



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS



TRABAJO DE FIN DE GRADO

Grado en Ingeniería Aeroespacial

ANÁLISIS CFD DEL FENÓMENO LSPI EN MOTORES DE ENCENDIDO PROVOCADO

Autora del trabajo
Sofía Zaballa García

Tutor del trabajo
Antonio Gil Megías

Julio 2019

Resumen

En este Trabajo de Fin de Grado se presenta un estudio paramétrico de algunas variables que pueden influir en el fenómeno de pre-encendido a baja velocidad (LSPI). El trabajo se ha realizado mediante cálculo computacional (CFD) con el software STAR-CCM+®. Se establece un dominio simplificado que representa el hueco entre el pistón y el cilindro, así como parte de la cámara de combustión, donde se simula el desprendimiento de gotas de aceite que dará lugar a que se produzca la detonación, como han indicado estudios anteriores. El análisis se centra en la variación de la velocidad del pistón, de la cantidad de aceite inicial atrapado entre la pared del cilindro y el pistón y de la composición del aceite lubricante. Se pretende comparar los casos para observar cuando empiezan antes a liberarse gotas, la cantidad de masa de estas que se desprenden y cómo evoluciona inicialmente la capa límite, hasta llegar a una tendencia de qué factor influye en mayor medida en dicho desprendimiento de gotas según los resultados obtenidos.

Abstract

This Final Year Project includes the parametric study of some variables which can affect Low Speed Pre-Ignition (LSPI) phenomenon. This project has been conducted through computational calculation (CFD) with STAR-CCM+[®] software. A simple domain, which represents the crevice between the piston and the cylinder liner and a part of the combustion chamber, is established and the release of oil droplets, which will cause knocking as previous studies have shown, is simulated. This analysis focus on the variation of the piston velocity, the quantity of initial oil placed between the cylinder liner and the piston and the lubricant oil composition. It is intended to compare cases to observe the time when the droplets start to liberate, the mass of them released and the initial evolution of the fluid film, to arrive at a tendency of which of these factors influence the most in this droplets release according to obtained results.

Palabras clave

LSPI, super-knock, knocking, autoencendido, CFD, MEP, detonación, estudio paramétrico, pistón

Nomenclatura

Alfabeto latino

C_{amort}	—	Coste de amortización
D	—	Diámetro
e_i	—	Espesor inicial
n	—	Régimen de giro del motor
n_a	—	Periodo de amortización
r_b	—	Longitud de la biela
r_m	—	Longitud de la manivela
S	—	Carrera del pistón
T	—	Temperatura
t	—	Tiempo
t_h	—	Tasa horaria
V_z	—	Velocidad vertical

Alfabeto griego

β	—	Ángulo de giro del cigüeñal
μ	—	Viscosidad dinámica
ω	—	Velocidad angular
ρ	—	Densidad
σ	—	Tensión superficial
τ	—	Retardo

Subíndices

c	—	Propiedad del cilindro
i	—	Referente al inicio
p	—	Propiedad del pistón

Acrónimos

<i>A/F</i>	—	Ratio aire-combustible
<i>ATDC</i>	—	Después del punto muerto
<i>BTDC</i>	—	Antes del punto muerto
<i>CA</i>	—	Ángulo de posición del cigüeñal
<i>EGR</i>	—	Tasa de recirculación de los gases de escape
<i>ILSAC</i>	—	Comité internacional de normalización y aprobación de lubricantes
<i>LSPI</i>	—	Pre-ignición a baja velocidad
<i>MEP</i>	—	Motor de encendido provocado
<i>MON</i>	—	Número de octano del motor
<i>RON</i>	—	Número de octano de investigación
<i>VC</i>	—	Valor de compra
<i>VR</i>	—	Valor residual tras el periodo de amortización

Índice general

I	Memoria	1
1	Introducción	3
1.1	Motivación, justificación y objetivos	3
1.1.1	Motivación	3
1.1.2	Justificación	3
1.1.3	Objetivos	4
2	Marco teórico	5
2.1	Contextualización del problema	5
2.1.1	Definición de LSPI	5
2.1.2	Problemática del LSPI	7
2.1.3	Causas del LSPI	7
3	Metodología	17
3.1	Descripción del CFD	17
3.2	Preproceso	19
3.2.1	Geometría	19
3.2.2	Malla	22
3.2.3	Modelos	23
3.2.4	Condiciones de contorno	25
3.3	Solver	30
4	Resultados	31
4.0.1	Estudio de la variación de la proporción aceite-octano	31
4.0.2	Estudio de las propiedades del aceite	36
4.0.3	Estudio de la variación del espesor inicial de aceite	42
4.0.4	Estudio de la variación de la velocidad del pistón	44
4.0.5	Estudio geométrico I. Modificación de la distancia entre el pistón y la pared del cilindro	49
4.0.6	Estudio geométrico II. Modificación de la superficie <i>Liner Bottom</i>	60
5	Conclusiones y trabajos futuros	71
5.1	Conclusiones	71
5.2	Trabajos futuros	72
6	Pliego de condiciones	75
6.1	Condiciones del puesto de trabajo	75
6.2	Lugar de trabajo	76
6.2.1	Medidas de emergencia. Vías y salidas de evacuación	76
6.2.2	Medidas de protección contra incendios	76
6.2.3	Instalación eléctrica	76

6.2.4	Condiciones termohigrométricas	77
6.2.5	Iluminación	77
6.2.6	Ruido	77
6.2.7	Ergonomía: diseño del puesto de trabajo	77
6.3	Condiciones de los recursos informáticos	78
6.3.1	Hardware	78
6.3.2	Software	79

II Presupuesto del trabajo 81

7	Presupuesto del trabajo	83
7.1	Introducción	83
7.2	Recursos utilizados	84
7.2.1	Recursos humanos	84
7.2.2	Recursos informáticos	84
7.2.3	Lugar de trabajo	85
7.3	Costes directos	85
7.3.1	Coste material y <i>software</i> utilizado	85
7.3.2	Coste de recursos humanos	86
7.4	Costes indirectos	86
7.5	Costes totales	87

Índice de figuras

2.1	Comparación de la evolución de distintos procesos de combustión (izquierda) y ciclos de un motor con LSPI (derecha)(adaptado de [1])	6
2.2	Clasificación de los tipos de detonación en un MEP (adaptado de [1])	6
2.3	Distribución espacial del surgimiento de pre-ignición (adaptado de [1])	7
2.4	Mecanismo de autoignición de una gota de aceite liberada de la hendidura del pistón (adaptado de [1])	8
2.5	Esquema del nuevo mecanismo planteado del LSPI (adaptado de [1])	10
2.6	Ratio del calor liberado en el cilindro durante la pre-ignición inducida por partículas brillantes (adaptado de [1])	10
2.7	Frecuencia del LSPI y emisiones de hollín (izquierda) y pre-ignición con partículas de hollín (derecha) (adaptado de [1])	11
2.8	Influencia del calcio y del magnesio en el pre-encendido (izquierda) e influencia de los detergentes a base de metales en la temperatura de autoignición de varios aceites de prueba según la calorimetría diferencial de barrido a 10 bar (derecha) (adaptado de [2])	12
2.9	Actuación de los antioxidantes en el volumen de la hendidura del pistón (izquierda) e influencia de algunos antioxidantes en la frecuencia de pre-ignición(derecha) (adaptado de [2])	13
2.10	Efecto de la composición de los combustibles en el LSPI (adaptado de [1])	14
2.11	Eventos LSPI tras 240000 ciclos de encendido frente a la temperatura de destilación del combustible(adaptado de [1])	15
3.1	Proceso de desprendimiento de gotas (adaptado de [3]) y definición de la región que se va a estudiar	20
3.2	Medidas del dominio de estudio	21
3.3	Malla en la zona de unión entre la cámara de combustión y el resquicio entre el pistón y la pared del cilindro.	22
3.4	Espesor inicial de la capa de aceite	27
3.5	Malla de la primera geometría modificada	29
3.6	Malla de la segunda geometría modificada	29
4.1	Evolución del inicio de desprendimiento de gotas para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano	32
4.2	Evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano	33
4.3	Superficies en las que se mide la capa límite	34

4.4	Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintas proporciones aceite-octano	34
4.5	Liberación de gotas para $\beta = 190^\circ$ con 55 % de mezcla (arriba) y 70 % de mezcla (abajo)	35
4.6	Evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas densidades del aceite	37
4.7	Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintas densidades del aceite	37
4.8	Evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas viscosidades dinámicas del aceite	38
4.9	Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintas viscosidades dinámicas del aceite	39
4.10	Evolución del inicio de desprendimiento de gotas para distintas tensiones superficiales del aceite	40
4.11	Evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas tensiones superficiales del aceite	41
4.12	Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintas tensiones superficiales del aceite	41
4.13	Evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos espesores iniciales de la capa límite	42
4.14	Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintos espesores iniciales de la capa límite	43
4.15	Inicio de liberación de gotas con $e_i = 50 \mu m$ (arriba), $e_i = 55 \mu m$ (centro) y $e_i = 60 \mu m$ (abajo)	44
4.16	Evolución del inicio de desprendimiento de gotas para distintos regímenes de giro en función del tiempo	45
4.17	Evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos regímenes de giro en función del tiempo	46
4.18	Evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos regímenes de giro en función del ángulo de giro del cigüeñal	46
4.19	Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintos regímenes del giro en función del tiempo	47
4.20	Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintos regímenes del giro en función del ángulo de giro del cigüeñal	47
4.21	Liberación de gotas para $\beta = 201.58^\circ$ con $n=1800$ rpm (arriba) y con $n=3000$ rpm (abajo)	48
4.22	Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos espesores iniciales de la capa límite y para las geometrías g_1 y g_2	50
4.23	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para espesores iniciales de la capa límite de $e_i = 60 \mu m$ y $e_i = 50 \mu m$ para las geometrías g_1 y g_2	51
4.24	Comparación de la evolución del inicio de desprendimiento de gotas para distintos regímenes de giro en función del tiempo y para las geometrías g_1 y g_2	52
4.25	Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos regímenes de giro y para las geometrías g_1 y g_2	53

4.26	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para regímenes de giro de 2000 rpm, 2400 rpm y 3000 rpm para las geometrías g_1 y g_2	53
4.27	Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano y para las geometrías g_1 y g_2	54
4.28	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas del 70 % y 55 % de aceite para las geometrías g_1 y g_2	55
4.29	Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas densidades del aceite y para las geometrías g_1 y g_2	56
4.30	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas densidades para las geometrías g_1 y g_2	56
4.31	Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas viscosidades dinámicas del aceite y para las geometrías g_1 y g_2	57
4.32	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas densidades para las geometrías g_1 y g_2	58
4.33	Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas tensiones superficiales del aceite y para las geometrías g_1 y g_2	59
4.34	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas tensiones superficiales para las geometrías g_1 y g_2	59
4.35	Superficies en las que se mide la capa límite en g_3	60
4.36	Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos espesores iniciales de la capa límite y para las geometrías g_1 y g_3	61
4.37	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para espesores iniciales de la capa límite de $e_i = 60 \mu m$ y $e_i = 50 \mu m$ para las geometrías g_1 y g_3	62
4.38	Comparación de la evolución del inicio de desprendimiento de gotas para distintos regímenes de giro en función del tiempo y para las geometrías g_1 y g_3	62
4.39	Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos regímenes de giro y para las geometrías g_1 y g_3	63
4.40	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para regímenes de giro de 2000 rpm, 2400 rpm y 3000 rpm para las geometrías g_1 y g_3	64
4.41	Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano y para las geometrías g_1 y g_3	65
4.42	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas del 70 % y 55 % de aceite para las geometrías g_1 y g_3	65
4.43	Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas densidades del aceite y para las geometrías g_1 y g_3	66
4.44	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas densidades para las geometrías g_1 y g_3	67
4.45	Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas viscosidades dinámicas del aceite y para las geometrías g_1 y g_3	68

4.46	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas viscosidades para las geometrías g_1 y g_3	68
4.47	Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas tensiones superficiales del aceite y para las geometrías g_1 y g_3	69
4.48	Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas tensiones superficiales para las geometrías g_1 y g_3	70

Índice de tablas

3.1	Parámetros geométricos	20
3.2	Propiedades del aceite iniciales	25
3.3	Valores iniciales de los parámetros variables	25
3.4	Propiedades del aceite según la proporción de la mezcla aceite-octano	26
3.5	Valores de densidad	26
3.6	Valores de viscosidad	26
3.7	Valores de tensión superficial	27
3.8	Valores de espesor inicial	27
3.9	Variación del régimen de giro	28
4.1	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas densidades	36
4.2	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas viscosidades dinámicas del aceite	38
4.3	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas tensiones superficiales del aceite	40
4.4	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos espesores iniciales	42
4.5	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos regímenes de giro	45
4.6	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos espesores iniciales y para las geometrías g_1 y g_2	49
4.7	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos regímenes de giro y para las geometrías g_1 y g_2	52
4.8	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano y para las geometrías g_1 y g_2	54
4.9	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas densidades y para las geometrías g_1 y g_2	55
4.10	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas viscosidades dinámicas del aceite y para las geometrías g_1 y g_2	57
4.11	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas tensiones superficiales del aceite y para las geometrías g_1 y g_2	58
4.12	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos espesores iniciales y para las geometrías g_1 y g_3	60
4.13	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos regímenes de giro y para las geometrías g_1 y g_3	63

4.14	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano y para las geometrías g_1 y g_3	64
4.15	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas densidades y para las geometrías g_1 y g_3	66
4.16	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas viscosidades dinámicas del aceite y para las geometrías g_1 y g_3	67
4.17	Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas tensiones superficiales del aceite y para las geometrías g_1 y g_3	69
7.1	Recursos humanos	84
7.2	Equipos informáticos y <i>software</i>	84
7.3	Alquiler de la oficina	85
7.4	Coste total del material y <i>software</i> utilizado en el Trabajo	86
7.5	Coste total del personal cualificado	86
7.6	Coste total del Trabajo	87

Parte I
Memoria

Capítulo 1

Introducción

1.1. Motivación, justificación y objetivos

1.1.1. Motivación

En el presente documento se estudia una de las posibles causas del LSPI, fenómeno altamente estudiado en la actualidad dado que limita en gran medida el avance en el desarrollo de los motores de encendido provocado. Llegar a comprenderlo supondría un gran avance para el mundo del motor, pues con ello se podrían optimizar los motores de gasolina consiguiendo mejores prestaciones y menor consumo.

En particular, se realizará un estudio paramétrico de la influencia las gotas de aceite desprendidas durante el movimiento del pistón en el LSPI mediante herramientas de cálculo computacional fluidodinámico (CFD). Para ello se tendrán en cuenta variables como la velocidad del movimiento del pistón, la composición del aceite y la cantidad de fluido que se escapa entre la pared del cilindro y el pistón.

1.1.2. Justificación

Debido a la preocupación por el medioambiente, recientemente se han estado implantando en muchos países una serie de estándares de emisiones de CO_2 para reducir el efecto invernadero. Con dicho objetivo se han creado motores híbridos que se benefician de las ventajas de los motores de combustión interna, poseyendo mayor potencia específica, y a su vez alimentándose de baterías eléctricas para mayor eficiencia en la conversión de energía [1], con lo que el ahorro de combustible es notable.

Actualmente menos del 40 % de los vehículos del mundo están equipados con motores de encendido por compresión y esta cifra se verá reducida en los próximos años. Esto se debe a que los motores de encendido provocado (MEP) pueden cumplir en mayor medida con las estrictas regulaciones de emisiones y llegar a ser más eficientes. Sin embargo, para ello tienen que sobrepasar la tendencia a la detonación (picado o “knocking”), que no permite optimizar la fase de combustión.

Se ha tratado de aumentar el empuje con inyección directa en MEP para mejorar la potencia específica y reducir el consumo de combustible, pero con esto ha surgido un nuevo modo de detonación, conocido como “super-knock”, que se ha convertido en todo un reto para los diseñadores, sobre todo operando en un régimen a baja velocidad y de carga elevada.

La detonación es un fenómeno muy importante dado que determina la durabilidad de un motor, el consumo de combustible y la potencia específica, además de la emisión de ruido y gases, por lo que requiere un estudio muy riguroso.

Cabe destacar que este Trabajo de Fin de grado forma parte de un proyecto del instituto CMT Motores Térmicos con la empresa Repsol. En dicho proyecto se realizan diversos estudios sobre LSPI, desde análisis químicos de las propiedades de los combustibles, hasta ensayos y simulaciones CFD. Como se trata de un estudio muy amplio y complejo, el presente trabajo solo conformará una pequeña parte del proyecto.

1.1.3. Objetivos

En primer lugar cabría destacar que no es un objetivo del presente trabajo resolver por qué se produce el LSPI, dado que es un fenómeno muy complejo, sino realizar un estudio para llegar a entenderlo mejor. Con herramientas de cálculo computacional se simula el movimiento del pistón y el proceso de desprendimiento de gotas de aceite con la finalidad de determinar mayores tendencias de LSPI. Los objetivos principales son los siguientes:

- Ampliar conocimientos sobre CFD, que es una herramienta muy útil para la resolución de problemas aeronáuticos, y más concretamente, aprender a trabajar con el software STAR-CCM+®.
- Estudiar un fenómeno de problemática actual en cuanto a desarrollo de motores como es el LSPI, realizando una revisión bibliográfica amplia sobre diversos estudios anteriores.
- Realizar un análisis aproximado mediante CFD de la influencia de ciertos parámetros en el desprendimiento de gotas: la velocidad del pistón, las propiedades del aceite y la cantidad de aceite acumulada entre el pistón y la pared del cilindro.

Capítulo 2

Marco teórico

2.1. Contextualización del problema

Para el desarrollo de este capítulo se ha realizado una revisión bibliográfica de estudios anteriores, mayoritariamente de artículos científicos publicados. De ellos se ha extraído la información sobre el LSPI que se ha considerado relevante para la comprensión de este fenómeno y para la realización del propio trabajo.

2.1.1. Definición de LSPI

El super-knock o LSPI (*Low Speed Pre-Ignition*) consiste en la combustión prematura que se produce en los motores de gasolina. Se produce sobre todo a bajas velocidades durante el periodo de aceleración y es una consecuencia de la reducción del tamaño y el aumento de empuje de los motores [4]. Como resultado de dicha combustión anticipada, se produce un aumento de presión excesivo en los cilindros y se forman varias ondas de propagación de la llama que generan gases que circulan en distintas direcciones. Esto provoca un movimiento inadecuado del pistón, dando lugar a ruidos y posteriormente a daños graves en el motor.

El fenómeno de LSPI es significativamente diferente de la detonación convencional, y aunque en la literatura existente ambos términos se usan para describir la detonación producida en condiciones de baja velocidad y carga elevada en MEP, realmente representan dos fenómenos de combustión distintos [1].

La pre-ignición representa la combustión de la mezcla aire-combustible provocada por un punto caliente antes del tiempo de encendido. Los investigadores normalmente usan su frecuencia para evaluar la calidad del sistema de combustión de un motor impulsado por gasolina. Para saber si ha ocurrido pre-ignición, se utiliza como criterio la presión de pico o la oscilación de presión de pico a pico. No obstante, esta puede causar diferentes fenómenos de combustión, incluyendo combustión sin detonación [1], por lo que no es fácil identificar la pre-ignición usando los métodos de detección de detonaciones.

La detonación convencional se debe a la autoignición del gas final antes de que la propagación de la llama lo consuma en la cámara de combustión. El LSPI, sin embargo, es una detonación severa activada por la pre-ignición esporádica, es decir, ocurre aleatoriamente y puede dañar directamente el motor. Se puede caracterizar por el pico de presión p_z o por la amplitud del aumento de presión Δp mostradas en la figura 2.1 [1].

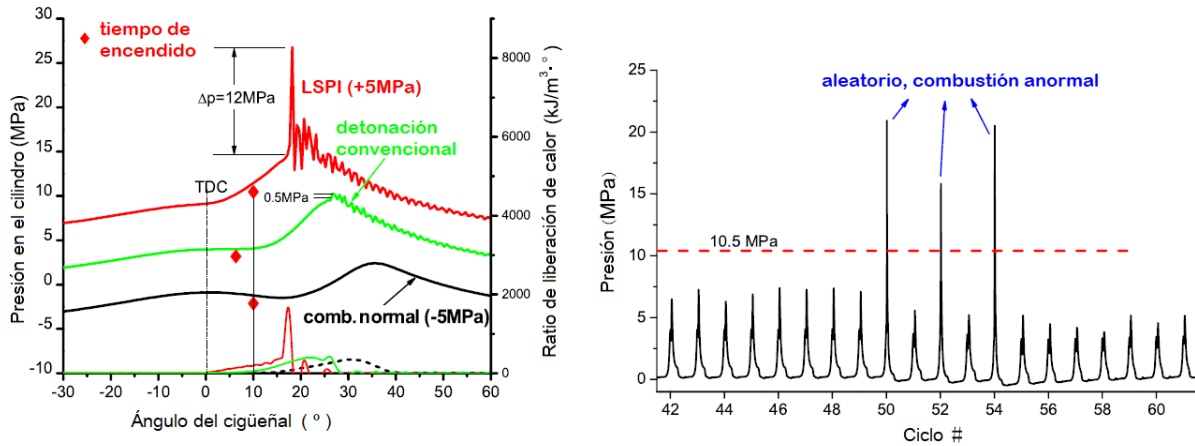


Figura 2.1: Comparación de la evolución de distintos procesos de combustión (izquierda) y ciclos de un motor con LSPI (derecha)(adaptado de [1])

La relación entre la pre-ignición, la detonación principal y el LSPI en un motor impulsado por gasolina se ve resumido en la figura 2.2. La combustión en motores de encendido provocado puede dar lugar a combustión normal o a detonación de acuerdo con el valor de la oscilación de presión. La detonación se puede clasificar en la convencional y LSPI dependiendo del valor de la elevación del pico de presión. Además, dentro del LSPI se puede tener deflagración del gas final y detonación del gas final dependiendo del modo de combustión de las ondas. Por otra parte, la pre-ignición es el origen de una combustión anormal y puede llevar tanto a la detonación del gas final (LSPI), como a la deflagración del gas final (LSPI, detonación fuerte y detonación leve) o simplemente a una propagación de llama normal (sin detonación)[1].

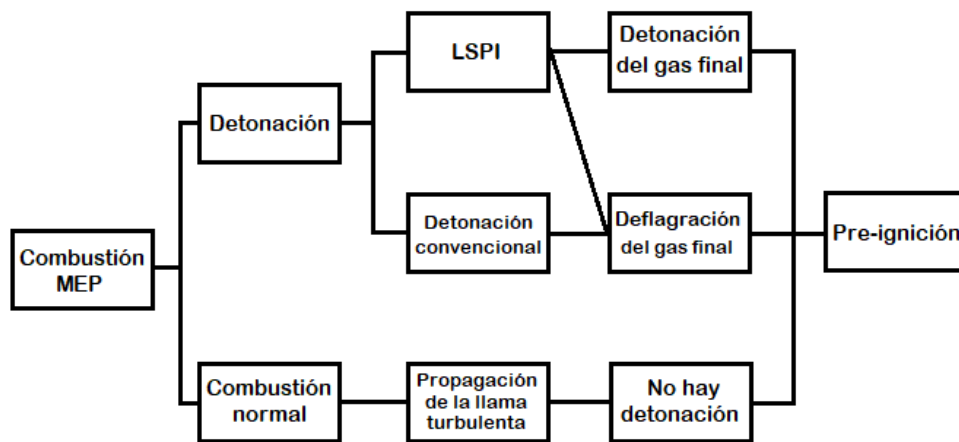


Figura 2.2: Clasificación de los tipos de detonación en un MEP (adaptado de [1])

2.1.2. Problemática del LSPI

El LSPI puede dañar severamente e instantáneamente un motor, ya que el pico de presión es extremadamente alto y genera oscilaciones de presión asociadas. Además, aparece aleatoriamente aunque está algo relacionado con los parámetros de control del motor, como el tiempo de encendido, la relación de equivalencia, la temperatura de admisión, etc [1].

El LSPI no se puede evitar mediante los métodos comunes de supresión de detonaciones, como retardar el tiempo de encendido de la chispa, enfriar la carga de admisión y mejorar la transferencia de calor. Por ello, es el mayor obstáculo para la mejora del nivel de empuje de los motores de encendido provocado.

2.1.3. Causas del LSPI

La causa mecánica exacta del LSPI aún se desconoce, pero varios estudios han conllevado a aceptar que el LSPI se origina de la pre-ignición [1]. Se asume que la pre-ignición es debida a tres posibles incentivos: la ignición de superficie, aceites lubricantes y depósitos de carbón. Un saliente en las superficies de la cámara puede convertirse en un punto caliente e inducir pre-ignición, aunque esto no puede explicar que ocurra aleatoriamente y que dé lugar al fenómeno LSPI en la cámara de combustión. Por tanto, la pre-ignición debida a la ignición de superficie se puede descartar en ciclos de LSPI [1].

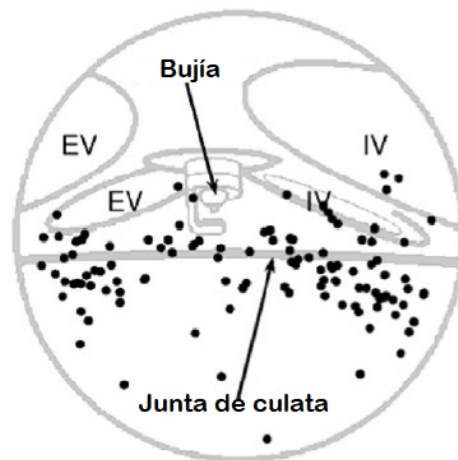


Figura 2.3: Distribución espacial del surgimiento de pre-ignición (adaptado de [1])

Según el estudio de Dahnz et al. [1], tras evaluar los datos del endoscopio excluyó la teoría de que los lugares en los que surgía pre-ignición venían determinados por los puntos calientes. Cada punto negro en la figura 2.3 indica el punto inicial en el que se ha registrado ópticamente autoignición. Varios análisis detallados muestran que no hay una relación significativa entre las condiciones de operación y la distribución de puntos de pre-encendido. Además, se ha estudiado la influencia de las características de la bujía en el LSPI y se concluyó que la tendencia de este fenómeno no depende de la localización de la bujía [1].

Las causas de la pre-ignición pueden estar relacionadas con el aceite lubricante, la mezcla gasolina-aceite, depósitos flotantes, autoignición de la fase del gas y de las propiedades del combustible [1]. Se ha demostrado también que los recubrimientos de depósitos de carbono

aumentan la frecuencia de pre-ignición: una cámara de combustión con depósitos de carbón aumenta el nivel de presión al que ocurre la pre-ignición [1]. Además, una inyección temprana durante la carrera de admisión da lugar a aumentos de presión en el resquicio entre del pistón y el cilindro y el correspondiente aumento de emisiones de hollín, lo cual tiene una importante relación con la frecuencia del LSPI.

Gotas de aceite

Mediante visualizaciones y simulaciones CFD en el inicio del pre-encendido, incluyendo el humedecimiento de la pared del cilindro, la orientación de la inyección, la estratificación, el movimiento de la mezcla y la formulación de aceite, la mezcla aceite-combustible se ha identificado como la principal razón de pre-ignición [1].

La intrusión estocástica del aceite en la cámara de combustión puede producir pre-ignición, dado que dicha gota de aceite puede convertirse en un punto caliente. La formulación del aceite de un motor contiene un aceite base, detergente, dispersante, antioxidante, inhibidor de corrosión y emulsificador, y parte de los componentes de su mezcla puede tener un tiempo de encendido menor [1], por lo que bajo las condiciones de temperatura y presión adecuadas, la gota de aceite puede autoencenderse antes de la ignición y formar una mezcla de aire-combustible que conduce a la pre-ignición, y finalmente a LSPI.

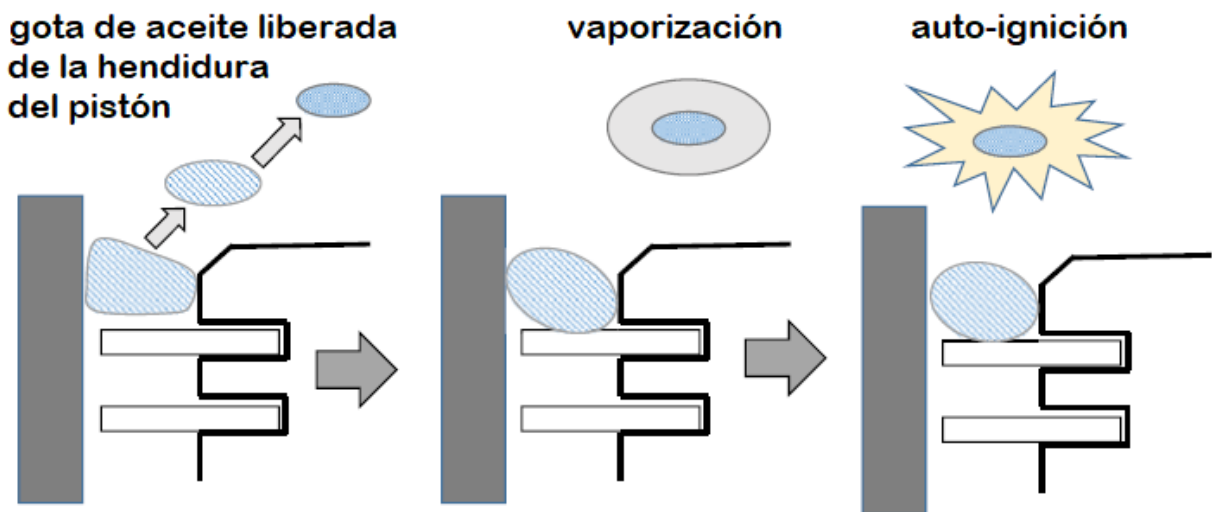


Figura 2.4: Mecanismo de autoignición de una gota de aceite liberada de la hendidura del pistón (adaptado de [1])

La explicación más probable del fenómeno de pre-ignición la propuso Dahnz et al. [1], y consistía en el mecanismo de liberación de gotas de aceite lubricante de la pared del cilindro debido a que aquellos componentes del lubricante que tienen retrasos de encendido menores forman una cadena que finalmente da lugar a la pre-ignición. El mecanismo para el autoencendido de gotas de aceite desprendidas del resquicio del pistón se muestra en la figura 2.4: las gotas de aceite se acumulan en dicha área y luego se vaporizan en la cámara de combustión. Una partícula de aceite se convierte en un encendedor solo cuando se puede formar una mezcla gaseosa de combustible alrededor de ella y la temperatura de la mezcla

alcanza la autoignición [1]. Finalmente la mezcla aceite-combustible-aire se autoenciende en el cilindro y ocasiona pre-ignición.

Las hipótesis sobre la relación de la detonación y la intrusión de aceite se han verificado en gran medida. Las intrusiones de aceite tras el punto muerto pueden dar lugar a pre-ignición y posteriormente detonación, y el aceite ligeramente diluido (75 % aceite + 25 % gasolina) provoca la detonación más fuerte [1]. Los componentes de bajo retardo de encendido llevados a la cámara de combustión durante la purga (*blow-down*) podrían sobrevivir hasta convertirse en el origen de pre-ignición en un ciclo posterior.

Partículas sólidas

Las gotas de aceite no son los únicos inductores de la pre-ignición, otra teoría justifica que partículas flotantes sólidas en la cámara de combustión también tienen una clara conexión con el pre-encendido. La formación de estos depósitos está relacionada con la naturaleza del combustible, el diseño del motor y las condiciones de operación [1]. Se forman como producto de una combustión incompleta, permaneciendo en la cámara de combustión y participando en las reacciones de oxidación superficiales del siguiente ciclo. Además, pueden servir directamente como puntos calientes para encender la mezcla.

La pre-ignición es debida al autoencendido de algunas sustancias (sin identificar aún) originadas del lubricante o de la interacción del espray lubricante-combustible. Las especies relevantes pueden no estar presentes inicialmente ni en el combustible ni en el lubricante, pero se forman en la cámara de combustión debido a una combustión incompleta. A ciertos tiempos de inyección, la pared del cilindro está humedecida, y se observa una gran cantidad de depósitos tras la operación del motor bajo estas condiciones [1]. Como resultado se obtiene un aumento de LSPIs.

Basado en estos resultados de exámenes y consideraciones, la figura 2.5 muestra un nuevo mecanismo de LSPI propuesto [1]. Se observan los depósitos formados por la pared mojada del cilindro (A) y los depósitos formados a bajas cargas de motor en largos periodos de tiempo (B), que se despegan y flotan en el espacio de la cámara de combustión (C). Los depósitos expuestos a la combustión se queman e incrementa su temperatura (D). Sin embargo, aunque la llama se extingue entre la expansión y el escape (E), continúa habiendo reacciones superficiales graduales con oxígeno sin quemar. En la carrera de admisión del siguiente ciclo estos depósitos de alta temperatura se exponen a oxígeno nuevo con lo que la alta presión y temperatura de la carrera de compresión se combina con el calor interno para acelerar las reacciones de oxidación superficiales, creando partículas brillantes (F). Cuando la energía requerida para encender la mezcla de alrededor se descarga, la mezcla se empieza a quemar y se propaga la llama (G).

