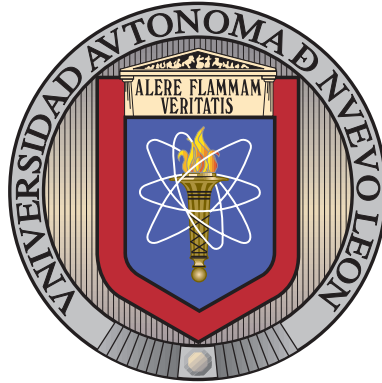


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO
DE LAS TECNOLOGÍAS DE INYECTORES DIÉSEL:
TIPO SOLENOIDE DE 1^{ra}, 3^{ra} GENERACIÓN, Y
TIPO PIEZOELÉCTRICO EMPLEANDO ELEVADOS
NIVELES DE PRESIÓN DE INYECCIÓN, Y LA
ESTRATEGIA DE POST-INYECCIÓN.

POR

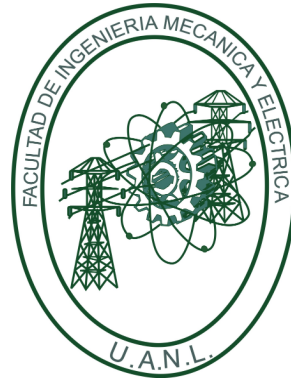
ERICK VALENTIN MAQUEDA AGUILAR

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICAS Y RENOVABLES

8 DE MARZO DE 2024

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO
DE LAS TECNOLOGÍAS DE INYECTORES DIÉSEL:
TIPO SOLENOIDE DE 1^{ra}, 3^{ra} GENERACIÓN, Y
TIPO PIEZOELÉCTRICO EMPLEANDO ELEVADOS
NIVELES DE PRESIÓN DE INYECCIÓN, Y LA
ESTRATEGIA DE POST-INYECCIÓN.

POR

ERICK VALENTIN MAQUEDA AGUILAR

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA
CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICAS Y RENOVABLES

8 DE MARZO DE 2024

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Posgrado

Los miembros del Comité de Evaluación de Tesis recomendamos que la Tesis “Estudio del comportamiento hidráulico de las tecnologías de inyectores diésel: tipo solenoide de 1^{ra}, 3^{ra} generación, y tipo piezoeléctrico empleando elevados niveles de presión de inyección, y la estrategia de post-inyección”, realizada por la estudiante Erick Valentín Maqueda Aguilar, con número de matrícula 2130445, sea aceptada para su defensa como requisito parcial para obtener el grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Evaluación de Tesis

Dr. Oscar Alejandro de la Garza de León
Director

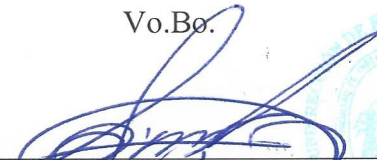
M.C. Miguel García Yera
Co-Director

Dr. Simón Martínez Martínez
Revisor

Dr. Santos Méndez Díaz
Revisor

M.I. Juan Carlos Costa Jiménez
Revisor

Vo.Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez
Subdirector de Estudios de Posgrado

Institución 190001

Programa 507507

Acta Núm. 4319

Ciudad Universitaria, a 27 de febrero de 2024.

Este esfuerzo y trabajo se lo dedico a mis padres Zusset del Scorro Aguilar Zavala y Rigoberto Maqueda Contreras, por siempre estar conmigo y apoyarme incondicionalmente. También a toda mi familia, por creer en mí y ser mi soporte a lo largo de mi formación como persona y en vida profesional. A la familia Galindo Gonzalez, quienes fueron pieza fundamental en mi proceso aquí en Nuevo León, y siempre me mostraron su apoyo, y me brindaron ayuda para poder emprender mi camino, por eso y más, mil GRACIAS.

Así mismo, quiero agradecer al grupo de catedráticos que conforman el Programa de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con orientación en Energías Térmicas y Renovables, y reconocerles el esfuerzo y dedicación que demuestran en su labor como docentes, GRACIAS. Especialmente, agradecer el apoyo, paciencia, y confianza de mi mis asesores y mentores el Dr. Oscar A. de la Garza de León y M. C. Miguel García Yera quienes en todo momento demostraron su interés por mi desarrollo y progreso, GRACIAS TOTALES.

Aprovecho el espacio para agradecerles a mis compañeros, y amigos que hice a lo largo de este periodo en mi vida por las enseñanzas, y momentos que pasamos en las instalaciones de los Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE) y fuera de ellas, las atesoro y llevo conmigo, les deseo lo mejor en su futuro personal y profesional.

Finalmente, y no menos importante me agradezco a mí por la resiliencia, disciplina, y pasión que demostré para conmigo mismo y mis proyectos a futuro. Me agradezco la actitud de YO PUEDO en los momentos más complicados de esta etapa, y que marcan un parteaguas entre la persona que entro al programa y la persona que lo termino.

Be strong and take heart

Al Consejo Nacional de Humanidades, Ciencias y Tecnologías (CONAHCYT) del Gobierno de México por la financiación de mis estudios de maestría (beca: 1177278), y por el apoyo al proyecto Consolidación del LaNDACBio como un laboratorio insignia de desarrollo tecnológico e innovación de los bioenergéticos en México (89).

Al Programa de Apoyo a la Ciencia, Tecnología e Innovación ProACTI (150-IDT-2023) por apoyar la presente investigación.

A la Fundación DENSO Norteamérica (proyecto: Influence of multiple-injection strategies on the injection process using direct-acting piezoelectric and solenoid diesel injectors) por contribuir en la realización del presente trabajo.

Este trabajo se realizó en los Laboratorios de Investigación e Innovación en Tecnología Energética (LIITE) del Grupo de Energías Térmica y Renovable (GETR) de la FIME-UANL.

ÍNDICE GENERAL

1. Introducción	1
1.1. Motivación	2
1.2. Antecedentes	7
2. Estado actual del conocimiento sobre el proceso de inyección	11
2.1. Sistema de inyección diésel	12
2.2. Sistema de inyección directa (DI)	15
2.2.1. Sistema de inyección diésel tipo common-rail	15
2.3. Flujo interno en las toberas diésel	23
2.3.1. Estudio de toberas de inyección diésel	23
2.4. Caracterización hidráulica: principios de medida, y técnicas experimentales	25
2.4.1. Fundamentos de las tasa de inyección diésel	25
2.4.2. Técnicas experimentales	27
2.4.3. Principio de funcionamiento del método Bosch	28
2.4.4. Flujo de cantidad en movimiento	32

2.4.5. Parámetros para la caracterización hidráulica del flujo interno	34
2.5. Descripción del chorro diésel	36
2.6. Régimen de atomización del chorro diésel	38
2.7. Parámetros macroscópicos del chorro diésel	40
2.8. Parámetros microscópicos del chorro de combustible	42
2.9. Estudios sobre el comportamiento hidráulico del inyector diésel	42
2.9.1. Estudios sobre las tecnologías de inyectores diésel	48
3. Planteamiento de la tesis	53
3.1. Resumen de la revisión bibliográfica	54
3.2. Hipótesis	58
3.3. Objetivos del estudio	58
3.3.1. Objetivo general	58
3.3.2. Objetivos específicos	58
3.4. Metodología general	59
4. Metodología	62
4.1. Herramientas experimentales	63
4.1.1. Configuración experimental para la medición de la tasa de inyección	63
4.2. Plan de trabajo	71
4.2.1. Planteamiento de las condiciones experimentales	71

4.3. Procesamiento de los datos obtenidos	77
4.3.1. Obtención de parámetros de estudio	78
5. Resultados	81
5.1. Retraso hidráulico	81
5.1.1. Retraso hidráulico del primer evento de inyección para un inyector diésel solenoide CRI2.22, y un inyector diésel solenoide CRI2.18	82
5.2. Oscilación de presión generada durante el primer evento de inyección	89
5.2.1. Efecto de la oscilación de presión sobre el segundo evento de inyección	89
5.3. Análisis de la masa inyectada	98
5.3.1. Análisis de la masa inyectada durante el segundo evento de inyección	98
5.4. Análisis de la relación entre el DT_h y el DT	105
5.4.1. Análisis de la relación entre el DT_h y el DT para las tecnologías de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, CRI2.22, y tipo piezoeléctrico	105
6. Conclusiones y trabajos futuros	110
6.1. Conclusiones	111
6.2. Trabajos futuros	114
A. Manual para el procesado de las medidas de caudal másico	116

B. Manual para el mantenimiento del tasimetro

122

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1. Consumo energético en México por sector.	4
1.2. Normativas de emisiones vigentes en Europa, México y EUA a) automóviles pesado, b) automóviles ligeros.	5
1.3. Límites de emisiones de las normas Euro para a) turismos liviano con motor de gasolina ($g - km^{-1}$), b) turismos liviano con motores diésel ($g - km^{-1}$)	6
1.4. Estrategias de inyección múltiple: a) inyección dividida, b) post-inyección, c) inyección piloto.	10
2.1. Sistema de inyección common-rail. (Adaptada de Martínez Carrillo [1])	16
2.2. Descripción inyector diésel tipo solenoide. (Adaptada de Martínez Carrillo [1])	17
2.3. Partes de la válvula solenoide en el inyector diésel tipo solenoide. (Adaptada de Martínez Carrillo [1])	18
2.4. Descripción de la apertura y cierre de un inyector diésel tipo solenoide.(Adaptada de Martínez Carrillo [1])	20
2.5. Inyector diésel tipo piezoeléctrico. (Adaptada de Martínez Carrillo [1])	22
2.6. Fenómeno de la cavitación en el interior de la tobera diésel.	25

2.7. Tasímetro IAV tipo N 050-050.	31
2.8. a) Señal de pulso eléctrico, b) señal de la tasa de inyección.	32
2.9. Esquema del principio de medición del flujo de cantidad de movimiento.	33
2.10. Descripción gráfica del flujo justo en la salida del orificio de la tobera, a) situación real, b) situación simplificada.	34
2.11. Inyección del chorro diésel en condiciones no evaporativas empleando una presión de inyección de 180 MPa, contrapresión 50 MPa, y 1.6 ms de tiempo de energización.	37
2.12. Regímenes de atomización del chorro diésel.	38
2.13. Parámetros macroscópicos del chorro diésel.	40
2.14. Evolución tecnológica de los inyectores diésel de la firma Bosch	52
3.1. Esquema de la metodología general de la tesis.	60
4.1. Configuración experimental para la caracterización hidráulica de un inyector diésel tipo solenoide. (adaptada de Martínez Carillo [1]	64
4.2. Diagrama esquemático del tasímetro.	66
4.3. Unidad de control electrónica GENOTEC.	68
4.4. Configuración de condiciones de operación para 180 MPa de presión de inyección, y un tiempo de energización de 2.5 ms.	68
4.5. Evoluciones temporales de tasa de inyección diésel empleando un in- yector diésel tipo solenoide, e inyecciones simples, tiempos de energí- zación de 0.5 ms a 2.5 ms, y un nivel de contrapresión de 5 MPa, y los niveles de presión de inyección de (a) 80 MPa, (b) 100 MPa, y (c) 120 MPa.	72

4.6. Evoluciones temporales de tasa de inyección diésel empleando un inyector diésel tipo piezoeléctrico, e inyecciones simples, tiempos de energización de 0.5 ms a 2.5 ms, un nivel de contrapresión de 5 MPa, y los niveles de presión de inyección de (a) 140 MPa, (b) 160 MPa, y (c) 180 MPa.	73
4.7. Evoluciones temporales de masa de combustible inyectada respecto al tiempo de energización para las tecnologías de inyectores diésel estudiadas, e inyecciones simples, tiempos de energización de 0.5 ms a 2.5 ms, y un nivel de contrapresión de 5 MPa, y los niveles de presión de inyección de 80 MPa, 100 MPa, 120 MPa, 140 MPa, 160 MPa, y 180 MPa.	75
4.8. Esquema para la determinación del inicio, y fin de la inyección.	79
4.9. Determinación de los parámetros de estudio.	79
4.10. Determinación del estado estacionario.	80
5.1. Evolución temporal del comportamiento del retraso hidráulico en la apertura, y cierre del primer evento de inyección.	82
5.2. Evolución temporal del efecto del primer evento de inyección sobre el comportamiento del retraso hidráulico del segundo evento de inyección.	84
5.3. Evolución temporal del efecto del primer evento de inyección sobre el comportamiento del retraso hidráulico del segundo evento de inyección.	86
5.4. (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para el nivel de presión de inyección de (P_{rail}) de 80 MPa, y de los valores de dwell time analizados; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección.	90

5.5. (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para la presión de inyección de (P_{rail}) de 120 MPa, y los valores de dwell time analizados; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección. 90

5.6. (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para los valores presión de inyección de (P_{rail}) de 180 MPa, y de dwell time analizados; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección. 91

5.7. (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para el nivel de presión de inyección de (P_{rail}) de 80 MPa , los valores de dwell time analizados, y empleando el inyector diesell tipo solenoide CRI2.18; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección. 95

5.8. (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para el nivel de presión de inyección de (P_{rail}) de 120 MPa , los valores de dwell time analizados, y empleando el inyector diesell tipo solenoide CRI2.18; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección. 95

5.9. (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para el nivel de presión de inyección de (P_{rail}) de 180 MPa , los valores de dwell time analizados, y empleando el inyector diesell tipo solenoide CRI2.18; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección. 96

5.10. (a) Masa inyectada en el segundo evento de inyección en función del dwell time. (b) Cantidad de masa de combustible inyectada normalizada respecto a la masa inyectada en una estrategia de inyección simple. 99

5.11. (a) Masa inyectada en el segundo evento de inyección en función del dwell time. (b) Cantidad de masa de combustible inyectada normalizada respecto a la cantidad de masa inyectada en una estrategia de inyección simple.	102
5.12. Evolución del DT_h en función del DT.	105
5.13. Valores de DT_h normalizados con respecto a los valores DT a) para valores cercanos al DT_{cr} , b) valores medios del barrido de DT estudiados, y c) valores de DT donde no existe un efecto del comportamiento hidráulico del primer evento de inyección sobre el segundo evento de inyección.	107

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

En el presente Capítulo se plasman los motivos que impulsan el desarrollo del presente trabajo de investigación, y los trabajos previos respecto al área de estudio del presente proyecto de tesis, con la finalidad de ampliar el conocimiento sobre el tema.

1.1 MOTIVACIÓN

Hoy en día, los avances tecnológicos se dan con mayor rapidez con el objetivo de que la calidad de vida se mejore, y, al mismo tiempo, minimizar el impacto negativo en el medio ambiente. Un resultado evidente de este progreso acelerado en la tecnología actual es la disminución en el consumo energético, gracias al desarrollo de herramientas tecnológicas y procesos mecánicos con mayor eficiencia. Esta situación se sintetiza en la Tabla 1.1, donde se ilustra que en México, en el año 2022, hubo un aumento en el consumo energético total del 5.19% en comparación con el año 2021. Siendo el sector de transporte el que presenta el mayor consumo de energía, alcanzando los 2, 670.78 petajoules, lo que sugiere una reducción del orden de 4.09% respecto al año 2021. Sin embargo, el consumo de este sector sigue siendo considerablemente mayor comparado con el sector industrial, el cual representa un 25.99% de la estructura porcentual del total de energía consumida. Por su parte, el sector domestico y público, consumió 940.946 petajoules, y el agropecuario con 188.14 petajoules correspondientes al 17.43% y 3.31%, respectivamente, del total del consumo energético final [2].

Tabla 1.1 Energía consumida en la República mexicana (Petajoules)

	2021	2022	Estructura porcentual [%] 2022	Variación porcentual [%] 2022/2021
Consumo final total	5, 402.34	5, 682.55	100	5.19
Consumo no energético total	44.97	60.32	1.06	34.12
Petroquímica de Pemex	7.81	15.99	0.28	104.62
Otras ramas	37.16	44.33	0.78	19.29
Consumo energético total	5, 357.36	5, 622.24	98.94	4.94
Transporte	2, 784.64	2, 670.78	47.00	-4.09
Industrial	1, 152.67	1, 476.99	25.99	28.14
Residencial, comercial y público	940.95	990.36	17.43	5.25
Agropecuario	178.71	188.14	3.31	5.28
Otros	300.40	295.97	5.21	-1.47

En la Figura 1.1, se destacan los sectores con mayor consumo energético siendo el sector de transporte el que representa el mayor consumo en el país, así mismo, se observa que la gasolina y el diésel en conjunto representaron el 89.98% del consumo energético demandado por este sector [2]. Este dato es relevante, ya que como sociedad a diario se necesita el desplazamiento de personas de un sitio a otro, y para lograr esto en el menor tiempo posible se hace uso de vehículos automotores que emplean los combustibles previamente señalados.

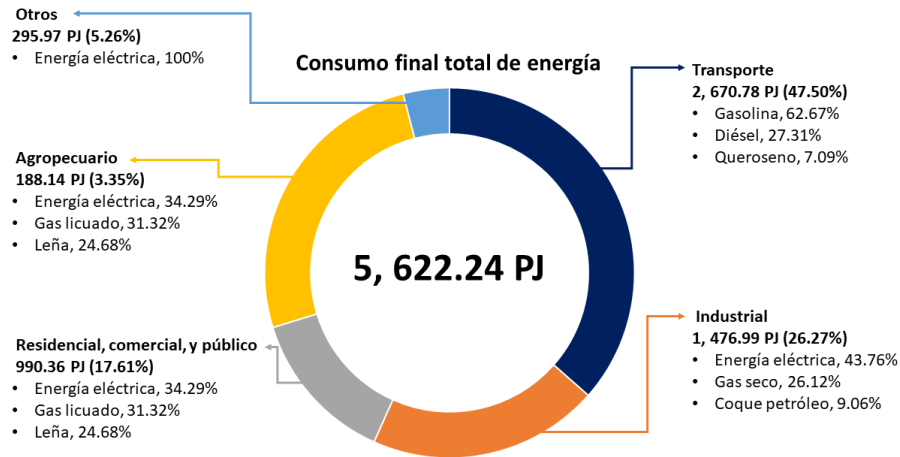


Figura 1.1: Consumo energético en México por sector.

Los vehículos automotores, ya sean de carga media o pesada utilizan tanto motores de encendido por compresión (MEC), como motores de encendido provocado (MEP). Sin embargo, es ampliamente conocido que los MEC presentan numerosas ventajas en comparación con los MEP. Estas ventajas incluyen una mayor potencia, un mejor rendimiento de combustible, un menor riesgo a fallas, una mayor durabilidad, y una mayor confiabilidad. No obstante, también es de conocimiento general que la quema de combustible en este tipo de transportes motorizados, emiten partículas que ocasionan daños al medio ambiente, y afectan negativamente al bienestar humano [3].

Cuando los distintos fabricantes de estos vehículos motorizados ofertan al público en general sus productos, deben cumplir con las normativas medioambientales establecidas por los gobiernos con el objetivo de disminuir el impacto negativo al medio ambiente. Por ejemplo, en México, la norma que regula las emisiones de gases efecto invernadero, productos de la combustión, es la NOM-044-SEMARNAT-2017 [4]. Esta norma determina los límites superiores permitidos de emisiones de monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NO_x), hidrocarburos no quemados (HC), hidrocarburos no quemados más óxidos de nitrógeno (HC+NO_x), partículas de hollín,

y amoníaco (NH_3) provenientes de los gases de escape de los motores Diesel, que se utilizan en automóviles con un peso bruto mayor a 3,857 kg. Por otro lado, en la Figura 1.2 [5], se presentan las normativas Euro para vehículos de baja carga, las cuales establecen los límites superiores permitidos de emisiones permitidos de CO, HC, HC+NO_x, NO_x y partículas sólidas (PM). Además, es claro que conforme avanza el tiempo, y con el la tecnología, a su vez, estas regulaciones adoptan medidas más exigentes. A partir de estas normativas medioambientales, los diseñadores de estos sistemas van más allá de la conformidad y cumplimiento de las mismas, lo que les posibilita la comercialización de sus vehículos sin inconvenientes. Además, esto promueve la aceptación de estas regulaciones en los países en los que llevan a cabo sus operaciones. En la Figura 1.3, se describe cómo los fabricantes de automóviles y autopartes, se adhieren a las normativas europeas para comercializar sus vehículos sin inconvenientes [6].

Región	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	
Union Europea	Euro V				Euro VI											
Estados Unidos	U.S 2010															
México	Euro IV/U.S. 2004									Euro V/ U.S. 2007		Euro VI/ U.S. 2010				

a)

Región	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024
Union Europea	Euro 5a/b			Euro 6											
Estados Unidos	Tier 2							Tier 3							
México	Euro 3/ Tier 1+										Euro 4/ Tier 1+				

b)

Figura 1.2: Normativas de emisiones vigentes en Europa, México y EUA a) automóviles pesado, b) automóviles ligeros.

Tipo	Año	CO	HC+NOx	HC	NOx	Partículas
Euro I	1992	2.72	0.97	-	-	-
Euro II	1996	2.2	0.5	-	-	-
Euro III	2000	2.3	-	0.2	0.15	-
Euro IV	2005	1	-	0.1	0.08	-
Euro V	2009	1	-	0.1	0.06	0.005
Euro VI	2014	1	-	0.1	0.06	0.005

a)

Tipo	Año	CO	HC+NOx	HC	NOx	Partículas
Euro I	1992	2.72	0.97	-	-	-
Euro II	1996	2.2	0.5	-	-	-
Euro III	2000	2.3	-	0.2	0.15	-
Euro IV	2005	1	-	0.1	0.08	-
Euro V	2009	1	-	0.1	0.06	0.005
Euro VI	2014	1	-	0.1	0.06	0.005

b)

Figura 1.3: Límites de emisiones de las normas Euro para a) turismos liviano con motor de gasolina ($g - km^{-1}$), b) turismos liviano con motores diésel ($g - km^{-1}$)

Existen dos soluciones utilizadas con el objetivo de reducir las emisiones contaminantes de NOx, y partículas sólidas en los motores Diesel:

Soluciones activas: Empleadas para reducir las emisiones contaminantes que se generan en el interior de la cámara de combustión, y que se sustentan en el diseño y los componentes del motor. Algunas de estas soluciones incluyen sistemas de control de aire, tal como es la sobrealimentación [7], sistema que reduce las partículas sólidas y los NOx, y sistemas de aprovechamiento de gases de escape (por sus siglas en inglés exhaust gas recirculation EGR) [8, 9], que mejoran la mezcla aire-combustible. También se pueden utilizar las distintas tecnologías de inyectores diésel tipo solenoides o piezoeléctricos, elevados niveles de presión de inyección, reducción del diámetro geométrico a la salida del orificio de la tobera diésel, así como estrategias de inyección múltiple para controlar los procesos de mezcla y combustión.

Soluciones pasivas: Son estrategias aplicadas a los gases contaminantes que se generan después de la combustión. Por ejemplo, el filtro de partículas para motores

diésel (por sus siglas en inglés diesel particuls filter DPF) [10], y la implementación de SCR (por sus siglas en inglés Selective Catalytic Reduction) con el fin de disminuir las emisiones de NOx.

1.2 ANTECEDENTES

En el año de 1892 el ingeniero Rudolf Diesel presentó su patente la cual detallaba el funcionamiento, y las principales diferencias entre un motor de encendido por compresión y el motor de encendido provocado, con base en lo presentado en la patente del ingeniero Rudolf Diesel, la principal diferencia es que en el sistema de encendido por compresión el mecanismo del pistón comprime el aire, provocando un incremento en la temperatura ambiente, mayor al de ignición del combustible. A partir de que esto sucede, y que el embolo del pistón se encuentra en la posición de punto muerto superior se da inicio a la atomización del combustible en el interior de la cámara de combustión [11].

Desde la introducción del motor Diesel al mercado de vehículos automotores, los académicos e investigadores especialistas en el área de inyección se han dedicado a estudiar, y mejorar los sistemas de inyección empleados en los MEC, con el fin de cumplir con las normativas medio ambientales. Entre las alternativas que se pueden abordar para la optimización de estos sistemas se pueden destacar el uso de diferentes tecnologías de inyectores, tales como los inyectores diésel tipo solenoide y tipo piezoeléctrico. Las principales diferencias entre estos tipos de inyectores se pueden observar en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2 Diferencias entre tecnologías de inyectores diésel tipo solenoide y piezoeléctrico.

Características	Inyector solenoide	Inyector Piezoeléctrico
Presión de inyección	25 MPa - 160 MPa	25 MPa - 180 MPa
Presión de inyección	0.07 MPa - 0.1 MPa	0.8 MPa - 1 MPa
Tasa de flujo de combustible de retorno en vacío	12.5 mg/s (@80 MPa)	0 mg/s
Masa en movimiento	15.5 g	4.3 g
Velocidad de la aguja	0.5 m/s	1 m/s
Levantamiento de la aguja	0.2 mm - 0.45 mm	0.9 mm

Las principales variaciones entre el principios de funcionamiento de las tecnologías de inyectores diésel tipo solenoide, y piezoeléctrico es el dispositivo interno de activación. Específicamente, en la tecnología de inyector diésel tipo solenoide es una electroválvula que a través de una señal eléctrica acciona el mecanismo interno del inyector produciendo una fuerza que es aplicada sobre el vástago de la aguja de inyección lo que permite el inicio del proceso de inyección. Por otro lado, en la tecnología de inyector diésel tipo piezoeléctrico dicho dispositivo de activación corresponde a un material piezoeléctrico que responde de manera similar a la tecnología solenoide, es decir, a partir de una señal eléctrica se provoca una elongación del actuador piezoeléctrico ocasionando el diferencial de presiones en el interior del inyector, causando la aplicación de fuerzas hidráulicas sobre el vástago de la aguja de inyección lo que permite el inicio del proceso de inyección. Aun cuando estas diferencias son evidentes. d'Ambrosio et al. [12], analizaron el impacto del principio de funcionamiento de las tecnologías de inyectores solenoide y piezoeléctrico sobre el comportamiento hidráulico de los mismos, ellos concluyeron que las tecnologías de inyectores diésel se diferencian principalmente por la configuración interna de su circuitos hidráulicos.

Otro enfoque abordado para la mejora y optimización de estos sistemas es el uso de las estrategias de inyección múltiples. Por ejemplo, Li et al. [13] analizaron los productos de la combustión en términos de HC, CO y NOx a través de un motor

marino, y empleando distintas porciones de masa inyectada para la estrategia de post inyección. Ellos pudieron concluir que las emisiones de HC y Nox se redujeron empleando porciones pequeñas de masas con tiempos prolongados de separación entre eventos de inyección. Así mismo, en recientes años, Fan et al. [14], investigaron el proceso de formación del chorro diésel empleando elevados niveles de presión de inyección. Ellos observaron que a elevados niveles de presión de inyección se favorece el proceso de evaporación del combustible, reduciendo la formación de hollín.

Las estrategias de inyección múltiple hacen referencia a inyectar un mismo volumen de combustible en diferentes instantes de tiempo, esto se representa gráficamente en la Figura 1.4, la cual ilustra las principales estrategias de inyección empleadas. En la Figura 1.4(a), se ilustra la estrategia de inyección dividida, la cual se basa en inyectar la porción de combustible en dos partes iguales, es decir, en el primer evento de inyección se inyecta la primera mitad del volumen de combustible, seguido de la segunda mitad pasando un periodo de tiempo entre ambos eventos. Así mismo, la Figura 1.4 (b), ilustra la estrategia de post inyección que implica inyectar una masa principal seguida de una menor cantidad de masa. Por último, en la Figura 1.4 (c), se ilustra la estrategia de inyección piloto, la cual describe la inyección de una porción de combustible pequeña, seguida de una inyección principal.

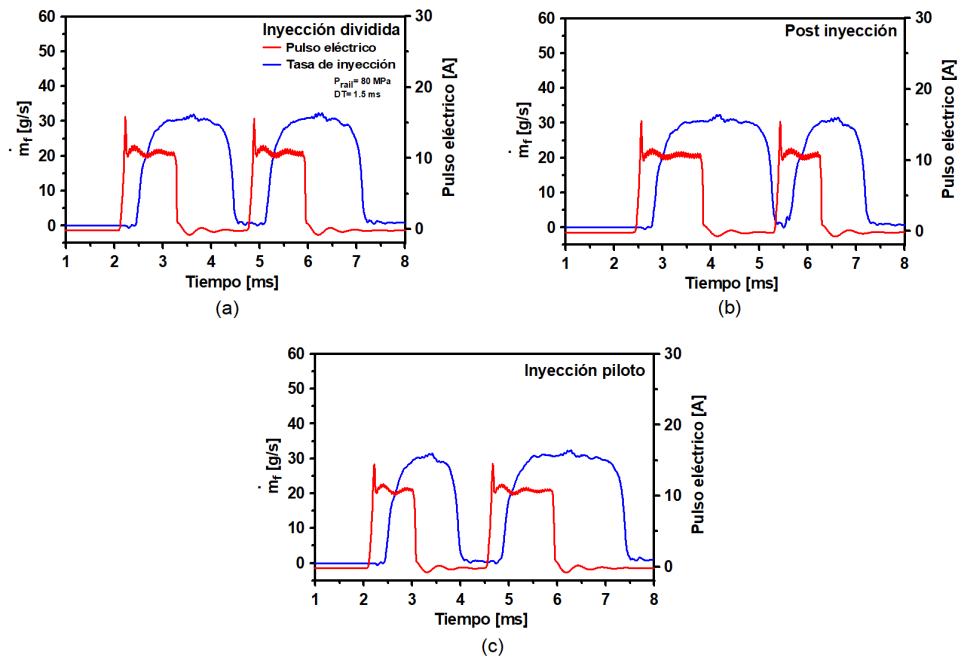


Figura 1.4: Estrategias de inyección múltiple: a) inyección dividida, b) post-inyección, c) inyección piloto.

Comúnmente un método empleado para analizar el efecto de las estrategia de inyección múltiple, previamente descritas, así como el efecto de la presión de inyección sobre el comportamiento del sistemas de inyección diésel common-rial es el uso del indicador de curva de descarga de tasa de inyección (IRDCI), el cual emplea el principio el método Bosch [15], el cual será explicado a profundidad en el Capítulo 2. A partir de lo expuesto anteriormente, se hace evidente la importancia de seguir ampliando el conocimiento a cerca de del comportamiento general de las tecnologías de inyectores diésel bajo distintas condiciones de operación.

CAPÍTULO 2

ESTADO ACTUAL DEL CONOCIMIENTO SOBRE EL PROCESO DE INYECCIÓN

A continuación, se introducen los conceptos y fenómenos presentes en el proceso de inyección diésel, así mismo, se introducen las estrategias de inyección múltiple y se describen los beneficios resultantes de su implementación en el proceso de mezcla de aire/combustible. Con base en la revisión de la literatura, se estableció que el presente trabajo se centrará en la caracterización, y comparación del comportamiento hidráulico entre las tecnologías de inyectores diésel tipo solenoide y tipo piezoeléctrico empleando la estrategias de post inyección, y elevados niveles de presión de inyección.

2.1 SISTEMA DE INYECCIÓN DIÉSEL

El proceso de mezcla define cómo se desarrollará el proceso de combustión en un motor Diesel. En dicho motor, la mezcla de aire/combustible se lleva a cabo en el interior de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra próximo al punto muerto superior (PMS), y se inyecta cierta masa de combustible. A continuación, se destacan algunos puntos importantes para el desarrollo de la mezcla.

- La atomización del combustible debe suceder previo al proceso de combustión, y además, debe contar con condiciones de operación, tales como: de presión y temperatura en el interior de la cámara de combustión, que permitan una formación de mezcla aire/combustible adecuada.
- Siendo la masa de aire un parámetro, el cual no se ve afectado significativamente con el cambio en la carga de la marcha del motor, sin embargo, el motor requiere de control de dosado variable, el cual es regulado por un control electrónico.
- En los sistemas MEC, el sistema de inyección debe ser implementado de tal manera que se puedan alcanzar condiciones, en el combustible, que favorezcan la formación y combustión de mezcla por completo.

Con base a lo mencionado anteriormente, se hace indispensable describir y mencionar que existen dos mecanismos que permiten la entrega de combustible en el interior de los motores con sistema de inyección diésel. A continuación, se describen ambos sistemas: Inyección indirecta (IDI) e Inyección directa (DI)[11].

- En los sistemas de IDI, el aire asume un papel importante durante el proceso de combustión. El principio de operación de este mecanismo radica en el almacenamiento de aire en una precámara con una gran carga energética, en la cual se consigue atomizar el combustible, permitiendo así llevar a cabo el proceso de inyección. Se debe considerar que por la naturaleza de este sistema, la presión de inyección no representa un papel importante en el proceso de mezcla, resultando insignificante la implementación de sistemas de inyección sofisticados.
- En los sistemas DI, es el combustible el que asume el papel principal en el proceso de mezcla. En la configuración de un motor de encendido por autoignición, el combustible es inyectado y atomizado a elevados niveles de presiones de inyección, las cuales garantizan una proporción adecuada de dosado en el interior del cilindro. En este mecanismo de inyección de combustible es importante inducir movimientos turbulentos que permitan un proceso de mezclado más eficiente. Así mismo, resulta importante mencionar que en los sistemas de inyección directa existen pérdidas de energía en forma de calor debido a que existe menor relación superficie/combustible, dando como resultado un mayor rendimiento del motor Diesel.

Siendo el responsable de la entrega de combustible en el proceso de combustión en los motores Diesel, el sistemas de inyección debe llevar acabo los siguientes procesos.

- Introducir una masa de combustible en el interior del cilindro basado en la ley de inyección, y junto al movimiento del pistón se determina el comportamiento existente en las diferentes etapas de la combustión.
- Con la finalidad de acelerar la evaporación, y optimizar el área de contacto entre la masa del aire comprimida, el sistema de inyección debe atomizar combustible en el interior de la cámara de combustión.
- Mezclar el combustible con el aire caliente comprimido en el interior del cilindro.

2.2 SISTEMA DE INYECCIÓN DIRECTA (DI)

2.2.1 SISTEMA DE INYECCIÓN DIÉSEL TIPO COMMON-RAIL

Debido a la gran flexibilidad en funcionamiento y adaptabilidad, en la actualidad, el sistema common-rail es el más empleado en los motores diésel. La Figura 2.1, ilustra la configuración de los sistemas de inyección Diesel empleados en los MEC en la misma se puede identificar que los sistemas common-rail están compuesto por dos sistemas de bombeo acoplados para su funcionamiento, el primer sistema de bombeo se compone de un circuito de baja presión conformado de una bomba de baja presión la cual toma el combustible desde deposito de almacenamiento haciéndolo pasar por un sistema de filtrado, y transportándolo hacia el segundo sistema de bombeo compuesto por la bomba de alta presión, la cual distribuye y comprime el combustible confinándolo en el interior del common-rail, a través de conexiones rígidas o flexible. El common-rail, es el recinto cilíndrico rígido encargado de almacenar combustible a elevados niveles de presión hasta el instante en que el inyector permita la atomización de diésel en el interior del cilindro. Una cantidad de combustible comprimido en el common-rail es inyectado, y usado en el proceso de mezcla, la fracción restante es usada para el manejo de las condiciones hidráulicas necesarias para la operación de los inyectores diésel. Además, de su función como depósito acumulador, el common-rail actúa como elemento amortiguador para suprimir las oscilaciones de presión generadas por la carrera del pistón de la bomba de alta presión, así como las perturbaciones provocadas por la rápida descarga de combustible a través del orificio del inyector diésel [11].

Por otro lado, el sistema de inyección cuenta con una unidad de control electrónico (por sus siglas en inglés ECU) el cual cuenta con un sensor que mide la presión de inyección del combustible. La señal medida se compara con un valor programado en la ECU. Si los valores medidos y configurados difieren, el orificio de drenaje ubicado

en el regulador de presión, al final del rail, el cual se abre o cierra hasta que los dos valores se igualan y el exceso de combustible es regresado al tanque.

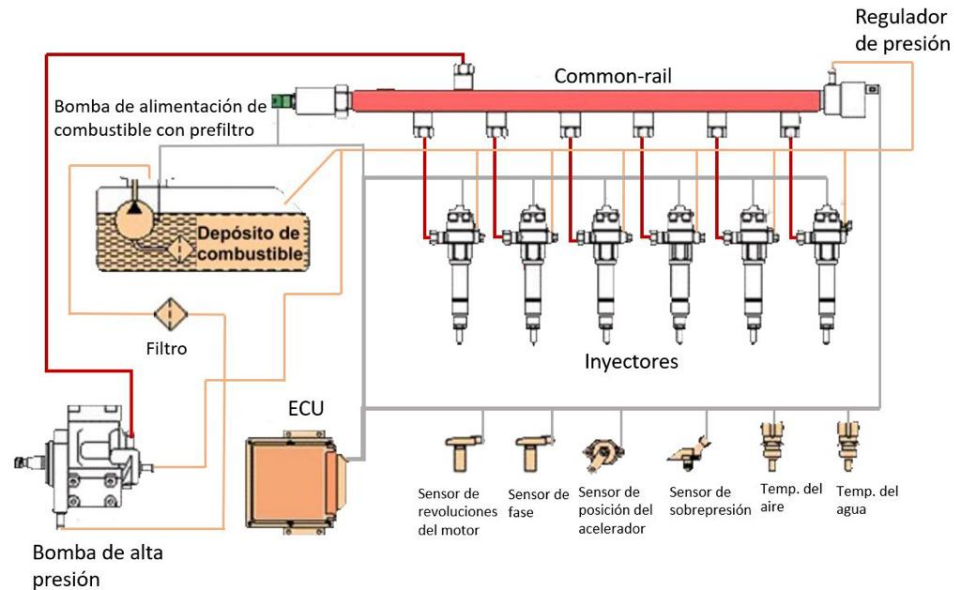


Figura 2.1: Sistema de inyección common-rail. (Adaptada de Martínez Carrillo [1])

El mecanismo del inyector diésel se abre, y se cierra mediante el control de la ECU en el momento especificado. El tiempo de energización empleado en la inyección, la presión de inyección a la que se inyecta el combustible, y la permeabilidad o capacidad de descarga de los orificios de las toberas determinan la cantidad de masa de combustible que debe ser inyectada.

