2 \rho_f (p_i - p_{vap})} \quad (3.14)$$

Observando con detenimiento Ec. (3.14) se puede extraer una conclusión muy importante. El flujo másico a través del orificio bajo condiciones de cavitación no depende de la presión aguas abajo (sección b), de modo que únicamente depende de la presión aguas arriba y la presión de vapor, prediciendo así que el orificio está colapsado.

En Sec. 3.3.3 se definió el coeficiente de descarga, cuya expresión se daba en Ec. (3.8). Combinando esta expresión con Ec. (3.14), se obtiene una expresión del coeficiente de descarga en función del parámetro de la geometría del orificio y las presiones.

$$C_d = C_c \sqrt{\frac{p_i - p_{vap}}{p_i - p_b}} \quad (3.15)$$

Esta relación de presiones se conoce como número de cavitación, K . Este número es un buen parámetro para cuantificar la intensidad de la cavitación existente en el orificio de la tobera.

$$K = \frac{p_i - p_{vap}}{p_i - p_b} \quad (3.16)$$

El salto de presión para el que la cavitación da comienzo permite definir el número de cavitación crítico, K_{crit} , a partir del cual, si se sigue aumentando el salto de presión, la intensidad de cavitación aumenta.

A partir del comienzo de la cavitación, el coeficiente de área disminuye fuertemente por la presencia del vapor y el coeficiente de velocidad aumenta debido a la disminución de la fricción con la pared, pero en menor medida, de modo que el coeficiente de descarga presenta un descenso brusco.

²Se debe tener en cuenta que para el cálculo del flujo másico se utiliza el área de la sección de paso del líquido en el punto c , A_c .

Software computacional. OpenFOAM

Gracias al avance de la tecnología, y en especial al de los computadores, unido con el gran esfuerzo logístico y económico que suponen los experimentos dentro del campo de los fluidos, cada día es más habitual recurrir a los ordenadores para solucionar los problemas de la mecánica de fluidos. Es por ello que en este capítulo se va a realizar una introducción a la mecánica de fluidos computacional (CFD) debido a que el fundamento de este trabajo es la simulación, mediante CFD, del flujo a través de una tobera de inyección. En especial, el software utilizado para la realización del proyecto es OpenFOAM. Dentro de este programa existen variedad de posibilidades para solucionar diferentes problemas (estructuras, fluidos, calor, etc). Sin embargo, para este trabajo se va a utilizar el solver multifase CavitatingFOAM, que está incluido por defecto, basado en el modelo homogéneo del equilibrio, a partir del cual se obtiene la compresibilidad de la mezcla líquido-vapor. Además, se van a comparar los resultados con otro solver multifase, que no está incluido en OpenFOAM, sino que se ha compilado de forma externa, basado en el modelo de atomización euleriano $\Sigma - Y$.

4.1 Introducción a la dinámica de fluidos computacional

El fundamento matemático de la mecánica de fluidos es un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales no lineales, mediante las cuales se rige el comportamiento de los fluidos. La mecánica de fluidos se fundamenta en tres ecuaciones: ecuación de conservación de la masa o ecuación de continuidad, ecuación de conservación de la cantidad de movimiento y ecuación de la conservación de la energía. Estas tres ecuaciones reciben, en su conjunto, el nombre de ecuaciones de Navier-Stokes.

Cuando el número de Reynolds es muy elevado, la componente convectiva es mucho más importante que la disipativa, de modo que se puede considerar el fluido como no viscoso ($\mu = 0$). Si a las ecuaciones de Navier-Stokes se les elimina el término de la viscosidad, se simplifican y se conocen como ecuaciones de Euler. Estas ecuaciones se utilizan en el estudio de fluidos compresibles y en ondas de choque.

Estas ecuaciones pueden presentarse en forma integral o diferencial, dependiendo de si se quiere estudiar una partícula en concreto o un volumen de control. Esta diferencia yace de la descripción euleriana o lagrangiana del flujo.

El método descriptivo euleriano fija su atención sobre una región en particular en el espacio y describe lo que sucede en ese punto a lo largo del tiempo. Las propiedades de la partícula del fluido dependen de la localización de la partícula en el espacio y en el tiempo. El campo de velocidades se expresa de la siguiente manera:

$$V = V(x, y, z, t) \tag{4.1}$$

Por otro lado, la descripción lagrangiana del fluido identifica cada partícula determinada del fluido y describe lo que le sucede a lo largo del tiempo. A diferencia de la descripción euleriana, esta no se centra en una región del espacio, sino que sigue a la partícula seleccionada a lo largo de su trayectoria. Matemáticamente, se expresa como:

$$V = V(t) \tag{4.2}$$

En la Fig. 4.1 se comparan gráficamente las descripciones euleriana y lagrangiana del fluido.

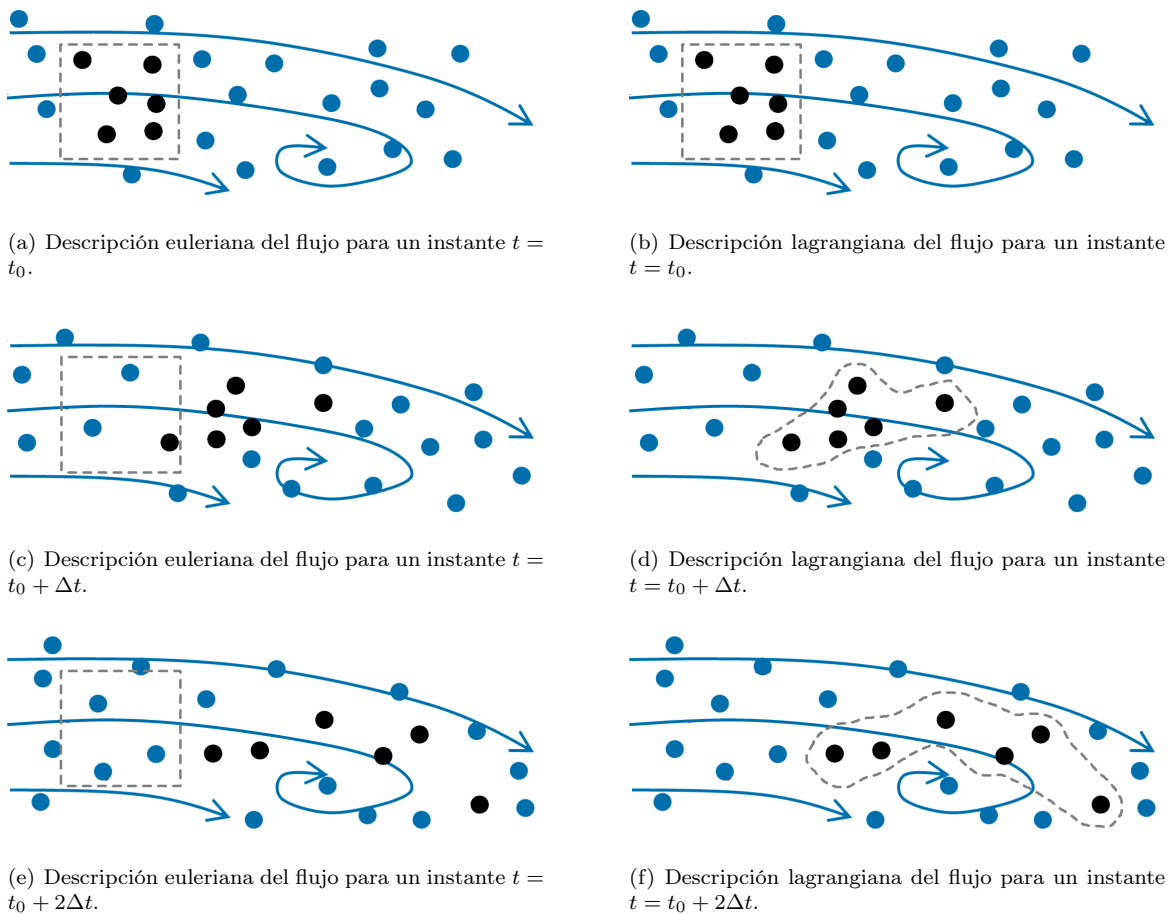


Figura 4.1: Comparación gráfica de las descripciones euleriana y lagrangiana del flujo.

Por lo tanto, las ecuaciones en su forma integral sirven para la descripción euleriana mientras que las ecuaciones en forma diferencial se utilizan para la descripción lagrangiana del fluido [21].

4.1.1 Ecuaciones en forma diferencial

Como ya se ha comentado, las ecuaciones en forma diferencial se utilizan para una descripción lagrangiana del fluido, en la que el estudio se centra en una partícula en concreto.

Ecuación de conservación de la masa

La ecuación de conservación de la masa o continuidad es una de las tres ecuaciones de Euler y se expresa en forma diferencial de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.3)$$

Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

La ecuación de conservación de cantidad de movimiento en forma diferencial es la mostrada a continuación:

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} \cdot \vec{u}) = -\frac{dp}{dx} + \vec{\nabla} \tau + \rho \vec{f}_m \quad (4.4)$$

Los términos de la derecha de la igualdad contemplan las fuerzas que son aplicadas sobre el elemento fluido, que se agrupan en fuerzas másicas y fuerzas de superficie.

Las fuerzas másicas actúan sobre la masa volumétrica del elemento fluido como pueden ser las fuerzas gravitatorias y las inerciales mientras que las fuerzas superficiales actúa sobre la superficie del elemento fluido, como son las fuerzas del tensor de esfuerzos.

Ecuación de conservación de la energía

La ecuación de conservación de la energía deriva del primer principio de la termodinámica, despreciando los términos fuente, quedando de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho h \vec{u}) = -p \vec{\nabla} \cdot (\vec{u}) + \vec{\nabla}(\sigma \cdot \vec{u}) + \vec{\nabla} \cdot (k \nabla(T)) + \rho \vec{f}_m \cdot \vec{u} + Q \quad (4.5)$$

El término de la izquierda de la igualdad representa la variación total de la energía interna y cinética del volumen diferencial. Los dos primeros términos de la derecha de la igualdad representan el trabajo de los esfuerzos en la superficie del elemento fluido por unidad de tiempo. El tercer término representa el calor transmitido por conducción en la superficie. El cuarto término representa el trabajo de las fuerzas másicas y el último término representa el calor transmitido por radiación y reacciones químicas.

Ecuación de conservación de las especies

La ecuación de conservación de las especies resulta de vital importancia en la modelización de la cavitación, en la que coexiste, como mínimo, una sustancia en dos estados (líquido y vapor), pues pueden haber más sustancias. Además, en el caso de la cavitación se debe añadir un término fuente, como se muestra a continuación:

$$\frac{\partial \rho Y_m}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho Y_m \cdot \vec{u}) = \vec{\nabla} \cdot (\rho D \cdot \nabla(Y_m)) + S_m \quad (4.6)$$

Forma general de las ecuaciones de conservación

La forma de todas las ecuaciones de conservación es la misma, de modo que se pueden expresar de la misma manera, en función de los términos temporal, convectivo, difusivo y fuente, como se muestra en Ec. (4.7).

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho\varphi\vec{u}) = \vec{\nabla} \cdot (\Gamma_\varphi\nabla(\varphi)) + S_\varphi \quad (4.7)$$

El primer término de la izquierda de la igualdad es el término temporal y el segundo es el término convectivo. A la derecha de la igualdad aparecen el término difusivo y el término fuente respectivamente.

En la Tabla 4.1 se muestra un resumen de los términos de Ec. (4.7) para cada una de las ecuaciones de conservación.

Ecuación	φ	Γ_φ	S_φ
Masa	1	-	-
Momento (3 Ecs.)	u_i	μ	$-\frac{dp}{dx} + \vec{\nabla} \cdot \tau + \rho \vec{f}_m$
Energía	h	k	$-p\vec{\nabla} \cdot (\vec{u}) + \rho \vec{f}_m \cdot \vec{u} + \vec{\nabla} \cdot (\sigma \cdot \vec{u}) + Q$
Especies	Y_m	ρD	S_m

Tabla 4.1: Valores de los parámetros de la ecuación de conservación general en forma diferencial para cada ecuación.

4.1.2 Ecuaciones en forma integral

Las ecuaciones en forma integral se utilizan para solucionar el sistema que ocupa el volumen de control en un instante. Es acorde al modelo descriptivo euleriano.

Ecuación de conservación de la masa

La ecuación de conservación de la masa o continuidad es una de las tres ecuaciones de Euler y se expresa en forma diferencial de la siguiente manera:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho dV + \int_{S_c} \rho \cdot (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (4.8)$$

donde:

- $\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho dV$: Variación con el tiempo de la cantidad de movimiento en un volumen de control
- $\int_{S_c} \rho \cdot (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS$: Flujo neto de masa a través de la superficie de ese volumen de control

Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

La ecuación de conservación de cantidad de movimiento en forma integral es la mostrada a continuación:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \vec{u} dV + \int_{S_c} \rho \vec{u} (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS = \int_{S_c} \tau \cdot \vec{n} dS + \int_{V_c} \rho \vec{f}_m dV \quad (4.9)$$

donde:

- $\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \vec{u} dV$: Variación con el tiempo de la cantidad de movimiento en un volumen de control
- $\int_{S_c} \rho \vec{u} (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS$: Flujo neto de la cantidad de movimiento a través de la superficie de ese volumen de control
- $\int_{S_c} \tau \cdot \vec{n} dS$: Fuerzas que actúan sobre la superficie
- $\int_{V_c} \rho \vec{f}_m dV$: Fuerzas másicas

Ecuación de conservación de la energía

La ecuación de conservación de la energía deriva del primer principio de la termodinámica, despreciando los términos fuente, quedando de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \left(h + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) dV + \int_{S_c} \rho \left(h + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS = \\ \int_{S_c} \vec{n} \cdot \tau \cdot \vec{u} dS + \int_{V_c} \rho \vec{f}_m \cdot \vec{u} dS - \int_{S_c} \vec{q} \cdot \vec{n} dS + \int_{V_c} Q dV \end{aligned} \quad (4.10)$$

donde:

- $\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \left(h + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) dV + \int_{S_c} \rho \left(h + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS$: Representa la variación de la energía intera de un sistema termodinámico. Es la variación con el tiempo de la energía total contenida en un volumen fluido
- $\int_{S_c} \vec{n} \cdot \tau \cdot \vec{u} dS$: Trabajo de las fuerzas de superficie por unidad de tiempo
- $\int_{V_c} \rho \vec{f}_m \cdot \vec{u} dS$: Trabajo de las fuerzas másicas por unidad de tiempo
- $\int_{S_c} \vec{q} \cdot \vec{n} dS$: Flujo de calor transmitido por conducción a través de la superficie
- $\int_{V_c} Q dV$: Flujo de calor transmitido por radiación y reacciones químicas

Forma general de las ecuaciones de conservación

Del mismo modo que ocurre con las ecuaciones en forma diferencial, las ecuaciones en forma integral tienen todas la misma forma, de modo que se pueden agrupar en una única ecuación y particularizar para cada caso. Dicha expresión general se muestra a continuación:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \varphi dV + \int_{S_c} \rho \varphi \vec{u} d\vec{S} = \int_{S_c} \Gamma_\varphi \nabla(\varphi) \cdot d\vec{S} + \int_{V_c} S_\varphi dV \quad (4.11)$$

Los valores de las variables están expresados en la Tabla 4.2.

Ecuación	φ	$\Gamma_\varphi \nabla(\varphi)$	S_φ
Masa	1	-	-
Momento (3 Ecs.)	u_i	$\tau \cdot \vec{n}$	$\rho \vec{f}_m$
Energía	$h + \frac{1}{2} \vec{u}^2$	$\tau \vec{u} \cdot \vec{n} - \vec{q} \cdot \vec{n}$	$\rho \vec{f}_m \cdot \vec{u} + Q$

Tabla 4.2: Valores de los parámetros de la ecuación de conservación general en forma integral para cada ecuación.

4.1.3 Discretización de las ecuaciones

La resolución analítica de las ecuaciones anteriores queda reducida a unos pocos casos particulares, para algunos tipos de flujos y situaciones muy concretas. Por lo tanto, se hace evidente que un análisis numérico es necesario para obtener una solución aproximada. Es en este punto donde entra en juego la mecánica de fluidos computacional.

La dinámica de fluidos computacional es una de las ramas de la mecánica de fluidos que se encarga de resolver las ecuaciones de Navier-Stokes mediante métodos numéricos y algoritmos que discretizan dichas ecuaciones. Hasta la llegada de los ordenadores, plantear una solución numérica aproximada era prácticamente imposible, mientras que hoy en día cualquier ordenador de sobremesa tiene capacidad para instalar un programa de CFD y comenzar a resolver un problema de mecánica de fluidos.

El éxito de la mecánica de fluidos computacional yace en su manera de discretizar las ecuaciones, creando una malla espacial, dividida en pequeñas celdas o volúmenes de control, en las que se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes discretizadas.

A la hora de discretizar las ecuaciones, existen varios modelos de discretización que convierten el sistema de ecuaciones diferenciales en un sistema de ecuaciones algebraicas. Los más comunes son el método de diferencias finitas, el método de elementos finitos y el método de volúmenes finitos. Este último es el más utilizado en termofluidodinámica y el utilizado por *OpenFOAM*.

El método de los volúmenes finitos permite discretizar y resolver numéricamente las ecuaciones de conservación [33]. Las ecuaciones se plantean de forma integral y conservativa en volúmenes de control. El volumen total la suma del volumen de cada una de las celdas. Aplicando la discretización a Ec. (4.11), se obtiene la siguiente expresión algebraica para cada celda:

$$\frac{\partial(\rho_P \varphi_P)}{\partial t} V + \sum_f^{N_f} \rho_f \varphi_f \vec{u}_f \cdot \vec{S}_f = \sum_f^{N_f} \Gamma_{\varphi, f} (\nabla(\varphi)_f \cdot \vec{S}_f + S_{\varphi, P} V \quad (4.12)$$

Los valores de las propiedades en las caras de la celda (φ_f) se relacionarán con los valores del centroide de la celda considerada (φ_P) y de sus vecinas (φ_{nb}) a través de métodos de discretización, de manera que se obtiene:

$$a_P \varphi_P = \sum_{nb}^{N_{nb}} a_{nb} \varphi_{nb} + b \quad (4.13)$$

A la hora de discretizar los diversos términos (convectivo, difusivo, temporal) de Ec. (4.11) se deben tener en cuenta algunas consideraciones.

Término difusivo

El término difusivo es el siguiente:

$$\int_{S_c} \Gamma_\varphi \nabla \varphi \cdot d\vec{S} \longrightarrow \sum_f^{N_f} \Gamma_{\varphi,f} (\nabla \varphi)_f \cdot \vec{S}_f \quad (4.14)$$

La interpolación del coeficiente Γ_φ en caras no es problemática, suele ser suficiente utilizar una media armónica.

Para evaluar el gradiente, se utiliza una reconstrucción de Green-Gauss o LSQ. Además se busca un segundo orden en discretización espacial.

Término convectivo

El término convectivo es el siguiente:

$$\int_{S_c} \rho \varphi \vec{u} d\vec{S} \longrightarrow \sum_f^{N_f} \rho_f \varphi_f \vec{u}_f \cdot \vec{S}_f \quad (4.15)$$

Este término de las ecuaciones de conservación es el que mayor número de posibilidades distintas tiene, ya que tiene que cumplir diversas propiedades:

- **Conservativo:** expresión consistente del flujo en caras para que al concatenar celdas se cancelen.
- **Acotado:** la matriz de coeficientes de la ecuación debe ser diagonal estrictamente dominante, para cumplir el criterio de Scarborough.
- **Transportivo:** el esquema tiene en cuenta la dirección de propagación, para cualquier número de Peclet.

A la hora de discretizar el término convectivo, se pueden escoger diversos esquemas de discretización en función de la calidad de la malla, la precisión deseada, el coste computacional, etc. Entre los más utilizados destacan los siguientes:

- **Central differencing scheme (CDS):** Es un esquema de discretización de segundo orden, pero no es transportivo ni acotado para números de Peclet superiores a 2. Este esquema produce oscilaciones, de modo que sólo es recomendable en LES donde se puede acotar.
- **Upwind schemes (UD):** el valor del término convectivo (φ_f) se toma a partir de los valores de los nodos aguas arriba. Se cumplen todas las propiedades (conservativo, acotado y transportivo). Existen esquemas UD de primer y segundo orden. Los de primer orden provocan elevada difusión numérica, de modo que se opta por los de segundo orden que provocan menor difusión, por lo que son más populares en RANS.

Término temporal

El término temporal es el siguiente:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \varphi dV \longrightarrow \frac{\partial(\rho_P \varphi_P)}{\partial t} V \quad (4.16)$$

Existen dos maneras de discretizar el término temporal: explícita e implícita, teniendo cada una ventajas y desventajas.

- **Discretización explícita:** Cuando se aplica una discretización explícita de primer orden, se obtiene directamente el nuevo valor de φ . Sin embargo, el paso temporal está restringido por la condición de Courant-Friedrich- Lewy (CFL), pudiendo ser muy restrictiva.
- **Discretización implícita:** A diferencia del método explícito, el implícito se debe resolver iterativamente por cada paso temporal para obtener el valor de φ , de modo que el coste computacional es mayor, pero a cambio el esquema temporal es incondicionalmente estable.

4.1.4 Resolución del sistema de ecuaciones

Para cada ecuación de transporte se tiene un sistema de ecuaciones algebraicas. Existen tantas ecuaciones como celdas. Una vez aplicadas las ecuaciones de Navier-Stokes en cada celda, se ensamblan en una matriz algebraica para su posterior resolución, ya que los ordenadores están optimizados para trabajar con matrices.

Para solucionar las matrices, se utilizan *linear solvers*, como pueden ser Gauss-Seidel o AMG que iteran hasta alcanzar la tolerancia escogida por el usuario. Dependiendo de las ecuaciones que se le asignen a las variables ρ y p , el tipo de *solver* es diferente. Por lo tanto, los *solver* se clasifican en *density-based solvers* y *pressure-based solvers* en función de las ecuaciones que se utilicen para obtener dichas variables. Dependiendo del número de Mach o el tipo de formulación, se puede escoger uno u otro como se ve a continuación.

- **Density-based solver**

En este tipo de *solver* la densidad se obtiene a partir de la ecuación de continuidad mientras que la presión se obtiene a partir de las ecuaciones de estado. Todas las ecuaciones de transporte se resuelven simultáneamente, salvo las de transporte. Además, es intrínsecamente transitorio, lo que permite una formulación explícita del avance temporal.

- **Pressure-based solver**

A diferencia del caso anterior, la presión se obtiene a partir de la ecuación de continuidad además de la del momento y la densidad con las ecuaciones de estado. Las ecuaciones de transporte se resuelven de manera desacoplada, salvo p y v , que se pueden resolver con un método predictor-corrector (*p-v coupling*) o a la vez (*coupled*). Con este *solver* se puede realizar una formulación realmente estacionaria.

los métodos computacionales están limitados desde el punto que solamente proporcionan soluciones aproximadas, por lo que se hacen necesarios experimentos para validar los cálculos.

Además, fenómenos como la turbulencia y la cavitación se basan en correlaciones obtenidas a partir de datos empíricos, lo que no deja de ser otra aproximación.

A la hora de resolver un sistema acoplado de ecuaciones, se debe controlar la evolución de las variables de estudio φ , haciendo uso de los factor de sub-relajación. La evolución de las variables sigue el siguiente esquema:

$$\varphi_{n+1} = \varphi_n + \alpha_\varphi \cdot \Delta\varphi \quad (4.17)$$

Para que el proceso de convergencia sea robusto, el valor de α_φ debe ser pequeño, hecho que conlleva un proceso de convergencia más lento. Si, por otro lado, se desea que el proceso de convergencia sea más rápido, se debe aumentar el valor de α_φ hasta un máximo de 1, pero puede convertir el proceso en inestable e incluso puede llegar a divergir.

Para tener una idea de el grado de convergencia de la solución, se utilizan los residuales, que cuantifican el error en la solución del sistema de ecuaciones. Los residuales miden el desequilibrio local de una variable conservada en cada volumen de control. Por lo tanto, cada celda tendrá su propio valor residual para cada una de las ecuaciones que se esté resolviendo. El valor de los residuales nunca será igual a 0 en una solución numérica, pero se considera que ha convergido el sistema cuando se alcanza cierta tolerancia [36].

- $R^\varphi < 10^{-3}$ para continuidad
- $R^\varphi < 10^{-6}$ para el resto de ecuaciones

A parte de los residuales, también se puede utilizar como indicador de convergencia el flujo, vigilando que no presente características antinaturales o simplemente sea extraño. También se debe tener en cuenta la conservación de forma integral en todo el volumen de control. Una manera sencilla de comprobarlo es que el flujo másico sea el mismo a la entrada que a la salida.

Aún teniendo en cuenta que los residuales son correctos y parece que el caso ha convergido, el mayor error que se puede cometer al utilizar CFD es fiarse de los resultados obtenidos, ya que muchas veces el caso converge y ofrece resultados, pero estos pueden distar bastante de la realidad simplemente por seleccionar de manera errónea una condición de contorno, más aún si se trata de un modelo turbulento, que es altamente caótico.

Por lo tanto, el usuario de CFD tiene que tener siempre una idea de como se debe comportar el sistema, haciendo uso de la experiencia y la bibliografía.

4.1.5 Modelos de Turbulencia

Una de las mayores complejidades de la mecánica de fluidos es el tratamiento de la turbulencia, ya que se caracteriza por:

- **Irregularidad:** los flujos turbulentos son altamente caóticos
- **Difusividad:** la energía del flujo turbulento acelera la homogeneización. La propiedad responsable de aumentar la mezcla se llama difusividad. Es un aspecto a tener en cuenta en la inyección de diésel en la cámara de combustión, ya que a mayor difusividad, mejor será la mezcla entre aire y combustible y la combustión será más eficiente.

