



Universidad Nacional
SAN LUIS GONZAGA



Atribución-NoComercial-SinDerivadas 4.0 Internacional

Esta licencia es la más restrictiva de las seis licencias principales Creative Commons, permitiendo a otras solo descargar sus obras y compartirlas con otras siempre y cuando den crédito, pero no pueden cambiarlas de forma alguna ni usarlas de forma comercial.

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0>



Recibo de pago N° 739878

Visto el Informe N° 266-2024-PIEO-UI-FIMEE-UNSLG, emitido la operaria del sistema de antiplagio se emite la siguiente constancia:

N° 250-2024

CONSTANCIA

El que suscribe, director de la Unidad de Investigación de la Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica y Electrónica, hace constar que se ha realizado el análisis con el software de verificación de similitud de la Tesis cuyo título es:

“UTILIZACIÓN DE COMBUSTIBLES ALTERNATIVOS PARA MEJORAR EL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA”

Presentado por:

REYES ROJAS, LUIGY OMAR

BACHILLER de la Facultad INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA – Escuela Profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA. El resultado obtenido es un porcentaje de CERO POR CIENTO (0%), por el cual se le otorga el calificativo de:

APROBADO

Se adjunta al presente, el reporte de evaluación con el software de verificación de originalidad.

Ica, 24 de Octubre del 2024

UNIVERSIDAD NACIONAL "SAN LUIS GONZAGA"
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
UNIDAD DE INVESTIGACIÓN

Dr. José Luis Donayre Pasache
DIRECTOR DE UNIDAD

UNIVERSIDAD NACIONAL "SAN LUIS GONZAGA"
VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA Y
ELECTRÓNICA



UTILIZACIÓN DE COMBUSTIBLES ALTERNATIVOS PARA MEJORAR EL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Línea de investigación

Ciencias naturales, ingeniería y tecnologías sostenibles

INFORME FINAL DE TESIS

Autor:

LUIGY OMAR REYES ROJAS

Asesor:

Dr. AURELIO MARCELO PADILLA RIOS

Ica, Perú

2025

Dedicatoria

A mi madre por ese gran amor, apoyo incondicional y preocupación para que pueda lograr culminar mi etapa como profesional. A mi padre por el buen ejemplo brindado desde mi niñez y los valores inculcados para ser un hombre de bien. A mis 2 pequeños hijos Thiago y Alexa en ellos encontré las ganas de ser mejor cada día son mi mejor motivación

Agradecimientos

A mi esposa por haberme apoyado en los buenos y malos momentos en mi etapa de estudiante, a mi hermana por haber confiado en mí y por el apoyo.

A mi asesor por haberme brindado su soporte en esta investigación, a mis docentes universitarios por los conocimientos compartidos.

Índice

Dedicatoria.....	ii
Agradecimientos	iii
Índice	iv
Índice de tablas	vi
Índice de figuras.....	vii
Resumen	ix
Abstract.....	x
I. Introducción.....	1
1.1. Realidad problemática.....	1
1.1.1. Problema general.....	10
1.1.2. Problemas específicos	10
1.2. Antecedentes de la investigación.....	10
1.2.1. Antecedentes internacionales	10
1.2.2. Antecedente nacional	12
1.3. Justificación e importancia de la investigación	12
1.3.1. Justificación	12
1.3.2. Importancia	12
1.4. Objetivos de la investigación.....	13
1.4.1. Objetivo general	13
1.4.2. Objetivos específicos.....	13
1.5. Hipótesis y variables de la investigación.....	13
1.5.1. Hipótesis general.....	13
1.5.2. Hipótesis específicas	13
1.6. Contenido de la investigación	14
II. Estrategia metodológica.....	15
2.1. Tipo, Nivel y Diseño de la investigación.....	15

2.2. Población y muestra	15
2.3. Análisis experimental	15
2.3.1. Cálculo de la reducción de CO2 del combustible	15
2.3.2. Análisis del aceite del motor	16
2.4. Configuración experimental	17
2.4.1. Puntos de funcionamiento del motor para las pruebas de CNG	22
2.4.2. Prueba de coquización de boquillas.....	25
2.4.3. Piston y culata de cilindro del SCORE para modificar el squish y el swirl	25
III. Resultados	26
3.1. Presentación de resultados.....	26
3.2. Contrastación de hipótesis	49
IV. Discusión	49
V. Conclusiones	50
VI. Recomendaciones	51
VII. Referencias bibliográficas.....	52

Índice de Tablas

Tabla I: Parámetros de combustible para gasóleo y metano	15
Tabla II: Paquete de aditivos para el aceite	16
Tabla III: Datos extrapolados de viscosidad a altas temperaturas	16
Tabla IV: Motor diesel de alta potencia	18
Tabla V: Motor a gas de baja potencia	18
Tabla VI: Motor gas de alta potencia	19
Tabla VII: Prueba de acumulación de depósitos en el inyector del scrc de alta potencia	22
Tabla VIII: Puntos de funcionamiento del scrc de baja potencia.....	23
Tabla IX: Puntos de funcionamiento del ciclo estacionario armonizado a escala mundial de alta potencia.....	23
Tabla X: Matriz de pruebas para las variaciones en squish y swirl	26