La parte más compleja e importante de éste tipo de motores es el control de apertura, y cierre de los inyectores. Según el sistema de actuación interno del inyector, se estará hablando de inyectores tipo solenoide accionados por una electroválvulas o inyectores tipo piezoeléctricos accionados por un arreglo de pilas de cristales piezoeléctricos. Este último se considera de última generación con una mayor capacidad de respuesta, reduciendo significativamente el retraso hidráulico entre el pulso eléctrico, y el inicio de la inyección causado por la hidrodinámica al interior de la tobera. En la Figura 2.2, se ilustra la configuración interna de un inyector tipo

solenoides el cual está compuesto de una válvula electromagnética, el porta inyector y la tobera diésel. En la Figura 2.3, se ilustra una vista ampliada de la servoválvula, y cada uno de los componentes que la conforman. Así mismo, cabe mencionar que dicho mecanismo está diseñado con dos posiciones, y dependiendo del trabajo que realice el mecanismo se encontrará abierta o cerrada, permitiendo la entrada o salida de combustible.

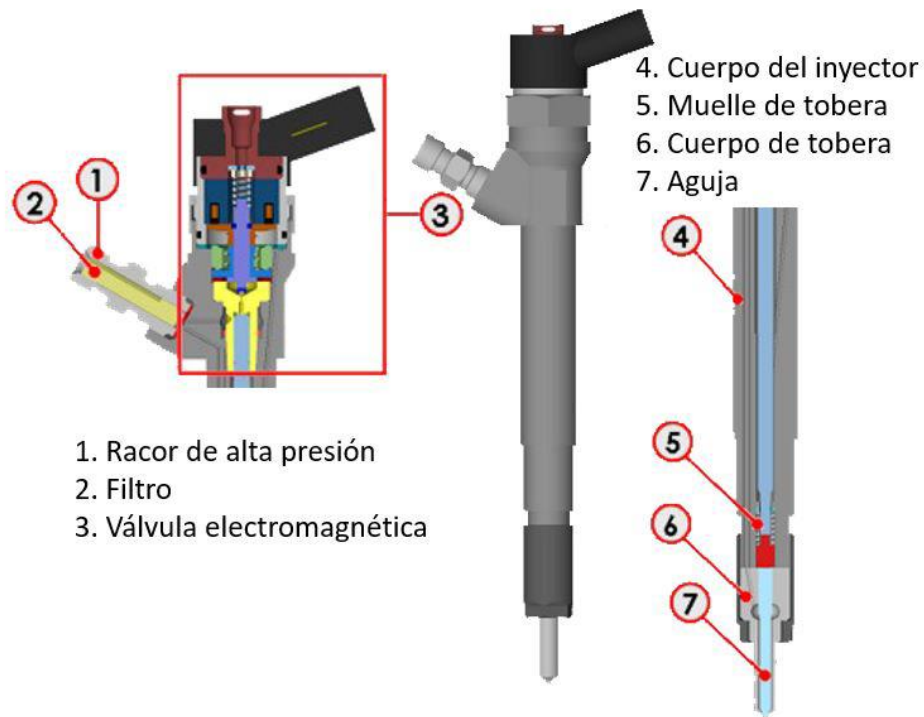


Figura 2.2: Descripción inyector diésel tipo solenoide. (Adaptada de Martínez Carrillo [1])

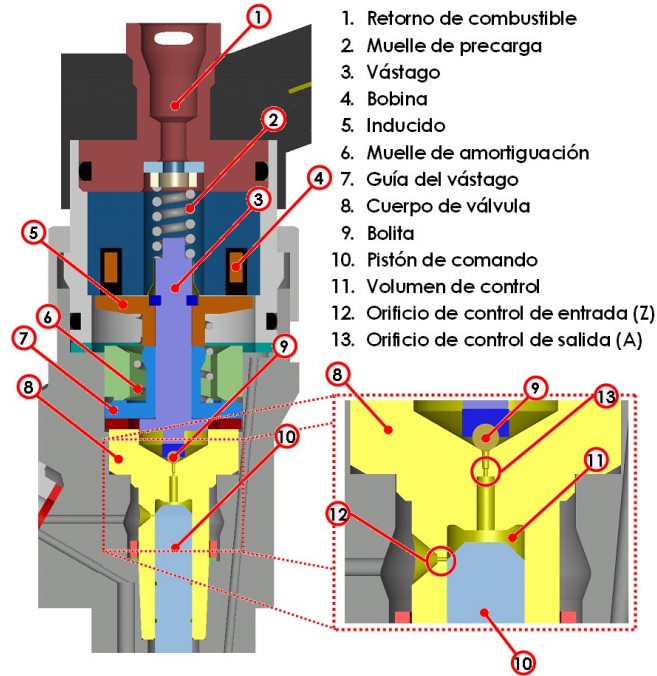


Figura 2.3: Partes de la válvula solenoide en el inyector diésel tipo solenoide. (Adaptada de Martínez Carrillo [1])

El combustible comprimido proveniente de la bomba de alta presión es tomado por el inyector a través del common-rail, el cual se divide en dos caminos. Uno dirige una parte del combustible aguas arriba del inyector inundando el saco de la tobera, el segundo camino conduce el volumen de control e inundando sus principales componentes, los cuales se encuentra aguas abajo del inyector, a través de la entrada Z.

A continuación, se describe brevemente el principio de funcionamiento de las dos tecnologías de inyectores diésel: tipo solenoide y tipo piezoeléctrico.

En los inyectores tipo solenoide, cuando el inyector se encuentra en reposo, es decir, la electroválvula está desactivada y el vástago que permite la descarga del volumen de control está completamente cerrado. Ambas zonas, el volumen de control y la cavidad donde se aloja la aguja de inyección, están a la misma presión proveniente del common-rail, sin embargo, por el diferencial de áreas que existe entre ambas secciones se provoca un bloqueo en los orificios de descarga de la tobera e

impide la inyección de combustible en el interior del cilindro. En la Figura 2.4(a), se describe gráficamente el estado de reposo del mecanismo actuador solenoide.

Como se señaló anteriormente, la ECU es la encargada del control electrónico de los MEC. Cuando la inyección de combustible es requerida la ECU energiza la electroválvula por medio de un pulso eléctrico, el cual induce un campo electromagnético provocando el levantamiento del vástago resultando en la liberación de la esfera de bloqueo, ocasionando la descarga de combustible a través del orificio de salida (A) y se ilustra en la Figura 2.4(b). El proceso descrito con anterioridad, provoca una pérdida de presiones entre el volumen de control y la sección aguas abajo del inyector diésel, ya que la liberación de la esfera de bloqueo al interior del volumen de control permite que haya flujo de combustible por la línea de retorno. Este gradiente de presiones resulta en el desplazamiento del conjunto aguja/pistón permitiendo la descarga de combustible por medio de los orificios de la tobera hacia el interior del cilindro.

El proceso de atomización de combustible finaliza en el instante en que la ECU deja de energizar la electroválvula, en el momento que ocurre esta desenergización, el vástago y la esfera de bloqueo regresan a la posición de reposo bloqueando el orificio de salida (A). Por lo tanto, a través del orificio de entrada (Z) el combustible es introducido en el interior del volumen de control, inundándolo hasta alcanzar la presión de inyección en el interior del inyector, y debido a una mayor área superficial presente en el volumen de control se produce una fuerza que provoca el desplazamiento hacia abajo el conjunto aguja/pistón, provocando el cierre de la aguja y orificios de descarga, finalizando así el proceso de inyección diésel, como se representa en la Figura 2.4(c).

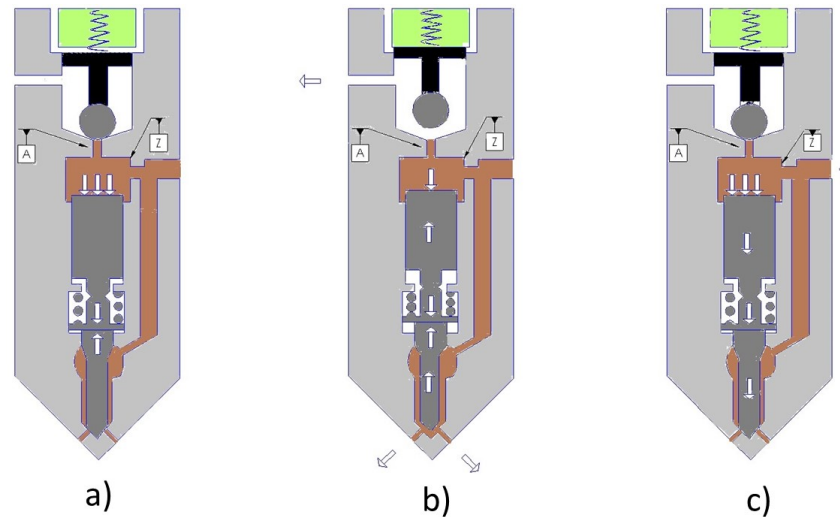


Figura 2.4: Descripción de la apertura y cierre de un inyector diésel tipo solenoide. (Adaptada de Martínez Carrillo [1])

El diámetro de los orificios de la tobera, las propiedades fisicoquímicas del combustible, el tiempo de energización (ET), y los niveles de presión de inyección son parámetros geométricos e hidráulicos de la inyección que nos permiten controlar el suministro de combustible adecuado. Es decir, para tiempos cortos de energización el vástago se abrirá parcialmente permitiendo la descarga de una cantidad pequeña de combustible, por otro lado, para tiempos de energización largos el vástago se desplazará completamente hacia arriba logrando que la aguja de la tobera se alce por completo permitiendo descargar mayor cantidad de combustible. Así mismo, en el interior del mecanismo del inyector Diesel se producen ciertos fenómenos fluidodinámicos que producen un retraso entre el inicio del pulso eléctrico, y el instante cuando comienza la atomización, denominado retraso hidráulico. Actualmente, son empleados materiales tipo piezoeléctrico con la finalidad de reducir el retraso hidráulico en las tecnologías de inyección diésel.

La explicación física del funcionamiento de la tecnología de inyección diésel tipo piezoeléctrico, en esencia, es el mismo que se ha descrito con anterioridad para los inyectores diésel tipo solenoide. La principal diferencia entre ambas configuraciones es el mecanismo de accionamiento que permite la descarga de combustible, por un

lado se tiene una electroválvula que induce un campo magnético a partir de un pulso eléctrico, sin embargo, en la configuración empleada en la tecnología piezoeléctrico el embobinado es sustituido por un arreglo de pilas entre placas metálicas de cristales piezoeléctricos . Al aplicar un pulso eléctrico las placas de cristal sufren una deformación, elongando el arreglo de cristales piezoeléctricos permitiendo el accionamiento de la válvula de volumen de control dando inicio a la descarga de combustible. En la Figura 2.5, se señalan e ilustran, los principales componentes y la configuración interna de un inyector piezoeléctrico. La rapidez con la que sucede el fenómeno de deformación de esta tecnologías es mayor que la rapidez con la que ocurre el mismo proceso para el principio del mecanismo solenoide, esto favorece el comportamiento hidráulico de inyección acortando el retraso entre los eventos de apertura, y cierre de la válvula.

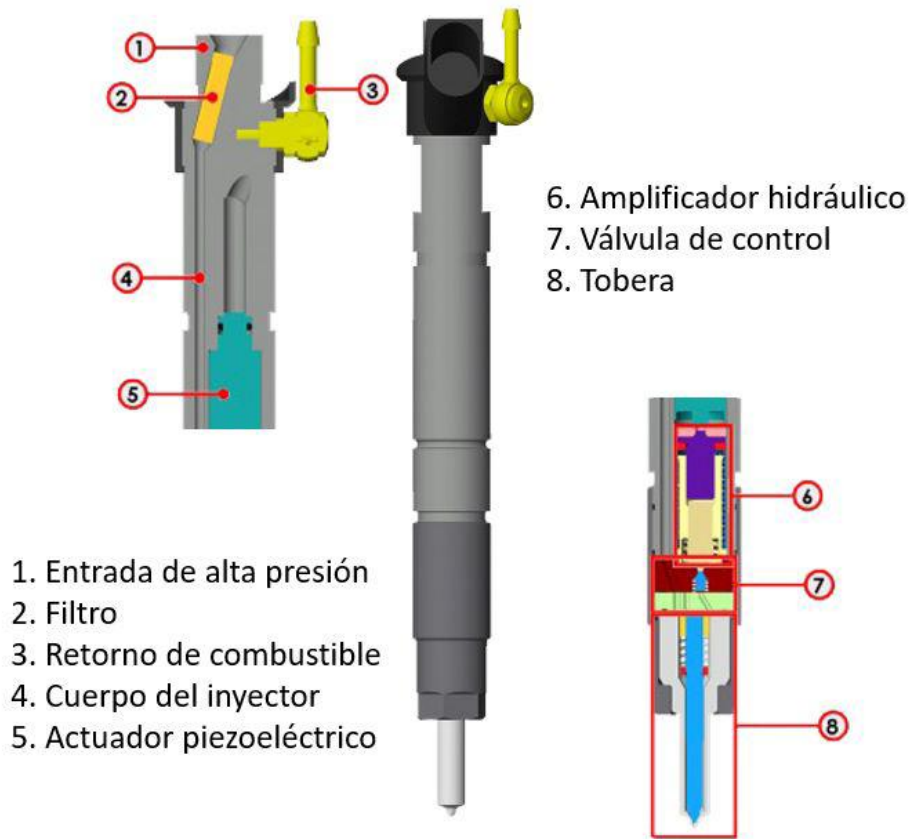


Figura 2.5: Inyector diésel tipo piezoeléctrico. (Adaptada de Martinez Carrillo [1])

2.3 FLUJO INTERNO EN LAS TOBERAS DIÉSEL

El desarrollo del chorro diésel inyectado en el interior de la cámara de combustión a través del inyector diésel afecta a las emisiones contaminantes, la eficiencia térmica, y el rendimiento de los motores de autoignición. A su vez, el flujo interno en las toberas diésel depende de los niveles de presión de inyección, la geometría en el interior de los orificios de la tobera, las propiedades fisicoquímicas del combustible empleado, y la contrapresión.

2.3.1 ESTUDIO DE TOBERAS DE INYECCIÓN DIÉSEL

En recientes años el estudio del flujo interno en las toberas diésel se ha convertido en un tema importante para el entendimiento de los procesos de inyección, y combustión. Los investigadores han centrado sus esfuerzos en distintas técnicas para el estudio de dicho comportamiento. En la Figura 2.6, se ilustra la geometría de los orificios de descarga de la tobera diésel, y la circulación de combustible en el interior de la misma. Así mismo, se representan las líneas de corriente, las cuales presentan desviaciones en la sección de entrada del orificio de descarga, causando la separación de la capa límite lo que propicia la formación de una zona de flujo turbulento; acompañado de un incremento en la velocidad del fluido, y un descenso repentino en la sección de salida de la tobera diésel. Si el nivel de presión en la sección de entrada del orificio de la tobera alcanza el nivel de saturación del fluido se producirá el fenómeno de la cavitación, afectando directamente las propiedades del flujo interno.

Elevados niveles de presiones de inyección, y bajos niveles de contrapresión propician el desarrollo del fenómeno de la cavitación. Por otro lado, geometrías cilíndricas del orificio de la tobera provocan el desarrollo de dicho fenómeno, mientras que las toberas con orificios de geometría cónica inhiben el desarrollo del mismo.

Respecto a esto, Brusiani et al. [16], realizaron un modelo completo a través de la dinámica de fluidos computacional sobre el estudio de la influencia de la geometría de los orificios de las toberas diésel sobre los fenómenos de la cavitación, y adicionalmente, caracterizan las propiedades del combustible justo en la sección de salida del orificio de la tobera diésel. Ellos encontraron que las geometrías cónicas presentan una reducción de masa de combustible inyectada, y que las geometrías con mayor nivel de conicidad evitan la formación de vapor en el interior del orificio de la tobera, reduciendo el riesgo de erosión por cavitación.

En la investigación de Kim et al. [17], estudiaron el flujo interno en el orificio de la tobera empleando una tobera óptica a escala donde se varió el diámetro geométrico del orificio, y la posición del levantamiento de la aguja. Concluyendo que, la generación y desarrollo de la cavitación son, principalmente, afectados por la velocidad del fluido, y no por la posición de la aguja o el diámetro geométrico del orificio. Por su parte, Chen et al. [18], desarrollaron un método óptico a través de la implementación de una cámara de alta velocidad del tipo CMOS para el estudio de la cavitación en el interior del orificio de la tobera diésel, observando que la inestabilidad inducida por este fenómeno provoca un incremento en el valor del ángulo del chorro diésel mejorando el proceso de formación de mezcla [19]. Por otro lado, también se ha demostrado que el fenómeno de la cavitación tiene efectos negativos sobre el desarrollo del flujo interno de la tobera [20].

Otros estudios desarrollados en banco de prueba emplean condiciones similares a las de un motor Diesel en plena carga. Con base a los resultados obtenidos se muestran que el desempeño de los motores se mejora un 6.1% en términos de eficiencia térmica, al modificar la geometría interna de la tobera multiorificio de un inyector diésel tipo solenoide [21].

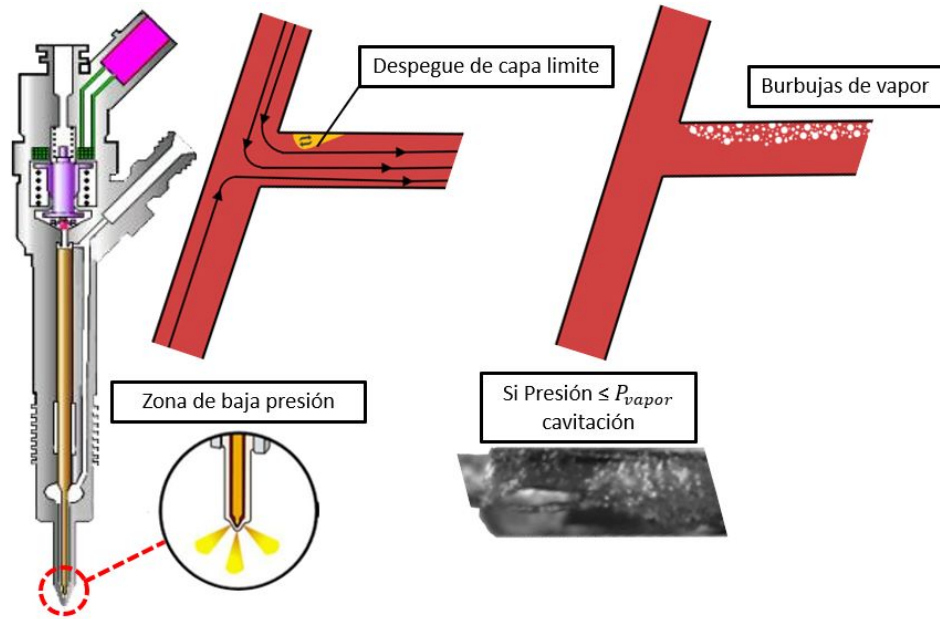


Figura 2.6: Fenómeno de la cavitación en el interior de la tobera diésel.

2.4 CARACTERIZACIÓN HIDRÁULICA: PRINCIPIOS DE MEDIDA, Y TÉCNICAS EXPERIMENTALES

En la presente sección se definirá el concepto del parámetro de tasa de inyección, el cual es un parámetro importante en el análisis, y la caracterización del flujo interno de la tobera. Así mismo, se describen los principios de medición empleados para su estudio.

2.4.1 FUNDAMENTOS DE LAS TASA DE INYECCIÓN DIÉSEL

Como se mencionó anteriormente, la tasa de inyección o la ley de inyección (*Rate of injection*, ROI por sus siglas en inglés), es un parámetro que afecta el flujo interno en las toberas diésel, y se define como la suma del flujo másico entregado por el inyector diésel en la sección de salida del orificio de la tobera diésel. El comportamiento de este parámetro define el procesos de combustión, y el proceso de formación

de productos contaminantes. Esto ha motivado a que muchos investigadores analicen la influencia de distintos parámetros como el diámetro geométrico del orificio de la tobera, los niveles de presión de inyección, las estrategias múltiples de inyección, y las propiedades fisicoquímicas del combustible sobre cómo es la entrega de combustible en el interior de la cámara de combustión. Por ejemplo, Ge et al. [22], compararon dos métodos para la caracterización del flujo interno de la tobera, y el desarrollo del chorro diésel a través del modelado de dinámica de fluidos computacional; y midieron el perfil de tasa de inyección en una tobera diésel multiorificio. Concluyendo que, los modelos computacionales pueden modelar con mayor precisión la penetración del chorro diésel por medio de los datos obtenidos al implementar el método de flujo de cantidad de movimiento. Salvador et al. [23] simularon los efectos de la compresibilidad del combustible en el flujo interno de la tobera empleando elevadas presiones de inyección de 30 MPa hasta 250 MPa, los resultados obtenidos muestran que al utilizar las aproximaciones de compresibilidad de combustible se mejoran la predicción de la tasa de inyección en un 5 %.

Por otra parte, Aljohani et al. [24], analizaron la efectividad del inicio y fin de inyección sobre ROI, DT, y la masa total inyectada en un inyector diésel tipo solenoide empleando estrategias de inyección simple, y dividida mediante la instalación experimental in situ de un motor de servicio pesado. Ellos encontraron que la tasa de inyección para la estrategia de inyección simple depende únicamente del nivel de P_{rail} . Así mismo, observaron que la respuesta de levantamiento de la aguja ocurre con mayor rapidez conforme aumentan los valores de P_{rail} . Xia et al. [25], estudiaron la influencia del diámetro de la tobera diésel, y las presiones de inyección sobre las características del proceso de inyección a través de dos métodos óptico: Imágenes de Schlieren, y la técnica de retroiluminación, ellos concluyeron que, a mayor diámetro geométrico en la sección de salida de la tobera diésel, se obtiene una mayor tasa de inyección, además al aumentar la presión de inyección de 60 a 180 MPa resulta en una mayor velocidad del fluido, y mayor tasa de inyección mejorando el proceso de atomización de combustible. Kim et al. [26], desarrollaron un modelo

numérico de un inyector diésel tipo solenoide para estudiar el efecto de la viscosidad, y densidad sobre la tasa de inyección empleando presiones de inyección de 30 a 160 MPa. Ellos encontraron que la variación de la viscosidad del combustible afecta la fuerza hidráulica, y las fuerzas viscosas de fricción ocasionadas por el diferencial de presión que existe a lo largo de la aguja, lo que ocasiona un incremento en la tasa de inyección. Por otro lado, la densidad del combustible sólo presenta efectos sobre la fuerza hidráulica.

Recientemente, Atique et al [27], caracterizaron los parámetros hidráulicos de un inyector piezoeléctrico empleando diésel, y mezclas binarias diésel/biodiésel a elevados niveles de presión de inyección. Concluyendo que, cualquier incremento en los niveles de presión de inyección tiene un efecto en el retraso hidráulico, y causa un cierre prematuro del inyector. Además, destacan que el retraso hidráulico también depende del diseño interno del inyector. Zhai et al [28], caracterizaron el proceso de combustión mediante el método de quimioluminiscencia empleando diferentes niveles de presión de inyección, y diámetros geométricos en la tobera de un inyector diésel tipo solenoide Denso G4S. Ellos, observaron que los cambios en el nivel de presión de inyección tienen un efecto sobre la tasa de inyección, y produce un inicio de la atomización más rápido. Así mismo, observaron que al reducir el diámetro geométrico de la sección de salida de la tobera provoca una reducción en la penetración del chorro.

2.4.2 TÉCNICAS EXPERIMENTALES

El estudio del flujo interno de la tobera diésel se ha centrado en el análisis de los parámetros en la sección de salida del orificio de la misma, y coeficientes adimensionales como el coeficiente de descarga [29–31], el cual se define como el cociente entre el caudal másico real y el teórico [32]. El análisis de los parámetros que afectan el comportamiento del flujo interno de la tobera, y la determinación de este coeficiente se sustenta en la medición de la tasa de inyección, y del flujo de

cantidad en movimiento. A continuación, se describen los principios de medición de estas dos mediciones experimentales, y la implementada en el desarrollo del presente trabajo de investigación.

2.4.3 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL MÉTODO BOSCH

El metodo Bosch, se basa en fijar el inyector a un recinto tubular cerrado el cual, en su interior, confina un tubo anecoico inmerso en combustible, y a través de una válvula reguladora de presión mantiene el interior del recinto a la presión de descarga o nivel de contrapresión (P_{back}) presentes en un motor Diesel. Este método es el más implementando con base a la publicación de Mata et al. [33], además de presentar menos desviación ciclo a ciclo comparado con el método flujo de cantidad de movimiento [34].

Al instante en el que comienza la inyección una onda de presión es generada, la cual es registrada por medio de un sensor tipo piezoeléctrico situado próximo al área de salida de los orificios de descarga de la tobera Diesel. Después de ser registrada por el sensor piezoeléctrico, la onda generada por el evento de inyección continua por el tubo anecoico de sección transversal constante hasta el siguiente extremo del mismo, y es atenuada parcialmente, y reflejada debido a la geometría interna en el tasimetro, y las condiciones de inyección seleccionadas. La onda reflejada al extremo final del tasimetro puede perturbar las señales de presión tomadas por el sensor, sin embargo, los efectos producidos al reflejar la onda son mitigados por medio de una relación longitud/diámetro del tubo anecoico, y una garganta ajustable que permite cambiar la configuración de la sección de salida del tubo, limitando las perturbaciones de medición producidos por la onda reflejada.

Con la finalidad de desarrollar una relación entre la señal de presión de inyección, y el flujo másico de combustible que ha sido inyectado al interior del recinto del tasimetro, es necesario el estudio de la propagación de la onda dentro del tu-

bo anecoico considerado con una sección transversal constante, A_t , la cual viaja a la velocidad del sonido, a , lo que resulta en un cambio de la velocidad del fluido, Δu .

Cuando la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, se considera una porción de la longitud del tubo con sección transversal constante A_t como un volumen de control en el cual los efectos de la gravedad son despreciables, siendo así la presión de inyección la única que tiene un efecto sobre el volumen de control resultado la Ecuación 2.1:

$$(p_0 + \Delta p) \cdot A_t - p_0 \cdot A_t = \rho \cdot A_t a \cdot \Delta u \quad (2.1)$$

simplificando, se obtiene la ecuación de Allievi [11]:

$$\Delta p = \rho \cdot a \cdot \Delta u \quad (2.2)$$

Así mismo, se puede relacionar la onda de presión que afecta al volumen de control con la tasa de inyección de combustible resultando en una expresión para el caudal másico como:

$$\dot{m} = \rho \cdot A_t \cdot \Delta u \quad (2.3)$$

Para poder obtener una función que represente la tasa de inyección instantánea dependiente de la variación de presión de inyección, se combinan las Ecuaciones 2.2 y 2.3:

$$\dot{m} = \left(\frac{A_t}{a} \right) \cdot \Delta p \quad (2.4)$$

Esta expresión es válida para determinar la tasa de inyección instantánea si se conoce el área transversal del tubo, y la velocidad del fluido combustible a la presión y temperatura empleadas.

Adicionalmente, para poder comprobar que la masa inyectada, y registrada por el tasímetro es correcta se coloca una balanza gravimétrica en la sección de retorno del mismo. En la Figura 2.7, se ilustra la herramienta experimental usada en el presente trabajo de investigación para la medición del parámetro de tasa de inyección, el cual es un dispositivo del tipo tasímetro basado en el método Bosch de tubo anecoico.

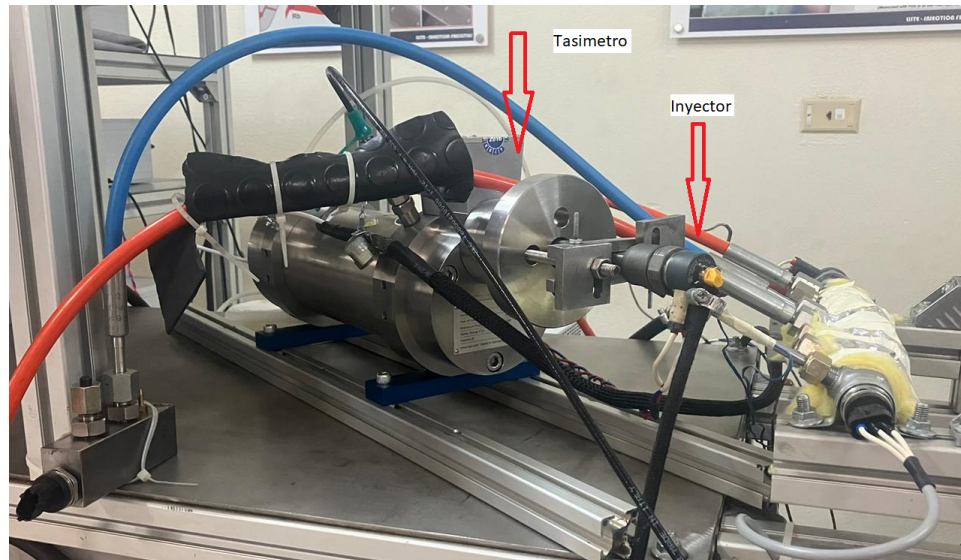


Figura 2.7: Tasímetro IAV tipo N 050-050.

La Figura 2.8, ilustra la señal medida, y generada a partir de un ensayo de tasa de inyección de una estrategia de inyección simple. En la Figura 2.8 (a), se muestra una señal eléctrica emitida por el control electrónico, en la Figura 2.8 (b), se observa la evolución temporal de la señal de tasa de inyección de un evento de inyección simple.

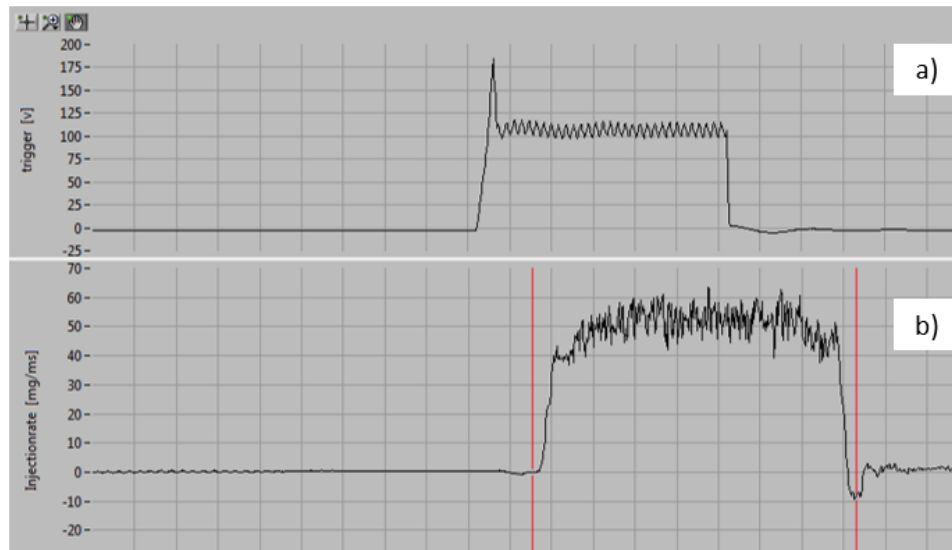


Figura 2.8: a) Señal de pulso eléctrico, b) señal de la tasa de inyección.

2.4.4 FLUJO DE CANTIDAD EN MOVIMIENTO

El flujo de cantidad de movimiento es uno de los parámetros que influye en mayor medida en el desarrollo del chorro diésel, y a su vez, proporciona información acerca de los fenómenos que ocurren en el interior de los orificios de la tobera diésel [11].

El principio de flujo de cantidad de movimiento consiste en medir la fuerza producida por el chorro diésel en la sección de salida del orificio de la tobera, la configuración de este método experimental consiste en la implementación de un transductor de fuerza frente al orificio de descarga de tal manera que se consiga un ángulo recto entre el chorro, y la superficie de medición. Así mismo, se ha demostrado que la medición de este parámetro resulta adecuada en la caracterización de la estrategia de inyección dividida [24]. En la Figura 2.9, se ilustra la configuración experimental empleado para la medición del flujo de cantidad de movimiento en la sección de salida del orificio de la tobera diésel.

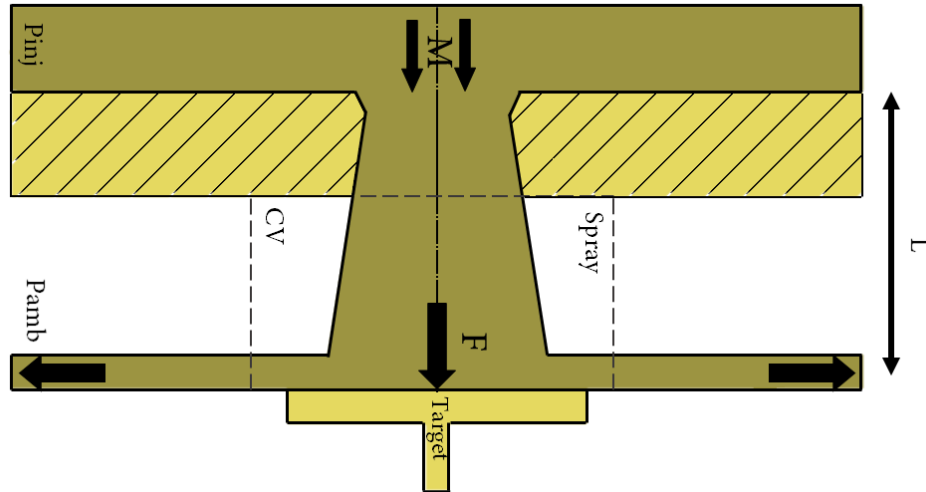


Figura 2.9: Esquema del principio de medición del flujo de cantidad de movimiento.

Además de describir el desarrollo del chorro diésel, si esta técnica es acoplada con la técnica experimental para el análisis de tasa de inyección, permite conocer la velocidad de salida del combustible, y la sección de salida efectiva del orificio de la tobera [11]. Estos parámetros representan un papel importante en la formación de la mezcla aire/combustible. En la Figura 2.10, se representa una situación real del flujo que fluye a través de la sección de salida del orificio de la tobera. La Figura 2.10 (a), representa la situación real en la sección de salida del orificio, la cual es afectada por el fenómeno de la cavitación. Este escenario puede simplificarse si se considera un flujo equivalente con una densidad constante, y en condiciones de una velocidad efectiva, y uniforme a través del área efectiva de inyección, como se ilustra en la Figura 2.10 (b).

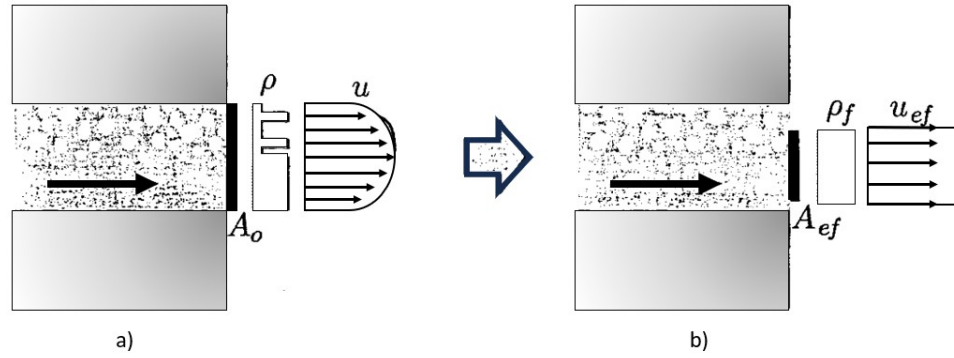


Figura 2.10: Descripción gráfica del flujo justo en la salida del orificio de la tobera, a) situación real, b) situación simplificada.

A partir de estas consideraciones, el flujo másico puede ser representado por:

$$\dot{m}_f = \int_0^{A_o} \rho \cdot u \cdot dA = A_{ef} \cdot \rho_f \cdot u_{ef} \quad (2.5)$$

mientras que el flujo de cantidad de movimiento:

$$\dot{M}_f = \int_0^{A_o} \rho \cdot u^2 \cdot dA = A_{ef} \cdot \rho_f \cdot u_{teo}^2 \quad (2.6)$$

2.4.5 PARÁMETROS PARA LA CARACTERIZACIÓN HIDRÁULICA DEL FLUJO INTERNO

El coeficiente de descarga (C_d), es el parámetro empleado para la caracterización del flujo interno en las toberas diésel. Este parámetro está definido como el caudal másico real entre el caudal másico teórico. Este parámetro se calcula al emplear la ecuación de Bernoulli entre las presiones aguas arriba del inyector diésel, y la presión en condiciones de descarga.

$$\left(\frac{p_i}{\rho_f} \right) = \left(\frac{p_b}{\rho_f} \right) + \left(\frac{1}{2} \right) \cdot u_{ef}^2 \quad (2.7)$$

donde p_i , y p_b representan la presión de inyección y contrapresión, respectivamente. Mientras que ρ_f , es la densidad del combustible empleado. Considerando la caída de presión en la sección de descarga como $\Delta p = p_i - p_b$, se puede conocer la velocidad máxima al despejarla de la Ecuación 2.

$$u_{teo} = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho_f}} \quad (2.8)$$

Si se supone un flujo de combustible que fluye a través del área total en la sección próxima a la salida del orificio de la tobera diésel, A_0 , el flujo másico teórico puede ser calculado a partir de la Ecuación 2.9.

$$\dot{m}_{teo} = A_0 \cdot \rho_f \cdot u_{teo} \quad (2.9)$$

Por lo tanto, el coeficiente puede ser representado en términos de la caída de presión como:

$$C_d = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{teo}} = \frac{\dot{m}_f}{A_0 \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot \Delta p}} \quad (2.10)$$

Ante esto, estudios realizados sobre la importancia de este parámetro, el cual está relacionado con la entrega de combustible en el interior de la cámara de combustión. Por ejemplo, los realizados por Payri et al. [35], estudiaron el envejecimiento o desgaste de un inyector diésel empleando estrategias de inyección múltiple, concluyendo que el periodo de envejecimiento tiene un efecto sobre el coeficiente de descarga debido a obstrucciones en el orificio de salida de la tobera. Atac et al. [36], validaron un modelo de inyección unidimensional para la predicción de la tasa de inyección. De los resultados obtenidos ellos concluyeron que el coeficiente de descarga en la sección entre la superficie de la aguja, y el asiento de la misma (C_d, N) es esencial en la predicción de la tasa de inyección para tiempos de energización cortos, mientras que para tiempos de energización largos, es el coeficiente de descarga en la sección de salida de la tobera (C_d, H).