- **Rotacional:** debido a la generación de fuertes vórtices tridimensionales, los flujos turbulentos se caracterizan por tener vorticidad no nula.
- **Disipación:** la turbulencia se disipa rápidamente debido a que se necesita una gran cantidad de energía para mantener un flujo turbulento, pero la energía cinética se convierte en energía interna.

La gran parte de los flujos de los problemas de ingeniería son turbulentos, es por ello que la turbulencia adquiere gran importancia. Como ya se ha comentado, en los procesos de inyección se busca un flujo turbulento que mejore la mezcla de aire con el combustible, ya que gracias a la turbulencia las gotas de combustible se separan de la vena líquida.

Por lo tanto, un buen programa de CFD es aquel que consigue modelar la turbulencia lo más fielmente posible con la realidad. Entre los diversos métodos de resolver la turbulencia, destacan tres: DNS, RANS y LES.

- **DNS (*Direct Numerical Simulations*):** Una simulación DNS es aquella en la que las ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven numéricamente sin ningún modelo de turbulencia, de modo que todas las escalas temporales y espaciales de la turbulencia tienen que ser resueltas. La memoria utilizada con este método crece rápidamente con el número de Reynolds, de modo que se debe utilizar un método explícito de resolución, es decir, se debe resolver el sistema usando pasos temporales Δt suficientemente pequeños de modo que la partícula fluida solo se mueva una fracción h de la malla en cada paso, manteniendo el número de Courant inferior a la unidad.

$$C = \frac{u' \Delta t}{h} < 1 \quad (4.18)$$

- **RANS (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*):** el método RANS se basa en calcular las tensiones de Reynolds. Para ello, trata de modelar la viscosidad turbulenta, haciendo uso, por ejemplo, de la hipótesis de Boussinesq. Para ello se utilizan tanto modelos lineales como modelos no lineales, que modelan todas las escalas de la turbulencia. Al modelar todas las escalas, el coste computacional es mejor.
- **LES (*Large Eddy Simulation*):** El método LES tiene cierto parecido con la teoría de similitud de Kolmogorov, ya que considera que los grandes torbellinos dependen de la geometría mientras que las escalas más pequeñas son universales. Esta característica permite resolver explícitamente los grandes remolinos mientras que los pequeños se resuelven de manera implícita haciendo uso de modelos *subgrid-scale*.

Dependiendo de la aplicación y la capacidad de cálculo que se disponga, se utiliza uno u otro modelo. El modelo RANS es el que menor coste computacional requiere ya que modela todas las escalas mientras que el modelo DNS resuelve todas las escalas explícitamente, hecho que requiere mucho mayor coste computacional. El modelo LES es un punto medio entre los otros dos, ya que modela las pequeñas escalas y resuelve las mayores.

Todos estos métodos de resolver la turbulencia utilizan modelos de turbulencia de los que se ha comentado que existen tanto lineales como no lineales. Los más comunes son los modelos de turbulencia de RANS de una y dos ecuaciones, los cuales se van a explicar con mayor detalle a continuación.

Modelo $k - \varepsilon$

El modelo $k - \varepsilon$ es uno de las más comunes, a pesar de no ofrecer resultados correctos en situaciones con grandes gradientes adversos de presión [34]. Es un modelo de dos ecuaciones que incluye dos ecuaciones de transporte adicionales para representar las propiedades turbulentas del flujo. La primera de las ecuaciones se utiliza para cuantificar la energía cinética turbulenta k mientras que la segunda está destinada a la disipación turbulenta ε . Esto permite tener en cuenta efectos como la convección y difusión de la energía turbulenta. Una de las maneras de evaluar la disipación turbulenta es la siguiente expresión:

$$\varepsilon = C_\mu \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4.19)$$

donde C_μ es una constante del modelo turbulento que normalmente adquiere el valor de 0,09.

Existen diferentes formulaciones de los modelos $k - \varepsilon$, como son *standard k-epsilon model*, *realisable k-epsilon model* o *RNG k-epsilon model*. Sin embargo, el más utilizado es el primero, de Launder y Sharma [15]. Este modelo trata de mejorar el modelo *mixing-length* así como encontrar una alternativa a la prescripción algebraica de las escalas de longitud turbulenta en corrientes de moderada a alta complejidad.

Modelo $k - \omega$

El modelo $k - \omega$, al igual que el anterior, es un modelo de dos ecuaciones que incluye dos ecuaciones extras de transporte. La primera tiene en cuenta la energía cinética turbulenta al igual que $k - \varepsilon$. Sin embargo, la segunda en este caso contabiliza los efectos de la disipación específica ω . Esta variable es la que determina las escalas de la turbulencia y se puede calcular de la siguiente manera:

$$\omega = \frac{k^{1/2}}{l} \quad (4.20)$$

Comparando Ecs. (4.19) y (4.20) se aprecia que la diferencia entre ambos términos es que ω está dividido por k^2 .

Entre los modelos $k - \omega$ destaca el *SST k-omega*. La formulación de transporte de esfuerzo cortante (SST) combina el uso de la formulación $k - \omega$ en las partes internas de la capa límite de modo que el modelo es utilizable hasta la pared a través de la subcapa viscosa y el uso de un modelo $k - \varepsilon$ en la corriente libre que evita el problema de los modelos $k - \omega$ que son demasiado sensibles a las propiedades turbulentas del flujo libre de entrada.

El modelo *SST k - omega* ofrece un buen comportamiento frente a gradientes de presión negativos y flujo separado [20]. Sin embargo, produce niveles de turbulencia demasiado elevados en regiones con una deformación normal grande [10], como en regiones de estancamiento y regiones con aceleración fuerte. Esta tendencia es menos pronunciada con un modelo $k - \varepsilon$.

Modelo *Spalart – Allmaras*

Este modelo, a diferencia de los anteriores posee únicamente una ecuación, la cual resuelve una ecuación de transporte para la viscosidad cinemática turbulenta, ν_t . Este modelo de turbulencia está diseñado específicamente para la aplicación aeronáutica [31], ofreciendo buenos resultados en las capas límite sujetas a gradientes de presión adversos.

El modelo trabaja eficientemente con bajos números de Reynolds, requiriendo que la región afectada por la viscosidad de la capa límite sea resuelta adecuadamente ($y^+ \sim 1$). Sin embargo, este modelo no predice adecuadamente la desintegración de la turbulencia isotrópica homogénea.

4.2 Introducción a OpenFOAM

El *software* computacional OpenFOAM (*Open Field Operation and Manipulation*) se trata de un programa de CFD de código libre basado en el lenguaje C++. Esta herramienta puede resolver problemas de combustión, fluidos compresibles e incompresible, electromagnetismo o tensiones, entre otros, por lo que es un programa competitivo frente a otros de pago.

OpenFOAM es principalmente una librería de C++, usada para crear ejecutables, conocidos como aplicaciones. Estas aplicaciones se dividen en dos categorías: *solvers*, utilizados para resolver un problema específico con mecánica del medio continuo, y *utilities*, que están diseñadas para llevar a cabo tareas que conllevan manipulación de información.

4.2.1 Estructura de OpenFOAM

Este programa tiene la posibilidad de configurar un caso desde el principio hasta el final, ya que posee herramientas de pre-procesado, cálculo y post-procesado. En la Fig. 4.2 se muestra un esquema con la estructura de OpenFOAM.

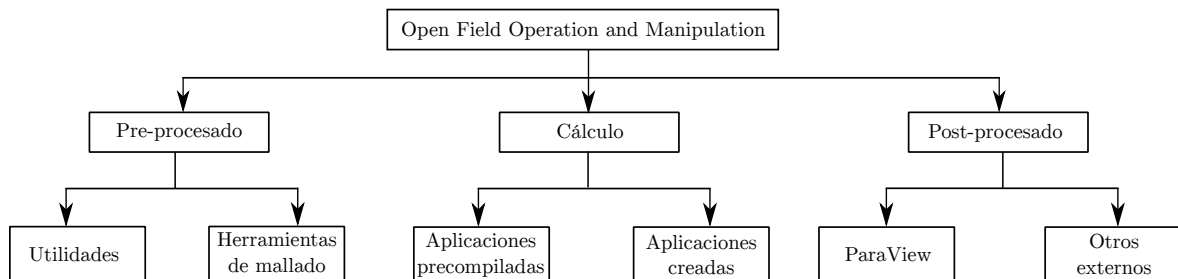


Figura 4.2: Esquema de la estructura de OpenFOAM.

Cada caso de estudio se identifica por poseer tres directorios principales, que son el directorio *system*, el directorio *constant* y el directorio de tiempo, normalmente denominado 0. Cada directorio tiene una función principal:

- **Directorio *system***

Este directorio está dirigido a establecer los parámetros asociados con el procedimiento de solución en sí. Como mínimo contiene 3 archivos: *controlDict* que controla los parámetros de ejecución como son el tiempo de inicio y de fin, el salto temporal y los parámetros de

salida, *fvSchemes* que controla los esquemas de discretización y *fvSolution* donde aparecen las ecuaciones a utilizar según el *solver*.

■ **Directorio *constant***

Este directorio contiene una descripción completa de la malla del caso en un subdirectorio denominado *polyMesh* así como archivos que especifican las propiedades físicas para la aplicación en cuestión.

■ **Directorio de tiempos**

Este directorio contiene archivos individuales de información de campos particulares, como son los valores iniciales y las condiciones de contorno que debe establecer el usuario para definir el problema. El nombre de cada directorio se basa en el tiempo de simulación, de modo que antes de ejecutar el caso debe existir únicamente el directorio 0.

En la Fig. 4.3 se esquematizan los directorios de un caso cualquiera de OpenFOAM.

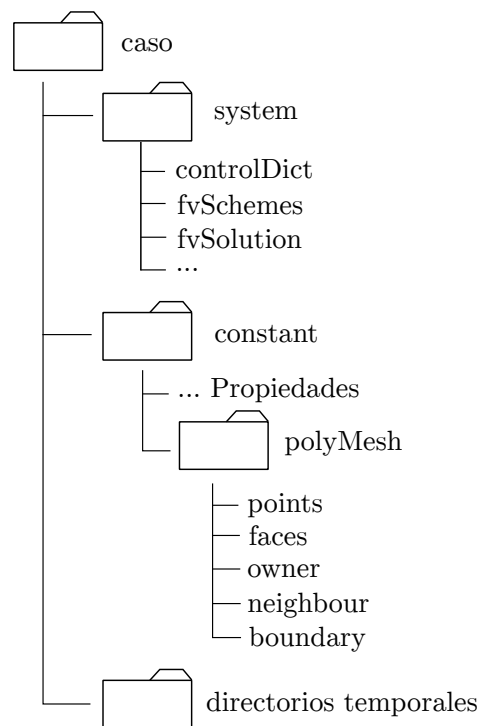


Figura 4.3: Esquema de la configuración de un caso de OpenFOAM.

4.2.2 Solvers utilizados en OpenFOAM

cavitatingFoam

El software OpenFOAM tiene múltiples *solvers*. Uno de ellos es *cavitatingFoam*. Es un método utilizado para flujo compresible multifase que se utiliza para modelar la cavitación transitoria basándose en el modelo homogéneo de equilibrio a partir del que se puede obtener la compresibilidad de la mezcla líquido-vapor. El modelo de turbulencia es genérico, pudiéndose escoger tanto un modelo RAS como un modelo LES.

Como se ha comentado, el *solver* `cavitatingFoam` es multifase y está basado en la aproximación a la mezcla entre dos fases mediante la ecuación barotrópica de estado [1], que describe el modelo de cavitación basado en la relación entre la presión y la densidad, definida como:

$$\frac{D\rho_m}{Dt} = \Psi \frac{DP}{Dt} \quad (4.21)$$

El parámetro Ψ que aparece en Ec. (4.21) hace referencia a la compresibilidad de la mezcla y corresponde a la inversa de la velocidad del sonido al cuadrado, como se muestra a continuación:

$$\Psi = \frac{1}{a^2} \quad (4.22)$$

La Ec. (4.21) puede insertarse directamente en la ecuación de conservación de la masa para obtener una expresión de la presión en función de la densidad. La fracción de líquido en el la mezcla del fluido se define como γ , que se calcula de la siguiente manera:

$$\gamma = \frac{\rho_m - \rho_{l,sat}}{\rho_{v,vap} - \rho_{l,sat}} \quad (4.23)$$

De la ecuación anterior se deduce inmediatamente que cuando $\gamma = 0$ no existe cavitación, mientras que cuando $\gamma = 1$, la cavitación ocupa toda la celda. La densidad de la mezcla, ρ_m se calcula teniendo en cuenta el ratio de vapor dentro del fluido, como se muestra en la ecuación 4.24.

$$\rho_m = (1 - \gamma)\rho_l^0 + (\gamma\Psi_v + (1 - \gamma)\Psi_l)P_{sat} + \Psi_m(P - P_{sat}) \quad (4.24)$$

Los subíndices l y v de Ec. (4.24) hacen referencia al líquido y vapor, respectivamente, mientras que el subíndice m se refiere a la mezcla. La compresibilidad de la mezcla se puede calcular de diferentes maneras. OpenFOAM utiliza el modelo lineal de Wallis, mostrado a continuación:

$$\Psi_m = \gamma\Psi_v + (1 - \gamma)\Psi_l \quad (4.25)$$

Del mismo modo que OpenFOAM utiliza una correlación para obtener la compresibilidad de la mezcla, utiliza la misma correlación para calcular la viscosidad dinámica de la mezcla, de la siguiente manera:

$$\mu_m = \gamma\mu_v + (1 - \gamma)\mu_l \quad (4.26)$$

Una vez obtenidos los parámetros necesarios, `cavitatingFoam` empieza resolviendo la ecuación de conservación de la masa para la densidad de la mezcla, como se muestra en Ec. (4.27):

$$\frac{\partial\rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m U) = 0 \quad (4.27)$$

donde U representa la velocidad de la mezcla.

Una vez calculada el valor de la densidad de la mezcla ρ_m , se utiliza para obtener valores preliminares de γ y Ψ . Una vez obtenidos, se soluciona la ecuación de conservación de cantidad de movimiento:

$$\frac{\partial \rho_m U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m U U) = -\nabla P + \nabla \cdot ((\mu_{eff}(\nabla U + (\nabla U)^T)) \quad (4.28)$$

donde μ_{eff} es la viscosidad efectiva, dada por:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.29)$$

donde μ_t representa la viscosidad turbulenta, modelada mediante uno de los modelos de turbulencia RANS o LES. Para `cavitatingFoam` se va a utilizar el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$.

El *solver* `cavitatingFoam` utiliza el algoritmo PIMPLE, que combina las propiedades de velocidad de PISO y la estabilidad de los algoritmos SIMPLE. Es un proceso iterativo para calcular la presión del flujo y la velocidad correcta. La ecuación que se soluciona en el bucle para calcular la presión es de nuevo la ecuación de conservación de la masa, pero transformada en una ecuación de presión utilizando el equilibrio de la mezcla (Ec. (4.24)), quedando de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \Psi P}{\partial t} - (\rho_l^0 + (\Psi_l - P_{si_v})P_{sat}) \frac{\partial \gamma}{\partial t} - P_{sat} \frac{\partial \Psi}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \vec{U}) = 0 \quad (4.30)$$

Finalmente, cabe indicar que para la resolución numérica se utiliza un esquema lineal de Gauss para la divergencia y los términos gradientes, un esquema lineal corregido de Gauss para los términos Laplacianos, un esquema lineal para interpolar los términos y un esquema de Euler para los términos temporales.

cavSigmaY

El *solver* `cavSigmaY` está basado en el modelo de atomización $\Sigma - Y$, que está siendo utilizado en los últimos años como una alternativa a los modelos Lagrangianos clásicos [5, 8]. Este modelo es capaz de resolver conjuntamente un flujo con dos fases con una ecuación de la densidad superficial de la interfase que calcula el alcance del proceso de atomización.

Este modelo considera la mezcla de gas/líquido como un pseudofluido con un único campo de velocidades. Se pueden separar las grandes escalas de las características del flujo, como el transporte de masa de los procesos de atomización, los cuales ocurren a pequeñas escalas. Esta separación es posible debido a que se asume que el flujo que sale del inyector está operando a grandes números de Weber y Reynolds.

Dicha separación permite resolver directamente las grandes escalas mientras que el transporte turbulento se modela utilizando las ecuaciones de cierre de los esquemas de RANS.

Bajo la suposición de que las dos fases forman una mezcla inmiscible, el valor promedio en masa de la función indicadora está relacionado con la densidad por:

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = \frac{Y_l}{\rho_l} + \frac{Y_v}{\rho_v} \quad (4.31)$$

El valor de ρ_v se obtiene haciendo uso de la ecuación de estado para un gas ideal y ρ_l se considera un flujo compresible, que se calcula con correlaciones empíricas proporcionadas por NIST [25].

Para rastrear la dispersión de la fase líquida, se utiliza una función indicadora cuyo valor es la unidad para la fase líquida y cero para la fase gas. La fracción volumétrica media del líquido se denota por \bar{Y} y la fracción media de masa se muestra en la Eq. (4.32).

$$\tilde{Y} = \frac{\rho \bar{Y}}{\bar{\rho}} \quad (4.32)$$

La fracción másica Y_i se calcula usando la ecuación de conservación de las especies (Ec. (4.6)), en este caso serían dos especies, combustible líquido y vapor, que se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{\partial \bar{\rho} Y_i}{\partial t} + \nabla \cdot \bar{\rho} \tilde{u} Y_i = \nabla \cdot (\bar{\rho} D \nabla Y_i) + S_i \quad (4.33)$$

donde el término fuente S_i está asociado a la transferencia de masa debida a los cambios de fase.

Por otro lado, la porosidad se calcula como se muestra a continuación:

$$\alpha_l = \frac{Y_l \bar{\rho}}{\rho_l} \quad (4.34)$$

Para calcular la transporte de masa entre el líquido y el gas se utiliza un modelo basado en el modelo de relajación homogéneo propuesto por Bilicki et al. [3], que asume una ecuación de estado de primer orden para la evolución del título de vapor instantánea, x a partir de su valor de equilibrio \bar{x} a través de una escala temporal dada, θ como se muestra a continuación:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\bar{x} - x}{\theta} \quad (4.35)$$

La escala temporal se calcula a través de una expresión empírica propuesta por Downar-Zapolski et al. [6] mostrada en Ec. (4.36).

$$\theta = 3,84 \cdot 10^{-7} \alpha^{-0,54} \varphi^{-1,76} \quad (4.36)$$

$$\varphi = \left| \frac{p_{sat} - p}{p_{crit} - p_{sat}} \right| \quad (4.37)$$

El equilibrio no instantáneo del título de vapor se muestra en Ec. (4.38) mientras que el equilibrio del título de vapor está expresado en Ec. (4.39).

$$x = \frac{Y_v}{Y_v + Y_l} \quad (4.38)$$

$$\bar{x} = \frac{h - h_{l,sat}}{h_{v,sat} - h_{l,sat}} \quad (4.39)$$

Iterando Ec. (4.35) desde un estado actual $x^{(0)}$ en el tiempo t_0 hasta un nuevo estado $x^{(1)}$ en un tiempo $t_0 + \Delta t$ se puede obtener el título de vapor haciendo uso de la siguiente expresión:

$$x^{(1)} = \bar{x} - (\bar{x} - x^{(0)})e^{-\nabla t/\theta} \quad (4.40)$$

Denotando el volumen de la celda como V y obteniendo el título de vapor del no-equilibrio para un tiempo t_0 con la ayuda de Ec. (4.38), el término fuente de Ec. (4.33) se puede calcular de la siguiente manera:

$$S_v = \frac{(x^{(1)} - x^{(0)}) (m_v + m_l)}{V \nabla t} = \frac{(x^{(1)} - x^{(0)}) \rho^{(0)} (Y_v^{(0)} + Y_l^{(0)})}{\nabla t} \quad (4.41)$$

donde el término fuente relacionado a la ecuación de transporte del líquido es $S_l = -S_v$.

Validación del código

En este capítulo se realiza la validación del código del modelo de atomización euleriano con cavitación descrito en 4.2.2, comparándolo con resultados experimentales y computacionales de un solver de OpenFOAM, cavitatingFoam. En primer lugar se han establecido las condiciones de contorno y se ha estudiado la independencia de malla. Una vez escogida la malla óptima, se han estudiado distintos parámetros como los contornos de presión o el gasto másico para comprobar la validez de los resultados.

En cuanto a los resultados, se observa que la desviación obtenida en el gasto másico es inferior al 3% y los contornos de presión se ajustan en la parte inicial del conducto y en la final, difiriendo en la parte central, pero se puede concluir que el código resulta adecuado para estudiar la cavitación.

5.1 Introducción

En este capítulo se va a validar el modelo de atomización euleriano con cavitación que se utilizará en capítulos posteriores en el estudio de las toberas de los inyectores. Siempre que se implementa un modelo nuevo de simulación, antes de proceder a los cálculos, se debe comprobar que los resultados son loables. Para validarlo, se utilizan conductos de Venturi tabulados en los que se han realizado estudios experimentales con los que se pueden comparar los resultados.

Para la validación de este código se han utilizado los resultados experimentales ofrecidos por Neroorkar et al. [24] y Winklhofer et al. [35]. Estas publicaciones ofrecen datos experimentales para comparar sobre dos geometrías distintas, una denominada *throttle J* con una sección recta y otra denominada *throttle U* con una contracción del 5% en el orificio de salida. Además, también se van a comparar con resultados computacionales de un *solver* ya validado, como es el caso del *solver* de OpenFOAM, cavitatingFoam. Por lo tanto, a la hora de configurar el caso, se va a configurar para ambos *solvers*.

5.2 Geometría y condiciones de contorno

La geometría de ambos conductos se diferencia únicamente en la contracción en la salida del *throttle U*. Esta diferencia geométrica no afecta a las partes que componen el contorno, que son cuatro: *inlet*, *outlet*, *walls* y *frontBack*, de modo que tampoco afecta a las condiciones de contorno a aplicar, por lo que serán las mismas para los dos estudios. En la Fig. 5.1 se presenta un fragmento de la malla de ambas geometrías, correspondiente al conducto, donde se puede observar la contracción que hay en la salida de la tobera U.

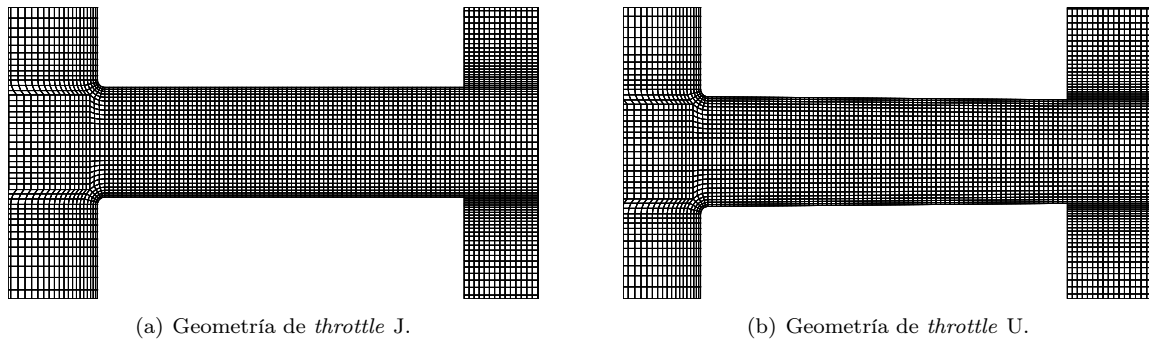


Figura 5.1: Comparación gráfica de las descripciones euleriana y lagrangiana del flujo.

Por otro lado, en la Fig. 5.2 se muestra un esquema completo de *throttle J* donde se señalan las cuatro partes de la geometría, en las que se van a aplicar las condiciones de contorno. La parte *inlet* corresponde a la entrada, la parte *outlet* corresponde a la salida, la parte *walls* corresponde a todas las paredes del conducto salvo la frontal y la trasera, en las que se aplican otras condiciones y se incluyen dentro de la parte *frontBack*, como queda representado en la figura.

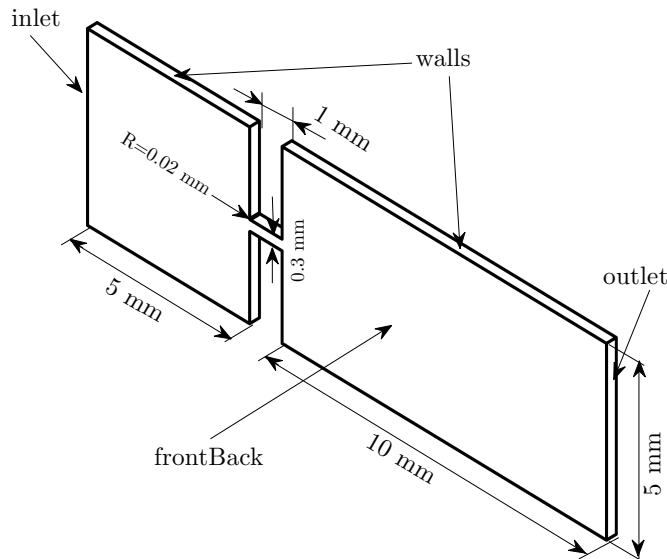


Figura 5.2: Esquema de la geometría de *throttle J* con las dimensiones y las partes de la malla.