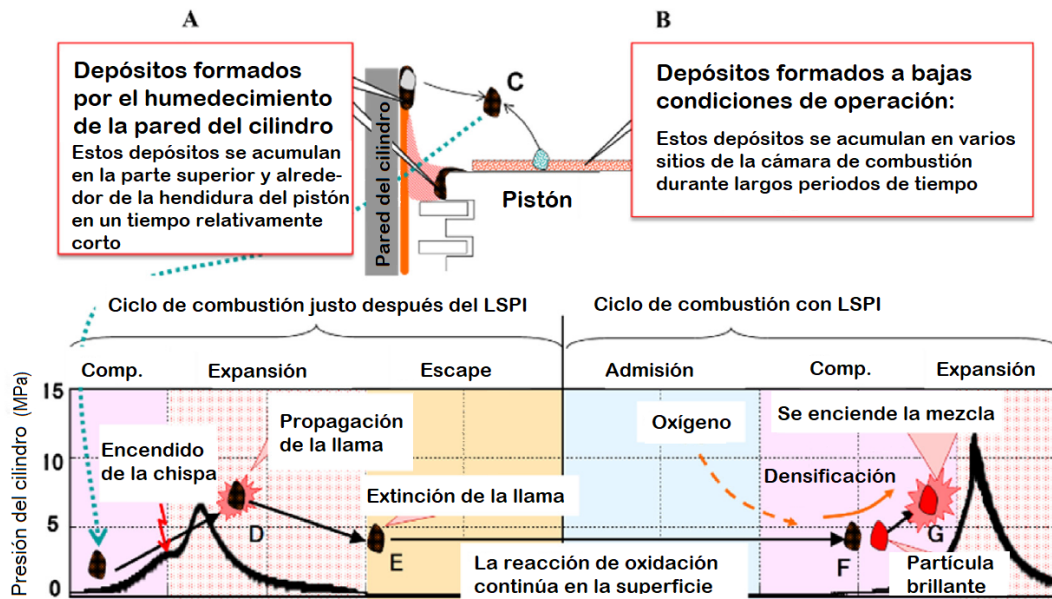


Figura 2.5: Esquema del nuevo mecanismo planteado del LSPI (adaptado de [1])

Kuboyama et al., Lauer et al., Moriyoshi et al. y Magar et al. llegaron a conclusiones similares. En el estudio de Kuboyama et al., la pre-ignición debida a partículas brillantes se observaba directamente en la fotografía (figura 2.6) . Las partículas brillantes inducían pre-ignición seguida de liberación de calor y oscilación de presión [1]. En el estudio de Magar et al., se mostraban evidencias de la identificación del activador prematuro de la autoignición local. Sus resultados ópticos revelan que la pre-ignición es iniciada en la vecindad inmediata de partículas sólidas brillantes que son resultado o bien de la descamación de depósitos o de la contaminación de la cámara de combustión [1].

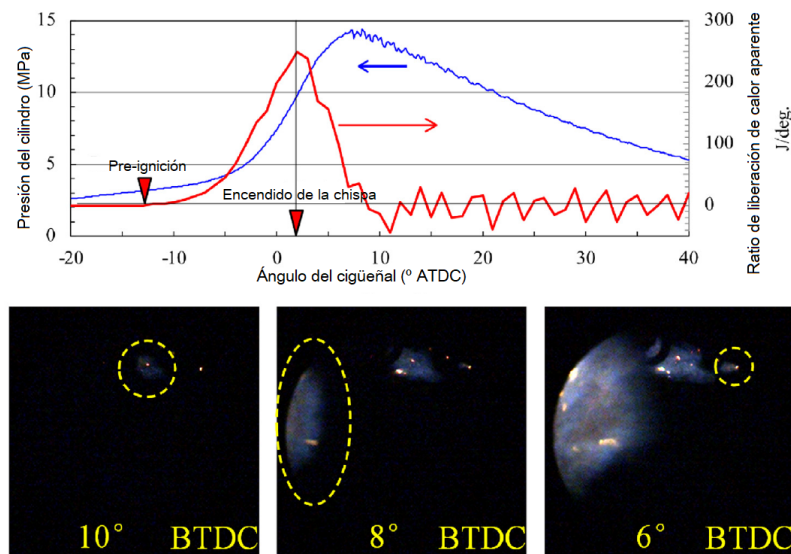


Figura 2.6: Ratio del calor liberado en el cilindro durante la pre-ignición inducida por partículas brillantes (adaptado de [1])

Se ha observado además que grandes emisiones de hollín en el cilindro están relacionadas con la frecuencia de la pre-ignición y los ciclos de LSPI en un motor de gasolina de inyección directa (2.7, derecha)[1]. Con el objetivo de validar las hipótesis de pre-ignición iniciada debido a partículas de hollín, se introdujeron partículas de carbón de diferentes temperaturas y tamaños en la cámara de combustión para inducir la pre-ignición y LSPI (figura 2.7, izquierda). Los resultados indican que partículas de carbón de gran diámetro conllevan directamente a fenómenos de pre-ignición y LSPI [1]. Esto es debido a que cuanto mayor sean las partículas de carbón, serán más propensas a formar un núcleo de ignición y a ser la fuente de desequilibrios de calor. Una llama incipiente debe alcanzar un radio crítico antes de convertirse en autosostenible, y cuando el tamaño del núcleo es mayor que el espesor de la llama laminar a temperatura y presión locales, se inicia la pre-ignición [1]. Los datos experimentales sugieren que partículas de hollín que estén aglomeradas con altas temperaturas y tamaños y separadas de la superficie del pistón puede ser uno de los incentivos de la pre-ignición y LSPI.

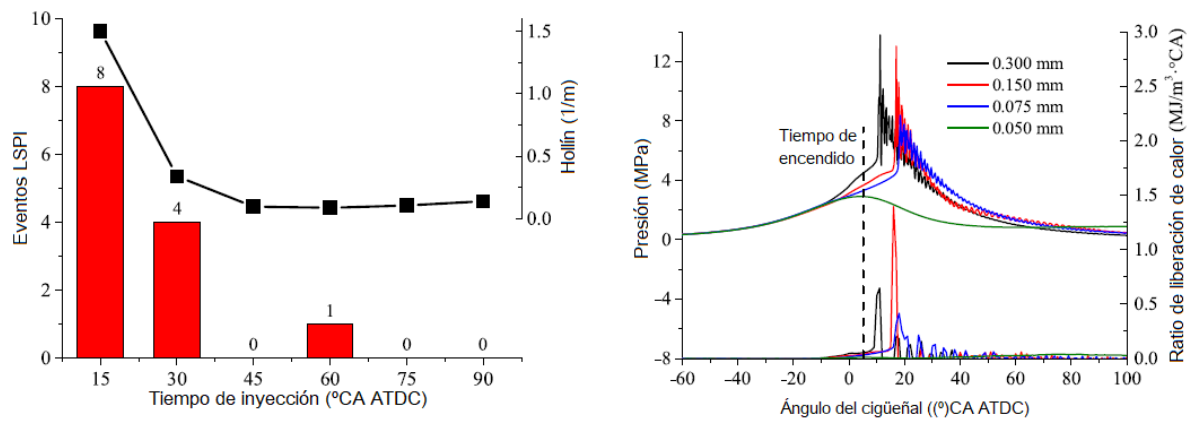


Figura 2.7: Frecuencia del LSPI y emisiones de hollín (izquierda) y pre-ignición con partículas de hollín (derecha) (adaptado de [1])

Propiedades de los aceites lubricantes

Por otra parte, se han realizado estudios sobre la composición y propiedades físico-químicas del aceite y combustible que han revelado que afectan seriamente a la frecuencia del LSPI.

En cuanto a las propiedades del aceite, se cree que la pre-ignición surge de autoencendidos locales en áreas del cilindro que son ricas en contaminantes de bajos retrasos de ignición [1]. Estos contaminantes se introducen en la cámara de combustión en varios puntos en el ciclo motor. En general, las bases menos reactivas parecen tener menor tendencia de encendido.

Además, muchos investigadores han notado que los aditivos del aceite están directamente relacionados con la frecuencia de LSPI debido a posibles reacciones catalíticas, pues esta aumenta con el contenido en aditivos [2]. Como se puede observar en la figura 2.8, un contenido en calcio de 1000 ppm aumenta la frecuencia de pre-ignición, mientras que el magnesio no muestra tendencia de provocar pre-ignición incluso a condiciones de operación extremas. Además se observa una buena relación entre la reducción de la temperatura de autoignición con el incremento de contenido en detergente. Sin embargo, los detergentes de magnesio, a pesar de tener una temperatura de autoignición baja similar a la del calcio para el mismo contenido de detergente, no provocan pre-ignición [2].

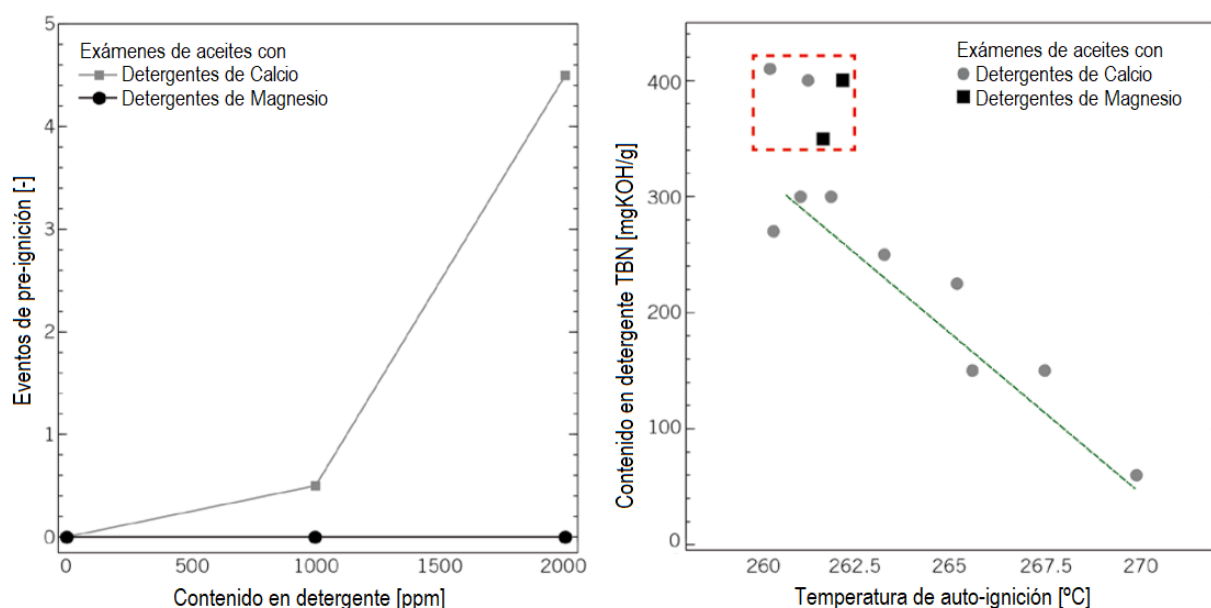


Figura 2.8: Influencia del calcio y del magnesio en el pre-encendido (izquierda) e influencia de los detergentes a base de metales en la temperatura de autoignición de varios aceites de prueba según la calorimetría diferencial de barrido a 10 bar (derecha) (adaptado de [2])

Para evaluar el impacto de varios antioxidantes en el mecanismo de pre-ignición inducida por aceite se ha incrementado la proporción de ditiocarbamato de molibdeno (MoDTC) y disminuido la de ditiofosfato de zinc (ZZDP). Como resultado, se obtiene que los antioxidantes efectivamente neutralizan las reacciones a bajas temperaturas comenzando con la unión de los radicales libres hasta la descomposición de los hidroperóxidos, y así reducir la tendencia de pre-ignición como se ve en la figura 2.9 [2].

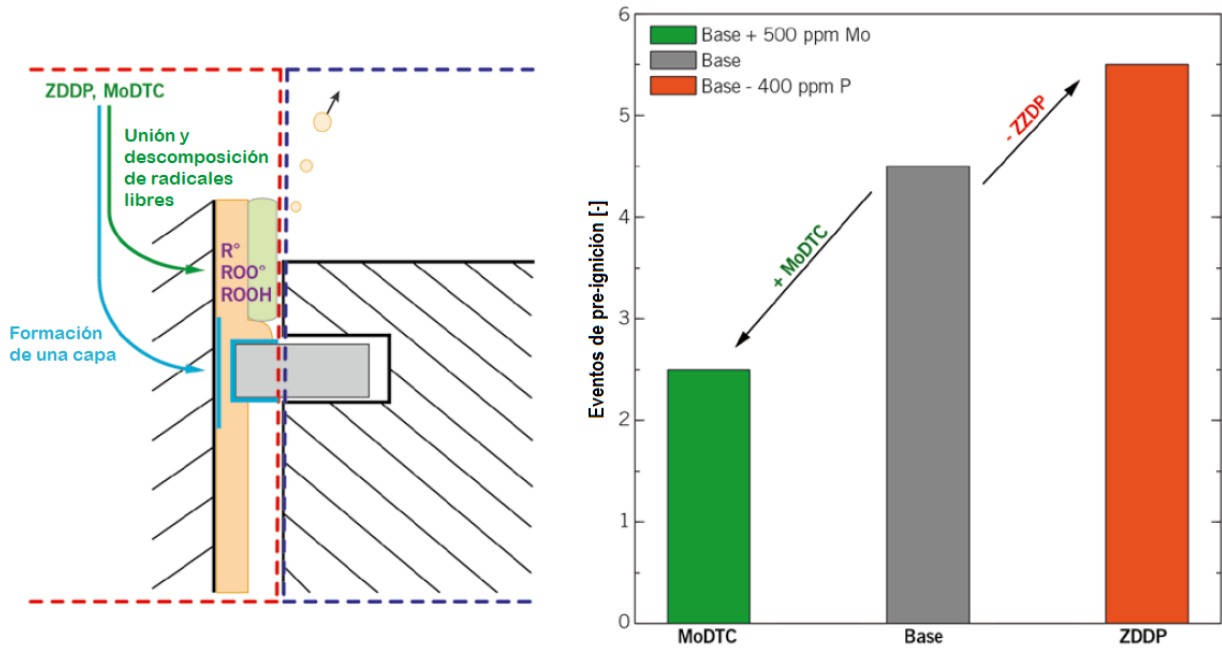


Figura 2.9: Actuación de los antioxidantes en el volumen de la hendidura del pistón (izquierda) e influencia de algunos antioxidantes en la frecuencia de pre-ignición(derecha) (adaptado de [2])

Se ha desarrollado una nueva formulación de aceites, que reduce la frecuencia LSPI a menos del 10% de la de los aceites convencionales certificados por ILSAC de motores de gasolina. Se formularon aceites base de alta calidad y aditivos optimizados en los cuales la cantidad de detergente basado en calcio fue reducido a niveles más bajos que los aceites ILSAC y se añadieron antioxidantes. Basada en estos descubrimientos se ha obtenido una correlación para estimar la frecuencia de LSPI [1]:

$$LSPI_{frequency} = 6.59 \cdot Ca[wt\%] - 26.6 \cdot P[wt\%] - 5.12 \cdot Mo[wt\%] + 1.69 \quad (2.1)$$

En una evaluación de los efectos de degradación de los aceites se investigó también la influencia de los metales incluidos y la degradación de aceites. Se descubrió que la adición de compuestos de Fe y Cu contribuía claramente a la frecuencia del LSPI. Además la frecuencia de autoencendido disminuía con valores de viscosidad y densidad crecientes, lo cual está relacionado con las propiedades físicas de los aditivos [1].

Sin embargo, a pesar de todos los estudios realizados, no se obtiene una conclusión explícita sobre el efecto de los aditivos en los aceites.

Propiedades del combustible

Por otra parte, la calidad del combustible está directamente relacionado con la facilidad de encendido de la mezcla, pues las gotas de combustible pueden participar en el origen y progreso de la pre-ignición. Tanto la composición química del combustible, como el número de octano y la volatilidad influyen en la frecuencia del LSPI [1].

El efecto de la composición del combustible en el LSPI se ha investigado experimentalmente en un motor de inyección directa impulsado por gasolina [1]. A pesar de la similitud de las calificaciones MON y RON, las características de los exámenes en estos motores han sido diferentes. Las mezclas de combustible con altos niveles aromáticos aumentan la frecuencia del LSPI, mientras un combustible poco aromático y E10 (10 % de masa de etanol) la reducen bajo distintas condiciones de ratios A/F y niveles EGR (figura 2.10). Se observó por tanto que el contenido aromático estaba muy relacionado con la frecuencia del LSPI. Además, Andrew et al. halló un límite inferior para el contenido aromático [1]: si este incrementaba de 15 a 35 % la frecuencia del LSPI aumentaba desde cero hasta 100 eventos en 135000 ciclos, mientras que por debajo del 15 % no se producía LSPI, ni siquiera para las cargas más elevadas.

El hecho de que un alto contenido aromático aumente la frecuencia del LSPI se puede explicar debido a dos factores: la combustión aromática conduce a formaciones de hollín y depósitos, y esas partículas sólidas son posibles fuentes de pre-ignición del LSPI como se había comentado anteriormente [1]. Además, el hollín y los depósitos crean capas en la superficie de la cámara de combustión, que impiden la transferencia de calor de las paredes y esto conduce a mayores temperaturas y presiones en el interior del cilindro antes del tiempo de encendido, que también fomenta la pre-ignición.

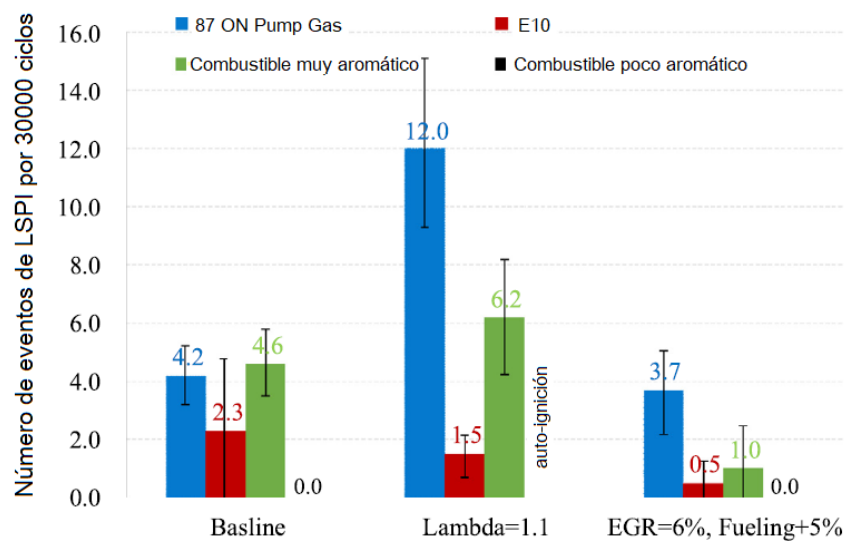


Figura 2.10: Efecto de la composición de los combustibles en el LSPI (adaptado de [1])

También cabe destacar que aunque muchos experimentos muestran que no hay relación entre la tendencia de pre-ignición y el RON o MON, otros indican que la frecuencia de pre-ignición disminuye al aumentar el número de octano. La temperatura de pre-ignición tiende a ser mayor al aumentar el RON y está más relacionada con el RON que el MON.

Sin embargo, se ha observado que el etanol tiene una tendencia relativamente alta a la pre-ignición con gran presión en el colector de admisión, aunque sus números de octano son particularmente altos [1]. Esto se puede explicar por el hecho de que combustibles como etanol e hidrógeno son muy susceptibles a la pre-ignición debido a sus altas velocidades de quemado y a su espesor de la llama pequeño. Por otra parte, que haya menor tendencia de LSPI con combustible de etanol que con gasolina puede deberse al calor de evaporación del etanol, que es superior. Por tanto, la pre-ignición con un número de octano elevado tal vez no dé lugar al LSPI debido a su alta resistencia a la autoignición [1].

Se observa una mayor frecuencia de pre-ignición en un combustible con mayor fracción de componentes de baja volatilidad. Los combustibles con el punto de destilación de T50 a 103 °C mostraron un menor número de eventos estocásticos de pre-ignición (figura 2.11), por lo que los puntos de destilación (T90 y T95) también influyen en la frecuencia LSPI [1]. Se concluyó que un fuel más pesado puede conducir a incrementar la tendencia LSPI, lo cual es consistente con la teoría de que los componentes del combustible con alto punto de ebullición provocan mayor humedad en la pared del cilindro debido a la escasa atomización de las gotas de combustible y a la evaporación lenta, conduciendo a mayores acumulaciones de combustible en las hendiduras y mayor frecuencia de LSPI [1].

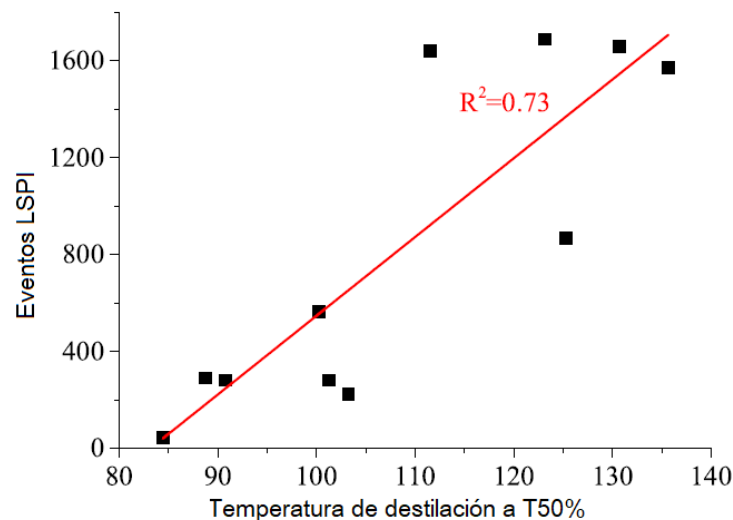


Figura 2.11: Eventos LSPI tras 240000 ciclos de encendido frente a la temperatura de destilación del combustible(adaptado de [1])

Los aditivos al combustible también afectan a la pre-ignición. Se añadió un detergente limpiador a una bomba de combustible estándar RON 95 con la intención de reducir los depósitos en la cámara de combustión. Sin embargo, se halló pre-ignición mayor en un factor de 3 debido a que un solvente de tipo queroseno se usaba como parte del pack aditivo. Se pensaba que una evaporación pobre con un rango de 150-300°C era el mejor conductor para aumentar la formación de hollín y la resultante frecuencia de pre-ignición.

Capítulo 3

Metodología

En primer lugar es importante recalcar que el estudio realizado mediante CFD se trata solo de una posible aproximación en el que se ha tenido que asumir ciertas simplificaciones de configuración, como la de flujo laminar, que en el caso real no se podrían tomar.

3.1. Descripción del CFD

El CFD (*Computational Fluid Dynamics*) es una ciencia que simula el movimiento de los fluidos y la transferencia de calor mediante la resolución numérica de las ecuaciones de Navier-Stokes en una región de interés, con condiciones específicas y conocidas en las fronteras de dicha región.

Los procesos aerodinámicos no son fáciles de cuantificar durante la fase de diseño conceptual, por lo que anteriormente la única forma de optimizarlo era realizando exámenes físicos con prototipos. No obstante, con el desarrollo de ordenadores y potencia computacional, el CFD se ha convertido en una herramienta muy aplicada para la generación de soluciones del flujo. Además, suele ser más económico que la realización del experimento equivalente [5].

Debido a su gran flexibilidad y a la precisión de la información obtenida, muchos ingenieros y científicos usan el CFD en gran cantidad de campos, como en procesos industriales (reactores químicos), en construcción (ventilación de edificios), salud y seguridad (efectos del fuego y humo), en la industria del motor (modelos de combustión, aerodinámica), etc.

Sin embargo, los estudios experimentales en el campo del cálculo computacional fluido-dinámico tienen ciertas limitaciones, puesto que para obtener resultados precisos el coste computacional debe ser muy grande, además de que se requiere dominio en varios ámbitos como la dinámica de fluidos, métodos numéricos, CAD e informática [5].

En este caso se utiliza el software comercial Siemens STAR-CCM+[®] para la realización de todos los cálculos CFD.

El desarrollo de un cálculo CFD se divide en tres bloques claramente diferenciados: pre-proceso, solver y postproceso.

Preproceso

Durante esta etapa se define el problema y los objetivos a los que se quieren llegar. Hay que tener en cuenta si sería posible llegar a dichos objetivos en el tiempo requerido con los

medios de los que se disponen (cálculo computacional), y en base a esto estudiar si se puede simplificar el problema aplicando simetrías o periodicidad, reduciendo la geometría de 3D a 2D o realizando el problema en estacionario en vez de transitorio.

Posteriormente se definirá la geometría, que se puede tanto construir dentro del mismo STAR-CCM+[®], como importar de algún programa CAD (recomendable para geometrías más complejas), se definirá el dominio de cálculo y se impondrán las condiciones de contorno.

Una vez completado este paso se procederá a mallar la geometría, proceso muy importante puesto que determinará la precisión del cálculo y el coste computacional. La malla puede ser de dos tipos [5]:

- Estructurada: en ella la discretización es más sencilla y precisa. No se puede emplear con geometrías complejas.
- No estructurada: se genera a partir de un algoritmo de mallado. Puede llegar a ser de mala calidad.

Otro paso de esta etapa es la elección de modelos y el establecimiento de las propiedades del fluido: se debe definir si el problema es estacionario o transitorio, si se puede asumir flujo incompresible, los modelos de turbulencia y otros submodelos adicionales.

Finalmente se eligen las condiciones de contorno para cada frontera del dominio, con lo que el problema ya tendrá solución única. Las principales condiciones de contorno son [5]:

- *Mass flow inlet*: se impone gasto másico, la dirección de la velocidad y las variables turbulentas y se extrapola la presión.
- *Pressure inlet*: se impone la presión de parada, la dirección de la velocidad, la temperatura de parada y las variables turbulentas y se extrapola la temperatura y la presión estática.
- *Pressure outlet*: se impone la presión y se extrapolan el resto de variables.
- *Wall*: se impone velocidad normal nula para paredes no porosas y velocidad tangencial nula si el flujo es viscoso. Se extrapola la presión del interior.
- *Symmetry*: reduce el modelo a la mitad. Se impone velocidad normal nula y se extrapolan el resto de variables.

Solver

El solver determinará la solución del problema mediante la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes discretizadas de forma espacial y temporal. Los principales esquemas de discretización son [5]:

- *Central Differencing Scheme* (CDS): de 2^o orden. Solo recomendado en LES.
- *Upwind* (UD) *schemes*: de 1^{er} orden (gran difusión numérica) o de 2^o orden (menor difusión numérica, útil en RANS).
- Esquemas de alto orden: QUICK, MUSCL, etc.

La discretización temporal puede ser implícita, cuya resolución es mediante iteraciones intermedias y su esquema es incondicionalmente estable; o explícita, que obtiene directamente el valor de la función tras cada iteración y cuyo paso está restringido por la condición de *Courant-Friedrichs-Lewy* (CFL): $CFL = 1$

La resolución numérica de las ecuaciones se lleva a cabo mediante dos modelos distintos principalmente. Uno de ellos es el *pressure-based*, en el que la presión se obtiene de la ecuación de continuidad y de la del momento y la densidad se halla de la ecuación de estado. Las ecuaciones de transporte se resuelven de forma secuencial, segregada y desacoplada, excepto la presión y la velocidad, que se pueden resolver a la vez (gastando más memoria RAM) o mediante un método predictor-corrector (*p-v coupling*). Este método es recomendable para flujos con número de Mach moderado y se puede aplicar en casos estacionarios [5].

El otro modelo es el *density-based*, en el que la densidad se obtiene de la ecuación de continuidad y la presión se obtiene de la ecuación de estado. Además, todas las ecuaciones se resuelven a la vez (excepto las turbulentas), es recomendable para números de Mach elevado y se utiliza en problemas transitorios [5].

Por último se comprueba si la solución ha convergido mediante los criterios de convergencia establecidos. Para ello se pueden observar los residuales, aunque este no debe ser el único criterio puesto que únicamente dan una idea de lo convergida que está una ecuación y sus umbrales siguen siendo arbitrarios [5]. Por tanto, otros métodos serían observar que el flujo sea uniforme, que ciertas variables de interés hayan alcanzado un valor constante, etc.

Postproceso

Una vez obtenida la solución, se utilizarán escenas, gráficas, entornos matemáticos (Matlab, Mathematica, etc.) u hojas de cálculo (Excel, OpenOffice Calc, etc.) para procesar la información hallada y evaluar los resultados.

En este bloque también se debe verificar la independencia de malla y validar el modelo frente a resultados experimentales o numéricos.

Tras haber establecido el procedimiento común de un cálculo CFD, se procederá a presentar la metodología concreta del caso estudiado en el presente trabajo.

3.2. Preproceso

3.2.1. Geometría

El proceso que se estudia es el desprendimiento de gotas de aceite del resquicio entre el pistón y la pared del cilindro a la cámara de combustión que se observa en la figura 3.1, por lo que el sistema estará compuesto principalmente por el pistón y la cámara de combustión, delimitados por la pared del cilindro. Se simulará el movimiento del pistón, que irá extendiendo la capa de aceite acumulada entre ambas partes y que posteriormente dará lugar a la liberación de gotas de aceite.

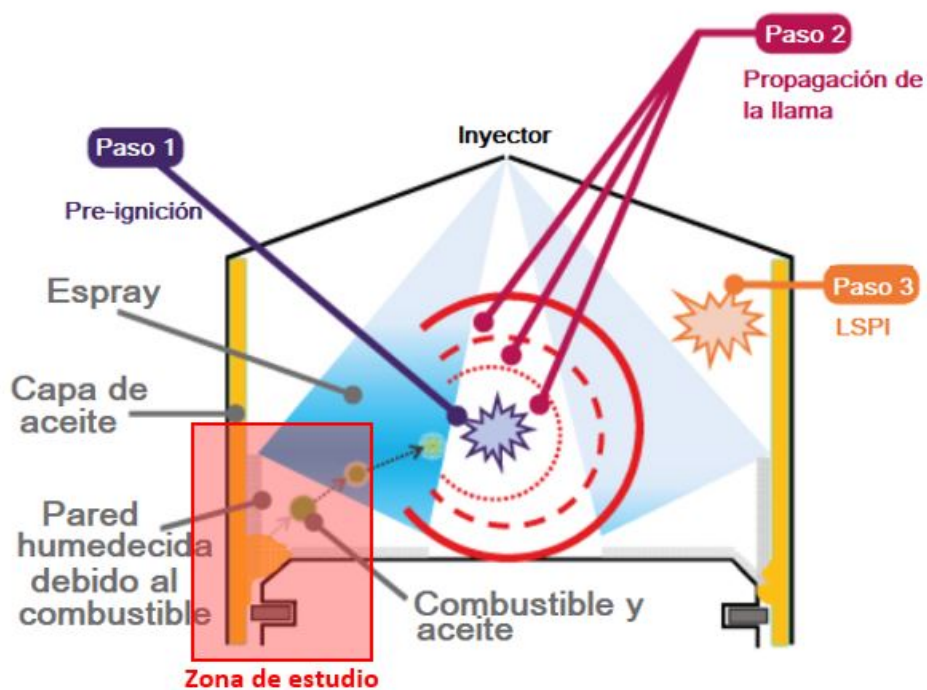


Figura 3.1: Proceso de desprendimiento de gotas (adaptado de [3]) y definición de la región que se va a estudiar

Los principales datos geométricos vienen tabulados a continuación.

Parámetro (mm)	Valor
D_c	91.5
D_p	91.435
S	90
r_b	148
r_m	45

Tabla 3.1: Parámetros geométricos

Al tratarse de un estudio en el interior de un cilindro, la geometría se puede simplificar a una sección revuelta un grado que comprenderá la zona entre la pared del cilindro y el pistón, además de parte de la cámara de combustión en la que se liberan las gotas de aceite. Dado que se trata de una región sencilla, se realizará con el programa de CAD que incorpora STAR-CCM+[®]. Como se observa en la figura 3.2, la cámara de combustión se representa mediante una región cuadrada de 0.005 m de lado, mientras que el resquicio entre el pistón y la pared del cilindro será de 65 micras de ancho y 0.011 m de alto, para que se pueda considerar frontera lejana.