2.5 DESCRIPCIÓN DEL CHORRO DIÉSEL

En el instante en el que el combustible diésel es introducido desde el interior del inyector diésel hacia el interior del cilindro, el primer fenómeno en presentarse es la vena líquida, la cual a partir de determinado tiempo, y a cierta distancia denominada como longitud intacta o de ruptura [11], se convierte en un cumulo de gotas dando inicio a la atomización primaria. A partir de ese instante las gotas irán reduciendo su diámetro, y colisionando entre si dando inicio a la atomización secundaria, y coalescencia, respectivamente. Al finalizar este proceso se obtiene una distribución parcialmente heterogéneas.

En el instante en el que la aguja alcanza el pleno levantamiento, el proceso de atomización, previamente descrito cambia su aspecto macroscópico pasando a un aspecto de chorro con forma cónica con un frente o cabeza de forma semielíptica, así se ilustra en la Figura 2.11. El desarrollo del chorro diésel es importante debido a que esto genera un área de contacto mayor entre el combustible y el aire, mejorando la proporciones de mezcla aire/combustible tal como se observó en el estudio desarrollado por Wang et al. [37], donde estudiaron el desarrollo del chorro a través de la técnica óptica Schlieren empleando ultra altas presiones de inyección, concluyendo que la penetración del chorro aumenta, y su desarrollo ocurre con mayor rapidez conforme se eleva el valor de presión de 150 MPa a 220 MPa.

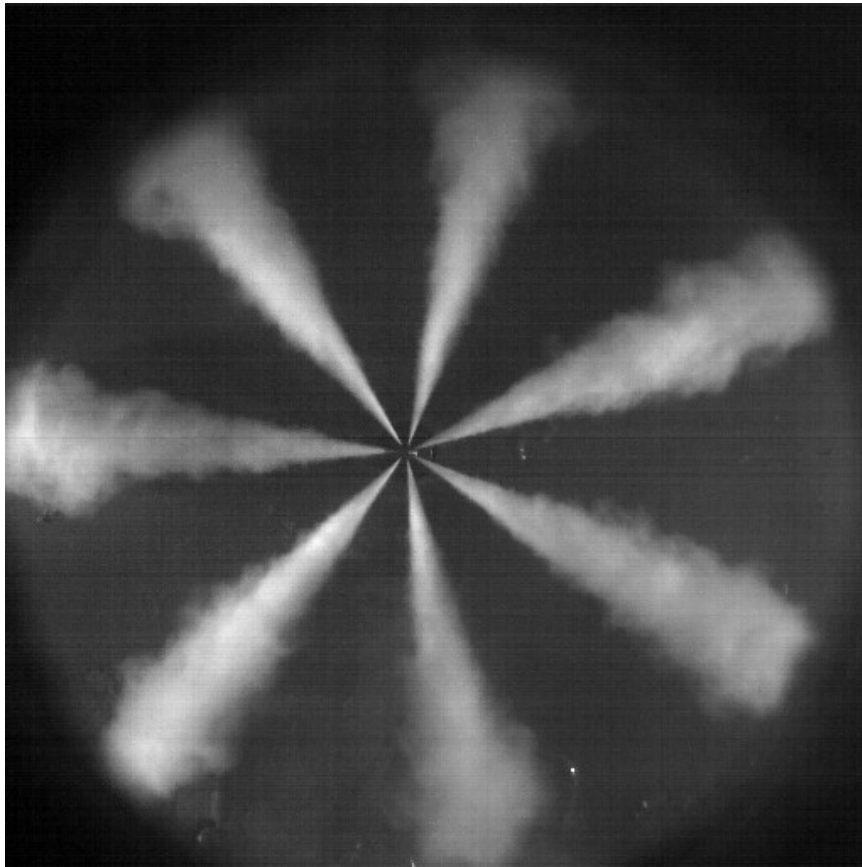


Figura 2.11: Inyección del chorro diésel en condiciones no evaporativas empleando una presión de inyección de 180 MPa, contrapresión 50 MPa, y 1.6 ms de tiempo de energización.

2.6 RÉGIMEN DE ATOMIZACIÓN DEL CHORRO DIÉSEL

A partir del valor del número adimensional Reynolds presente en el fluido de combustible expulsado por la sección de salida del orificio de la tobera diésel se pueden identificar cuatro regímenes de atomización que gobiernan el comportamiento, y desarrollo del chorro diésel, mismo que se describe a continuación.

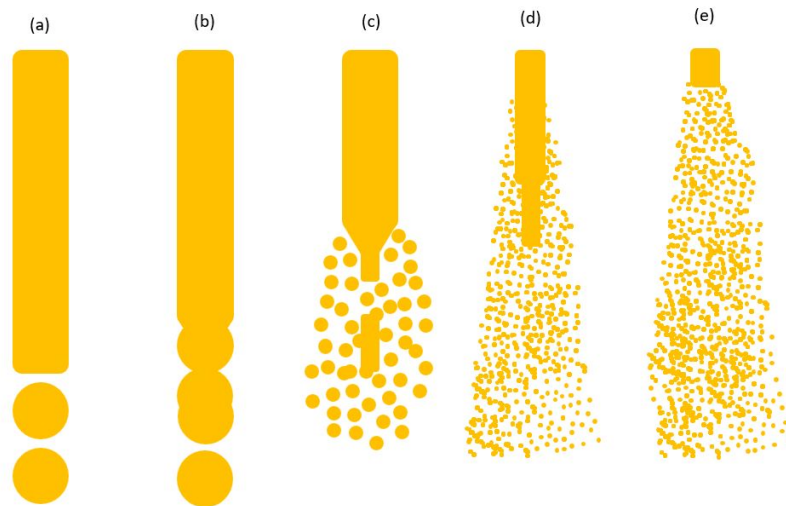


Figura 2.12: Regímenes de atomización del chorro diésel.

Régimen de Rayleigh. En la Figura 2.12(a), se ilustra esquemáticamente el comportamiento de este régimen, el cual depende de bajas velocidades en la sección del orificio de salida del a tobera causando que la vena líquida dependa de tensión superficial del combustible. Las oscilaciones al inicio de la superficie del chorro, y las fuerzas de tensión producen deformaciones axisimétricas. Dichas deformaciones van en aumento hasta producir un rompimiento de la vena líquida de combustible hasta formar gotas de diámetro uniforme.

Primer régimen inducido por interacción aerodinámica. Este régimen es causado por el incremento de las fuerzas aerodinámicas entre la velocidad del fluido, mayores a 10 m/s, y las condiciones de descarga. Este régimen presenta dos com-

portamientos distintos:

- Para velocidades bajas, las implicaciones aerodinámicas en el evento de atomización, en estas condiciones, incrementan la inestabilidad axisimétrica ocasionada por las fuerzas de tensión superficial. Este fenómeno ocasiona la formación de un chorro con bulbos, causando una atomización más rápida con diámetros de gota iguales al de la vena líquida.
- Para velocidades altas, los efectos aerodinámicos asumen un papel importante sobre los efectos de la fuerza de tensión superficial. La apariencia macroscópica del chorro conserva una forma parcialmente uniforme, sin embargo, esta fluctúa alrededor de su eje de simetría inicial. Como se ilustra en la Figura 2.12(b), el chorro adquiere una forma helicoidal alargada, lo que causa una disminución del área de la vena líquida ocasionando la atomización del combustible.

Segundo régimen inducido por interacción aerodinámica. Los efectos aerodinámicos se vuelven predominantes sobre el desarrollo del chorro diésel conforme se aumenta la velocidad de inyección, ocasionando fluctuaciones al rededor del eje de simetría del chorro, causado por la turbulencia presente en la sección de salida del orificio de la tobera. Como se observa en la Figura 2.12(c), estas perturbaciones producen la separación del combustible en pequeñas gotas.

Régimen de atomización. En el régimen de atomización, la desintegración del combustible en pequeñas gotas ocurre próximo a la sección de salida del orificio de la tobera diésel debido a condiciones de alta velocidad de inyección, favoreciendo el fenómeno de la cavitación. En la Figura 2.12(d,e), se muestra el desarrollo del chorro diésel bajo estas condiciones, las diferencias entre estas es la distancia en la que sucede la separación del combustible, y el ángulo del chorro en un proceso de atomización completo. Respecto a esto, investigaciones como las realizadas por Chen et al. [18], donde desarrollaron un método óptico a través de la implementación de una cámara de alta velocidad del tipo CMOS para el estudio de la cavitación en

el interior del orificio de la tobera diésel, observando que la inestabilidad inducida por la cavitación afecta directamente al ángulo del chorro diésel. Adicionalmente, encontraron que la cavitación inducida por la geometría, lo que induce un incremento en el ángulo del chorro.

2.7 PARÁMETROS MACROSCÓPICOS DEL CHORRO

DIÉSEL

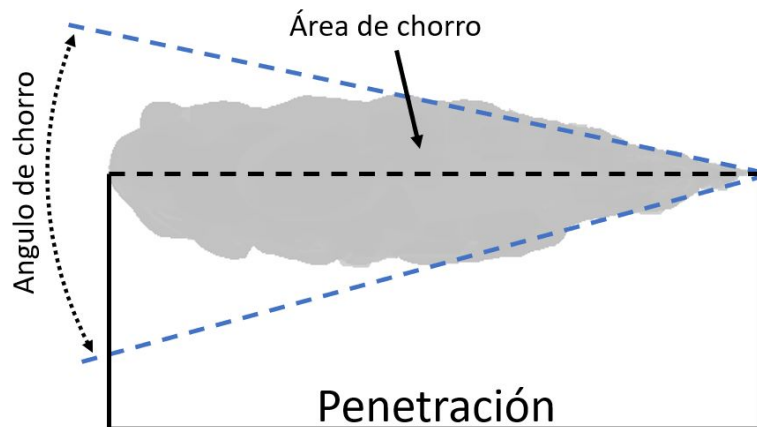


Figura 2.13: Parámetros macroscópicos del chorro diésel.

Penetración: Como se observa en la Figura 2.13, la penetración del chorro, es la distancia comprendida entre la punta del chorro, y la sección de salida del orificio de la tobera diésel. El estudio realizado por Hawi et al. [38], donde estudiaron el efecto de los niveles de la presión de inyección, y la densidad en la zona de descarga sobre el combustible diésel, y combustibles sustitutos. Ellos concluyeron que la penetración en la fase del vapor incrementa conforme se aumentan las presiones de inyección y disminuye con forme se modifica la densidad del aire en el ambiente, por otra parte, se pudo observar que la penetración líquida decrece con altas presiones de inyección indicando una mejor mezcla aire-combustible. Por su parte, Zhai et al.

[28], caracterizaron la combustión del chorro diésel a través de un método de quimio-luminiscencia implementando diferentes niveles de presión de inyección, y diámetros de salida. Pudieron observar que al emplear diferentes niveles de presión de inyección incrementa la tasa de inyección, y produce un inicio de inyección más rápido. Así mismo, concluyeron que la reducción de los diámetros a la salida del orificio de la tobera puede reducir eficientemente el largo de la penetración líquida.

Ángulo de chorro: el ángulo del chorro está definido como la apertura comprendida entre dos líneas rectas con un origen común, comúnmente, situado en la sección de salida del orificio de la tobera diésel. Respecto a esto, se han realizado una gran cantidad de estudios que respaldan que este parámetro es afectado principalmente por la geometría del orificio de la tobera [18]. Por otro lado, Salvador et al. [39], estudiaron el efecto de elevar los niveles de la presión de inyección sobre la morfología del chorro cercana a la sección de salida del orificio de la tobera de un inyector diésel tipo piezoeléctrico, concluyendo que la presión de inyección tiene poco efecto sobre el ángulo del chorro en comparación con la densidad presente en la zona de descarga.

Área de chorro: Es la superficie comprendida por entre las dos líneas que forman el ángulo del mismo, y es un parámetro que indica la superficie de contacto del combustible atomizado en el interior de la cámara de combustión, y este se define una vez que se ha delimitado el contorno del chorro diésel.

2.8 PARÁMETROS MICROSCÓPICOS DEL CHORRO DE COMBUSTIBLE

Distribución de diámetro de gotas: La distribución de los distintos diámetros de gotas está estrechamente ligada a los mecanismos, y eventos físicos inherentes al proceso de inyección. Las gotas de combustible exhiben una amplia variabilidad en tamaño. La obtención de la distribución de diámetros se realiza mediante la utilización de un diámetro medio característico, como el diámetro medio aritmético, y el diámetro medio de Sauter (SMD). Este último se determina a través de un sistema de medición basado en anemometría de fase Doppler (PDA) [11].

Distribución de la velocidad de gotas: La distribución de velocidades de gotas exhibe una forma gaussiana y se presenta como isomorfa, siendo prácticamente representada por perfiles de tipo exponencial. Por otra parte, en un estudio realizado por Dhanji et al. [40], estudiaron el efecto de la estrategia de inyección dividida sobre el desarrollo del chorro mediante el uso de un inyector solenoide, y elevados niveles de presión de inyección, observaron que, a medida que el tamaño promedio de las gotas incrementaban, la velocidad disminuía al finalizar del primer evento de inyección. Esto se atribuye al hecho de que cuando ocurre el cierre de la válvula se gotas grandes con poco impulso.

2.9 ESTUDIOS SOBRE EL COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO DEL INYECTOR DIÉSEL

Como se mencionó anteriormente, existen dos maneras de caracterizar el comportamiento hidráulico de un inyector diésel de forma experimental, concretamente, a través del método Bosch, y la medida de flujo de cantidad de movimiento. Para lograr una caracterización completa de este parámetro es indispensable considerar

diferentes condiciones de operación tales como variación del número de eventos de inyección, niveles de presión de inyección, tiempo de energización [33], y las modificaciones en la geometría interna en los orificios de la tobera diésel.

Respecto a estos enfoques se han realizado diversos estudios, por ejemplo, los realizados por Jeon et al. [41], investigaron el proceso de combustión, y las emisiones de hollín en un motor de combustión interna. Empleando una mezcla diésel/biodiésel como combustible, y distintos niveles de presión de inyección 50 MPa, 90 MPa y 130 MPa. Los resultados reportaron que las propiedades fisicoquímicas de la mezcla afectan al proceso de la combustión en términos de retraso de ignición. Los valores de la viscosidad y la densidad son propiedades mayores con respecto al diésel puro, provocando un retraso en el proceso de inyección. Por otro lado, el elevar los niveles de presión de inyección se produce una disminución significativa en la emisión de hollín. Salvador et al. [23], analizaron el efecto que tiene la inclinación de los orificios de la tobera en el desempeño hidráulico de un inyector diésel tipo solenoide, midieron el caudal másico de combustible empleando distintos niveles de presión de inyección, desde 23 MPa hasta 200 MPa, y distintas inclinaciones para los orificios de la tobera. Concluyendo que un mayor ángulo de inclinación en el orificio de la tobera produce una reducción en la tasa de inyección, y en el valor del flujo de cantidad de movimiento. Por otro lado, se pudo observar que las fases de apertura y cierre del inyector no se afectan por el ángulo de inclinación, a su vez, el coeficiente de descarga se aumenta al elevar los nivel de presión de inyección. Yao et al. [42], analizaron las propiedades del proceso de combustión diésel en una cámara de combustión a volumen constante, y empleando dos condiciones de gas ambiente diferentes, por un lado se utilizó una mezcla con aire en la atmósfera (AA), y la mezcla de aire/metanol en la atmósfera (MAA) a distintos valores de presión de inyección 40 MPa, 80 MPa, 120 MPa, 160 MPa. De los resultados obtenidos, se concluyó que al aumentar las presiones de inyección se puede observar que la distancia de lift-off de la flama se alarga, y que el retraso de ignición se acorta de 2.80 ms a 2.03 ms para AA, y de 2.90 ms a 2.27 ms para MAA. Agarwal et al. [43], investigaron los efectos de la presión

de inyección, y los tiempos de inicio de la inyección en un motor mono cilíndrico en términos de transferencia de calor, y formación de emisiones de hollín. Los resultados mostraron que para una masa constante inyectada, la tasa de calor transferido presenta mayores valores en la fase de combustión para elevados niveles de presión de inyección, y largos tiempos de energización de inyección.

Por su parte, Vera-Tudela et al. [44], desarrollaron un estudio experimental a altas presiones de inyección empleando un inyector diésel tipo solenoide con el objetivo de analizar el comportamiento del chorro diésel en el proceso de inyección. De los resultados obtenidos los investigadores observaron que al aumentar las presiones de inyección de 250 MPa a 400 MPa, el retraso en el levantamiento de la aguja son del orden de 0.4 ms a 0.5 ms, por otro lado, los tiempo para el fenómeno de cierre de la aguja están en el orden de 0.65 ms a 0.9 ms, concluyendo que el inyector se abre y cierra con mayor rapidez, al aumentar el nivel de presión de inyección. Li et al. [45], desarrollaron un modelo de simulación y validación experimental para altas presiones de inyección, concluyendo que el efecto de las ondas de choque deben ser consideradas para el diseño de las cámaras de mezclado, además se encontraron relaciones máximas de 2.46, 2.01, 1.15 para las relaciones de densidad, presión y temperatura, respectivamente.

Por su parte, Aljohani et al. [46], concluyeron que para la estrategia de inyección simple la tasa de inyección se ve afectada por la presión de inyección proveniente del rail, así mismo, para la estrategia de inyección dividida, la tasa de inyección, y la masa total inyectada presentan un aumento cuando se acorta el dwell time. Por otro lado, a mayores valores de presiones de inyección se disminuye el retraso hidráulico a la apertura del inyector, y se aumenta el retraso hidráulico al cierre del mismo. Gao et al. [47], llevaron a cabo un estudio donde se propuso un método numérico para la descripción de la tasa de inyección, el cual fue validado con resultados experimentales obtenidos en dos inyectores diésel tipo solenoide; concluyendo que el modelo analítico propuesto puede ser usado para analizar la duración de inyección, la tasa máxima de inyección, y también el retraso hidráulico en un inyector diésel

tipo solenoide. Aljohani et al. [24], estudiaron también el comportamiento de la tasa de inyección en un inyector diésel empleando dos métodos para la caracterización del proceso de inyección, y estrategias de inyección múltiple. Concluyendo que el método de flujo de cantidad de movimiento presenta más oscilaciones en el estado cuasi estático en comparación al método de flujo másico de combustible, comúnmente denominado método Bosch. Así mismo, demostraron que el método de flujo de cantidad de movimiento provee perfiles de la tasa de inyección más realistas. Payri et al. [48], estudiaron el proceso de combustión de 3 geometrías de toberas con 6 orificios a través de la quimioluminiscencia de radicales CH y OH, permitiendo relacionar su geometría a dicho proceso. Por otro lado, caracterizaron el retraso de ignición a través de la visualización de los radicales OH. Concluyendo que los radicales CH aparecen después del proceso de evaporación, y están afectados por el comportamiento del chorro diésel. Nandakumar et al. [21], analizaron el efecto de la geometría de los orificios de la tobera diésel sobre el desempeño del motor, para ello emplearon un motor mono cilíndrico abastecido por una mezcla binaria diésel-biodiesel. Concluyeron, que al aumenta la cantidad de orificios en la tobera diésel, se mejora el retraso de encendido reflejándose en un mejor desempeño del motor.

Por otro lado, las propiedades fisicoquímicas de los combustibles empleados en los motores de combustión interna tienen un efecto directo en los procesos de combustión. Wei et al. [49], investigaron las propiedades fisicoquímicas del combustible sustituto en las emisiones de del hollín emitido por los motores Diesel, empleando diferentes mezclas de combustibles oxigenados, diésel, y elevados niveles presión de inyección. Concluyendo que, la adición de combustibles oxigenados al diésel provoca una reducción en el contenido de los grupos alifáticos C-H en la superficie del hollín. Dernet et al. [50], presentaron los resultados del estudio del efecto de la densidad y viscosidad sobre la tasa de inyección empleando un inyector diésel tipo piezoeléctrico Bosch 3.1, y elevados valores de presiones de inyección. Concluyendo que, a altas presiones de inyección la densidad es la única propiedad del combustible que rige la entrega de la tasa de inyección, y que al elevar la viscosidad en los combustibles

se produce una reducción del coeficiente de descarga en un 10 %. Rezaei et al. [51], validaron y estudiaron el impacto de las propiedades de distintos combustibles sustitutos del diésel, en el desarrollo del chorro diésel a distintos niveles de presión de inyección, y temperaturas del combustible empleando el técnica óptica de dispersión Mie, y dos modelos en 1D en donde observaron que algunos combustibles se evaporaron antes de alcanzar temperaturas críticas. Por otra parte, los autores encontraron que la pulverización del chorro diésel es clave para el desarrollo del mismo.

Dentro de las investigaciones respecto al análisis del flujo interno de la tobera destacan trabajos que estudian el efecto de las condiciones del ambiente de descarga sobre los parámetros que caracterizan el flujo interno de la tobera, como el coeficiente de descarga. Sobre esto, Ong et al. [52], desarrollaron un método numérico para simular el efecto de distintas condiciones de descarga, y geometrías en la sección de descarga en el orificio de la tobera sobre el retraso de ignición. De los resultados obtenidos, concluyeron que conforme el diámetro en la sección de salida se incrementa, la mezcla aire/combustible se vuelve más rica en la región central del chorro. Li et al. [53], analizaron el efecto de la presión de inyección sobre los parámetros macroscópicos del chorro diésel empleando la técnica óptica de dispersión Mie. Ellos, observaron que conforme se aumenta la presión en la sección de descarga el ángulo del chorro, y el área del mismo incrementan resultando en una mejor mezcla aire/combustible.

La combinación de distintos enfoques para la mejora del desempeño de los sistemas diésel, y control de las emisiones ha resultado en un extenso número de investigaciones centradas en conocer el comportamiento hidráulico entre eventos de inyección que se presentan en las distintas estrategias de inyección. Por ejemplo, Cavicchi et al. [54], estudiaron los efectos hidráulicos, y electromagnéticos de un inyector diésel tipo solenoide empleando tiempos de energización cortos para inyecciones múltiples, ellos encontraron que para valores cortos de dwell times (DT), los efectos hidráulicos son más evidentes sobre el segundo evento de inyección en la estrategias de inyección dividida, debido a la magnetización residual causado por la válvula solenoide en del primer pulso. Así mismo, concluyeron que la interacción entre pulsos

eléctricos determina la rapidez de la apertura de la aguja del inyector. Por su parte, Park et al. [55], analizaron las estrategias de inyección como método de mejora en los procesos de combustión en condiciones de arranque en frío, usando la medición de tasa de inyección, concluyeron que debido a las pequeñas masas inyectadas en la estrategia de inyección piloto, se genera una baja disipación de energía favoreciendo la ignición en el interior de la cámara de combustión. Yousefi et al. [56], estudiaron y validaron numéricamente el efecto de la estrategia de post inyección sobre las emisiones de gases de efecto invernadero en un motor Diesel en condiciones de carga pesada. Los resultados mostraron que la estrategia de post inyección disminuye las emisiones de metano no quemado. Lei et al. [57], analizaron los efectos de distintas tasas de inyección en la estrategia de post inyección en un motor Diésel sobre las emisiones de hidrocarburos no regulados. Concluyendo, que conforme se aumenta la tasa en la post inyección las emisiones disminuyen gradualmente encontrando su máximo en un 27 %, y 4, 798 partículas por millón. Payri et al. [58], estudiaron el efecto del envejecimiento sobre el comportamiento hidráulico en un inyector piezoeléctrico, y empleando estrategias de inyección múltiples, en concreto, la inyección piloto y la post inyección. De los resultados obtenidos, observaron que en el caso de la tasa de inyección ésta presenta una disminución, y un tiempo de energización más prolongado después de 1400 h de trabajo lo que afecta directamente a la masa inyectada. Ferrari et al. [59], desarrollaron un algoritmo para calcular, y controlar la tasa de inyección que entra en un inyector diésel tipo solenoide CRI 2.20, empleando estrategias de inyección simple e inyección piloto. Los resultados obtenidos muestran que el nuevo sistema de control presenta una mejora en la reducción del error de la masas inyectada para valores cortos de dwell time, respecto a la estrategia de inyección piloto, por otro lado para la inyección simple, el sistema de control es capaz de compensar el error de la masa inyectada, debido al rango de temperaturas que experimenta el inyector diésel.

2.9.1 ESTUDIOS SOBRE LAS TECNOLOGÍAS DE INYECTORES DIÉSEL

Siendo el componente más sencillo en los sistemas diésel, el conocimiento respecto al comportamiento hidráulico de los inyectores es esencial para la mejora continua, y la evolución de los sistemas de inyección diésel en el control de emisiones. Por esta razón, los investigadores han enfocado sus esfuerzos en el estudio del desempeño de las tecnologías de inyector diésel, principalmente fabricadas por Delphi, Denso, y Bosch [16, 17, 22, 25, 28, 34, 38, 43, 46, 47, 50, 51, 54, 56, 58–60]

Respecto a esto se pueden mencionar los trabajos realizados por Plamondon et al. [61], emplearon un modelo matemático para simular el proceso de la tasa de inyección de un inyector diésel tipo piezoeléctrico Bosch CRI 3.3, empleando la estrategia de inyección simple, y estrategias de inyección múltiple. Concluyendo que, este inyector en específico, los tiempos de energización críticos son en promedio de 1.468 ms, y a su vez éste tiene un efecto sobre la masa total inyectada. Ramalingam et al. [62], analizaron el efecto de la presión de inyección sobre el desempeño, y los procesos de combustión en un motor Diesel empleando mezclas binarias diésel/diésel, y un inyector diésel tipo solenoide. De los resultados obtenidos, en términos de generación de CO_2 , los valores mínimos se alcanzaron con una porción de 80% de biodiésel, y a una presión menor de 30 MPa. Abdullah et al. [63], estudiaron el efecto de una señal de tasa de inyección de reducción denominada reducción progresiva o “delta-inversa” sobre la formación de la llama diésel en un inyector diésel tipo piezoeléctrico Denso G4P. Ellos, concluyeron que la señal de “delta-inversa” mejora en el proceso de mezcla de aire/combustible en comparación con la señal rectangular convencional. Payri et al. [64], estudiaron el efecto de la temperatura del combustible en el desarrollo del chorro diésel en un inyector diésel tipo solenoide. Concluyendo, que la temperatura del combustible modifica las propiedades físicas del combustible afectando dinámica del inyector, sin embargo no modifica las etapas de descarga o mezclado. Salvador et al. [39], desarrollaron una metodología para modelar un

inyector Bosch diésel tipo piezoeléctrico. Concluyendo, que los datos obtenidos del modelado final provee de información valiosa para la construcción de un modelo computacional 1-D, que pueda evaluar el comportamiento hidráulico del inyector diésel tipo piezoeléctrico, respecto a la tasa de inyección.

Por su parte, Payri et al. [65, 66], investigaron la influencia de la tecnología de inyector diésel sobre los procesos de combustión. Para ello, realizaron un estudio en dos partes. En la primera parte se centraron en la caracterización hidráulica de ambas tecnologías de inyector: inyector diésel tipo solenoide e inyector diésel tipo piezoeléctrico; mientras que en la segunda se centró en la visualización del proceso de combustión. Ellos, observaron que debido al comportamiento hidráulico en la tobera de un inyector diésel tipo piezoeléctrico, se mejora el proceso de mezcla aire/combustible. Por otro lado, del análisis del proceso de combustión se concluyó que la tecnología de inyector tipo solenoide es menos eficiente que la tecnología de inyección tipo piezoeléctrico en el proceso de mezcla aire/combustible.

Entre los diversos estudios realizados sobre la caracterización hidráulica y/o el efecto de este comportamiento sobre los procesos de combustión en un motor Diésel, y la importancia del trabajo experimental sobre el mismo. Pogulyaev et al. [67], desarrollaron un modelo matemático capaz de modelar el comportamiento interno de la aguja de un inyector diésel tipo piezoeléctrico Bosch de tercera generación. Los resultados obtenidos por el modelo matemático, muestran una coincidencia satisfactoria comparada con los resultados experimentales, sin embargo, es necesario la comparación de resultados experimentales en distintas condiciones de operación para el desarrollo adecuado de modelos matemáticos. Viera et al. [68], estudiaron un inyector diésel tipo piezoeléctrico analizando la relación entre la tasa de inyección, y la posición de el levantamiento de la aguja a través del método de rayos X. Concluyendo, que la respuesta del levantamiento de la aguja tiene un comportamiento similar al de la señal de tasa, es decir, al inicio de la energización presenta un pico de corriente seguido de una señal cuadrada estable. Por otro lado, no se encontró una relación lineal entre el estado estable de la tasa de inyección respecto a la curva de

corriente, mientras que la posición de la aguja, y la señal de corriente sí presentan este comportamiento lineal. Ferrari et al. [69], analizaron la repuesta de la dinámica interna en las tecnologías de inyectores diésel tipo solenoide y tipo piezoeléctrico. Ellos, describieron una zona entre el dwell time eléctrico, y el dwell time hidráulico de las curvas de señal de corriente y tasa de inyección. Esta zona se denominó como “límite de fusión de inyección“, (IFT), la cual determina los valores críticos de dwell time antes de que una superposición de inyección ocurra. Concluyendo que, el IFT depende principalmente del tiempo de energización en ambos casos, por otro lado, se encontró que la diferencia principal en el valor máximo del IFT es del orden de 100 μm . Payri et al. [64], analizaron el efecto de la temperatura del combustible sobre la tasa de inyección en dos inyectores diésel tipo piezoeléctrico uno de actuación directa, y otro de actuación asistida. Sobre esto, pudieron concluir que la temperatura de operación del combustible tiene un efecto mínimo sobre la tasa de inyección en estado estable, por otro lado, definieron el concepto de “voltaje crítico“, como el nivel de corriente crítica en el que el flujo de combustible puede ser controlado; y éste puede presentar tres comportamientos dependiendo del régimen de operación que se emplee.

Por su parte, académicos e investigadores pertenecientes al grupo de investigación CMT-UPV han desarrollado trabajos de tesis doctoral u obtención de grado. Por ejemplo, Valera [70], desarrollo un modelo unidimensional para el análisis un inyector diésel Bosch CRI2.25 de última generación, empleando un modelo AMESim a partir de un modelo 3D de un inyector diésel Bosch CRI2.20, ambos inyectores diésel de tipo solenoide. De los resultados obtenidos se pudo concluir que el modelo unidimensional describe congruentemente el comportamiento interno del inyector diésel Bosch CRI2.25. Sin embargo, se propone emplear datos experimentales con diferentes valores de tiempos de energización para la validación del modelo presentado. Jaramillo [32], estudió el comportamiento del flujo interno de la tobera empleando un modelo CFD de malla adaptativa, y tres geometrías de toberas distintas siendo los inyectores diésel tipo solenoide Bosch CRI2.18, Bosch CRI2.22, y Delphi DF4. De

la parte experimental de este trabajo, en general, el autor concluyó que el aumento de la presión de inyección propicia que los eventos de cierre, y apertura del inyector diésel tipo solenoide, ocurran con mayor rapidez a consecuencia de las deformaciones por compresión a lo largo de la aguja del inyector, para las tecnologías de los inyectores estudiados. Por otro lado, el inyector diésel tipo solenoide Bosch CRI2.22 presenta un mejor comportamiento hidráulico, en comparación con las otras tecnologías estudiadas. Viera [68], en su estudio titulado “Efecto de las estrategias de inyección múltiple sobre la formación del chorro diésel, y el proceso de combustión empleando técnicas ópticas”, caracterizó los parámetros hidráulico de un inyector diésel tipo solenoide Bosch CRI2.25 donde empleó la estrategia de inyección piloto, y la post inyección variando el valor de dwell time desde 20 ms hasta 65 ms con incrementos de 15 ms. De los resultados obtenidos, se concluyó que para valores bajos de nivel de presión de inyección, el dwell time afecta el levantamiento de la aguja ocasionando que el instante de inicio en segundo evento de inyección ocurra más rápido en ambas estrategias de inyección estudiadas.

Respecto al efecto de las estrategias de inyección múltiple sobre el comportamiento hidráulico [59], se destacan las investigaciones realizadas por Martínez Martínez et al. [71], quienes estudiaron la influencia del dwell time sobre el comportamiento hidráulico de un inyector diésel tipo solenoide empleando la estrategia de post inyección, inyección dividida, la inyección piloto. Ellos, concluyeron que para el valor de dwell time en el rango de 0.55 ms a 0.9 ms, el comportamiento del retraso hidráulico del segundo evento aumenta para todas las estrategias de inyección, y niveles de presiones de inyección empleadas. Adicionalmente, ellos destacan que en todos los casos de estrategias de inyección múltiple empleadas, la porción de masa inyectada en el segundo evento de inyección incrementa en los casos donde el dwell time es menores de 0.6 ms. Martínez Carrillo [1], estudió el efecto del dwell time sobre el parámetro de retraso hidráulico, y la masa inyectada durante el segundo evento de inyección empleando una estrategia de post inyección. Concluyendo que, para el valor de dwell time en el rango de 1.15 ms - 1.5 ms, el retraso hidráulico

aumenta para el segundo evento de inyección, mientras que la porción de masa inyectada durante el mismo evento de inyección presenta un incremento para los casos donde el valor de dwell time es menor a 1.4 ms. Por su parte, Yang et al. [72], estudio el efecto de las oscilaciones de presión, y tiempos de energización sobre la dinámica del levantamiento de la aguja. Concluyendo que, las fluctuaciones de las ondas de compresión transmitidas al inyector afectan el control hidráulico, en el interior del inyector diésel estudiado, causando que la apertura de la aguja ocurra con menor velocidad. Así mismo, el valor máximo de retraso hidráulico es alcanzado para un tiempo de energización de 0.6 ms. Este breve análisis de lo que en la actualidad es de interés para el área de investigación respecto a la tecnologías de inyectores diésel advierte el estudio, y entendimiento de la evolución de los inyectores diésel, misma evolución que se ilustra en la Figura 2.14.

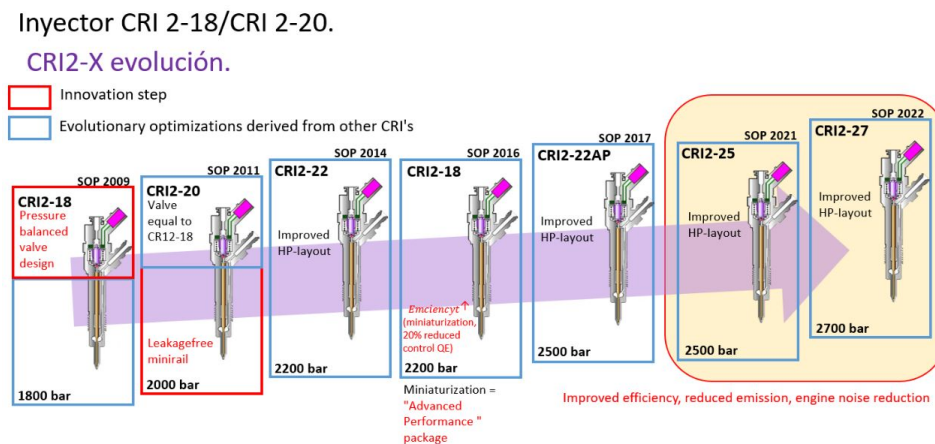


Figura 2.14: Evolución tecnológica de los inyectores diésel de la firma Bosch .

CAPÍTULO 3

PLANTEAMIENTO DE LA TESIS

A continuación, se presenta una revisión de la literatura con la finalidad de identificar áreas de oportunidad donde la investigación realizada en el presente trabajo pueda aportar información valiosa para la mejora de los sistemas de inyección diésel commo-rail, así mismo, se plantea la hipótesis de la tesis, y se presenta tanto el objetivo general y los objetivos específicos.

3.1 RESUMEN DE LA REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Debido a su alta eficiencia, actualmente es muy común encontrar en nuestro entorno las aplicaciones del motor Diesel, tales como generación de potencia, minería y agricultura, camiones de transporte pesado, embarcaciones y transporte de pasajeros [37]; y probablemente así sea durante mucho tiempo. Sin embargo, este sistema presenta altos niveles de emisión de partículas contaminantes para el medio ambiente, por lo cual se hace indispensable que nuevos acercamientos, y estudios sean realizados con la finalidad de cumplir con las normas respecto a las emisiones de gases contaminantes, tales como la Euro VI para la Unión Europea y NOM-044-SEMARNAT-2017 para México, y a la par desarrollar mejoras en el rendimiento de estos sistemas. Los sistemas diésel están compuestos principalmente por un sistema de inyección diésel tipo common-rail, una configuración que genera la alta presión, una unidad electrónica que regula la presión de inyección, y controla el pulso eléctrico que energiza e inicia el proceso de apertura y cierre de los inyectores, y un inyector diésel. Actualmente existen dos tecnologías de inyectores predominantes: tipo solenoide y tipo piezoeléctrico.

En respuesta a la mejora de las emisiones de partículas y gases de efecto invernadero, se han aplicado diferentes estrategias de inyección que consisten en inyectar un volumen de masa en diferentes momentos del proceso de inyección, las cuales contribuyen a la reducción de las emisiones contaminantes generadas por el motor Diesel.

Con base en la revisión de la literatura previamente discutida, se pueden identificar que existen pocos estudios que empleen la estrategia de post inyección como objeto de investigación en la mejora del rendimiento de los motores Diesel. Por ejemplo Payri et al. [58], estudiaron el efecto que tiene el envejecimiento de un inyector diésel sobre el comportamiento hidráulico, empleando las estrategias de post inyección, e inyección piloto midiendo el parámetro de flujo de cantidad de movimiento.