Las condiciones de contorno a aplicar en ambos *solvers* son las mostradas en las Tablas 5.1 y 5.2.

patch	γ [-]	k [m ² /s ²]	ν_t [m ² /s]	ω [s ⁻¹]	p [Pa]	ρ [kg/m ³]	U [m/s]
inlet	calculated uniform 0	turbulentIntensity- KineticEnergyInlet uniform 0.05	calculated uniform 0	turbulentMixing- LegthFrequencyInlet uniform 77200	totalPressure uniform 100e5	fixedValue uniform 845	zeroGradient uniform 0
outlet	calculated uniform 0	zeroGradient	calculated uniform 0	zeroGradient	fixedValue uniform 35e5 ^a	fixedValue uniform 835	zeroGradient uniform 0
walls	calculated uniform 0	kqRWallFunction uniform 10.0	nutkWallFunction uniform 0	omegaWallFunction uniform 77200	zeroGradient	zeroGradient	fixedValue uniform 0
frontBack	empty	empty	empty	empty	empty	empty	empty

Tabla 5.1: Condiciones de contorno para las geometrías de *throttle* en cavitatingFoam.

patch ^b	α_t [-]	k [m ² /s ²]	μ_t [kg/(ms)]	ω [s ⁻¹]	σ [kg/m ³]	T [K]	Y [-]	Y_v [-]
inlet	calculated uniform 0	turbulentIntensity- KineticEnergyInlet uniform 0.05	calculated uniform 0	compressible:: turbulentMixing- LegthFrequencyInlet uniform 77200	fixedValue uniform 0	fixedValue uniform 300	fixedValue uniform 1	zeroGradient
outlet	calculated uniform 0	zeroGradient	calculated uniform 0	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
walls	calculated uniform 0	compressible:: kqRWallFunction uniform 10.0	nutkWallFunction uniform 0	compressible:: omegaWallFunction uniform 77200	fixedValue uniform 0	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
frontBack	empty	empty	empty	empty	empty	empty	empty	empty

Tabla 5.2: Condiciones de contorno para las geometrías de *throttle* en el modelo de atomización euleriana.

^aLa presión de salida se variará dependiendo del caso para calcular el estancamiento del gasto másico

^bLa condición de contorno de velocidad y presión es la misma que para el caso de cavitatingFoam, de modo que se ha omitido

Por otro lado, el fluido utilizado para la inyección es el combustible diésel, cuyas propiedades son las mostradas en la Tabla 5.3.

propiedad	líquido	vapor
densidad [kg/m ³]	830	0,14
viscosidad dinámica [kg/ms]	$6,5 \cdot 10^{-3}$	$5,953 \cdot 10^{-6}$
viscosidad cinemática [m ² /s]	$7,831 \cdot 10^{-6}$	$4,252 \cdot 10^{-5}$
compresibilidad [s ² /m ²]	$5 \cdot 10^{-7}$	$2,5 \cdot 10^{-6}$
presión de vapor [Pa]	—	4500

Tabla 5.3: Propiedades del diésel.

5.3 Estudio de independencia de malla

Una vez están fijadas las condiciones de contorno del caso, se debe estudiar la independencia de malla para escoger un tamaño de malla límite tal que los resultados ofrecidos no cambien por más que se aumente el número de celdas.

Para realizar el cálculo, se ha fijado la presión de entrada en 100 bar y la de salida en 35 bar, que son las condiciones bajo las cuales aparece la cavitación crítica según Winklhofer [35].

En el estudio de independencia de malla, se van a estudiar por separado ambas geometrías, ya que el estrechamiento en la garganta afecta notablemente a los perfiles de velocidad. Para cada tobera se han probado seis mallas distintas.

Se ha optado por crear una malla estructurada, con elementos hexahédricos y un *skewness* máximo de 0,54, que hace referencia a la deformación angular de la celda. A la hora de crear la malla, se han generado 27 bloques diferentes, para ajustar en mejor medida el *grading* y ajustar el radio efectivo del orificio de entrada. En Fig. 5.3 se muestra un esquema de la distribución de puntos de la malla del *throttle* J. Para la malla del *throttle* U la división es exactamente la misma.

5.3.1 Throttle J

En primer lugar se va a estudiar la independencia de malla de la tobera J, en la que se han escogido 6 tamaños de malla diferentes, yendo desde la menos fina con 14390 celdas hasta la más fina con 69191 celdas. En Tabla 5.4 se muestra el número de celdas de cada malla así como los valores de algunos parámetros de interés como son el gasto másico o la velocidad efectiva en la sección v_1 , situada a 0,053 mm del agujero de entrada al conducto.

	Malla 1	Malla 2	Malla 3	Malla 4	Malla 5	Malla 6
nº celdas	14390	20264	24401	37302	50253	69191
\dot{m} [g/s]	7,589	7,698	7,7012	7,813	7,801	7,829
M [gm/s ²]	914,7	949,4	951,2	982,0	982,4	991,4
v_{eff} [m/s]	120,5	123,3	123,5	125,6	125,9	126,6

Tabla 5.4: Valores de estudio de las mallas en la sección transversal del conducto v_1 para *throttle* J.

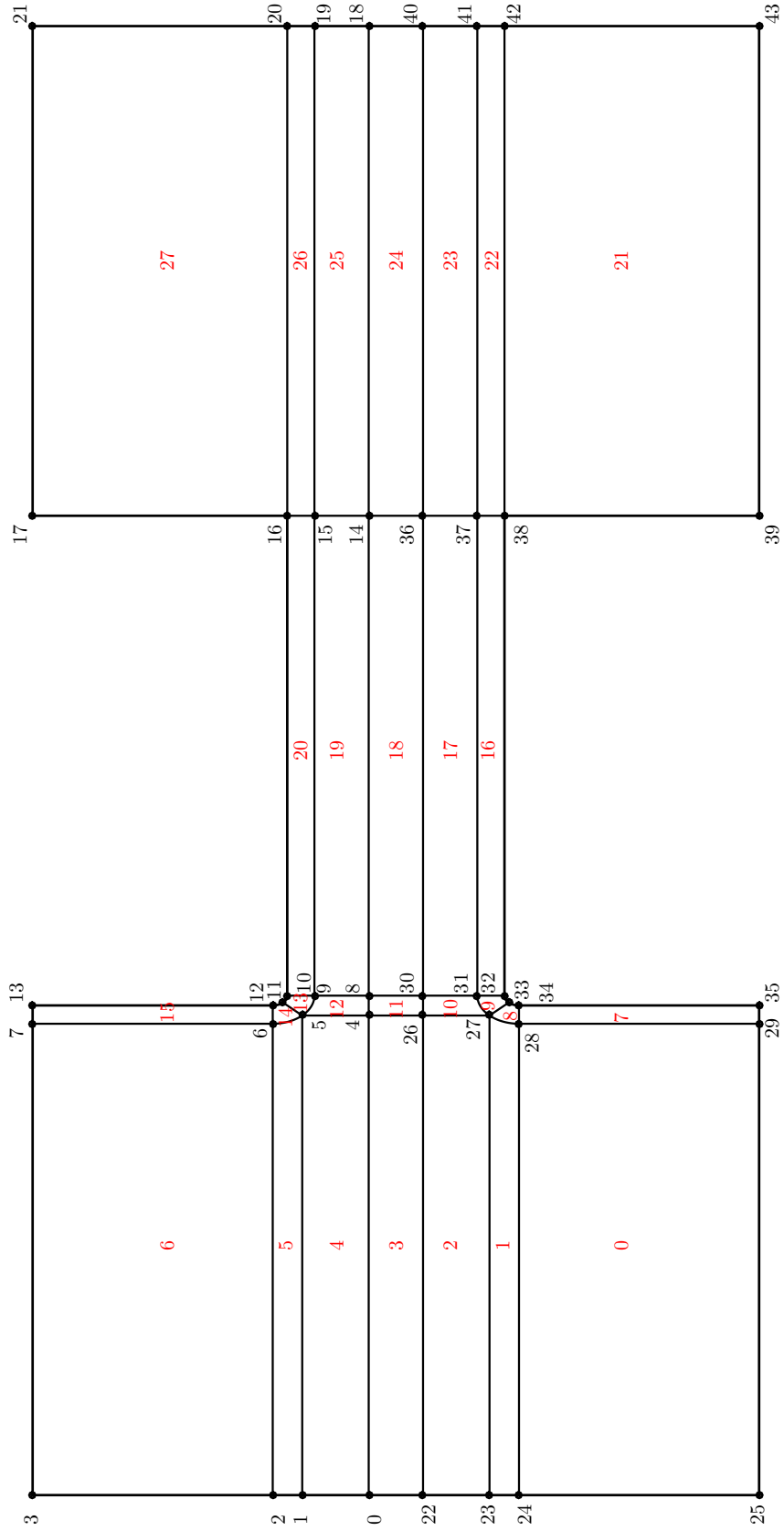


Figura 5.3: División en bloques de la malla de *throttle J*.

Como se observa en Tabla 5.4, a partir de la malla 4 los valores de los parámetros empiezan a mantenerse estables, de modo que es un buen indicador de que la malla ha alcanzado independencia. Gráficamente, se puede observar la evolución del gasto másico en Fig. 5.4.

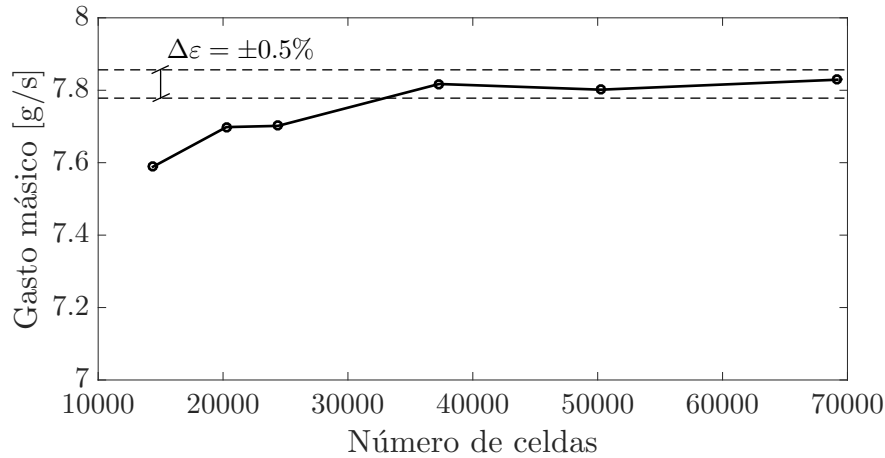


Figura 5.4: Evolución del gasto másico con el número de celdas para *throttle J*.

En Fig. 5.4 se muestran dos líneas discontinuas que representan una variación del 0,5 % del gasto másico de la malla de 37302 celdas y se observa que las dos mallas posteriores tienen el valor dentro de ese margen, de modo que un error inferior al 0,5 % es admisible para poder suponer independencia.

Sin embargo, también se va a hacer uso de los perfiles de presión a lo largo del eje de simetría para observar si se ha alcanzado independencia. En Fig. 5.5 se muestran los perfiles de presión desde el *inlet* hasta el orificio de salida del conducto.

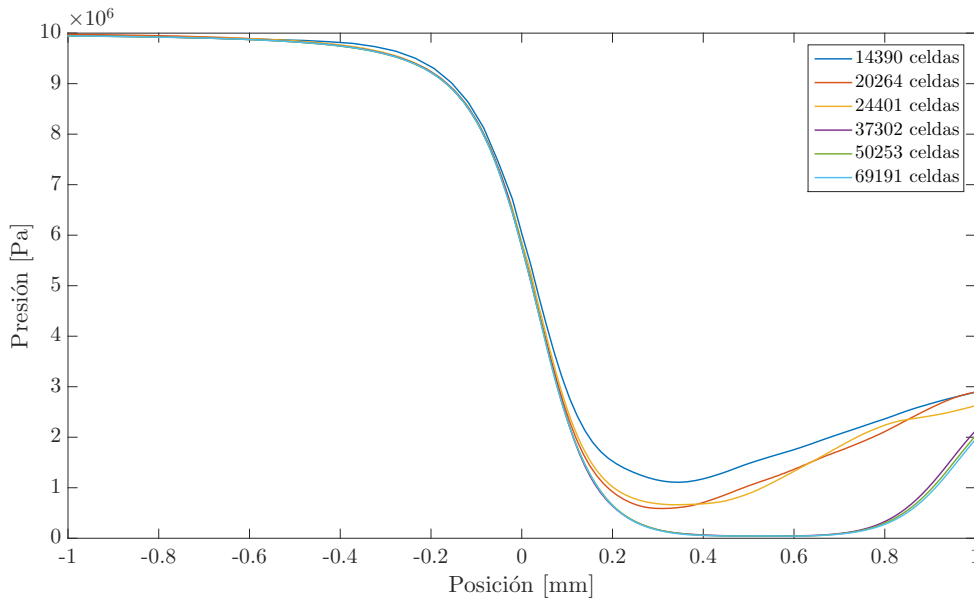


Figura 5.5: Perfiles de presión sobre el eje para *throttle J*.

Observando los perfiles de presión, se puede concluir que la diferencia entre las mallas de 37302 celdas, 50253 celdas y 69191 celdas es mínima, de modo que, junto a los resultados del gasto másico y la velocidad efectiva, se puede concluir que la malla de 37302 celdas ya ha alcanzado la independencia y será la que se use para validar el código.

5.3.2 Throttle U

En este caso se han utilizado las mismas mallas que en el apartado de la tobera J pero modificando la contracción del 5% en el orificio de salida, que es un hecho que puede influir en la independencia de malla. En Tabla 5.5 se muestran los parámetros de estudio para la independencia de malla.

	Malla 1	Malla 2	Malla 3	Malla 4	Malla 5	Malla 6
n° celdas	14390	20264	24401	37302	50253	69191
\dot{m} [g/s]	7,742	7,793	7,789	7,798	7,835	7,847
M [gm/s ²]	949,18	969,03	969,14	980,80	988,23	994,18
v_{eff} [m/s]	122,6	124,3	124,4	125,8	126,1	126,7

Tabla 5.5: Valores de estudio de las mallas en la sección transversal del conducto v_1 para *throttle* U.

En este caso parece que 37304 celdas no son suficientes para afirmar que existe independencia de malla, ya que algunos parámetros fluctúan bastante. En Fig. 5.6 se ha representado la variación del gasto másico con el número de celdas y, aparentemente, con 50253 celdas la variación del gasto másico ya es menor al 0,5%.

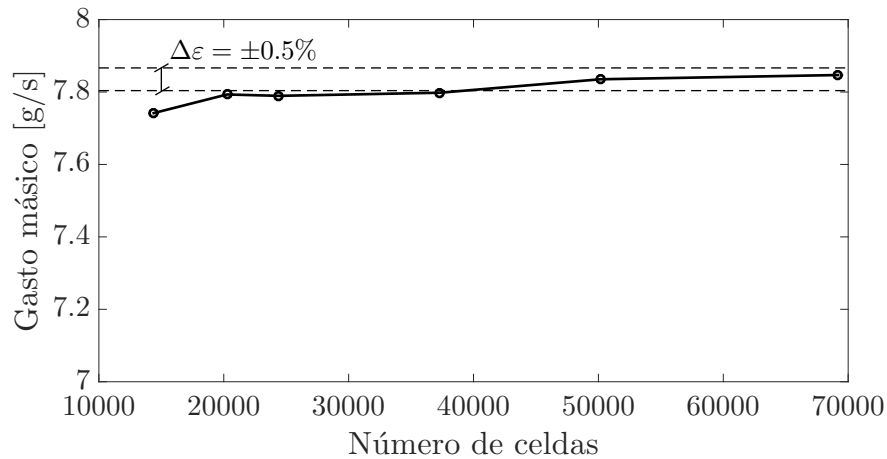


Figura 5.6: Evolución del gasto másico con el número de celdas para *throttle* U.

Para poder afirmar que 50253 celdas son suficientes para que la malla no sea un motivo de dispersión sobre los resultados, se deben observar también los perfiles de presión en el conducto una vez el caso se ha convertido en estacionario. En Fig. 5.7 se han representado los perfiles de presión de las 6 mallas. Se observa que hasta el inicio del conducto la presión de todos los casos es la misma, pero una vez dentro del conducto, empiezan las variaciones debidas a la resolución de la malla. Sin embargo, el perfil de presión de las dos mallas con mayor resolución está superpuesto prácticamente en todo el tramo, de modo que el error entre esas mallas será inferior al 1%.

Por lo tanto, se puede concluir que para la geometría de *throttle* U una malla de 50253 celdas es suficiente para alcanzar la independencia y será la que se use en los cálculos de las secciones posteriores.

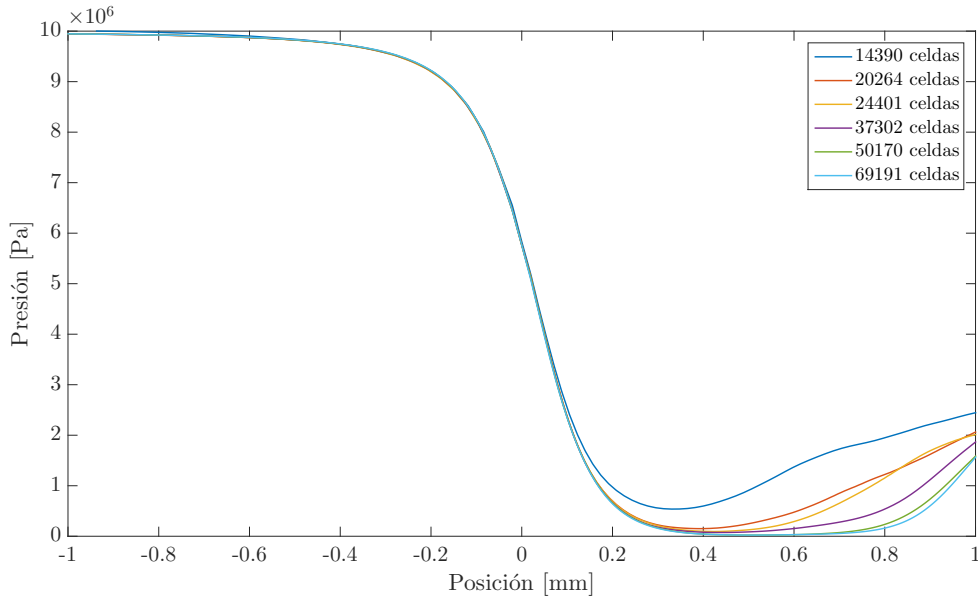


Figura 5.7: Perfiles de presión sobre el eje para *throttle U*.

5.4 Estudio de los resultados

Una vez se ha conseguido establecer la malla óptima para cada una de las geometrías, se puede proceder al estudio de los resultados para compararlos entre los distintos *solvers* y a su vez con resultados experimentales. Fundamentalmente, se van a observar los perfiles de velocidad en la sección v_1 y el gasto másico, observando el estancamiento a partir de cierto valor de la contrapresión.

5.4.1 Throttle J

El aspecto más importante a comparar es el gasto másico. Cuando aparece la cavitación crítica, el gasto másico se estanca, manteniéndose constante para presiones de descarga inferiores a la presión que produce la cavitación crítica. En los estudios de Winklhofer [35], la cavitación crítica para la tobera J ocurre con una contrapresión de 35 bar, siendo la presión de entrada de 100 bar.

En el estudio se ha mantenido la presión de entrada y se ha ido variando la presión de descarga con valores superiores e inferiores a la supuesta presión que da lugar a la cavitación crítica. En Fig. 5.8 se ha representado el valor del gasto másico para diferentes contrapresiones, calculado tanto con *cavitatingFoam* como con *cavSigmaY*.

Se observa en Fig. 5.8 que para los cálculos computacionales, el estancamiento del gasto másico ocurre a distinta contrapresión (40 bar frente a los 35 bar de los resultados experimentales), de modo que existe una discrepancia entre los resultados experimentales y los computacionales aunque cabe indicar que la tendencia es similar. Sin embargo, comparando los resultados computacionales entre sí, ambos predicen la misma presión crítica y el gasto másico, una vez estancado, es prácticamente el mismo.

La diferencia de resultados entre los experimentales y los computacionales se debe, en gran medida, a la presión de vapor, ya que el combustible utilizado por Winklhofer en sus experi-

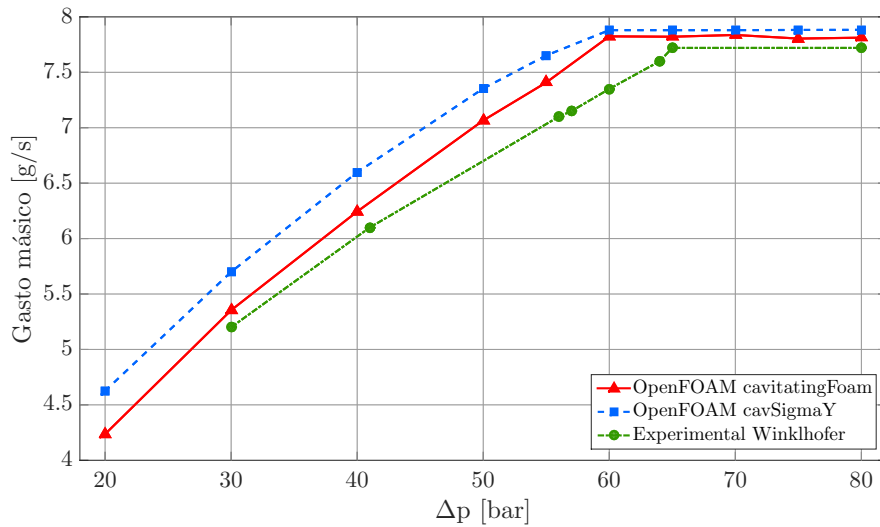


Figura 5.8: Comparación de simulaciones con datos experimentales para el gasto másico frente a la diferencia de presión entre la entrada y la salida para *throttle J*.

mentos tiene una presión de vapor de 2000 Pa mientras que el utilizado en las simulaciones posee una presión de vapor de 4500 Pa (véase Tabla 5.3). Debido a que las propiedades del diésel varían en función de la región y la estación, es impráctico esperar que las simulaciones coincidan exactamente con los datos experimentales.

Para esta geometría no se dispone de datos experimentales sobre los perfiles de velocidad en la sección v_1 , sin embargo sí que se pueden comparar entre sí partiendo de la base que el *solver* *cavitatingFoam* ya está validado. Es por ello que en Fig. 5.9 se han representado los perfiles de velocidad para una diferencia de presiones de 55 bar y de 85 bar.

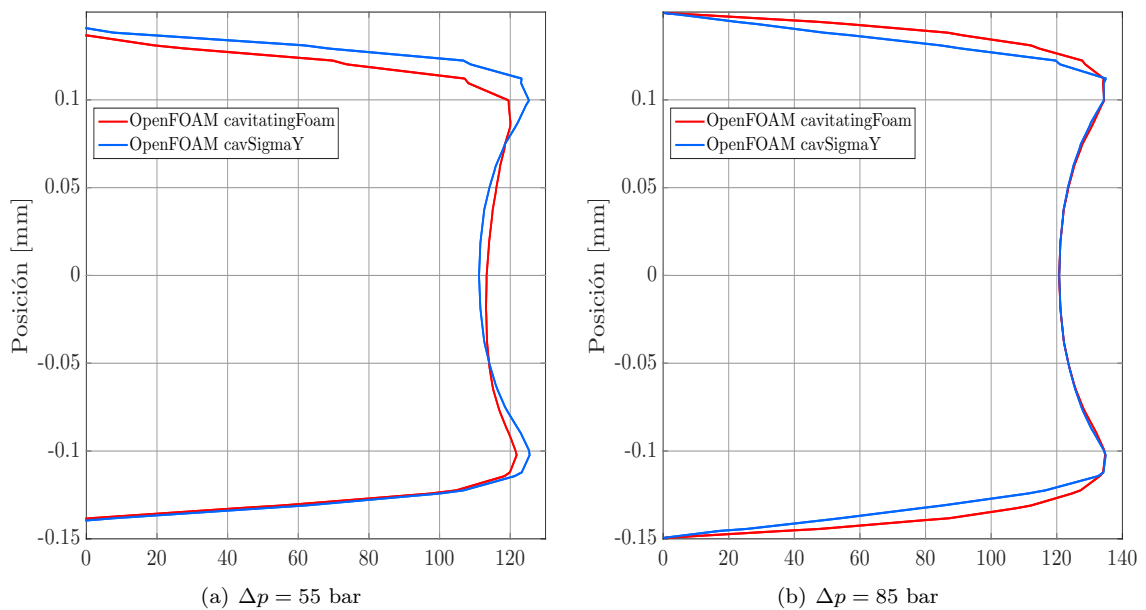


Figura 5.9: Perfiles de velocidad en la sección v_1 para diferentes saltos de presión en *throttle J*.

Se observa que `cavitatingFoam` estima una velocidad máxima inferior en el caso del salto de presiones de 55 bar. Sin embargo, la tendencia de ambos *solvers* es la misma, con valores similares en prácticamente todos los puntos, de modo que la diferencia entre ambos es pequeña.

5.4.2 Throttle U

Para el estudio del estancamiento se han utilizado las mismas presiones que para el caso de *throttle J*. En esta geometría, a diferencia de la anterior, experimentalmente la cavitación crítica aparece con una contrapresión de 30 bar siendo la presión de entrada de 100 bar. En Fig. 5.10 se ha representado la evolución del gasto másico en función de la diferencia de presiones aguas arriba y aguas abajo.

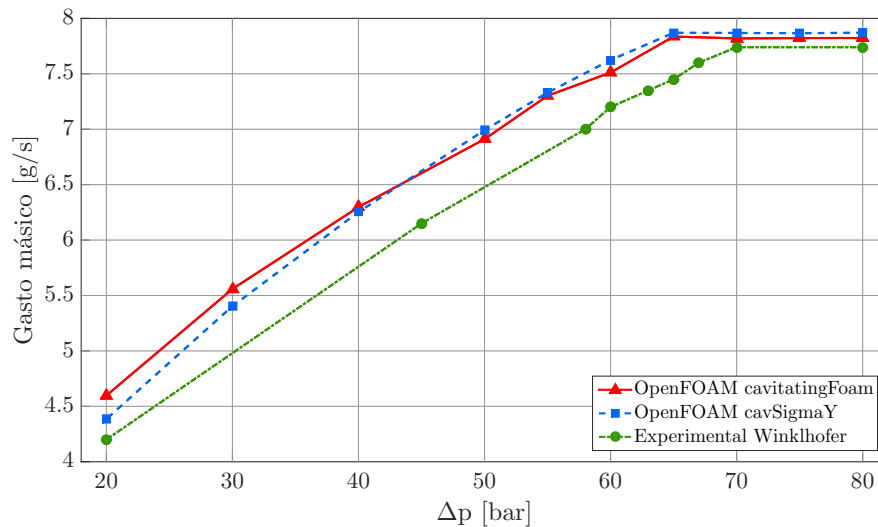


Figura 5.10: Comparación de simulaciones con datos experimentales para el gasto másico frente a la diferencia de presión entre la entrada y la salida para *throttle U*.