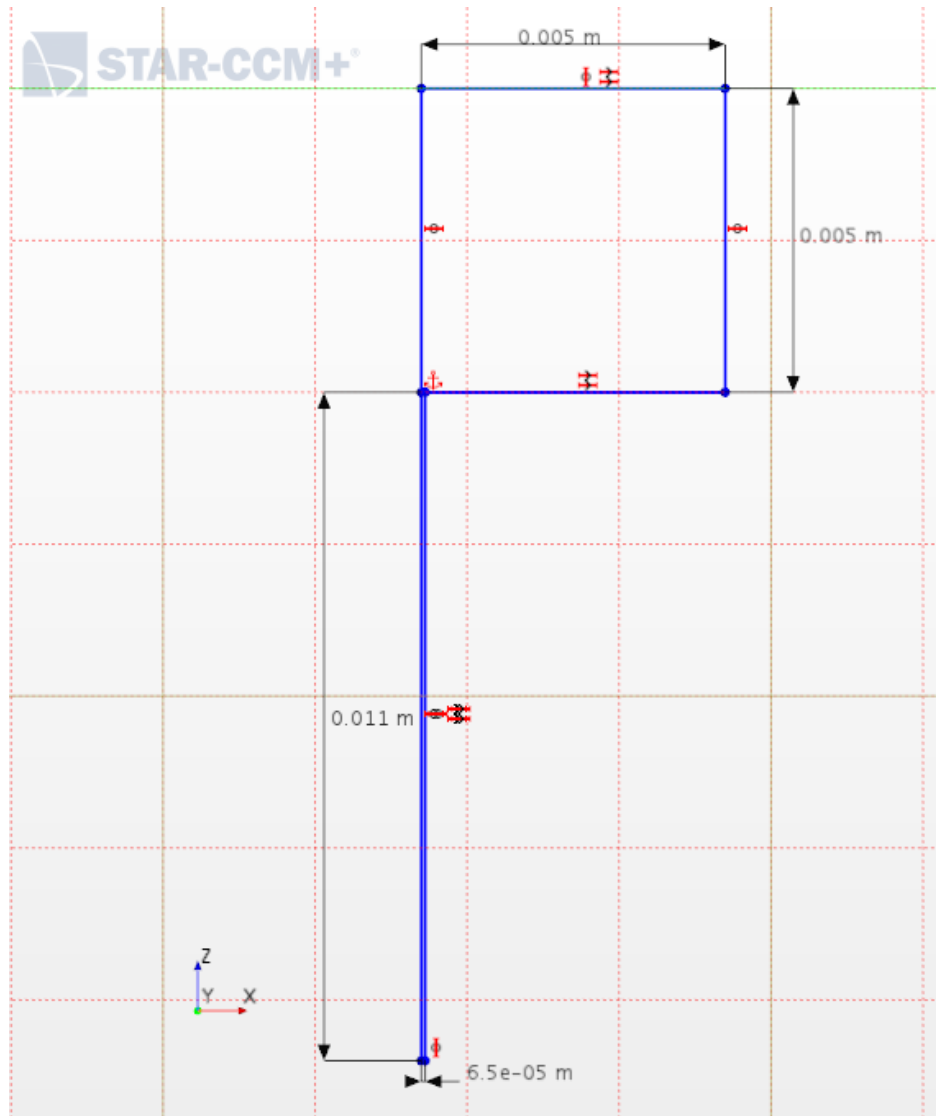


Figura 3.2: Medidas del dominio de estudio

A continuación, se nombrarán las superficies de la geometría con un nombre descriptivo para facilitar su identificación en pasos posteriores:

- *Top*: corresponde a la parte superior de la cámara de combustión.
- *Side 1/Side 2*: son las superficies de y constante que definen la sección.
- *CC*: es la frontera derecha de la cámara de combustión.
- *Wet Wall*: está compuesta por las paredes que se van a considerar humedecidas debido al aceite: las superficies del pistón (superior y lateral) y la superficie que une el pistón con el cilindro.
- *Liner Top/Liner Bottom*: son las superficies correspondientes a la pared del cilindro. *Liner Top* es la parte superior, de 0.005 m de longitud, y *Liner Bottom* la inferior, con 0.011 m de longitud.

3.2.2. Malla

Tras definir el dominio de cálculo se procede al mallado de este. Este paso permite la discretización del dominio que será necesario para realizar los cálculos, puesto que el solver de STAR-CCM+® utiliza el método de volúmenes finitos (*Finite Volume Method*).

El mallado es uno de los pasos más importantes del estudio CFD, ya que cuanto mejor sea la malla, más precisa será la solución. Sin embargo, se debe encontrar un término medio dado que un número de celdas elevado supondrá mayor el coste computacional.

Por otra parte, la tasa de convergencia dependerá de la calidad de la malla, de manera que el tamaño de elementos o el refinamiento de ciertas zonas pueden ser aspectos críticos a la hora de que la solución converja o no.

Dado que la geometría es sencilla, se utiliza una malla estructurada compuesta por celdas hexahédricas. A simple vista se aprecian distintas zonas de la malla:

- En la cámara de combustión: no se pretende extraer información, por lo que no se necesita una malla muy precisa.
- En el resquicio entre la pared del cilindro y el pistón: es donde se encuentra la pared humedecida debido a la acumulación de aceite (*wet wall*) por lo que la malla será más fina.
- La zona de unión de las dos regiones anteriores: es donde se desprenden las gotas de aceite, por tanto la zona de mayor interés, así que la malla debe ser aún más precisa. Para el refinamiento de esta zona se utilizará un volumen de control.

Puesto que para este estudio tiene mayor importancia el fenómeno de desprendimiento de gotas que lo que ocurre en el *wet wall*, se utiliza una malla con un número no muy elevado de elementos para menor coste computacional. Además, cabe destacar que se trata de una malla móvil que sigue el movimiento del pistón con velocidad V_z . Esto se explicará posteriormente.

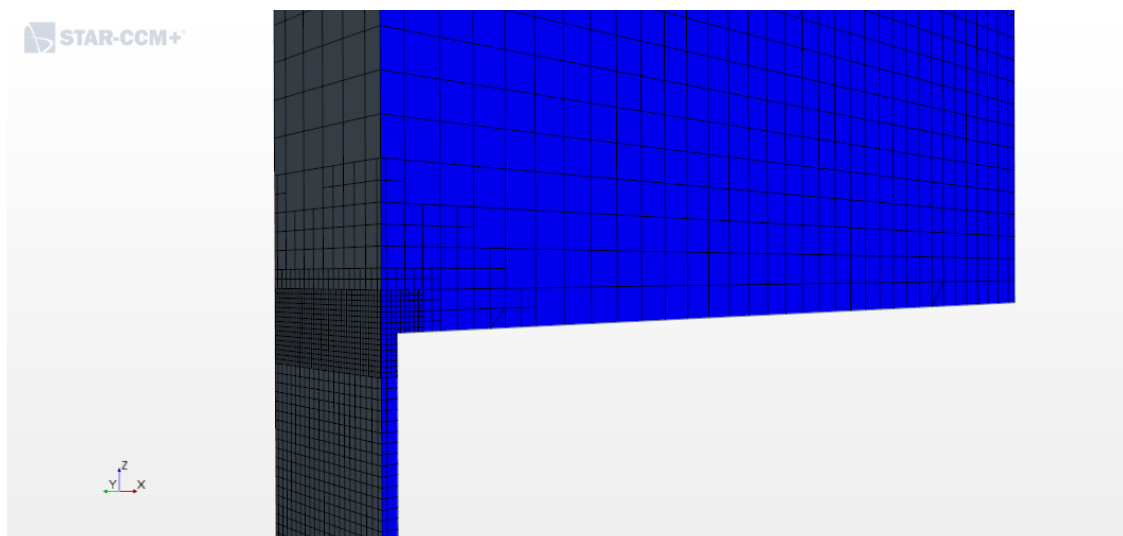


Figura 3.3: Malla en la zona de unión entre la cámara de combustión y el resquicio entre el pistón y la pared del cilindro.

3.2.3. Modelos

Los modelos definen las variables principales de la simulación y la formulación matemática usada para obtener la solución del problema. En este caso, los modelos que caracterizan el problema son *Fluid Film*, *Multiphase Interaction* y *Lagrangian Multiphase*.

Fluid Film

El modelo *Fluid Film* predice las características dinámicas de la capa de fluido usando aproximaciones de capa límite y asumiendo perfiles de velocidad y temperatura en la capa. Dependiendo de las condiciones, pueden ocurrir interacciones complejas entre el fluido y el medio que le rodea, que requieren un modelo matemático más preciso para capturar los detalles de los flujos desarrollados. Dicho modelo en STAR-CCM+® da una descripción matemática del comportamiento de esas capas. Se pueden modelar procesos físicos como flujo conducido por la gravedad, fuerzas de corte en la interfaz de la capa, fuerzas externas debidas a la aplicación de momentos y enfriamiento evaporativo [6].

Se utiliza para resolver los siguientes casos:

- Flujos de capa fina en una superficie.
- La formación de capas de fluido debido a inyecciones a través de una frontera o por impacto de otras fases.
- *Edge stripping* o *Wave stripping*, que son modelos para simular la expulsión de gotas cuando pasan por una superficie con un ángulo brusco y cuando se producen inestabilidades debido a ondas, respectivamente.
- Procesos de cambio de fase, como evaporación y condensación, ebullición, fundición y solidificación.
- Eliminar masa de la capa de fluido congelada junto con la transformación de la malla para simular la acumulación del hielo.

El modelo *Fluid Film* se aplica en áreas como la gestión de aguas pluviales en coches, reducción catalítica selectiva (SCR) y lubricación.

Multiphase Interaction

El flujo multifásico (*Multiphase Flow*) hace referencia a la interacción del flujo con varias fases, que se mezclan a escala macroscópica, y distintas interfaces entre ellas. La formulación del flujo multifásico no está tan bien definido como para una única fase, ya que las relaciones isentrópicas que relacionan la presión con la temperatura no se mantienen en una mezcla multifásica.

El flujo de remanso a la entrada permite especificar la presión total de la mezcla con la fracción volumétrica de cada fase en dicha entrada. Para el flujo multifásico, la presión total se define como la suma de presión estática con la presión dinámica de cada fase ponderada con la fracción volumétrica [6]:

$$p_t = p_s + \sum_{k=1}^n \frac{1}{2} a_k \rho_k v_k^2 \quad (3.1)$$

donde a_k es la fracción volumétrica, ρ_k la densidad de la fase y v_k la velocidad de la fase k. Esta relación es exacta si la densidad es constante y aproximada para casos compresibles y no isoterms.

El flujo multifásico se puede clasificar en dos categorías:

- Flujo disperso: incluye burbujas, gotas y flujo de partículas. Corresponde al caso de estudio.
- Flujo estratificado: se refiere al flujo en superficies libres o alrededor de tuberías.

Se aplica el modelo *Multiphase Interaction* ya que se estudia la interacción de las gotas de aceite con el aire presente en la cámara de combustión, siendo por tanto un problema multifásico.

Además, de entre los modelos elegidos para la interacción entre las fases cabe destacar la aplicación del modelo *Edge Stripping*, que tiene gran influencia en este estudio. Este modelo simula la rotura de la capa límite al encontrarse con un ángulo agudo y la posterior liberación de gotas. Mediante el modelo *Edge Stripping* se puede tanto reducir el tamaño de las gotas (factor de escalado, c1) como potenciar el efecto de la rotura de la capa límite (*Critical FR*). Para este problema se ha dejado el tamaño de las gotas existente por defecto, aunque el FR se ha ido disminuyendo hasta el valor fijo *Critical FR* = 0.01. De esta manera se ha podido estudiar la influencia de varios factores en un rango mayor.

Lagrangian Multiphase

El modelo *Lagrangian Multiphase* resuelve la ecuación de movimiento de parcelas de la fase dispersa conforme atraviesan el sistema. Cada parcela representa un grupo de fases dispersas que tienen las mismas propiedades, es decir, son la discretización de dichas fases dispersas.

Este modelo se utiliza en sistemas que consisten principalmente en una simple fase continua que incluye un volumen relativamente pequeño de partículas discretas, gotas o burbujas y cuando la interacción entre la fase discreta con la frontera es importante [6].

Para aquellos flujos que incluyen una pequeña cantidad de fases dispersas es posible formular y resolver ecuaciones de gobierno de cada gotita, burbuja o partícula. No obstante, si el número de fases dispersas es elevado, una aproximación estadística es más adecuada.

Los inyectores indican las condiciones iniciales de cada partícula, cómo y dónde se introducen en la simulación, de manera que el número de inyectores está relacionado con el número de fases Lagrangianas. Para el caso en estudio, la fase Lagrangiana corresponde a las gotas de aceite liberadas.

3.2.4. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno y de operación del sistema deben ser representativas del problema real para obtener una solución de calidad.

En las fronteras del dominio se establecerán las siguientes condiciones de contorno:

- *Pressure Outlet*: se impone en las paredes *Top* y *CC*.
- *Wall*: se aplica en las paredes *Wet Wall* y *Liner Top/Liner Bottom*.
- *Symmetry Plane*: se impone en las paredes *Side 1/Side 2*.

En este caso se realizará el estudio a presión atmosférica y temperatura ambiente ($P = 10300 \text{ Pa}$, $T = 300 \text{ K}$). Al ser un problema multifásico, se deben determinar adecuadamente las propiedades físicas de ambas fases, de manera que las del aire serán las propiedades establecidas por defecto y para el aceite se utilizará una base de octano (C_8H_{18}) cuyas propiedades vienen tabuladas en la tabla 3.2.

Parámetro	Valor
$\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$	763.4718
$\mu(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.010356
$\sigma(\text{N}/\text{m})$	0.02744

Tabla 3.2: Propiedades del aceite iniciales

Estas propiedades han sido extraídas de una base de datos para una mezcla de aceite-octano a un 70% y a una temperatura de 350 K.

Por otra parte, dado que se estudia un problema de acumulación de aceite y la gravedad tiene una gran influencia en su comportamiento, se hará uso de un modelo que la incorpore en los cálculos con un valor de -9.81 m/s . Además, se asume que ambas fases tienen densidad constante y que el flujo seguirá un comportamiento lineal.

Se realizarán distintos estudios variando la composición del aceite, la cantidad de aceite inicial y la velocidad del pistón. Sin embargo, mientras se examine la influencia de uno de estos parámetros el resto permanecerán constantes. Los valores base de las propiedades vienen indicados en la tabla 3.2, mientras que los valores iniciales de espesor y régimen de giro serán los indicados en la tabla 3.3.

Parámetro	Valor
$e_i(\mu\text{m})$	60
$n(\text{rpm})$	2000

Tabla 3.3: Valores iniciales de los parámetros variables

Estudio del la variación de la proporción aceite-octano

Para este caso se utilizará la base de datos nombrada anteriormente puesto que la viscosidad, densidad y tensión superficial están relacionadas al cambiar la proporción aceite-octano, y no se podrá variar únicamente una de ellas. Dado que se pretende estudiar una mezcla

de propiedades reales, no se bajará del 50 % de aceite en la mezcla. En la tabla 3.4 vienen indicados dichos valores.

Parámetro	Caso 1 (mezcla al 70 %)	Caso 2 (mezcla al 65 %)	Caso 3 (mezcla al 60 %)	Caso 4 (mezcla al 55 %)
ρ (kg/m^3)	763.4718	755.0400	746.6083	738.1760
μ ($Pa \cdot s$)	0.010356	0.009636	0.008916	0.008196
σ (N/m)	0.02744	0.02704	0.02702	0.02678

Tabla 3.4: Propiedades del aceite según la proporción de la mezcla aceite-octano

Estudio de las propiedades del aceite

Para analizar la influencia de la densidad, viscosidad dinámica y tensión superficial del aceite individualmente, se realizará un análisis variando uno de estos parámetros y manteniendo el resto constantes. Por tanto, se tendrán tres casos cuyos valores de partida vienen indicados en la tabla 3.2:

- ρ variable, μ y σ constantes. Los valores que se van a estudiar muestran en la tabla 3.5. Se compararán con la densidad inicial indicada en 3.2.

Parámetro (kg/m^3)	Valor
ρ_1	900
ρ_2	830
ρ_3	700

Tabla 3.5: Valores de densidad

- μ variable, ρ y σ constantes. Se realizará una comparación entre los valores indicados en la tabla 3.6 y la viscosidad de partida indicada en 3.2.

Parámetro ($Pa \cdot s$)	Valor
μ_1	0.015
μ_2	0.012
μ_3	0.005

Tabla 3.6: Valores de viscosidad

- σ variable, μ y ρ constantes. En la tabla 3.7 se indican los valores que se van a comparar con el caso inicial.

Parámetro (N/m)	Valor
σ_1	0.050
σ_2	0.033
σ_3	0.015

Tabla 3.7: Valores de tensión superficial

Estudio de la variación del espesor inicial

La distancia entre la pared del cilindro y el pistón es de $65 \mu m$ por lo que con este valor de espesor la capa límite no podría fluctuar libremente y no sería significativo, y una capa límite de un valor mayor no tendría sentido. Por ello, para observar su influencia en el desprendimiento de gotas se tomará $60 \mu m$ y se irá variando su valor como viene indicado en la tabla 3.8.

Parámetro (μm)	Valor
e_1	60
e_2	55
e_3	50

Tabla 3.8: Valores de espesor inicial

En la imagen 3.4 se puede apreciar la capa límite con espesor inicial de $e_i = 60 \mu m$, localizada en la cavidad entre el pistón y la pared del cilindro.

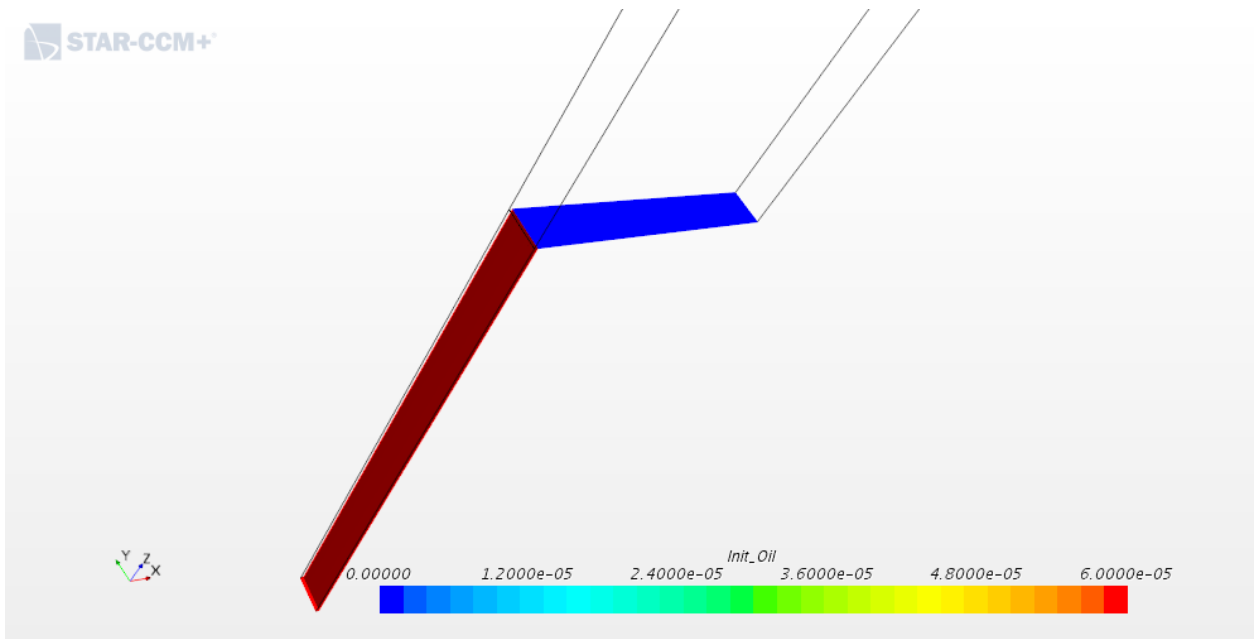


Figura 3.4: Espesor inicial de la capa de aceite

Estudio de la variación de la velocidad del pistón

Para establecer el movimiento del pistón en la simulación, se ha de definir una función que represente la velocidad vertical. Este movimiento hará que el aceite se extienda por el resquicio y se produzca el desprendimiento de gotas. Para definirla se parte de la ecuación de la distancia que recorre un pistón durante su movimiento (ecuación 3.2), de manera que la velocidad se obtiene mediante su derivada, tal y como indica la ecuación 3.3.

$$x = r_m - r_m \cdot \cos(\beta) + \frac{r_m^2}{2r_b} \cdot \text{sen}^2(\beta) \quad (3.2)$$

$$V_z = \frac{dx}{dt} = r_m \cdot \omega \cdot \text{sen}(\beta) + \frac{r_m^2}{2r_b} \cdot \omega \cdot \text{sen}(2\beta) \quad (3.3)$$

Por otra parte la definición del ángulo del cigüeñal viene dada por la ecuación 3.4.

$$\beta = \omega \cdot (t + \tau) \quad (3.4)$$

donde se ha tenido en cuenta un retardo τ de 20° debido a la apertura de las válvulas.

La variable que define esta velocidad vertical es el régimen de giro o velocidad angular. Para estudiar su influencia en la liberación de gotas, en principio se partirá de un régimen de giro de 2000 rpm, y se aumentará y disminuirá como muestra la tabla 3.9.

Parámetro (rpm)	Valor
n_1	2000
n_2	2400
n_3	3000
n_4	1800

Tabla 3.9: Variación del régimen de giro

Estudio geométrico

Para obtener un análisis mayor, se modificará la geometría y se repetirán los cuatro estudios de forma simplificada para cada caso, que será independiente y se comparará con la geometría inicial. Los casos propuestos son los siguientes:

- Geometría inicial, explicada en el apartado 3.2.1.
- Modificación de la distancia entre el pistón y la pared del cilindro.

Esta distancia es interesante estudiarla dado que dependiendo de la tolerancia de las piezas, normalmente será variable. Se ha establecido un ancho de $80 \mu m$ y se ha vuelto a mallar la geometría tal y como se puede observar en la figura 3.5.

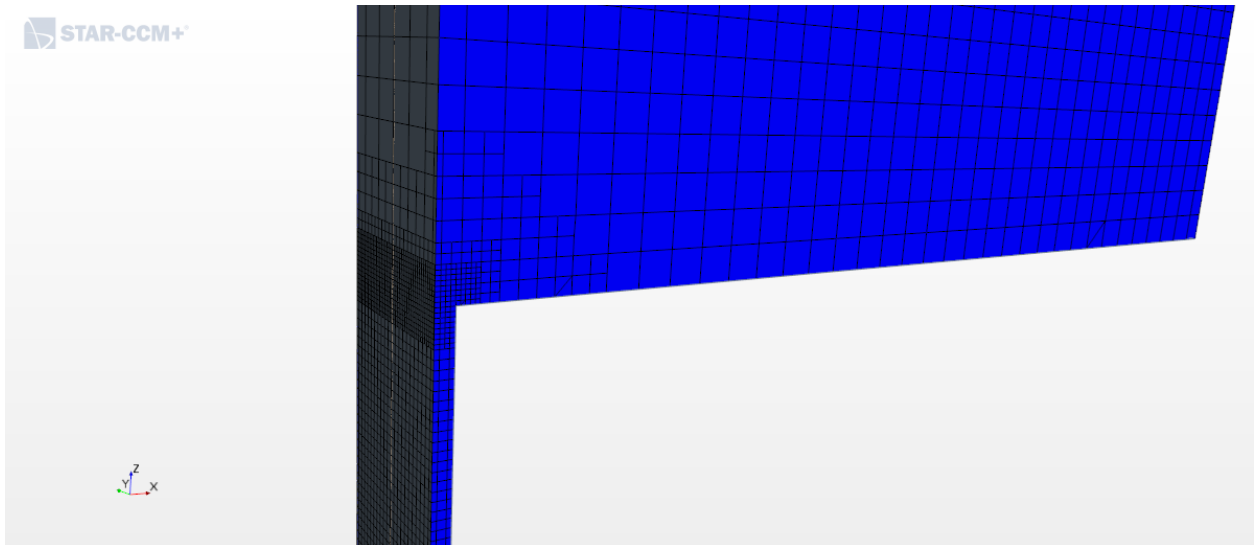


Figura 3.5: Malla de la primera geometría modificada

- Modificación de la superficie *Liner Bottom*.

En este caso se ha reducido la longitud de la superficie del *Liner Bottom* a la mitad (0.0055 m), y se ha vuelto a mallar. El resultado se observa en la figura 3.6.

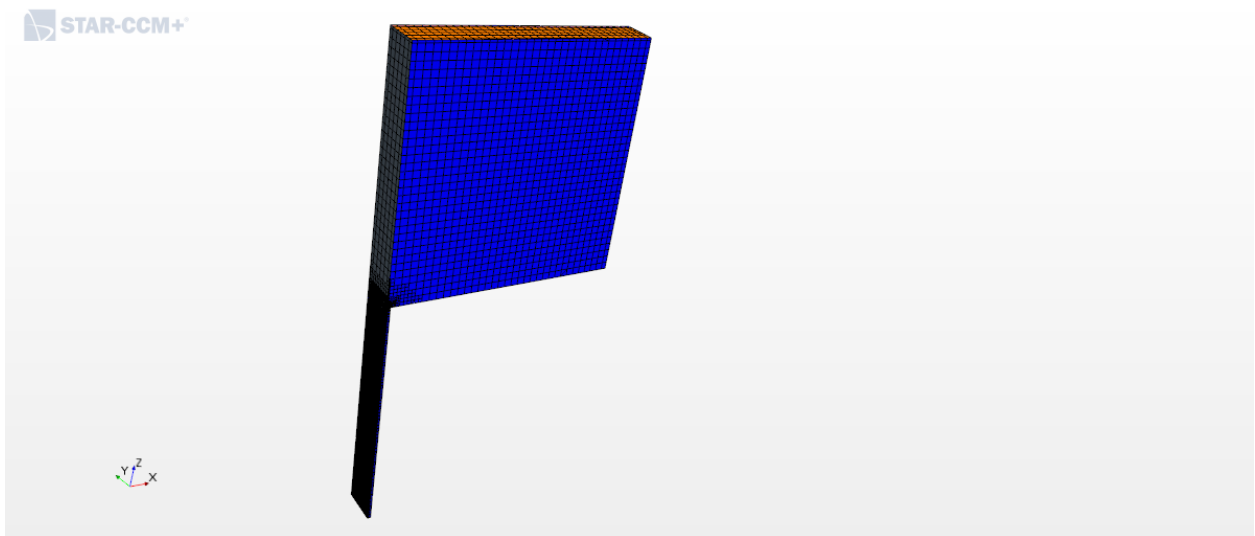


Figura 3.6: Malla de la segunda geometría modificada

3.3. Solver

Dado la gran complejidad de los cálculos CFD, se puede configurar el solver de formas muy diversas para conseguir la solución óptima.

El problema ha sido configurado de forma segregada (*Segregated Flow*), por lo que las ecuaciones de conservación se resuelven individualmente. Las ecuaciones de la energía también se configuran para resolverlas de manera desacoplada (*Segregated Energy*), pero como su influencia no interesa en este estudio, se ha congelado el solver.

Debido al tipo de problema se descarta desde el principio un solver estacionario, por lo que la discretización temporal se realiza con el modelo *Implicit Unsteady* de segundo orden con un paso temporal (*Time-step*) de $\Delta t = 1 \cdot 10^{-5} s$. Con este modelo los pasos temporales se resuelven de manera implícita, lo cual ofrece ventajas frente a la resolución explícita ya que el número de *Courant-Friedrichs-Levy* no impone una condición tan restrictiva.

Por otra parte, como solo interesa estudiar el principio del desprendimiento de las gotas, no se buscará ningún criterio de convergencia. Al tratarse además de un problema transitorio, los residuales no serían útiles para estudiar la convergencia del caso, dado que son muy oscilatorios.

Capítulo 4

Resultados

A lo largo del trabajo se lleva a cabo un análisis de los parámetros que se cree que pueden influir en mayor medida en el LSPI, como son la composición y propiedades del aceite, la velocidad del pistón o la cantidad de aceite acumulado entre la pared del cilindro y el pistón. Cabe destacar que este análisis va orientado únicamente al momento de inicio del desprendimiento de gotas y cómo responde el modelo a él, y por tanto no se pretende estudiar su evolución. Para ello se ha monitorizado el momento de inicio del desprendimiento, para saber en que punto del giro del cigüeñal se produce, además de la masa de gotas desprendida y el comportamiento de la capa límite en ciertos puntos del resquicio entre el cilindro y el pistón.

En primer lugar se plantea el análisis de la variación de la mezcla aceite-octano, que se comparará para los valores de 70 %, 65 %, 60 % y 55 % de aceite. Posteriormente se realizará otro estudio de composición de la mezcla pero esta vez variando algunas propiedades individualmente, como son la densidad, viscosidad dinámica y tensión superficial. Por otro lado, se establecen tres espesores de capa límite inicial, 50 μm , 55 μm y 65 μm y se compara su influencia en el desprendimiento. Además, se varía el régimen de giro del pistón para analizar los valores de 1800 rpm, 2000 rpm, 2400 rpm y 3000 rpm. Finalmente se repiten estos estudios de manera simplificada para dos variaciones simples de la geometría. En el siguiente capítulo se expondrán los resultados obtenidos de los distintos estudios presentados.

4.0.1. Estudio del la variación de la proporción aceite-octano

Mediante la variación de la proporción de la mezcla aceite-octano se han obtenido distintos valores de densidad, viscosidad y tensión superficial, tal y como se muestra en la tabla 3.4. Se ha partido de una mezcla al 70 % de aceite y 30 % de octano, asumiendo que existe cierta dilución de gasolina en el aceite. Se ha ido disminuyendo la concentración hasta una mezcla 55/45 de aceite-octano. Los resultados obtenidos se observan a continuación.

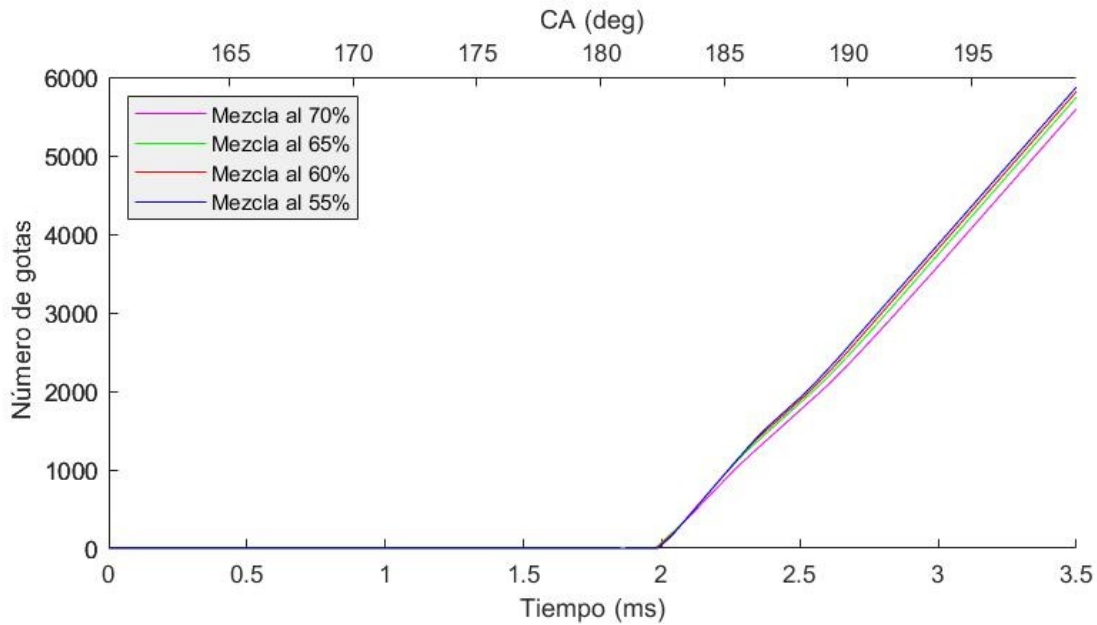


Figura 4.1: Evolución del inicio de desprendimiento de gotas para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano

Según la gráfica 4.1, el inicio de desprendimiento de gotas no se ve alterado en gran medida para los distintos casos, pues para todos ellos las gotas comienzan a liberarse en 1.86-1.87 ms, que corresponde a un ángulo aproximado de 182° . Para mezclas de menor porcentaje el número de gotas liberadas será mayor, aunque la diferencia entre casos no será proporcional, es decir, la diferencia de gotas entre las mezclas de distinta proporción será cada vez menor.

Todos estos comportamientos son lógicos, puesto que al disminuir la proporción de mezcla aceite-octano se obtienen valores inferiores de densidad, viscosidad y tensión superficial, con lo que será más fácil que la capa límite se extienda por el resquicio entre el pistón y la pared del cilindro. Al ser menos densa y viscosa y como la tensión superficial es pequeña también, la capa límite puede romperse en cualquier momento dando lugar a la liberación de gotas.

Este comportamiento se aprecia en mayor medida en la gráfica 4.2, en la que se observa que para menor porcentaje de mezcla la masa de gotas desprendida es mayor. Sin embargo, en este caso la diferencia que se aprecia entre las curvas no tiene por qué seguir la proporción vista en la gráfica 4.1, puesto que las gotas tendrán distinto diámetro y esto afectará a la masa.

Cabe destacar que la masa expresada en las gráficas es la masa total que habría alrededor del cilindro (en los 360°), no solo en la región de estudio.

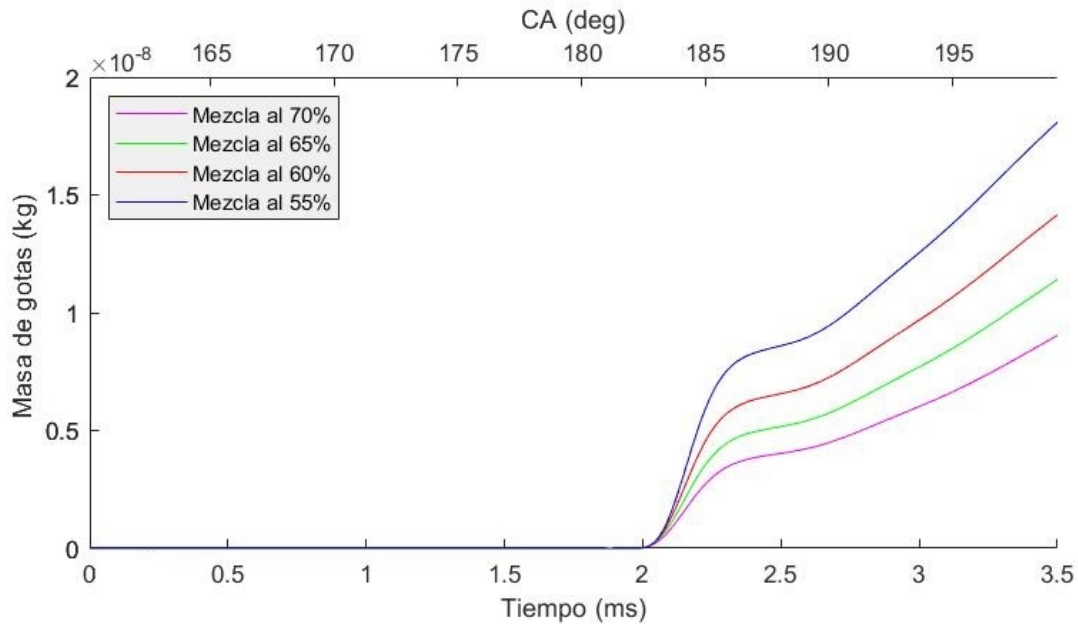


Figura 4.2: Evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano

Por otra parte, interesaría estudiar el comportamiento del espesor de la capa límite para dichas mezclas. Se ha estudiado a la altura de algunos planos ya que como el problema se modela con gravedad, un estudio del *wet wall* completo no sería representativo, puesto que el aceite se acumularía en la parte inferior de la geometría entre el pistón y la pared del cilindro. Las superficies analizadas vienen indicadas en la figura 4.3 y están situadas a una distancia determinada de la parte inferior de la cámara de combustión:

- *Horizontal plane 1*: situado a 0.002 m.
- *Horizontal plane 2*: situado a 0.005 m.
- *Horizontal plane 3*: situado a 0.01 m.