Los resultados mostraron que para el mismo pulso eléctrico de inyección la tasa de masa inyectada fue menor, y presentó un periodo más prolongado después del envejecimiento, esta prolongación de inyección de masa produce una superposición entre ambos eventos de inyección en la estrategia de post, resultando en una sola inyección, la cual ocasionando un incremento en el consumo de combustible, y una probable pérdida de los beneficios térmico al emplear una estrategia post inyección.

Por otro lado, se puede observar que existe una tendencia por aumentar los niveles de presión de inyección que supone un mejoramiento en las propiedades hidráulicas, y atomización del combustible presentes en las actuales tecnologías de inyectores. Con respecto a esto, los estudios llevados a cabo por Wang et al. [37], demuestran la importancia y los beneficios de elevar las presiones de inyección hasta alcanzar las denominadas como “ultra-altas” presiones. En su estudio experimental implementaron un amplificador de presiones de inyección que alcanza de 150 MPa a 250 MPa para una estrategia de inyección simple con la finalidad de analizar las características principales del proceso de atomización de los resultados experimentales, ellos concluyeron que al aumentar las presiones de inyección se favorecen el comportamiento del proceso de atomización, ya que se presentan mejoras en la penetración del chorro, y destacaron que el retraso hidráulico de inyección se prolonga al aplicar presiones por encima de 210 MPa.

Así mismo, se destaca que existe pocos estudios realizados que comparen ambas tecnologías de inyectores tipo solenoide y tipo piezoeléctrico, como los realizados por d’Ambrosio et al. [12], que llevaron a cabo un estudio donde se analiza el comportamiento hidráulico de ambas tecnologías: tipo solenoide y tipo piezoeléctrico, delimitando su investigación para estrategias de inyección simple y piloto, las conclusiones que pudieron alcanzar son que; la tecnología solenoide presenta una mayor cantidad de fuga estática a diferencia de la fuga dinámica presente en el inyector tipo piezoeléctrico, esto debido a las diferencias en las configuraciones presentes en ambos inyectores, proponiendo a la tecnología solenoide como opción más viable debido a

su bajo costo.

Otros estudios como los realizados por Luo et al. [73], implementaron un modelo experimental con el cual llevaron a cabo el estudio de las características de inyección entre cada orificio de salida de la tobera, empleado una inyección simple, la cual ayuda a entender de mejor manera el comportamiento del proceso de inyección. Por otra parte, existen investigaciones que proponen otras soluciones para optimizar el rendimiento del proceso de inyección, y las emisiones contaminantes, productos del proceso de combustión. Por ejemplo, Atique et al. [27], caracterizaron el comportamiento hidráulico empleando inyecciones simples a diferentes niveles presiones de inyección y contrapresión, usando diésel y diferentes mezclas binarias de diésel/diésel como B50 y B100. Con base a los resultados obtenidos en este estudio se concluyó que incrementar la presión de inyección se traduce en un mejoramiento del comportamiento del parámetro de retraso hidráulico, y cierre prematuro del inyector.

Investigaciones más actuales como las realizadas por Nguyen et al. [74], donde caracterizaron las propiedades del comportamiento hidráulico de un inyector diésel tipo solenoide common-rail de segunda generación utilizando las estrategias de inyección simple y dividida, estudiaron los eventos de inicio y fin en términos de tasa de inyección, y volumen inyectado. Liang et al. [75], quienes presentan los resultados de su investigación con enfoque en la morfología, nanoestructura, y reactividad de oxidación presente en las partículas de hollín, destacando que las estrategias de inyección múltiple tales como: la inyección piloto y la post inyección, fomentaban la reducción de tamaño de partícula, y un mejoramiento en la reactividad de la oxidación presente en el carbono orgánico, lo que se traduce en una mejor mezcla de aire combustible. Así mismo, Wei et al. [49], realizaron un estudio experimental donde se analizaron los efectos del comportamiento hidráulico del inyector diésel sobre el flujo interno y la dinámica de atomización de combustible, concluyeron que la inestabilidad en las cantidades de inyección es causada principalmente por la oscilación

en la válvula de la aguja presente en el proceso de preinyección y post inyección.

Con base en el estudio del estado del arte del proceso de inyección diésel, se sobresale la necesidad de llevar a cabo una investigación completa que estudie, y caractericé el comportamiento de la evolución de las tecnologías de inyector diésel tipo solenoide, y la falta de una comparación entre esta tecnología, y la tecnología de inyector diésel tipo piezoeléctrico bajo estrategias múltiples tal como: la post inyección, con la finalidad de comprender mejor las características hidráulicas de ambas tecnologías de inyectores.

En este estudio se propone caracterizar los parámetros que influyen en el comportamiento hidráulico de las tecnologías de inyector diésel tipo solenoide de 1^{ra} y 3^{ra}. Adicionalmente, se propone una comparación entre estas dos tecnologías de inyector, y la tecnología de inyector diésel tipo piezoeléctrico correspondientes a la tecnología más actual usada en vehículos automotores de carga media/alta, empleando distintas condiciones de operación tales como: presión de inyección, dwell time, y una isomasa inyectada debido a la diferencia de geometrías en las tobera de cada inyector, con la finalidad de realizar un análisis del comportamiento individual de cada inyector.

3.2 HIPÓTESIS

Con el uso de elevados niveles de presión de inyección y las estrategias de inyección múltiple en las tecnologías actuales de inyectores se mejorará su comportamiento hidráulico impactando positivamente en el proceso de inyección. Así mismo, con el inyector de 3^{ra} generación se espera que su comportamiento hidráulico sea similar al de la tecnología tipo piezoeléctrico.

3.3 OBJETIVOS DEL ESTUDIO

3.3.1 OBJETIVO GENERAL

Estudiar los parámetros que describen el comportamiento hidráulico del proceso de inyección empleando un inyector diésel tipo solenoide de 1^{ra} y 3^{ra}, un inyector diésel tipo piezoeléctrico, una estrategia de post inyección, y presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa, 180 MPa y tiempos de energización menores 0.9 ms y mayores a 2 ms.

3.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Evaluar los parámetros que describen el comportamiento hidráulico de las tecnologías de inyector diésel tipo solenoide de 1^{ra} y 3^{ra} generación, empleando la estrategia de post inyección múltiples, presión de inyección de 80 MPa, 120 MPa, 180 MPa, y empleando tiempos de energización que sean menores de 0.9 ms, y mayores a 2 ms.
- Comparar el comportamiento hidráulico de los tres inyectores empleando los

niveles de presión de inyección de 80 MPa, 120 MPa, 180 MPa, y con tiempos de energización que sean menores de 0.9 ms, y mayores a 2 ms.

- Definir las ecuaciones que describen el comportamiento del caudal másico respecto al tiempo de energización para las tres tecnologías de inyectores: tipo piezoeléctrico, tipo solenoide de 1^{ra} generación, y solenoide de 3^{ra} generación.
- Identificar como los parámetros de presión de inyección, y dwell time afectan el comportamiento hidráulico de las tecnologías de inyección.

3.4 METODOLOGÍA GENERAL

Se estudiará el comportamiento hidráulico de dos tecnologías de inyectores para un sistema de inyección diésel, es decir, uno tipo solenoide, y uno tipo piezoeléctrico los cuales, serán montados en el sistema de inyección diésel common-rail que se explicará más adelante. Para la elección de los inyectores se han considerado los siguientes aspectos, por un lado, que sean tecnologías que actualmente se utilizan en los motores Diesel. A su vez, se tomó en cuenta la revisión de la bibliografía antes citada con la finalidad de identificar áreas de oportunidad sobre estas tecnologías de inyectores, concretamente, información sobre el comportamiento hidráulico, y su efecto sobre el desempeño de los sistemas diésel. Por esta razón, se propone un estudio que comprenda periodos de tiempos de energizaciones que sean menores a 0.9 ms y mayores a 2 ms con niveles de presiones de inyección de 80 MPa MPa, 120 MPa, y 180 MPa utilizando diésel. En la Figura 3.1, se ilustra un esquema de la metodología general de la tesis.

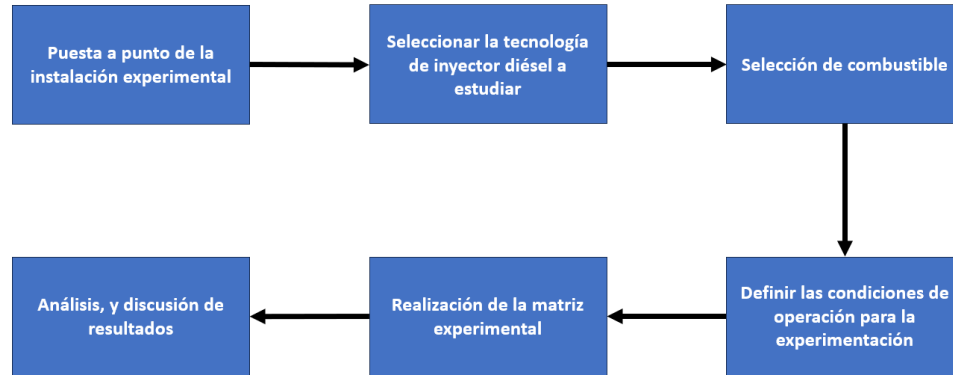


Figura 3.1: Esquema de la metodología general de la tesis.

Los pasos por realizar para cumplir con la metodología general propuesta en la Figura 3.1, consiste en:

- **Puesta a punto de la instalación experimental:** La primera etapa del proyecto de investigación propuesto se basa, esencialmente, en verificar que la instalación experimental funcione correctamente, lo que consiste en tres pasos. El primero es la verificación de la correcta regulación de la contrapresión en el interior del tasímetro, el segundo paso consiste en la calibración de las reflexiones de las ondas de presión a lo largo del tubo anecoico. Y finalmente, se compara la masa desplazada por el volumen inyectado por el inyector diésel, con la masa medida por la balanza gravimétrica.
- **Seleccionar la tecnología de inyector diésel a estudiar:** La segunda etapa se realiza a partir de la verificación de la instalación experimental, y con base a la revisión bibliográfica citada con anterioridad, se seleccionan las tecnologías de inyector diésel objeto de estudio.
- **Selección de combustible:** La tercera etapa se realiza una vez definidas las tecnologías de inyector de interés, y se selecciona el combustible.

- **Definir las condiciones de operación para la experimentación:** En la cuarta etapa, se definen las condiciones de operación para la obtención de las curvas características, a partir de las cuales se determinan las condiciones de operación para las estrategias de inyección múltiple.
- **Realización de la matriz experimental:** La quinta etapa, se alcanza al definir las condiciones de operación para la experimentación, y consiste en la plantear la matriz de experimentación definida para cada estrategia de inyección múltiple.
- **Análisis, y discusión de resultados:** La sexta, y última etapa de la metodología general de la tesis consiste en el procesado, análisis, y discusión de los resultados experimentales obtenidos en la etapa previa.

Las etapas que conforman la metodología general de este trabajo de investigación serán ampliadas en el siguiente capítulo.

CAPÍTULO 4

METODOLOGÍA

En el presente capítulo se describen, y enlistan los componentes que conforman la instalación experimental empleada en el presente trabajo de investigación, así mismo, se presenta el plan de trabajo para llevar a cabo el estudio del comportamiento hidráulico de las tecnologías de inyector diésel empleando la estrategia de post inyección, y elevados niveles de presión de inyección. Por último, se presenta una descripción general sobre el procesamiento, y análisis de los datos obtenidos.

4.1 HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES

4.1.1 CONFIGURACIÓN EXPERIMENTAL PARA LA MEDICIÓN DE LA TASA DE INYECCIÓN

La configuración del equipo experimental utilizado, cuenta con los elementos necesarios para reproducir las condiciones de operación, y control electrónico del proceso de inyección presentes en un motor Diesel. En la Figura 4.1, se representa esquemáticamente el diagrama de conexión de los componentes hidráulicos, y electrónicos para la caracterización de un inyector diésel tipo solenoide, la cual ha sido empleada previamente en el trabajo de Martínez-Martínez et al. [71] y Martínez Carrillo [1]. Así mismo, la instalación experimental está integrada por las herramientas auxiliares necesarias en el control, y adquisición de datos experimentales.

La herramienta experimental está compuesto, principalmente, por un circuito de baja presión encargado de filtrar el diésel, y suministrar combustible a la bomba de alta presión que accionada por un motor eléctrico trifásico de la firma SIMENS. Este sistema de alta presión transporta el combustible hacia el common-rail el cual almacena, y distribuye el combustible al inyector diésel, la presión del combustible en el interior del common-rail es controlada a través de un regulador de presión de la marca GENOTEC. A su vez, la configuración experimental cuenta con un analizador de inyección de la firma IAV, el cual es presurizado con nitrógeno para simular las condiciones de contrapresión presentes en un MEC. La información generada por la herramienta experimental obtiene la medición de la temperatura de inyección, así como el aumento de la presión en el interior del tubo Bosch. La unidad electrónica del analizador de inyección IAV recolecta estos datos, y los transmite hacia el software IAV. Finalmente, la masa inyectada en el interior del tubo Bosch, y que sale por la línea de retorno de combustible hacia el tanque, es pesada por una balanza

gravimétrica, para posteriormente compararla con la porción de la masa medida por el analizador de inyección. A continuación, se dan más detalles de cada uno de los componentes que conforman la instalación experimental.

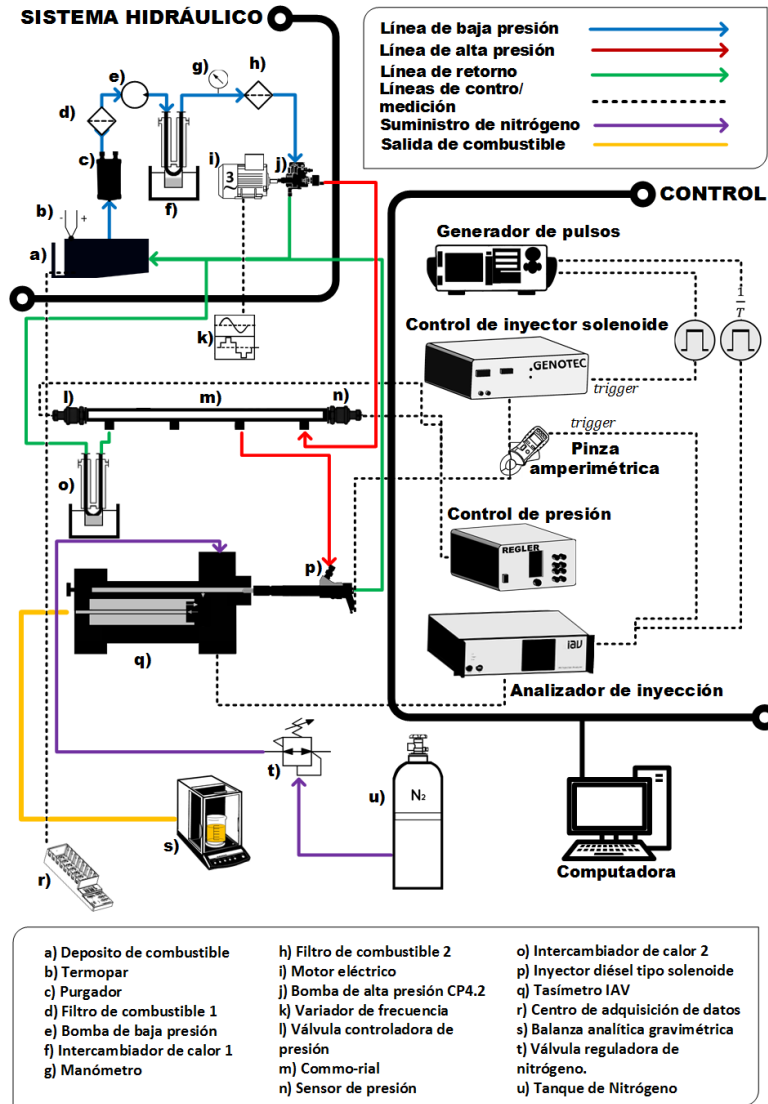


Figura 4.1: Configuración experimental para la caracterización hidráulica de un inyector diésel tipo solenoide. (adaptada de Martínez Carillo [1])

Sistema de inyección Common-Rail: El sistema de inyección está compuesto por dos sistemas, un sistema de baja presión por un tanque de almacenamiento de combustible, un purgador de aire encargado de extraer la humedad del aire acumulado en el combustible de prueba, dos filtros de combustibles encargados de eliminar las impurezas presentes en el combustible, una bomba de baja presión, la cual alimenta el circuito de alta presión, un intercambiador de calor acoplado a un baño térmico que regula la temperatura de entrada del combustible al sistema de alta presión. El sistema de alta presión, está conformado por el inyector diésel, un dispositivo common-rail, una bomba de alta presión modelo CP4.2 de la marca BOSCH, un motor eléctrico trifásico, y un variador de frecuencia encargado de regular el régimen de giro del motor eléctrico. Así mismo, este sistema está instrumentado con dos dispositivos de medición de temperatura termopar tipo K; uno que mide la temperatura en el depósito de almacenamiento de combustible, y otro que mide la temperatura justo en la salida de la línea de retorno del inyector diésel. La energización, y control electrónico se lleva a cabo mediante un sistema de control de la firma GENOTEC, con el cual se pueden controlar diferentes parámetros tales como los niveles de presión de inyección, los tiempos de energización del inyector diésel, la frecuencia de inyección, y eventos de inyección.

Inyectores diésel: Para el presente trabajo se estudiarán y compararán dos tecnologías de inyector diésel, una del tipo solenoide de 1ra y 3ra generación, y otra del tipo piezoeléctrico ambas tecnologías fabricados por la firma Bosch.

Tasímetro: Para la caracterización hidráulica de las tecnologías de inyectores diésel objeto de estudio, se empleará un tasímetro tipo N 050-050 de la marca IAV (por sus siglas en alemán *Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr*). En la Figura 4.2, se presenta un esquema del tasímetro. Si se requieren conocer más detalles de los componentes del tasímetro ver Anexo B.

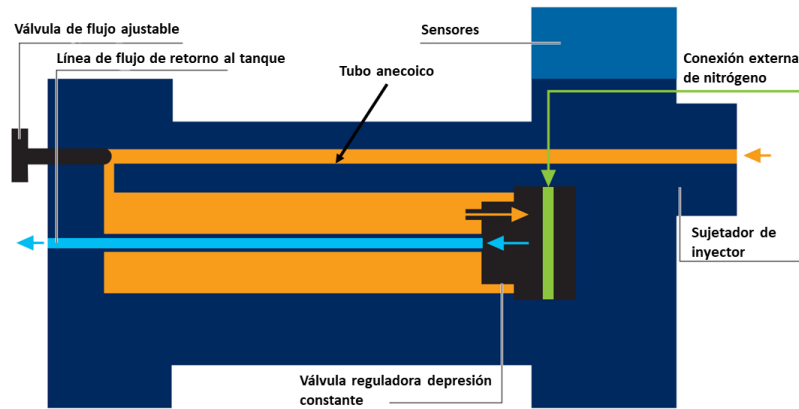


Figura 4.2: Diagrama esquemático del tasímetro.

El tasímetro está instrumentado con la unidad de control electrónico (UE), la principal función de este dispositivo es suministrar energía, y recopilar las señales que los sensores registran tales como la señal de la presión dinámica, la señal de temperatura cercana a la tobera, y la contrapresión. Para su funcionamiento, la unidad de control electrónico requiere una señal del tipo $1/T$ que transmite la frecuencia de inyección, y una señal de disparo que comunica el pulso eléctrico de cada inyección cuando éste es comunicado hacia el inyector. Las Ecuaciones 4.1 y 4.2, describen el principio físico de medición del tasímetro, que consiste en inyectar una cantidad de masa de diésel en el interior de un tubo anecoico.

La Ecuación 4.1, define el flujo másico desplazado por el inyector.

$$\dot{m}_f = \left(\frac{A_f}{a} \right) \cdot \Delta p \quad (4.1)$$

donde A , representa el área de la sección transversal del tubo Bosch, a , es la velocidad del sonido del fluido, y Δp representa el incremento del nivel de presión generado por la inyección de combustible en el interior de tubo Bosch.

Por otro lado, la Ecuación 4.2, define la cantidad de masa de combustible desplazada por la línea de retorno hacia el tanque.

$$m = \left(\frac{A_f}{a} \right) \cdot \int_0^{A_f} p dt \quad (4.2)$$

donde $\int_0^{A_f} p dt$ representa el cambio de la presión a lo largo de la sección transversal del tubo Bosch.

Dispositivo de suministro de nitrógeno presurizado: Como se ha mencionado anteriormente, con la finalidad de reproducir las condiciones ambientales presentes en el motor Diesel, al tasímetro se le es suministrado nitrógeno por medio de una conexión rápida, y mediante un tanque nitrógeno. Así mismo, para drenar el nitrógeno que se introduce al sistema el tasímetro cuenta con un sistema de despresurización.

Unidad de control electrónica para la energización de los inyectores diésel tipo solenoide, y tipo piezoeléctrico: Se usa una unidad de control para la energización de los inyectores diésel. En la Figura 4.4, se presenta una imagen de la unidad de control. En ella se puede observar una pinza amperimétrica, la cual se encargan de medir el pulso eléctrico enviada por la UE. Como primer paso, se define la forma del pulso que se enviará al inyector a través del software MagnetinjektorV2, para la tecnología de inyector diésel tipo solenoide, y para la tecnología de inyector piezoeléctrico se usa el software PiezoZeit. Con la finalidad de llevar acabo este estudio ingresan los datos definidos en la matriz experimental propuesta en el plan de trabajo para cada tecnología de inyector. Una vez configuradas las condiciones de operación se envía la información a la unidad de control, el cual se encarga de enviar la corriente eléctrica al inyector tal como se ilustra en la Figura 4.3.

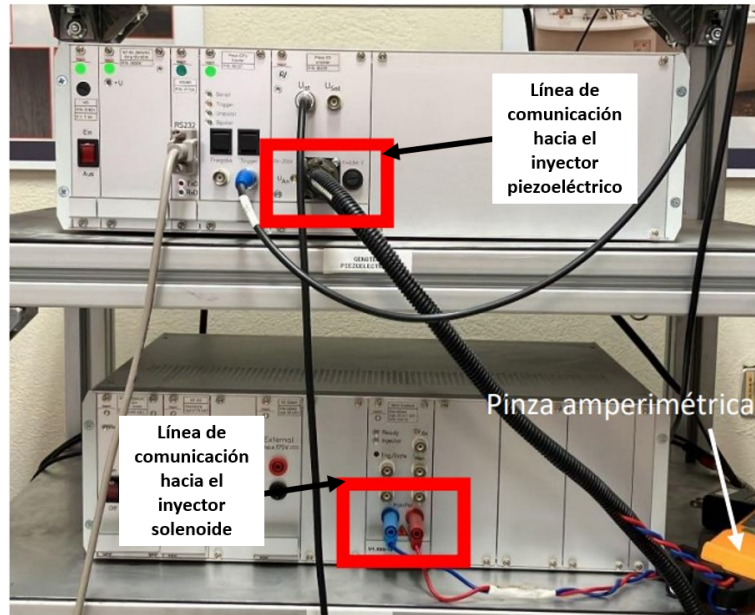


Figura 4.3: Unidad de control electrónica GENOTEC.

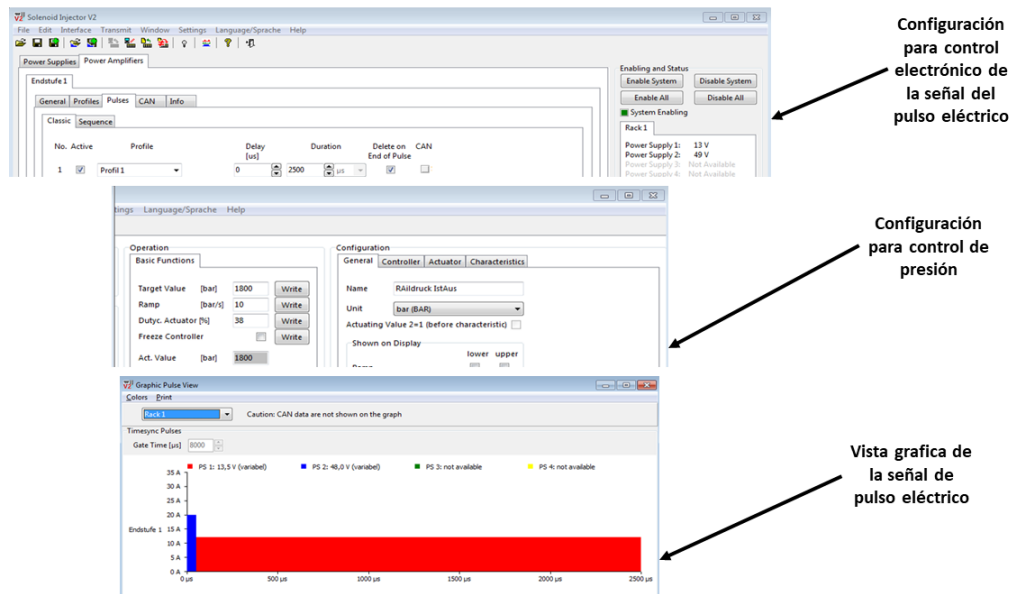


Figura 4.4: Configuración de condiciones de operación para 180 MPa de presión de inyección, y un tiempo de energización de 2.5 ms.

Generador de pulsos: El generador de pulso de la marca BK PRECISION modelo 4052 se encarga de genera una señal cuadrada a una determinada frecuencia, que para fines de este estudio se configuró en una frecuencia de 2 Hz. Esta frecuencia de inyección indica cada periodo en la que debe ser enviada la señal al inyector diésel.

Unidad electrónica IAV: Es la unidad de control del tasímetro que adquiere las señales de los sensores, que corresponden a la señal del pulso eléctrico enviado al inyector, y la señal de tasa inyección.

Una vez presentada la configuración experimental se procede a seleccionar las tecnologías de inyector diésel a estudiar. La decisión respecto a qué tecnologías de inyector deben ser estudiadas se toma a partir de la revisión bibliográfica descrita en el Capítulo 2, donde se destaca la importancia de estudiar, y documentar el comportamiento hidráulico de las tecnologías de inyector diésel. Por otro lado, el conocimiento acerca de los parámetros hidráulicos como: el retraso hidráulico a la apertura del inyector, el retraso hidráulico en el instante de cierre del inyector, y tasa de inyección diésel; proporciona información acerca de las ventajas entre cada una de las tecnología de inyectores, respecto a su precio comercial, siendo la tecnología de inyector diesel tipo solenoide la más económica. Por esto se ha decidido estudiar las tecnologías de inyector diésel tipo solenoide CRI2.22, correspondiente a la 3ra generación de esta tecnología de inyector con 8 orificios, y un inyector diésel tipo solenoide de 1ra generación de 7 orificios, y compararlos con los resultados obtenidos en el trabajo de teisi de [1], respecto a la tecnología de inyector diésel tipo piezoeléctrico de 7 orificios, que representa la tecnología más desarrollada en el mercado. El combustible usado en la caracterización hidráulica de estas tecnologías de inyector es diésel comercial. En la Tabla 4.1, se presentan las propiedades fisicoquímicas del diésel.

Tabla 4.1 Propiedades fisicoquímicas del diésel.

Combustible	Densidad [g/m ³]	Viscosidad dinámica [mPa·s] @40 C	Tension superficial [mN/m] @40 C	Poder calorífico superior [MJ/kg]
Diésel	0.8467	2.3610	28.91	45.7851

Finalmente, una vez puesta a punto la instalación experimental se procede a validar el correcto funcionamiento de la misma. El primer paso es verificar que el tasímetro mantenga las condiciones de operación, es decir, que esté regulando correctamente la contrapresión suministrada por el tanque de nitrógeno, y que ésta pueda ser regulable. El segundo paso, consiste en ajustar la calibración de la reflexión de las ondas a lo largo del tubo anecoico provocadas por la inyección de combustible en el interior del mismo, esto se realiza tal como se indica en el manual del sistema hidráulico del IAV [76]. Esta calibración consiste en inyectar combustible en el interior de tasímetro logrando desplazar una masa en el interior del tubo anecoico, y calibrando la válvula regulable que se señala en la Figura 4.2. El tercer paso es la comparación entre la masa desplazada por el inyector diésel con la masa medida por la balanza gravimétrica. Más detalles de este procedimiento se describen en el anexo B.

Como última etapa, y previo a definir el plan de trabajo es necesario tomar un ensayo de referencia con la finalidad de que los resultados adquiridos sean consistentes, y que las pruebas experimentales tengan repetibilidad.

4.2 PLAN DE TRABAJO

4.2.1 PLANTEAMIENTO DE LAS CONDICIONES EXPERIMENTALES

Con la finalidad de alcanzar los objetivos planteados en el Capítulo 3, resulta indispensable comprender el comportamiento hidráulico para cada una de las tecnologías de inyector diésel, respecto a la masa de combustible inyectada en función del tiempo, empleando inyecciones simples. En la Tabla 4.2, se detallan las condiciones de operación que se emplearan para la realización de las inyecciones simple. Con el objetivo de que el sistema de inyección se encuentren en un estado estable, se llevaron a cabo un total de 300 eventos de inyección, de los cuales sólo se consideraron los últimos 100 eventos de inyección para garantizar la estabilidad, precisión, y constancia de los datos a estudiar.

Tabla 4.2 Matriz experimental de inyecciones simples empleando el inyector diésel tipo solenoide CRI2.22 y CRI2.18

Combustible	Presión de inyección [MPa]	Contrapresión [MPa]	TE [ms]
	80		
Diesel	120	5	0.5-2.5
	180		

En las Figuras 4.5 y 4.6, se ilustran las evoluciones temporales del flujo másico obtenidas con el inyector diésel tipo solenoide, al emplear los niveles de presión de inyección de 80 MPa, 100 MPa, 120 MPa, 140 MPa, 160 MPa, 180 MPa, y tiempos de energización desde 0.5 ms hasta 2.5 ms. En ambas figuras se señala la región donde la tasa de inyección se mantiene en un estado estable para cada nivel de presión de inyección. Esto es importante para calcular la tasa promedio de combustible que es inyectada.

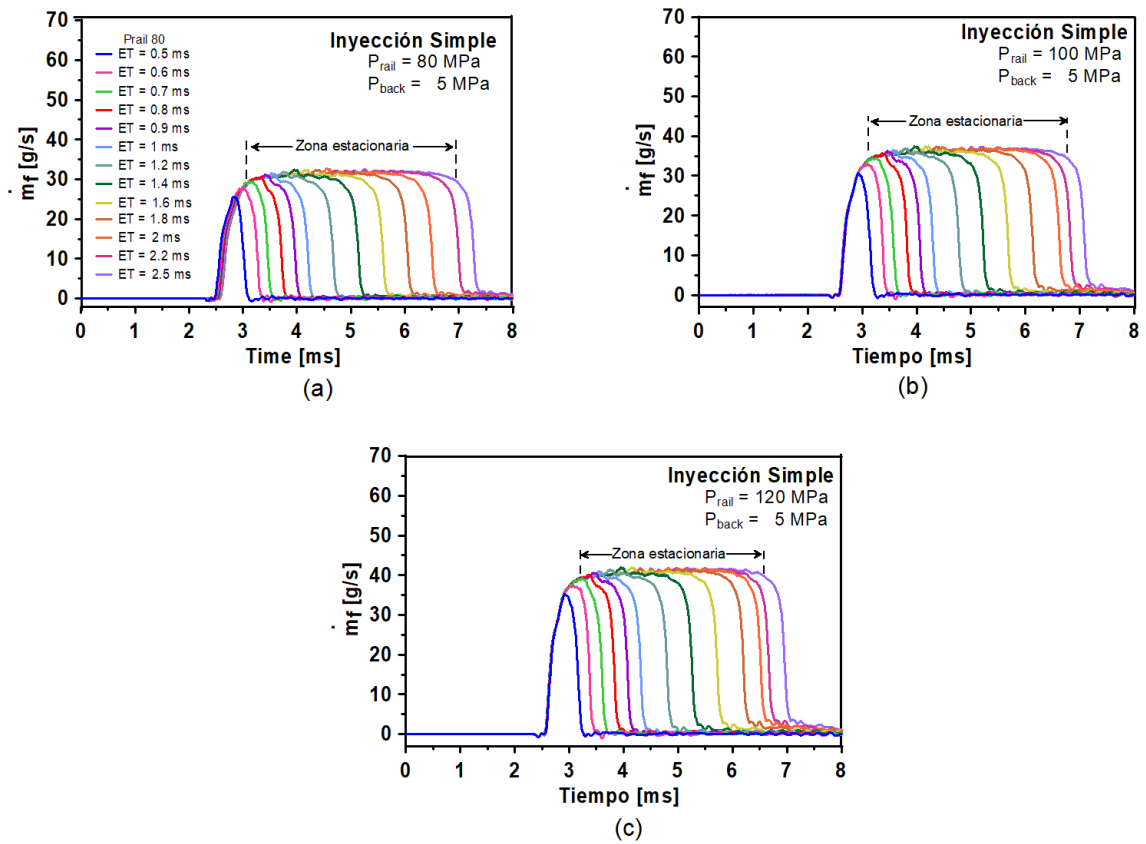


Figura 4.5: Evoluciones temporales de tasa de inyección diésel empleando un inyector diésel tipo solenoide, e inyecciones simples, tiempos de energización de 0.5 ms a 2.5 ms, y un nivel de contrapresión de 5 MPa, y los niveles de presión de inyección de (a) 80 MPa, (b) 100 MPa, y (c) 120 MPa.

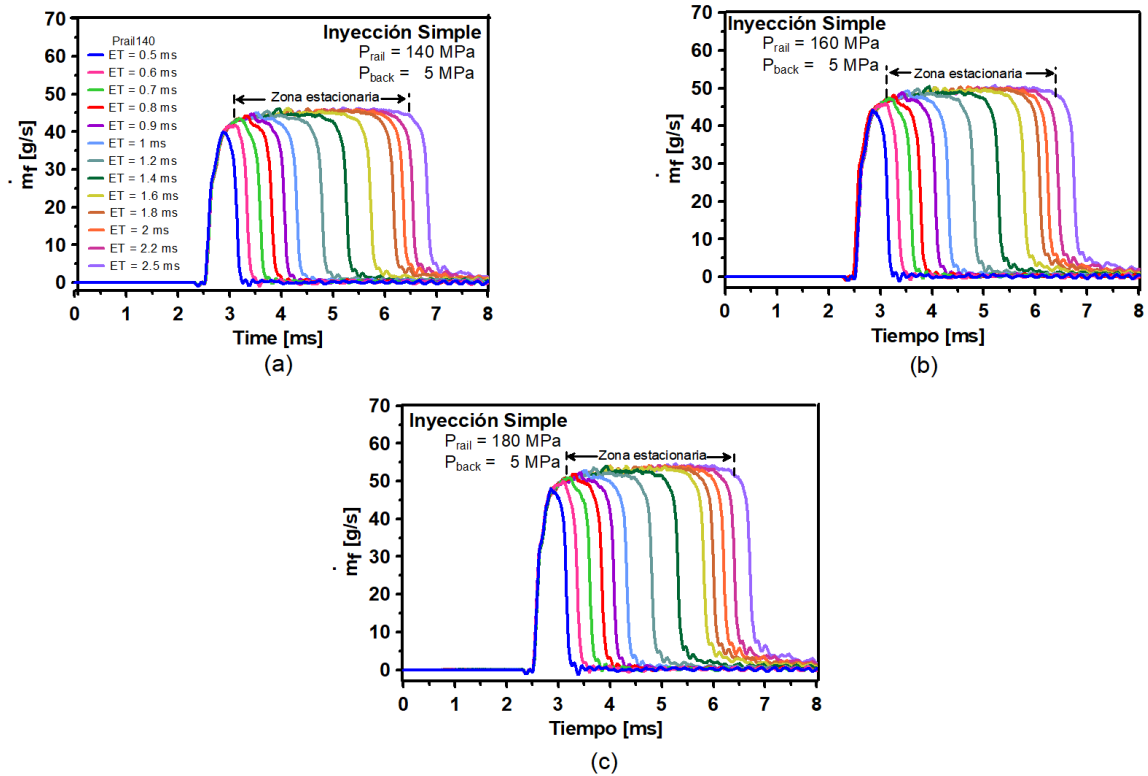


Figura 4.6: Evoluciones temporales de tasa de inyección diésel empleando un inyector diésel tipo piezoeléctrico, e inyecciones simples, tiempos de energización de 0.5 ms a 2.5 ms, un nivel de contrapresión de 5 MPa, y los niveles de presión de inyección de (a) 140 MPa, (b) 160 MPa, y (c) 180 MPa.

Con base en los resultados obtenidos, se puede cuantificar la masa de combustible inyectada en función de los tiempos de energización mediante la integración del flujo másico de combustible obtenido, es decir, el área bajo las curvas de tasa de inyección. Mientras que, en la Figura 4.7 se muestran las evoluciones temporales del flujo másico obtenidas con el inyector diésel tipo solenoide CRI2.22, CRI2.18, y las correspondientes a la tecnología de inyector diésel tipo piezoeléctrico, empleando las mismas condiciones de operación. Así mismo, se presentan las ecuaciones que se obtuvieron al aplicar un ajuste lineal a ambos comportamientos presentes en las curvas. Estas ecuaciones definen los tiempos de energización necesarios para alcanzar la cantidad deseada de combustible inyectado.

A partir de estas figuras, se puede observar un doble comportamiento, el primero comprende los tiempos de energización desde 0.5 ms a 1.6 ms para las presiones de inyección de 160 MPa y 180 MPa, y de 0.5 ms hasta 1.8 ms al emplear el nivel de presión de 140 MPa; el segundo comportamiento lineal va desde 1.6 ms a 2.5 para las presiones de inyección de 160 MPa y 180 MPa, y de 1.8 ms a 2.5 para la presión de inyección de 140 MPa. Por otro lado, para bajos niveles de presión de inyección, los puntos de inflexión para el primer comportamiento comprenden desde 0.5 ms hasta 2.2 ms para el valor de presión de 80 MPa, y desde 0.5 ms hasta 2 al emplear los valores de presión de inyección de 100 MPa, y 120 MPa. Para el segundo comportamiento lineal los valores de energización son 2.2 ms a 2.5 ms para la presión de inyección de 80 MPa, y desde 2 ms hasta 2.5 ms para las presiones de inyección de 120 MPa, y 100 MPa.