Como se aprecia en Fig. 5.10, la contrapresión a la que aparece la cavitación crítica para los casos computacionales es de 35 bar, mientras que los resultados experimentales predicen que inicia con una contrapresión de 30 bar. Esta diferencia de resultados ya se ha comentado en el apartado anterior que es debido a las diferentes presiones de vapor utilizadas. Por otro lado, comparando los resultados experimentales entre ellos, se observa que los valores son prácticamente idénticos en todos los puntos de modo que ambos *solvers* obtienen un gasto másico similar, siendo el error entre ellos inferior al 3%.

Por otro lado, para esta geometría sí se dispone de datos experimentales [35] en cuanto a los contornos de velocidad de modo que se puede realizar una comparación con ellos y ver si los resultados siguen las mismas tendencias ya que va a ser difícil que sean similares debido a las variaciones de las propiedades del diésel en las distintas regiones. En Fig. 5.11 se han representado los perfiles de velocidad para saltos de presión de 55 bar y 85 bar.

Winklhofer en sus estudios observó que en el caso con salto de presiones de 55 bar, el perfil de velocidad muestra un valor más alto en la *shear layer* y un valor mínimo en el centro. En los resultados computacionales de Fig. 5.11(a) se puede observar que también se sigue esta tendencia. La cavitación comienza a producirse en la *shear layer* de modo que el pico de velocidad en la región de la pared cercana aumenta. Este hecho es debido a que el vapor tiene una densidad menor a la del líquido y, por conservación del momento, la mayor cantidad de vapor conduce a un aumento de la velocidad en esa región. En los resultados computacionales

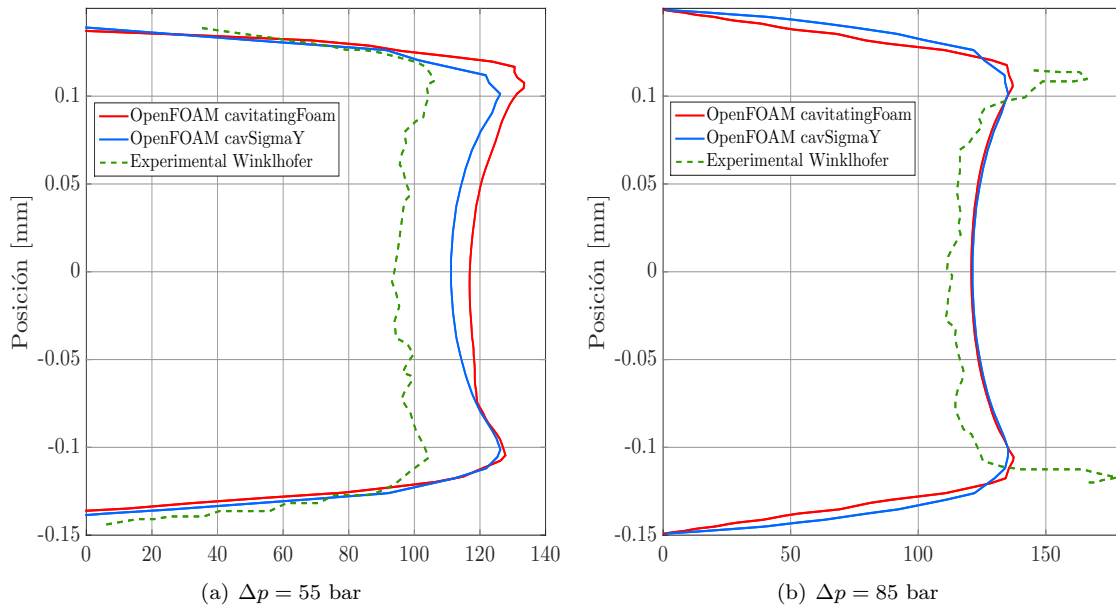


Figura 5.11: Perfiles de velocidad en la sección v_1 para diferentes saltos de presión en *throttle U*.

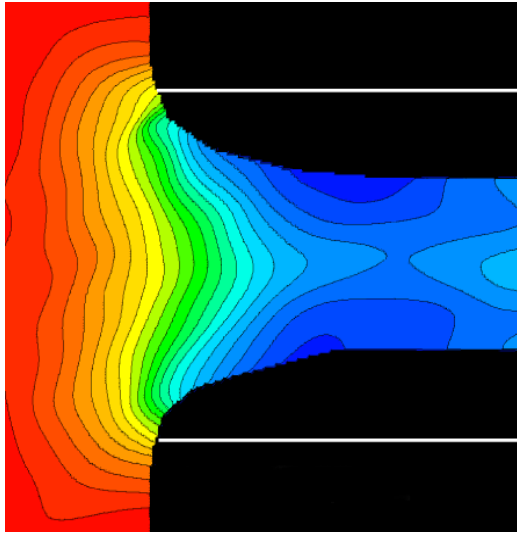
también ocurre este fenómeno pero con un pico de velocidad sobreestimado, que puede estar causado por la aproximación de flujo homogéneo o la elección del modelo de turbulencia.

Por otro lado, en Fig. 5.11(b) se muestran los perfiles de velocidad para un salto de presiones de 85 bar. Bajo estas condiciones ya se ha dado el fenómeno de estancamiento del flujo másico. Los datos experimentales muestran que el pico de velocidad aumenta significativamente. En este caso, los resultados computacionales subestiman el valor del pico de velocidad. Esta diferencia de resultados se puede deber al enfoque homogéneo que asume una transferencia infinita de momento entre fases. Asumir este enfoque podría causar una mala reproducción de los gradientes de velocidad en la zona de transición entre líquido y gas. También podría deberse al modelo de turbulencia y una tasa de disipación de energía poco realista en la zona cercana a la pared.

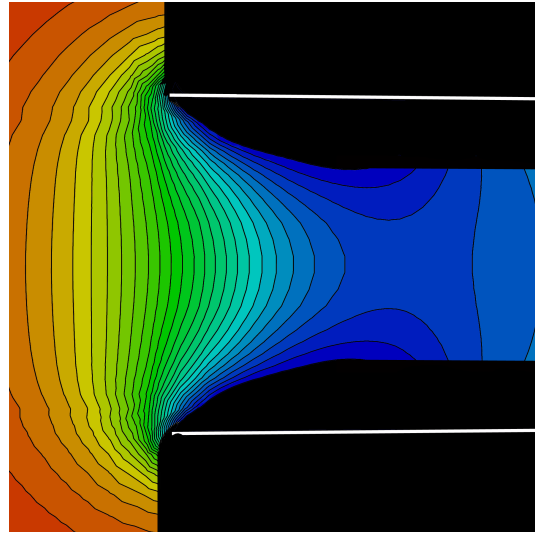
Sin embargo, comparando entre sí los resultados computacionales de ambos *solvers*, el pico de velocidad es ligeramente superior para *cavitatingFoam* en ambos casos, siendo más significativo en el caso de diferencia de presiones de 55 bar.

Para esta tobera se dispone, además, de contornos de presión y de cavitación de modo que se puede observar si el modelo de cavitación utilizado en el nuevo *solver* predice de manera realista dicho fenómeno. En primer lugar se muestra en la Fig. 5.12 un contorno de presión a la entrada del orificio para una presión de inyección de 100 bar y una contrapresión de 31 bar.

Se observa en la Fig. 5.12 que la tendencia de ambas es igual. En la zona cercana a la pared donde aparece la cavitación se produce una depresión, cuya forma es similar para ambos casos. Además, a medida que se va saliendo del orificio hacia la parte derecha, el aumento de presión se produce de manera concéntrica en ambos casos también, si bien son algo diferentes en la zona central, debido en parte a la dificultad de medir los contornos de presión de manera experimental.



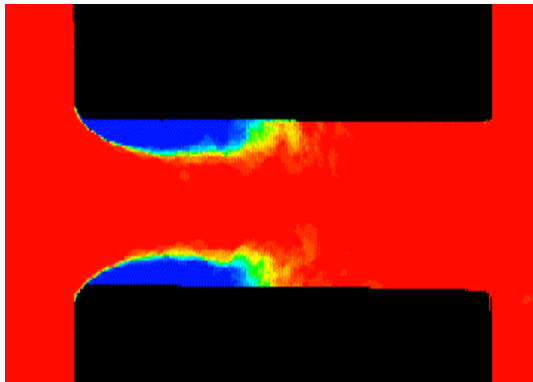
(a) Contorno de presión experimental (Winklhofer).



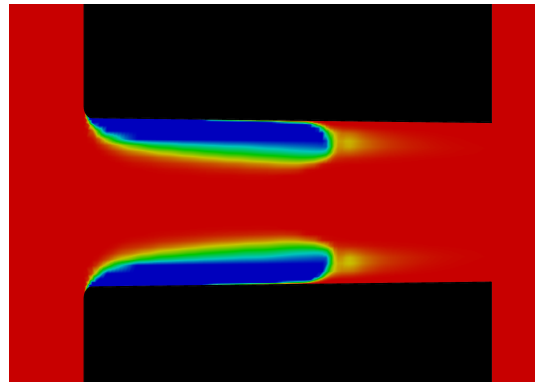
(b) Contorno de presión computacional (cavSigmaY).

Figura 5.12: Contornos de presión a la entrada del orificio de *throttle* U para una presión de inyección de 100 bar y una contrapresión de 31 bar.

En cuanto a la cavitación, aparece en las paredes nada más entrar en el orificio, empezando prácticamente en el radio de acuerdo, como se observa en la Fig. 5.13.



(a) Contorno de cavitación experimental (Winklhofer).



(b) Contorno de cavitación computacional (cavSigmaY).

Figura 5.13: Contornos de cavitación a la entrada del orificio de *throttle* U para una presión de inyección de 100 bar y una contrapresión de 31 bar.

En la Fig. 5.13 se aprecia que el *solver* cavSigmaY predice fielmente la cavitación, ya que, comparando con los resultados experimentales, la forma es similar si bien el resultado computacional está afectado en mayor medida por la cavitación, ocupando más de la mitad del conducto.

Toberas de inyección

Entre las diferentes toberas de inyección que dispone el ECN se van a estudiar dos: Spray C y Spray D cuyas geometrías favorecen la cavitación en el primer caso y la evitan en el segundo. En este capítulo se va a proceder a su estudio. En primer lugar, se definirán las condiciones de contorno a utilizar en ambas toberas antes de proceder al estudio de independencia de malla. Una vez escogida la malla óptima para cada caso, se calcularán los coeficientes de descarga, velocidad y área para comparar con valores experimentales. Además, se estudiará el chorro a la salida de la tobera y se compararán los resultados entre ambas toberas.

6.1 Introducción

El ECN es una colaboración internacional entre investigadores experimentales y computacionales en los motores de combustión. Este grupo posee diversas geometrías de toberas de inyección, entre ellas el *Spray C* y el *Spray D* que son las que se van a estudiar en este capítulo. Ambas toberas están diseñadas para dar el mismo gasto másico y cantidad de movimiento, sin embargo, la tobera *Spray C* es una tobera cavitante mientras que el *Spray D* es no cavitante debido a la forma suave de su geometría.

Una vez validado el nuevo *solver* se va a utilizar en el estudio del flujo en estas dos toberas. Uno de los objetivos del capítulo es demostrar que la cavitación se da únicamente en el *Spray C* además de comprobar que los coeficientes son similares para ambas toberas. Para ello se utilizarán los *solvers* ya mencionados en capítulos anteriores, que son *cavitatingFoam* y *cavSigmaY*. En estudios anteriores [30] se observó que el *solver* *cavitatingFoam* no ofrecía buenas estimaciones del gasto másico y de la cantidad de movimiento a la salida de la tobera comparado con resultados experimentales de modo que en este capítulo también se observará si el nuevo *solver* es capaz de ofrecer mejores resultados.

6.2 Configuración del caso

Las dos toberas de estudio de este capítulo poseen el mismo contorno, diferenciándose únicamente en que la tobera *Spray D* posee una entrada más suave y una forma convergente, pero las partes que componen el contorno son las mismas. En la Fig. 6.1 se muestra un esquema de la geometría de la tobera *Spray D* con las diferentes partes en que se ha dividido computacionalmente para aplicar las condiciones de contorno. Esta división se utiliza para ambas toberas de modo que se muestra únicamente un esquema.

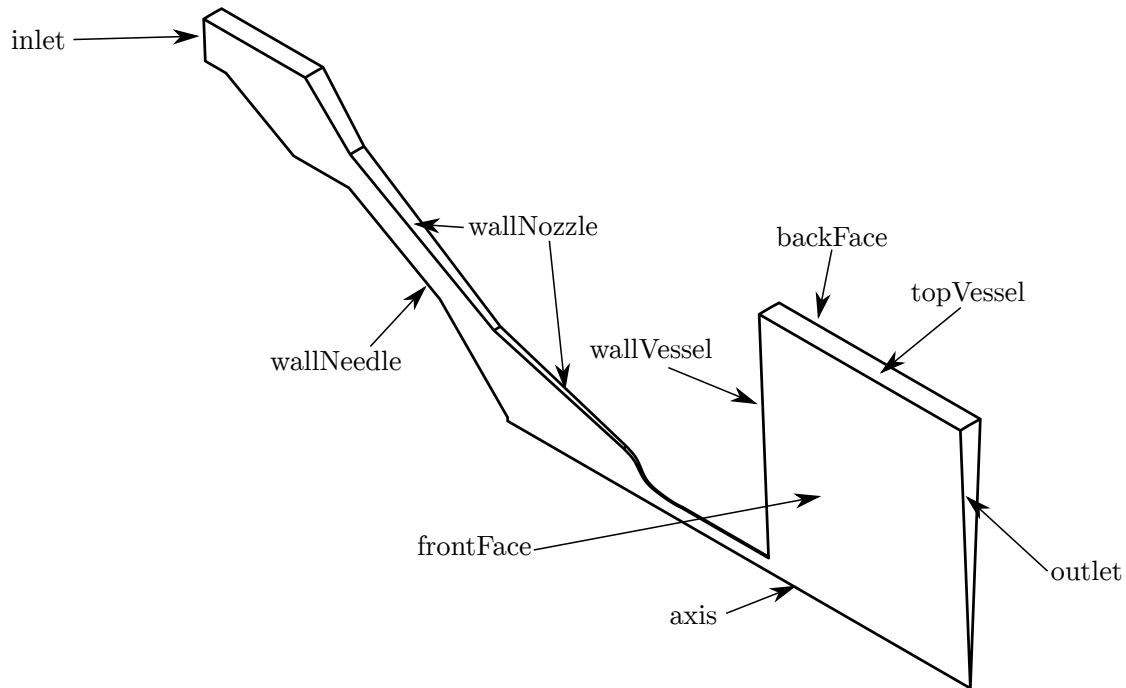


Figura 6.1: Esquema de los parches de *Spray D*.

Las simulaciones se van a realizar con una presión de inyección de 1500 bares y una contrapresión de 20 bares para poder comparar con resultados experimentales [18]. El combustible que se va a utilizar es el dodecano, cuyas propiedades de equilibrio aparecen en Tabla 6.1.

propiedad	líquido	vapor
densidad [kg/m ³]	741,23	3,615
viscosidad dinámica [kg/ms]	$2,923 \cdot 10^{-4}$	$7,629 \cdot 10^{-6}$
compresibilidad [s ² /m ²]	$8,726 \cdot 10^{-7}$	$3,428 \cdot 10^{-5}$
presión de vapor [Pa]	—	105770

Tabla 6.1: Propiedades de equilibrio del dodecano.

6.2.1 Condiciones de contorno

Como las partes en las que se ha dividido la geometría de ambas toberas son las mismas y se van a ensayar con las mismas condiciones debido a que los coeficientes deben ser iguales, las condiciones de contorno a aplicar también serán las mismas, de modo que las condiciones que se presentan en las Tablas 6.3 y 6.4 son las que se van a utilizar para el estudio de las toberas. En la Tabla 6.3 se presentan las condiciones de contorno para cavitatingFoam mientras que en la Tabla 6.4 se hace lo respectivo para cavSigmaY.

La presión de entrada y la contrapresión son variables que se van a modificar de un caso a otro y deben ser inicializadas, por eso en las tablas no presentan ningún valor en concreto. El modelo de turbulencia a utilizar es $k - \omega SST$ ya que se ha demostrado en estudio anteriores [18, 30] que ofrece mejores resultados. Además de la presión, la temperatura o el gas se deben inicializar para que obtengan un valor en la tobera y otro en la cámara. En Tabla 6.2 se ofrecen los valores que adquieren las variables en la inicialización teniendo en cuenta si la cámara está llena de gas o de combustible.

	Tobera	Cámara	
		Con gas	Sin gas
p [bar]	1500	20	20
T [K]	343	303	303
Y [-]	1	0	1

Tabla 6.2: Condiciones de inicialización para las toberas.

En Fig. 6.2 se muestra como quedan las variables una vez se inicializan, correspondiendo la zona roja a la tobera y la zona azul a la cámara de combustión.



Figura 6.2: Esquema de la inicialización de variables en *Spray D*.

patch	γ [-]	k [m ² /s ²]	ε [m ² /s ³]	U_4 [m ² /s]	ω [s ⁻¹]	p^a [Pa]	ρ [kg/m ³]	U [m/s]
inlet	calculated uniform 0	timeVaryingUniform- FixedValue uniform 0.125	fixedValue uniform 14903	calculated uniform 0	timeVaryingUniform- FixedValue uniform 32332	zeroGradient	fixedValue uniform 741,23	timeVarying- UniformFixed- Value uniform 0
outlet	calculated uniform 0	zeroGradient	zeroGradient	calculated uniform 0	zeroGradient	zeroGradient	fixedValue uniform 741,23	zeroGradient
wallVessel	alphanatWall- Function uniform 0	kqRWallFunction uniform 0.125	zeroGradient	nutkWallFunction uniform 0	omegaWallFunction uniform 32332	zeroGradient	zeroGradient	fixedValue uniform 0
topVessel	calculated uniform 0	kqRWallFunction uniform 0.125	zeroGradient	nutkWallFunction uniform 0	omegaWallFunction uniform 32332	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
wallNozzle	alphanatWall- Function uniform 0	kqRWallFunction uniform 0.125	epsilonWall- Function uniform 14903	nutkWallFunction uniform 0	omegaWallFunction uniform 32332	zeroGradient	zeroGradient	fixedValue uniform 0
wallNeedle	alphanatWall- Function uniform 0	kqRWallFunction uniform 0.125	epsilonWall- Function uniform 14903	nutkWallFunction uniform 0	omegaWallFunction uniform 32332	zeroGradient	zeroGradient	fixedValue uniform 0
frontFace	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge
backFace	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge
axis	empty	empty	empty	empty	empty	empty	empty	empty

Tabla 6.3: Condiciones de contorno para *Spray D* en cavitatingFoam.

^aPara la presión se inicializan las variables estableciendo la presión dentro de la tobera igual a la presión de inyección y dentro de la cámara de combustión igual a la contrapresión

patch ^a	α_t [-]	k [m ² /s ²]	μ_t [kg/(ms)]	ω [s ⁻¹]	σ [kg/m ³]	T [K]	Y [-]	Y_v/Y_{bar} [-]
inlet	calculated uniform 0	timeVaryingUniform- FixedValue uniform 0.125	calculated uniform 0	timeVaryingUniform- FixedValue uniform 32332	fixedValue uniform 0	fixedValue uniform 343	fixedValue uniform 1	zeroGradient/ calculated
outlet	calculated uniform 0	zeroGradient	calculated uniform 0	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
wallVessel	alphanWall- Function uniform 0	compressible:: kqRWallFunction uniform 0.125	mutkWallFunction uniform 0	compressible:: omegaWallFunction uniform 32332	fixedValue uniform 0	fixedValue uniform 303	zeroGradient	zeroGradient
topVessel	calculated uniform 0	zeroGradient	calculated uniform 0	zeroGradient	zeroGradient	fixedValue uniform 303	zeroGradient	zeroGradient
wallNozzle	alphanWall- Function uniform 0	compressible:: kqRWallFunction uniform 0.125	mutkWallFunction uniform 0	compressible:: omegaWallFunction uniform 32332	fixedValue uniform 0	fixedValue uniform 343	zeroGradient	zeroGradient
wallNeedle	alphanWall- Function uniform 0	compressible:: kqRWallFunction uniform 0.125	mutkWallFunction uniform 0	compressible:: omegaWallFunction uniform 32332	fixedValue uniform 0	fixedValue uniform 343	zeroGradient	zeroGradient
frontFace	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge
backFace	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge	wedge
axis	empty	empty	empty	empty	empty	empty	empty	empty

Tabla 6.4: Condiciones de contorno para *Spray D* en cavSigmaY.

^aLas condiciones de contorno de velocidad, epsilon y presión son las mismas que para el caso de cavitatingFoam, de modo que se han omitido

6.3 Independencia de malla

Una vez configurado el caso con las condiciones de contorno, se van a probar una serie de mallas con diferente resolución para escoger entre ellas la óptima que presente un compromiso entre coste computacional y dispersión de resultados. Para el estudio de independencia de malla se ha fijado una presión de entrada de 1500 bar y una contrapresión de 20 bar. La forma de la tobera puede influir en la independencia de malla debido a la aparición de la cavitación, de modo que se va a estudiar la independencia por separado.

6.3.1 *Spray D*

Las mallas a utilizar son 5, con el siguiente orden ascendente de número de celdas: 16871, 25109, 35157, 43565 y 64666 celdas. Cabe destacar que para ahorrar coste computacional, debido a la simetría de la tobera, se va a simular únicamente una cuña de malla, correspondiente a 5°. Además, no se han admitido mallas con un *skewness* superior a 4, dándose este caso límite en la malla de mayor resolución. Por otro lado, para ajustar la graduación de celdas (*grading*), se ha dividido la geometría en 34 bloques diferentes y un total de 52 puntos por cada cara, como se muestra en Fig. 6.4.

Una vez ejecutados los casos de las 5 mallas con las condiciones de contorno del apartado anterior, se procede al cálculo del gasto másico, la cantidad de movimiento y los coeficientes característicos presentados en Sección 3.3.3. Estos resultados se muestran en Tabla 6.5.

Parámetro	Malla				
	16871 cel.	25109 cel.	35157 cel.	43565 cel.	64666 cel.
\dot{m} [g/s]	10,562	10,585	10,572	10,578	10,592
\dot{M} [kg · m/s]	6,8120	6,8337	6,7920	6,8273	6,8346
C_v [-]	0,9215	0,9227	0,9202	0,9224	0,9228
C_a [-]	0,9975	0,9980	0,9973	0,9978	0,9980
C_d [-]	0,9192	0,9208	0,9177	0,9203	0,9209

Tabla 6.5: Resultados computacionales del *Spray D* para diferentes tamaños de malla.

Comparando todos los resultados entre ellos se podría decir que con la malla menos fina ya se ha alcanzado la independencia de malla debido a que el error entre esta malla y la de mayor resolución es inferior al 1%. Sin embargo, se deben mirar otras variables, como los contornos de velocidad y presión, para observar si se ha alcanzado la independencia de malla. En Fig. 6.3 se han representado los contornos de presión y velocidad en la dirección radial a la salida de la tobera.

Observando los resultados de Fig. 6.3(a) se aprecia que los contornos de velocidad son idénticos para todas las mallas de modo que si este fuera el único criterio para la independencia, se escogería la malla de menor resolución. Sin embargo, en Fig 6.3(b) se han mostrado los contornos de presión y los correspondientes a las dos mallas de menor resolución distan bastante de los otros tres, que se mantienen prácticamente iguales, con un error inferior al 1% de modo que entre las tres mallas de mayor resolución, tomando como criterio los contornos de presión, se escogería la correspondiente a 35157 celdas.

Por lo tanto, teniendo en cuenta todos los resultados anteriores, se va a escoger la malla de 35157 como la malla que ya ha alcanzado la independencia, ya que para las variables de gasto

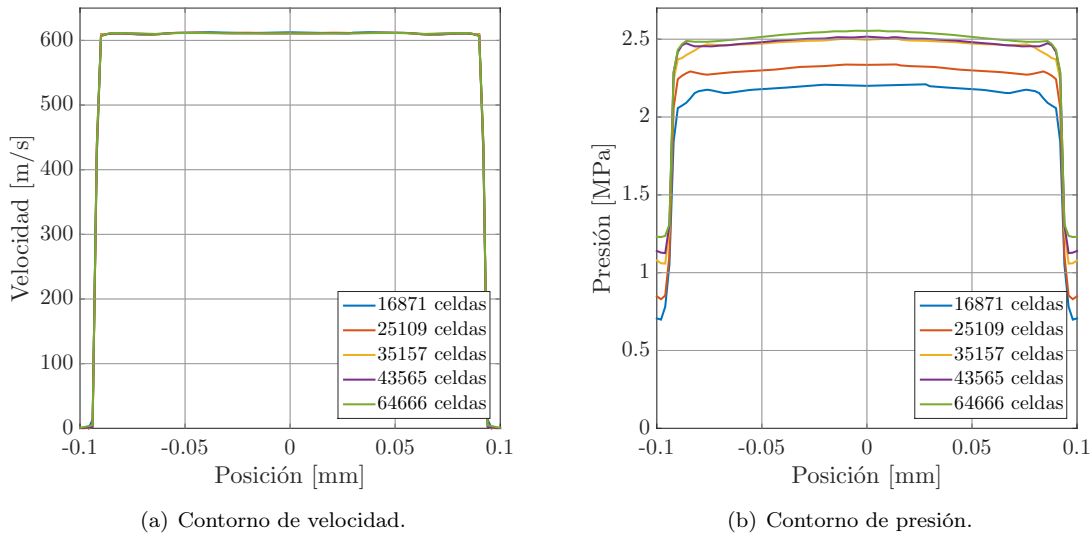


Figura 6.3: Contornos a la salida de la tobera para *Spray D*.

másico, cantidad de movimiento y contorno de velocidad todas las mallas predicen resultados similares siendo los resultados de contorno de presión los que marcan la diferencia entre mallas.