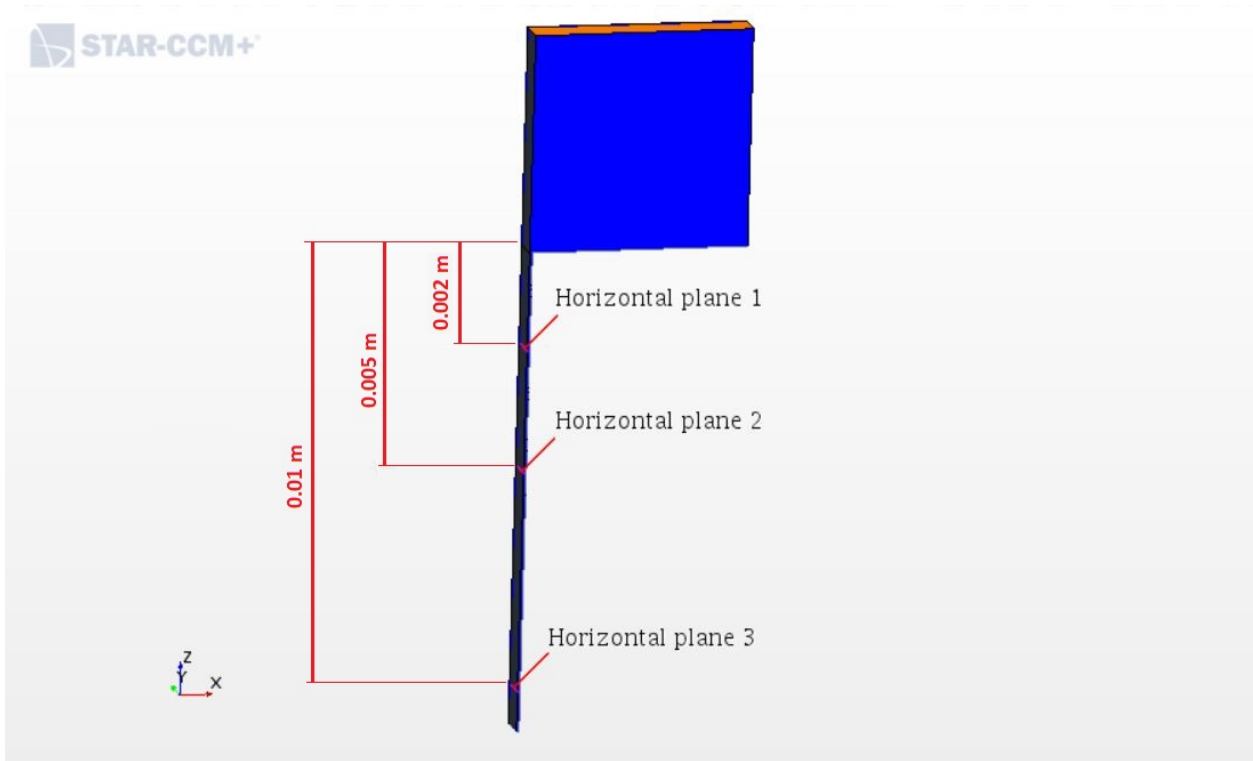


Figura 4.3: Superficies en las que se mide la capa límite

Los resultados de la evolución de la capa límite se muestran en la gráfica 4.4.

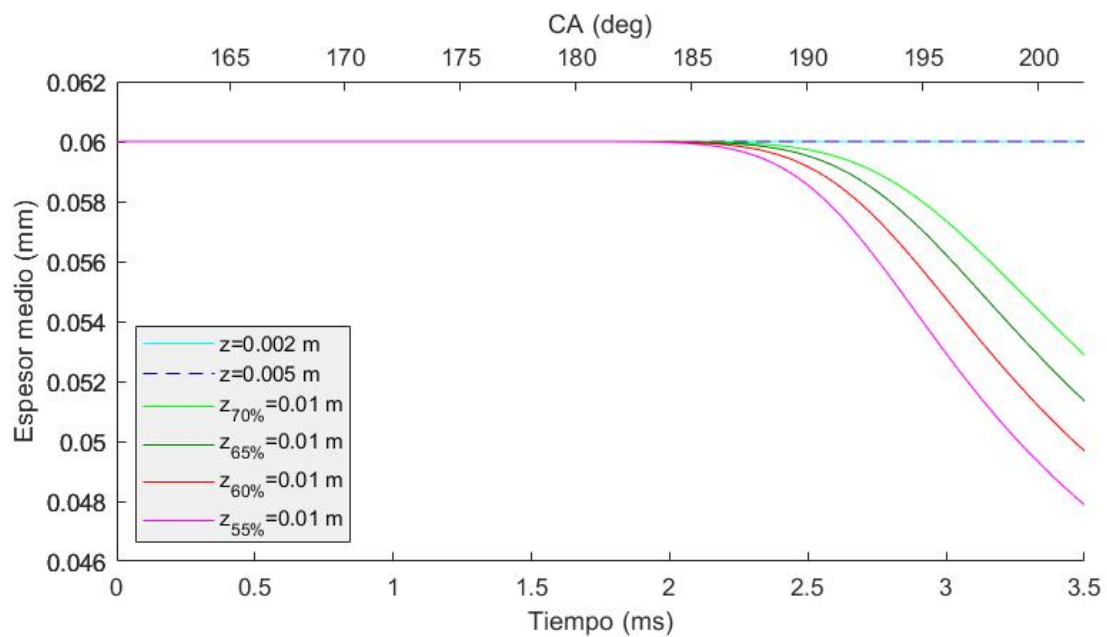


Figura 4.4: Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintas proporciones aceite-octano

Durante el tratamiento de los datos obtenidos, se ha observado que no hay variación significativa de la capa límite en la parte superior del pistón para los distintos porcentajes de

aceite-octano, por tanto se han graficado dos curvas que representan la capa límite medida en los dos primeros planos (a 0.002 y 0.005 m de la cámara de combustión) para los cuatro casos en general. Sin embargo, a la altura del tercer plano (0.01 m de la cámara de combustión) se observa que la capa límite disminuye, y además con mayor rapidez conforme se reduce la proporción de aceite de la mezcla. Cuando comienzan a surgir gotas, la capa límite se ve reducida debido a que gran parte del ese líquido se desprende en forma de gota. Para mezclas más viscosas (con mayor porcentaje de aceite por tanto) las gotas tienen mayor dificultad para liberarse, por lo que la disminución de la capa límite será más lenta, tal y como se puede observar en la gráfica 4.4.

Se ha generado además una escena escalar en la que se ha representado el dominio de estudio revuelto 360°. Ha sido configurado para que muestre en todo momento la evolución del espesor de la capa límite y el diámetro de las gotas, una vez comience su desprendimiento. En la figura 4.5 se ha representado el análisis de la proporción de aceite-octano para dos casos distintos de estudio.

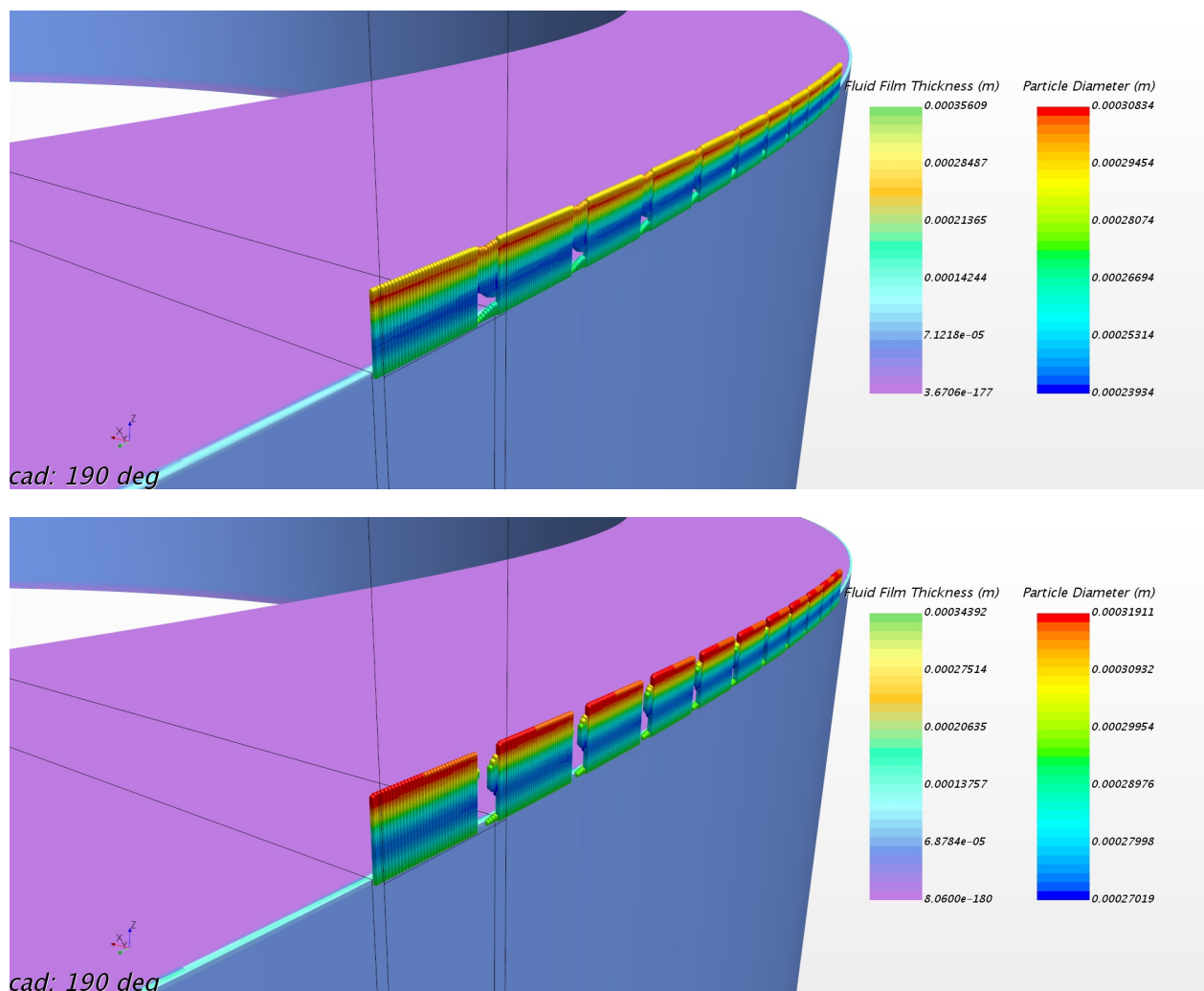


Figura 4.5: Liberación de gotas para $\beta = 190^\circ$ con 55 % de mezcla (arriba) y 70 % de mezcla (abajo)

Este ejemplo muestra las gotas liberadas para los casos de 55 % y 70 % de mezcla aceite-octano. En el primero de ellos se puede observar mayor cantidad de gotas liberadas, y de manera más regular, sobre todo por la parte derecha del desprendimiento. Por el contrario el problema al 70 % de mezcla se muestra con mayor escasez y con discontinuidades. Como se ha comentado anteriormente, a mayor densidad, la viscosidad y la tensión superficial también son mayores, por lo que las gotas se desprenderán de manera más irregular y con mayor dificultad, lo que da lugar a que haya zonas vacías. Por otra parte, el diámetro de las partículas no se ve afectado en gran medida por las variaciones en estas propiedades pues es bastante similar en ambos casos.

Se debe tener en cuenta que al variar la concentración de aceite-octano se modifican todas las propiedades del fluido, con lo que mediante este estudio no queda claro que parámetro es el que potencia el surgimiento de gotas en mayor medida. Por ello, se realiza otro análisis en que se observa la influencia de las propiedades que se cree que pueden ser más importantes en este fenómeno individualmente, variando una y manteniendo el resto constante. Las propiedades analizadas son la viscosidad, la densidad y la tensión superficial.

4.0.2. Estudio de las propiedades del aceite

Densidad

La variación de la densidad se realiza en un rango entre 700 y 900 kg/m^3 . En la tabla 4.1 se indican los tiempos y sus correspondientes ángulos de giro del cigüeñal en el que comienza la liberación de gotas. Por otra parte, las gráficas 4.6 y 4.7 muestran la evolución de la masa de gotas total y del espesor medio respectivamente.

<i>Densidad</i> (kg/m^3)	<i>Tiempo</i> (ms)	<i>Ángulo del cigüeñal</i> ($^\circ$)
900	1.87	182.44
830	1.86	182.32
763.47	1.86	182.32
700	1.87	182.44

Tabla 4.1: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas densidades

Según los resultados obtenidos, se puede comprobar que el cambio en la densidad no influye prácticamente en el momento de comienzo de liberación de las gotas, pues en los cuatro casos es aproximadamente el mismo.

Como cabía esperar, dado que la masa y densidad son directamente proporcionales, al aumentar ρ la masa de gotas liberadas también se incrementa, según se aprecia en la gráfica 4.6.

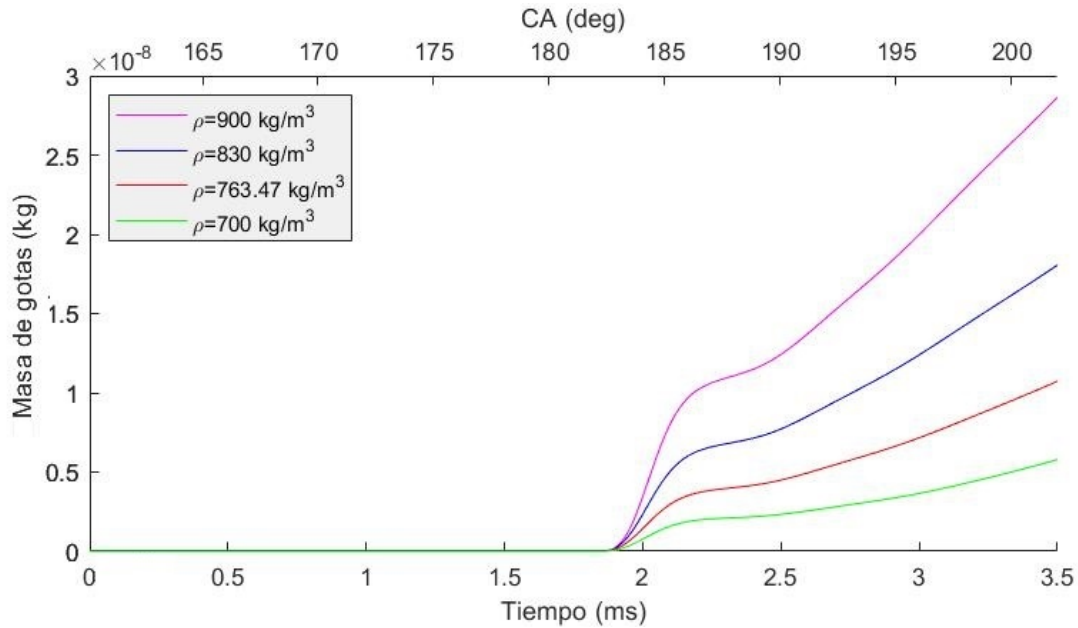


Figura 4.6: Evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas densidades del aceite

Por otra parte, en cuanto a la evolución del espesor medio de la capa límite, en la parte superior del pistón es constante (para los planos $z=0.002 \text{ m}$ y $z=0.005 \text{ m}$), como muestra la gráfica 4.7. Se observa que a mayor densidad a la altura del tercer plano ($z=0.01 \text{ m}$) el espesor de capa límite disminuye más rápidamente, lo cual se puede deber a que, como se apreciaba en la gráfica 4.6, la masa de gotas desprendidas es mayor.

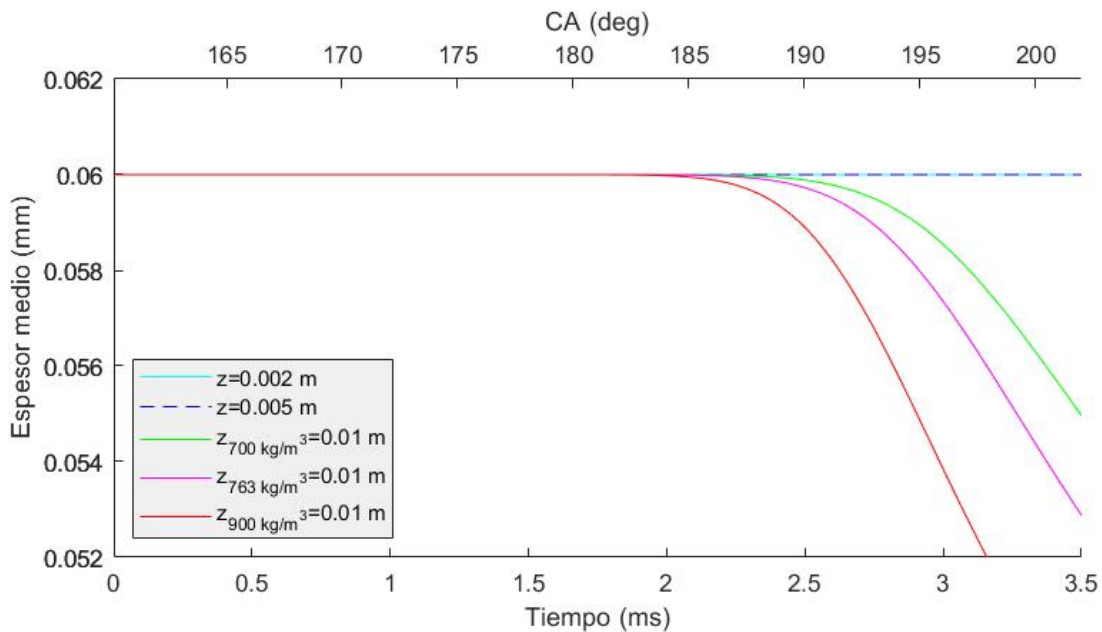


Figura 4.7: Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintas densidades del aceite

Viscosidad dinámica

Para los valores de viscosidad dinámica estudiados, se han obtenido los siguientes resultados:

<i>Viscosidad</i> (Pa · s)	<i>Tiempo</i> (ms)	<i>Ángulo del cigüeñal</i> (°)
0.015	1.92	183.03
0.012	1.87	182.44
0.01036	1.86	182.32
0.005	1.97	183.64

Tabla 4.2: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas viscosidades dinámicas del aceite

En la tabla 4.2 vienen indicados los momentos de inicio de desprendimiento de gotas. Dado que todos tiempos son muy similares, no se puede apreciar una clara tendencia al aumentar la viscosidad.

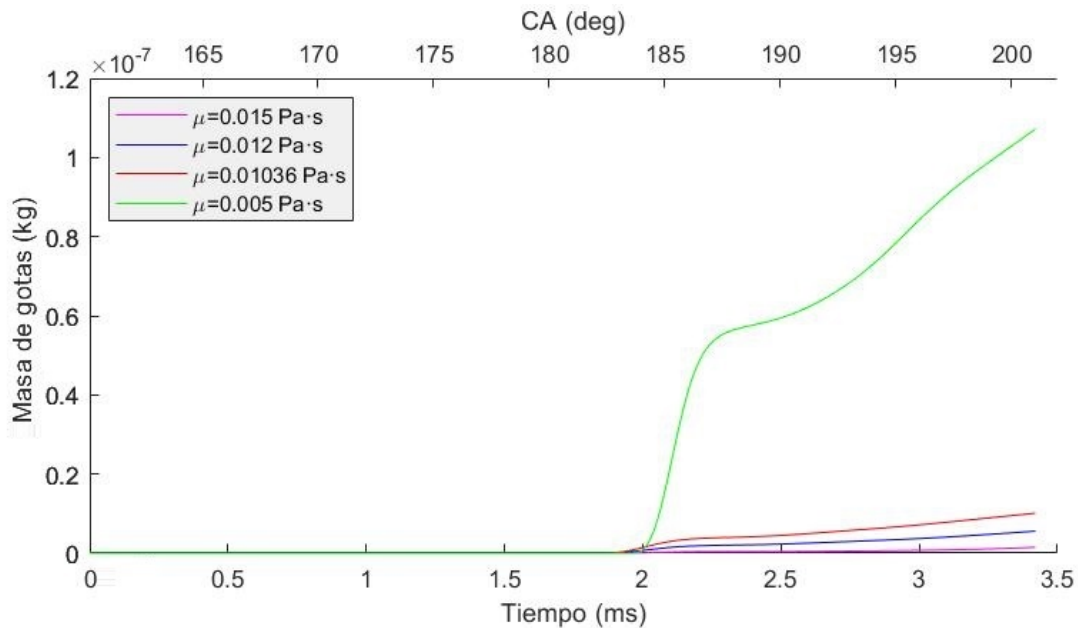


Figura 4.8: Evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas viscosidades dinámicas del aceite

Sin embargo, en la gráfica 4.8 se puede observar que la variación de viscosidad tiene un gran impacto en la masa de gotas desprendidas. La tendencia no es lineal, y al disminuir la viscosidad hasta cierto valor el aumento de masa es muy pronunciado, como se puede apreciar para $\mu = 0.005 \text{ Pa} \cdot \text{s}$. Como una menor viscosidad indica mayor facilidad de liberación de gotas, al disminuir esta, la masa aumentará.

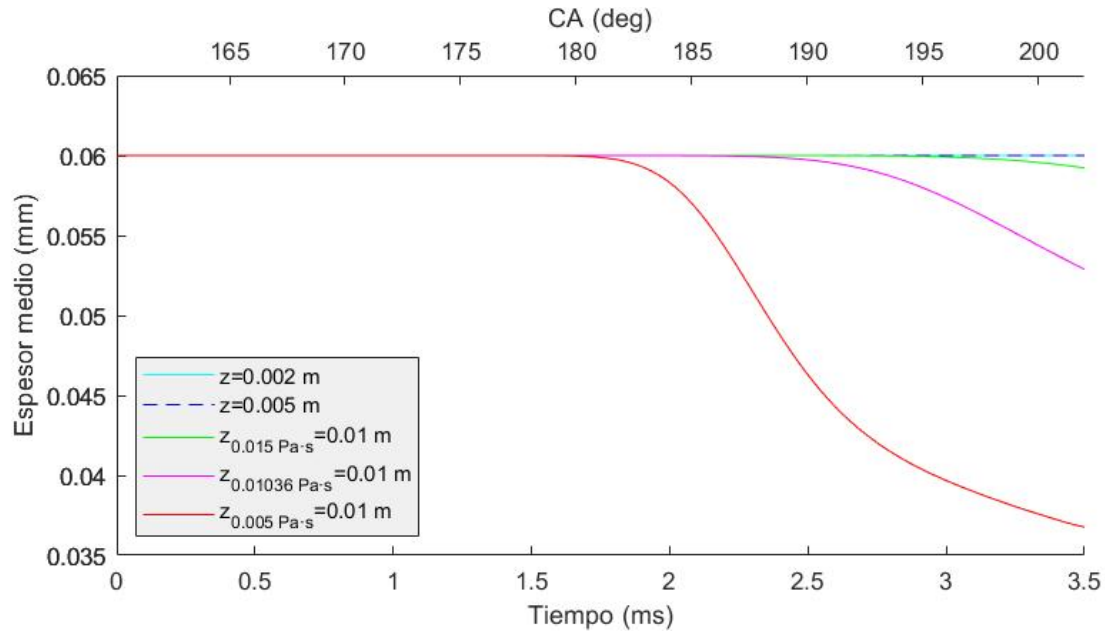


Figura 4.9: Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintas viscosidades dinámicas del aceite

En la gráfica 4.9 se representa la evolución del espesor medio para dicha variación de viscosidad. En la parte superior del pistón el espesor es constante, mientras que en la parte inferior (plano $z=0.01$ m) se aprecia que al disminuir la viscosidad el espesor se reduce de forma más pronunciada. Al tener mayor viscosidad el líquido, las gotas tendrán mayor dificultad para liberarse y por tanto el espesor disminuirá muy lentamente, como se observa en la curva de $\mu = 0.015 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ de la figura 4.9.

Tensión superficial

Junto con la viscosidad, este es uno de los parámetros más importantes del proceso, puesto que determinará la facilidad de rotura de la capa límite y el comienzo de liberación de gotas. Para los distintos valores de tensión superficial definidos se han obtenido los resultados mostrados a continuación.

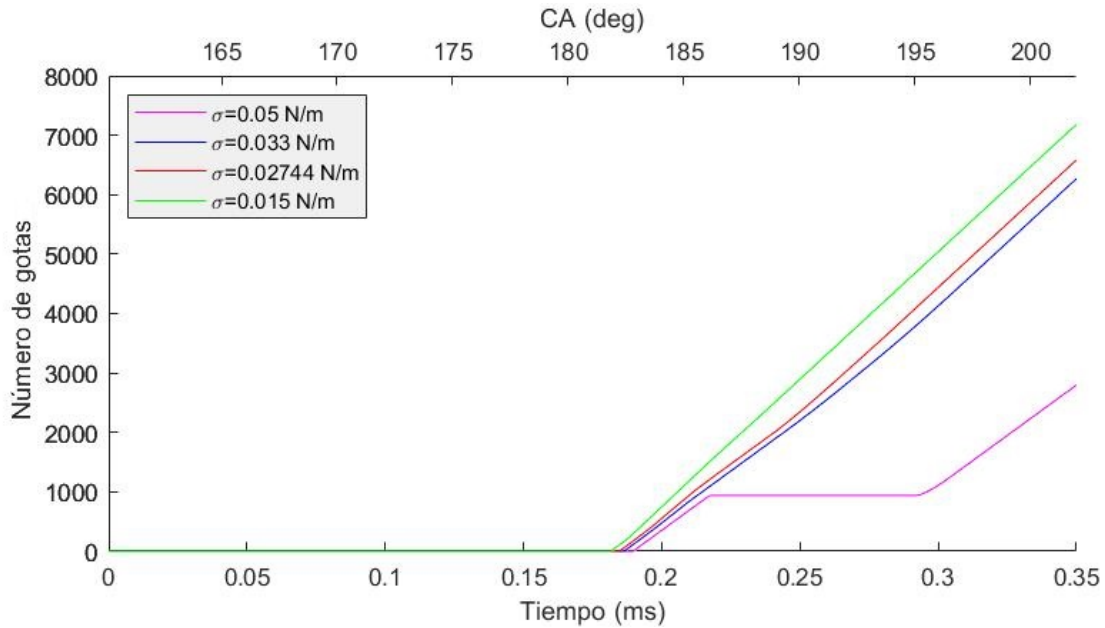


Figura 4.10: Evolución del inicio de desprendimiento de gotas para distintas tensiones superficiales del aceite

En primer lugar, mediante la gráfica 4.10 y la tabla 4.3 se puede observar que para este caso sí que hay una tendencia clara del momento de comienzo de desprendimiento de gotas: a mayor tensión superficial, más tarde se iniciará. Esto como se ha explicado anteriormente, es debido a que a mayor tensión superficial, más difícil será que se separe la capa límite. Sin embargo, el retardo de un caso al otro sigue siendo muy pequeño.

<i>Tensión superficial (N/m)</i>	<i>Tiempo (ms)</i>	<i>Ángulo del cigüeñal (°)</i>
0.05000	1.91	183.03
0.03300	1.87	182.44
0.02744	1.86	182.32
0.01500	1.83	181.96

Tabla 4.3: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas tensiones superficiales del aceite

Con respecto a la masa de gotas, en la gráfica 4.11 se ve que aumenta con la disminución de tensión superficial, que permitirá mayor desprendimiento de gotas. Este aumento no es lineal y es mucho más pronunciado para valores pequeños de tensión superficial.

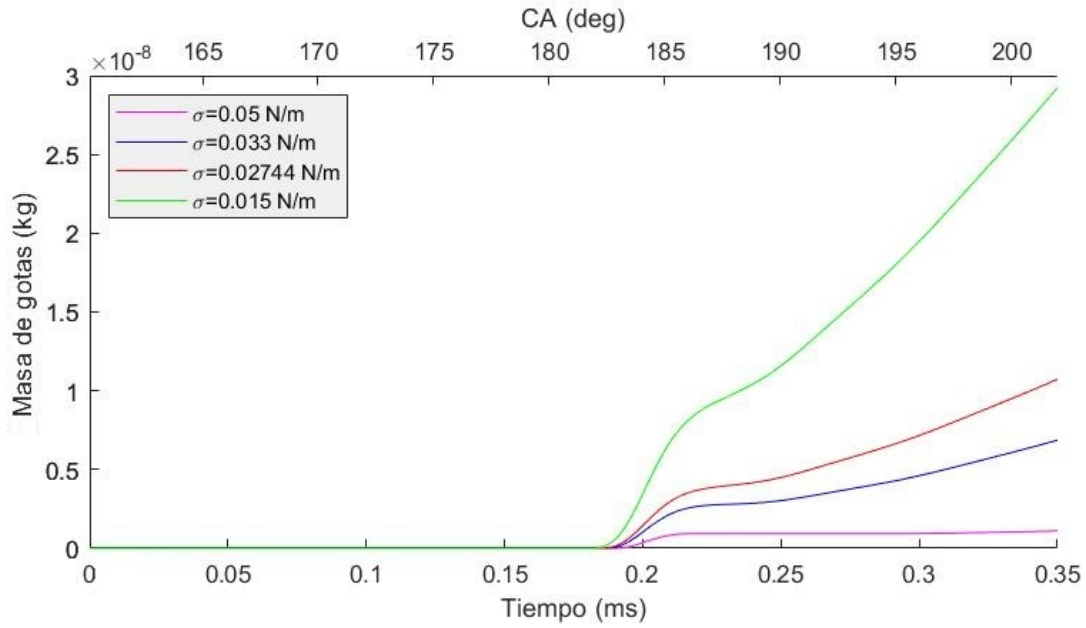


Figura 4.11: Evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas tensiones superficiales del aceite

Sin embargo, la variación de tensión superficial no tiene ningún impacto sobre la evolución del espesor de la capa límite, como se observa en la gráfica 4.12. A la altura de los dos primeros planos el espesor es constante e igual al inicial ($60 \mu\text{m}$) y a la del tercero la capa límite disminuye en la misma proporción para las distintas tensiones superficiales.

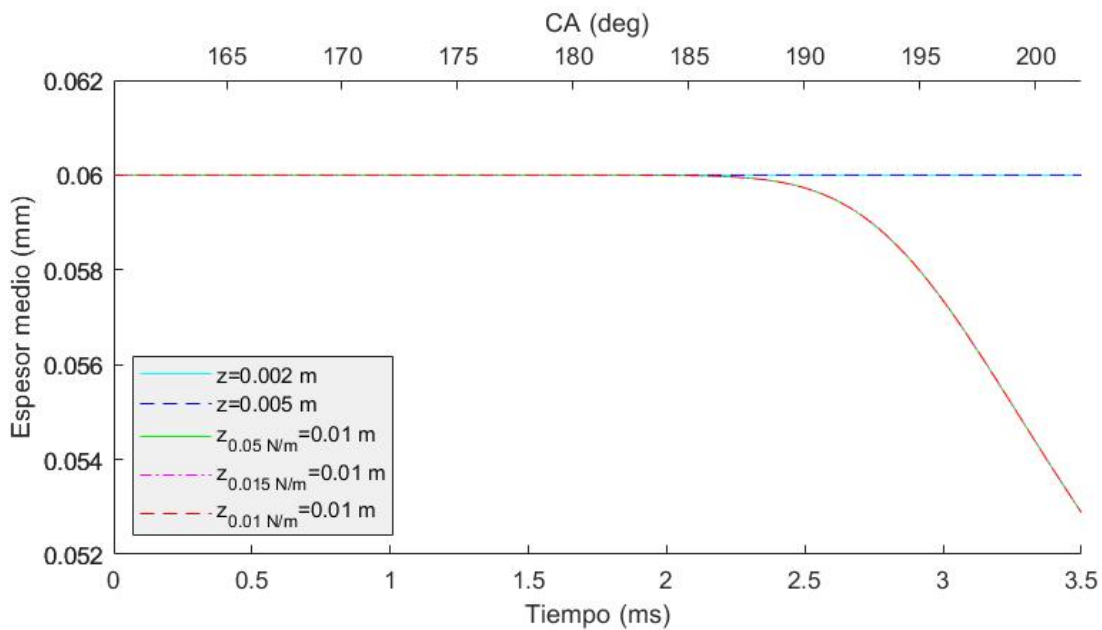


Figura 4.12: Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintas tensiones superficiales del aceite

4.0.3. Estudio de la variación del espesor inicial de aceite

Como se ha comentado en el capítulo 3, el ancho entre el pistón y la pared del cilindro es de $65 \mu m$, por lo que si se escogiera como espesor inicial ese valor, la capa límite no podría desarrollarse y no tendría sentido. Por tanto, en principio se ha tomado $e_i = 60 \mu m$ y se ha ido disminuyendo en los otros casos para comprobar la influencia de este parámetro en la liberación de gotas.