Este comportamiento ha sido analizado previamente por distintos autores [1, 71], quienes concluyen que esto se debe a la dinámica de la aguja, es decir, para ambas tecnologías de inyectores diésel este comportamiento puede ser causado por los tiempos de energización más cortos, donde la aguja del inyector no logra alcanzar su pleno levantamiento, mientras que en los tiempos de energización más largos, la aguja se encuentra en su pleno levantamiento.

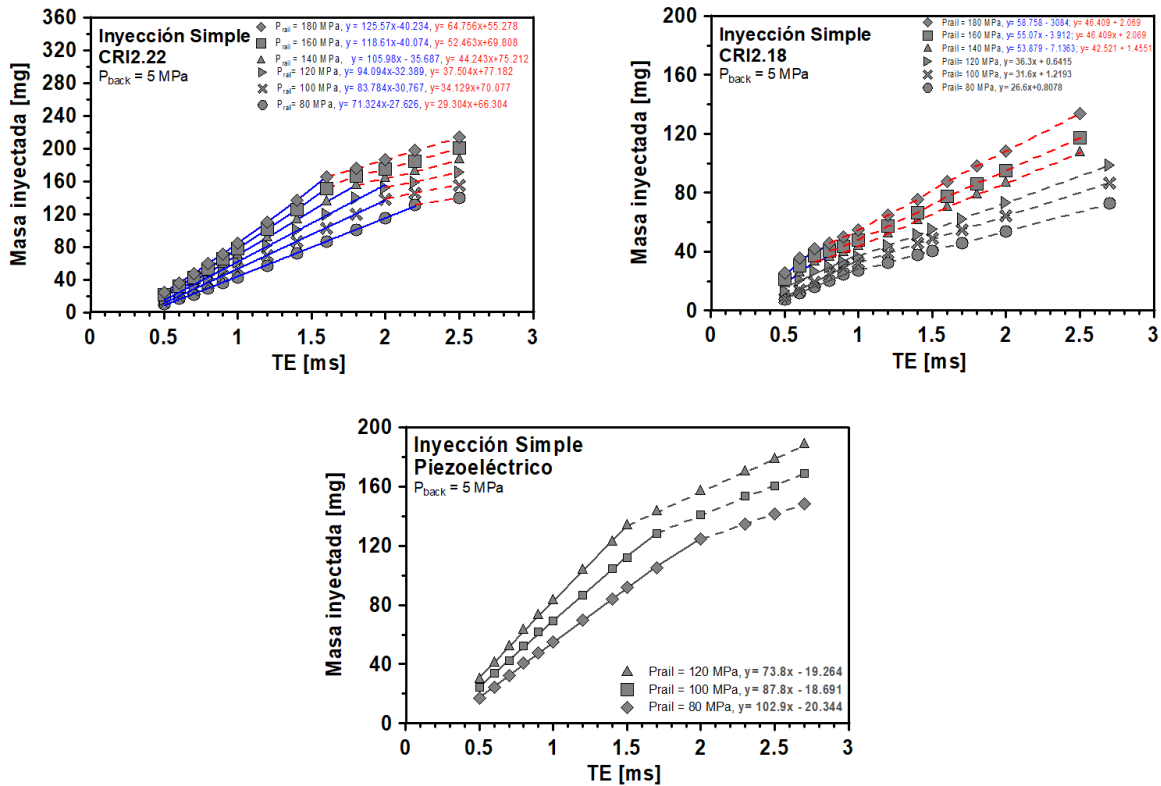


Figura 4.7: Evoluciones temporales de masa de combustible inyectada respecto al tiempo de energización para las tecnologías de inyectores diésel estudiadas, e inyecciones simples, tiempos de energización de 0.5 ms a 2.5 ms, y un nivel de contrapresión de 5 MPa, y los niveles de presión de inyección de 80 MPa, 100 MPa, 120 MPa, 140 MPa, 160 MPa, y 180 MPa.

Teniendo en consideración las ecuaciones que describen la entrega de combustible correspondientes a cada nivel de presión, se definieron las condiciones de operación necesarias para mantener una cantidad constante de 110 mg de combustible para cada tecnología de inyector diésel. La masa total de combustible de 110 mg se dividió en dos porciones para la estrategia de post inyección, la masa del primer evento de inyección es de 70 mg (64%), y para el segundo evento de inyección es de 40 mg (36%). Mediante la aplicación de las ecuaciones obtenidas a partir de un análisis por un ajuste lineal de las masas calculadas, se determinaron los tiempos de energización necesarios para poder entregar la cantidad de masa exacta en cada evento de inyección.

Otro parámetro de estudio para el análisis del comportamiento de las tecnologías de inyectores diésel, es el dwell time eléctrico. Este parámetro se definió tomando en consideración la distancia mínima requerida para evitar la superposición mientras se emplean las estrategias de inyección múltiple, y no se genere una sola inyección. El propósito de esto es estudiar el efecto de este parámetro en la cantidad de masa de combustible inyectada, y en el parámetro de retraso hidráulico durante el segundo evento de inyección. Se tomaron en cuenta valores cercanos a los valores de dwell time críticos, así como valores de DT largos. Así mismo, los autores Nguyen et al. [74], y Martínez Martínez [71], en estudios recientes proponen valores de DT que van desde 0.55 ms hasta 4.2 ms para la caracterización de la tecnología de inyección diésel tipo solenoide, con la finalidad de poder analizar el comportamiento hidráulico de este inyector. La matriz de experimentos correspondiente a un inyector diésel tipo solenoide CRI2.22 se presenta en la Tabla 4.3, mientras que la del inyector diésel tipo solenoide CRI2.18 se muestra en la Tabla 4.4.

Tabla 4.3 Matriz experimental de inyecciones empleando la estrategia de post inyección, y un inyector diésel tipo solenoide CRI2.22.

Combustible	Presión de inyección [MPa]	Contrapresión [MPa]	1ra. Iny. [ms]	DT [ms]	2da. Iny. [ms]
	80		1.369		0.949
Diesel	120	5	1.089	0.9-2.5	0.770
	180		0.878		0.639

Tabla 4.4 Matriz experimental de inyecciones empleando la estrategia de post inyección, y un inyector diésel tipo solenoide CRI2.18.

Combustible	Presiones de inyección [MPa]	Contrapresión [MPa]	1ra. Iny. [ms]	DT [ms]	2da. Iny. [ms]
	80		2.601		1.473
Diesel	120	5	1.911	0.55-2.5	1.084
	180		1.337		0.751

4.3 PROCESAMIENTO DE LOS DATOS OBTENIDOS

Como se menciono anteriormente, el instrumento de medición con el que se lleva a cabo el plan de trabajo es un tasímetro tipo N 050-050 de la firma IAV, el cual cuenta con un software encargado de obtener, y convertir la información experimental de cada medición a un formato que sean fáciles de usar para el procesamiento de datos. Así mismo, de este software se obtienen tres archivos: “.tdms, .tdms-index y .txt”, siendo el documento .tdms el que contiene la información del comportamiento hidráulico presente durante el proceso de inyección de cada medición: la tasa de inyección, y el pulso eléctrico. Para llevar a cabo la lectura de los datos que se encuentran almacenados en el archivo .tdms, el documento se abre desde LabView en su versión 14, y éste traduce la información a un documento Excel que se usa para analizar los principales aspectos hidráulicos del proceso de inyección: flujo másico de combustible, masa de combustible, y el retraso hidráulico a la apertura, y cierre

del inyector. En el Anexo A, se dan más detalles sobre el procesamiento de los datos experimentales.

4.3.1 OBTENCIÓN DE PARÁMETROS DE ESTUDIO

Uno de los aspectos más importantes que se debe analizar en el presente estudio, es la cantidad de masa de combustible inyectada. Para calcular la masa de combustible inyectada, se realiza la suma de la evolución temporal de los valores del flujo másico de combustible. Los valores son tomados desde el momento en que comienza la inyección, hasta que la inyección de combustible finaliza. Para definir los instantes de la apertura, y cierre de la inyección es necesario emplear la metodología desarrollada por Salvador et al. [77], la cual se representa visualmente en la Figura 4.8, y se explica a continuación:

- Calcular el límite máximo del flujo másico de combustible entregado por el inyector diésel.
- Se calculan el 10 %, y el 50 % del límite máximo del flujo másico de combustible.
- Se consigue la ecuación de la recta que une ambos puntos definidos en el paso anterior.
- Se definen los puntos donde la recta intersecta el eje de tiempo, es decir donde el flujo másico de combustible=0. Después de estos pasos se consigue el punto que corresponde al inicio de la inyección.
- Se determina el fin de la inyección realizando los mismos pasos sobre el área descendente de la curva.

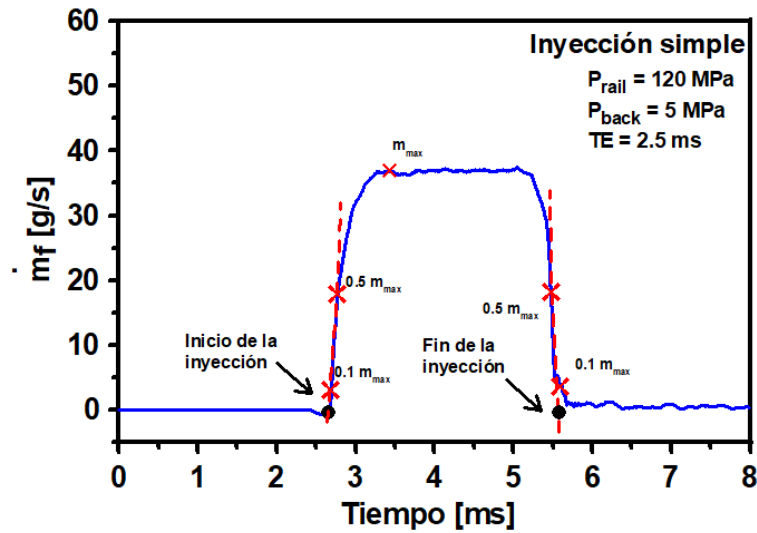


Figura 4.8: Esquema para la determinación del inicio, y fin de la inyección.

Un parámetro clave que señala el tiempo que tarda un inyector diésel en iniciar la inyección de combustible es el retraso hidráulico, medido en unidades de milisegundos [ms]. En la Figura 4.9, se presenta un diagrama que señala, y representa este parámetro. En concreto, el parámetro retraso hidráulico se define como la variación que existe entre el instante del inicio del pulso eléctrico, y el inicio de la inyección de combustible.

Retraso hidráulico = Inicio de la inyección - Inicio del pulso eléctrico

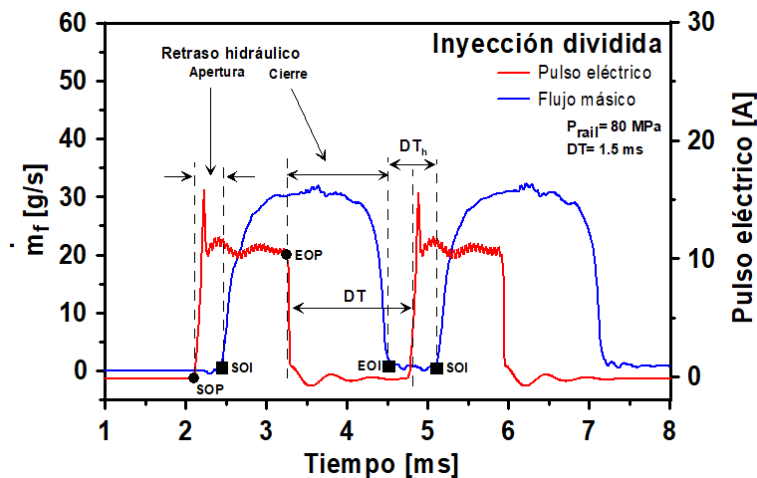


Figura 4.9: Determinación de los parámetros de estudio.

La determinación del inicio del pulso eléctrico se establece como el instante, en el cual el pulso eléctrico comienza a incrementar su magnitud. Por otro lado, el fin del pulso eléctrico resulta indispensable para evaluar la duración del mismo, y es definido como el punto en el cual la corriente o señal de energización, comienzan a disminuir hasta alcanzar un valor de cero.

Como se mencionó en el Capítulo 3, la tasa de inyección es un parámetro importante en el estudio del comportamiento hidráulico de las tecnologías de inyectores diésel. Para calcular este parámetro se empleó la metodología propuesta por Salvador et al. [77], la cual es presentada gráficamente mediante la Figura 4.10, y se describe a continuación:

- Se calcula el límite máximo del flujo másico entregado por el inyector diésel.
- Se calculan el estado estacionario con los valores que se localizan por encima del 95 % del valor máximo del flujo másico de combustible .
- Se promedia el total de los puntos en esta zoma, y el valor resultante pertenece al valor de la tasa de combustible promedio.

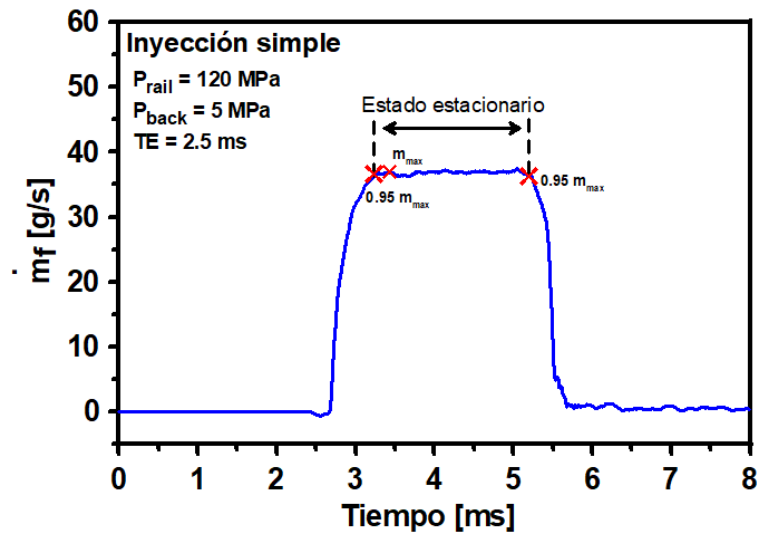


Figura 4.10: Determinación del estado estacionario.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS

5.1 RETRASO HIDRÁULICO

En la presente sección, se presentará el análisis de los resultados experimentales que corresponden al retraso hidráulico en las tecnologías de inyectores diésel tipo solenoide CRI2.22, y CRI2.18. Siendo el retraso hidráulico en la apertura, el periodo de tiempo que existe entre el inicio de energización de la válvula solenoide, y el inicio de la inyección; y el retraso hidráulico en el cierre del inyector el tiempo que existe entre el fin de la energización de la válvula solenoide, y el fin de la inyección. Los resultados presentados en esta sección servirán como base para la comprensión de este parámetro crítico en la operación, y desempeño de los motores Diesel.

5.1.1 RETRASO HIDRÁULICO DEL PRIMER EVENTO DE INYECCIÓN PARA UN INYECTOR DIÉSEL SOLENOIDE CRI2.22, Y UN INYECTOR DIÉSEL SOLENOIDE CRI2.18

5.1.1.1 RETRASO HIDRÁULICO DE APERTURA, Y CIERRE DEL PRIMER EVENTO DE INYECCIÓN

En la Figura 5.1, se presenta el comportamiento del efecto de la presión de inyección sobre el retraso hidráulico en las tecnologías de inyector diésel tipo solenoide CRI2.22, y CRI2.18, empleando los niveles de presión de inyección de 80 MPa, 120 MPa y 180 MPa, una contrapresión de 5 MPa, y una estrategia de post inyección.

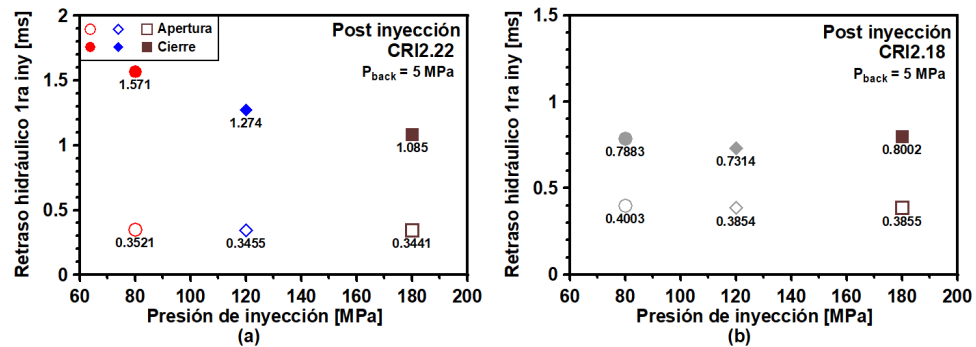


Figura 5.1: Evolución temporal del comportamiento del retraso hidráulico en la apertura, y cierre del primer evento de inyección.

En la Figura 5.1(a), se observa que el valor del retraso hidráulico durante el proceso de cierre del inyector diésel, decrece conforme se elevan los niveles de presión de inyección. Esto se debe a la dinámica del levantamiento de la aguja en la región de la tobera aguas abajo del inyector, es decir, al suministrar combustible con mayor presión de inyección la fuerza ejercida sobre la aguja es mayor, provocando que los instantes de apertura, y cierre del inyector ocurran con mayor rapidez [78]. Este

comportamiento también fue estudiado por Aljohani et al. [46], quienes estudiaron la tasa de inyección en un inyector diésel tipo solenoide en un motor de servicio pesado empleando una estrategia de inyección simple, y dividida. Mientras que, en ambas tecnologías de inyectores diésel, el valor del retraso hidráulico de inyección a la apertura se mantiene ligeramente constante respecto a la variación del nivel de presión de inyección. En la Figura 5.1(b), se muestra que para el cierre del inyector existe un ligero aumento en este parámetro a elevados niveles de presión de inyección correspondientes a 180 MPa. Esto puede ser explicado por el envejecimiento del inyector, el cual ha sido usado en trabajos desarrollados in situ de las instalaciones de LIITE. Este comportamiento también fue analizado por Payri et al. [58], quienes compararon un inyector diésel nuevo, y uno con 1400 h de uso. Ellos, concluyeron que después del envejecimiento del inyector al aumentar los valores de presión de inyección se provoca un incremento en el retraso hidráulico al cierre.

5.1.1.2 RETRASO HIDRÁULICO DE APERTURA Y CIERRE DEL SEGUNDO EVENTO DE INYECCIÓN EN UN INYECTOR DIÉSEL TIPO SOLENOIDE CRI2.22

En la Figura 5.2, se presenta el comportamiento del efecto del primer evento de inyección sobre el retraso hidráulico del segundo evento de inyección, empleando la estrategia de post inyección, los niveles de presión de inyección de 80 MPa, 120 MPa, 180 MPa, y una contrapresión de 5 MPa.

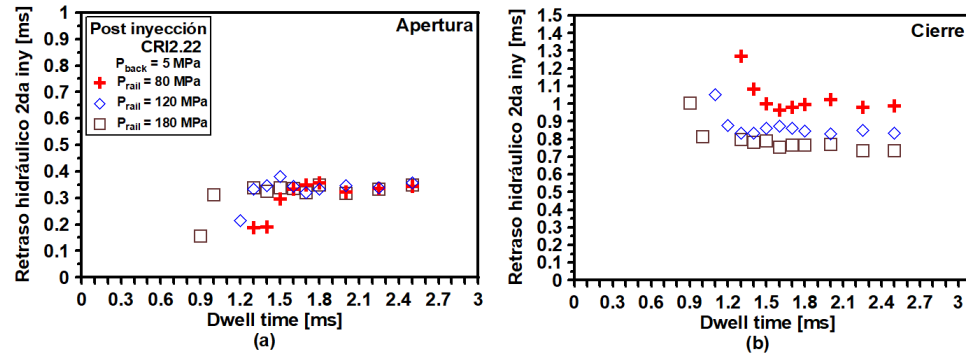


Figura 5.2: Evolución temporal del efecto del primer evento de inyección sobre el comportamiento del retraso hidráulico del segundo evento de inyección.

En las Figuras 5.2 (a) y (b), se muestra un doble comportamiento en el retraso hidráulico del segundo evento de inyección. En la Figura 5.2 (a), existe un comportamiento no lineal para los tiempos de energización de 1.3 ms hasta 1.6 ms para la presión de inyección de 80 MPa, de 1.1 ms hasta 1.6 ms para la presión de inyección de 120 MPa, y de 0.9 ms hasta 1.4 ms para la presión de inyección de 180 MPa. Este comportamiento también fue observado por Martínez Martínez et al. [71], ellos concluyeron que este fenómeno se debe a las ondas de presión generadas en el volumen de control en el interior del inyector durante el primer evento de inyección, las cuales afectan a la dinámica del levantamiento de la aguja, es decir, conforme se aumentan los valores de dwell time en los rangos mencionados, el efecto de la propagación de las ondas de presión sobre la dinámica del levantamiento de la aguja se reduce, lo que implica un aumento en el valor del retraso hidráulico a la apertura. Para los valores mayores a estos tiempos de dwell time se observa un comportamiento ligeramente estable, lo que sugiere que no hay un efecto considerable del primer evento de inyección sobre el retraso hidráulico a la apertura del segundo evento para los valores DT estudiados.

Mientras que, en la Figura 5.2 (b), el comportamiento no lineal se presenta en los tiempos de dwell time de 1.3 ms hasta 1.6 ms para la presión de inyección de 80 MPa, de 1.1 ms hasta 1.7 ms para la presión de inyección de 120 MPa, y de 0.9 ms a 1.5 ms para la presión de inyección de 180 MPa. Contrario al fenómeno descrito en

la apertura del inyector, en el evento de cierre se observa que los valores del retraso hidráulico van reduciéndose conforme se aumenta el valor del DT pertenecientes a los rangos mencionados. Este mismo comportamiento fue reportado en el trabajo desarrollado por Martinez Carillo [1], quien estudio el comportamiento del proceso de inyección para las tecnologías de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, y tipo piezoeléctrico empleando las estrategias de inyección múltiple piloto, post inyección y dividida. El autor observó que, para la estrategia de post inyección, existe una estrecha relación entre la presión de inyección, y los valores de dwell time. El efecto del dwell time sobre el cierre de la aguja de inyección puede ser explicado principalmente por las ondas de oscilación de presiones ocasionadas durante el primer evento de inyección [74].

Por su parte, el efecto producido por la presión de inyección ocasiona que el valor mínimo de DT disminuya conforme se aumenta los niveles de presión de inyección siendo 1.3 ms, 1.1 ms, y 0.9 ms para las presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa y 180 MPa, respectivamente. La importancia de identificar este valor radica en conocer el valor mínimo permitido para plantear el estudio de las estrategias de inyección múltiples, evitando la fusión entre las señales de caudal másico del primero y segundo evento de inyección. Este comportamiento fue analizado también por Ferrari et al. [69], quienes definieron este valor mínimo de DT como Dwell Time critico (DT_{cr}), y concluyeron que para valores de DT menores al DT_{cr} se produce una fusión entre los eventos de inyección para la estrategia de inyección piloto y post inyección. Este fenómeno es causado a la rapidez con la que se desplaza la aguja de inyección debido a la fuerza generada por el aumento de presión ejercida sobre la misma.

5.1.1.3 RETRASO HIDRÁULICO DE APERTURA Y CIERRE EN UN INYECTOR DIÉSEL TIPO SOLENOIDE CRI2.18

En la Figura 5.3, se muestra, en color gris, los datos históricos reportados en el trabajo de tesis presentado por Martínez Carrillo [1], correspondientes a las evolución temporales del efecto del primer evento de inyección sobre el comportamiento del retraso hidráulico del segundo evento de inyección, empleando un inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, una estrategia de post inyección, y las presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa. Así mismo, se muestra los datos obtenidos del mismo parámetro en el presente trabajo de investigación, empleando las condiciones de operación de presión de inyección de 180 MPa, un inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, una estrategia de post inyección, y un valor de contrapresión de 5 MPa.

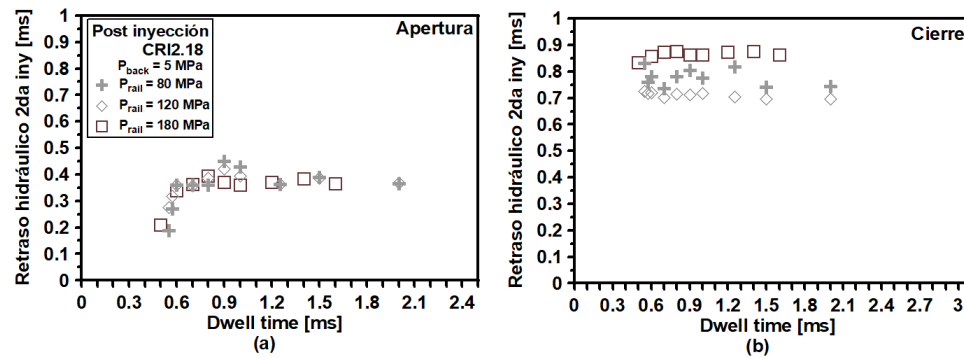


Figura 5.3: Evolución temporal del efecto del primer evento de inyección sobre el comportamiento del retraso hidráulico del segundo evento de inyección.

En la Figura 5.3 (a), presenta la evolución temporal de los valores del retraso hidráulico a la apertura del segundo evento de inyección, empleando una estrategia de post inyección, y los valores de presión de inyección de 80 MPa, 120 MPa, y 180 MPa. Con base en los resultados presentados en la misma, se muestra que también se presenta un doble comportamiento, similar al descrito en la sección previa. No obstante, los valores de DT correspondientes al comportamiento no lineal van de 0.55 ms hasta 1 ms para la presión de inyección de 80 MPa, de 0.55 ms hasta 1 ms para la presión de inyección de 120 MPa, y de 0.5 ms hasta 1 ms para la presión de

inyección de 180 MPa. Los valores mayores a los rangos mencionados se mantienen ligeramente estables, lo que significa que no existe un efecto considerable del primer evento de inyección sobre la apertura del segundo evento de inyección. Esto puede ser explicado, igualmente, por las oscilaciones de presión ocasionadas por el cierre del primer evento de inyección, causadas por el fenómeno conocido como golpe de ariete o hammer water phenomenon [69], y el efecto que éste tiene sobre la dinámica del levantamiento de la aguja.

Por otro lado, la Figura 5.3 (b), muestra los datos correspondientes al retraso hidráulico al instante de cierre del segundo evento. De los datos reportados en el trabajo desarrollado por Martínez Carrillo [1], a bajos niveles de presión de inyección, se concluyó que no existe un efecto significativo del valor de DT sobre el retraso hidráulico al cierre, sin embargo, también reporta que el valor de este parámetro disminuye ligeramente, al elevar los valores de presión de inyección manteniendo magnitudes promedio de 0.776 ms y 0.696 ms, para 80 MPa y 120 MPa, respectivamente. Contrario a esto, los resultados obtenidos al emplear elevados niveles de presión de 180 MPa muestran un incremento en la magnitud de este parámetro, manteniendo valores promedio de 0.864 ms, que resultó en un comportamiento opuesto al esperado. Pese a esto, el comportamiento del efecto del envejecimiento de los inyectores diésel es explicado por el efecto que tiene el envejecimiento del inyector sobre su comportamiento hidráulico.

Respecto a este fenómeno, Payri et al. [58], concluyeron que al emplear la estrategia de post inyección en el inyector diésel el primer evento de inyección tiende a prolongarse, impactando considerablemente el comportamiento hidráulico del segundo evento de inyección, causando un valor mayor en el retraso hidráulico al cierre del segundo evento. Esto puede ser debido a la naturaleza del mecanismo interno que acciona la válvula de control del inyector diésel, es decir, a mayor tiempo de trabajo empleado sobre en el inyector diésel, los componentes internos del inyector tales como los resortes de precarga y amortiguamiento, el vástago de la aguja o la bobina solenoide sufren un desgaste o “envejecimiento” lo que no permite un control preciso

sobre el desempeño de éste. Esto también afecta la porción de la masa inyectada en el segundo evento de inyección, parámetro que será discutido más adelante.

5.2 OSCILACIÓN DE PRESIÓN GENERADA DURANTE EL PRIMER EVENTO DE INYECCIÓN

En esta presente sección se discutirán los resultados obtenidos que corresponden al efecto de las oscilaciones de presión sobre el segundo evento de inyección, las cuales son ocasionadas por el cierre del primer del primer evento de inyección, y tienen un impacto considerable sobre el comportamiento hidráulico de las tecnologías de inyector al emplear la estrategia de post inyección.

5.2.1 EFECTO DE LA OSCILACIÓN DE PRESIÓN SOBRE EL SEGUNDO EVENTO DE INYECCIÓN

5.2.1.1 EFECTO DE LA OSCILACIÓN DE PRESIÓN SOBRE EL SEGUNDO EVENTO DE INYECCIÓN EN EL INYECTOR DIÉSEL TIPO SOLENOIDE CRI2.22

Las Figuras 5.4 (a), 5.5 (a), 5.6 (a), muestran las evoluciones temporales de tasa de inyección diésel para un inyector diésel tipo solenoide CRI2.22, empleando la estrategia de post inyección, las condiciones de operación de presión de inyección de 80 MPa, 120 MPa, 180 MPa, una contrapresión de 5 MPa, y los rangos de valores de dwell time de 1.3 ms hasta 2.5 ms para 80 MPa, de 1.1 ms hasta 2.5 para 120 MPa, y de 1.3 ms hasta 2.5 ms para 180 MPa. Las Figuras 5.4 (b), 5.5 (b), 5.6 (b), representan las zonas agrandadas indicadas en las Figuras 5.4 (a), 5.5 (a), 5.6 (a).

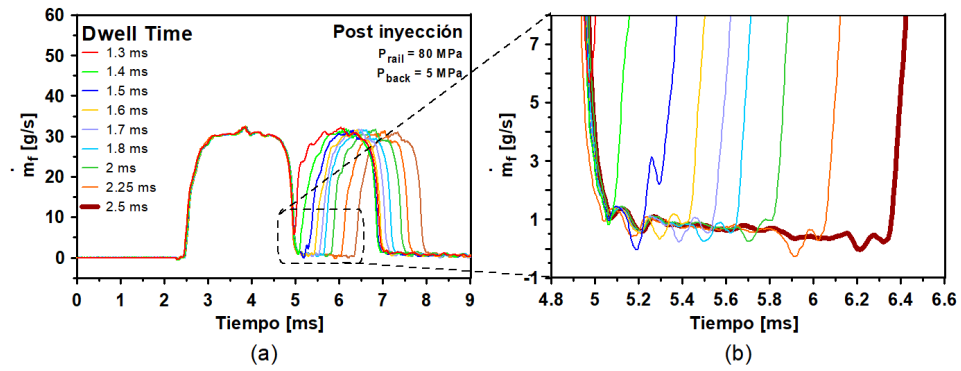


Figura 5.4: (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para el nivel de presión de inyección de (P_{rail}) de 80 MPa, y de los valores de dwell time analizados; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección.

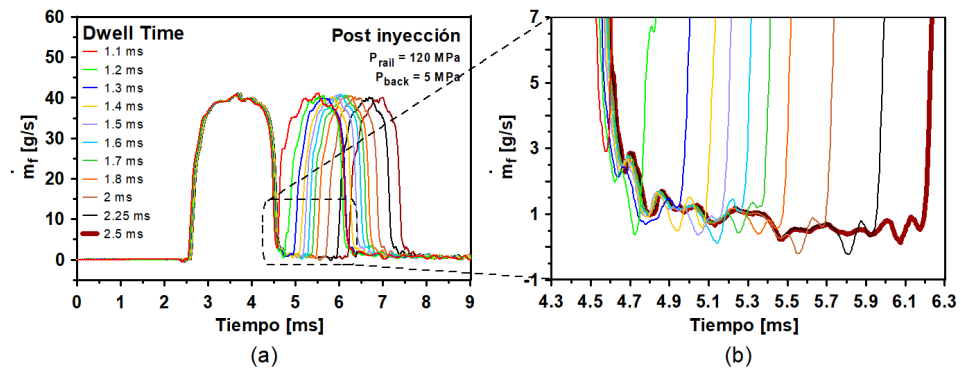


Figura 5.5: (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para la presión de inyección de (P_{rail}) de 120 MPa, y los valores de dwell time analizados; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección.

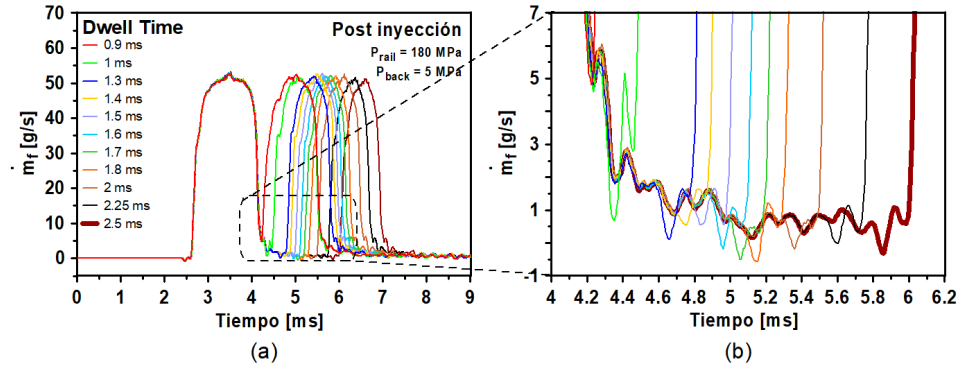


Figura 5.6: (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para los valores presión de inyección de (P_{rail}) de 180 MPa, y de dwell time analizados; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección.

Las Figuras 5.4 (a), 5.5 (a), 5.6 (a), muestran las evoluciones temporales de la tasa de inyección diésel empleando la estrategia de post inyección, donde se puede identificar que durante la inyección principal se entrega la misma tasa de inyección para todos los casos estudiados. Las Figuras 5.4 (b), 5.5 (b), 5.6 (b), muestra el comportamiento de las oscilaciones de presión generadas durante el cierre del primer evento de inyección, las cuales siguen un patrón similar al descrito por el tiempo de $DT=2.5$ ms. En dicha evolución existen dos zonas una de máxima y una de mínima oscilación de presión, comportamiento que ha sido analizado en trabajos previos [79, 80]. Estas oscilaciones de presión se describen a través de las siguientes ecuaciones [49]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{a^2 \rho_f} + \frac{u}{a^2 \rho_f} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (5.1)$$

$$\rho_f \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial p}{\partial x} + 2k \rho_f u = 0 \quad (5.2)$$

donde, u es la velocidad de inyección en m/s; a es la velocidad del sonido, siendo también la velocidad con la que se propagan las ondas de oscilación de presión, m/s; p la presión de inyección, Pa; k es el coeficiente de amortiguación de la viscosidad del fluido, s^{-1} .

En las zonas ampliadas de las Figuras 5.4 (a), 5.5 (a), 5.6 (a), se pueden identificar tres comportamientos en las señales de tasa de inyección empleando la estrategia de post inyección. Los casos donde los valores de DT=1.3 ms para 80 MPa, DT=1.1 ms para 120 MPa, y DT=0.9 ms para 180 MPa corresponden a los valores de dwell time críticos, donde existe un traslape entre las señales de tasas de inyección del primero y segundo evento de inyección. Esto es debido a la característica principal de la estrategia de post inyección, que consiste en un mayor tiempo de energización durante el primer evento de inyección. Esta interacción entre el primero y el segundo evento de inyección, como se analizó en la Figura 5.2, provoca que la apertura del segundo evento ocurra con mayor rapidez debido a una mayor presión de inyección al inicio del segundo evento de inyección e inyectando una mayor masa en el segundo evento de inyección, lo que resulta en un incremento en el retraso hidráulico al cierre del segundo evento de inyección [74].

Por otro lado, cuando el inicio del segundo evento comienza en una zona mínima de oscilación de presión como en los casos donde el valor de DT= 1.4 ms, 1.5 ms empleando la presión de inyección de 80 MPa, DT=1.2 ms, 1.4 ms, 1.5 ms, 1.8 ms, 2.25 ms empleando la presión de inyección de 120 MPa, y DT=1 ms, 1.5 ms, 1.6 ms, 1.7 ms, 1.8 ms, 2.25 ms para la presión de inyección de 180 MPa se genera un amortiguamiento de las ondas de oscilación de presión; mientras que, cuando el segundo evento de inyección comienza en la zona de máxima oscilación de presión como en los casos donde el valor de DT= 1.6 ms, 1.7 ms, 1.8 ms, 2 ms, 2.25 ms empleando la presión de inyección de 80 MPa, DT=1.3 ms, 1.6 ms, 1.7 ms, 1.8 ms, 2 ms empleando la presión de inyección de 120 MPa, y DT=1.3 ms, 1.4 ms, 1.6 ms, 2 ms para la presión de inyección de inyección de 180 MPa se genera una amplificación de las ondas de oscilación de presión. Iakvenko et al. [81], concluyeron que el

comportamiento de amortiguamiento o amplificación de las ondas de oscilación de presión, son generadas por el fenómeno descrito anteriormente como water hammer phenomenon inducido por el cierre del inyector al final de cada inyección.

Este comportamiento también fue analizado por Shatrov et al. [80], quienes identificaron el efecto de este fenómeno sobre el suministro de combustible, y la influencia del primer evento sobre el segundo evento de inyección para las estrategias de inyección múltiples. Ellos, concluyeron que conforme se aumente la presión de inyección, y tasa de inyección; las oscilaciones de presión también se incrementan, lo cual puede identificarse en las zonas ampliadas de las Figuras 5.4 (a), 5.5 (a), 5.6 (a). Dependiendo de la zona en la que se inicie el segundo evento de inyección este tendrá diferente efecto sobre el retraso hidráulico al cierre, y la masa inyectada en el segundo evento de inyección, es decir, si este comienza en una zona mínima de oscilación de presión, no habrá un efecto significativo sobre los parámetros de retraso hidráulico al cierre, y la masa inyectada en el segundo evento. Sin embargo, si el inicio del segundo evento comienza en una zona de máxima oscilación de presión, el efecto de éstas será significativo sobre el retraso hidráulico al cierre; aspecto que se ha discutido previamente, y en la masa inyectada durante el segundo evento de inyección, el cual es un aspecto que será abordado más adelante. Además, Wei et al. [49] demostraron que este comportamiento de entrega de combustible intermitente en el proceso de inyección aumenta la dificultad de mantener un control estable y preciso del sistema de suministro de combustible, y el diagnóstico de fallas.