6.3.2 *Spray C*

Del mismo modo que en el apartado anterior, antes de realizar los cálculos en la tobera *Spray C*, se ha realizado un estudio de independencia de malla para encontrar la que posee mejor relación entre coste computacional y exactitud de resultados. Para ello, también se han utilizado 5 mallas con diferente número de celdas, con el siguiente orden de menor a mayor: 22887 celdas, 32510 celdas, 40962 celdas, 54218 celdas y 65925 celdas.

Debido a que la única diferencia entre el *Spray D* y el *Spray C* es la geometría a la entrada de la cámara de combustión, se han mantenido el número de puntos y bloques y su distribución (véase Fig. 6.4), así como la simulación de una cuña correspondiente a 5° . Además, no se han permitido mallas con un *skewness* superior a 4.

Una vez fijadas las condiciones de contorno (Tabla 6.3), se han simulado las 5 mallas hasta un tiempo en que los resultados se mantienen estacionarios, donde se han calculado el gasto másico, cantidad de movimiento y los distintos coeficientes característicos del proceso de inyección. En la Tabla 6.6 se muestran los resultados.

Parámetro	Malla				
	22887 cel.	32510 cel.	40962 cel.	54218 cel.	65925 cel.
\dot{m} [g/s]	10,148	9,859	9,871	9,846	9,8163
\dot{M} [kg · m/s]	5,9921	5,7673	5,8325	5,8670	5,8640
C_v [–]	0,8303	0,8440	0,8495	0,8527	0,8611
C_a [–]	1,0810	1,0066	1,0050	1,0049	0,9833
C_d [–]	0,8974	0,8496	0,8537	0,8568	0,8467

Tabla 6.6: Resultados computacionales del *Spray C* para diferentes tamaños de malla.

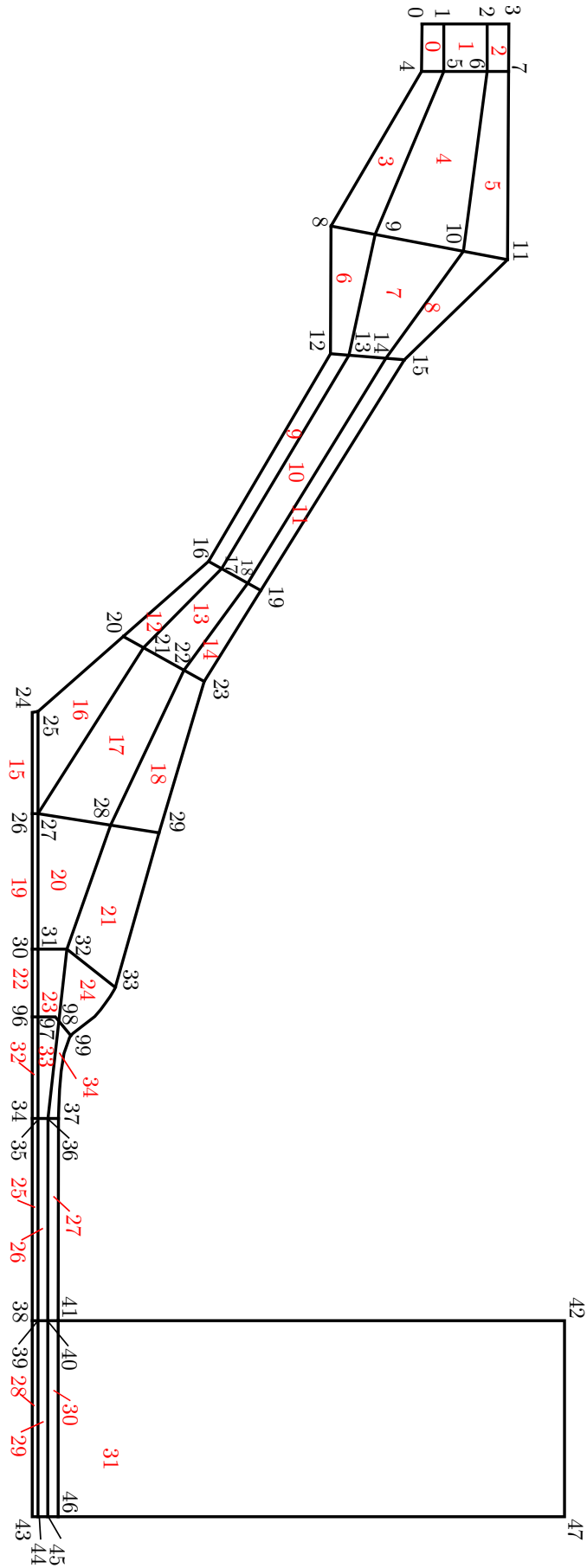


Figura 6.4: División en bloques de la malla de *Spray D*.

En la Tabla 6.6 se observa que los resultados de la malla de menor resolución distan del resto de resultados, de modo que esta malla queda descartado. Sin embargo, para escoger una malla de entre las otras 4 es necesario pasar al estudio de los contornos de presión y velocidad a la salida del orificio.

Dichos contornos se han representado en la Fig. 6.5. Para la velocidad, al igual que ocurre con la tobera *Spray D*, no se observan prácticamente diferencias entre las distintas mallas, como se observa en la Fig. 6.5(a). Sin embargo, en cuanto a la presión sí se observan diferencias. En la Fig. 6.5(b) se ha representado la presión a la salida del orificio. La presión obtenida con la malla de menor resolución dista bastante del resto de presiones, de modo que esta malla se debe descartar. Por otro lado, la malla de 32510 celdas también dista, en menor medida, de los resultados de las otras mallas, por lo que es otra malla que se descarta. En cuanto a las otras 3 mallas, los resultados son similares, si bien existen algunas oscilaciones en los resultados, motivo de la aparición de la cavitación.

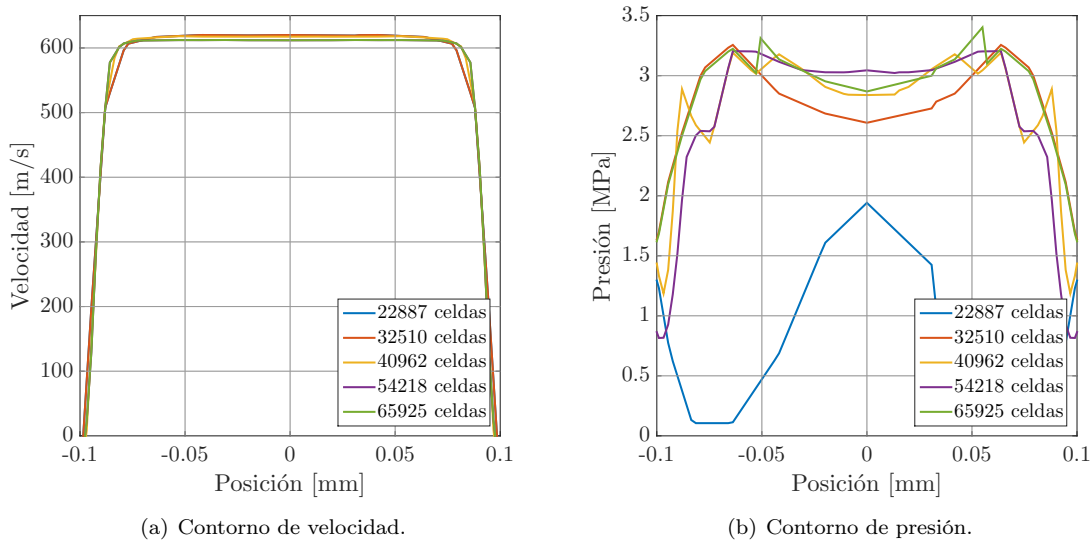


Figura 6.5: Contornos a la salida de la tobera para *Spray C*.

Por lo tanto, al igual que ha ocurrido en el caso anterior, el parámetro diferenciador en cuanto a la selección de la malla ha sido la presión. Usando la presión como criterio, se puede escoger la malla de 40962 celdas como malla que ha alcanzado la independencia, ya que en la parte central del conducto tiene valores similares a la malla de mayor resolución, cuya diferencia es menor al 1%.

6.4 Resultados de la tobera *Spray D*

En el estudio del *Spray D* se han analizado tres casos diferentes, variando la presión de inyección entre 1500 bar, 1000 bar y 500 bar, mientras que la presión de descarga se ha mantenido en 20 bar. Se van a utilizar los dos *solvers* mencionados a lo largo de la memoria, *cavitatingFoam* y *cavSigmaY*, lo que hace un total de 6 casos.

Se va a estudiar el flujo en el interior de la tobera y se va a analizar en la salida de esta, haciendo uso de los parámetros característicos de inyección. En la Tabla 6.7 se han presentado los resultados obtenidos con ambos *solvers* y se ha cuantificado el error en relación a los resultados experimentales.

		1500 - 20 bar		1000 - 20 bar		500 - 20 bar	
		Valor	Error [%]	Valor	Error [%]	Valor	Error [%]
\dot{m} [g/s]	Experimental	12,0812	—	9,8427	—	6,7586	—
	cavitatingFoam	10,6271	12,04	8,2216	16,47	5,7365	15,12
	cavSigmaY	12,0326	0,40	9,7987	0,47	6,7049	0,80
\dot{M} [N]	Experimental	7,1216	—	4,7384	—	2,2938	—
	cavitatingFoam	6,7426	5,32	4,0366	14,81	1,9654	14,32
	cavSigmaY	7,0438	1,09	4,8348	2,03	2,3333	1,72
C_a [—]	Experimental	0,9900	—	0,9795	—	0,9734	—
	cavitatingFoam	1,0046	0,93	1,0038	2,48	1,0036	3,10
	cavSigmaY	0,9894	0,06	0,9758	0,37	0,9734	0,00
C_v [—]	Experimental	0,9199	—	0,9439	—	0,9384	—
	cavitatingFoam	0,9135	0,70	0,8690	7,94	0,8665	7,58
	cavSigmaY	0,9448	2,69	0,9686	2,62	0,9626	2,58
C_d [—]	Experimental	0,9328	—	0,9246	—	0,9134	—
	cavitatingFoam	0,9177	1,62	0,8723	5,66	0,8696	4,80
	cavSigmaY	0,9348	0,52	0,9452	2,23	0,9370	2,58

Tabla 6.7: Parámetros de inyección de *Spray D* para diferentes presiones de inyección. Resultados experimentales, computacionales y error.

Los valores de la Tabla 6.7 se han obtenido una vez el flujo llega a régimen estacionario. A partir de los resultados mostrados en la tabla, se puede apreciar que el *solver* *cavSigmaY* predice los resultados de manera más realista frente a *cavitatingFoam*. Más adelante se verá a qué se pueden deber dichas diferencias entre ambos *solvers*.

De forma más visual, se pueden representar los resultados gráficamente, situando sobre el eje de abscisas la presión de inyección, de modo que se pueden obtener tendencias.

En primer lugar, se va a observar el gasto másico. Para calcularlo, hace falta conocer la densidad, la velocidad y el área del orificio (como se muestra en Ec. (3.2)). Para calcular la velocidad, se debe aplicar la ecuación de Bernoulli entre el orificio de entrada y el de salida, obteniendo que la velocidad es directamente proporcional a la raíz cuadrada del salto de presiones. Por lo tanto, al aumentar el salto de presiones, aumentará la velocidad y con ello el gasto másico. En la Fig. 6.6(a) se observa como el gasto másico aumenta con el salto de presiones. Además, a medida que se aumenta la presión de inyección, el error entre los resultados experimentales y los resultados de *cavitatingFoam* es mayor, mientras que el de *cavSigmaY* se mantiene prácticamente constante.

En cuanto a la cantidad de movimiento, la tendencia sigue siendo lineal, aumentando a medida que aumenta la presión de inyección. En este caso, el error entre los datos experimentales y los computacionales de *cavitatingFoam* es menor, pero sigue siendo mayor respecto al *solver* *cavSigmaY*. Dicha tendencia se puede observar en la Fig. 6.6(b).

Por otro lado, respecto a los coeficientes de inyección, la tendencia es la contraria, ya que a medida que se aumenta la presión de inyección, el error obtenido es menor. En primer lugar, el coeficiente de velocidad representa la relación entre la velocidad efectiva y la teórica obtenida con Bernoulli. Experimentalmente se mantiene superior al 90 %, lo que indica que no existen prácticamente pérdidas. Sin embargo, los resultados computacionales de *cavitatingFoam* no

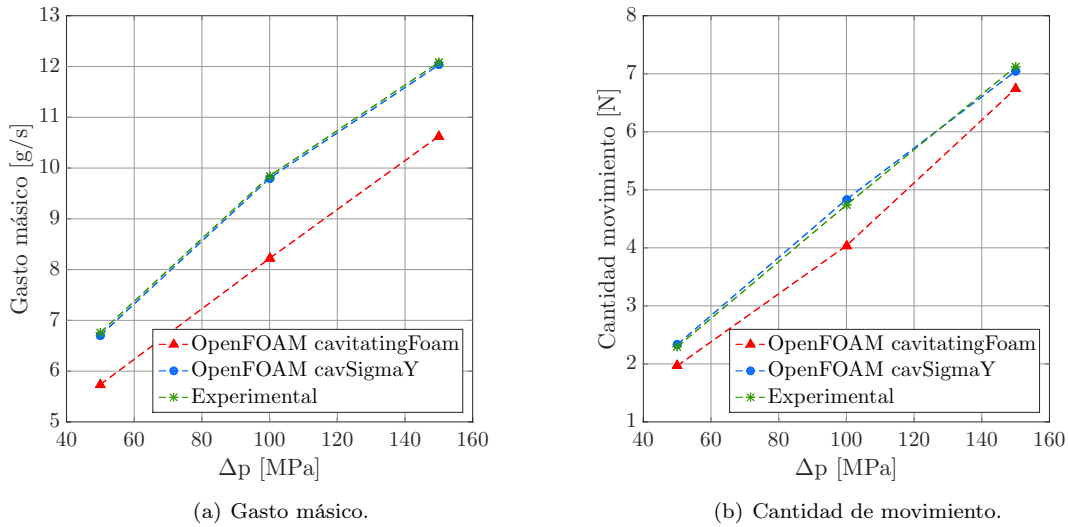


Figura 6.6: Evolución de variables con la presión de inyección para *Spray D*.

predicen bien la velocidad efectiva para valores de la presión de inyección bajos, como se observa en el coeficiente de velocidad de la Tabla 6.7.

En cuanto al coeficiente de área, los valores ofrecidos por *cavitatingFoam* son la unidad, lo que quiere indicar que no aparece el fenómeno de cavitación, ya que el área efectiva es idéntica a la real. Sin embargo, experimentalmente los resultados obtenidos no son la unidad, lo que indica que existe un pequeño estrechamiento de la garganta. Esta disminución del área efectiva, en cambio, sí está bien predicado por *cavSigmaY*, ya que el valor obtenido es el mismo que en los resultados experimentales, como se muestra en Tabla 6.7.

Finalmente, el coeficiente de descarga relaciona el gasto másico real con el teórico, obtenido con Bernoulli. Los valores están cercanos a la unidad, lo que quiere decir que no ha aparecido cavitación, como ya han indicado los otros coeficientes. Sin embargo, los resultados obtenidos con *cavitatingFoam* subestiman dicho coeficiente, lo que indica que el gasto másico real es inferior al teórico. Este error es debido a que *cavitatingFoam* no estima de manera correcta la densidad, afectando a la velocidad y a su vez al gasto másico. Sin embargo, *cavSigmaY* sí que estima de manera correcta este coeficiente, al igual que los otros dos.

A parte de observar los parámetros una vez se ha alcanzado régimen estacionario, también se realizan estudios experimentales fijando la velocidad de entrada del chorro a la tobera, de modo que la entrada es una rampa de velocidades. Esta es una de las maneras que tiene ECN para estudiar las toberas. En este caso, conociendo la presión a la que se debe inyectar el combustible, la relación de áreas de los orificios y el gasto másico que debe producir la tobera, se puede calcular la velocidad necesaria del chorro a la entrada del orificio.

La duración de este tipo de experimentos suele durar entorno a 4 milisegundos. En este caso, se han simulado 3 milisegundos. En la Fig. 6.7 se muestran los resultados obtenidos tras la entrada en rampa de velocidad para el gasto másico y el flujo de cantidad de movimiento. Además, se incluye el error relativo respecto a los datos experimentales. Cabe destacar que se ha calculado la velocidad de entrada con una presión de inyección alrededor 500 bar¹ y una contrapresión de 20 bar.

¹La presión de inyección no son 500 bar siempre ya que se intenta variar para que sea transitorio.

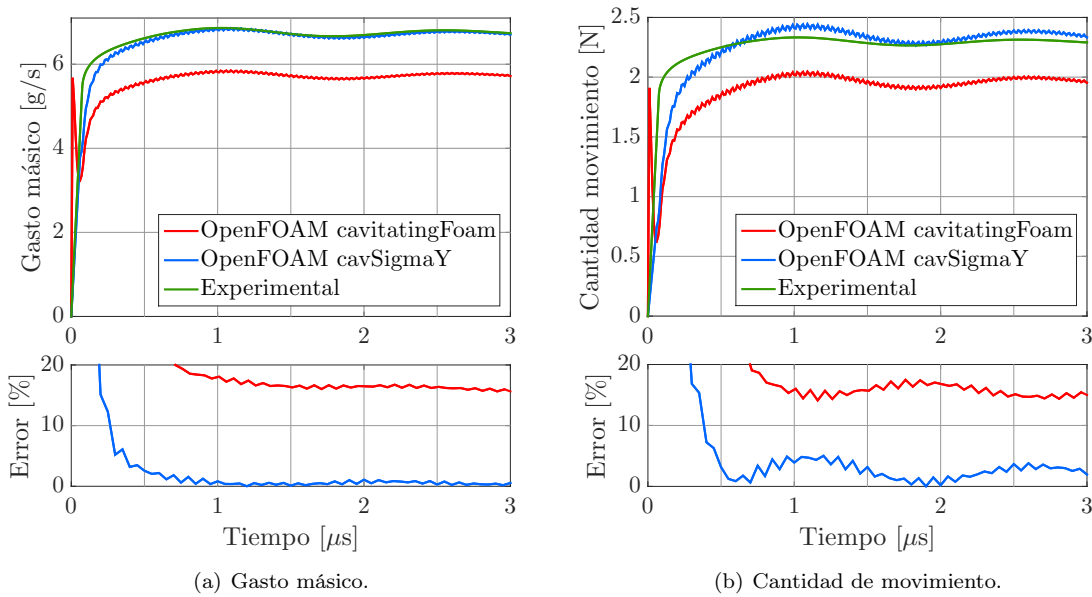


Figura 6.7: Evolución del gasto másico y cantidad de movimiento para *Spray D* ante una entrada rampa de velocidad.

En primer lugar, en la Fig. 6.7(a) aparece el gasto másico. Se observa que el resultado ofrecido por *cavSigmaY* es prácticamente idéntico al experimental mientras que el resultado de *cavitatingFoam* dista en mayor medida, obteniéndose un error del 15%. Por otro lado, en la Fig. 6.7(b) se muestra el flujo de cantidad de movimiento y el resultado de *cavSigmaY* continua siendo el que mejor se ajusta, con un error alrededor del 2%, habiendo aumentado respecto al del gasto másico. En cuanto al resultado de *cavitatingFoam* también se observa un aumento del error respecto al gasto másico, habiendo aumentado hasta el 18%.

Hasta este punto sólo se ha analizado el gasto másico, el flujo de cantidad de movimiento y los coeficientes de inyección. Sin embargo, existen otros parámetros de interés como son la velocidad, la presión y la densidad.

Empezando por la velocidad, se van a comparar los resultados de ambos *solvers*. Experimentalmente no se tienen resultados del perfil de velocidad a la salida de la tobera, de modo que no se puede decir cuál de las dos es más correcta. Sin embargo, sí se pueden cuantificar las diferencias entre ambos perfiles y comentar el motivo. En la Fig. 6.8 se ha mostrado el perfil de velocidad a la salida de la tobera del *Spray D*.

Se observa en la Fig. 6.8 que la velocidad aumenta con el salto de presiones, ya que es proporcional a la raíz cuadrada de dicho salto. En primer lugar, se observa que los valores máximos del perfil de velocidad de ambos *solvers* es diferente. La razón de esta diferencia es la densidad. Ya se ha comentado anteriormente que *cavitatingFoam* no predice correctamente la densidad, de modo que por ello existe una diferencia entre ambos perfiles. En segundo lugar, la forma del perfil no es la misma para ambos *solvers*. Mientras que el perfil obtenido con *cavitatingFoam* pasa de 0 a la velocidad máxima es muy poco recorrido, obteniéndose una recta con mucha pendiente, el perfil de *cavSigmaY* es más suave y está más curvado cerca de la pared. Esta diferencia es debida a que el solver *cavSigmaY* considera un fluido compresible con densidad variable en un modelo de relajación homogéneo mientras que *cavitatingFoam* considera la densidad con un valor uniforme y la compresibilidad de la mezcla líquido-vapor se obtiene a partir del modelo de equilibrio homogéneo.

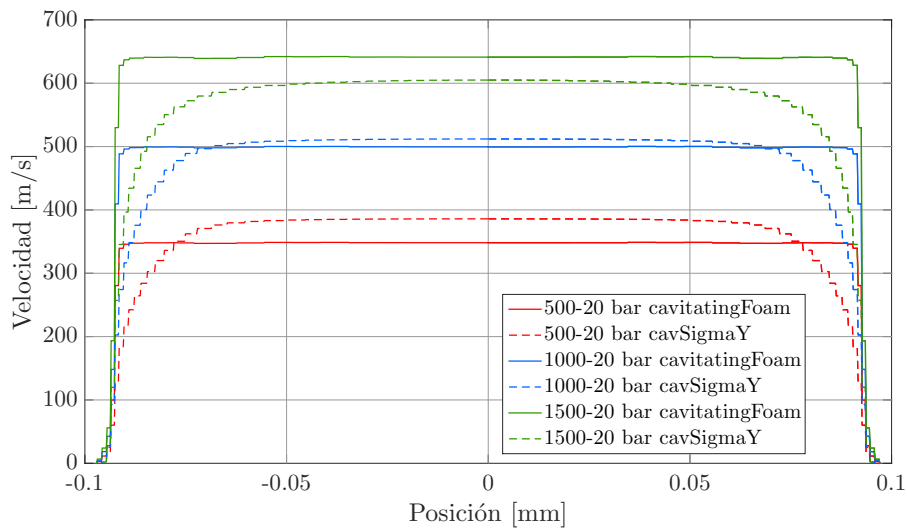


Figura 6.8: Perfil de velocidad a la salida de la tobera de *Spray D*.

En cuanto a la presión, los casos que se van a mostrar a continuación se han calculado fijando la presión de descarga y la velocidad a la entrada, calculada a partir de la presión de inyección, de modo que influye la densidad en dicho cálculo. En la Fig. 6.9 se ha mostrado la presión en la dirección axial de la tobera.

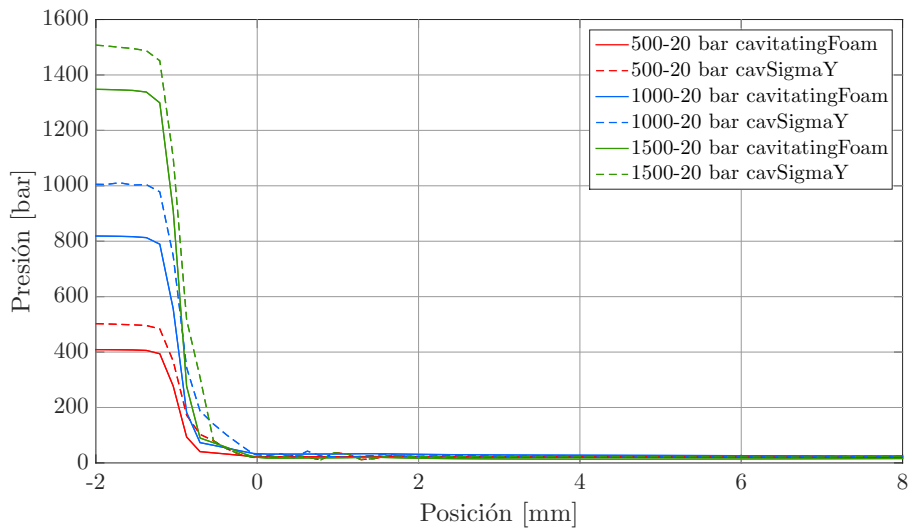


Figura 6.9: Perfil de presión en la dirección axial para *Spray D*.

Como se está observando en todos los resultados mostrados a lo largo de la sección, los resultados de cavitatingFoam distan de los de cavSigmaY. La velocidad de entrada se ha calculado suponiendo conocida la presión de inyección. Sin embargo, en el caso de cavitatingFoam, la presión obtenida a partir de la velocidad y la densidad no coincide con la teórica, como sí ocurre con los resultados de cavSigmaY. Una vez más, el error de cavitatingFoam yace de la mala predicción de la densidad al considerar un valor fijo, del mismo modo que se considera que la compresibilidad del combustible tiene un valor constante, cosa que en la realidad no ocurre, ya que depende de la presión y la temperatura del combustible.