Uno de los aspectos más importantes de este problema es estudiar el momento en el que comienzan a desprenderse gotas. En la tabla 4.4 vienen indicados los valores de tiempo y de ángulo de cigüeñal en el que se produce dicha liberación de gotas para cada uno de los casos.

<i>Espesor inicial</i> (μm)	<i>Tiempo</i> (ms)	<i>Ángulo del cigüeñal</i> ($^\circ$)
50	1.97	183.64
55	1.88	182.56
60	1.86	182.32

Tabla 4.4: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos espesores iniciales

De los valores obtenidos se puede apreciar que la diferencia entre $e_i = 60 \mu m$ y $e_i = 55 \mu m$ no es muy significativa. Sin embargo, para $e_i = 50 \mu m$ las gotas se empiezan a desprender un grado más tarde, lo cual se debe a que al haber menos aceite costará más que se rompa la capa límite y dar lugar así a gotas. No obstante la diferencia de un caso a otro es muy pequeña, y se podría asumir que prácticamente comienzan a liberarse a la vez.

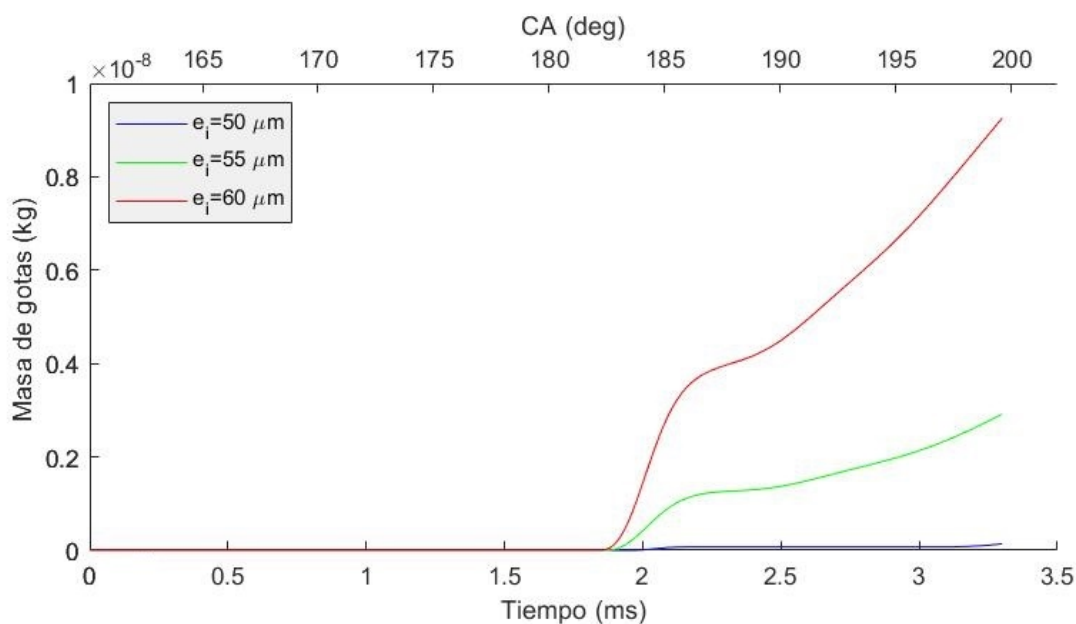


Figura 4.13: Evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos espesores iniciales de la capa límite

También se ha estudiado la masa de gotas liberadas y se ha representado el resultado en la gráfica 4.13, en la que se puede observar que con el aumento de espesor la masa de

gotas es mayor. Este es un comportamiento lógico ya que al haber mayor capa límite, más cantidad de aceite puede convertirse en gotas y desprenderse.

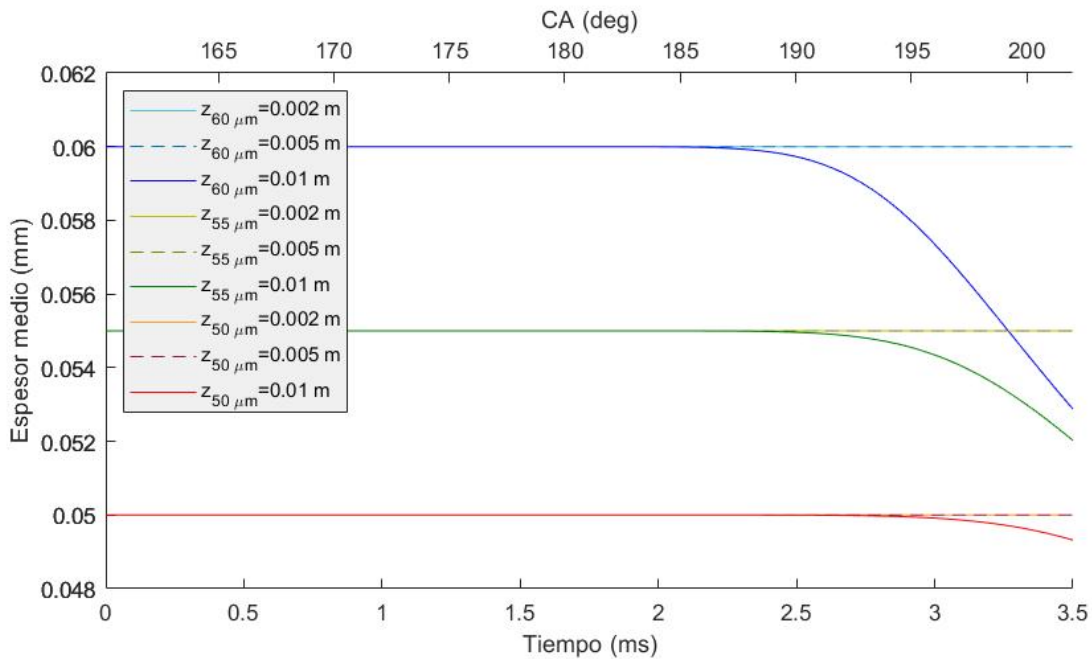


Figura 4.14: Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintos espesores iniciales de la capa límite

En cuanto a la evolución de la capa límite, en la gráfica 4.14 se puede apreciar que para los dos primeros planos, situados a 0.002 m y 0.005 m no hay variación de la capa límite para ninguno de los casos ($50 \mu m$, $55 \mu m$ y $60 \mu m$). No obstante, en la zona en la que estaba situado el tercer plano, a 0.01 m de la parte inferior de la cámara de combustión, se puede observar que tras el inicio del desprendimiento de gotas el espesor de la capa límite va disminuyendo conforme estas se liberan. Para el caso de $e_i = 60 \mu m$ dicha disminución de espesor es más pronunciada, lo cual se debe a que al haber mayor capa límite, saltarán con mayor facilidad las gotas y por tanto la cantidad de aceite será menor. Lo contrario se puede observar para el caso de $e_i = 50 \mu m$, pues al haber desde el inicio ya poco espesor, cuesta que se liberen gotas y por tanto la capa límite disminuye muy lentamente.

Se ha representado en la figura 4.15 el inicio del desprendimiento de gotas para los distintos casos. De las representaciones con $e_i = 50 \mu m$ y $e_i = 55 \mu m$ la cantidad de gotas liberadas parece ligeramente superior para el primer caso, aunque el diámetro de las gotas del segundo son mayores, lo cual justifica que la masa sea mayor para $e_i = 55 \mu m$. Sin embargo, para el caso $e_i = 60 \mu m$ la cantidad inicial de gotas es notablemente mayor dado que la capa límite es más gruesa y puede dar lugar a mayor número de gotas.

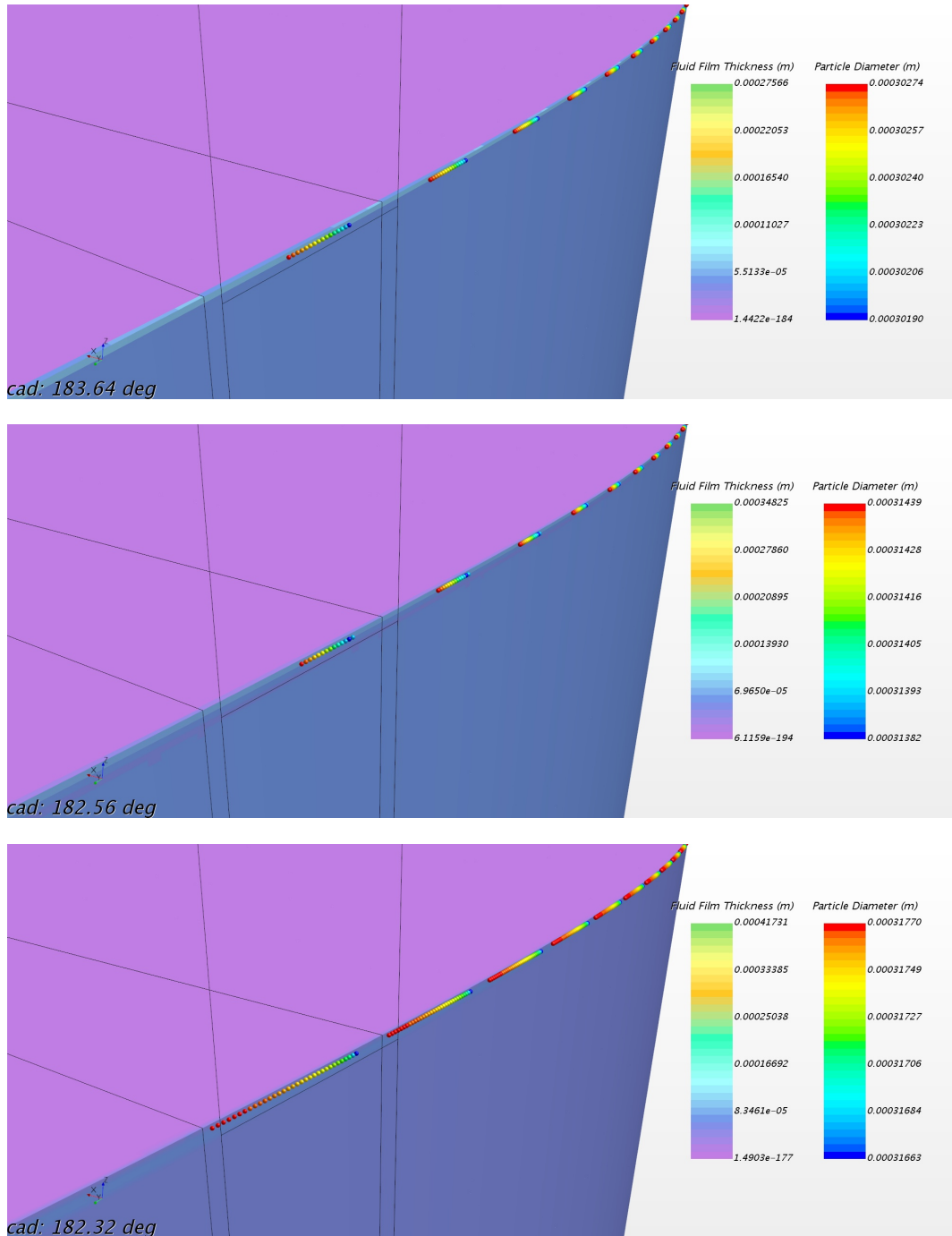


Figura 4.15: Inicio de liberación de gotas con $e_i = 50 \mu m$ (arriba), $e_i = 55 \mu m$ (centro) y $e_i = 60 \mu m$ (abajo)

4.0.4. Estudio de la variación de la velocidad del pistón

Este estudio es un poco más complejo que los anteriores dado que la velocidad del pistón depende de las variables ω y β tal y como indica su definición en la ecuación 3.3.

Es de gran importancia tener en cuenta que el ángulo del giro de cigüeñal depende de esta velocidad angular, no solo directamente, sino también indirectamente mediante el retardo τ .

Esta constante irá cambiando para cada régimen de giro, de manera que cada uno tendrá un valor de β distinto para el mismo valor de tiempo. Por esta razón solo se ha graficado el número de gotas en función del tiempo. Se ha representado el inicio del desprendimiento de gotas en la gráfica 4.16 para los valores 1800 rpm, 2000 rpm, 2400 rpm y 3000 rpm.

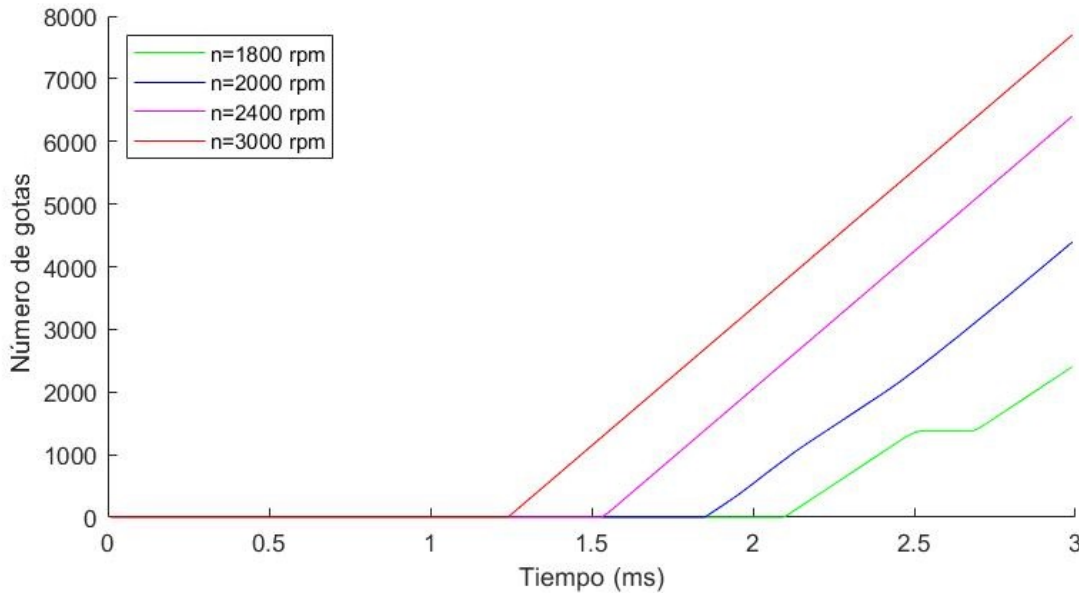


Figura 4.16: Evolución del inicio de desprendimiento de gotas para distintos regímenes de giro en función del tiempo

Como indica la gráfica, al aumentar el régimen de giro las gotas comienzan a surgir con antelación en términos de tiempo. Sin embargo, esto no significa que ocurra en un ángulo de giro del cigüeñal menor también: se puede observar en la tabla 4.5 que prácticamente las gotas se liberan en el mismo ángulo para los cuatro casos.

<i>Régimen de giro (rpm)</i>	<i>Tiempo (ms)</i>	<i>Ángulo del cigüeñal(°)</i>
1800	2.1	182.68
2000	1.86	182.32
2400	1.54	182.17
3000	1.25	182.50

Tabla 4.5: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos regímenes de giro

En cuanto a la evolución de la masa de gotas, en la gráfica 4.17 se observa claramente que el incremento de régimen de giro provoca su aumento, pues la pendiente de las rectas que representan dicha masa de gotas es cada vez más pronunciada.

Además se ha representado este caso en función del ángulo de giro del cigüeñal, para poder apreciar que efectivamente todas las curvas surgen aproximadamente del mismo punto, a pesar de ser en momentos distintos de tiempo.

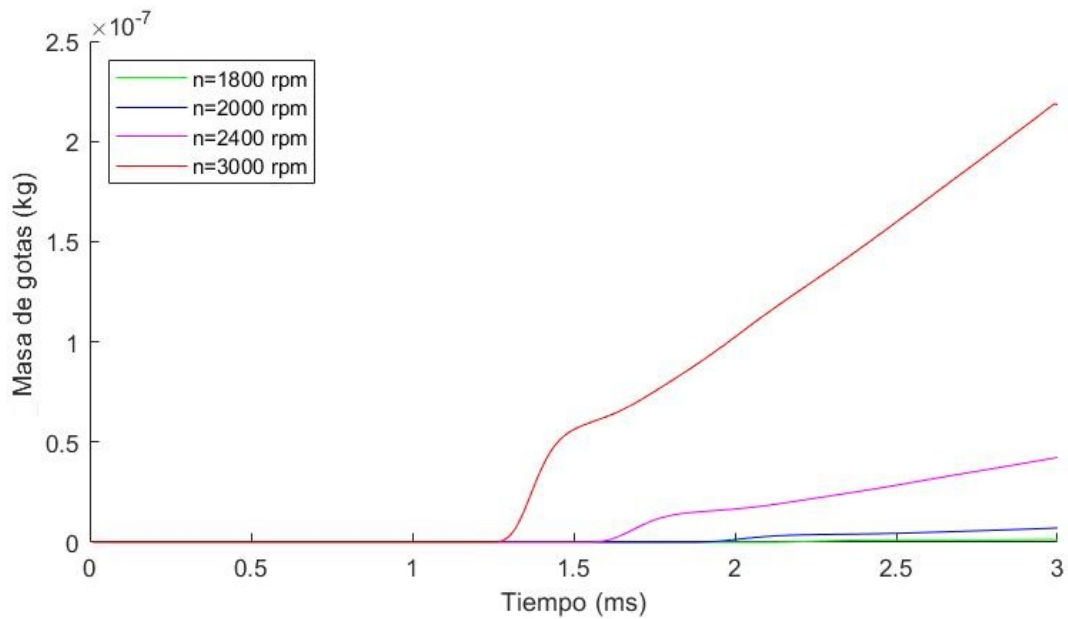


Figura 4.17: Evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos regímenes de giro en función del tiempo

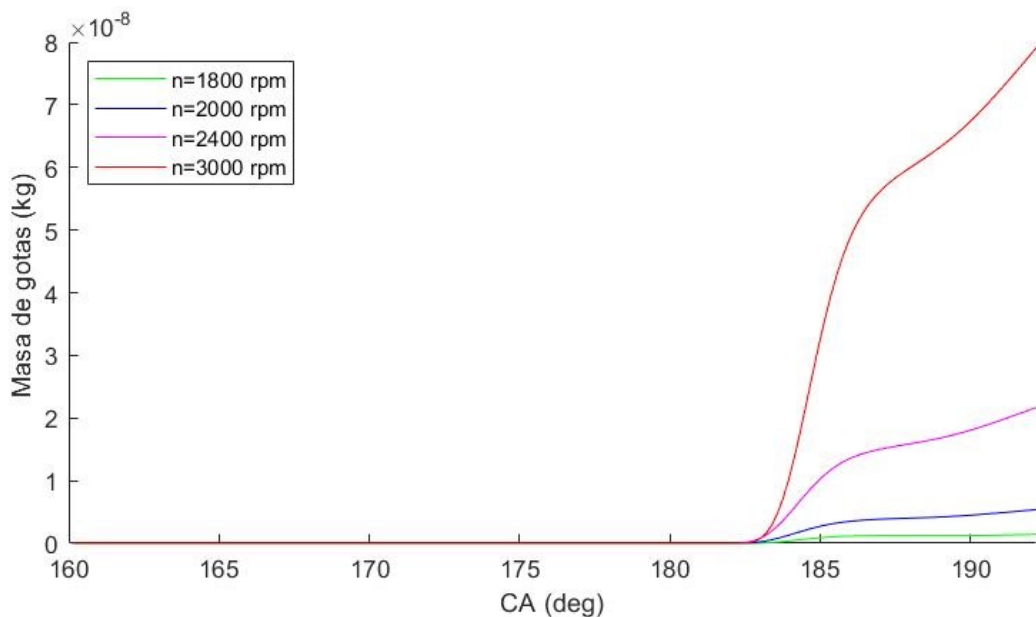


Figura 4.18: Evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos regímenes de giro en función del ángulo de giro del cigüeñal

Las gráficas 4.19 y 4.20 indican la evolución del espesor de la capa límite en función del tiempo y del ángulo de giro del cigüeñal respectivamente. En ellas se puede apreciar que al aumentar la velocidad la capa límite disminuye más rápidamente en la parte baja del pistón. Esto se corresponde con lo visto en la gráfica 4.16, en la que se observaba mayor número de gotas desprendidas para $n = 3000$ rpm, pues cuanto más líquido se forme en gotas, más

rápido disminuirá la capa límite. Además, se aprecia que el espesor sigue siendo constante e igual a $60 \mu\text{m}$ en la parte superior del pistón.

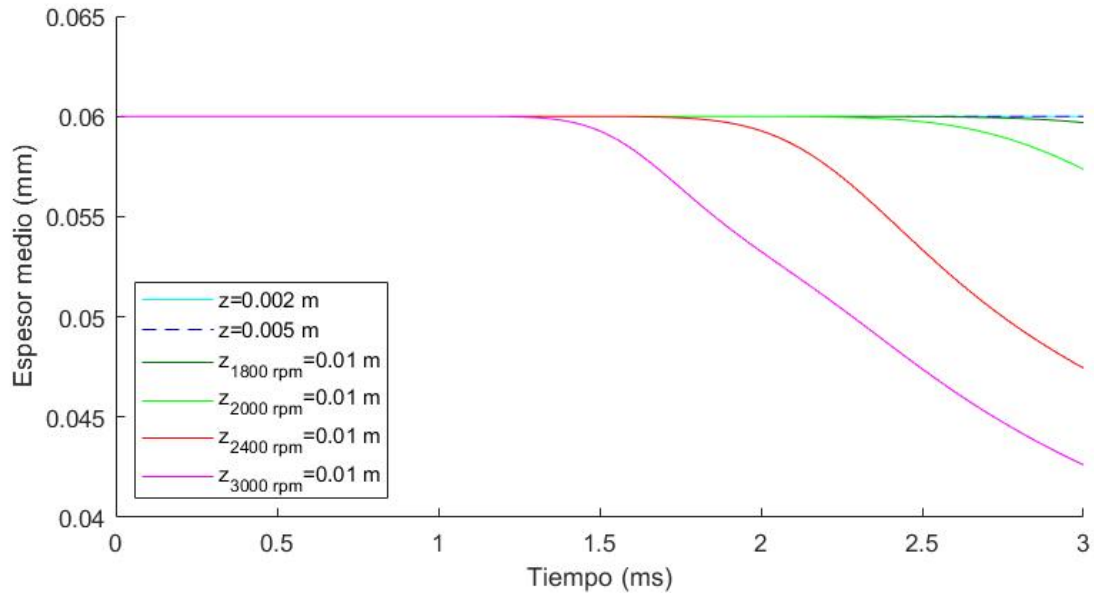


Figura 4.19: Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintos regímenes del giro en función del tiempo

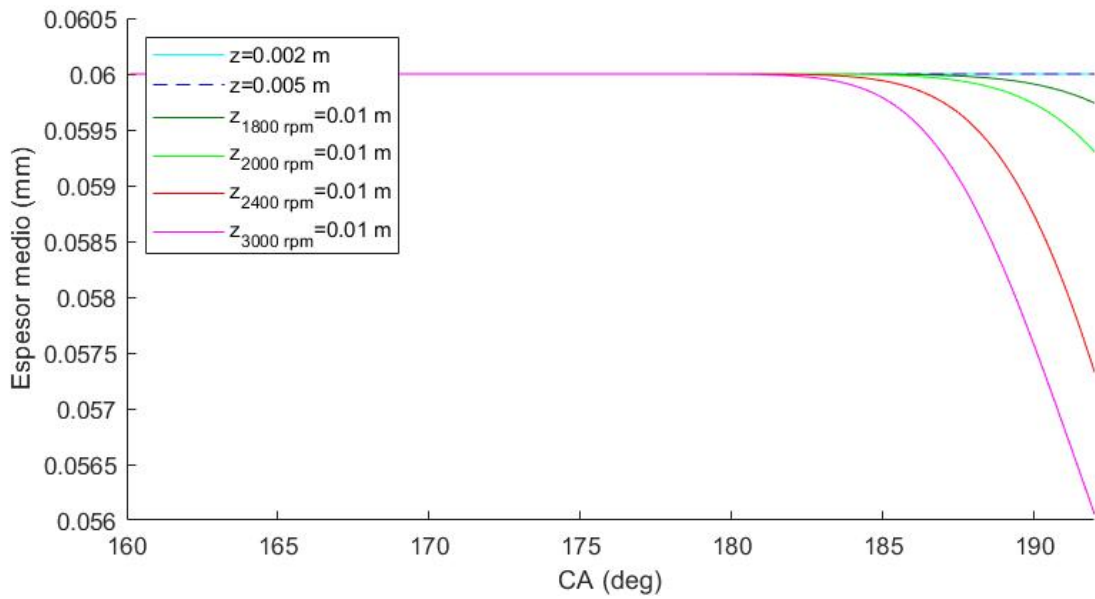


Figura 4.20: Evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para distintos regímenes del giro en función del ángulo de giro del cigüeñal

Por otra parte, en la figura 4.21 se aprecia un ejemplo del desprendimiento de gotas para el mismo ángulo de giro de cigüeñal, en distintos regímenes de giro.

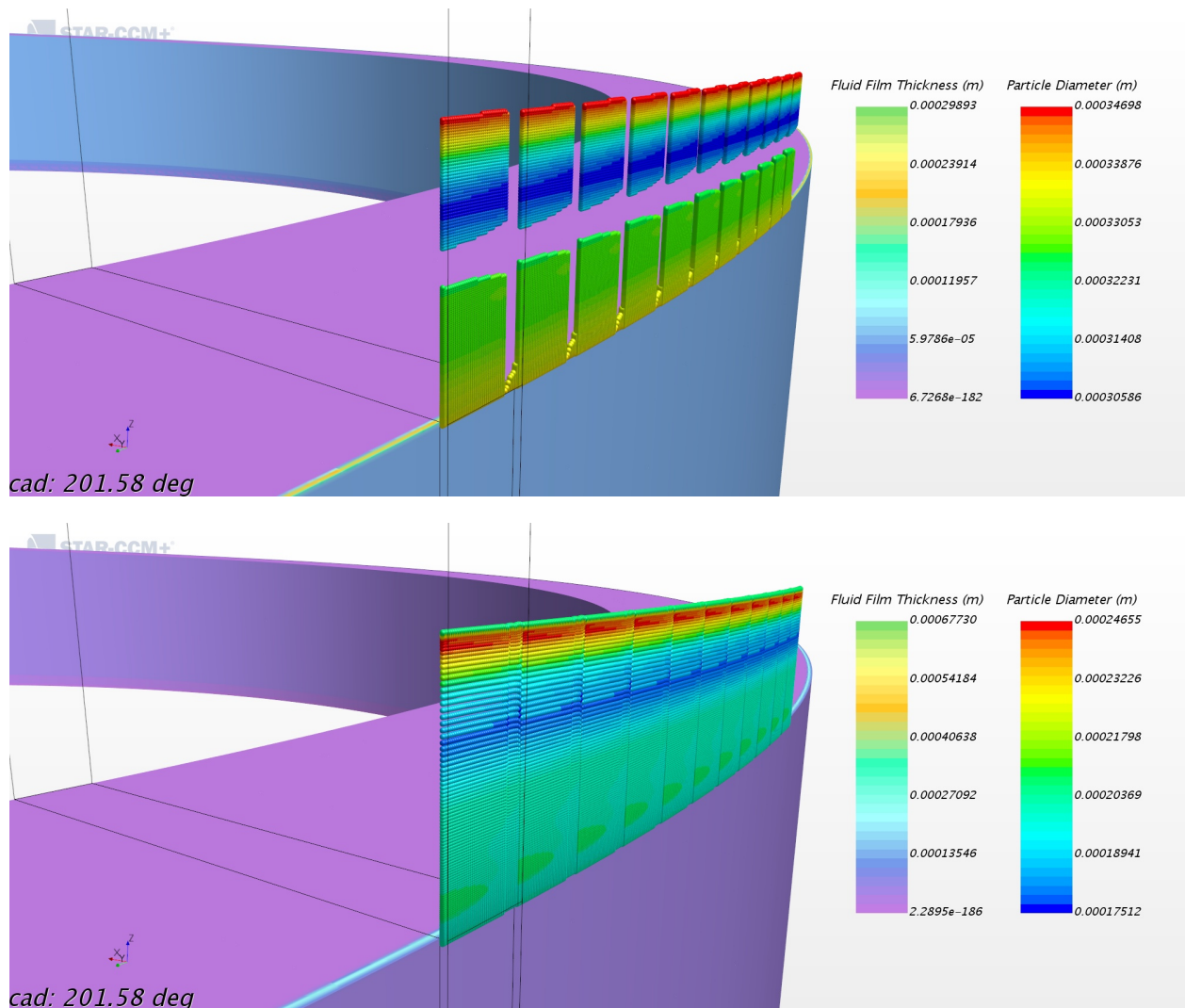


Figura 4.21: Liberación de gotas para $\beta = 201.58^\circ$ con $n=1800$ rpm (arriba) y con $n=3000$ rpm (abajo)

Se aprecian claramente las diferencias: para una velocidad de rotación menor, la cantidad de gotas liberadas es mucho menor, además de que no es continua. Este periodo en el que no se desprenden gotas se pudo apreciar también en la gráfica 4.16, pues para $n=1800$ rpm hay un tramo en el que el número de gotas es constante. Al contrario, para grandes velocidades de rotación no aparecen discontinuidades aunque el diámetro de las gotas es menor que para el caso de $n=1800$ rpm. Sin embargo, en la gráfica 4.18 se pudo observar que al aumentar el régimen de giro la masa de gotas es mayor, por lo que aunque el diámetro de estas sea menor, la gran cantidad de ellas sigue haciendo la diferencia de masa.

4.0.5. Estudio geométrico I. Modificación de la distancia entre el pistón y la pared del cilindro

Influencia del espesor inicial de la capa límite

Se ha modificado la geometría y se ha establecido una distancia de $80 \mu m$ entre el pistón y la pared del cilindro. En primer lugar, se han repetido los cálculos para los espesores iniciales de $e_i = 50 \mu m$, $e_i = 55 \mu m$, $e_i = 60 \mu m$ para poderlos comparar con la geometría inicial. Los casos asociados a esta geometría serán los correspondientes a g_2 , mientras que g_1 hace alusión a la geometría inicial, con $65 \mu m$ de hueco.

En la tabla 4.6 se indica el momento en que comienzan a liberarse las gotas y los correspondientes valores del ángulo de cigüeñal. A partir de estos resultados en los que se aprecia que los tiempos en los que comienza el desprendimiento son muy similares, se puede concluir que el espesor de la capa límite no tiene gran influencia en dicho desprendimiento.

<i>Espesor inicial</i> (μm)	<i>Tiempo</i> (<i>ms</i>)	<i>Ángulo del cigüeñal</i> ($^\circ$)
50 (g_1)	1.97	183.64
55 (g_1)	1.88	182.56
60 (g_1)	1.86	182.32
50 (g_2)	1.98	183.76
55 (g_2)	1.89	182.68
60 (g_2)	1.87	182.44

Tabla 4.6: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos espesores iniciales y para las geometrías g_1 y g_2

No obstante, según los datos de la tabla 4.6 y de la gráfica 4.22, se observa claramente que el cambio de geometría ha supuesto un pequeño retardo en el comienzo de liberación de gotas y un aumento en la masa de estas. Esto se puede deber a que como el hueco entre el pistón y el cilindro ahora es mayor, al seguir siendo la capa límite de los mismos espesores, dicho hueco no está tan “lleno” y costará más que se desprendan gotas.

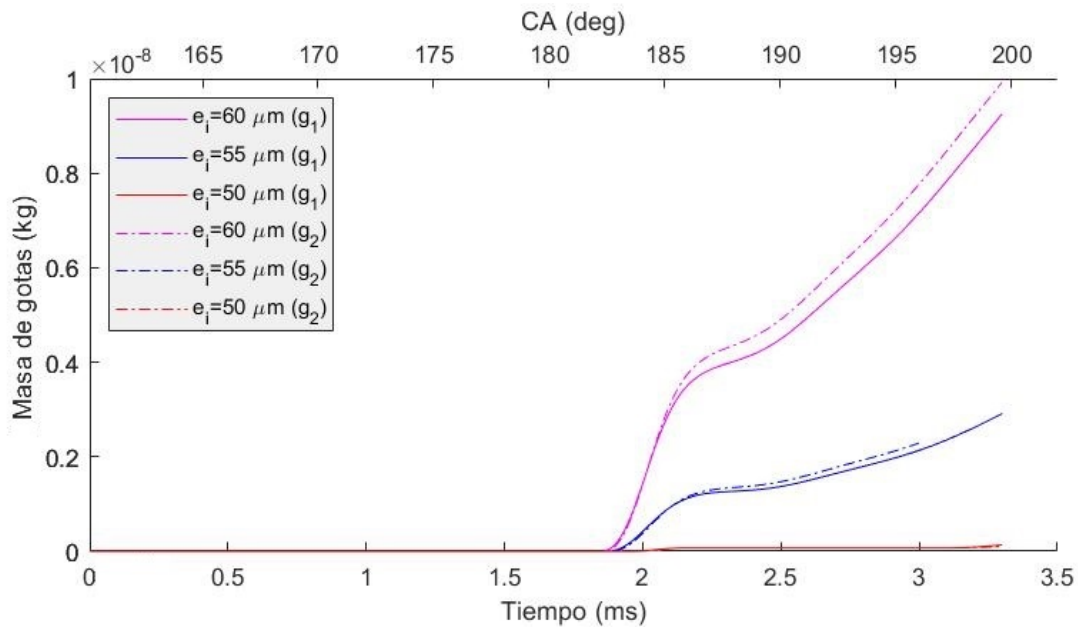


Figura 4.22: Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos espesores iniciales de la capa límite y para las geometrías g_1 y g_2

Como no se ha observado grandes cambios en la evolución de la capa límite y para mayor facilidad de comprensión de las gráficas, en los siguientes apartados se realizará un análisis del espesor en los mismos tres planos indicados en la figura 4.3, comparando solo dos valores del parámetro en estudio para las dos geometrías.