Por último, en las zonas ampliadas de las Figuras 5.4 (a), 5.5 (a), 5.6 (a) se muestra que las oscilaciones de presión siguen una trayectoria similar a la obtenida cuando el valor de $DT=2.5$, sin embargo, existe una variación en la amplitud de la oscilación de presión mientras se aumenta el nivel de la presión de inyección. Este fenómeno puede ser explicado a través del efecto del nivel de presión de inyección sobre el cierre de la válvula de control del inyector, la densidad del combustible, y el diseño interno de los inyectores diésel. Este comportamiento también fue analizado por Shatrov et al. [80], cuando estudiaron la influencia de la oscilación de presión

sobre la tasa de inyección empleando diésel puro, y biodiesel obtenido de aceite de girasol.

5.2.1.2 EFECTO DE LA OSCILACIÓN DE PRESIÓN SOBRE EL SEGUNDO EVENTO DE INYECCIÓN EN EL INYECTOR DIÉSEL TIPO SOLENOIDE CRI2.18

Las Figuras 5.7 (a), 5.8 (a), muestran las evoluciones temporales de la tasa de inyección diésel para la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, obtenidas en el proyecto de tesis desarrollado por [1], empleando la estrategia de post inyección, las presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa, y los valores de dwell time de 0.55 ms hasta 2 ms para ambas presiones de inyección. Por otro lado, las Figuras 5.9 (a) y 5.10 (a), presentan los datos de tasa de inyección diésel obtenidas en el presente trabajo de investigación para los niveles de presión de inyección de 180 MPa, y 190 MPa; empleando un inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, una estrategia de post inyección, un valor de contrapresión de 5 MPa, y valores DT de 0.5 ms hasta 1.6 ms para ambas condiciones de presión de inyección. Las Figuras 5.7 (b), 5.8 (b), 5.9 (b), 5.10 (b) representan las zonas agrandadas indicadas en las Figuras 5.7 (a), 5.8 (a), 5.9 (a), 10 (a).

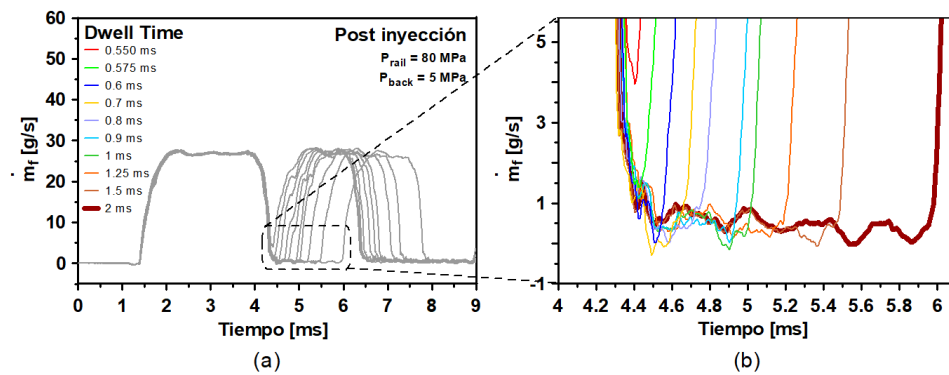


Figura 5.7: (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para el nivel de presión de inyección de (P_{rail}) de 80 MPa , los valores de dwell time analizados, y empleando el inyector diésel tipo solenoide CRI2.18; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección.

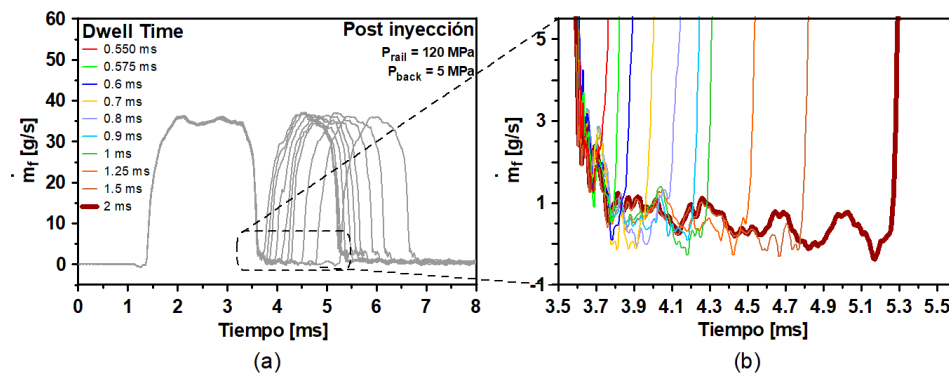


Figura 5.8: (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para el nivel de presión de inyección de (P_{rail}) de 120 MPa , los valores de dwell time analizados, y empleando el inyector diésel tipo solenoide CRI2.18; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección.

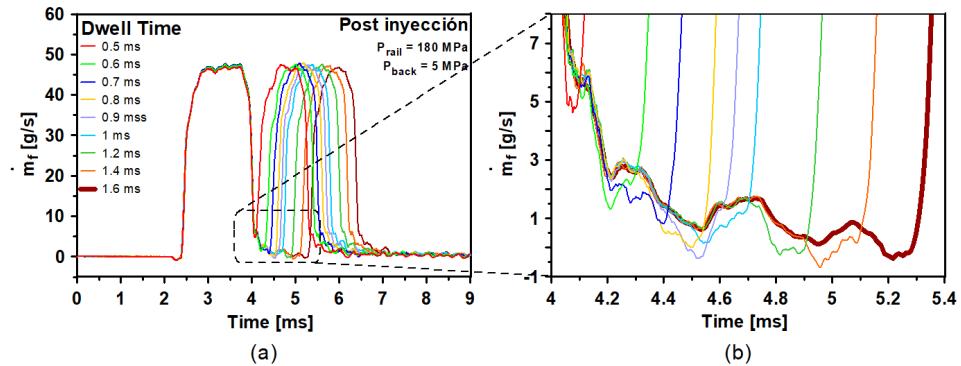


Figura 5.9: (a) Evolución temporal de la tasa de inyección diésel para el nivel de presión de inyección de (P_{rail}) de 180 MPa , los valores de dwell time analizados, y empleando el inyector diésel tipo solenoide CRI2.18; (b) ampliación de la zona de interacción entre los dos eventos de inyección.

En las Figuras 5.8 (a), 5.9 (a), 5.10 (a), 5.11 (a), se muestran las evoluciones temporales de tasa de inyección diésel empleando la estrategia de post inyección, donde se puede identificar que la tasa de inyección del primer evento de inyección es la misma para todos los casos estudiados. Las regiones ampliadas, señaladas en las figuras mencionadas, indican el comportamiento de las oscilaciones de presión que se generan al cierre del primer evento, las cuales siguen un patrón que se describe para los casos cuando el $DT = 2$ ms, para los niveles de presiones de inyección de 80 MPa y 120 MPa; y de $DT = 1.6$ ms para la presión de inyección de 180 MPa. Para todas las condiciones empleadas en el inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, se logran identificar las zonas de máxima, y mínima oscilación de presión descritas previamente.

Al igual que en las regiones ampliadas de las Figura 4 (a), 5 (a), 6 (a), los datos de las oscilaciones de presión registrados, para los casos estudiados en el inyector diésel tipo solenoide CRI2.18 muestran comportamientos similares a los analizados en la sección previa. Las zonas de traslape entre el primero y segundo evento de inyección, ocurren para los casos cuando el $DT = 0.55$ ms, para las condiciones de

presión de inyección de 80 MPa y 120 MPa; y de 0.5 ms para la presión de inyección de 180 MPa. Las amplificaciones de las oscilaciones de presión ocurren en los casos de $DT= 0.575$ ms, 0.7 ms, 0.8 ms, 1 ms, y 1.5 ms al emplear la presión de inyección de 80 MPa; $DT= 0.575$ ms, 0.8 ms, 0.9 ms, y 1 ms al emplear la presión de inyección de 120 MPa, y $DT= 0.6$ ms, 0.9 ms, 1 ms y 1.4 ms al emplear la presión de inyección de 180 MPa. Por el contrario, las zonas de amortiguamiento ocurren para los casos de $DT= 0.6$ ms, 0.9 ms, y 1.25 ms al emplear la presión de inyección de 80 MPa, $DT= 0.6$ ms, 0.7 ms, 1.25 ms, y 1.5 ms al emplear la presión de inyección de 120 MPa; y $DT= 0.7$ ms, 0.8 ms, 1.2 ms al emplear la presión de inyección de 180 MPa.

Así mismo, se hace evidente que el comportamiento de las oscilaciones de presión depende de la presión de inyección, las propiedades físicas del combustible, y del diseño interno del inyector diésel [69, 80, 82, 83], este comportamiento es consistente con el analizado en el inyector diésel tipo solenoide CRI2.22. Sin embargo, se pueden identificar dos patrones distintos entre las condiciones de presión de inyección de 80 MPa, 120 MPa, y 180 MPa, es decir, para los valores de 80 MPa, y 120 MPa se registra un comportamiento definido y controlado por el valor de $DT= 2$ ms. Mientras que, el comportamiento definido por el $DT=1.6$ ms, y empleando el nivel de presión de inyección de 180 MPa, se registra un comportamiento de valores máximos y mínimos de oscilación de presión, y un control menos preciso del inicio de la inyección del segundo evento en comparación a los obtenidos a bajos niveles de presión de inyección reportados en el trabajo de Martínez-Carrillo [1]. Este comportamiento puede ser atribuido al efecto del envejecimiento causado sobre el inyector diésel por su tiempo de uso. Dicho envejecimiento fue estudiado por Payri et al. [58], cuando analizaron el comportamiento hidráulico de un inyector nuevo, y uno con las mismas características, pero con 1400 h de uso, detallan como los mecanismos internos, y las líneas de alimentación de combustible al interior del inyector se ven afectadas por el envejecimiento del inyector. Finalmente, este comportamiento diferente al inyector diésel CRI2.22, puede ser debido al desgaste de los componentes internos del inyector después de un tiempo prolongado de operación.

5.3 ANÁLISIS DE LA MASA INYECTADA

En la presente sección se analizará el comportamiento del parámetro de la masa inyectada durante el segundo evento de inyección, y el efecto de las zonas de máxima y mínima oscilaciones de presión sobre este parámetro.

5.3.1 ANÁLISIS DE LA MASA INYECTADA DURANTE EL SEGUNDO EVENTO DE INYECCIÓN

5.3.1.1 ANÁLISIS DE LA MASA INYECTADA DURANTE EL SEGUNDO EVENTO DE INYECCIÓN EN EL INYECTOR DIÉSEL TIPO SOLENOIDE CRI2.22

En la Figura 5.10 (a), se muestran las evoluciones temporales de la masa inyectada durante el segundo evento de inyección para los valores de dwell time estudiados. Mientras que, en la Figura 5.10 (b), se describe la evolución temporal de la porción de masa inyectada en el segundo evento de inyección, normalizada respecto a la masa de combustible inyectada en una inyección simple. En ambos casos, se empleó una estrategia de post inyección, las presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa, 180 MPa, una contrapresión de 5 MPa, y un inyector diésel tipo solenoide CRI2.22.

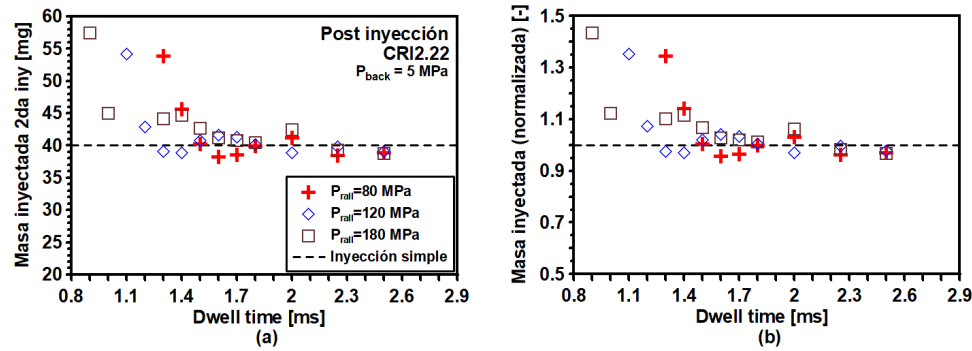


Figura 5.10: (a) Masa inyectada en el segundo evento de inyección en función del dwell time. (b) Cantidad de masa de combustible inyectada normalizada respecto a la masa inyectada en una estrategia de inyección simple.

A partir de la Figura 5.10 (a), se pueden distinguir tres comportamientos, el primero corresponde al traslape que ocurre entre el primero y segundo evento de inyección, empleando los valores de $DT_{cr} = 1.3$ ms, 1.1 ms, 0.9 ms para las presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa, y 180 MPa, respectivamente. El segundo comportamiento, corresponde a uno no lineal que se presenta cuando la aguja del inyector se encuentra en la zona balística, es decir, cuando la aguja no alcanza su pleno levantamiento [69]; este comportamiento se presenta en los casos correspondientes a los valores de $DT = 1.4$ ms hasta 1.7 ms para el valor de presión de inyección de 80 MPa, $DT = 1.2$ ms hasta 1.7 ms para el valor de presión de inyección de 120 MPa, y $DT = 1$ ms hasta 1.6 ms para el valor de presión de inyección de 180 MPa. El último comportamiento que se describe en esta figura es el de la zona donde se alcanza una ligera estabilidad, el cual corresponde a los valores de DT mayores a los intervalos mencionados; esto sugiere que en estos casos de valores de DT el comportamiento hidráulico del primer evento de inyección no tiene un efecto considerable sobre la porción masa inyectada durante el segundo evento de inyección, y se debe a que la aguja del inyección ha alcanzado su pleno levantamiento. Este comportamiento también fue observado por Martínez Martínez [71], quienes estudiaron el efecto del DT sobre la masa inyectada en el segundo evento de inyección para las tres estrategias de inyección; post inyección, inyección dividida, e inyección piloto.

Mientras que en la Figura 5.10 (b), se describe el comportamiento de la masa inyectada durante el segundo evento de inyección respecto a un evento de inyección simple. Se destaca, que los incrementos máximos de masa inyectada en el segundo evento de inyección, en comparación a la masa inyectada por la inyección simple se presentan en los valores de DT_{cr} , siendo del orden de 34 %, 35 %, y 43 % para las presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa, 180 MPa, respectivamente. Esto provoca una reducción en el retraso hidráulico a la apertura del segundo evento de inyección, y un incremento en el retraso hidráulico al cierre del segundo evento de inyección.

Tal como se mencionó en la sección “Efecto de la oscilación de presión sobre el segundo evento de inyección en el inyector diésel tipo solenoide CRI2.22”, las oscilaciones de presión generadas al cierre del primer evento de inyección tienen un efecto considerable en la masa entregada durante el segundo evento de inyección. Para la presión de inyección de 80 MPa, los casos donde se presenta un amortiguamiento de la presión son en los valores cercanos al DT_{cr} , donde la masa inyectada presenta una reducción del 20 %, por otro lado, los casos donde se presenta una amplificación de la presión, la masa inyectada durante el segundo evento mantiene una variación del 2 %, respecto al evento de inyección simple. Para la condición de presión de inyección de 120 MPa, los casos cercanos al valor de DT_{cr} presentan un amortiguamiento de las oscilaciones de presión, y una reducción de 30 % de la porción de la masa inyectada del segundo evento de inyección comparado con el caso cuando el $DT=DT_{cr}$. En general, los casos donde se presenta una amortiguación de las de presión se tiene una reducción de masa inyectada del 2 % respecto a la inyección simple; por su parte, los casos donde existe una amplificación de la oscilación de presión presentan una reducción del 1 % respecto a la inyección simple.

Finalmente, para la condición de presión de 180 MPa, el caso $DT= 1$ ms corresponde a una amortiguación de oscilación de presión, la cual provoca una reducción de masa del 31 % respecto al valor cuando el $DT=DT_{cr}$. En términos generales, los casos donde se presenta una amortiguación de la oscilación presión existe una va-

riación del 2% de la masa inyectada durante el segundo evento de inyección, lo que corresponde a ± 1 mg de combustible, respecto a la inyección simple. Estos comportamientos son provocados por el instante en el que inicia cada evento de inyección, respecto a las oscilaciones de presión generadas al cierre del primero evento de inyección, y son congruentes con los datos reportados por Shatrov et al. [80], en su investigación respecto al efecto de las oscilaciones de presión generadas por el cierre del primer evento sobre la tasa de inyección diésel.

5.3.1.2 ANÁLISIS DE LA MASA INYECTADA DURANTE EL SEGUNDO EVENTO DE INYECCIÓN EN EL INYECTOR DIÉSEL TIPO SOLENOIDE CRI2.18

En la Figura 5.11, se muestran, en color gris, las evoluciones temporales de la masa inyectada durante el segundo evento de inyección obtenidas en el proyecto de tesis desarrollado por Martínez Carillo [1], empleando las presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa, y los valores de dwell time de 0.55 ms hasta 2 ms para ambas presiones. Así mismo, se ilustran los datos obtenidos en el presente trabajo de tesis, respecto a la masa inyectada durante el segundo evento de inyección para el nivel de presión de inyección de 180 MPa. La Figura 5.11 (a), muestra la evolución temporal de la masa inyectada durante el segundo evento de inyección para los valores de dwell time estudiados. Por otro lado, en la Figura 5.11 (b), se describe la evolución temporal de la masa inyectada durante el segundo evento de inyección, normalizada respecto a la masa de combustible inyectada en una inyección simple. En ambos casos, se empleó una estrategia de post inyección, una contrapresión de 5 MPa, y un inyector diésel tipo solenoide CRI2.18.

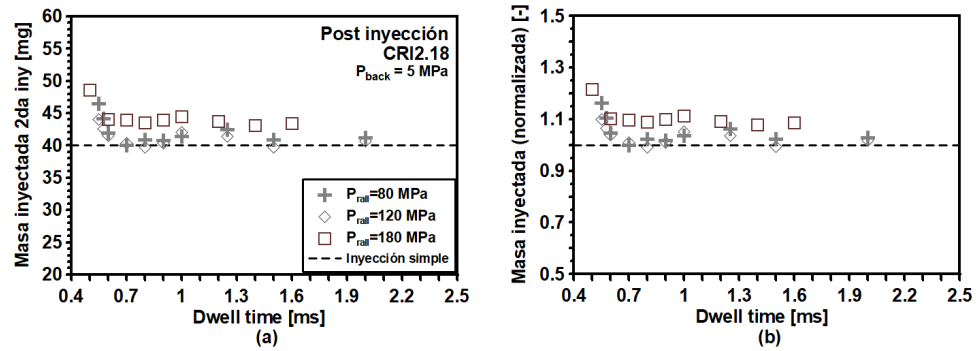


Figura 5.11: (a) Masa inyectada en el segundo evento de inyección en función del dwell time. (b) Cantidad de masa de combustible inyectada normalizada respecto a la cantidad de masa inyectada en una estrategia de inyección simple.

Con base en la Figura 5.11 (a), se pueden analizar los tres comportamientos mencionados en la Subsección “Análisis de la masa inyectada durante el segundo evento de inyección en el inyector diésel tipo solenoide CRI2.22”. Los casos donde se presenta la máxima cantidad de masa de combustible durante el segundo evento de inyección son cuando $DT_{cr} = 0.55$ ms empleando las presiones de inyección de 80 MPa y 120 MPa, y $DT_{cr} = 0.5$ ms para el nivel de presión de inyección de 180 MPa. El comportamiento no lineal, correspondiente a la zona balística del inyector [71], se da en los casos cuando el $DT = 0.575$ ms hasta 0.9 ms empleando la presión de inyección de 80 MPa, y $DT = 0.575$ ms hasta 1 ms empleando la presión de inyección de 120 MPa. Por otro lado, la presión de 180 MPa no presenta el comportamiento no lineal esperado en la zona balística, contrario a esto, presenta una zona estable para los valores de la masa inyectada cuando el $DT > DT_{cr}$. Esto se debe al efecto del envejecimiento sobre los componentes mecánicos internos del inyector tales como: los resortes de precarga y amortiguamiento, el vástago de la aguja o la bobina solenoide [58]. El último comportamiento, corresponde a la zona estable de la masa inyectada, donde no existe un efecto significativo del comportamiento hidráulico al cierre del primer evento de inyección sobre la cantidad de masa inyectada en el segundo evento de inyección; los casos donde este comportamiento ocurre son $DT = 0.9$ ms hasta 2 ms para la presión de inyección de 80 MPa, $DT = 1$ ms hasta 2 ms empleando la

presión de inyección de 120 MPa, y $DT = 0.6$ ms hasta 1.6 ms para la presión de inyección de 180 MPa.

Mientras que la Figura 5.11 (b), corresponde al comportamiento de la cantidad de masa inyectada durante el segundo evento de inyección, normalizada respecto a un evento de inyección simple. Se puede destacar, que los incrementos máximos de masa inyectada en el segundo evento de inyección, en comparación a la masa inyectada por la inyección simple se presentan en los valores de DT_{cr} , siendo del orden de 16 %, 10 %, y 21 % para las presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa, y 180 MPa, respectivamente, lo que señala una disminución en el valor de retraso hidráulico a la apertura del segundo evento de inyección, y un incremento en el retraso al cierre del segundo evento de inyección.

Como se mencionó en la Sección “Efecto de la oscilación de presión sobre el segundo evento de inyección en el inyector diésel tipo solenoide CRI2.18”, las oscilaciones de presión generadas al cierre del primer evento de inyección, también tienen un efecto considerable en la masa entregada durante el segundo evento de inyección. Al emplear la presión de inyección de 80 MPa, los casos donde se presenta un amortiguamiento de la presión, la masa inyectada presenta una reducción del 4.2 %; por otro lado, los casos donde se presenta una amplificación de la presión, la masa inyectada durante el segundo evento presenta una variación del 5 %, respecto al evento de inyección simple. Para la condición de presión de inyección de 120 MPa, los casos cercanos al valor de DT_{cr} , presentan un amortiguamiento de las oscilaciones de presión, y una reducción del 4 % de la masa inyectada del segundo evento de inyección comparado con el caso cuando el $DT = DT_{cr}$, en general, los casos donde se presenta una amortiguación de las oscilaciones de presión presentan una diferencia de la masa inyectada durante el segundo evento de inyección del orden de 2.2 %, respecto a la inyección simple; por su parte, los casos donde existe una amplificación de la oscilación de presión presentan una variación del orden de 2.3 %, respecto a la inyección simple.

Por último, para la condición de presión de de inyección de 180 MPa, el caso $DT = 0.575$ ms corresponde a una amortiguación de oscilación de presión, la cual provoca una reducción de masa del 11 % , respecto al valor cuando el $DT = DT_{cr}$. Sin embargo, el comportamiento que se reporta para esta presión de inyección es contrario al esperado, y no se distingue un efecto significativo de las oscilaciones de presión sobre la cantidad masa inyectada durante el segundo evento de inyección, sino que presenta un aumento del orden de 10 % de la misma para todos los valores de $DT > DT_{cr}$. Este comportamiento es debido al envejecimiento de la configuración interna del inyector, como se menciono anteriormente, esto puede causar un daño significativo a los componentes internos del inyector limitando su correcto funcionamiento.

5.4 ANÁLISIS DE LA RELACIÓN ENTRE EL DT_h Y EL DT

En la presenta sección se analizará el comportamiento DT_h respecto al DT, el efecto que tiene la presión de inyección sobre éstos, y se presentaran artículos científicos que sustenten el principio físico que ocasionan estos comportamientos.

5.4.1 ANÁLISIS DE LA RELACIÓN ENTRE EL DT_h Y EL DT PARA LAS TECNOLOGÍAS DE INYECTOR DIÉSEL TIPO SOLENOIDE CRI2.18, CRI2.22, Y TIPO PIEZOELECTRICO

En las Figuras 5.12 (a) y (b), se muestran las evoluciones del DT_h en función de los valores de DT estudiados, empleando la estrategia de post inyección, un inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, solenoide CRI2.22, y un inyector diésel tipo piezoeléctrico para las presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa, y una contrapresión de 5 MPa.

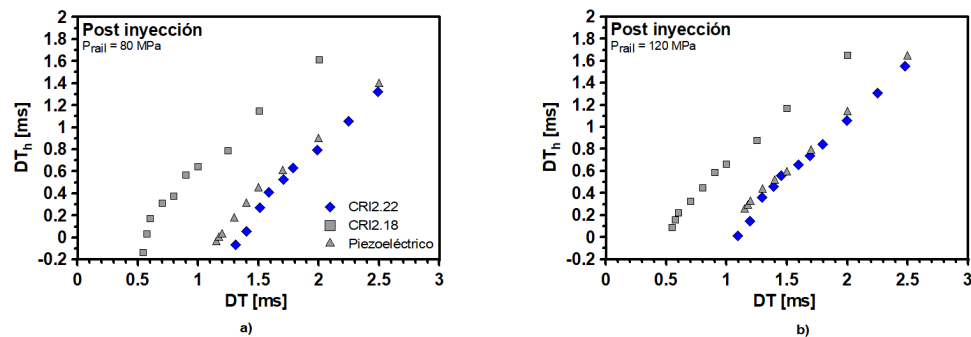


Figura 5.12: Evolución del DT_h en función del DT.

A partir de la Figura 5.12, se puede destacar que para las tres tecnologías de inyectores diésel el DT_h se incrementa con los valores de DT, y las tecnologías de inyectores diésel tipo solenoide CRI2.22, y tipo piezoeléctrico también se ven afectadas por los niveles de presiones de inyección empleados. Así mismo, los valores de DT_h son más cortos que los valores de DT. Este comportamiento puede ser explicado por el retraso a la apertura y cierre del inyector diésel para las dos tecnologías tipo solenoide, y tipo piezoeléctrico. Este fenómeno también fue analizado por Goa et al. [47], quienes validaron un método para calcular la tasa de inyección diésel empleando un sistema diésel common rail, y elevados niveles de presión de inyección. Ellos, concluyeron que los incrementos en los tiempos de energización producen un incremento en la duración de inyección del combustible, afectando el comportamiento hidráulico de los instantes de inicio, y fin de la inyección.

La Figura 5.13, ilustra los valores del DT_h normalizados con respecto a los valores de DT estudiados, empleando una estrategia de post inyeccion, un inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, solenoide CRI2.22, y un inyector diésel tipo piezoeléctrico, las presiones de inyección de 80 MPa, 120 MPa, y una contrapresión de 5 MPa.

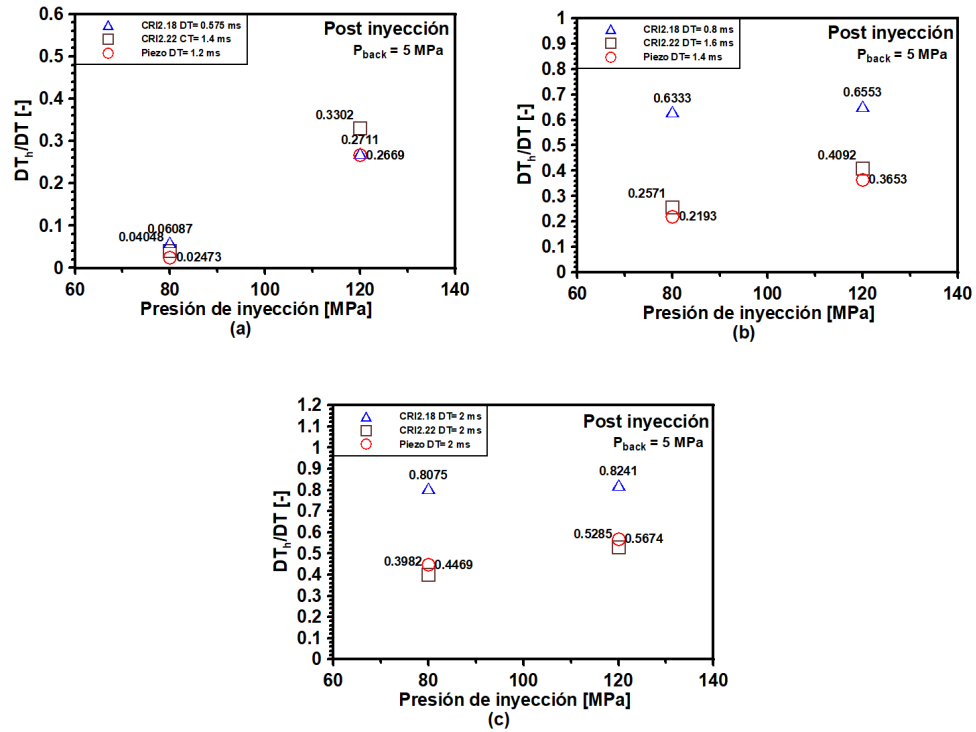


Figura 5.13: Valores de DT_h normalizados con respecto a los valores DT a) para valores cercanos al DT_{cr} , b) valores medios del barrido de DT estudiados, y c) valores de DT donde no existe un efecto del comportamiento hidráulico del primer evento de inyección sobre el segundo evento de inyección.

La Figura 5.13, muestra de manera cuantitativa la información presentada en la Figura 3.12. A partir de la Figura 5.13 (a) se puede destacar que para la condición de presión de inyección de 80 MPa, y valores de dwell time cercanos a los valores de DT_{cr} , la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18 presenta un valor menor de DT_h del orden de 94 % con respecto al valor de DT; mientras que en la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.22 se presenta un valor menor de DT_h del orden de 96 %, y la tecnología de inyector diésel tipo piezoeléctrico presenta un valor menor de DT_h del orden de 98 %. Para la condición de presión de inyección de 120 MPa, y valores de dwell time cercanos a los valores de DT_{cr} , la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18 presenta un valor menor de DT_h del orden de 74 % con respecto al valor de DT; la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.22 presenta un valor menor de DT_h del orden de 67 %, y la tecnología de

inyector diésel tipo piezoeléctrico presenta un valor menor de DT_h del orden de 73 %.

Así mismo, en la Figura 5.13 (b), se muestra que para la condición de presión de inyección de 80 MPa, y valores de dwell time medios, la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18 presenta un valor menor de DT_h del orden de 37 % con respecto al valor de DT; la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.22 presenta un valor menor de DT_h del orden de 75 %, y la tecnología de inyector diésel tipo piezoeléctrico presenta un valor menor de DT_h del orden de 79 %. Mientras que para la condición de presión de inyección de 120 MPa, y valores de dwell time medios de DT, la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18 presenta un valor menor de DT_h del orden de 37 % con respecto al valor de DT; la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.22 presenta un valor menor de DT_h del orden de 75 %, y la tecnología de inyector diésel tipo piezoeléctrico presenta un valor menor de DT_h del orden de 79 %.

Finalmente, en la Figura 5.13 (c), se ilustra que para la condición de presión de inyección de 80 MPa, y valores de DT lejanos al valor de DT_{cr} , la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18 presenta un valor menor de DT_h del orden de 20 % con respecto al valor de DT; la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.22 presenta un valor menor de DT_h del orden de 56 %, y la tecnología de inyector diésel tipo piezoeléctrico presenta un valor menor de DT_h del orden de 61 %. Por otro lado, para la condición de presión de inyección de 120 MPa, y valores de DT lejanos al valor de DT_{cr} , la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18 presenta un valor menor de DT_h del orden de 18 % con respecto al valor de DT; la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.22 presenta un valor menor de DT_h del orden de 44 %, y la tecnología de inyector diésel tipo piezoeléctrico presenta un valor menor de DT_h del orden de 48 %.

El comportamiento analizado previamente puede ser atribuido a la dinámica del levantamiento de la aguja, es decir, tiempos cortos de energización provocan que

la aguja no alcance su pleno levantamiento, causando un incremento en la duración de inyección; y para tiempo largos de tiempo de energización la aguja alcanza su pleno levantamiento, lo que ocasiona un menor efecto sobre la duración de inyección. Por otro lado, el efecto de elevar la presión de inyección ocasiona que estos puntos de inflexión se alcancen con mayor rapidez. Este comportamiento coincide con lo reportado por Gao et al. [47], ellos también concluyeron que para tiempos cortos de energización la duración de la inyección de combustible incrementa con el aumento de la presión de inyección. En los casos de tiempos largos de energización la duración de la inyección decrece con el incremento de la presión de inyección. Finalmente, mientras más elevado sea el nivel de presión de inyección, el comportamiento de la duración de inyección presentará una reducción en su duración.

Por consiguiente, se puede concluir que para las tres tecnologías de inyectores diésel la diferencia porcentual entre el DT_h , y el DT se reduce mientras se aumenta el nivel de presión de inyección, y el los valores de DT.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En el presente capítulo, se presentan las conclusiones generadas a partir de la serie de resultados discutidos en el capítulo anterior empleando la estrategia de post inyección, elevados niveles de presión de inyección, y las tecnologías de inyectores diésel tipo solenoide CRI2.22, CRI2.18, y piezoeléctrico. En términos generales, se destacan los parámetros que rigen el comportamiento hidráulico de cada tecnología de inyector diésel tales como: el retraso hidráulico de apertura y cierre del primer y segundo evento de inyección, la masa inyectada en el segundo evento de inyección, las oscilaciones de presión generadas al cierre del primer evento de inyección. Así mismo, se presentan las conclusiones obtenidas a partir del análisis de la relación entre DT_h , y el DT.

6.1 CONCLUSIONES

Conclusiones del inyector diésel tipo solenoide CRI2.22

El valor del nivel de presión de inyección no tiene efecto considerable sobre el comportamiento del retraso hidráulico a la apertura del primer evento de inyección, manteniendo un valor promedio de 0.3472 ms. Por otro lado, el comportamiento del retraso hidráulico al cierre del primer evento de inyección presenta una reducción al emplear elevados niveles de inyección, y la estrategia de post inyección.

La presión de inyección y los valores de DT, tiene un efecto sobre el comportamiento del retraso hidráulico a la apertura del segundo evento. Por un lado, al incrementar la presión de inyección se presenta una reducción de los valores de DT_{cr} , es decir, para la presión de inyección de 80 MPa el valor de $DT_{cr} = 1.3$ ms, y para la presión de inyección de 180 MPa el valor de $DT_{cr} = 0.9$ ms. Por otro lado, los valores de DT describen la interacción entre el primer y segundo evento de inyección, es decir, para los valores cercanos al DT_{cr} la apertura del segundo evento de inyección ocurrirá más rápido cuando se emplea la estrategia de post inyección. Mientras que, para un valor promedio de $DT = 1.6$ ms, para los tres niveles de presión de inyección estudiados, el comportamiento hidráulico del primer evento de inyección no tiene un efecto significativo sobre el retraso hidráulico durante el instante de apertura del segundo evento de inyección, por el contrario este parámetro disminuye cuando el valor de DT es cercano al DT_{cr} .

Por su parte, el retraso hidráulico al cierre también es afectado por los niveles de presión de inyección de la misma manera que para el retraso hidráulico a la apertura, además de causar una reducción en este parámetro conforme se elevan los niveles de presión de inyección. Opuesta a la conclusión hecha respecto al retraso hidráulico a la apertura del segundo evento, el retraso al cierre del segundo evento de inyección incrementa al emplear valores de DT cercanos al valor de DT_{cr} debido a la estrategia de inyección empleada.

A partir del análisis del efecto de las oscilaciones de presión sobre el comportamiento hidráulico del segundo evento de inyección, y el análisis de la masa inyectada en el segundo evento de inyección, se puede concluir que para todos los valores de presión de inyección, y valores de DT estudiados, específicamente, para los casos cuando el valor de DT es mayor que el valor del DT_{cr} , donde se presenta una amortiguación de las oscilaciones de presión, la masa del segundo evento de inyección presenta una reducción del orden del 2.2 %, respecto a la masa inyectada en una estrategia de inyección simple. Los casos cuando el valor del DT es mayor que el valor del DT_{cr} , que presentan una amplificación mantienen una variación del 1 % de la masa inyectada en una estrategia de inyección simple.

Conclusiones del inyector diésel tipo solenoide CRI2.18

El valor de la presión de inyección, ni el envejecimiento del mecanismo interno del inyector diésel tipo solenoide, tienen un efecto sobre el comportamiento del retraso hidráulico a la apertura del primer evento de inyección, manteniendo un valor promedio de 0.3904 ms. Por otro lado, el comportamiento del retraso hidráulico al cierre del primer evento de inyección presenta un incremento al aumentar el valor de la presión de inyección, respecto a los datos reportados por Martínez Carrillo [1], debido al envejecimiento del mecanismo interno del inyector diésel tipo solenoide al emplear la estrategia de post inyección.

Respecto al comportamiento hidráulico del segundo evento de inyección, por un lado, los valores de presión de inyección, y el envejecimiento del mecanismo interno del inyector diésel tipo solenoide no tienen un efecto sobre el retraso hidráulico a la apertura del segundo evento de inyección. Mientras que, los valores de DT estudiados sí tienen un efecto sobre este parámetro, es decir, el retraso a la apertura del segundo evento de inyección se incrementa conforme se aumentan los valores de DT. Por otro lado, los valores de DT no tiene un efecto considerable sobre el retraso hidráulico al cierre del segundo evento de inyección. Sin embargo, los valores de presión de presión de inyección, y el envejecimiento del mecanismo interno del

inyector diésel tipo solenoide provocan un incremento en el valor de este parámetro conforme se aumenta el valor de presión de inyección, respecto a los datos reportados por Martínez Carrillo [1].

Con base al análisis discutido en la Subsección “Efecto de la oscilación de presión sobre el segundo evento de inyección en el inyector diésel tipo solenoide CRI2.18”, y el análisis hecho respecto a la porción masa inyectada en el segundo evento de inyección; se concluye que para los niveles de presión de inyección de 80 MPa y 120 MPa, los casos donde se presenta una amortiguación de las oscilaciones de presión presentan una reducción del orden del 2% de la porción de masa inyectada durante el segundo evento de inyección, mientras que para los casos donde existe una amplificación de las oscilaciones de presión se presenta una variación del orden del 1%. Por otro lado, para el nivel de presión de inyección de 180 MPa, el envejecimiento del mecanismo interno del inyector incrementa el valor de la porción de masa inyectada, durante el segundo evento de inyección conforme se aumenta el nivel de presión de inyección.