Finalmente, queda observar el contorno de densidad, que es el error principal que ocurre con cavitatingFoam. Como se puede ver en la Fig. 6.10, la densidad predicha por cavitatingFoam

está 100 unidades por debajo de la predicha por cavSigmaY, para el caso con presión de inyección de 500 bar y contrapresión de 20 bar.



Figura 6.10: Contorno de densidad a la salida de la tobera de *Spray D* para una presión de inyección de 500 bar y contrapresión de 20 bar.

6.5 Resultados de la tobera *Spray C*

En este caso, a diferencia del anterior, sólo se han realizado cálculos computacionales estacionarios con el *solver* *cavitatingFoam*. Se han estudiado los mismos casos que en la sección anterior. En la Tabla 6.8 se presentan los valores del gasto másico, el flujo de cantidad de movimiento y los coeficientes de inyección para los tres casos, tanto experimentales como computacionales.

		1500 - 20 bar		1000 - 20 bar		500 - 20 bar	
		Valor	Error [%]	Valor	Error [%]	Valor	Error [%]
\dot{m} [g/s]	Experimental	10,1647	—	8,2321	—	5,7680	—
	<i>cavitatingFoam</i>	10,2937	1,27	7,3052	11,26	5,0209	12,96
\dot{M} [N]	Experimental	6,3171	—	3,9041	—	1,8957	—
	<i>cavitatingFoam</i>	6,3838	1,06	3,2664	16,33	1,5461	18,44
C_a [—]	Experimental	0,7295	—	0,7490	—	0,7507	—
	<i>cavitatingFoam</i>	0,7891	8,17	0,7408	1,10	0,7394	1,50
C_v [—]	Experimental	0,9175	—	0,9049	—	0,8967	—
	<i>cavitatingFoam</i>	0,8724	4,92	0,7915	12,54	0,7788	13,15
C_d [—]	Experimental	0,6693	—	0,6795	—	0,6732	—
	<i>cavitatingFoam</i>	0,6884	2,89	0,5863	13,72	0,5758	14,46

Tabla 6.8: Parámetros de inyección de *Spray C* para diferentes presiones de inyección. Resultados experimentales, computacionales y error.

En la Tabla 6.8 se observa que las predicciones de *cavitatingFoam* siguen sin ser del todo realistas cuando aparece el fenómeno de cavitación. Sin embargo, el problema no es debido al modelo de cavitación utilizado, sino a la mala predicción de la densidad.

En el caso de presión de inyección de 1500 bar, el gasto másico y el flujo de cantidad de movimiento han sido calculados de manera correcta, con un error inferior al 2%. Sin embargo, para calcular el coeficiente de área, el área efectiva necesita conocer la densidad para calcularla. Como la densidad está subestimada, el valor del área efectiva es mayor y por tanto, el coeficiente

de área es mayor del valor real. El mismo problema ocurre con el coeficiente de velocidad, que también necesita conocer la densidad.

En los otros dos casos, el único coeficiente que se ha estimado correctamente ha sido el coeficiente de área, al contrario de lo ocurrido con el caso de 1500 bar de presión de inyección. El coeficiente de área en este caso tiene un error pequeño debido a que los valores del gasto másico y el flujo de cantidad de movimiento han sido subestimados del mismo modo que se subestima la densidad, por lo que se cancela el efecto entre ellos.

A parte de simular casos estacionarios, también se ha realizado una simulación transitoria, con entradas del tipo rampa de velocidad, del mismo modo que ha ocurrido con el *Spray D*. Para los casos transitorios sí se han utilizado ambos *solvers*.

El caso se ha simulado con una presión de inyección variable, siempre cerca de 1500 bar y una contrapresión de 20 bar para que el caso no alcanzara valores estacionarios. Para esta simulación, resulta interesante observar los contornos de cavitación, ya que la diferencia fundamental entre ambos *solvers* es el modelo de cavitación utilizado. En la Fig. 6.11 se muestran dichos contornos.

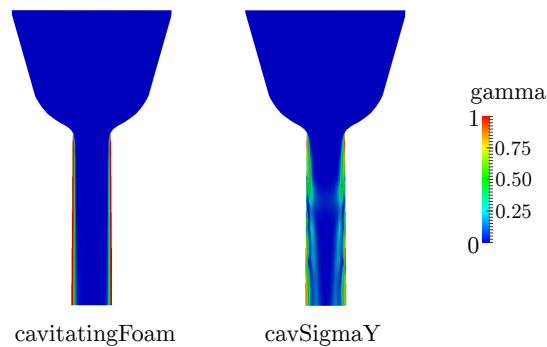


Figura 6.11: Contornos de cavitación para *Spray C*.

En la Fig. 6.11 se puede observar la forma de la cavitación para los dos *solvers*. Mientras que para *cavitatingFoam* el contorno de cavitación presenta una forma más homogénea con una transición entre gas y líquido abrupta, el contorno de *cavSigmaY* parece más turbulento y con un transición progresiva, debido a que necesita un tiempo de relajación. Esta diferencia yace en el modelo de cavitación utilizado ya que *cavitatingFoam* utiliza un modelo de equilibrio homogéneo mientras que *cavSigmaY* utiliza un modelo de relajación homogéneo donde se tiene en cuenta la transferencia de energía.

Por otro lado, en la Fig. 6.12 se han representado los contornos de densidad, donde aparecen dos diferencias fundamentales. En primer lugar, la densidad calculada con *cavitatingFoam* es menor que la de *cavSigmaY*, error que también ocurre en el *Spray D* y que ya se ha comentado. Por otro lado, la densidad dentro del conducto para el caso de *cavitatingFoam* es uniforme salvo en la región cercana a la pared, donde cae debido a la aparición de burbujas por la cavitación. Sin embargo, en el caso de *cavSigmaY*, la densidad en la zona central del conducto es similar a la de la entrada y va variando conforme se acerca a las paredes, sin ser un cambio tan brusco como ocurre para el de *cavitatingFoam*. Esta diferencia es debida al modelo de cavitación mencionada ya en el caso de los contornos de cavitación.

También resulta interesante observar como los contornos de densidad tienen la misma forma a los contornos de cavitación (Fig. 6.11). Es lógico obtener valores bajos de densidad en la zona donde existe cavitación, ya que el combustible está en estado vapor y por lo tanto, el contorno de densidad debe ser equivalente al de cavitación en cuanto a forma.

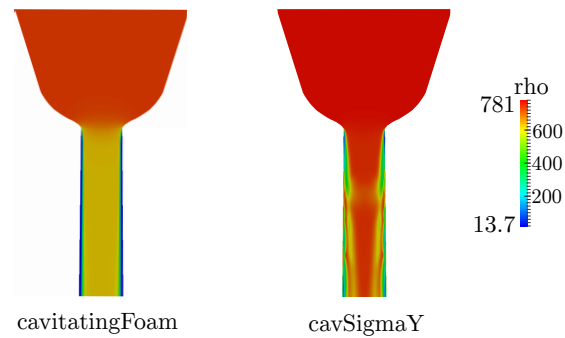


Figura 6.12: Contornos de densidad para *Spray C*.

En la Fig. 6.13 se ha representado la cavitación junto a la velocidad a lo largo del conducto para la simulación de *cavitatingFoam*. Las secciones circulares muestran la fracción de vapor mientras que la sección transversal muestra la velocidad en la dirección axial. Cabe destacar que para *cavitatingFoam*, la fracción másica γ vale 1 cuando se trata de vapor y 0 cuando se trata de líquido, variando la mezcla líquido-vapor de 0 a 1.

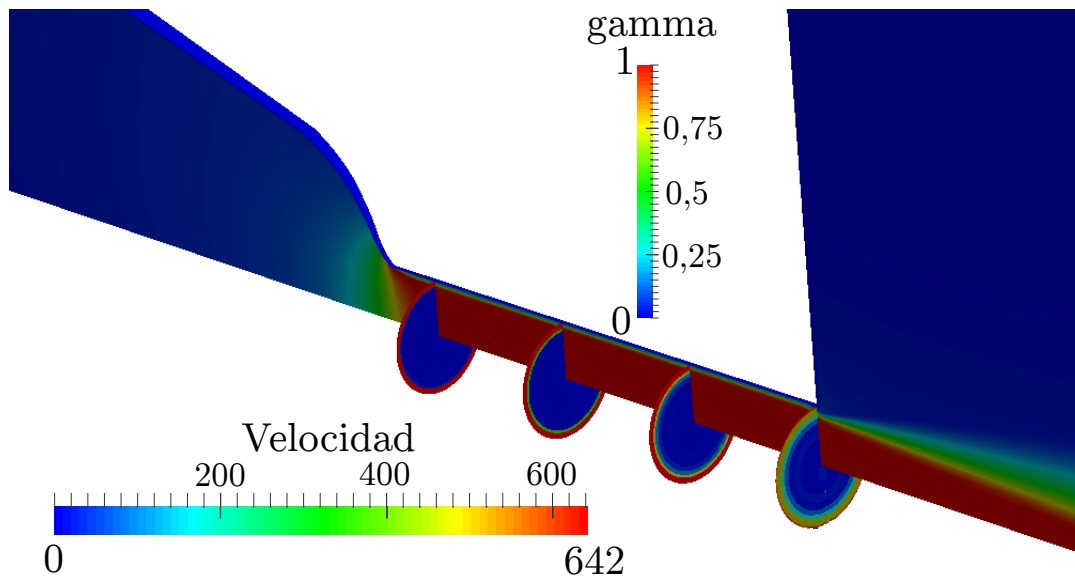


Figura 6.13: Contornos de velocidad y cavitación de *Spray C* obtenidos con *cavitatingFoam*.

Se observa en la Fig. 6.13 que a medida que se acerca a la salida, la cantidad de burbujas aumenta, ya que la fracción másica de vapor aumenta. Por otro lado, la velocidad a lo largo del conducto es prácticamente constante.

En la Fig. 6.14 se han representado los mismos contornos de cavitación (en las secciones circulares) y velocidad (en la sección transversal) para resultados obtenidos con *cavSigmaY*. En este caso, la fracción másica γ adquiere el valor 1 cuando está en estado líquido y el valor 0 cuando se trata de vapor.

En este caso, se observa en la Fig. 6.14 como el vapor no queda confinado únicamente a la región cercana a la pared como ocurre con *cavitatingFoam* (Fig. 6.13), sino que la transición entre gas y líquido necesita un tiempo de relajación, debido al modelo HRM de cavitación utilizado.

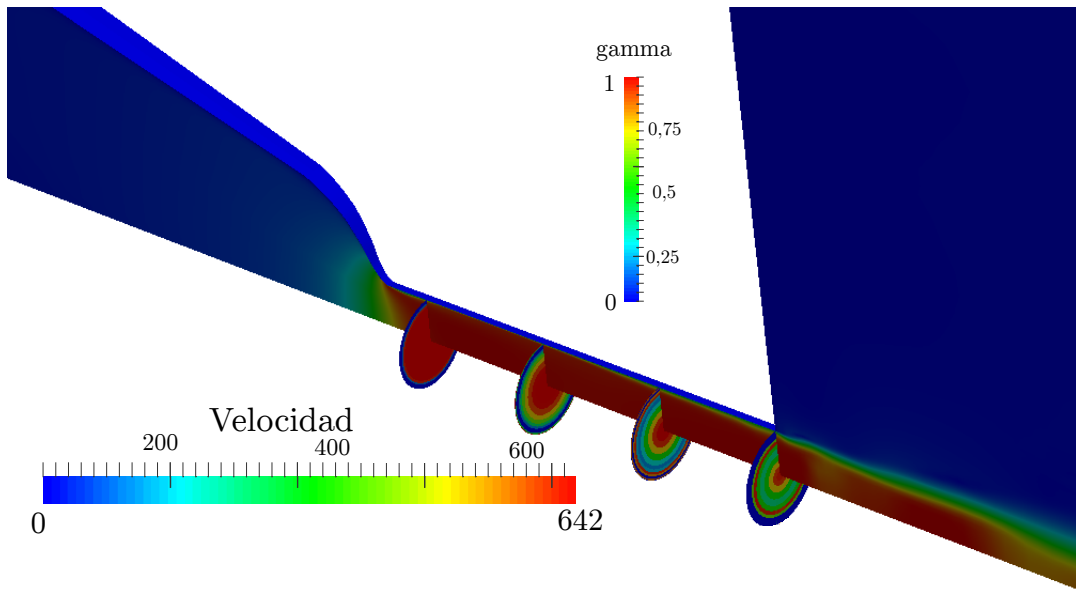


Figura 6.14: Contornos de velocidad y cavitación de *Spray C* obtenidos con cavSigmaY.

Sin embargo, la velocidad axial no es constante a lo largo de la sección, debido a que en las paredes la velocidad es nula por la condición de no deslizamiento. En la Fig. 6.15 se muestra la velocidad radial en la salida de la tobera para distintas presiones de inyección, con una contrapresión de 20 bar.

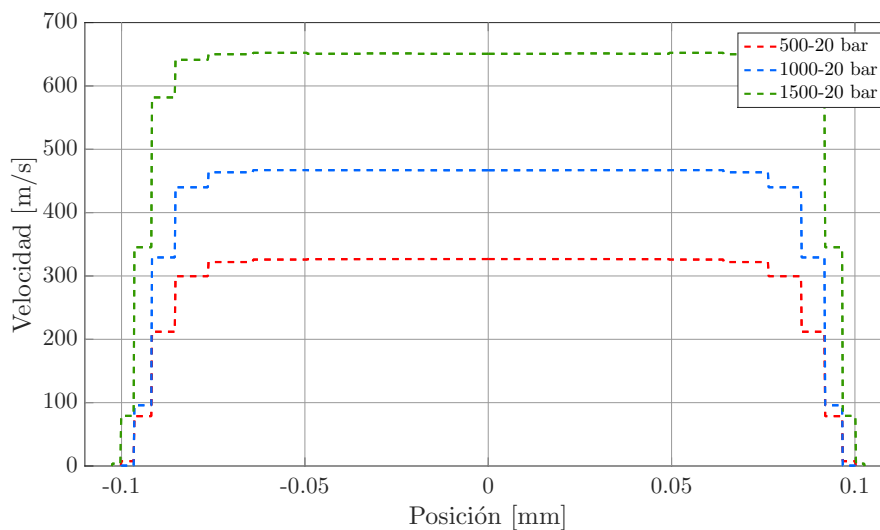


Figura 6.15: Contornos de velocidad a la salida de la tobera de *Spray C* para distintas presiones de inyección.

Se puede ver en la Fig. 6.15 que a medida que aumenta la presión de inyección, la velocidad máxima aumenta, ya que es proporcional a la raíz cuadrada del salto de presiones según la ecuación de Bernoulli. Además, en los lugares cercanos a la pared la velocidad va disminuyendo gradualmente debido, en parte, a la aparición de la cavitación.

A parte de la velocidad, también se puede estudiar la evolución de la presión en la dirección axial. En la Fig. 6.16 se muestra dicha evolución.

Como se observa en la Fig. 6.16, la entrada brusca en la tobera hace que la presión caiga abruptamente, llegando al valor de la presión de saturación del combustible, hecho que provoca

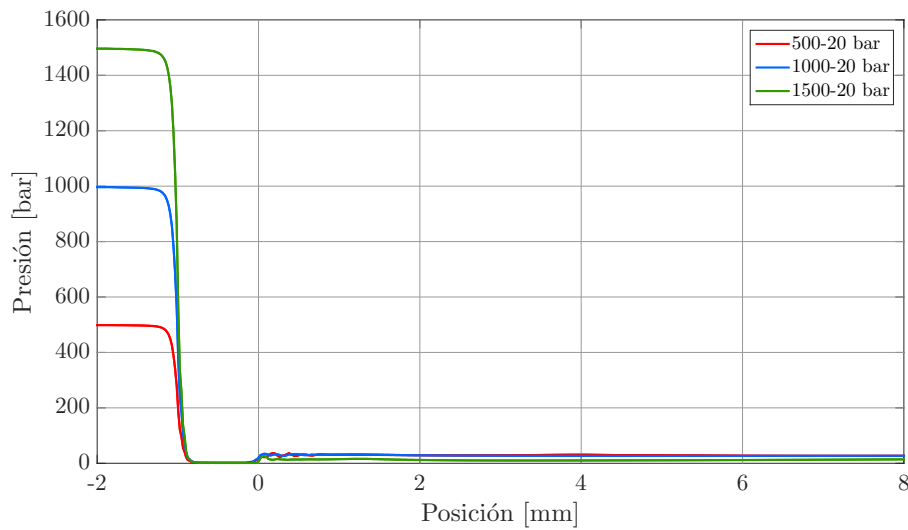


Figura 6.16: Contornos de presión a la salida de la tobera de *Spray C* para distintas presiones de inyección.

que el combustible cambie de fase y aparezcan las burbujas características de la cavitación. Dentro de la tobera, una vez ha aparecido la cavitación, la presión se mantiene constante hasta que sale del orificio y vuelve a aumentar de valor hasta alcanzar la presión de descarga. Este aumento de la presión se observa en la figura en el valor 0, donde aparece un pico, que es la posición del orificio de salida.

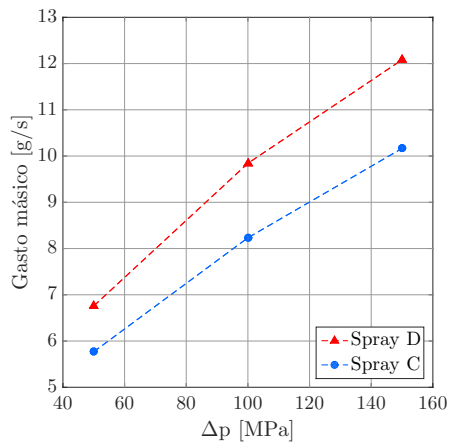
6.6 Comparación entre toberas

En las secciones anteriores se han analizado por separado las toberas *Spray D* y *Spray C*. Ambas toberas se diseñaron en sus inicios para ofrecer los mismos valores de gasto másico, flujo de cantidad de movimiento y los coeficientes de inyección, siendo una tobera cavitante y la otra no. Por lo tanto, es lícito que se puedan comparar entre ellas.

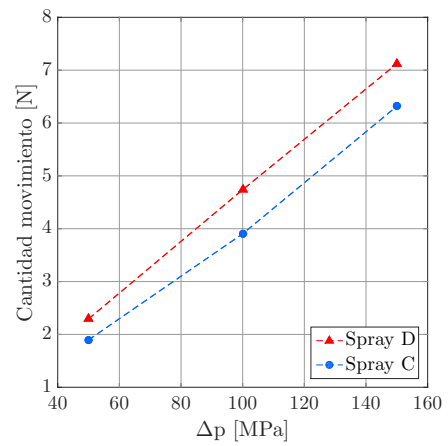
En la Fig. 6.17 se han comparado los cinco parámetros de estudio mencionados de ambas toberas para diferentes presiones de inyección, manteniendo la presión de descarga en 20 bar. Las tendencias de dichos coeficientes ya se han mencionado anteriormente, de modo que en esta sección únicamente se van a comparar entre ellas. Los resultados ofrecidos para los coeficientes se han obtenido de datos experimentales.

En primer lugar, respecto del flujo másico, los valores obtenidos mediante *Spray D* son mayores para todas las presiones de inyección estudiadas, como se observa en la Fig. 6.17(a). Por lo tanto, se hace evidente un fallo de diseño de las toberas, puesto que no producen el mismo gasto másico. En estudios anteriores se ha comprobado que mientras el gasto másico del *Spray D* es proporcional a la raíz cuadrada del salto de presiones, para el *Spray C* el gasto es independiente de la presión de descarga [30]. Este hecho está provocado porque en la tobera cavitante se colapsa el orificio debido a la cavitación. En cuanto al flujo de cantidad de movimiento, mostrado en la Fig. 6.17(b), los valores de *Spray D* siguen siendo superiores, propiciado por el mal diseño de las toberas.

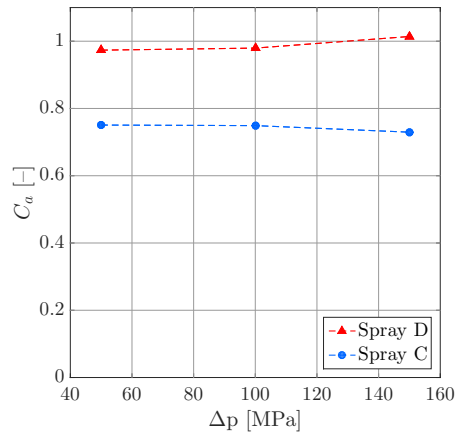
Referente a los coeficientes de inyección, el coeficiente de área es significativamente menor en el caso de la tobera *Spray C*. Que el valor sea menor es lógico debido a que la aparición de la cavitación provoca que el área efectiva sea menor. Sin embargo, el coeficiente de velocidad tiene



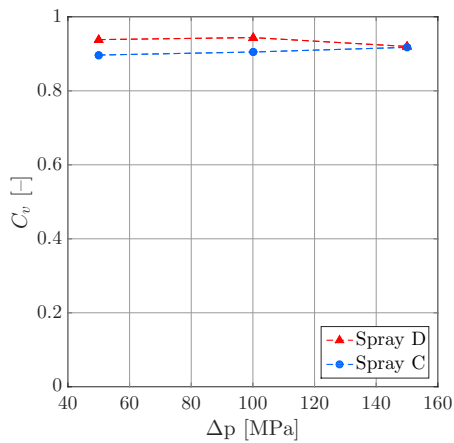
(a) Gasto másico.



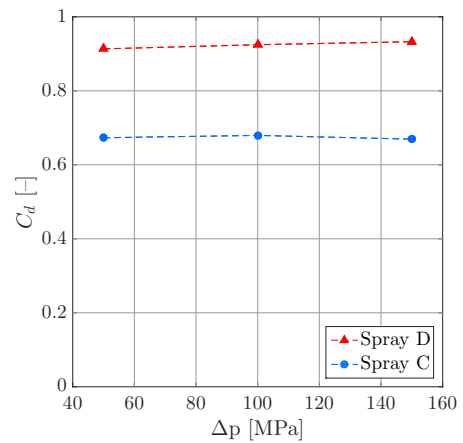
(b) Cantidad de movimiento.



(c) Coeficiente de área.



(d) Coeficiente de velocidad.



(e) Coeficiente de descarga.

Figura 6.17: Comparación del gasto másico, cantidad de movimiento y coeficientes de inyección con el salto de presión para toberas *Spray D* y *Spray C*.

valores parecidos en ambas toberas. Finalmente, el coeficiente de descarga también es mucho menor en el caso del *Spray C*. Por un lado, es lógico ya que este coeficiente es el producto de los otros dos, de modo que al ser el coeficiente de área más pequeño, este también lo será. Además,

el hecho de que aparezca el fenómeno de cavitación provoca que el caudal másico sea menor al esperado, es decir, al teórico. Sin embargo, la diferencia entre los gastos másicos no es tan grande como sí lo es la del coeficiente de descarga. Esto se explica debido a que el diámetro de salida del *Spray C* es ligeramente superior, lo que provoca un área de salida también mayor.

Una vez estudiados los parámetros de inyección, resulta interesante comparar las variables fluidodinámicas. En primer lugar se va a comparar la velocidad. En la Fig. 6.18 se muestran contornos longitudinales de la velocidad para ambas geometrías en el caso de presión de inyección de 1500 bar.

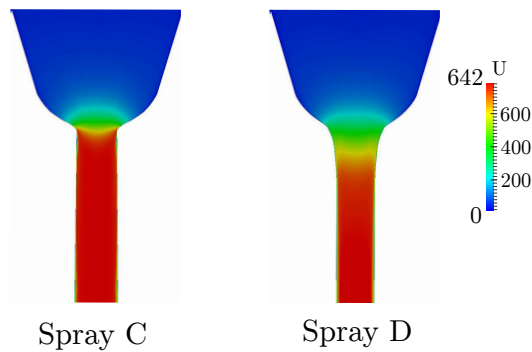


Figura 6.18: Contornos de velocidad en la dirección axial para ambas toberas.

En la Fig. 6.18 aparecen diferencias significativas en cuanto a la velocidad para ambas toberas. Se observa que para el *Spray D*, el aumento de velocidad al entrar en la tobera se produce de manera gradual, ayudado por el radio de acuerdo y la conicidad. Sin embargo, para el *Spray C*, el aumento de velocidad se produce de forma brusca a la entrada de la tobera debido a la aparición de la vena contracta y el nulo radio de acuerdo. Para esta tobera el máximo de velocidad se produce a la entrada y se mantiene constante a lo largo de la tobera.

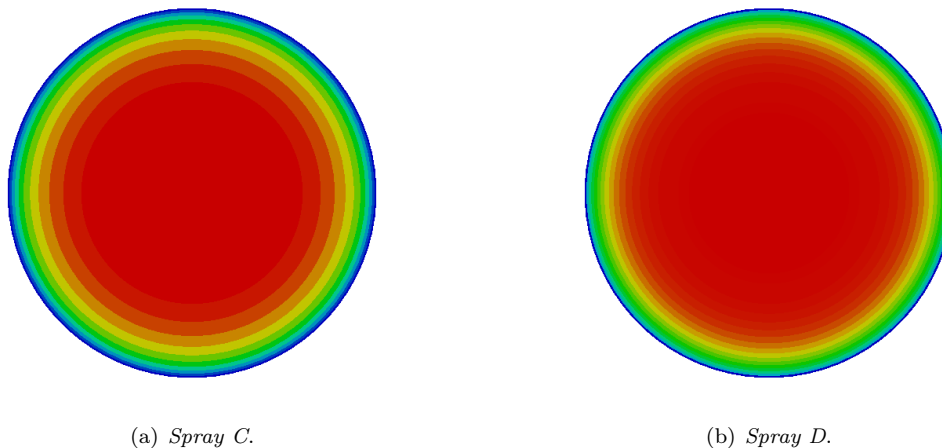


Figura 6.19: Contorno de velocidad a la salida del orificio para ambas toberas.