Igual que para la geometría base, durante el tratamiento de datos se observó que el espesor es constante en la parte superior del pistón con las dos geometrías, mientras que cerca de la base este disminuye. En la gráficas 4.23 se puede observar que al aumentar la distancia del pistón a la pared del cilindro el espesor de la capa límite disminuye más lentamente, aunque esta diferencia es muy pequeña. Esto se puede deber a que con la primera geometría, la pared del cilindro estaba más cerca de la capa límite y podría afectar a los cálculos y hacer que estos fueran menos precisos.

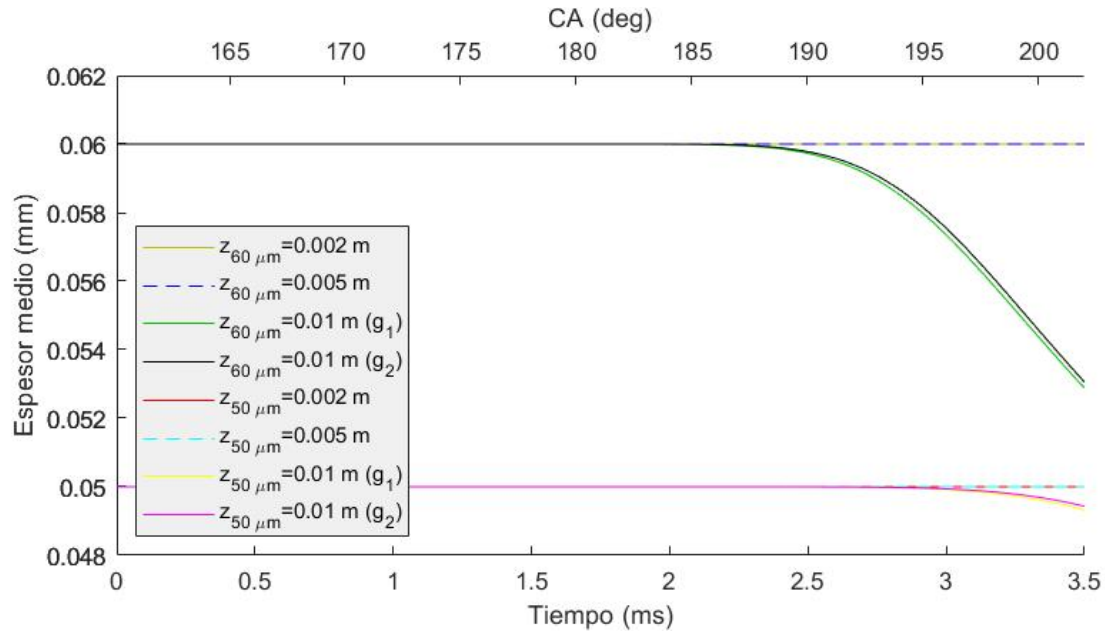


Figura 4.23: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para espesores iniciales de la capa límite de $e_i = 60 \mu m$ y $e_i = 50 \mu m$ para las geometrías g_1 y g_2

Influencia del régimen de giro

Para la primera geometría se observaba que este estudio tenía influencia en el tiempo de liberación de gotas, pero no en el correspondiente ángulo de giro del cigüeñal, que era prácticamente el mismo para todos los regímenes de giro. En este caso, según la gráfica 4.24 y la tabla 4.7 se comprueba que la tendencia que sigue es la misma, con un pequeño retardo despreciable de 0.01 ms de esta geometría con respecto a la inicial para $n=1800$ rpm y $n=2000$ rpm.

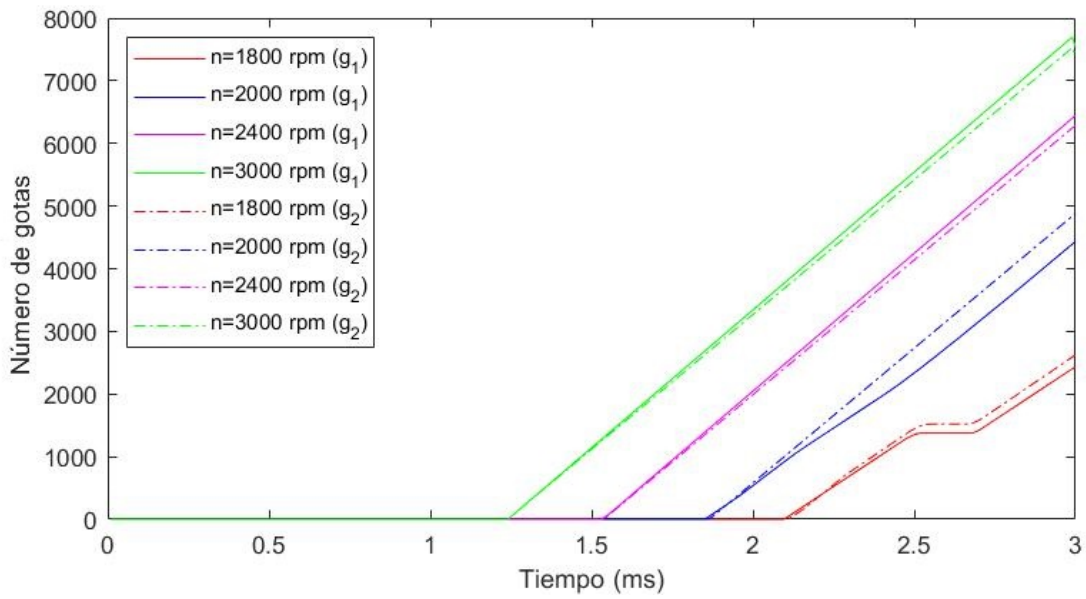


Figura 4.24: Comparación de la evolución del inicio de desprendimiento de gotas para distintos regímenes de giro en función del tiempo y para las geometrías g_1 y g_2

<i>Régimen de giro (rpm)</i>	<i>Tiempo (ms)</i>	<i>Ángulo del cigüeñal(°)</i>
1800 (g_1)	2.1	182.68
2000 (g_1)	1.86	182.32
2400 (g_1)	1.54	182.17
3000 (g_1)	1.25	182.50
1800 (g_2)	2.11	182.79
2000 (g_2)	1.87	182.44
2400 (g_2)	1.54	182.17
3000 (g_2)	1.25	182.50

Tabla 4.7: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos regímenes de giro y para las geometrías g_1 y g_2

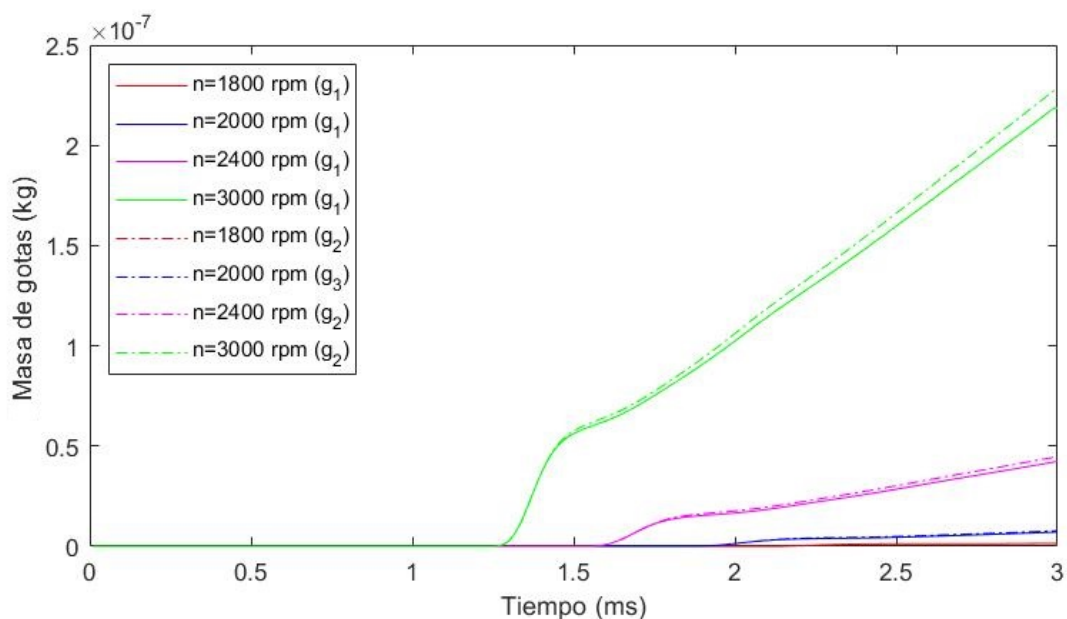


Figura 4.25: Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos regímenes de giro y para las geometrías g_1 y g_2

En cuanto a la evolución de la masa de gotas, en la gráfica 4.25 se aprecia que al aumentar el régimen de giro, la masa se incrementa también, y alcanza valores ligeramente superiores para la segunda geometría.

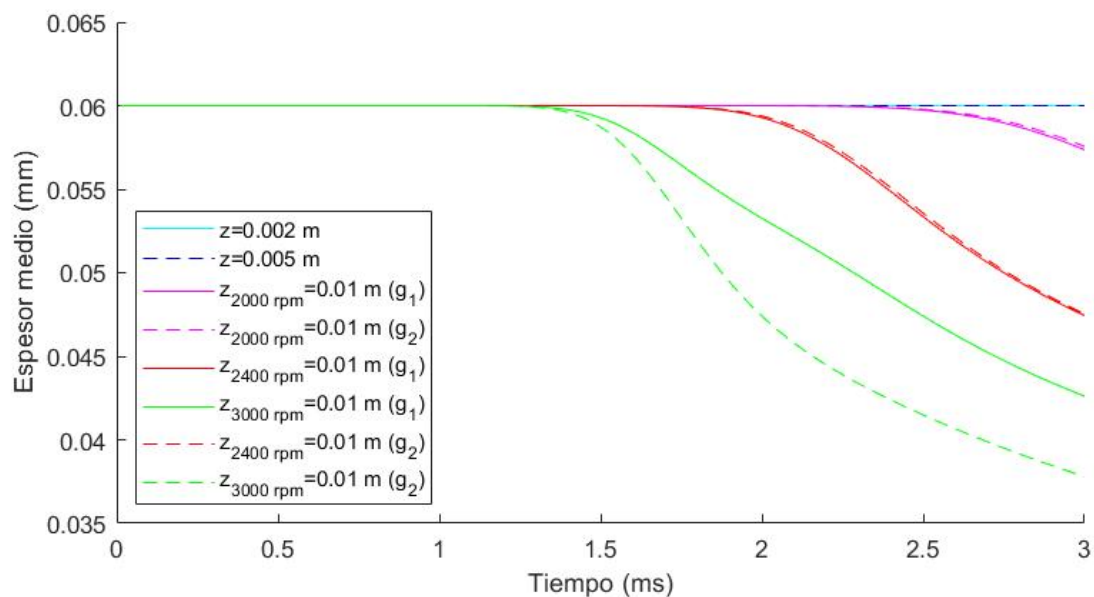


Figura 4.26: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para regímenes de giro de 2000 rpm, 2400 rpm y 3000 rpm para las geometrías g_1 y g_2

Por otra parte, el espesor para velocidades de giro pequeñas no parece verse afectado prácticamente al cambiar de geometría, sin embargo, para $n=3000$ rpm la disminución de la

capa límite se produce más rápidamente para la segunda geometría.

Influencia del la proporción de la mezcla aceite-octano

A continuación se presentan los resultados del análisis de la influencia de la proporción aceite-octano en la mezcla para la nueva geometría. De los valores indicados en la tabla 4.8 se puede observar que para la geometría modificada g_2 dicha proporción del aceite no influye en absoluto en el instante de inicio del desprendimiento de gotas. Un fenómeno similar ya se había observado para la geometría inicial.

<i>Proporción aceite – octano(%)</i>	<i>Tiempo (ms)</i>	<i>Ángulo del cigüeñal(°)</i>
70 (g_1)	1.86	182.32
65 (g_1)	1.86	182.32
60 (g_1)	1.86	182.32
55 (g_1)	1.87	182.44
70 (g_2)	1.87	182.44
65 (g_2)	1.87	182.44
60 (g_2)	1.87	182.44
55 (g_2)	1.87	182.44

Tabla 4.8: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano y para las geometrías g_1 y g_2

La masa por el contrario sí que se ve afectada, de manera que para la nueva geometría la masa de gotas será mayor en cada caso como indica la gráfica 4.27.

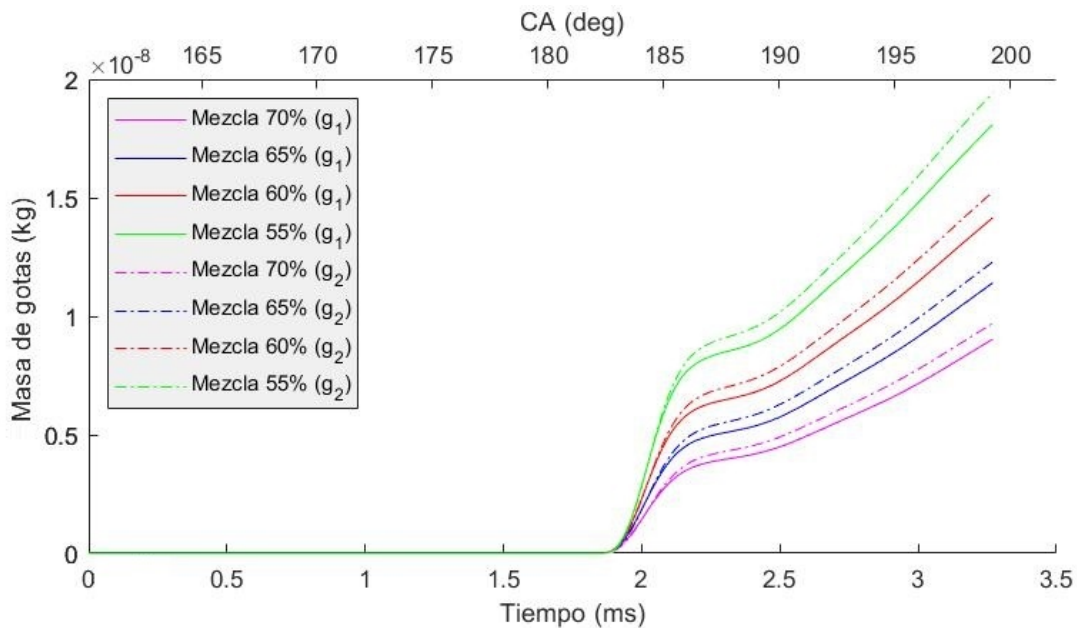


Figura 4.27: Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano y para las geometrías g_1 y g_2

En cuanto a la evolución de la capa límite, en la gráfica 4.28 se aprecia que al cambiar de geometría, la capa límite disminuye ligeramente más lento. Algo similar ocurriría con la variación del espesor inicial, por lo que en este caso podría ser por la misma razón: debido a que la pared del cilindro ahora se encuentra más alejada.

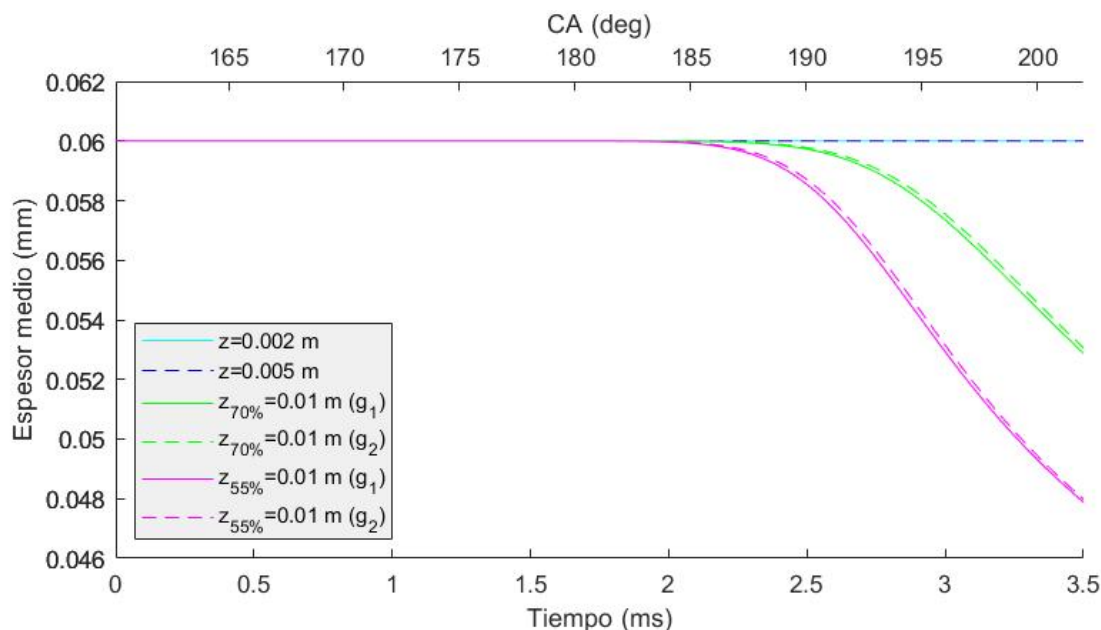


Figura 4.28: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas del 70 % y 55 % de aceite para las geometrías g_1 y g_2

Influencia de las propiedades del aceite

Se ha repetido el análisis de cómo influye la variación de la densidad, viscosidad y tensión superficial con la geometría 2 pero más simplificado. Los resultados obtenidos se compararán con los de la geometría inicial.

- Análisis de la variación de la densidad

Se han tabulado los tiempos y sus correspondientes ángulos de giro del cigüeñal al que comienza el desprendimiento de gotas en la tabla 4.9, en la que se puede apreciar que no hay dependencia de la densidad con el momento de inicio con la segunda geometría, puesto que se produce en el mismo instante.

<i>Densidad(kg/m³)</i>	<i>Tiempo (ms)</i>	<i>Ángulo del cigüeñal(°)</i>
900.00 (g_1)	1.87	182.44
763.47 (g_1)	1.86	182.32
700.00 (g_1)	1.87	182.44
900.00 (g_2)	1.87	182.44
763.47 (g_2)	1.87	182.44
700.00 (g_2)	1.87	182.44

Tabla 4.9: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas densidades y para las geometrías g_1 y g_2

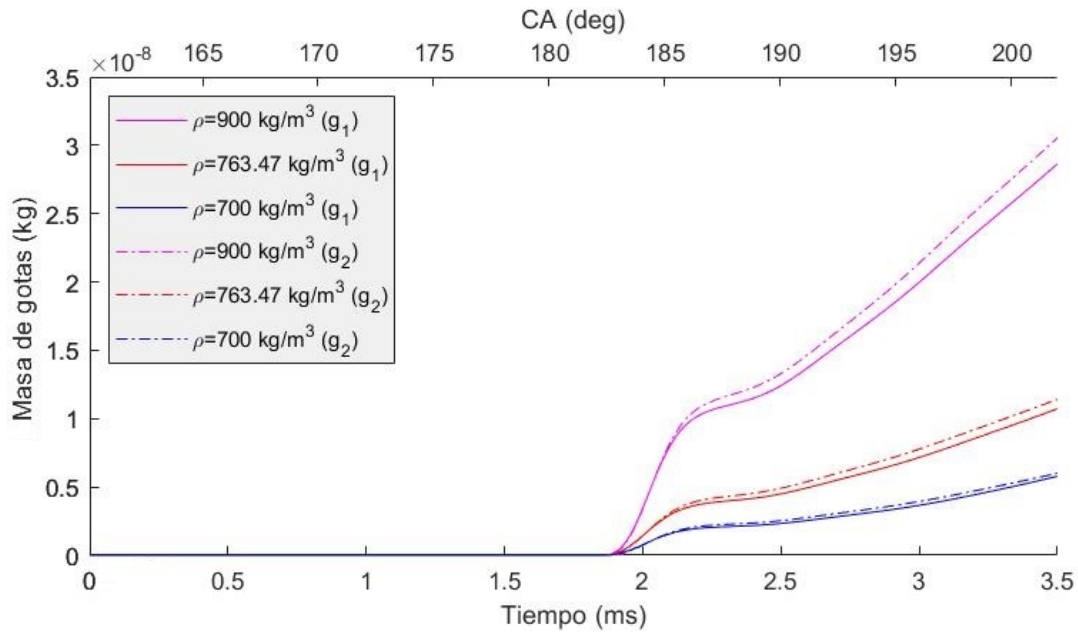


Figura 4.29: Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas densidades del aceite y para las geometrías g_1 y g_2

Como se ha estado viendo hasta el momento, se observa un aumento de masa de gotas con la geometría 2 con respecto a la inicial y la tendencia sigue siendo la misma que la de la geometría 1.

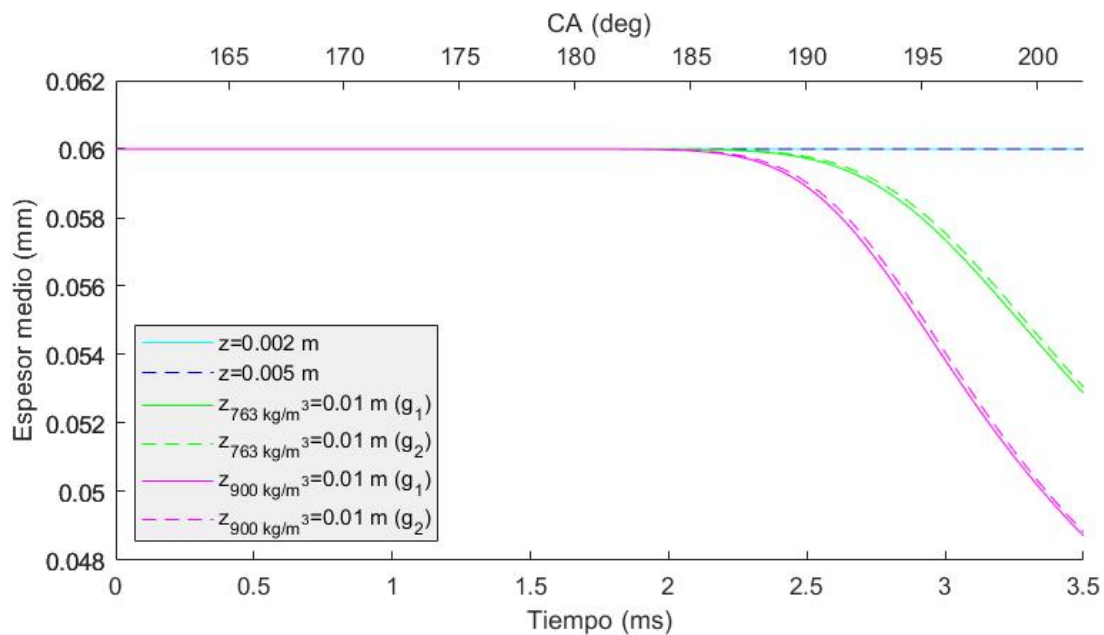


Figura 4.30: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas densidades para las geometrías g_1 y g_2

Con la variación de densidad se observa el mismo fenómeno: espesor constante en la parte superior del pistón que no se ve afectada por el cambio de geometría, y dismi-

nución de la capa límite en la parte baja bastante similar para ambas geometrías pero un poco más lenta para la segunda geometría.

- Análisis de la variación de viscosidad dinámica

En el caso de la viscosidad, la diferencia en el momento de desprendimiento de gotas de una geometría a otra es despreciable, pues ocurre prácticamente en el mismo instante según indica la tabla 4.10.

<i>Viscosidad</i> (Pa · s)	<i>Tiempo</i> (ms)	<i>Ángulo del cigüeñal</i> (°)
0.01500 (g_1)	1.92	183.03
0.01036 (g_1)	1.86	182.32
0.00500 (g_1)	1.97	183.64
0.01500 (g_2)	1.93	183.15
0.01036 (g_2)	1.87	182.44
0.00500 (g_2)	1.97	183.64

Tabla 4.10: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas viscosidades dinámicas del aceite y para las geometrías g_1 y g_2

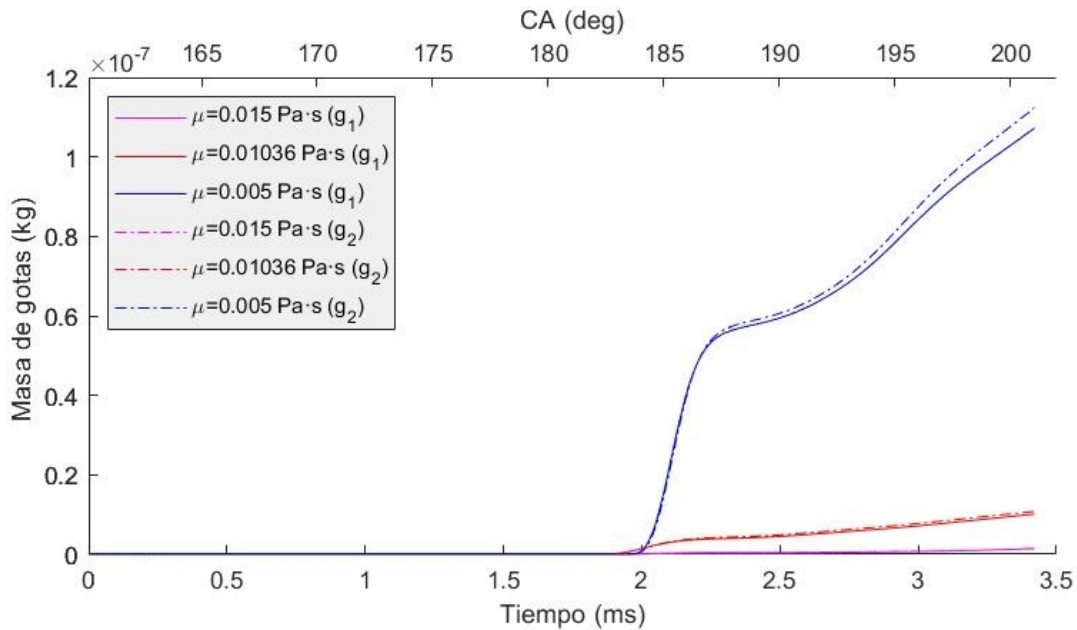


Figura 4.31: Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas viscosidades dinámicas del aceite y para las geometrías g_1 y g_2

En este caso también aumenta la masa con respecto a la geometría inicial, pero no de forma muy significativa. Se puede asumir por tanto que la variación de viscosidad no se ve afectada por el cambio de geometría, sobre todo para valores de viscosidad más elevados.

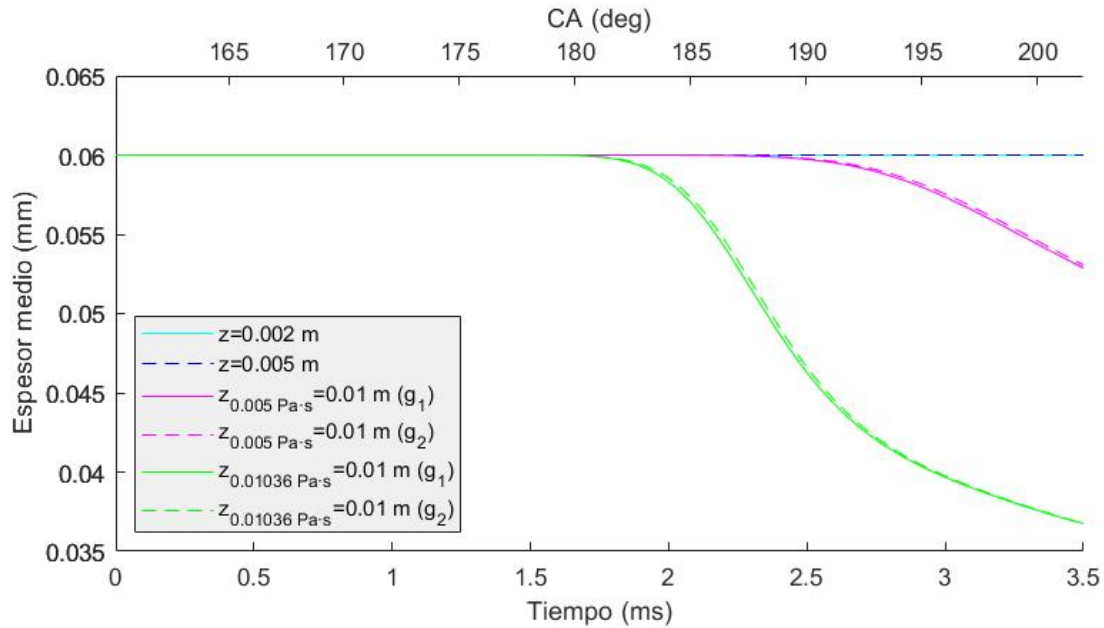


Figura 4.32: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas densidades para las geometrías g_1 y g_2

La variación de viscosidad no se ve influenciada significativamente con el cambio de geometría, pues las curvas que representan cada caso prácticamente se superponen. El espesor es constante e igual a $60 \mu\text{m}$ en la parte superior del pistón.

- Análisis de la variación de la tensión superficial

La tendencia seguida en este caso es igual a la de la geometría inicial como se puede ver en la tabla 4.11, pues a mayor tensión superficial, más tardan en desprenderse las gotas. Además, la diferencia entre las dos geometrías es despreciable, pues se trata de 0.01 ms para los casos de $\sigma = 0.05 \text{ N/m}$ y $\sigma = 0.02744 \text{ N/m}$.

<i>Tensión superficial</i> (N/m)	<i>Tiempo</i> (ms)	<i>Ángulo del cigüeñal</i> (°)
0.05000 (g_1)	1.91	183.03
0.02744 (g_1)	1.86	182.32
0.01500 (g_1)	1.83	181.96
0.05000 (g_2)	1.92	183.04
0.02744 (g_2)	1.87	182.44
0.01500 (g_2)	1.83	181.96

Tabla 4.11: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas tensiones superficiales del aceite y para las geometrías g_1 y g_2

La masa sigue la misma tendencia que en los estudios anteriores, como se aprecia en la gráfica 4.33: es ligeramente superior con la segunda geometría que con la primera.

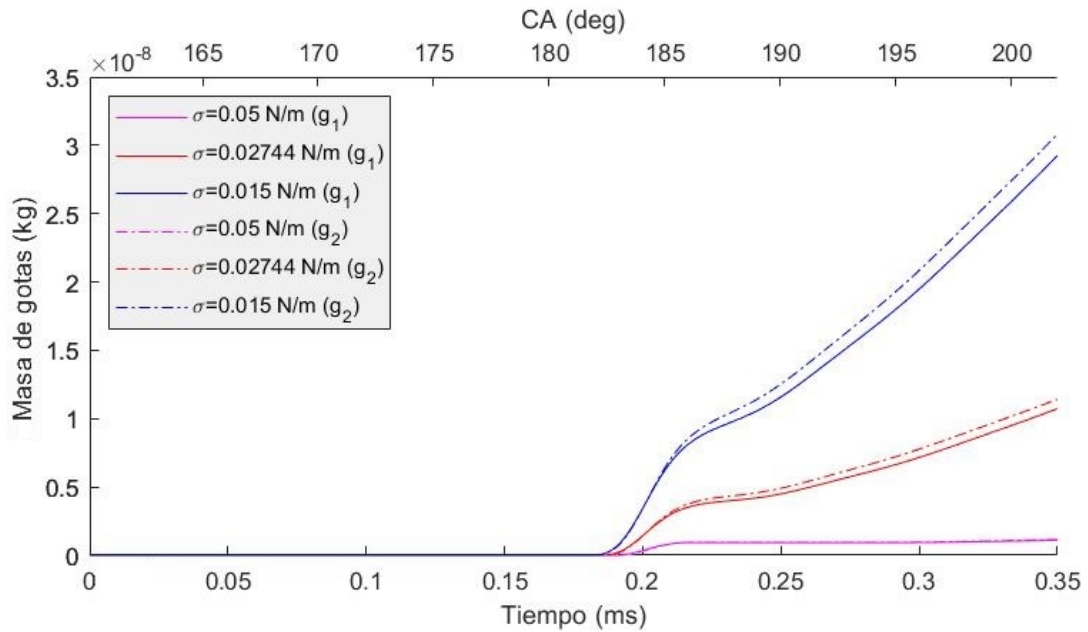


Figura 4.33: Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas tensiones superficiales del aceite y para las geometrías g_1 y g_2

En este caso en la gráfica 4.34 se aprecia como se superponen completamente las curvas con las distintas geometrías, por lo que estas no influyen en absoluto a la evolución de la capa límite variando la tensión superficial.