Conclusiones del análisis de la relación entre el DT_h , y el DT para las tecnologías de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, CRI2.22, y tipo piezoeléctrico

A partir del análisis de la relación entre el DT_h , y el DT para las tecnologías de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18, CRI2.22, y tipo piezoeléctrico, se puede concluir que la presión de inyección no tiene un efecto considerable en el comportamiento de la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18. Sin embargo, dicho inyector presenta una mejor relación entre el DT_{cr} y el DT, cuando se eleva el valor de DT.

Así mismo, se puede concluir que la presión de inyección y el valor de DT tiene un efecto sobre la relación entre el valor del DT_h y el DT en las tecnologías de inyectores CRI2.22, y piezoeléctrico, específicamente, cuando se aumenta el valor de la presión de inyección y del del valor de DT, el valor del DT_h se aproxima al valor del DT estudiado. Además, presentan una evolución, y una relación proporcional similar

conforme aumentan los valores de presión de inyección y de DT, lo que indica que para ambas tecnologías se requiere un menor tiempo de energización para inyectar una mayor masa, respecto a los valores analizados para en la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.18.

De manera general, se puede concluir que los parámetros hidráulicos como el retraso a la apertura, y cierre del primer y segundo evento de inyección de la tecnología de inyector diésel tipo solenoide CRI2.22, se mejoran al emplear elevados niveles de presión de inyección respecto a la tecnología CRI2.18. El envejecimiento del mecanismo interno de las tecnologías de inyectores diésel tipo solenoide, tiene un efecto significativo en las oscilaciones de presión, y de masa inyectada en el segundo evento de inyección. Finalmente, las tecnologías de inyector diésel tipo solenoide CRI2.22, y piezoeléctrico comparten comportamientos de respuesta similares conforme se elevan los niveles de presión de inyección, y DT.

6.2 TRABAJOS FUTUROS

Para enriquecer este análisis y lograr una comprensión más completa respecto al proceso de inyección en las tecnologías de inyectores diésel tipo solenoides, y tipo piezoeléctricos, se recomienda realizar los siguientes trabajos de investigación:

- Estudios enfocados en el análisis del proceso de inyección de combustible empleando las estrategias de inyección múltiple empleando niveles de presión de inyección mayores a 180 MPa.
- Estudios enfocados en el análisis del comportamiento hidráulico para las diferentes tecnologías de inyección empleando condiciones reales de MEC.
- Estudios que relacionen el comportamiento de los parámetros hidráulico de las tecnologías de inyectores diésel, con los estudios enfocados en la visualización de los parámetros macroscópicos del chorro diésel.

-
- Estudios enfocados en el desarrollo de códigos que modelen las geometrías internas de las tecnologías de inyección.

APÉNDICE A

MANUAL PARA EL PROCESADO DE LAS MEDIDAS DE CAUDAL MÁSSICO

En este anexo, se presenta una visión detallada del proceso de procesamiento de datos empleado durante la ejecución de la investigación. Aquí, se detallan minuciosamente las etapas y herramientas utilizadas para la recopilación, organización y análisis de la información recabada. Este material adicional busca brindar claridad y profundidad a la metodología aplicada en el estudio, ofreciendo una guía completa para replicar y comprender el tratamiento de los datos. Cada sección de este anexo está diseñada para proporcionar transparencia y permitir una evaluación minuciosa de las decisiones tomadas en el manejo de la información, respaldando así la validez y la fiabilidad de los resultados presentados en la tesis.

Anexos.

Anexo A:

Preparación de los datos.

1. Se abre el archivo *.tdms* por medio de LabView versión 14 con el cual se obtiene el documento Excel tal como se representa en la Figura 1.
2. Como se observa en la Figura 2, se crean tres hojas dentro del archivo *.xlsx* "masas, TXT y bascula".

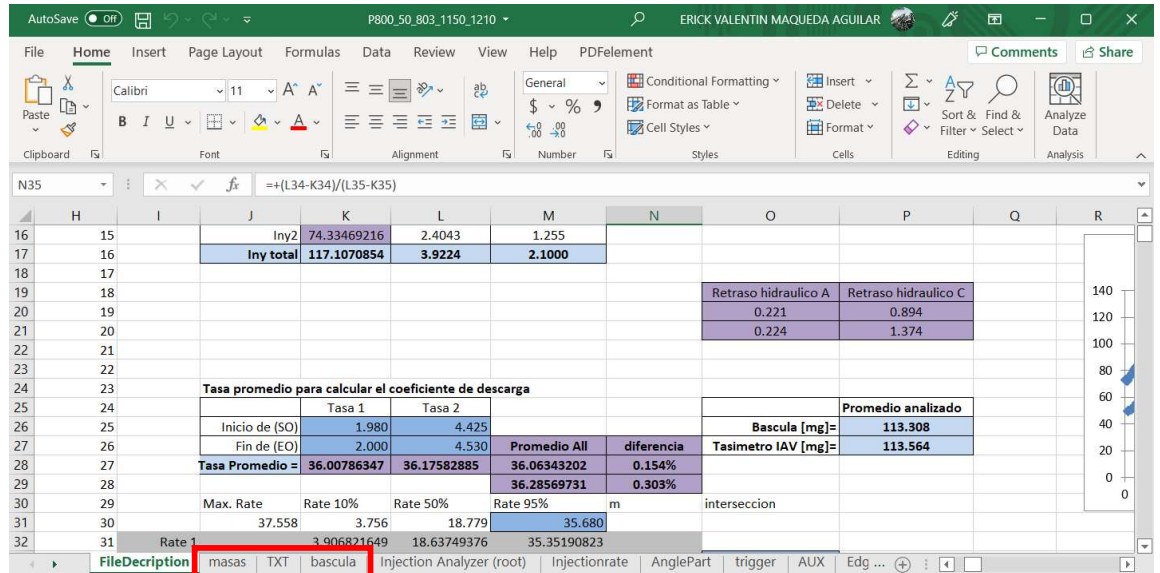


Figura 1. Creación de nuevas hojas de trabajo.

3. Se copian los datos del documento *.txt* con el mismo nombre que el archivo *.* y se pegan en la hoja con el título TXT.

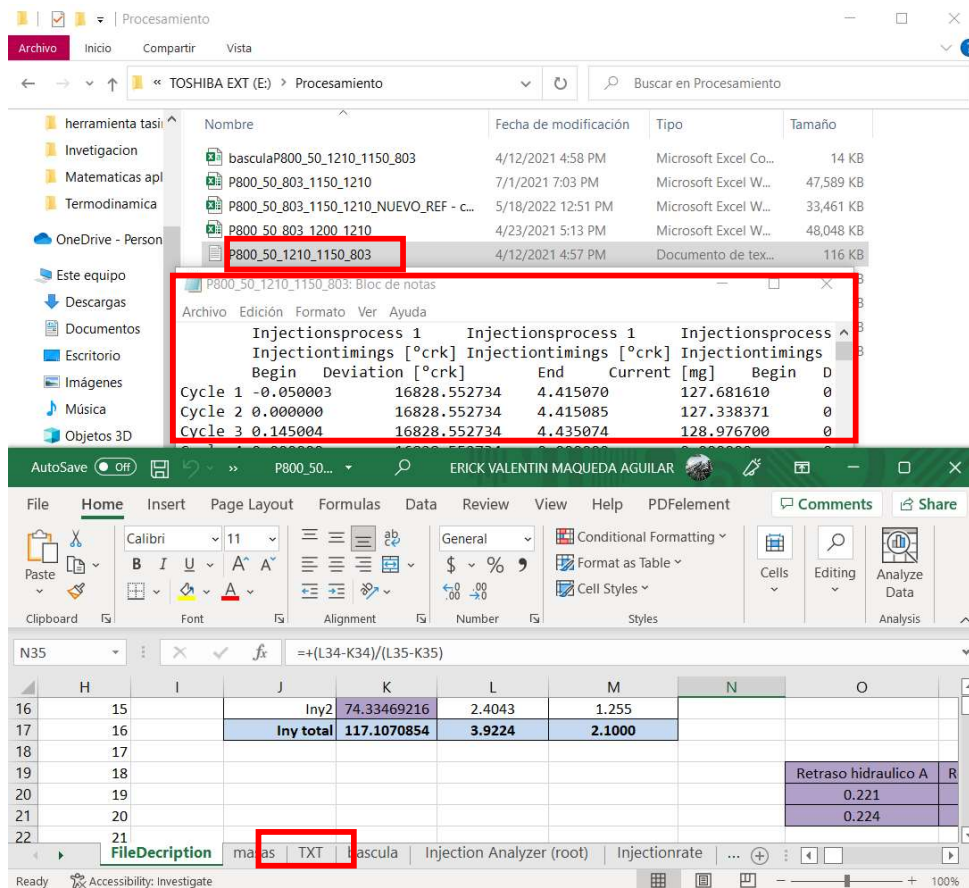


Figura 2. Recuperación de datos .txt.

4. Se copia toda la información del documento Excel “báscula” con el mismo nombre de nuestro archivo .xlsx que se desea analizar y se pega la información en la hoja con el nombre “báscula” dentro del archivo .xlsx.

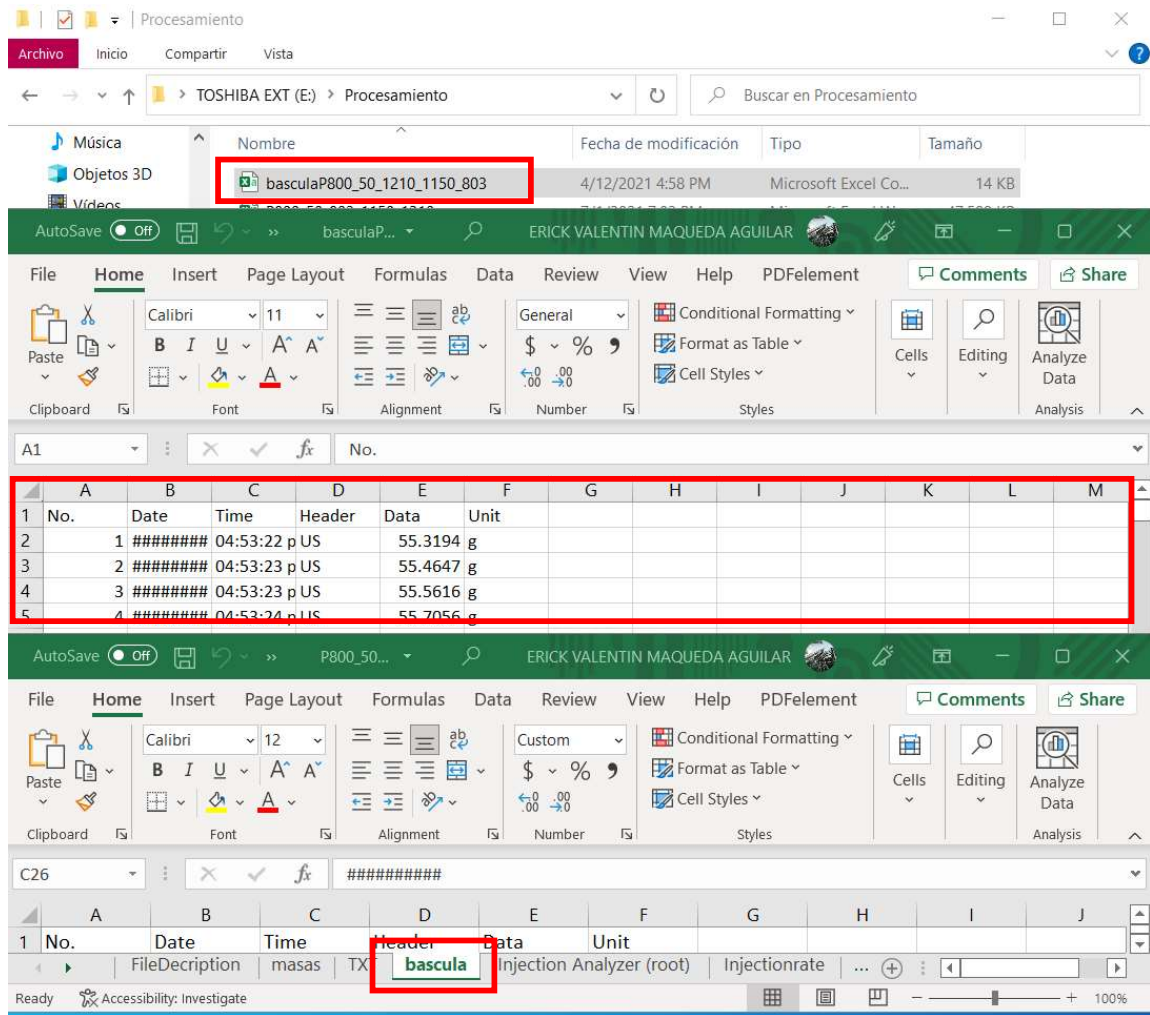


Figura 3. Recuperación de datos obtenidos con la báscula.

- De los archivos que han sido analizados anteriormente se selecciona uno el cual será una "referencia" para el nuevo archivo que se desea analizar.

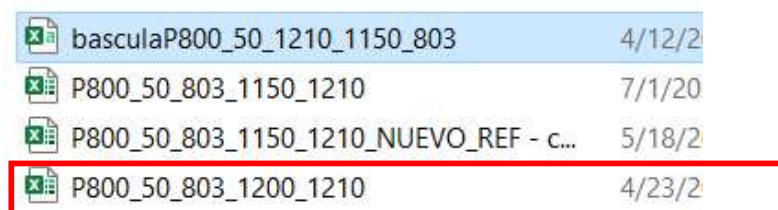


Figura 4. Abriendo documento "referencia".

- De nuestro documento “referencia” se copia toda la información contenida en la hoja titulada “masas” y se pega en la hoja titulada “masas”.

The screenshot shows an Excel spreadsheet with the following data:

Time*	Cycle 1	Cycle 2	Cycle 3	Cycle 4	Cycle 5	Cycle 6	Cycle 7	Cycle 8	Cycle
0	-6.89221E-05	-1.10221E-05	-2.4805E-05	0.00095624	-0.000802314	-0.001175717	-0.000297872	-0.00025096	-0.00
0.005	-6.89221E-05	7.16415E-05	0.000140557	4.68488E-05	-0.001381302	0.000314629	-0.000380612	-0.001409231	-0.00
0.01	-6.89221E-05	7.16415E-05	5.78762E-05	-0.000449182	-0.001050451	0.000728613	3.30979E-05	-0.001243763	-0.00
0.015	-0.000234334	7.16415E-05	5.78762E-05	-0.000118495	0.000272951	0.00081141	-0.000297872	-0.000499159	-0.00
0.02	-0.000234334	-9.36858E-05	-2.4805E-05	0.000294865	0.000521087	0.001142599	-0.001539005	0.00082458	0.00
0.025	-0.000399748	-1.10221E-05	-2.4805E-05	-0.000779871	0.000769226	0.001390989	-0.001290777	0.000576378	0.00
0.03	1.37849E-05	-9.36858E-05	5.78762E-05	-0.001771932	0.001265501	0.000314629	-0.00062884	0.00082458	0.00
0.035	0.000261906	0.000154305	-0.000107484	-0.001358573	0.001430926	-0.000264949	0.000777778	0.001320981	0.00
0.04	0.000592351	-1.10221E-05	0.00030592	-0.00028384	0.000438377	-0.000513341	0.000695035	0.000990045	0.00

Figura 5. Copiado de información de “masas” desde el archivo de referencia.

- Del documento Excel “referencia” se copia el contenido de la hoja titulada “FileDescription” y se pega en la hoja del mismo nombre contenido en el archivo Excel a procesar.

- Se selecciona la opción de “editar vínculos dentro del menú de “Datos” de nuestro archivo Excel a procesar.
- Se elige la opción “Cambiar Origen”.
- De las opciones de archivos que despliega se escoge el documento que se está procesando y se presiona “Aceptar” u “OK”.

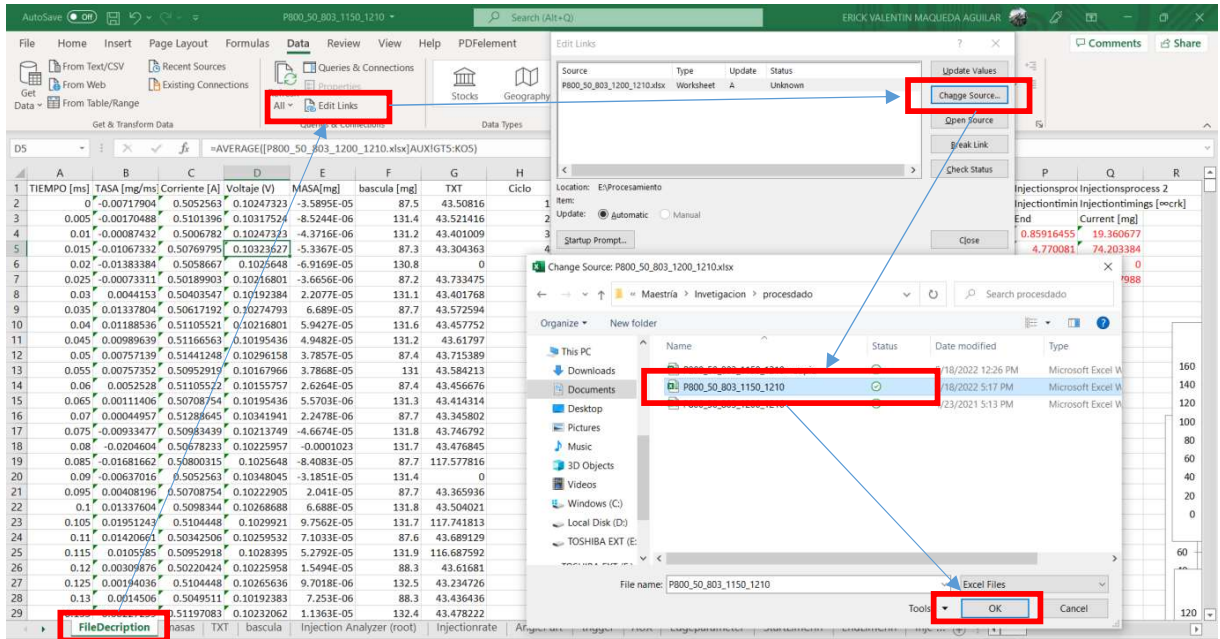


Figura 6. Copiado de pestañas y actualización de enlaces.

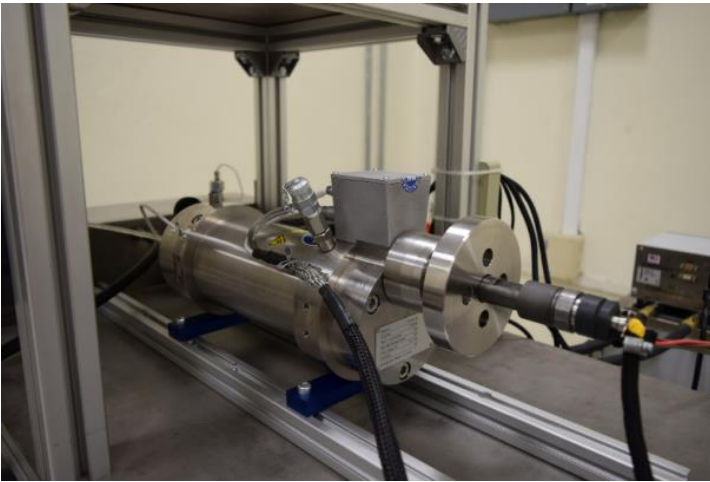
Con los pasos anteriormente descritos y sin ninguna complicación extra, las ligas vinculadas en nuestro documento estarán actualizadas y listas para su análisis.

APÉNDICE B

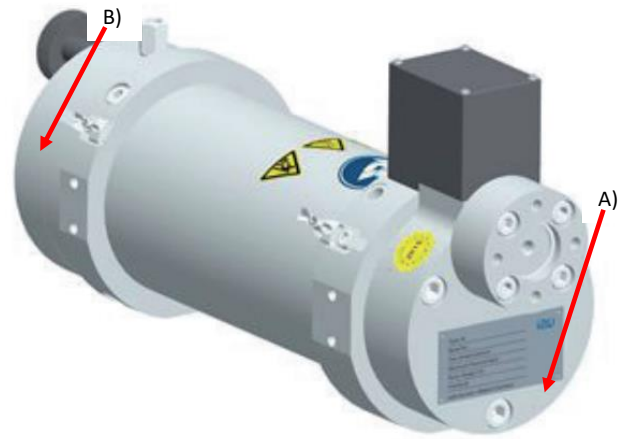
MANUAL PARA EL MANTENIMIENTO DEL TASÍMETRO

Este anexo presenta un recurso fundamental en forma de un manual detallado para el tasímetro utilizado en el marco de esta investigación. Este instrumento desempeña un papel esencial en la recopilación de datos y mediciones precisas, y su correcta utilización es crucial para la validez de los resultados obtenidos. El manual proporciona una guía exhaustiva sobre la operación, calibración y mantenimiento del tasímetro, facilitando a los lectores una comprensión completa de su funcionamiento. Este recurso no solo busca garantizar la reproducibilidad de los procedimientos experimentales, sino también promover la transparencia y la comprensión en el uso de esta herramienta en futuras investigaciones.

En la Figura 1a, se ilustra el equipo instalado con el que se cuenta en el Laboratorio de Fenómenos de Transporte, el cual se encuentra instalado al 100 por ciento en un carrito de pruebas tal como se observa en la imagen. La Figura 1b, representa una vista isométrica en la cual se distinguen 2 lados de la herramienta experimental, A y B.



a)



b)

Figura 1. a) Tasímetro IAV tipo N 050-050 empleado en el Laboratorio de Fenómenos de Transferencia. b) Vista isométrica del Tasímetro.

En el extremo A, Figura 2a, se encuentran los siguientes componentes:

1. Unidad electrónica para puertos de contacto de los sensores de Presión de Inyección, Temperatura y Señal.
2. Sujetador del inyector.
3. Conexión para presurización de la contrapresión con Nitrógeno.
4. Tapa del lado A (Tapa del sensor).

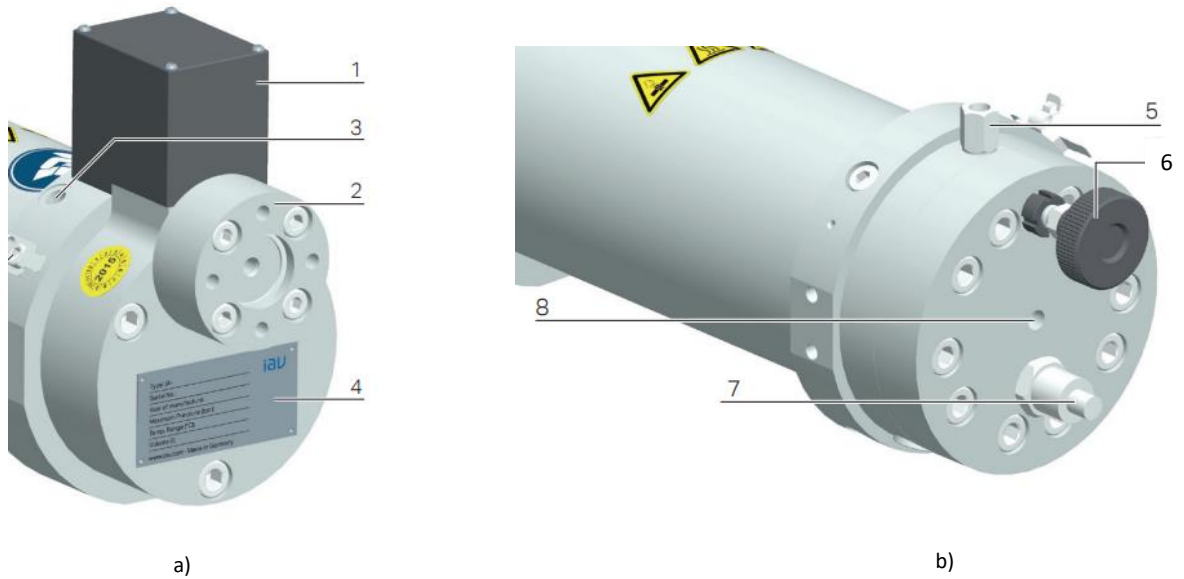


Figura 2. Vista detallada de ambos lados de Tasímetro tipo N. a) Lado A. b) Lado B.

En el extremo B, Figura 2b, se encuentran:

5. Protección para altas presiones (bursting disc).
6. Garganta ajustable.
7. Conector para el sistema del sensor de presión estática.
8. Conexión para retorno de combustible (1/8 in).

Para llevar a cabo el procedimiento correcto de la limpieza y mantenimiento del filtro metálico alojado en el interior del lado A del tasímetro es indispensable desmontar el componente #2 de dicho lado, especificado anteriormente como *sujetador del inyector*. El proceso para llevar a cabo este paso se ilustra en la Figura 3, y a continuación se explica detalladamente el proceso de ensamblaje.

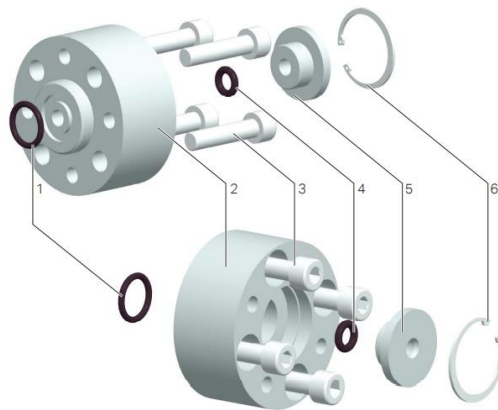


Figura 3. Despiece detallado para desensamblar el sujetador del inyector.

En la Figura 3 se detalla cada parte que compone al sujetador del inyector:

1. O ring 15 x 2.5.
2. Adaptador para tobera de inyección.
3. 4x M6 35 Tornillos.
4. O Ring 7 x 3.
5. Pieza de alta presión para el adaptador de tobera de inyección.
6. Anillo de seguridad.

En el caso del montaje, Figura 4, se debe seguir el procedimiento señalado en el manual de los componentes hidráulicos del IAV proporcionado por el proveedor, el cual consiste en colocar el O Ring 7 x 3 [4] en la ranura que se encuentra por la parte frontal del adaptador de la tobera de inyección [2]. Se asegura el O ring contra la pieza de presión para el adaptador de inyección [5] y se asegura con el anillo de seguridad [6]. Se coloca el O Ring 15 x 2.5 [1] en la base del adaptador antes de colocar y apretar el sujetador del inyector a la unidad hidráulica (IAV) usando los tornillos M6 x 35 con un par de apriete de **25 Nm de torque [3]**.

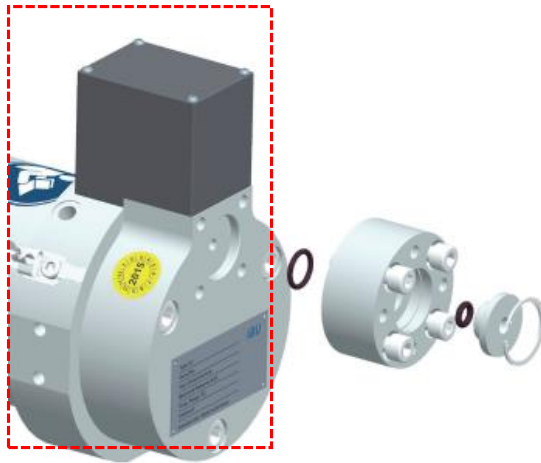


Figura 4. Vista detallada para ensamblaje del sujetador del inyector.

Posteriormente, se debe retirar la tapa del lado A, señalada en la Figura 4 con un contorno de líneas punteadas, se debe desconectar el arnés de cables de la unidad electrónica [1] señalada en la Figura 2a y el cable perteneciente al sistema de la presión estática [7] señalado en la Figura 2b, una vez retiradas las conexiones de sus respectivos puertos se procede a desmontarlos de los sujetadores colocados en la unidad hidráulica, Figura 5.

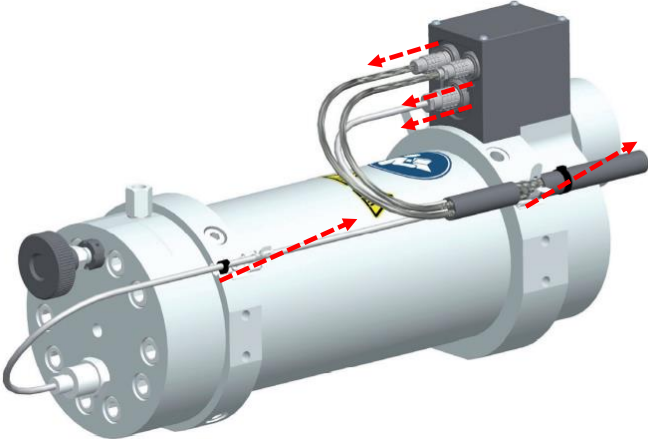


Figura 5. Vista detallada para desmontaje del arnés de cables.

Para el montaje del arnés de cables se debe colocar el arnés en la posición que se ilustra en la Figura 5, y tener en consideración la Tabla 1 para la reconexión de cada uno de los cables en el arnés.

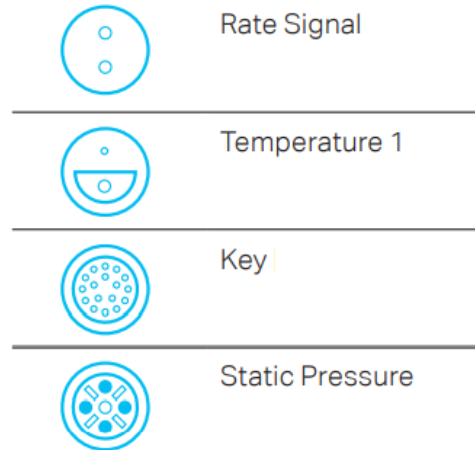


Tabla 1. Posiciones para el arnés de cables.

Posteriormente se debe retirar la tapa del lado A, se sueltan los tres tornillos M8 x 45 aplicando un **par de apriete de 45-50 N-m** y así quedara al descubierto la unidad que aloja el filtro metálico, dicha unidad está compuesta por los siguientes elementos:

1. Anillo roscado LX67.
2. Válvula reguladora de presión DV12.
3. O ring 58 x 1.78.
4. Anillo centrador para la tapa de sensor (tapa lado A).
5. O ring 15 x 2.5.

Los componentes y tornillos mencionados anteriormente se ilustran en la Figura 6, y en un círculo punteado de color rojo se identifica el filtro metálico el cual se debe limpiar y dar mantenimiento periódicamente.

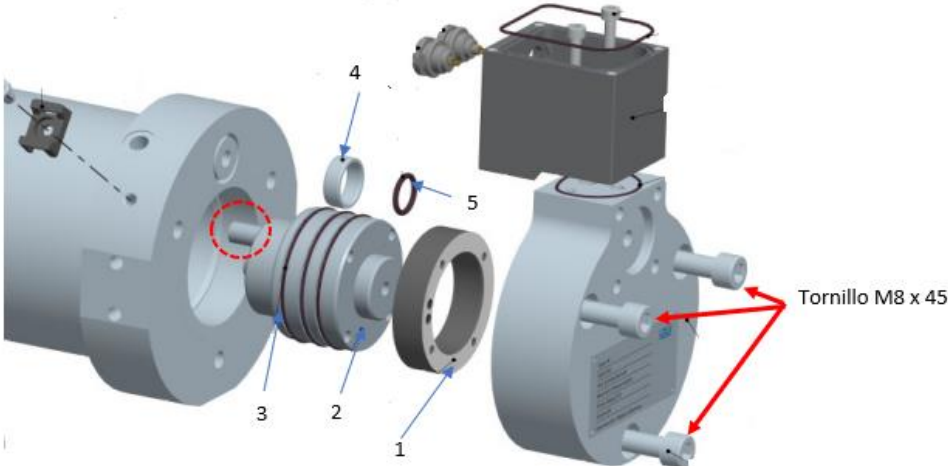


Figura 6. Vista detallada para el desmontaje de la tapa del lado A ()

Nota: Se recomienda realizar los cambios de todas los elementos O Ring que se mencionan en este documento con el fin de asegurar la vida útil y un buen funcionamiento del dispositivo en cada experimentación.

Procedimiento por seguir para limpieza de filtro metálico para tasímetro tipo N, señalado en la Figura 6.

Realizado el procedimiento descrito anteriormente se procede a limpiar el filtro metálico llevado a cabo los siguientes pasos.

1. Extraer el anillo roscado LX67.

En la Figura 7, se ilustra una imagen del anillo roscado y la herramienta a implementar para su correcta extracción. Dicho procedimiento debe realizarse con un torquímetro empleando un **par de apriete de 40-50 N-m** en sentido antihorario.

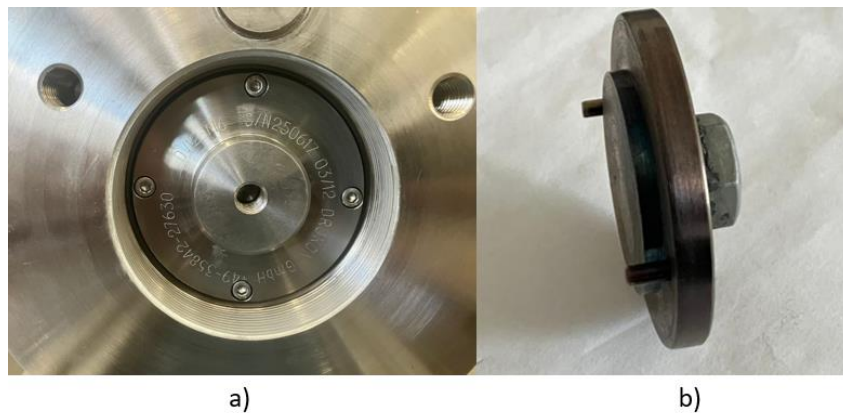


Figura 7. a) Anillo roscado LX67. b) Herramienta para extracción de anillo roscado.



Figura 8. Aplicación del par de apriete.

2. Revisar la integridad del O ring 15 x 2.5, y se reemplaza de ser necesario.

3. Desmontar la válvula reguladora de presión DV12, **sin desarmarla ni desmontar el filtro metálico en el que se encuentra alojado.**

Para llevar a cabo este proceso se debe emplear un extractor por tornillo, el cual se ilustra en la Figura 9.

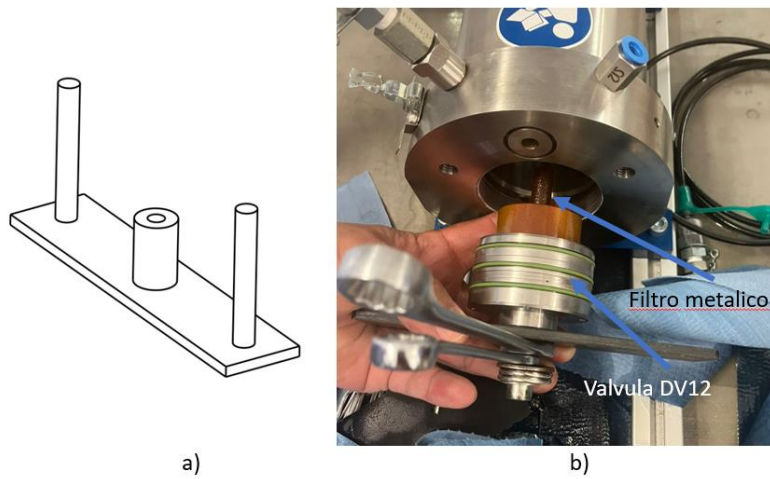


Figura 9. a) Extractor por tornillo. b) Válvula reguladora DV12.



Figura 10. Vista del primer desmontaje de la válvula DV12 y filtro metálico.

Con la válvula reguladora DV12 desmontada, se logra observar el filtro metálico alojado al interior del tasímetro el cual se procede a limpiar.

PRECAUCION: Se debe usar una tina recolectora ya que el contenedor que aloja la válvula reguladora de presión contiene combustible.

4. Limpiar con heptano o gasolina.



Figura 11. Limpieza con heptano.

Nota: Si el componente presenta impurezas como se muestran en la Figura 10, será necesario aplicar un raspado de las impurezas y posteriormente cepillar el componente tal como se ilustra en la Figura 11. Es importante aplicar el raspado solo en el caso extremo que presenta la Figura 10, de lo contrario el filtro podría verse expuesto a un daño físico.

5. Sumergir en heptano con la finalidad de soltar las impurezas más diminutas que obstruyan los orificios del filtro.

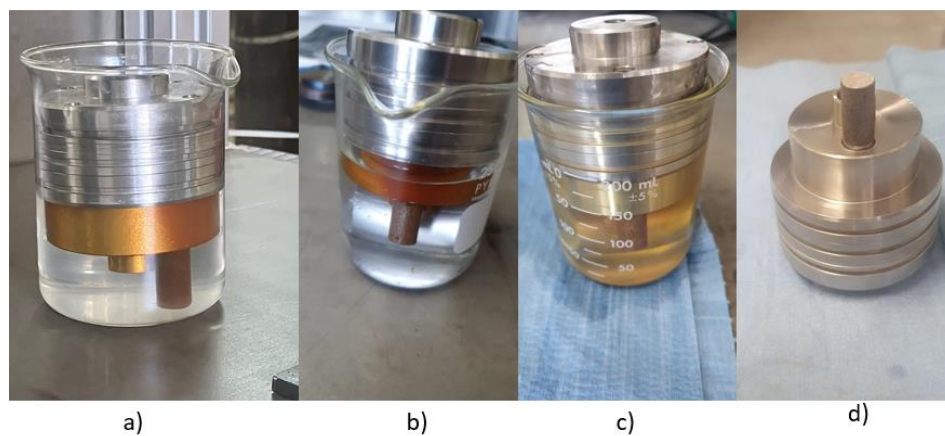


Figura 12. Evolución del componente al sumergirlo en heptano. a) Primer día, b) después del primer raspado, c) séptimo día después, d) noveno día después.