Por otro lado, en la Fig. 6.19 se muestra un contorno de la velocidad axial a la salida del orificio para ambas toberas. En este caso, se observa como para el *Spray D* hay una caída brusca de velocidad desde la máxima hasta una velocidad nula en la pared mientras que para el *Spray C* dicha caída es más suave y empieza más en el centro. Esta diferencia se debe a la aparición de la cavitación en la zona cercana a la pared, que provoca que la velocidad caiga en esa zona y aumente en el centro.

En cuanto a la presión, en la Fig. 6.20 se muestra la evolución de dicha variable en la dirección longitudinal de la tobera para ambas geometrías.

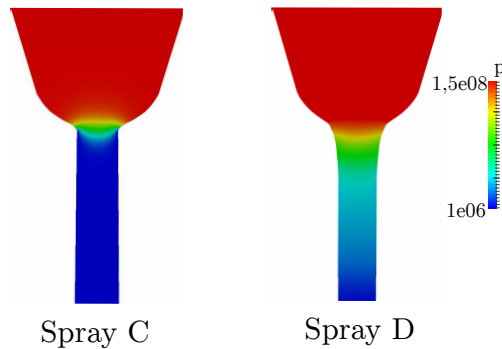


Figura 6.20: Contornos de presión en la dirección axial para ambas toberas.

Del mismo modo que ocurría con la velocidad (véase Fig. 6.18), en el *Spray C* aparece una caída brusca de la presión a la entrada de la tobera originada por la entrada recta de la tobera, que provoca que el flujo se separe de la pared y forme una vena contracta. Esta vena contracta disminuye el área efectiva que, acorde con la ecuación de Bernoulli, provoca un aumento de la velocidad y una disminución de la presión estática, de modo que cae bruscamente. Sin embargo, la entrada a la tobera del *Spray D* es suave y la presión va disminuyendo gradualmente a medida que aumenta la velocidad.

En la Fig. 6.21 se ha representado la evolución de la presión a lo largo del eje de simetría para ambas toberas. Como se ha comentado anteriormente, se observa que la caída de presión del *Spray C* es muy brusca en comparación de la del *Spray D*, que se produce de manera más gradual.

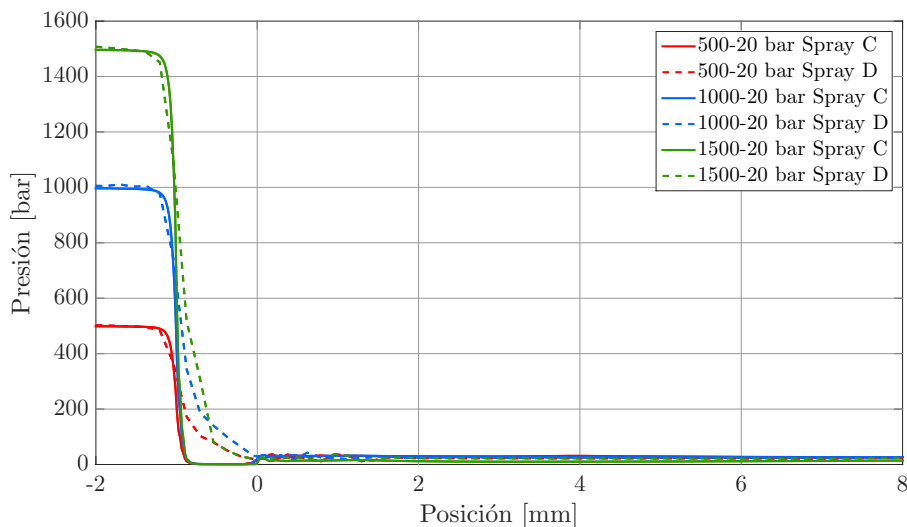


Figura 6.21: Contornos de presión sobre el eje de simetría para ambas toberas.

Finalmente, en la Fig. 6.22 se han representado los contornos de densidad a la largo de la dirección transversal de ambas toberas. Se observa que en el *Spray D*, la densidad dentro de la tobera disminuye ligeramente en relación a la densidad de la entrada, pero a lo largo del conducto se mantiene prácticamente constante mientras que la densidad de *Spray C* sufre muchas variaciones a lo largo del conducto, influenciadas por la aparición de la cavitación. Cuando el combustible alcanza la presión de saturación, se produce un cambio de fase y aparecen burbujas de gas, cuya densidad es mucho menor a la del combustible líquido. Como las burbujas

y el combustible líquido están mezclados, la densidad de cada celda se calcula como una media ponderada de la densidad de ambas fases, apareciendo la dispersión que se observa en la figura.

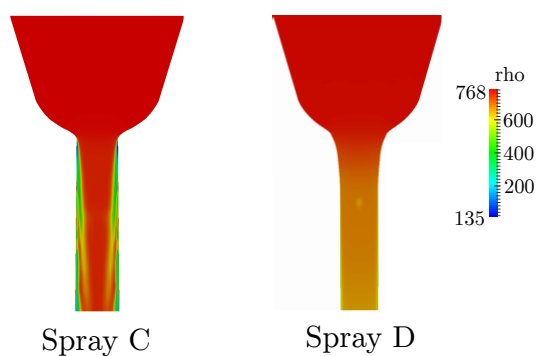


Figura 6.22: Contornos de densidad en la dirección axial para ambas toberas.

Conclusiones

7.1 Conclusiones

En el presente trabajo se ha llevado un exhaustivo estudio del flujo interno en varias toberas de inyección y de la influencia de la cavitación en diversos parámetros como el gasto másico o el coeficiente de descarga. El estudio se puede dividir en dos grandes grupos: validación del código y estudio del flujo interno en las toberas de inyección.

El tema principal del trabajo es el estudio del flujo interno y externo en las toberas de inyección. Sin embargo, antes de pasar a ese estudio se ha realizado un arduo trabajo de puesta a punto del nuevo *solver* cavSigmaY en OpenFOAM. Para ello se han probado diversas condiciones de contorno y distintas mallas, haciendo uso de simetrías para disminuir el coste computacional. De este primer estudio se han extraído las siguientes conclusiones:

- Se ha realizado el estudio de la tobera en 2D y en 3D. A la hora de comparar los resultados, únicamente distan entre ellos un 1 %, de modo que se escoge el caso 2D para la simulación ya que la relación coste computacional/exactitud de resultados es mucho mejor para el primero de los dos casos. También se ha probado realizar simetría para ahorrar coste computacional y simular únicamente un cuarto de la geometría en el caso 3D y se ha comprobado que los resultados son idénticos ya que se utiliza un modelo de turbulencia $k-\omega SST$ que lo que hace es modelar las escalas de turbulencia en lugar de resolverlas. Por lo tanto, si se hubiera tenido que calcular en 3D se hubiera optado por utilizar simetrías.
- Al tratarse de un orificio calibrado que se ha ensayado experimentalmente, la velocidad viene dada por la diferencia de presiones. Computacionalmente, fijar las presiones a la entrada y a la salida provoca que haya rebotes en la salida, de modo que se deben dejar bastantes diámetros de distancia aguas abajo para que el flujo en reversa no afecte a los resultados a la salida del orificio. Otra manera de solucionar el problema de los rebotes es fijando la velocidad de entrada, pero no se disponía de ese dato experimental debido, seguramente, a la dificultad de medición.

- El gasto másico aumenta proporcionalmente con la raíz cuadrada del salto de presiones entre la entrada y la salida hasta que alcanza un punto en el que se estanca. A partir de este punto, conocido como punto de cavitación crítica, el gasto másico se colapsa.
- El estancamiento del gasto másico se debe al establecimiento de una presión constante en la garganta de la tobera. Cuando el gasto másico se colapsa, pasa a ser independiente de la diferencia de presiones entre la entrada de la tobera y la cámara de descarga para pasar a depender del salto de presiones entre la entrada de la tobera y la entrada del orificio.
- El modelo de relajación homogéneo utilizado (HRM) en `cavSigmaY` para modelar la cavitación resulta adecuado, ya que en los últimos resultados mostrados en el Capítulo 5 sobre los contornos de presión (Fig. 5.12) y cavitación (Fig. 5.13), predicen con bastante exactitud el comportamiento de la cavitación observado en los resultados experimentales.
- En base a los resultados obtenidos en el capítulo de validación, en el que se han comparados los resultados del nuevo modelo con un modelo ya validado y resultados experimentales, se puede concluir que el `solver cavSigmaY` resulta adecuado para resolver problemas de cavitación ya que predice resultados similares al `solver cavitatingFoam` y las tendencias respecto a los casos experimentales también son iguales.

Una vez validado el código, se ha utilizado el nuevo `solver` en dos toberas distintas de las que se disponen resultados experimentales. Las mallas se han realizado mediante un código en MATLAB y se ha simulado únicamente una cuña de 5° , ya que las toberas son axisimétricas. Tras realizar la independencia de malla y obtener resultados, se han extraído las siguientes conclusiones:

- El error relativo entre los resultados computacionales yace, por un lado, en el modelo de cavitación utilizado. El `solver cavitatingFoam` utiliza un modelo de equilibrio homogéneo (HEM) mientras que `cavSigmaY` utiliza un modelo de relajación homogéneo (HRM). Ambos modelos tienen en cuenta el equilibrio mecánico entre las fases líquido y vapor. Sin embargo, el modelo HRM también considera el cambio de fase sin equilibrio, es decir, tiene en cuenta la transferencia de masa. Además, con el modelo HRM la ecuación de transporte se resuelve dos veces, una para el líquido y otra para el vapor.
- El error principal que se obtiene del `solver cavitatingFoam` es que la predicción de la densidad no es del todo buena y, a través de la ecuación barotrópica de estado, afecta a la predicción de la presión, que a su vez influye en la velocidad, lo que conlleva a subestimar la velocidad y con ello el gasto másico.
- Uno de los errores de la mala predicción de la densidad en `cavitatingFoam` se debe a la compresibilidad del combustible. La ecuación barotrópica de estado hace uso de la compresibilidad del combustible, que se introduce en este `solver` como un valor fijo a unas condiciones determinadas. Sin embargo, el fluido cambia de condiciones a lo largo del proceso de inyección, de modo que se debería cambiar el valor de compresibilidad para cada condición. Al no cambiarse, se obtiene un error en la estimación de la presión.
- Además de la compresibilidad, el `solver cavitatingFoam` necesita como parámetro de entrada la densidad de saturación del combustible. En diversos estudios [18] se ha establecido que el valor de la densidad de saturación del dodecano es de 612 kg/m^3 y es el que se ha utilizado. Sin embargo, otros estudios establecen que la densidad de saturación del dodecano es de aproximadamente 780 kg/m^3 , de modo que el menor valor de la densidad de saturación escogido influye en la predicción de la densidad.

- La geometría de la tobera influye en el desarrollo del flujo. Comparando ambas toberas, en la cavitante se produce un estrangulamiento del flujo, hecho que provoca una disminución del coeficiente de área y el coeficiente de descarga. Debido al pequeño radio de acuerdo a la entrada del conducto, se produce una separación del flujo formando una vena contracta que disminuye el área efectiva, produciendo un incremento de la velocidad y una caída de la presión que, si disminuye por debajo de la presión de vapor, produce la aparición de la cavitación.
- A la hora de comparar los parámetros de ambas toberas, se ha observado que los valores del gasto másico, el flujo de cantidad de movimiento y los coeficientes de inyección no son iguales, como sí debería ocurrir teóricamente dado que se diseñaron para que los valores de los parámetros fueran iguales. Esta discrepancia de resultados se debe a un mal diseño de las toberas, sobre todo a la hora de comparar los coeficientes de área y descarga, que son un 30 % menores en el caso de la tobera cavitante *Spray C*.
- El uso de herramientas CFD ha servido para profundizar en el entendimiento del fenómeno de cavitación y en los modelos de turbulencia para simularla, con las aproximaciones y técnicas que se utilizan.

7.2 Trabajos futuros

Aunque el código se ha validado con profundidad, obteniéndose resultados coherentes, tanto con *cavitatingFoam* y con *cavSigmaY*, el estudio de las toberas de inyección no ha sido del todo completo debido a problemas con el *solver* *cavSigmaY*, debido a los largos tiempos de convergencia ya que se está poniendo a punto. En el futuro, se podrían realizar varios trabajos para acabar de contextualizar el nuevo *solver*, entre los que destacan los siguientes:

- En este trabajo se ha simulado el flujo con la cámara de descarga llena de combustible. Este tipo de experimentos sirve para caracterizar la tobera y compararla con otras toberas. Sin embargo, en la realidad la cámara de descarga no está llena de combustible, sino de aire, de modo que en el futuro se debe analizar la tobera inyectando en aire y no en combustible. Al inyectar en aire, se obtiene un flujo trifásico, ya que se modela el combustible con sus dos fases (líquido y gas) y el aire. En este contexto, el *solver* *cavSigmaY* trata de satisfacer las carencias de otros *solvers* que únicamente simulan dos fases.
- Cuando se inyecta en aire, aparecen otros parámetros característicos que se deben estudiar. En este caso, se pueden estudiar el ángulo de apertura del chorro y la penetración.
- El modelo de cavitación utilizado se trata de un modelo de relajación homogéneo (HRM) y, como se ha visto, predice la cavitación con bastante exactitud. Sin embargo, en el futuro se pueden probar distintos modelos para compararlos entre sí y escoger el mejor de ellos.
- Hasta el momento se han simulado casos hasta que se alcanza régimen estacionario. Sin embargo, el proceso de inyección real es un proceso transitorio debido a la corta duración de este. Por lo tanto, para el futuro se puede estudiar el levantamiento de la aguja, haciendo uso de una malla dinámica.
- Las simulaciones se han realizado con un modelo de turbulencia RANS, que modela todas las escalas. Sin embargo, un modelo de turbulencia LES, que resuelve las grandes escalas y modela las pequeñas, podría mejorar la predicción de los coeficientes de inyección. Además,

también podría ser beneficioso para la predicción del flujo másico en los primeros dos milímetros del spray.

- Las toberas de estudio no son completamente axisimétricas, de modo que en trabajos futuros se pueden realizar simulaciones con la geometría completa en lugar de una cuña de 5° . Por lo tanto, se podrían comparar los resultados de una simulación 2D con los de una simulación 3D.

Parte II

PRESUPUESTO

Capítulo 1

Introducción

A lo largo de esta parte del documento se va a hacer un desglose de los costes que ha supuesto el desarrollo del proyecto. Entre los distintos gastos que conforman el presupuesto total están los gastos de *software*, material, oficina y personal cualificado. En el presupuesto se debe determinar el precio unitario de cada una de las partes, además de la depreciación debida al uso y al tiempo.

Los precios mostrados a lo largo de esta parte de la memoria corresponden a tarifas legales actuales, precios del mercado o estimaciones realistas.

Para calcular el coste de amortización de los bienes utilizados, en euros, se utilizan las siguientes expresiones:

$$A_a = \frac{V_c - R_c}{n} \quad (1.1)$$

$$t_h = \frac{A_a}{h_a} \quad (1.2)$$

Para calcular el coste horario del personal cualificado se van a dividir el salario anual bruto entre el total de horas trabajadas en un año. Para realizar dicha estimación se descuentan las semanas no lectivas. Para calcular el total de semanas no lectivas se va a suponer que en agosto no se realiza ningún trabajo ni tampoco en Navidad ni periodo de Pascua, de modo que suman un total de 7 semanas no lectivas de 52 semanas que tiene un año. Además, se supone una jornada laboral de 40 horas a la semana, de modo que el total de horas trabajadas al año se obtienen de la siguiente manera:

$$\frac{\text{horas año}}{\text{año}} = \frac{(52 - 7) \cdot 40}{\text{año}} = 1800 \text{ horas/año} \quad (1.3)$$

Costes unitarios

A lo largo de este capítulo se va a realizar un resumen del desglose de costes unitarios del proyecto, comprendidos por: coste de material y *software*, coste de oficina y coste de personal.

2.1 Coste de material y *software*

Equipo informático

▪ Portátil

El ordenador portátil a utilizar se trata de un PC Notebook HP Pavilion g6-2212es del año 2013, con las siguientes características:

- Procesador Intel Core i5 3210M @ 2.5 GHz
- Disco duro de 500 GB
- Memoria RAM de 4 GB
- Gráficos AMD Radeon HD 7670M de 2GB

Suponiendo un periodo de amortización de 5 años (retirarlo en 2018), con un precio de coste de 550 € y un valor estimado actual de 80 € teniendo en cuenta las disposiciones del mercado, el coste unitario es el siguiente:

$$A_a = \frac{550 - 80}{5} = 94 \text{ €/año} \quad (2.1)$$

$$t_h = \frac{94}{1800} = 0,052 \text{ €/hora} \quad (2.2)$$

■ **Estación de cálculo**

Ambas estaciones de cálculo presentan las siguientes características:

- Intel® Xeon(R) CPU e5-2630 v2 @ 2.60GHz
- Disco duro de 8 TB
- Memoria RAM de 64 GB
- 24 núcleos

Se estima que el valor residual es del 20% y un periodo de amortización de 8 años. El precio de compra del equipo es aproximadamente de 5000 € y se supone encendido todo el año (8760 horas), de modo que el coste unitario es el siguiente:

$$A_a = \frac{5000 - 1000}{8} = 437,5 \text{ €/año} \quad (2.3)$$

$$t_h = \frac{437,5}{8760} = 0,0499 \text{ €/hora} \quad (2.4)$$

■ **Material de oficina**

A lo largo del trabajo se han utilizado 2 libretas, con un coste unitario aproximado de 2 €, tres bolígrafos con un coste unitario de 0,20 €, un subrayador con un coste unitario de 1,5 € y unas 70 fotocopias en blanco y negro con un valor unitario de 0,03 €. En conjunto asciende a 8,2 €.

■ **Software**

• **Matlab**

El precio de una licencia básica de MATLAB® de uso académico es de 500 € y cada uno de los *toolbox* tiene un precio de 200 €. En este caso se ha utilizado solo uno, que es el Symbolic Math Toolbox.

$$t_h = \frac{500 + 200}{1800} = 0,388 \text{ €/hora} \quad (2.5)$$

• **Microsoft Office**

El coste anual de la licencia de Microsoft® Office tiene un coste de 69 €.

$$t_h = \frac{69}{1800} = 0,038 \text{ €/hora} \quad (2.6)$$

• **OpenFOAM**

La licencia es gratuita, de modo que no supone coste.

- **ParaView**

La licencia es gratuita, de modo que no supone coste.

- **Inkscape**

La licencia es gratuita, de modo que no supone coste.

- **UNIX: Ubuntu 14.04 LTS**

La licencia es gratuita, de modo que no supone coste.

- **Gedit**

La licencia es gratuita, de modo que no supone coste.

- **Microsoft: Windows 10**

La licencia es gratuita, de modo que no supone coste.

2.2 Coste de oficina

La oficina está situada en el CMT, dentro de la UPV. Se trata de un despacho en el que residen 6 investigadores, 4 de ellos ajenos a este proyecto, de modo que la realización del proyecto únicamente necesita una tercera parte de la oficina. El valor medio de alquiler de las oficinas en la ciudad de Valencia es de 10 €/m², por lo que se va a suponer ese el precio del despacho en uso. El despacho tiene unas medidas aproximadas de 8 metros de largo por 5 metros de ancho, lo que supone una superficie de 40 m², que a su vez supone un coste mensual de 400 €.

La duración del proyecto ha sido aproximadamente de 12 meses, ocupando el despacho únicamente la mitad de este tiempo, de modo que sólo se ha usado 6 meses. Además, el alquiler del despacho sólo corresponde a un tercio, por lo que mensualmente el despacho supone un coste de 133,33 €, en total 800 €.

2.3 Coste de personal cualificado

- **Investigador**

Según la resolución de 30 de enero de 2015 de la Dirección General de Empleo, por la que se registran y publican las tablas salariales correspondientes a los años 2013, 2014 y 2015 del Convenio colectivo de ámbito estatal para los centros de educación universitaria e investigación, un ayudante de investigación tenía un salario de 1003,64 € al mes en el año 2015. Considerando que el mes se compone de 4 semanas y se trabajan 40 horas a la semana, el investigador trabaja 160 horas al mes de modo que el coste unitario es el siguiente:

$$t_h = \frac{1003,64}{160} = 6,27 \text{ €/hora} \quad (2.7)$$

■ **Profesor ayudante**

Según la misma resolución de 30 de enero de 2015 del apartado anterior, un profesor de Universidad agregado o titular con dedicación exclusiva tenía un salario mensual de 1910,35 € en el año 2015. Suponiendo 160 horas de trabajo mensuales, el coste unitario se calcula de la siguiente manera:

$$t_h = \frac{1910,35}{160} = 11,94 \text{ €/hora} \quad (2.8)$$

■ **Becario**

La función en este proyecto es la de becario realizando el Trabajo Final de Grado, con un salario de 0 €, ya que se trata de un trabajo académico de la carrera.

Capítulo 3

Presupuesto final

CONCEPTO	Periodo (h)	Tasa horaria (€/h)	Importe bruto (€)	IVA (21%) (€)	Importe (€)
EQUIPOS Y SOFTWARE					
Ordenador portátil	400	0,052	20,80	4,37	25,17
Estación de cálculo	2000	0,050	100,00	21,00	121,00
Matlab	130	0,388	50,44	10,59	61,03
Microsoft Office	10	0,038	0,38	0,08	0,46
Subtotales			171,62	36,04	207,66
PERSONAL					
Becario	960	0,00	0,00	0,00	0,00
Investigador	100	6,27	627,00	131,67	758,67
Profesor ayudante	20	11,94	238,80	50,15	288,95
Subtotales			865,8	181,82	1047,62
OFICINA					
Alquiler oficina			661,16	138,84	800,00
Material oficina			6,78	1,42	8,20
Subtotales			667,94	140,26	808,20
COSTE TOTAL					
Totales			1705,36	358,12	2063,48

Tabla 3.1: Presupuesto total detallado

El presupuesto total del presente proyecto asciende a la cantidad de:

DOS MIL SESENTA Y TRES EUROS CON CUARENTA Y OCHO CÉNTIMOS

Parte III

PLIEGO DE CONDICIONES

Capítulo 1

Condiciones generales

En el presente documento se describen los requisitos necesarios, tanto generales como técnicos, para la realización del trabajo. Según la Orden de 9 de Marzo de 1971 por la que se aprueba la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo se deben de cumplir una serie de requisitos en el lugar de trabajo. Por otro lado, el Decreto 488/1997 de 14 de Abril establece las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización de equipos por los trabajadores. A continuación se presentan los artículos que afectan al transcurso del presente trabajo.

Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo

Artículo 13. Seguridad estructural

Todos los edificios, permanentes o provisionales, serán de construcción segura y firme para evitar riesgos de desplome y los derivados de los agentes atmosféricos.

Los cimientos, pisos y demás elementos de los edificios ofrecerán resistencia suficiente para sostener y suspender con seguridad las cargas para los que han sido calculados.

Se indicará por medio de rótulos o inscripciones las cargas que los locales puedan soportar o suspender, quedando prohibido sobrecargar los pisos y plantas de los edificios.

Artículo 14. Superficie y cubicación

Los locales de trabajo reunirán las siguientes condiciones mínimas:

- a) Tres metros de altura desde el piso al techo.
- b) Dos metros cuadrados de superficie por cada trabajador.
- c) Diez metros cúbicos por cada trabajador

No obstante, en los establecimientos comerciales, de servicios y locales destinados a oficinas y despachos la altura a que se refiere el apartado a) del número anterior podrá quedar reducida hasta 2,50 metros, pero respetando la cubicación por trabajador que se establece en el apartado c), y siempre que se renueve el aire suficientemente.

Para el cálculo de la superficie y volumen no se tendrá en cuenta los espacios ocupados por máquinas, aparatos, instalaciones y materiales.

Artículo 25. Iluminación

Todos los lugares de trabajo o tránsito tendrán iluminación natural, artificial o mixta apropiada a las operaciones que se ejecuten.

Siempre que sea posible se empleará luz natural.

Se intensificará la iluminación de máquinas peligrosas, lugares de tránsito con riesgo de caídas, escaleras y salidas de urgencia.

Se deberá graduar la luz en los lugares de acceso a zonas de distinta intensidad luminosa.

Artículo 30. Ventilación, temperatura y humedad

En los locales de trabajo y sus anexos se mantendrán, por medios naturales o artificiales, condiciones atmosféricas adecuadas, evitando el aire viciado, exceso de calor y frío, humedad o sequía y los olores desagradables.

Las emanaciones de polvo, fibras, humos, gases, vapores o neblinas, desprendidos en locales de trabajo, serán extraídos, en lo posible, en su lugar de origen, evitando su difusión por la atmósfera.

En ningún caso el anhídrido carbónico o ambiental podrá sobrepasar la proporción de 50/10.000, y el monóxido de carbono, la de 1/10.000.

Se prohíbe emplear braseros, salamandras, sistemas de calor por fuego libre, salvo a la intemperie y siempre que no impliquen riesgo de incendio o explosión.

En los locales de trabajo cerrados, el suministro de aire fresco y limpio por hora y trabajador será, al menos, de 30 a 50 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire varias veces por hora, no inferior a seis veces para trabajos sedentarios ni diez veces para trabajos que exijan esfuerzo físico superior al normal.

La circulación de aire en locales cerrados se acondicionará de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad del aire no exceda de 15 metros por minuto con temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en ambientes muy calurosos.

En los centros de trabajo expuestos a altas y bajas temperaturas serán evitadas las variaciones bruscas por el medio más eficaz. Cuando la temperatura sea extremadamente distinta entre los lugares de trabajo, deberán existir locales de paso para que los operarios se adapten gradualmente a unas y otras.

Se fijan como límites normales de temperatura y humedad en locales y para los distintos trabajos, siempre que el procedimiento de fabricación lo permita, los siguientes:

- Para trabajos sedentarios: De 17 a 22 grados centígrados.
- Para trabajos ordinarios: De 15 a 18 grados centígrados.
- Para trabajos que exijan acusado esfuerzo muscular: De 12 a 15 grados centígrados.