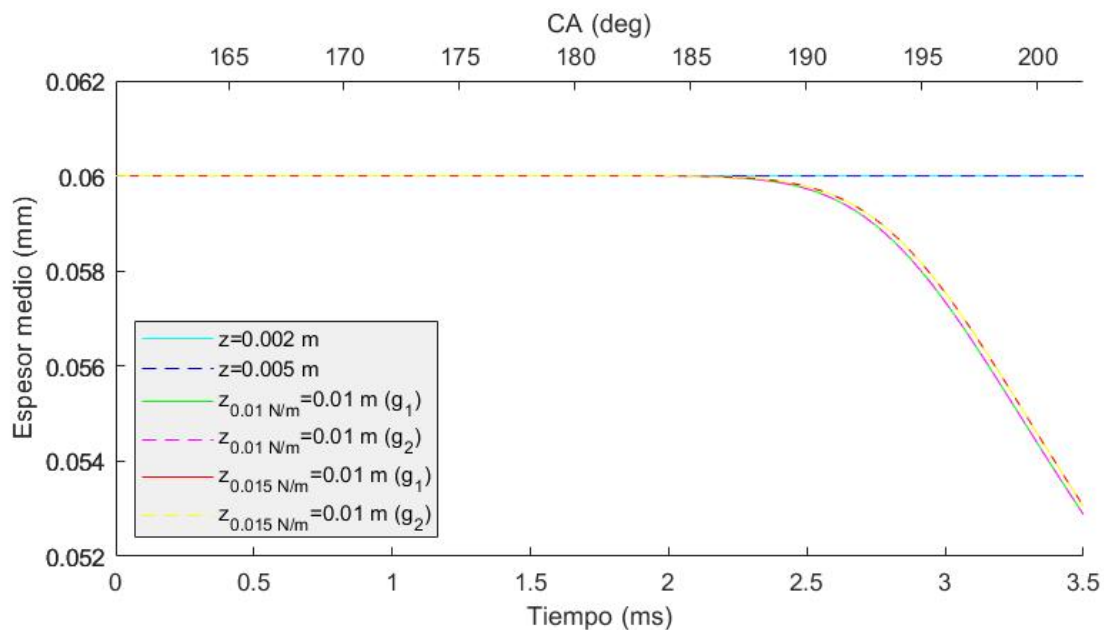


Figura 4.34: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas tensiones superficiales para las geometrías g_1 y g_2

4.0.6. Estudio geométrico II. Modificación de la superficie *Liner Bottom*

Influencia del espesor inicial de la capa límite

Esta nueva geometría se ha denominado g_3 y también se comparará con la inicial, g_1 . En este estudio se ha reducido la longitud la superficie *Liner Bottom* a la mitad, y se han repetido los análisis anteriores. Con esto, el tercer plano establecido para calcular el espesor de la capa límite queda fuera de la geometría de estudio, por lo que solo se estudiarán los resultados de los dos primeros planos, que se muestran en la imagen 4.35. También cabría destacar que para g_3 la distancia del segundo plano a la base no es la misma que del tercero a la base para la geometría inicial, pues dichos planos están situados a la misma distancia fija medida desde la cámara de combustión.

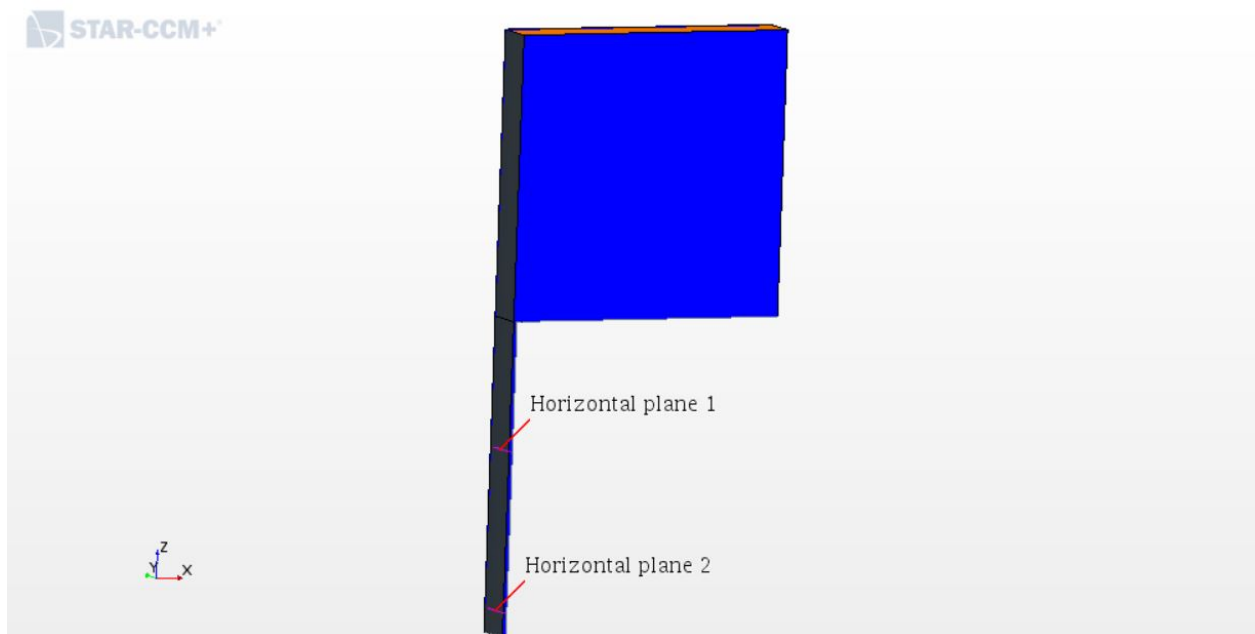


Figura 4.35: Superficies en las que se mide la capa límite en g_3

<i>Espesor inicial</i> (μm)	<i>Tiempo</i> (ms)	<i>Ángulo del cigüeñal</i> ($^\circ$)
50 (g_1)	1.97	183.64
55 (g_1)	1.88	182.56
60 (g_1)	1.86	182.32
50 (g_3)	1.97	183.64
55 (g_3)	1.88	182.56
60 (g_3)	1.86	182.32

Tabla 4.12: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos espesores iniciales y para las geometrías g_1 y g_3

En primer lugar, en la tabla 4.12 se han indicado los tiempos y ángulos de giro del

cigüeñal a los que se empiezan a desprender gotas, y se puede observar claramente que son exactamente los mismos con la tercera geometría que con la inicial.

Además, en la gráfica 4.36 se muestra como las curvas se superponen, mostrando la misma tendencia para los tres casos de espesor inicial $e_i = 50 \mu m$, $e_i = 55 \mu m$ y $e_i = 60 \mu m$. Por tanto, la masa no se ve afectada por el cambio de geometría.

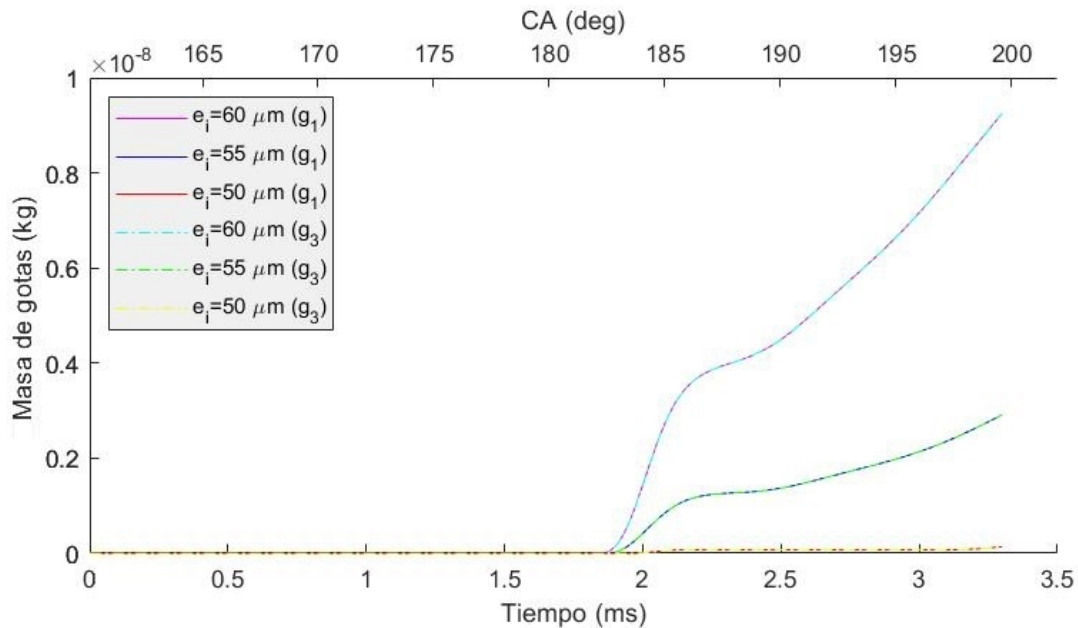


Figura 4.36: Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos espesores iniciales de la capa límite y para las geometrías g_1 y g_3

Al recortar la longitud del *Liner Bottom* la evolución del espesor de la capa límite a la altura del segundo plano ya no es igual para las dos geometrías. Mientras que para g_1 es constante para los dos casos de espesor inicial ($60 \mu m$ y $50 \mu m$), para g_3 disminuye. Como se aprecia en la gráfica 4.37, este descenso se produce con antelación que para el plano 3 de g_1 , a pesar de que las gotas surgen prácticamente a la vez con ambas geometrías.

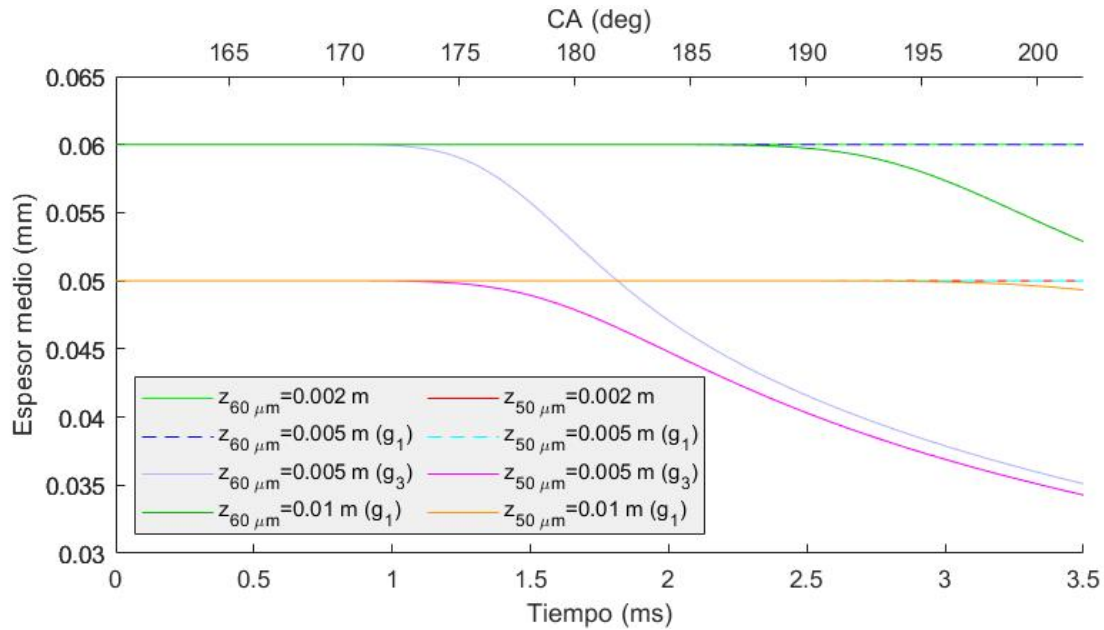


Figura 4.37: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para espesores iniciales de la capa límite de $e_i = 60 \mu\text{m}$ y $e_i = 50 \mu\text{m}$ para las geometrías g_1 y g_3

Influencia del régimen de giro

Repitiendo con la tercera geometría este estudio se obtiene que, como muestran la gráfica 4.38 y la tabla 4.13, no se observa ninguna diferencia con respecto a la primera geometría: los tiempos de surgimiento de gotas y las rectas que lo representan son idénticos.

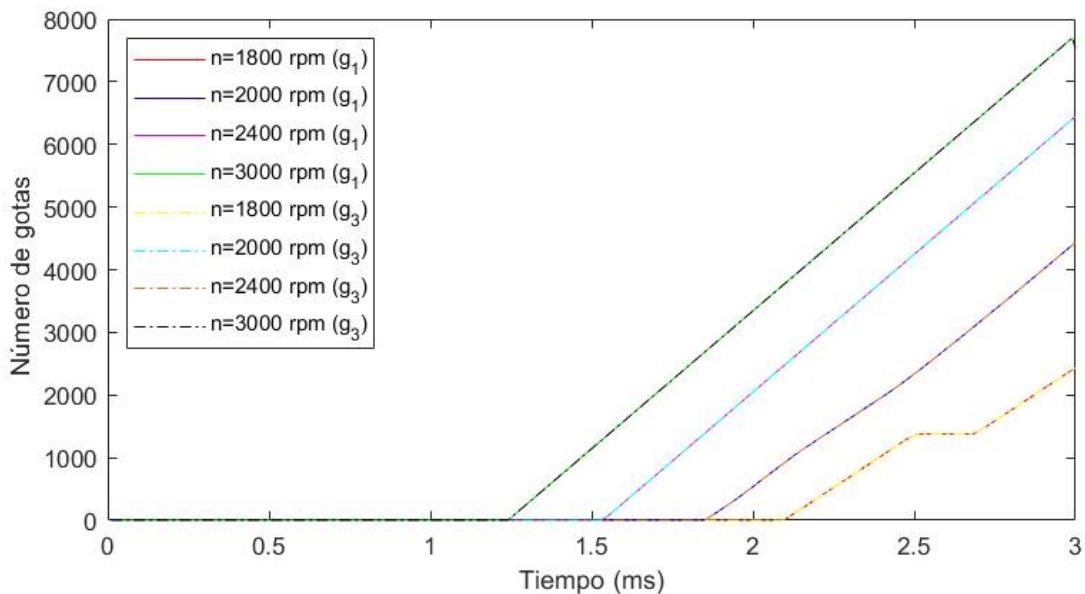


Figura 4.38: Comparación de la evolución del inicio de desprendimiento de gotas para distintos regímenes de giro en función del tiempo y para las geometrías g_1 y g_3

Régimen de giro (rpm)	Tiempo (ms)	Ángulo del cigüeñal(°)
1800 (g_1)	2.1	182.68
2000 (g_1)	1.86	182.32
2400 (g_1)	1.54	182.17
3000 (g_1)	1.25	182.50
1800 (g_3)	2.1	182.68
2000 (g_3)	1.86	182.32
2400 (g_3)	1.54	182.17
3000 (g_3)	1.25	182.50

Tabla 4.13: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintos regímenes de giro y para las geometrías g_1 y g_3

En la masa tampoco se aprecia influencia del cambio de geometría, pues como muestra la gráfica 4.39 las rectas se superponen nuevamente.

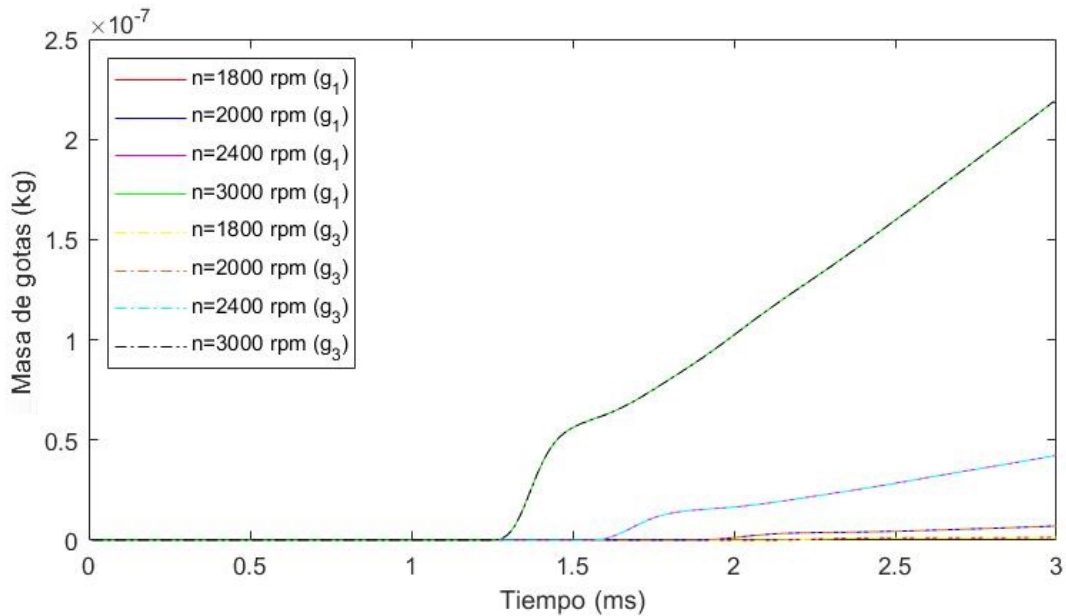


Figura 4.39: Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintos regímenes de giro y para las geometrías g_1 y g_3

En cuanto al espesor, se observa que al aumentar el régimen de giro y para g_3 la disminución del espesor es más rápida que para la geometría inicial. Además, comparado con el análisis de variación de espesor inicial, la capa límite empieza a disminuir incluso antes. Esto se puede deber a la gran velocidad del pistón junto con la menor cantidad de líquido existente en la nueva geometría en la que el recorrido del pistón es más corto. Sin embargo, el surgimiento de gotas se produce a la vez para las dos geometrías, por lo que para que el líquido a la altura de dicho plano 3 se reduzca, se tiene que estar acumulando en otra parte del resquicio.

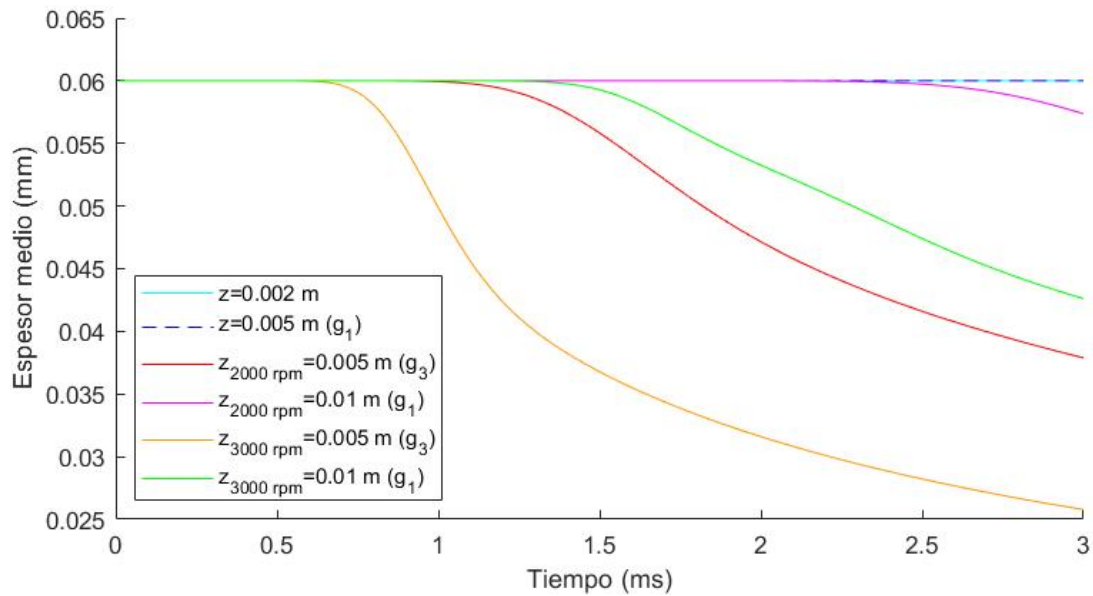


Figura 4.40: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para regímenes de giro de 2000 rpm, 2400 rpm y 3000 rpm para las geometrías g_1 y g_3

Influencia del la proporción de la mezcla aceite-octano

En la tabla 4.14 se indican los tiempos del comienzo del desprendimiento de gotas para las geometrías g_1 y g_3 . Se puede observar que en este caso también son idénticos, por lo que no dependen del cambio de geometría realizado.

<i>Proporción aceite – octano (%)</i>	<i>Tiempo (ms)</i>	<i>Ángulo del cigüeñal(°)</i>
70 (g_1)	1.86	182.32
65 (g_1)	1.86	182.32
60 (g_1)	1.86	182.32
55 (g_1)	1.87	182.44
70 (g_3)	1.86	182.32
65 (g_3)	1.86	182.32
60 (g_3)	1.86	182.32
55 (g_3)	1.87	182.44

Tabla 4.14: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano y para las geometrías g_1 y g_3

Para la masa se observa el mismo fenómeno en la gráfica 4.41, que esta no se ve afectada por el cambio de geometría.

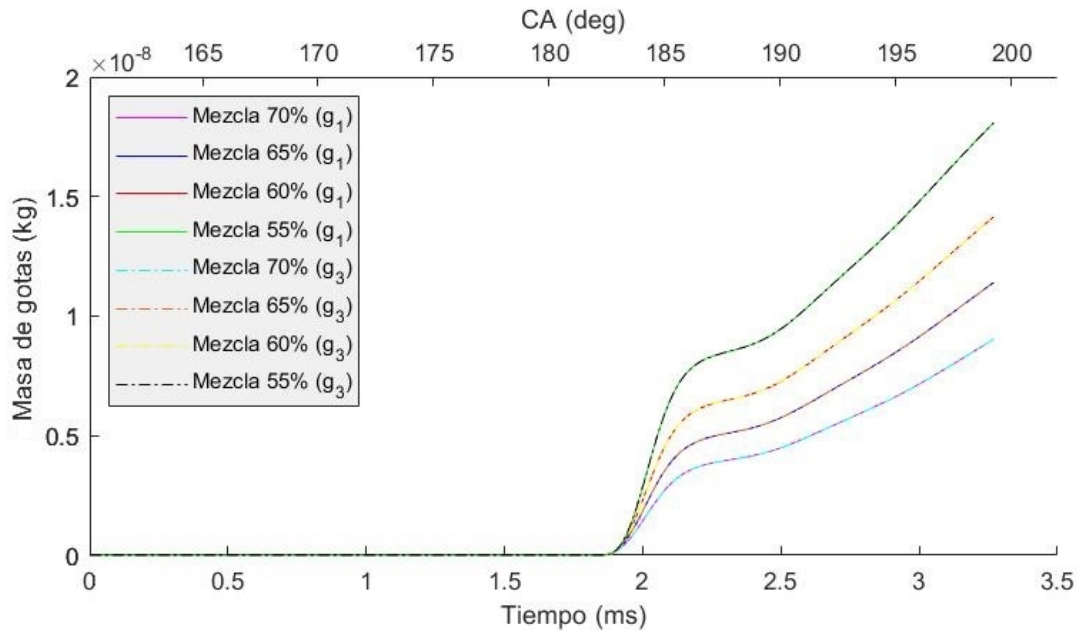


Figura 4.41: Comparación de la evolución de la masa de gotas de la masa total al inicio de desprendimiento para distintas proporciones de la mezcla aceite-octano y para las geometrías g_1 y g_3

Con la tercera geometría la variación del espesor a la altura del plano 3 tiene la misma forma para los dos casos (70 % y 55 % aceite). Igual que en casos anteriores, la capa límite empieza a disminuir antes con g_3 , pero parece que para ambas geometrías el espesor disminuye con la misma velocidad.

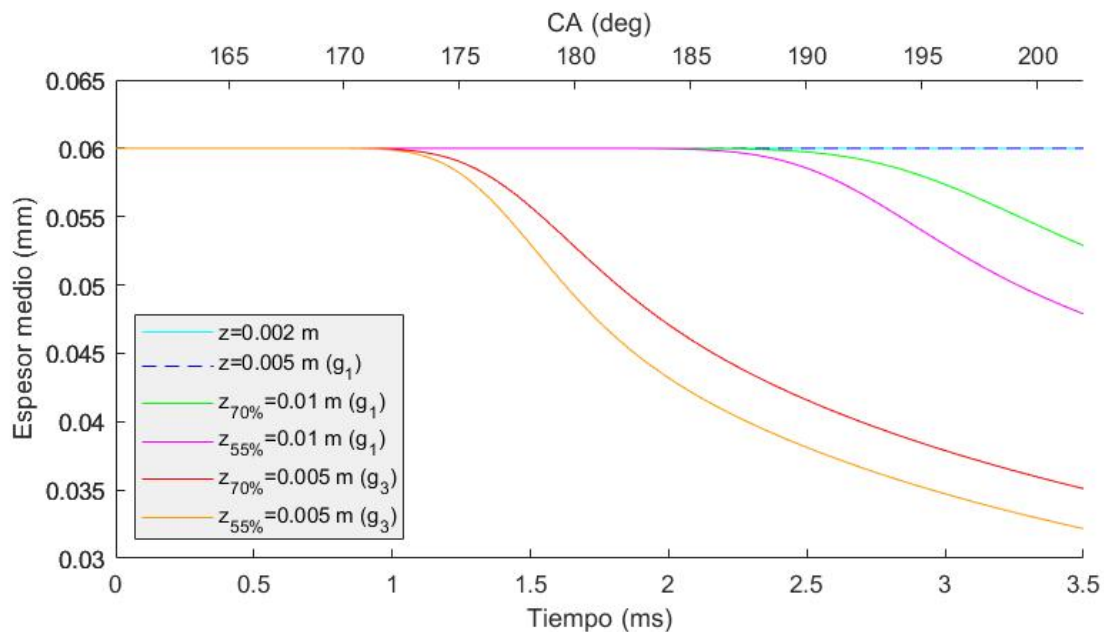


Figura 4.42: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas del 70 % y 55 % de aceite para las geometrías g_1 y g_3

Influencia de las propiedades del aceite

Se realiza nuevamente el mismo análisis de la variación de la densidad, viscosidad y tensión superficial simplificado con la geometría 3.

- Análisis de la variación de la densidad

Se repiten los cálculos con la nueva geometría para distintas densidades y se obtienen los mismos tiempos y ángulos de giro de cigüeñal de inicio de desprendimiento de gotas que para la geometría inicial como se observa en la tabla 4.15.

<i>Densidad(kg/m³)</i>	<i>Tiempo (ms)</i>	<i>Ángulo del cigüeñal(°)</i>
900.00 (g_1)	1.87	182.44
763.47 (g_1)	1.86	182.32
700.00 (g_1)	1.87	182.44
900.00 (g_3)	1.87	182.44
763.47 (g_3)	1.86	182.32
700.00 (g_3)	1.87	182.44

Tabla 4.15: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas densidades y para las geometrías g_1 y g_3

La evolución de la masa de gotas tampoco se ve afectada, como se observa en 4.43.

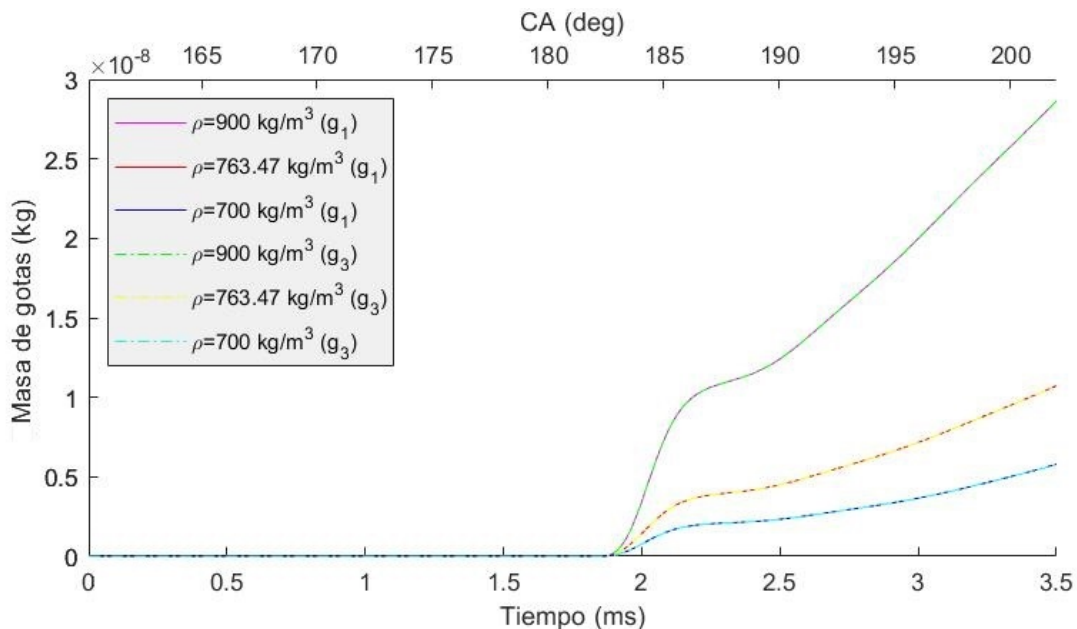


Figura 4.43: Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas densidades del aceite y para las geometrías g_1 y g_3

Con el cambio de geometría la disminución de la capa límite empieza a producirse con antelación y la pendiente es ligeramente más inclinada. En la parte superior del pistón

(en $z=0.002$ m para g_1 y g_3 y $z=0.005$ m solo para g_1) el espesor es contante e igual a $60 \mu\text{m}$.

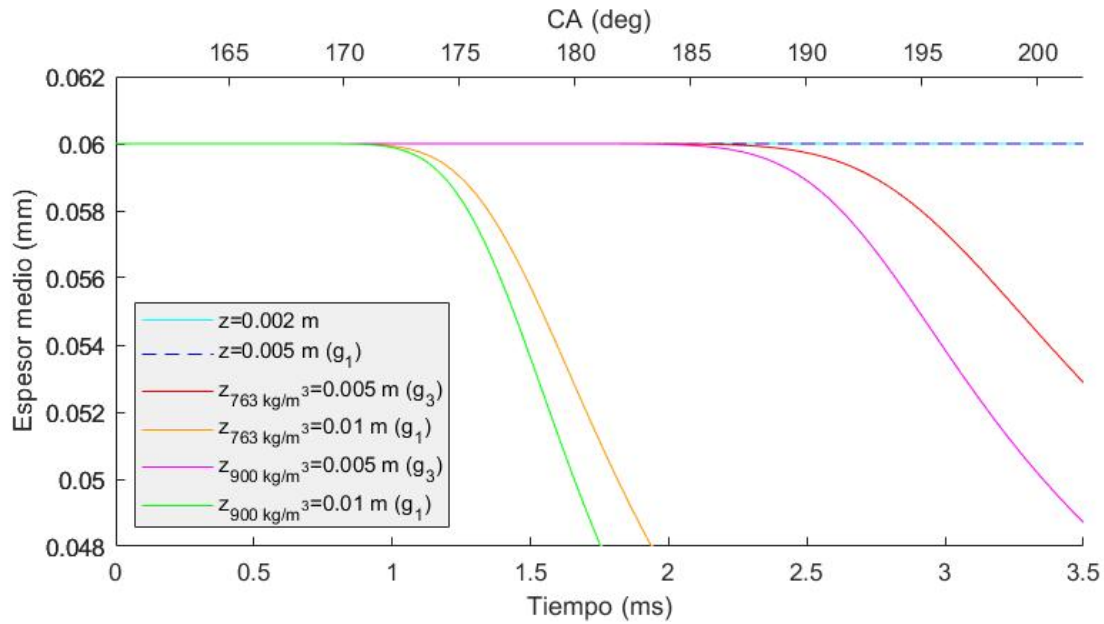


Figura 4.44: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas densidades para las geometrías g_1 y g_3

- Análisis de la variación de viscosidad dinámica

Según los valores de tiempo en el que se inicia la liberación de gotas indicados en la tabla 4.16 obtenidos de este estudio se puede apreciar como no existe diferencia entre la primera geometría y la tercera. Esto se aprecia también en la gráfica 4.45, puesto que la masa es la misma para las dos geometrías.

<i>Viscosidad(Pa · s)</i>	<i>Tiempo (ms)</i>	<i>Ángulo del cigüeñal(°)</i>
0.01500 (g_1)	1.92	183.03
0.01036 (g_1)	1.86	182.32
0.00500 (g_1)	1.97	183.64
0.01500 (g_3)	1.92	183.03
0.01036 (g_3)	1.86	182.32
0.00500 (g_3)	1.97	183.64

Tabla 4.16: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas viscosidades dinámicas del aceite y para las geometrías g_1 y g_3

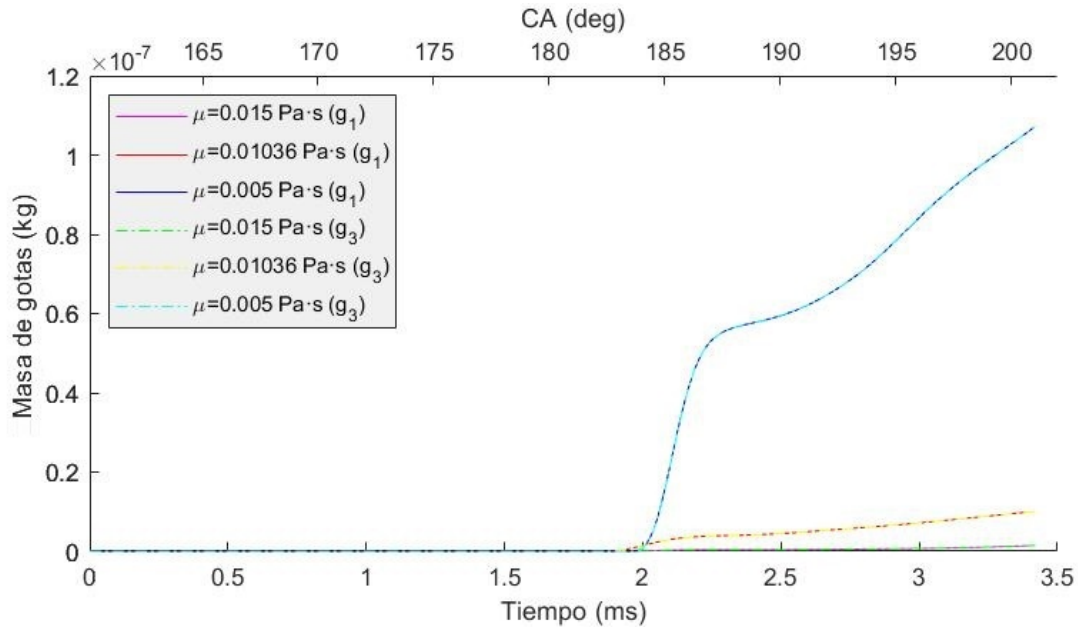


Figura 4.45: Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas viscosidades dinámicas del aceite y para las geometrías g_1 y g_3

En la gráfica 4.46 se observa que el espesor de la capa límite es constante en la parte superior del pistón. Además, para una viscosidad dinámica de $0.01036 Pa \cdot s$ las curvas de las distintas geometrías tienen la misma forma, aunque para g_3 la disminución de espesor ocurre antes y tiene mayor pendiente inicial.