6. Soplar aire comprimido en sentido de contra corriente, es decir, por el orificio de salida de la válvula.

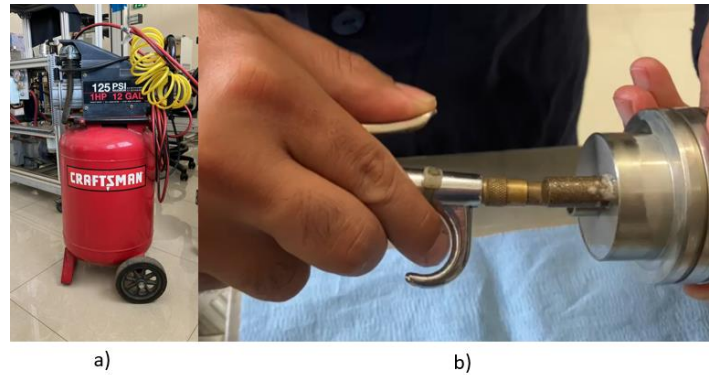


Figura 13. Limpieza con aire comprimido a contra presión. a) Compresor usado. b) Proceso de limpieza con aire.

Nota: Repetir los pasos del 4 al 6 hasta obtener una apariencia como la que se ilustra en las Figuras 12d y 13b para poder aplicar el baño de ultrasonido.

7. Baño en ultrasonido.

Para este proceso se requerirá de un baño de ultrasonido modelo 75T y un volumen de 1 L de heptano en el cual se sumergirá la válvula reguladora de presión de cierto modo que el filtro metálico quede completamente cubierto por la sustancia. En la Figura 14, se ilustran los elementos necesarios. El tiempo requerido dentro del baño variará en función de la suciedad encontrada al inicio del proceso, sin embargo, se recomienda aplicar el baño de ultrasonido al menos de 40 minutos a 1 hora.



Figura 14. Limpieza con ultrasonido. c) Baño térmico modelo 75T. d) Dispositivo sumergido en la solución.



Figura 15. Dispositivo válvula reguladora de presión después de ultrasonido.

Finalizado el proceso de limpieza de las impurezas en el filtro se debe montar la válvula de presión y colocar las piezas desarmadas en su posición inicial, es decir, colocar el anillo centrador en la parte interior de la válvula. Se rosca el anillo con la posición y torque de apriete correspondientes.

Nota: Se recomienda usar aceite como lubricante al momento de montar los O-Rings en caso de que se hayan cambiado o desmontado.

Nota: Se recomienda seguir el manual para el armado de la herramienta.

Calibración y Validación

Pasos por seguir para llevar a cabo la calibración:

1. Encender sistema de inyección y control electrónico para el tasímetro que se muestra en la Figura 16, siguiendo el procedimiento que se indica en el manual de arranque y apagado.
2. Llenar el cilindro del tasímetro.
3. Abrir la garganta reguladora haciendo de 2 a 3 vueltas completas. En la Figura 17, se muestra la ubicación de la garganta reguladora en el tasímetro.
4. Establecer los parámetros de inyección simple. En la Tabla 2. Propuesta de llenado de inyección simple se muestra una propuesta de los parámetros que se pueden utilizar. Durante el proceso de llenado, se deben de hacer inyecciones simples hasta lograr el llenado completo del tasímetro y se debe ajustar la garganta reguladora (abrir o cerrar).

Presión [bar]	Tiempo de Energización [ms]	Contrapresión [bar]
800	1700	10

Tabla 2. Propuesta de llenado de inyección simple.

Nota: Para abrir el regulador, se debe girar en el sentido de las agujas del reloj, y se cierra en contra de las manecillas del reloj.

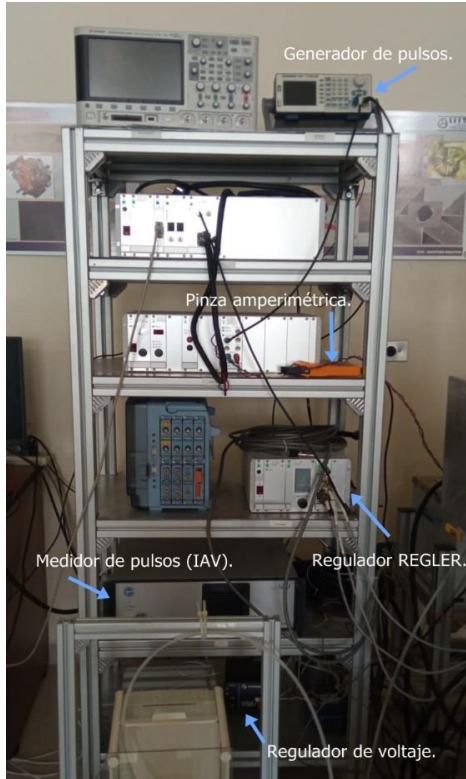


Figura 16. Unidad eléctrica del tasímetro.

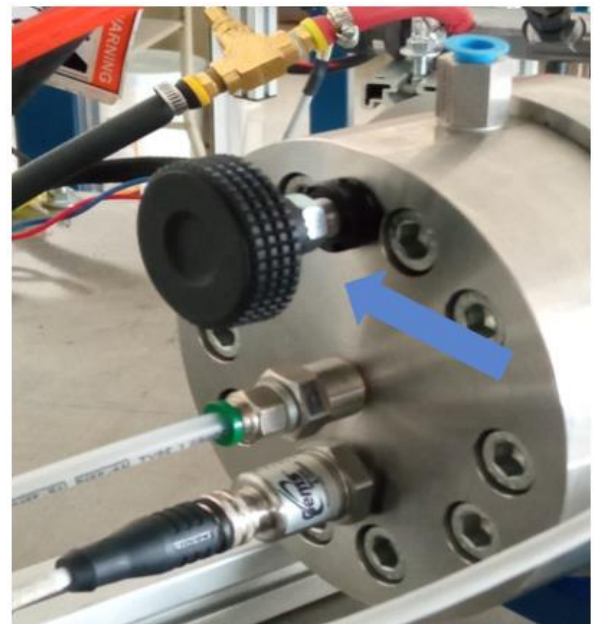


Figura 17. Garganta reguladora.

A continuación, en la Figura 18 se ilustran las señales que deben ser obtenidas por el analizador de inyección IAV para las diferentes etapas del proceso de llenado.

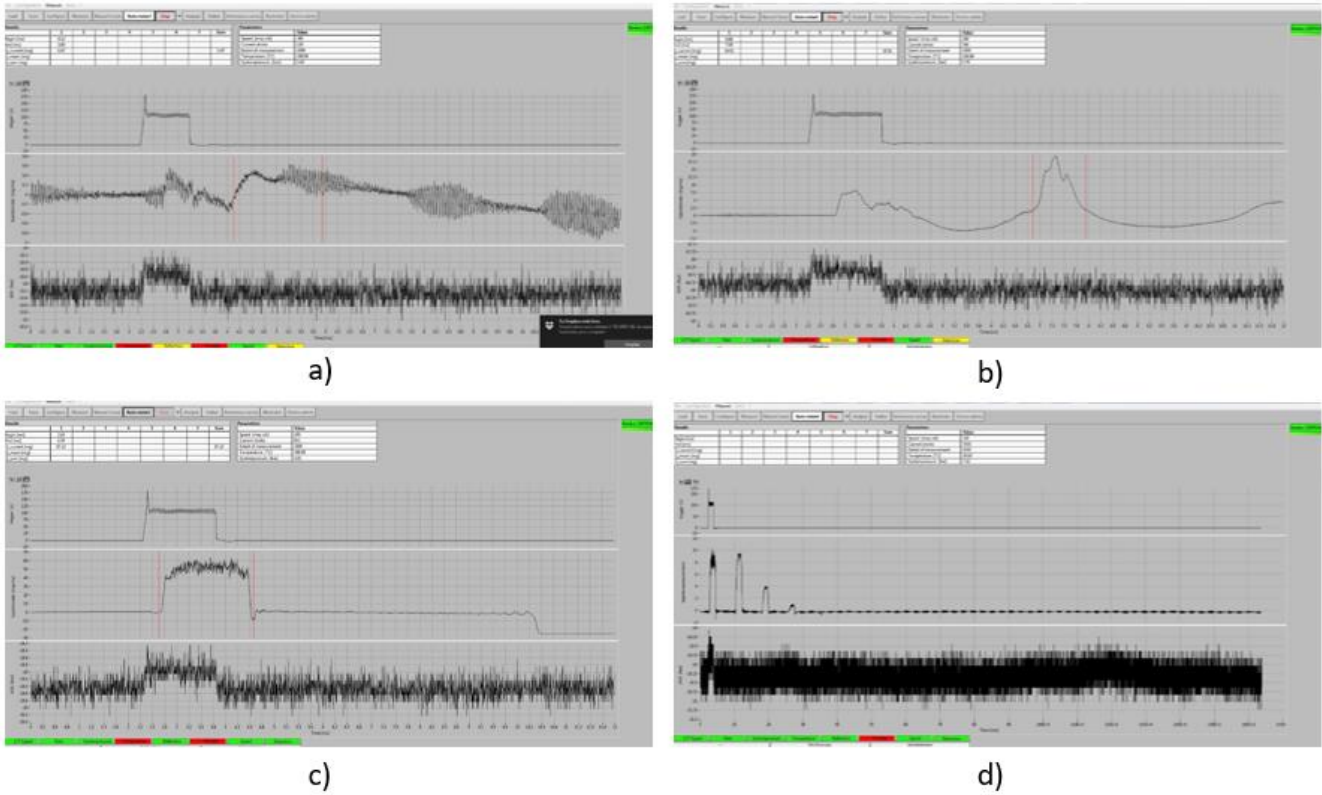


Figura 18. Señales emitidas durante las fases del proceso de llenado. a) Al inicio del llenado. b) Con el paso del tiempo. c) Al finalizar el llenado. d) Con el dispositivo calibrado.

En la Figura 19 se pueden observar los pulsos eléctricos emitidos por el software del tasímetro dependiendo la proximidad de la calibración. Para la Figura 19a) se muestran pulsos de señales correspondientes a una proximidad lejana, y en la Figura 19b) se muestran pulsos de señales correspondientes a una proximidad cercana.

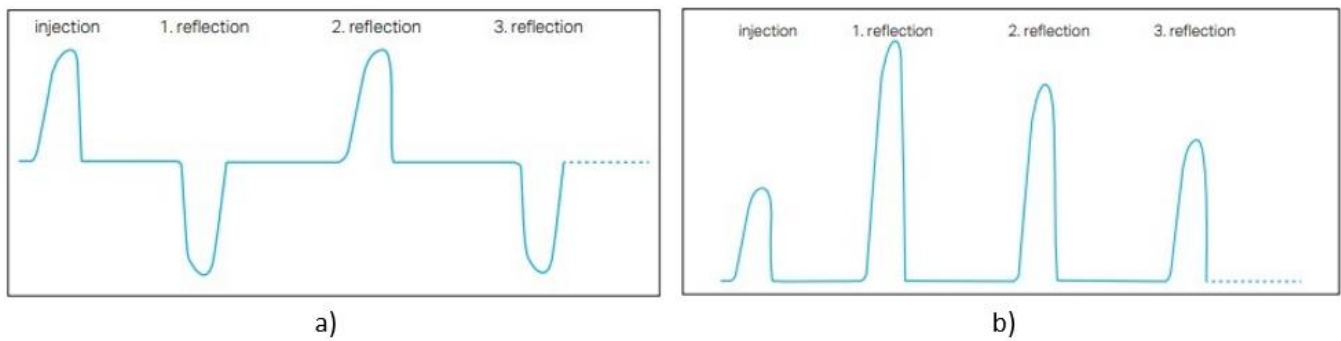


Figura 19. Señales emitidas dependiendo de la proximidad de calibración. a) Demasiado abierto. b) Demasiado cerrado.

Al finalizar la calibración del tasímetro es indispensable cotejar la masa desplazada que indica el IAV y la medida que indica la báscula de tal manera que, si ambas marcas coinciden, el mantenimiento y procedimiento de calibración que se describe en este manual ha sido llevado a cabo exitosamente.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Martinez Ricardo. Estudio sobre el comportamiento del proceso de inyección empleando un inyector diesel solenoide y piezoelectrico bajo diferentes estrategias de inyeccion múltiple. 2021.
- [2] SENER. Balance nacional de energía 2022, 2022.
- [3] EIA. Diesel and the environment, 11 2022. URL <https://www.eia.gov/energyexplained/diesel-fuel/diesel-and-the-environment.php>.
- [4] Acuerdo por el que se modifica la vigencia del periodo establecido en las notas al pie de las tablas 1, 2 y 4, de los numerales 4.1 y 4.2, únicamente en lo que se refiere a los estándares aa, de la norma oficial mexicana nom-044-semarnat-2017, que establece los límites máximos permisibles de emisión de monóxido de carbono, óxidos de nitrógeno, hidrocarburos no metano, hidrocarburos no metano más óxidos de nitrógeno, partículas y amoniaco, provenientes del escape de motores nuevos que utilizan diésel como combustible y que se utilizarán para la propulsión de vehículos automotores con peso bruto vehicular mayor a 3,857 kilogramos, así como del escape de vehículos automotores nuevos con peso bruto vehicular mayor a 3,857 kilogramos equipados con este tipo de motores. *DOF. Diario Oficial de la Federación*, 2020. URL <https://udlap.idm.oclc.org/login?url=https://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=edsvlx&AN=edsvlx.851721578&lang=es&site=eds-live>.
- [5] Leticia Pineda, Kate Blumberg, Maita Schade, John Koupal, Ingrid Pérez, Ser-

- gio Zirath, Joshua Fu, Kan Huang, and Lingzhi Jin Ulises Hernández. Beneficios en calidad del aire y salud por la mejora de normas de emisiones para vehículos y combustibles en México, 2021. URL www.theicct.org.
- [6] FLORES Oscar, VÁZQUEZ David y HERNÁNDEZ Ricardo FABELA Manuel BLAKE Carlos, and VÁZQUEZ David y HERNÁNDEZ Ricardo BLAKE Carlos . Regulación de emisiones contaminantes de los motores de combustión interna. *Instituto Mexicano del Transporte Publicación bimestral de divulgación externa*, 2014. URL <https://imt.mx/resumen-boletines.html?IdArticulo=396&IdBoletin=149>.
- [7] Binyang Wu, Qiang Zhan, Xiaoyang Yu, Guijun Lv, Xiaokun Nie, and Shuai Liu. Effects of miller cycle and variable geometry turbocharger on combustion and emissions in steady and transient cold process. *Applied Thermal Engineering*, 118, 2017. ISSN 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.02.074.
- [8] Fangyuan Zhang, Zhongshu Wang, Jing Tian, Linlin Li, Kaibo Yu, and Kunyi He. Effect of egr and fuel injection strategies on the heavy-duty diesel engine emission performance under transient operation. *Energies*, 13, 2020. ISSN 19961073. doi: 10.3390/en13030566.
- [9] Sokratis Stoumpos and Gerasimos Theotokatos. Multiobjective optimisation of a marine dual fuel engine equipped with exhaust gas recirculation and air bypass systems. *Energies*, 13, 2020. ISSN 19961073. doi: 10.3390/en13195021.
- [10] Lu Xie, Guozhang Jiang, and Feng Qian. Experimental research on aftertreatment scr sizing strategy for a nonroad mid-range diesel engine. *Energies*, 13, 2020. ISSN 19961073. doi: 10.3390/en13174462.
- [11] Francisco Payri Gonzalez and Jose Maria Desantes Fernandez. *Motores de combustión interna alternativos*. Universitat Politècnica de Valencia, 2011. ISBN 9788483637050.

-
- [12] S. d'Ambrosio and A. Ferrari. Diesel engines equipped with piezoelectric and solenoid injectors: hydraulic performance of the injectors and comparison of the emissions, noise and fuel consumption. *Applied Energy*, 211, 2018. ISSN 03062619. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.11.065.
- [13] Menghan Li, Gengfei Liu, Xiaori Liu, Zhijie Li, Qiang Zhang, and Boxiong Shen. Performance of a direct-injection natural gas engine with multiple injection strategies. *Energy*, 189, 2019. ISSN 03605442. doi: 10.1016/j.energy.2019.116363.
- [14] Chengyuan Fan, Nishida Keiya, Yun Liu, Tao Zheng, and Yunlei Sun. Experimental study on diesel spray combustion and heat transfer characteristics with multiple injection strategies by means of rapid compression and expansion machine. *Journal of the Energy Institute*, 108, 2023. ISSN 17460220. doi: 10.1016/j.joei.2023.101232.
- [15] Wilhelm Bosch. The fuel rate indicator: A new measuring instrument for display of the characteristics of individual injection. 1966. doi: 10.4271/660749.
- [16] Federico Brusiani, Stefania Falfari, and Piero Pelloni. Influence of the diesel injector hole geometry on the flow conditions emerging from the nozzle. *Energy Procedia*, 45:749–758, 2014. ISSN 18766102. doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.080.
- [17] Byunggyun Kim and Suhan Park. Study on in-nozzle flow and spray behavior characteristics under various needle positions and length-to-width ratios of nozzle orifice using a transparent acrylic nozzle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 143:118478, 11 2019. ISSN 00179310. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118478.
- [18] Zhou Chen, Zhixia He, Weiwei Shang, Lian Duan, Han Zhou, Genmiao Guo, and Wei Guan. Experimental study on the effect of nozzle geometry on string cavitation in real-size optical diesel nozzles and spray characteristics. *Fuel*, 232: 562–571, 11 2018. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2018.05.132.

-
- [19] J Javier López, Oscar A de la Garza, Joaquin De la Morena, and S Martínez-Martínez. Effects of cavitation in common-rail diesel nozzles on the mixing process. *International Journal of Engine Research*, 18:1017–1034, 12 2017. ISSN 1468-0874. doi: 10.1177/1468087417697759.
- [20] J. Javier López, F.J. Salvador, Oscar A. de la Garza, and Jean Arrègle. A comprehensive study on the effect of cavitation on injection velocity in diesel nozzles. *Energy Conversion and Management*, 64:415–423, 12 2012. ISSN 01968904. doi: 10.1016/j.enconman.2012.03.032.
- [21] C. Nandakumar, Vallinayagam Raman, C.G. Saravanan, M. Vikneswaran, S. Prasanna Raj Yadav, and M. Thirunavukkarasu. Effect of nozzle hole geometry on the operation of kapok biodiesel in a diesel engine. *Fuel*, 276:118114, 9 2020. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2020.118114.
- [22] Haiwen Ge, Jaclyn E Johnson, Hari Krishnamoorthy, Seong-Young Lee, Jeffrey D Naber, Nan Robarge, and Eric Kurtz. A comparison of computational fluid dynamics predicted initial liquid penetration using rate of injection profiles generated using two different measurement techniques. *International Journal of Engine Research*, 20:226–235, 2 2019. ISSN 1468-0874. doi: 10.1177/1468087417746475.
- [23] F.J. Salvador, J. De la Morena, J. Martínez-López, and D. Jaramillo. Assessment of compressibility effects on internal nozzle flow in diesel injectors at very high injection pressures. *Energy Conversion and Management*, 132:221–230, 1 2017. ISSN 01968904. doi: 10.1016/j.enconman.2016.11.032.
- [24] Bassam S. Aljohani, Moez Ben Houidi, Jianguo Du, Aibolat Dyuisenakhmetov, Balaji Mohan, Abdullah AlRamadan, and William L. Roberts. Characterization of the rate of injection of diesel solenoid injectors operated in the multiple injection strategy: A comparison of the spray momentum and bosch tube methods. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 8, 7 2022. ISSN 2297-3079. doi: 10.3389/fmech.2022.889255.

- [25] Jin Xia, Qiankun Zhang, Zhong Huang, Dehao Ju, and Xingcai Lu. Experimental study of injection characteristics under diesel's sub/trans/supercritical conditions with various nozzle diameters and injection pressures. *Energy Conversion and Management*, 215:112949, 7 2020. ISSN 01968904. doi: 10.1016/j.enconman.2020.112949.
- [26] Jaeheun Kim, Jinwoo Lee, and Kihyun Kim. Numerical study on the effects of fuel viscosity and density on the injection rate performance of a solenoid diesel injector based on amesim. *Fuel*, 256:115912, 11 2019. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2019.115912.
- [27] Muhammad Numan Atique, S. Imran, Luqman Razzaq, M.A. Mujtaba, Saad Nawaz, M.A. Kalam, Manzoore Elahi M. Soudagar, Abrar Hussain, Ibham Veza, and Attique Arshad. Hydraulic characterization of diesel, b50 and b100 using momentum flux. *Alexandria Engineering Journal*, 61:4371–4388, 6 2022. ISSN 11100168. doi: 10.1016/j.aej.2021.09.064.
- [28] Chang Zhai, Gengxin Zhang, Yu Jin, Keiya Nishida, Yoichi Ogata, and Hongliang Luo. Characterization of diesel spray combustion using two-color pyrometry and oh chemiluminescence imaging- comparison between micro-hole and ultra-high injection pressure effects. *Journal of the Energy Institute*, 103: 104–116, 8 2022. ISSN 17439671. doi: 10.1016/j.joei.2022.05.012.
- [29] Alan L. Kastengren, F. Zak Tilocco, Christopher F. Powell, Julien Manin, Lyle M. Pickett, Raul Payri, and Tim Bazyn. Engine combustion network (ecn): Measurements of nozzle geometry and hydraulic behavior. *Atomization and Sprays*, 22:1011–1052, 2012. ISSN 1044-5110. doi: 10.1615/AtomizSpr.2013006309.
- [30] D. P. Schmidt and M. L. Corradini. The internal flow of diesel fuel injector nozzles: A review. *International Journal of Engine Research*, 2(1):1–22, 2001. doi: 10.1243/1468087011545316. URL <https://doi.org/10.1243/1468087011545316>.

- [31] F. Payri, V. Bermúdez, R. Payri, and F.J. Salvador. The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in diesel injection nozzles. *Fuel*, 83:419–431, 3 2004. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2003.09.010.
- [32] Salvador Rubio Francisco Payri González David Jaramillo Císcar, Dirigida por Francisco Javier. Universidad politécnica de valéncia departamento de máquinas y motores térmicos tesis doctoral estudio experimental y computacional del proceso de inyección diÉsel mediante un código cfd con malla adaptativa presentada por, 2017.
- [33] Carmen Mata, Vicente Rojas-Reinoso, and José A. Soriano. Experimental determination and modelling of fuel rate of injection: A review. *Fuel*, 343:127895, 7 2023. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2023.127895.
- [34] Bassam S. Aljohani, Moez Ben Houidi, Jianguo Du, Aibolat Dyuisenakhmetov, Balaji Mohan, Abdullah AlRamadan, and William L. Roberts. Characterization of the rate of injection of diesel solenoid injectors operated in the multiple injection strategy: A comparison of the spray momentum and bosch tube methods. *Frontiers in Mechanical Engineering*, 8, 7 2022. ISSN 2297-3079. doi: 10.3389/fmech.2022.889255.
- [35] Raul Payri, Francisco Javier Salvador, Jaime Gimeno, and Tomas Montiel. Aging of a multi-hole diesel injector and its effect on the rate of injection. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 2: 2020–01–0829, 4 2020. ISSN 2641-9645. doi: 10.4271/2020-01-0829.
- [36] Omer Faruk Atac, Sanggwon Lee, and Seoksu Moon. Development of simplified model for injection rate prediction of diesel injectors during transient and steady operation. *Fuel*, 324:124655, 9 2022. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2022.124655.
- [37] Libing Wang, James Lowrie, Gracious Ngaile, and Tiegang Fang. High injection pressure diesel sprays from a piezoelectric fuel injector. *Applied Thermal Engi-*

- neering*, 152:807–824, 4 2019. ISSN 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.095.
- [38] Meshack Hawi, Hidenori Kosaka, Susumu Sato, Tsuyoshi Nagasawa, Ahmed Elwardany, and Mahmoud Ahmed. Effect of injection pressure and ambient density on spray characteristics of diesel and biodiesel surrogate fuels. *Fuel*, 254:115674, 10 2019. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2019.115674.
- [39] F.J. Salvador, J. Gimeno, J. De la Morena, and L.A. González-Montero. Experimental analysis of the injection pressure effect on the near-field structure of liquid fuel sprays. *Fuel*, 292:120296, 5 2021. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2021.120296.
- [40] Meghnaa Dhanji and Hua Zhao. Investigations of split injection properties on the spray characteristics using a solenoid high-pressure injector. *International Journal of Engine Research*, 23:262–284, 2 2022. ISSN 1468-0874. doi: 10.1177/1468087420985372.
- [41] Joonho Jeon and Sungwook Park. Effect of injection pressure on soot formation/oxidation characteristics using a two-color photometric method in a compression-ignition engine fueled with biodiesel blend (b20). *Applied Thermal Engineering*, 131:284–294, 2 2018. ISSN 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.12.005.
- [42] Chunde Yao, Jiangtao Hu, Peilin Geng, Junjie Shi, Defu Zhang, and Yusheng Ju. Effects of injection pressure on ignition and combustion characteristics of diesel in a premixed methanol/air mixture atmosphere in a constant volume combustion chamber. *Fuel*, 206:593–602, 10 2017. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2017.06.058.
- [43] Avinash Kumar Agarwal, Akhilendra Pratap Singh, Rakesh Kumar Maurya, Pravesh Chandra Shukla, Atul Dhar, and Dhananjay Kumar Srivastava. Combustion characteristics of a common rail direct injection engine using different

- fuel injection strategies. *International Journal of Thermal Sciences*, 134:475–484, 12 2018. ISSN 12900729. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.07.001.
- [44] W. Vera-Tudela, R. Haefeli, C. Barro, B. Schneider, and K. Boulouchos. An experimental study of a very high-pressure diesel injector (up to 5000 bar) by means of optical diagnostics. *Fuel*, 275:117933, 9 2020. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2020.117933.
- [45] Yue Li, Bingbing Liu, Mingyu Wang, Gang Liu, and Quan Dong. Experimental and numerical investigation of the shock wave induced by a high-pressure diesel spray. *IEEE Access*, 9:70472–70478, 2021. ISSN 2169-3536. doi: 10.1109/ACCESS.2021.3077978.
- [46] Bassam S. E. Aljohani, Moez Ben Houidi, Rafiq Babayev, Khalid Aljohani, and Bengt Johansson. In situ injection rate measurement to study single and split injections in a heavy-duty diesel engine. 9 2019. doi: 10.4271/2019-24-0136.
- [47] Ziguang Gao, Guoxiu Li, Chunlong Xu, Hongmeng Li, and Min Wang. A calculation method and experiment study of high-pressure common rail injection rate with solenoid injectors. *Science Progress*, 104:003685042110261, 4 2021. ISSN 0036-8504. doi: 10.1177/00368504211026157.
- [48] R. Payri, F.J. Salvador, J. Gimeno, and J. de la Morena. Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process. *Applied Thermal Engineering*, 29:2051–2060, 7 2009. ISSN 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.10.009.
- [49] Yunpeng Wei, Liyun Fan, Yuelin Wu, Yuanqi Gu, Jing Xu, and Hongzi Fei. Research on transmission and coupling characteristics of multi-frequency pressure fluctuation of high pressure common rail fuel system. *Fuel*, 312:122632, 3 2022. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2021.122632.
- [50] J. Dernotte, C. Hespel, F. Foucher, S. Houillé, and C. Mounaïm-Rousselle. In-

- fluence of physical fuel properties on the injection rate in a diesel injector. *Fuel*, 96:153–160, 6 2012. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2011.11.073.
- [51] Javad Rezaei, Sebastian Riess, and Michael Wensing. Phase change in fuel sprays at diesel engine ambient conditions: Impact of fuel physical properties. *The Journal of Supercritical Fluids*, 170:105130, 4 2021. ISSN 08968446. doi: 10.1016/j.supflu.2020.105130.
- [52] Jiun Cai Ong, Jens Honore Walther, Shijie Xu, Shenghui Zhong, Xue-Song Bai, and Kar Mun Pang. Effects of ambient pressure and nozzle diameter on ignition characteristics in diesel spray combustion. *Fuel*, 290:119887, 4 2021. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2020.119887.
- [53] Feng Li, Chia fon Lee, Ziman Wang, Fushui Liu, and Guoxiang Lu. Optical investigation on impacts of ambient pressure on macroscopic spray characteristics of ducted fuel injection under non-vaporizing conditions. *Fuel*, 268:117192, 5 2020. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2020.117192.
- [54] Andrea Cavicchi, Lucio Postrioti, and Edoardo Scarponi. Hydraulic analysis of a gdi injector operation with close multi-injection strategies. *Fuel*, 235:1114–1122, 1 2019. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2018.08.089.
- [55] Hyunwook Park, Choongsik Bae, and Changhyun Ha. A comprehensive analysis of multiple injection strategies for improving diesel combustion process under cold-start conditions. *Fuel*, 255:115762, 11 2019. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2019.115762.
- [56] Amin Yousefi, Hongsheng Guo, Madjid Birouk, Brian Liko, and Simon Lafrance. Effect of post-injection strategy on greenhouse gas emissions of natural gas/diesel dual-fuel engine at high load conditions. *Fuel*, 290:120071, 4 2021. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2020.120071.
- [57] Lili Lei, Yan Wu, Sheikh Muhammad Farhan, Shuzhan Bai, and Pan Wang. Evolution of unregulated hydrocarbons distribution with different post injection

- strategies in a common-rail diesel engine. *Thermal Science and Engineering Progress*, 30:101239, 5 2022. ISSN 24519049. doi: 10.1016/j.tsep.2022.101239.
- [58] Raul Payri, Pedro Martí-Aldavari, Tomas Montiel, and Alberto Viera. Influence of aging of a diesel injector on multiple injection strategies. *Applied Thermal Engineering*, 181:115891, 11 2020. ISSN 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115891.
- [59] Alessandro Ferrari, Carlo Novara, Oscar Vento, Massimo Violante, and Tantan Zhang. A novel fuel injected mass feedback-control for single and multiple injections in direct injection systems for ci engines. *Fuel*, 334:126670, 2 2023. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2022.126670.
- [60] Ricardo Martínez-Carrillo, Oscar A de la Garza, Miguel García-Yera, Héctor D García-Lara, and S Martínez-Martínez. Influence of dwell time on the hydraulic behaviour utilizing multiple injection strategies and a piezoelectric diesel injector. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 12 2023. ISSN 0954-4070. doi: 10.1177/09544070231205808.
- [61] E. Plamondon and P. Seers. Development of a simplified dynamic model for a piezoelectric injector using multiple injection strategies with biodiesel/diesel-fuel blends. *Applied Energy*, 131:411–424, 10 2014. ISSN 03062619. doi: 10.1016/j.apenergy.2014.06.039.
- [62] Selvakumar Ramalingam and N.V. Mahalakshmi. Influence of high pressure fuel injection system on engine performance and combustion characteristics of moringa oleifera biodiesel and its blends. *Fuel*, 279:118461, 11 2020. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2020.118461.
- [63] Mohd Fareez Edzuan Bin Abdullah, Shinobu Akiyama, Tomoki Kinoshita, Taizo Shimada, and Tetsuya Aizawa. Investigation of inversed-delta injection rate shaping diesel spray flame structure and combustion characteristics towards

- thermal efficiency improvement. *Applied Thermal Engineering*, 160:113986, 9 2019. ISSN 13594311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113986.
- [64] Raúl Payri, Jaime Gimeno, Pedro Martí-Aldaraví, and Mary Alarcón. A new approach to compute temperature in a liquid-gas mixture. application to study the effect of wall nozzle temperature on a diesel injector. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 68:79–86, 12 2017. ISSN 0142727X. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.12.008.
- [65] R. Payri, F.J. Salvador, J. Gimeno, and J. De la Morena. Influence of injector technology on injection and combustion development – part 1: Hydraulic characterization. *Applied Energy*, 88:1068–1074, 4 2011. ISSN 03062619. doi: 10.1016/j.apenergy.2010.10.012.
- [66] R. Payri, F.J. Salvador, J. Gimeno, and J. De la Morena. Influence of injector technology on injection and combustion development – part 2: Combustion analysis. *Applied Energy*, 88:1130–1139, 4 2011. ISSN 03062619. doi: 10.1016/j.apenergy.2010.10.004.
- [67] Y.D. Pogulyaev, R.M. Baitimerov, and Y.V. Rozhdestvenskii. Detailed dynamic modeling of common rail piezo injector. *Procedia Engineering*, 129:93–98, 2015. ISSN 18777058. doi: 10.1016/j.proeng.2015.12.014.
- [68] Alberto Viera Sotillo and Raúl Payri Marín. Effect of multiple injection strategies on the diesel spray formation and combustion using optical diagnostics departamento de máquinas y motores térmicos presented by, 2019.
- [69] A. Ferrari and A. Mittica. Response of different injector typologies to dwell time variations and a hydraulic analysis of closely-coupled and continuous rate shaping injection schedules. *Applied Energy*, 169:899–911, 5 2016. ISSN 03062619. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.01.120.
- [70] Valera Manzanares Germán. Modelado unidimensional de un inyector diesel bosch cri 2.25 de Última generación germán valera manzanares, 2017.

- [71] Simón Martínez-Martínez, Oscar A. de la Garza, Miguel García-Yera, Ricardo Martínez-Carrillo, and Fausto A. Sánchez-Cruz. Hydraulic interactions between injection events using multiple injection strategies and a solenoid diesel injector. *Energies*, 14:3087, 5 2021. ISSN 1996-1073. doi: 10.3390/en14113087.
- [72] Xiyu Yang, Quan Dong, Xiaoyan Wang, Tanqing Zhou, and Daijun Wei. An experimental study on the needle valve motion characteristics of high pressure natural gas and diesel co-direct injector. *Energy*, 265:126257, 2 2023. ISSN 03605442. doi: 10.1016/j.energy.2022.126257.
- [73] Fuqiang Luo, Yu Sun, Adams Moro, Tianyu Jin, and Chuqiao Wang. Measurement and analysis of injection characteristics among each nozzle hole within a heavy-duty diesel engine. *Flow Measurement and Instrumentation*, 79:101942, 6 2021. ISSN 09555986. doi: 10.1016/j.flowmeasinst.2021.101942.
- [74] Vu H. Nguyen, Andrea Cavicchi, Dat X. Nguyen, Kien T. Nguyen, Phuong X. Pham, and Lucio Postrioti. Hydraulic characterization of a second-generation common rail injector operating under solo and split injection strategies. *Flow Measurement and Instrumentation*, 85:102170, 6 2022. ISSN 09555986. doi: 10.1016/j.flowmeasinst.2022.102170.
- [75] Xingyu Liang, Bowen Zhao, Kun Wang, Xu Lv, Yajun Wang, Jun Liu, and Yuesen Wang. Impact of multi-injection strategies on morphology, nanostructure and oxidation reactivity of diesel soot particles. *Combustion and Flame*, 237:111854, 3 2022. ISSN 00102180. doi: 10.1016/j.combustflame.2021.111854.
- [76] IAV. Iav injection analyzer-hydraulic units user's manual: Type n, type r and type r-scr, 2013.
- [77] F.J. Salvador, J. Gimeno, M. Carreres, and M. Crialesi-Esposito. Fuel temperature influence on the performance of a last generation common-rail diesel ballistic injector. part i: Experimental mass flow rate measurements and discussion. *Energy Conversion and Management*, 114:364–375, 4 2016. ISSN 01968904. doi: 10.1016/j.enconman.2016.02.042.

- [78] J. Manin, M. Bardi, L.M. Pickett, and R. Payri. Boundary condition and fuel composition effects on injection processes of high-pressure sprays at the microscopic level. *International Journal of Multiphase Flow*, 83:267–278, 7 2016. ISSN 03019322. doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2015.12.001.
- [79] Cheng Guan, Yaozong Duan, Jiaqi Zhai, and Dong Han. Hydraulic dynamics in split fuel injection on a common rail system and their artificial neural network prediction. *Fuel*, 255:115792, 11 2019. ISSN 00162361. doi: 10.1016/j.fuel.2019.115792.
- [80] Mikhail G. Shatrov, Andrey U. Dunin, Pavel V. Dushkin, Andrey L. Yakovenko, Leonid N. Golubkov, and Vladimir V. Sinyavski. Influence of pressure oscillations in common rail injector on fuel injection rate. *Facta Universitatis, Series: Mechanical Engineering*, page 579, 12 2020. ISSN 2335-0164. doi: 10.22190/FUME200611042S.
- [81] Iakovenko, Dunin, Dushkin, Savastenko, and Shatrov. The influence of mass composition of water-fuel emulsion on ecological characteristics of a diesel engine. *Energies*, 12:2689, 7 2019. ISSN 1996-1073. doi: 10.3390/en12142689.
- [82] Raúl Payri, Jaime Gimeno, Pedro Martí-Aldaraví, and Alberto Viera. Measurements of the mass allocation for multiple injection strategies using the rate of injection and momentum flux signals. *International Journal of Engine Research*, 22:1180–1195, 4 2021. ISSN 1468-0874. doi: 10.1177/1468087419894854.
- [83] Dong Han, Ke Li, Yaozong Duan, He Lin, and Zhen Huang. Numerical study on fuel physical effects on the split injection processes on a common rail injection system. *Energy Conversion and Management*, 134:47–58, 2 2017. ISSN 01968904. doi: 10.1016/j.enconman.2016.12.026.

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

Erick Valentin Maqueda Aguilar

Candidato para obtener el grado de
Maestría en Ciencias de la Ingeniería
con Orientación en Energías Térmicas y Renovables

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Tesis:

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO HIDRÁULICO DE LAS
TECNOLOGÍAS DE INYECTORES DIÉSEL: TIPO SOLENOIDE DE 1^{ra},
3^{ra} GENERACIÓN, Y TIPO PIEZOELÉCTRICO EMPLEANDO ELEVADOS
NIVELES DE PRESIÓN DE INYECCIÓN, Y LA ESTRATEGIA DE
POST-INYECCIÓN.