La humedad relativa de la atmósfera oscilará del 40 al 60 por 100, salvo en instalaciones en que haya peligro por generarse electricidad estática, que deberá estar por encima del 50 por 100.

Las instalaciones generadoras de calor o frío se situarán con la debida separación de los locales de trabajo para evitar en ellos peligros de incendio o explosión, el desprendimiento de gases nocivos, irradiaciones directas de calor o frío y las corrientes de aire perjudiciales al trabajador.

Todos los trabajadores estarán debidamente protegidos contra las irradiaciones directas y excesivas de calor.

En los trabajos que hayan de realizarse en locales cerrados con extremado frío o calor se limitará la permanencia de los operarios estableciendo, en su caso, los turnos adecuados.

Artículo 38. Abastecimiento de agua

Todo centro de trabajo dispondrá de abastecimiento suficiente de agua potable en proporción al número de trabajadores, fácilmente accesible a todos ellos y distribuidos en lugares próximos a los puestos de trabajo.

No se permitirá sacar o trasegar agua para la bebida por medios de vasijas, barriles, cubos u otros recipientes abiertos o cubiertos provisionalmente. Se prohíbe igualmente beber aplicando directamente los labios a los grifos, recomendándose las fuentes de surtidor.

Se indicará mediante carteles si el agua es o no potable.

No existirán conexiones entre el sistema de abastecimiento de agua potable y el de agua que no sea apropiada para beber, evitándose la contaminación por porosidad o por contacto.

Artículo 40. Retretes

En todo Centro de trabajo existirán retretes con descarga automática de agua corriente y papel higiénico. Se instalarán con separación por sexos cuando se empleen más de diez trabajadores. En los retretes que hayan de ser utilizados por mujeres se instalarán recipientes especiales y cerrados.

Existirá al menos un inodoro por cada 25 hombres y otro por cada 15 mujeres o fracciones de estas cifras que trabajen la misma jornada.

Cuando los retretes comuniquen con los lugares de trabajo estarán completamente cerrados y tendrán ventilación al exterior, natural o forzada. Si comunican con cuartos de aseo o

pasillos que tengan ventilación al exterior se podrá suprimir el techo de cabinas. No tendrán comunicación directa con comedores, cocinas, dormitorios y cuartos-vestuario.

Las dimensiones mínimas de las cabinas serán de 1 metros por 1,20 de superficie y 2,30 metros de altura. Las puertas impedirán totalmente la visibilidad desde el exterior y estarán provistas de cierre interior y de una percha.

Los inodoros y urinarios se instalarán y conservarán en debidas condiciones de desinfección, desodorización y supresión de emanaciones.

Real Decreto 488/1997 de 14 de Abril

Artículo 1. Objeto

1. El presente Real Decreto establece las disposiciones mínimas de seguridad y de salud para la utilización por los trabajadores de equipos que incluyan pantallas de visualización.
2. Las disposiciones de la Ley 31/1995. de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales, se aplicarán plenamente al conjunto del ámbito contemplado en el apartado anterior.
3. Quedan excluidos del ámbito de aplicación de este Real Decreto:
 - a) Los puestos de conducción de vehículos o máquinas.
 - b) Los sistemas informáticos embarcados en un medio de transporte.
 - c) Los sistemas informáticos destinados prioritariamente a ser utilizados por el público.
 - d) Los sistemas llamados portátiles, siempre y cuando no se utilicen de modo continuado en un puesto de trabajo.
 - e) Las calculadoras, cajas registradoras y todos aquellos equipos que tengan un pequeño dispositivo de visualización de datos o medidas necesario para la utilización directa de dichos equipos.
 - f) Las máquinas de escribir de diseño clásico, conocidas como máquinas de ventanilla.

Artículo 2. Definiciones

A efectos de este Real Decreto se entenderá por:

1. Pantalla de visualización: una pantalla alfanumérica o gráfica, independientemente del método de representación visual utilizado.
2. Puesto de trabajo: el constituido por un equipo con pantalla de visualización provisto, en su caso, de un teclado o dispositivo de adquisición de datos, de un programa para la interconexión persona/máquina, de accesorios ofimáticos y de un asiento y mesa o superficie de trabajo, así como el entorno laboral inmediato.

-
3. Trabajador: cualquier trabajador que habitualmente y durante una parte relevante de su trabajo normal utilice un equipo con pantalla de visualización.

Artículo 3. Obligaciones generales del empresario

1. El empresario adoptará las medidas necesarias para que la utilización por los trabajadores de equipos con pantallas de visualización no suponga riesgos para su seguridad o salud o, si ello no fuera posible, para que tales riesgos se reduzcan al mínimo.

En cualquier caso, los puestos de trabajo a que se refiere el presente Real Decreto deberán cumplir las disposiciones mínimas establecidas en el anexo del mismo.

2. A efectos de lo dispuesto en el primer párrafo del apartado anterior, el empresario deberá evaluar los riesgos para la seguridad y salud de los trabajadores, teniendo en cuenta en particular los posibles riesgos para la vista y los problemas físicos y de carga mental, así como el posible efecto añadido o combinado de los mismos.

La evaluación se realizará tomando en consideración las características propias del puesto de trabajo y las exigencias de la tarea y entre estas, especialmente, las siguientes:

- a) El tiempo promedio de utilización diaria del equipo.
 - b) El tiempo máximo de atención continua a la pantalla requerido por la tarea habitual.
 - c) El grado de atención que exija dicha tarea.
3. Si la evaluación pone de manifiesto que la utilización por los trabajadores de equipos con pantallas de visualización supone o puede suponer un riesgo para su seguridad o salud, el empresario adoptará las medidas técnicas u organizativas necesarias para eliminar o reducir el riesgo al mínimo posible. En particular, deberá reducir la duración máxima del trabajo continuado en pantalla, organizando la actividad diaria de forma que esta tarea se alterne con otras o estableciendo las pausas necesarias cuando la alternancia de tareas no sea posible o no baste para disminuir el riesgo suficientemente.
 4. En los convenios colectivos podrá acordarse la periodicidad, duración y condiciones de organización de los cambios de actividad y pausas a que se refiere el apartado anterior.

Artículo 4. Vigilancia de la salud

1. El empresario garantizará el derecho de los trabajadores a una vigilancia adecuada de su salud, teniendo en cuenta en particular los riesgos para la vista y los problemas físicos y de carga mental, el posible efecto añadido o combinado de los mismos, y la eventual patología acompañante. Tal vigilancia será realizada por personal sanitario competente y según determinen las autoridades sanitarias en las pautas y protocolos que se elaboren, de conformidad con lo dispuesto en el apartado 3 del artículo 37 del Real Decreto 39/1997, de 17 de enero, por el que se aprueba el Reglamento de los servicios de prevención. Dicha vigilancia deberá ofrecerse a los trabajadores en las siguientes ocasiones:
 - a) Antes de comenzar a trabajar con una pantalla de visualización.

- b) Posteriormente, con una periodicidad ajustada al nivel de riesgo a juicio del médico responsable.
 - c) Cuando aparezcan trastornos que pudieran deberse a este tipo de trabajo.
2. Cuando los resultados de la vigilancia de la salud a que se refiere el apartado 1 lo hiciese necesario, los trabajadores tendrán derecho a un reconocimiento oftalmológico.
 3. El empresario proporcionará gratuitamente a los trabajadores dispositivos correctores especiales para la protección de la vista adecuados al trabajo con el equipo de que se trate, si los resultados de la vigilancia de la salud a que se refieren los apartados anteriores demuestran su necesidad y no pueden utilizarse dispositivos correctores normales.

Artículo 5. Obligaciones en materia de información y formación

1. El empresario proporcionará gratuitamente a los trabajadores dispositivos correctores especiales para la protección de la vista adecuados al trabajo con el equipo de que se trate, si los resultados de la vigilancia de la salud a que se refieren los apartados anteriores demuestran su necesidad y no pueden utilizarse dispositivos correctores normales.
2. El empresario deberá informar a los trabajadores sobre todos los aspectos relacionados con la seguridad y la salud en su puesto de trabajo y sobre las medidas llevadas a cabo de conformidad con lo dispuesto en los artículos 3 y 4 de este Real Decreto.
3. El empresario deberá garantizar que cada trabajador reciba una formación adecuada sobre las modalidades de uso de los equipos con pantallas de visualización, antes de comenzar este tipo de trabajo y cada vez que la organización del puesto de trabajo se modifique de manera apreciable.

Artículo 6. Consulta y participación de los trabajadores

La consulta y participación de los trabajadores o sus representantes sobre las cuestiones a que se refiere este Real Decreto se realizarán de conformidad con lo dispuesto en el apartado 2 del artículo 18 de la Ley de Prevención de Riesgos Laborales.

Disposición transitoria única. *Plazo de adaptación de los equipos que incluyan pantallas de visualización*

Los equipos que incluyan pantallas de visualización puestos a disposición de los trabajadores en la empresa o centro de trabajo con anterioridad a la fecha de entrada en vigor del presente Real Decreto deberán ajustarse a los requisitos establecidos en el anexo en un plazo de doce meses desde la citada entrada en vigor.

Disposición final primera. *Elaboración de la Guía Técnica para la evaluación y prevención de riesgos*

El Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, de acuerdo con lo dispuesto en el apartado 3 del artículo 5 del Real Decreto 39/1997, de 17 de enero, por el que se aprueba el Reglamento de los Servicios de Prevención, elaborará y mantendrá actualizada una Guía Técnica para la evaluación y prevención de los riesgos relativos a la utilización de equipos que incluyan pantallas de visualización.

Disposición final segunda. *Habilitación normativa*

Se autoriza al Ministro de Trabajo y Asuntos Sociales para dictar, previo informe de la Comisión Nacional de Seguridad y Salud en el Trabajo, las disposiciones necesarias en desarrollo de este Real Decreto y, específicamente, para proceder a la modificación del anexo del mismo para aquellas adaptaciones de carácter estrictamente técnico en función del progreso técnico, de la evolución de las normativas o especificaciones internacionales o de los conocimientos en el área de los equipos que incluyan pantallas de visualización.

Dado en Madrid a 14 de Abril de 1997.

JUAN CARLOS R.
El Ministro de Trabajo y Asuntos Sociales.
JAVIER ARENAS BOCANEGRA

Condiciones de especificaciones técnicas

El fundamento de este trabajo es el uso de *software* computacional. Para ello únicamente es necesario un ordenador con *hardware* adecuado, conexión a Internet y conocimiento del tema, en este caso, inyección y mecánica de fluidos computacional. Además, también se necesita acceso a publicaciones relacionadas con el tema a tratar para ampliar conocimientos y observar las tendencias de trabajo actuales. Finalmente también es necesario el apoyo de personal cualificado para supervisar el desarrollo del proyecto. Todos los requisitos necesarios se exponen a continuación.

2.1 Especificaciones de materiales y equipos

2.1.1 Hardware

En función de los requerimientos de los procesos de cálculo, post-proceso o redacción del trabajo se han utilizado diversas estaciones de cálculo u ordenadores. Para los procesos de cálculo de mayor exigencia se han utilizado dos estaciones de cálculo de 24 núcleos, en especial, dos dominios del Centro de Motores Térmicos denominados *cmt507* y *cmt510*. Por otro lado, para los cálculos de menor exigencia como pueden ser la redacción de la memoria o el post-procesado de datos se ha utilizado un ordenador portátil *PC Notebook HP Pavilion g6* del año 2013.

2.1.2 Software

A parte del *hardware* mencionado, se han utilizado diversos programas, tanto para el cálculo como para el post-procesado:

- OpenFOAM[®] 3.0
- OpenFOAM[®] 2.3
- OpenFOAM[®] Foam-Extend 3.2
- Paraview 5.0.4
- MATLAB[®] RB2016b
- Procesado de imágenes: Inkscape 0.48.4
- Paquete Microsoft[®] Office 2016
- Distribución L^AT_EX[®]TeXLive con editor TexMaker 4.1
- Editor de textos: Gedit & Vim
- Sistema operativo UNIX: Ubuntu 14.04 LTS Trusty Tahr
- Sistema operativo Microsoft[®]: Windows 10

2.1.3 Conexión a Internet

Para la realización del proyecto ha sido necesaria la conexión a Internet por diversas razones. En primer lugar es necesaria la conexión a Internet para realizar la búsqueda de información. En segundo lugar es necesaria la conexión para el uso de licencias, como es el caso de MATLAB[®] (A partir de Enero de 2017 ya no es necesario el uso de Internet para las licencias de MATLAB debido a que la UPV proporciona licencias domésticas para todos los estudiantes). Finalmente, también es necesario el uso de Internet para mantener las conexiones entre equipos, en este caso, entre el ordenador portátil y las estaciones de cálculo. Para ello, se han utilizado las redes de la Universidad (UPVNET y eduroam) además de una red doméstica con acceso VPN a las estaciones de cálculo.

2.1.4 Conocimientos previos

Gran parte del conocimiento de los temas de este proyecto se adquieren durante la evolución de este. Sin embargo, el usuario necesita formación en mecánica de fluidos y termodinámica antes de iniciar el proyecto para la futura compresión y análisis de datos. Además, también se necesitan nociones sobre los MCIA y los sistemas de inyección y una idea inicial sobre el fenómeno de cavitación, ya que gran parte de las simulaciones se realizan en condiciones de cavitación.

2.1.5 Conocimientos informáticos

Fundamentalmente se necesitan nociones de mecánica de fluidos computacional para poder empezar con el proyecto, ya que se fundamenta en la simulación de procesos de inyección para la posterior comparación con resultados experimentales. En especial, el *software* de simulación a utilizar es el anteriormente mencionado OpenFOAM[®]. cabe destacar que OpenFOAM es un programa de código libre, de modo que no es tan intuitivo como otros programas de CFD.

También se debe tener soltura en el uso de programas matemáticos y un buen nivel de programación para que el post-procesado de datos sea una tarea rápida. El alto nivel de programación se hace necesario en el uso de MATLAB[®] y en el lenguaje de UNIX, ya que a diferencia de Microsoft[®] Windows, gran parte de las aplicaciones se basan en terminales de código.

Finalmente, el trabajo multitarea también es importante. Las simulaciones pueden llegar a tardar una semana en finalizar, por lo que el tiempo comprendido entre el inicio de la simulación y el final se debe emplear en otras tareas relacionadas con el proyecto para aumentar la productividad.

2.1.6 Material adicional

Es necesario un buen nivel de inglés ya que la mayor parte de las publicaciones de los temas relacionados con el proyecto son en este lenguaje. Además, la biblioteca de la UPV permite el acceso a bastante bibliografía relacionada con el proyecto que sirve de apoyo. La conexión de la UPV también permite acceder gratuitamente a portales con artículos que son de pago fuera del ámbito académico.

2.1.7 Supervisión

El supervisor encargado de la dirección del proyecto deberá tener experiencia demostrada y contrastada en la ejecución de proyectos de estudio CFD. Además, un porcentaje importante, al menos un 90 % de dichos proyectos deberán haber sido llevados a cabo de forma satisfactoria tanto en lo que se refiere a plazos, presupuesto, cumplimiento de especificaciones y aceptación por parte del cliente.

2.2 Condiciones de calidad

La empresa encargada de la realización del proyecto ha de poder garantizar la calidad del producto final. Por este motivo se tendrá en cuenta la calidad de los proyectos realizados por dicha empresa en ocasiones anteriores. En particular, se valorará que la empresa disponga del certificado de calidad ISO-9001. La empresa deberá realizar pruebas intermedias a lo largo del proceso de desarrollo del proyecto. Durante la programación se probarán cada una de las funciones o rutinas para detectar errores de codificación. Después se realizarán pruebas para comprobar que cumplen las funciones previstas. Finalmente, se realizarán las pruebas de aceptación con el sistema completamente integrado. Tanto el sistema de calidad de la empresa como el proceso de pruebas y sus resultados deberán estar debidamente documentados. Particularmente, se deberá presentar un registro impreso en el que se recojan las pruebas llevadas a cabo, indicando título de la prueba, descripción, entorno y fecha de realización, resultados y valoraciones o comentarios.

2.3 Condiciones de garantía y mantenimiento

La empresa contratada para la realización del proyecto garantiza durante el periodo de dos años el producto final, de tal forma que se compromete a solventar cualquier problema surgido en el uso cotidiano de éste, así como ofrecer un servicio de ayuda sobre el manejo del mismo. El plazo de garantía comenzará a ser efectivo desde el momento de la recepción provisional del sistema. La garantía quedará invalidada en el caso que no se hayan seguido las pautas de uso que se indica en las instrucciones del mismo, así también como las condiciones que se deben de cumplir para que la garantía sea válida. En el caso del presente producto no hará falta un mantenimiento específico para su uso. Sólo un uso adecuado, evitando los riesgos explicados en el tutorial de la garantía, solventa con mayoría el buen funcionamiento del mismo.

2.4 Reclamaciones

Solo se atenderán las reclamaciones formuladas por escrito en un plazo de quince días hábiles a partir del momento de la entrega de la herramienta al contratista. El plazo anteriormente citado se prolongarán por espacio de un mes en el caso de que la entrega se realice fuera de España. En el caso de que alguna de las mercancías entregadas resulte defectuosa el vendedor únicamente se compromete a la sustitución de las mismas declinando así cualquier otra responsabilidad. Ante envíos equivocados o la ausencia de los mismos, el vendedor igualmente únicamente se compromete al suministro de la mercancía estipulada en las condiciones establecidas por el cliente, siendo ajeno a cualquier otra responsabilidad.

2.5 Condiciones legales y contractuales

En el hipotético caso de que durante la ejecución del proyecto, el comprador quisiera extender el contrato a otros suministros, estos serían objeto de nuevo presupuesto. En el caso de modificaciones, variaciones u otras causas que impliquen la suspensión temporal del suministro o retraso en el periodo de entrega, se podrá solicitar una prórroga equivalente del término del ejecutivo contractual, a condición de que adelante tan solicitud antes de que el término haya caducado. Los aumentos o disminuciones que en el suministro tuvieran que verificarse serán valorados sobre la base de los precios vigentes.

2.6 Revisión de los precios

Los precios que se muestran en el presupuesto son flujos e invariables, cualesquiera que sean las variaciones del coste de los materiales o mano de obra.

2.7 Fianza

El contratista se compromete a obtener aval bancario a favor del comprador, en concepto de fianza por el 10 % del valor total del contrato, para responder del cumplimiento de todas y cada una de las obligaciones previstas en el mismo. Dicho aval deberá mantenerse desde el inicio del trabajo hasta el término del periodo de garantía. La fianza será devuelta al contratista una vez firmada la recepción definitiva de la aplicación.

2.8 Aceptación

La aceptación, referida a los puntos objeto de la presente compraventa, será cumplida mediante el uso de procedimientos de prueba, o programas establecidos por el vendedor. Cuando la obligación de instalación corresponda al vendedor, como es el caso, por estar incluido este servicio en el precio de los productos, la aceptación se producirá en el lugar de la instalación al demostrar el vendedor que, tanto los procedimientos de diagnóstico como los de prueba funcionan correctamente o que, resulta probado que el producto se encuentra en condiciones normales de funcionamiento. Si la instalación fuese programada o demorada por el comprador más de treinta días con posterioridad a la fecha de entrega, entonces el vendedor considerará que los productos han sido aceptados con efectividad del trigésimo primer día, contado a partir de la fecha de entrega.

Bibliografía

- [1] Baris Biçer. “*Implementation of transport model into cavitatingFoam to simulate the cavitation in diesel injector nozzle*”. Tesis de lic. Faculty of Maritime Sciences, Kobe University, 2014 (vid. pág. 47).
- [2] B. Bihari y col. “*Development of Advanced Laser Ignition System for Stationary Natural Gas Reciprocating Engines*”. En: *ASME 2005 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference* (2005) (vid. pág. 9).
- [3] Z. Bilicki y J. Kestin. “*Physical Aspects of the Relaxation Model in Two-Phase Flow*”. En: *Proceedings of the Royal Society* (1990) (vid. pág. 49).
- [4] S. Carnot. *Reflexiones sobre la potencia motriz del fuego*. Instituto Politécnico Nacional, 1998. ISBN: 9789687001333 (vid. pág. 7).
- [5] J.M. Desantes y col. “*Coupled/decoupled spray simulation comparison of the ECN spray a condition with the $\Sigma - Y$ Eulerian atomization model*”. En: *International Journal of Multiphase Flow* (2016) (vid. pág. 48).
- [6] P. Downar-Zapolski y col. “*The non-equilibrium relaxation model for one-dimensional flashing liquid flow*”. En: *International Journal of Multiphase Flow* (1996) (vid. pág. 49).
- [7] J.A.Á. Flórez. *Motores alternativos de combustión interna*. Politecn: Ingeniería mecánica. UPC, S.L., Edicions, 2005. ISBN: 9788483018187 (vid. pág. 7).
- [8] J.M. García-Oliver y col. “*Diesel spray CFD simulations based on the $\Sigma - Y$ eulerian atomization model*”. En: *Journal of the International Institutes for Liquid Atomization and Spray Systems* (2013) (vid. pág. 48).
- [9] J. Gimeno. *Estudio de la inyección Diesel mediante la medida del flujo de cantidad de movimiento del chorro*. Ed. por Reverté. 2011 (vid. pág. 25).
- [10] A. Hellsten y S. Laine. “*Extension of the $k-\omega-SST$ turbulence model for flows over rough surfaces*”. En: *American Institute of Aeronautics and Astronautics* (1997) (vid. pág. 44).
- [11] H. Hiroyasu y M. Arai. “*Structures of fuel sprays in Diesel Engines*”. En: *SAE International* (1990) (vid. pág. 29).

- [12] M. S. Janota y col. “*The prediction of diesel engine performance and combustion chamber component temperatures using digital computers*”. En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. (2006) (vid. pág. 18).
- [13] T. Kamata. “*Roles of Nox1 and other Nox isoforms in cancer development*”. En: *Cancer Science* (2009) (vid. pág. 3).
- [14] F. Peng Kärrholm, Henry Weller y Niklas Nordin. “*Modelling injector flow including cavitation effects for diesel applications*”. En: *ASME/JSME* (2012) (vid. pág. 4).
- [15] B.E. Launder y B.I. Sharma. *Application of the Energy-dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc*. Imperial College of Science y Technology, Department of Mechanical Engineering, 1974 (vid. pág. 44).
- [16] A. Lefebvre. *Atomization and Sprays*. Taylor & Francis, 1988. ISBN: 9780891166030 (vid. pág. 28).
- [17] P. Martí. “*Development of a computational model for a simultaneous simulation of internal flow and spray break-up of the diesel injection process*”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2014.
- [18] P. Martí y col. “*Study of the Internal Flow of Two Nozzles under Cavitating Conditions. CFD-Experimental Comparison*”. En: (2016) (vid. págs. 4, 64, 65, 86).
- [19] Jorge Martínez. “*Estudio computacional de la influencia del levantamiento de aguja sobre el flujo interno y el fenómeno de la cavitación en toberas de inyección Diesel*”. Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2013 (vid. pág. 3).
- [20] F.R. Menter. “*Improved two-equation $k - \omega$ turbulence model for aerodynamic flows*”. En: *NASA* (1992) (vid. pág. 44).
- [21] R.L. Mott y J.E. Brito. *Mecánica de fluidos*. Pearson Educación, 2006. ISBN: 9789702608059 (vid. pág. 35).
- [22] K. Mudafale, S. Lutade y G. Gosavi. “*A paper on common rail direct injection engine technology*”. En: *International Journal of Research in Aeronautical and Mechanical Engineering* (2013) (vid. pág. 21).
- [23] J. Naber y D. Siebers. “*Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of Diesel sprays*”. En: *SAE Internacional* (1996) (vid. pág. 29).
- [24] K. Neroorkar y col. “*Application of the Homogeneous Relaxation Model to Simulating Cavitating Flow of a Diesel Fuel*”. En: *SAE Internacional* (2012) (vid. pág. 51).
- [25] NIST. <https://www.nist.gov/> (vid. pág. 49).
- [26] N.A. Otto. *Improvement in gas-motor engines*. US Patent 178,023. 1876 (vid. pág. 8).
- [27] F. Payri y J. M. Desantes. *Motores de combustión interna alternativos*. Ed. por Editorial Reverté. 2011 (vid. pág. 18).

-
- [28] F. Payri y col. “*The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in Diesel injection nozzles*”. En: *ScienceDirect* (2003) (vid. págs. 4, 24).
- [29] J. Salvador. *Influencia de la cavitación sobre el chorro Diesel*. Ed. por Reverté. 2007 (vid. pág. 29).
- [30] Javier Soñes. “*Uso de un nuevo modelo CFD para la simulación de inyectores y chorros en condiciones de motor. Mejora y puesta en marcha*”. Tesis de lic. Universitat Politècnica de València, 2016 (vid. págs. 63, 65, 80).
- [31] P.R. Spalart y S.R. Allmaras. “*A one-equation turbulence model for aerodynamic flows*”. En: *AIAA* (1992) (vid. pág. 45).
- [32] A. Vallet, M. De Luca y R. Borgui. “*Pesticide atomization modelling for hollow-cone nozzle*”. En: *Atomization and Sprays* (2001).
- [33] H.K. Versteeg y W. Malalasekera. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson Education Limited, 2007. ISBN: 9780131274983 (vid. pág. 39).
- [34] D.C. Wilcox. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Incorporated, 1994. ISBN: 9780963605108 (vid. pág. 44).
- [35] E. Winklhofer y col. “*Comprehensive hydraulic and flow field documentation in model throttle experiments under cavitation conditions*”. En: *ILASS-Europe* (2001) (vid. págs. 51, 54, 58, 60).
- [36] J. Xamán y M. Gijón-Rivera. *Dinámica De Fluidos Computacional Para Ingenieros*. Palibrio, 2016. ISBN: 9781506509044 (vid. pág. 42).