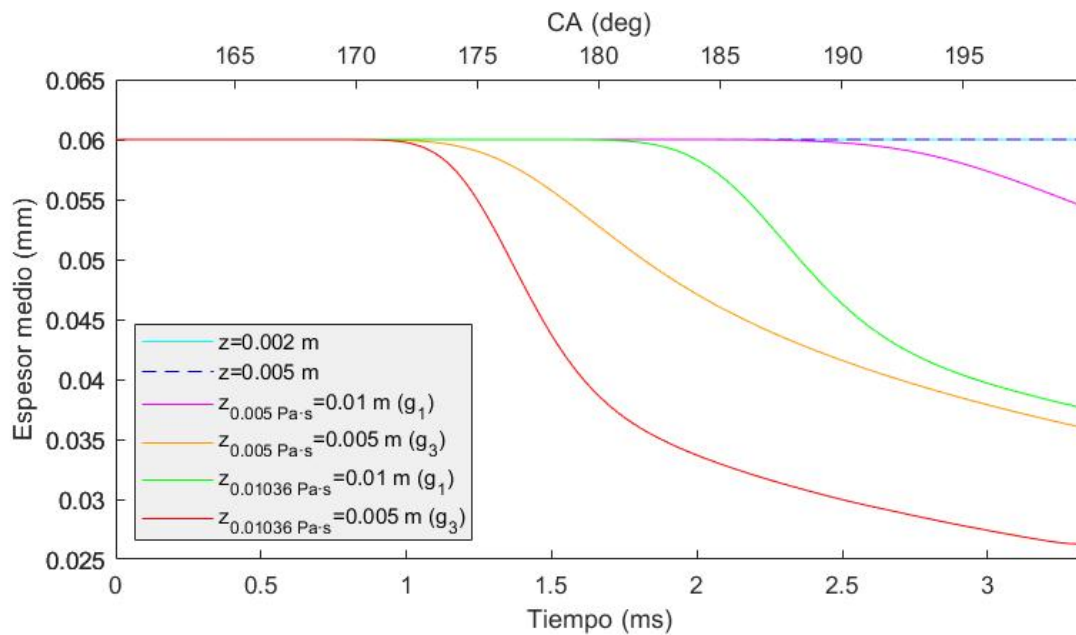


Figura 4.46: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas viscosidades para las geometrías g_1 y g_3

- Análisis de la variación de la tensión superficial

Finalmente se realiza el estudio de la viscosidad con la geometría g_3 y tampoco se obtiene variación con respecto a la geometría inicial en cuanto a tiempo de inicio de desprendimiento de gotas ni en cuanto a masa, como se muestra en la tabla 4.17 y en la gráfica 4.47

<i>Tensión superficial(N/m)</i>	<i>Tiempo (ms)</i>	<i>Ángulo del cigüeñal(°)</i>
0.05000 (g_1)	1.91	183.03
0.02744 (g_1)	1.86	182.32
0.01500 (g_1)	1.83	181.96
0.05000 (g_3)	1.91	183.03
0.02744 (g_3)	1.86	182.32
0.01500 (g_3)	1.83	181.96

Tabla 4.17: Tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al que comienza la liberación de gotas para distintas tensiones superficiales del aceite y para las geometrías g_1 y g_3

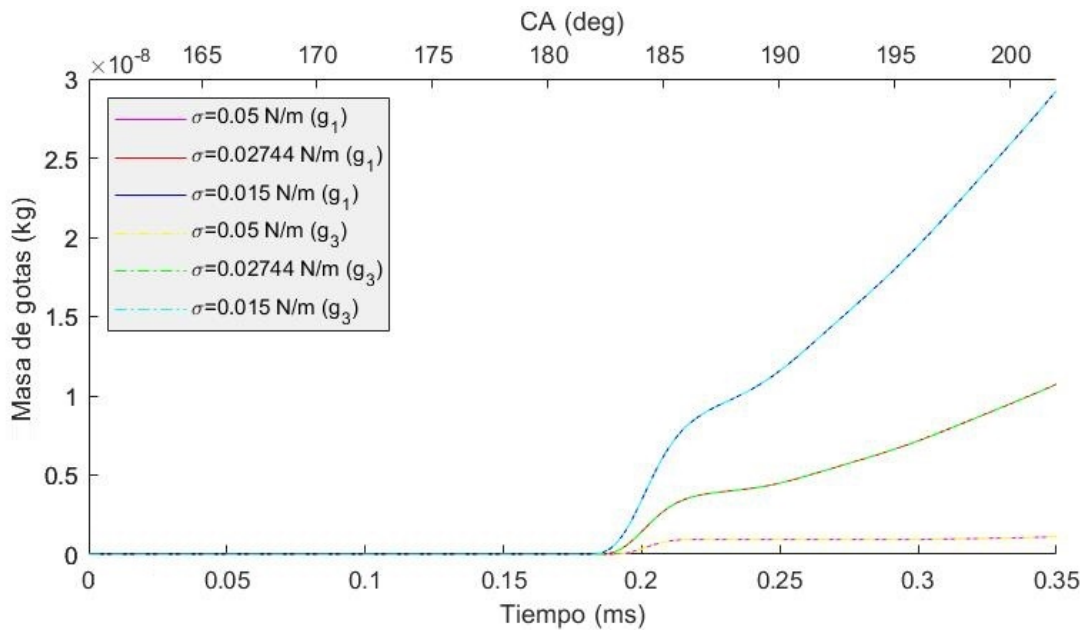


Figura 4.47: Comparación de la evolución de la masa de gotas del total al inicio de desprendimiento para distintas tensiones superficiales del aceite y para las geometrías g_1 y g_3

En cuanto a la evolución de espesor, al cambiar la geometría también se aprecia que la tensión superficial no afecta al espesor de la capa límite, pues es el mismo para 0.01 N/m y 0.015 N/m. La disminución de la capa límite en la parte inferior del pistón se produce con antelación y con mayor rapidez para g_3 .

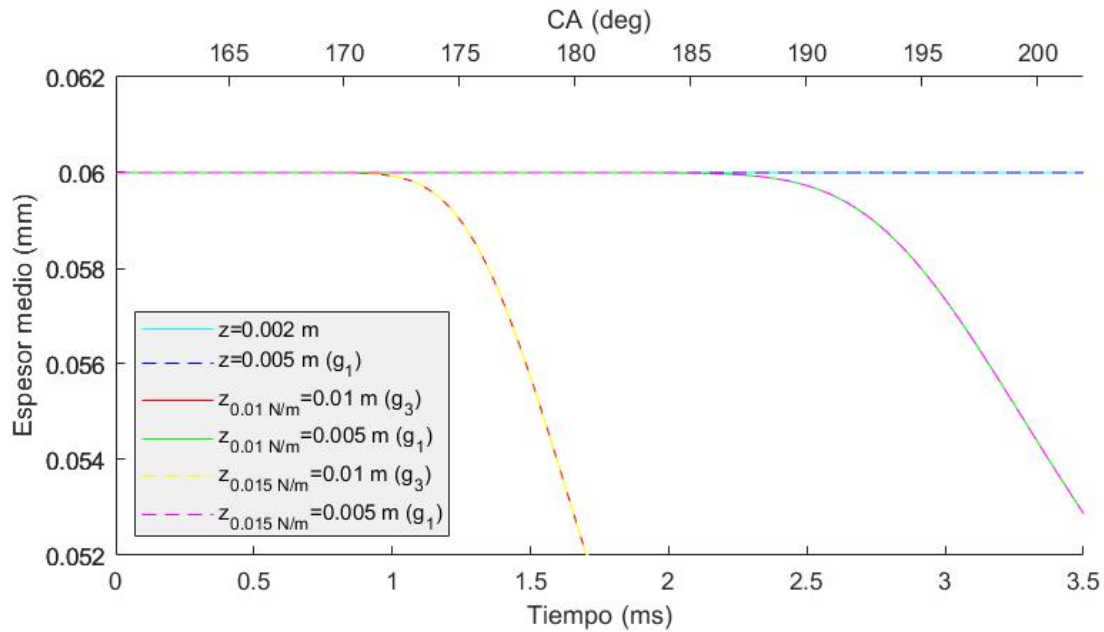


Figura 4.48: Comparación de la evolución del espesor medio al inicio de desprendimiento para mezclas de distintas tensiones superficiales para las geometrías g_1 y g_3

En resumen, se han realizado análisis de las propiedades, de las condiciones de funcionamiento y de geometría, y se ha comprobado que ninguno de estos estudios influye significativamente en el momento de liberación de gotas, dado que siempre se produce en el mismo rango de valores del ángulo de giro del cigüeñal, entre 181° y 184° . No obstante, sí que existe una tendencia en la masa de gotas desprendidas, pudiéndose comprobar que el parámetro que más influye es la viscosidad. Se ha observado que cuando se disminuye la tensión superficial, la viscosidad dinámica y la densidad, ya sea independientemente o a la vez, se liberan con mayor facilidad gotas, dando lugar a una mayor masa de estas en un menor intervalo tiempo. Un aumento de la masa puede deberse tanto al incremento del número de gotas como al diámetro de estas.

Además, en todos los casos se ha visto como disminuye la capa límite cerca de la base del pistón conforme se mueve mientras que en torno a su cabeza permanece constante. Este espesor depende en gran medida de la velocidad del pistón, y para la tercera geometría estudiada se produce antes del inicio del desprendimiento de gotas.

Por tanto, se ha concluido que se trata de un modelo poco sensible en cuanto a la estimación del tiempo y ángulo de giro del cigüeñal al inicio del desprendimiento de gotas, aunque sí que responde a la estimación de la masa de gotas y de la capa límite.

En el siguiente apartado se comentarán con mayor detalle las conclusiones de estos análisis.

Capítulo 5

Conclusiones y trabajos futuros

5.1. Conclusiones

A lo largo del trabajo se ha realizado el análisis de ciertos factores que podrían afectar al fenómeno de LSPI, como las propiedades y composición del aceite, las condiciones de funcionamiento o la geometría del pistón. Es importante recalcar que se trata de un estudio complejo sobre un fenómeno poco conocido y del que por tanto no se puede obtener mucha información. Además, se ha realizado con CFD mediante la aplicación de modelos que podrían representar de forma aproximada el fenómeno y ciertas simplificaciones, por lo que esta puede no ser la herramienta más adecuada para su estudio. Aún así, se ha llegado a varias conclusiones que se exponen a continuación.

En general en ninguno de los estudios realizados se ha observado una clara dependencia de alguna de las variables con respecto al momento de inicio del desprendimiento de gotas, puesto que en todos los casos este comienzo estaba entre los 181° y 184° de giro del cigüeñal y prácticamente en el mismo momento de tiempo. Por ello se ha concluido que el modelo establecido es muy poco sensible con respecto al tiempo de inicio del desprendimiento.

Por otra parte, en cuanto a la masa de gotas, sí han destacados algunos análisis frente a otros en los que los aumentos de masa al variar un parámetro son más notables. Estos estudios son los de variación de viscosidad y tensión superficial, que aumentan en un orden de magnitud, llegando al orden de 10^{-7} para los casos de menor tensión superficial (0.015 N/m) y menor viscosidad ($0.005 \text{ Pa} \cdot \text{s}$). También es significativa la variación del régimen de giro, sobre todo cuando se alcanzan altas velocidades que provocan un gran aumento de masa de gotas.

Mediante la variación de la proporción de aceite-octano se ha observado que las mezclas con mayor porcentaje de aceite, y por tanto más densas, viscosas y con mayor tensión superficial dan lugar a menor cantidad de gotas y el desprendimiento se produce más lentamente, de acuerdo con los resultados obtenidos de la evolución del espesor en la parte inferior de la geometría.

Con la variación de una de las propiedades del aceite manteniendo el resto constante se ha comprobado que a mayores densidades, mayor masa de gotas y más lentamente se reduce el espesor de la capa límite en la parte inferior del pistón. Además, al disminuir la viscosidad la masa de gotas aumenta y el espesor de la capa límite disminuye más rápidamente. La reducción de tensión superficial hace que la masa también aumente, pero en este caso la capa límite no se ve afectada, es la misma para las distintas tensiones.

El espesor inicial de la capa límite también influye en este fenómeno, de manera que un espesor mayor dará lugar a mayor masa de gotas y por tanto la disminución de la capa límite será más rápida.

Al aumentar la distancia entre el cilindro y el pistón, mediante la geometría g_2 se ha observado un aumento de la masa en todos los estudios realizados. Mientras, el espesor de la capa límite no se ve significativamente afectado, pero sí se aprecia una cierta variación, excepto para la tensión superficial que es la misma con las dos geometrías. La única variación significativa se observó en la evolución del espesor medio para $n=3000$ rpm, en la que dicho espesor disminuía más rápidamente para este régimen de giro.

Con la tercera geometría se ha podido comprobar que el acortamiento del *Liner Bottom* no influye en la masa de gotas en ninguno de los estudios, superponiéndose las curvas que representan a la geometría inicial con las de esta tercera geometría. Por el contrario, el espesor de la capa límite en la parte inferior del pistón sí se ve afectado, pues para la tercera geometría la disminución de la capa límite comienza a producirse con antelación.

En conclusión, los análisis más significativos son los de viscosidad, tensión superficial y velocidad de giro del pistón. Aunque no se ha obtenido una tendencia del comienzo de la liberación de gotas, se ha comprobado cual de estos análisis aproximados podrían tener más influencia en el LSPI para poderse aplicar a estudios posteriores.

5.2. Trabajos futuros

El estudio del LSPI se ha venido desarrollando durante muchos años, y dado que es un tema muy complejo la propuesta de trabajos futuros es muy amplia. Partiendo del análisis realizado en el presente trabajo, quedan muchos campos que podrían ser estudiados:

- Por una parte, se ha realizado el estudio solo para un tipo de mezcla con ciertos porcentajes de aceite-octano, variando una a una sus propiedades, por tanto, podría ser un proyecto ir modificando el tipo de mezcla y repetir el mismo estudio con distintas composiciones, variando también más de un parámetro a la vez.
- Se ha resuelto el problema con varias geometrías para estudiar influencia de la distancia de separación entre el pistón y la pared del cilindro y de la longitud del pistón. Sería interesante repetir este estudio redimensionando la geometría a unas medidas menores, que es uno de los objetivos del mundo del motor actualmente, disminuir el tamaño de los motores. Además, se podrían aplicar otras modificaciones a la geometría como la adición de un chafán en la cabeza del pistón.
- Para validar los resultados obtenidos se puede proponer un estudio experimental de la parte en la que se ha encontrado mayor tendencia a LSPI, puesto que un estudio completo, aunque sería lo ideal, requeriría un gasto económico muy elevado.
- Por otra parte, en este trabajo solo se estudia el fenómeno de LSPI producido por la detonación de gotas de aceite que se han introducido en la cámara de combustión. Sin embargo, hay otros factores que también hacen que se produzca, como se ha comentado en el capítulo 2. Por tanto, sería interesante estudiar por ejemplo la influencia de partículas sólidas que se hayan quedado en la cámara de combustión de una combustión anterior.

- Este trabajo se ha centrado en el estudio de varios parámetros para unas condiciones de presión y temperatura ambientes, pero también se podría estudiar para distintas condiciones.
- Dadas las temperaturas en el interior de una cámara de combustión, es muy probable que se produzca evaporación de una parte de la mezcla, aunque dependería de las propiedades de esta. Por ello, se podría incluir un modelo de evaporación para ampliar el estudio.
- A la hora de seleccionar las propiedades de la mezcla, se ha utilizado una base de datos, donde ya se han aplicado las proporciones y posteriormente se ha introducido en STAR-CCM+[®] como base de octano pero modificando dichas propiedades. Esto se podría haber hecho directamente en el programa, introduciendo dos líquidos que conformarían la capa límite (aceite y octano) y seleccionando su fracción másica correspondiente.

En general, como es un fenómeno muy complejo y cuya problemática se ha incrementado recientemente, hay muchos ámbitos desde los cuales puede ser abordado. Este Trabajo de Fin de Grado conformará una pequeña parte de todos los estudios que se tendrán que hacer para llegar a mayores conclusiones.

Capítulo 6

Pliego de condiciones

6.1. Condiciones del puesto de trabajo

En el periodo de realización del proyecto el trabajador se ve sometido a una serie de condiciones de trabajo que pueden influir en su salud, así como en su rendimiento. Como consecuencia de ello, es necesario regular dichas condiciones con el objetivo de minimizar los riesgos laborales que puedan suponer.

La normativa correspondiente al presente proyecto está regida en el Real Decreto 488/1997 del 14 de Abril, sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización. Entre ellas se encuentran un equipo provisto de pantalla de visualización , un teclado o dispositivo de adquisición de datos, un programa para la interconexión persona-máquina, accesorios ofimáticos y un asiento y mesa o superficie de trabajo, así como el un entorno laboral adecuado. Se tendrán en cuenta dichas variables para prever el tipo de riesgos a los que puede enfrentarse el trabajador:

- Tiempo de trabajo con la pantalla de visualización.
- Tiempo de atención requerida ante la pantalla, ya sea continua o discontinua.
- Exigencia y grado de complejidad de la tarea realizada en la pantalla.
- Necesidad de obtener información rápidamente.

Los siguientes riesgos son aquellos que se pueden dar a lo largo de la realización del trabajo:

- Seguridad (contactos eléctricos).
- Higiene industrial: iluminación, ruido y condiciones termohigrométricas.
- Ergonomía.
- Fatiga visual, física y mental.

6.2. Lugar de trabajo

Los entornos donde se realiza la actividad deben atenderse a lo establecido en el Real Decreto 486/1997 del 14 de Abril, sobre condiciones mínimas de seguridad y salud aplicables a los lugares de trabajo, cumpliendo además lo establecido en el Real Decreto 488/1997 mencionado anteriormente.

6.2.1. Medidas de emergencia. Vías y salidas de evacuación

La empresa debe haber adoptado medidas de emergencia en las que se incluyen las vías y salidas de evacuación en caso de que se declare una emergencia y deben ser a conocidas por los trabajadores.

6.2.2. Medidas de protección contra incendios

Las empresas debidamente autorizadas por el organismo competente deben proyectar, implantar y mantener todas las instalaciones contra incendios.

6.2.3. Instalación eléctrica

La instalación eléctrica debe estar proyectada, implantada y mantenida por una empresa debidamente autorizada por el Ministerio de Industria o la Consejería de Industria u organismo similar de la comunidad autónoma correspondiente. Además, debe evitar originar contactos con las personas, incendios y explosiones, respetando para ello lo establecido sobre tensiones y seguridad en los Reglamentos en vigor de Baja y Alta Tensión.

Para actividades con equipos que incluyen pantallas de visualización se debe según lo establecido:

- Cumplir los requerimientos de la Directiva sobre emisiones electromagnéticas: toda la radiación electromagnética deberá ser reducida a niveles insignificantes, desde el punto de vista de protección, seguridad y salud de los trabajadores.
- Garantizar el adecuado mantenimiento de los cables y conexiones.
- Mantener separados los cables eléctricos de los telefónicos.
- Emplear longitudes de cable suficientes como para permitir futuros cambios.
- Disponer los cables para que su mantenimiento sea el correcto.
- Facilitar el acceso y mantenimiento de los cables sin interrumpir las actividades del trabajo, y evitando que sean ubicados sobre superficies donde puedan ser pisados o sometidos a condiciones adversas.

6.2.4. Condiciones termohigrométricas

Según lo establecido por el Real Decreto 488/1997 sobre puestos de trabajo con equipos con pantallas de visualización, se indican las siguientes magnitudes para garantizar el bienestar y confort térmico de los trabajadores:

- La temperatura operativa de confort debe mantenerse en el rango entre 23 y 26°C en verano y entre 20 y 24° en invierno, sin superar nunca los 26°C.
- La humedad relativa del aire debe mantenerse siempre entre el 45 % y el 65 %, con la finalidad de prevenir la sequedad de ojos y mucosas.

6.2.5. Iluminación

La iluminación puede ser natural o artificial, aunque es recomendable que sea natural y complementada con iluminación artificial. Esto se debe a que su intensidad varía con la hora del día, meteorología y estación del año.

La iluminación suele ser general, debiendo complementarse con iluminación localizada de manera que no deben producirse deslumbramientos ni contrastes excesivos. Los niveles de iluminación deben ser suficientes para el correcto desarrollo de las tareas que se realicen en el puesto de trabajo.

Además, la ubicación y orientación del puesto y la pantalla deben evitar reflejos y deslumbramientos. Respecto a la ubicación del puesto y la pantalla, la norma da indicaciones sobre la colocación más adecuada del puesto de trabajo: se recomienda que la pantalla se coloque perpendicularmente a las ventanas, y nunca frente o de espaldas a ellas, ya que ambos casos originarían reflejos o/y deslumbramientos. Estas medidas pueden ser complementadas con el uso de cortinas, persianas o mamparas locales que permitan el aprovechamiento adecuado de luz natural.

6.2.6. Ruido

El ruido permitido en el área de trabajo está recogido en el Real Decreto 1316/1989 del 27 de Octubre, el cual establece que el empresario debe evaluar la exposición de los trabajadores al ruido, comprobando si supera el límite de 55 dB(A) establecido en la norma.

6.2.7. Ergonomía: diseño del puesto de trabajo

El diseño del puesto de trabajo influye en gran medida en la aparición de problemas posturales. Se debe tener en cuenta que el trabajo con pantallas de visualización se caracteriza por posturas estáticas prolongadas, por lo que es inmediato deducir que un diseño del puesto de trabajo incorrecto agrava los efectos de estas posturas. Por tanto, el diseño se debe adaptar a las características anatómicas y fisiológicas de las personas.

Mesa

La mesa o la superficie de trabajo debe ser poco reflectante y de dimensiones que permitan movimientos de trabajo y cambios de postura. Además, debe permitir una colocación flexible de la pantalla, del teclado, de los documentos y del material necesario.

Asiento

La altura del asiento debe ser lo suficientemente ajustable para el uso de un conjunto de usuarios, así como su profundidad e inclinación. Se recomienda la utilización de sillas dotadas de ruedas, cuya resistencia frente al inicio del movimiento debe evitar desplazamientos involuntarios en suelos lisos durante actividades de tecleo intensivo. El respaldo debe dar apoyo a la zona lumbar mediante una suave prominencia.

Pantalla

La imagen de la pantalla debe ser estable, sin fenómenos de destellos y con reguladores de luminosidad y contraste para poder ser adaptada por el usuario. Asimismo, la pantalla debe ser orientable e inclinable a voluntad.

La distancia óptima entre la pantalla y el usuario, con respecto al confort visual, debe ser de 45 a 75 cm y nunca debe ser inferior a 40 cm. Además, la pantalla debe colocarse de manera que su área útil pueda ser vista bajo ángulos comprendidos entre la línea de visión horizontal y la trazada a 60° bajo la horizontal. En el plano horizontal, la pantalla debe estar colocada dentro de un ángulo de 120° , dentro del campo de visión del usuario, siendo aconsejable situarla dentro de un ángulo de 70° .

Equipos de protección individual

Se recomienda el uso de protectores de pantalla, que consisten en un cristal polarizado sostenido por un marco y superpuesto al cristal de la pantalla. Con ello se consigue proteger la vista de los usuarios, además de mejorar las prestaciones ofrecidas por la pantalla, relacionadas con el contraste y la claridad.

Teclado

El teclado debe estar inclinado y ser independiente de la pantalla, de modo que permita al trabajador adoptar una postura cómoda, y que no provoque cansancio en brazos y manos.

6.3. Condiciones de los recursos informáticos

Para la resolución de los cálculos incluidos en la realización del proyecto son necesarios ciertos recursos informáticos. Dichos recursos informáticos pueden ser clasificados en recursos informáticos de hardware y recursos informáticos de software.

6.3.1. Hardware

Como los cálculos que se realizan requieren un alto coste computacional, los equipos deben estar dotados de gran potencia de cálculo y memoria. Además, deben estar en perfectas condiciones dado que van a realizar cálculos durante un largo intervalo de tiempo de manera ininterrumpida, por lo que requieren de un mantenimiento periódico para asegurar su perfecto funcionamiento.

Equipo portátil: ASUS® G551J

- Procesador: Intel® Core™ i7-4720HQ, 3.6GHz
- Memoria RAM: 12 GB
- Tarjeta gráfica : NVIDIA GeForce GTX 960M 2GB DDR5
- Resolución del monitor: 1920x1080
- Sistema Operativo: Windows 10
- Arquitectura: 64 bits

6.3.2. Software

La realización del presente trabajo requiere el uso de programas informáticos de distintos tipos, como son programas CAD, de simulación numérica y postproceso como MATLAB® o Microsoft Office Excel®. Se ha trabajado tanto con software comercial como libre. Las licencias obtenidas son de uso académico, e incluyen:

- Software de simulación numérica STAR-CCM+®
- Herramienta de cálculo MATLAB®
- Herramienta de cálculo Microsoft Office Excel®

Parte II

Presupuesto del trabajo

Capítulo 7

Presupuesto del trabajo

7.1. Introducción

A continuación se presentan desglosados los costes que han implicado la realización del presente Trabajo Fin de Grado. A lo largo de este capítulo se presentan los gastos de material, *software*, personal y oficina asociados.

Dichos gastos forman parte de los presupuestos parciales, que, en conjunto, constituyen el presupuesto total del proyecto. Los precios aplicados a los grupos de coste corresponden a las tarifas legales vigentes, habiéndose realizado, en caso de necesidad, estimaciones coherentes y siéndoles aplicado su IVA correspondiente. En este caso se ha aplicado un IVA del 21 % al no pertenecer ninguno de los trabajos realizados durante el periodo de duración del proyecto, a las categorías a las que se aplica el IVA reducido o el superreducido.

El coste de amortización se calcula como se muestra en la Ecuación 7.1:

$$C_{amort} = \frac{VC - VR}{n_a} \quad (7.1)$$

donde

- C_{amort} : coste de amortización [€/año]
- VC: valor de compra [€]
- VR: valor residual tras el periodo de amortización [€]
- n_a : periodo de amortización [años]

Por otra parte, la tasa horaria se calcula como:

$$t_h = \frac{C_{amort}}{h} \quad (7.2)$$

donde

- t_h : tasa horaria [€/hora]
- h : tiempo de trabajo al año en horas

Las horas trabajadas al año del personal implicado en este trabajo se calculan según la siguiente Ecuación 7.3:

$$h = \frac{\text{horas}}{\text{día}} \cdot \frac{\text{día}}{\text{semana}} \cdot \frac{\text{semana}}{\text{año}} \quad (7.3)$$

El total de estas horas trabajadas en un año sería:

$$h = 8 \frac{\text{horas}}{\text{día}} \cdot 5 \frac{\text{día}}{\text{semana}} \cdot 9 \frac{\text{semana}}{\text{año}} = 360 \frac{\text{horas}}{\text{año}} \quad (7.4)$$

y finalmente el coste horario es:

$$\text{Coste horario} = \frac{\text{Salario bruto anual}}{h} \quad (7.5)$$

7.2. Recursos utilizados

Para la realización del presente Trabajo Fin de Grado se han utilizado diversos recursos entre los que se incluyen recursos humanos y materiales.

7.2.1. Recursos humanos

Se trata del personal requerido para el desarrollo del trabajo.

Descripción	Unidades
Alumna	1
Profesor Titular de Universidad	1

Tabla 7.1: Recursos humanos

7.2.2. Recursos informáticos

El presente subapartado incluye los recursos de carácter informático que han sido utilizados durante el desarrollo del trabajo, tanto para los cálculos como para la redacción de este.

Descripción	Unidades
Ordenador ASUS [®]	1
Licencia STAR-CCM+ [®]	1
TEX TexMaker [®]	1
Microsoft Office [®]	1
MATLAB [®]	1

Tabla 7.2: Equipos informáticos y *software*

7.2.3. Lugar de trabajo

Además, se debe tener en cuenta el alquiler de una oficina en la que se realiza el trabajo, así como los permisos y seguros que esta requiere.

Descripción	Unidades
Oficina	1
Permisos de oficina	1
Seguro de oficina	1

Tabla 7.3: Alquiler de la oficina

7.3. Costes directos

7.3.1. Coste material y *software* utilizado

En cuanto al coste de los equipos informáticos, se tendrá en cuenta el coste de amortización de estos pero no el coste de adquisición, ya que se poseían con anterioridad y no se han comprado únicamente para este trabajo, además de que seguirán siendo utilizados a posteriori.

Por tanto, el coste de los ordenadores se medirá según el coste de amortización, con un período de cuatro años y considerando un valor residual del 20 %. Si se consideran los gastos de mantenimiento y teniendo en cuenta que el coste de adquisición es de 1175 €, se establece un precio unitario aproximado de 0.1 € como indica la ecuación 7.7.

$$C_{amort} = \frac{VC - VR}{n_a} = \frac{1175 - 235}{4} = 235 \text{ €/año} \quad (7.6)$$

$$t_h = \frac{C_{amort}}{h} = \frac{235}{1800} = 0.13 \text{ €/hora} \quad (7.7)$$

Se considera que el coste de *software* se ha amortizado para el año de duración de la licencia y que las horas de trabajo son las correspondientes a un año: 1800 h.

El único programa que ha requerido una licencia durante el proyecto es STAR-CCM+®. El valor unitario estimado de esta licencia Power On Demand de uso profesional es de 1 €/h según se indica en trabajos anteriores que han requerido la utilización de dicho software.

Los costes de equipos informáticos y software total se incluyen en la tabla 7.4.

Concepto	Periodo (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Ordenador ASUS [®]	360	0.13	46.80
STAR-CCM+ [®]	500	1	500
Microsoft Office [®]	50	0.00	0.00
Tex Maker [®]	80	0.00	0.00
MATLAB [®]	80	0.00	0.00
TOTAL (sin IVA)			546.8

Tabla 7.4: Coste total del material y *software* utilizado en el Trabajo

7.3.2. Coste de recursos humanos

Como se ha nombrado anteriormente, en el desarrollo del presente trabajo se van a tener en cuenta la participación de un alumno y un profesor titular.

$$\text{Coste horario} = \frac{\text{Salario bruto anual}}{h} = \frac{42000}{1800} = 23.33 \text{ €/h} \quad (7.8)$$

En la Tabla 7.5 se detalla el coste total del personal involucrado en el Trabajo.

Concepto	Periodo (h)	Coste unitario (€/h)	Importe (€)
Alumna	360	5	1800
Profesor Titular	100	23.33	2333.00
TOTAL (sin IVA)			4133

Tabla 7.5: Coste total del personal cualificado

7.4. Costes indirectos

Debido a que se trata de un Trabajo de Fin de Grado realizado en la universidad, los costes indirectos se estiman en un 50% de los directos. En la ecuación 7.9 se indica el coste indirecto resultante.

$$\text{Costes indirectos} = \text{Costes directos} \cdot 50\% = 4679.8 \cdot 0.5 = 2339.9 \text{ €} \quad (7.9)$$

7.5. Costes totales

Finalmente, se unen todos los costes asociados en la Tabla 7.6.

Concepto	Presupuesto (€)
Material y <i>software</i> informático	546.8
Personal cualificado	4133
Costes indirectos	2339.9
TOTAL (sin IVA)	7019.7
IVA (21 %)	1474.14
TOTAL	8493.84

Tabla 7.6: Coste total del Trabajo

El presupuesto total del presente Trabajo Fin de Grado asciende a

OCHO MIL CUATROCIENTOS NOVENTA Y TRES EUROS CON OCHENTA Y
CUATRO CÉNTIMOS #

Bibliografía

- [1] Zhi Wang, Hui Liu, and Rolf D. Reitz. Knocking combustion in spark-ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, Volume 61:78–112, 2017.
- [2] Dr. Mattias Mayer, Prof. Dr. Peter Hofman, Dr. John Williams, and Dr. Danlu Tong. Influence of the engine oil on pre-ignitions at highly supercharged direct-injection gasoline engines. *ATZ Magazine, Development Fuels and Lubricants*:36–41, 2017.
- [3] Dr. Sang Hee Won, Prof. Frederick Dryer, and Dr. Francis Haas. Lspi and lubricant auto-ignition. *Insight*, 2017.
- [4] Bob Chabot. Resolving low-speed pre-ignition. *Motor*, 2017.
- [5] Roberto Navarro García. Apuntes de la asignatura: Ampliación de mecánica de fluidos. Universitat Politècnica de València, 2017.
- [6] Simcenter star-ccm+ documentation v.13.04: User’s guide. 2018.