Índice de Figuras

Figura N°1: Encendido por chispa en motores de alta potencia.	2
Figura N°2: Fluorescencia plana inducida por láser en aplicaciones de flujo y gas (izquierda) perfil conceptual del proceso de entrada de aire y mezcla (derecha)	4
Figura N°3: Movimientos de flujo en el cilindro con swirl y giro	5
Figura N°4: Vista de sección de un pistón en forma de cuenco en motores de GNC, con la longitud del squish trazada en la parte superior derecha.....	6
Figura N°5: Interacción entre el swirl y el squish.	6
Figura N°6: Distribución de tamaño y número de partículas.....	8
Figura N°7: Rutas de arrastre de aceite más allá de los anillos del pistón	9
Figura N°8: Temperatura y concentración de la capa de aceite en el revestimiento del cilindro	10
Figura N°9: Esquema del SCRE utilizado las experiencias.....	20
Figura N°10: Esquema del SCRE configurado para GNC en el segundo al cuarto experimento, que muestra puntos de medición, así como las vías de entrada y salida de aire y escape hacia y desde el SCRE	21
Figura N°11: Puntos de funcionamiento del ciclo estacionario armonizado a escala mundial para el motor de tamaño completo	24
Figura N°12: Puntos de funcionamiento del ciclo estacionario armonizado a escala mundial ...	25
Figura N°13: Pérdida de potencia normalizada en función del tiempo para un motor en tres velocidades diferentes	28
Figura N°14: Pérdida de potencia normalizada con el paso del tiempo.....	29
Figura N°15: Posibilidad del incremento del IMEP sobre la gasolina con una optimización de la combustión del motor a GNC con carga plena.	30
Figura N°16: Reducción de CO ₂ en comparación con la gasolina mediante la optimización del motor de combustión a GNC	31
Figura N°17: Reducción de CO ₂ en comparación con la gasolina mediante la optimización del motor de combustión a metano.....	32
Figura N°18: Efectos squish y swirl en baja carga a 1300 rpm.	34
Figura N°19: Efectos squish y swirl en alta carga a 1300 rpm	35
Figura N°20: Efectos squish y swirl en alta carga a 1600 rpm.	36

Figura N°21: Efectos squish y swirl en alta carga a 1900 rpm	37
Figura N°22: Comportamiento punta de pico del número de partículas en la medición del impactador eléctrico de baja presión durante la operación en estado estacionario	39
Figura N°23: Distribución del tamaño de partícula en porcentaje al número de partículas para emisiones de nivel de pico y base, para las tres mezclas de aceite diferentes con carga plena	40
Figura N°24: Diámetro base de partículas para el tamaño medio de partícula	41
Figura N°25: Distribución mediana calculada del número de partículas para la emisión de partículas a nivel base.....	43
Figura N°26: Emisión de partículas a 1300 rpm / 11 bar de IMEP, punto de operación de referencia.....	44
Figura N°27: Emisión promedio de partículas a partir del experimento de carga de anillos de pistón, con anillos de pistón no bloqueados. La barra de error indica la influencia adicional del comportamiento de picos	44
Figura N°28: Modificación de parámetros de operación, alineación de la separación de anillos a 0 grados del aceite estándar.	46
Figura N°29: Modificación de parámetros de operación, alineación de la separación de anillos a 180 grados del aceite estándar	46
Figura N°30: Efecto de la variación del aceite en el número de partículas en puntos de operación de carga elevada	47
Figura N°31: Efecto de la temperatura del refrigerante en la tasa de evaporación del aceite arrastrado en la cámara de combustión, anillos de pistón libres	48

Resumen

Los motores de combustión interna en el Perú contribuye de manera directa a la emisión de gases de efecto invernadero y otros contaminantes atmosféricos; esto no solo tiene impactos negativos en la salud pública, sino que también compromete los esfuerzos del país para cumplir con compromisos internacionales en materia de reducción de emisiones y sostenibilidad ambiental. El presente estudio propone utilizar el biodiesel como combustible alternativo para mejorar el proceso de combustión en los motores de combustión interna. Se realizaron tres configuraciones del motor monocilíndrico de investigación en un banco de prueba para motor. Para los primeros y últimos experimentos con motores de alta potencia, se utilizó un diseño de sistema de combustión con swirl con un diámetro de cilindro de 127 mm y un cigüeñal con carrera de 154mm. Estos experimentos se realizaron con combustible diésel y metanol, respectivamente. Para los terceros y cuartos experimentos, que incluyeron pruebas de swirl y squish junto con experimentos controlados de ceniza, se utilizó un diámetro de cilindro más grande de 130mm. Los resultados cuantitativos demostraron que la acumulación de depósitos en los inyectores puede provocar una pérdida de potencia significativa en motores diésel. Específicamente, se observó una pérdida de par del 4% después de 100 minutos de operación a 1200 rpm a carga completa. Además, se encontró que la geometría del pistón, particularmente el pistón reentrante, tuvo el mayor efecto en la primera mitad de la combustión (10-50% de quemado), lo que sugiere que las grandes estructuras de flujo en la cámara de combustión, formadas por la geometría, persistieron incluso después del evento de ignición altamente turbulento.

Palabras claves: Combustibles alternativos, combustión, motores de combustión interna.

Abstract

Internal combustion engines in Peru contribute directly to the emission of greenhouse gases and other atmospheric pollutants; this not only has negative impacts on public health, but also compromises the country's efforts to comply with international commitments on emissions reduction and environmental sustainability. The present study proposes using biodiesel as an alternative fuel to improve the combustion process in internal combustion engines. Three configurations of the single-cylinder research engine were performed on an engine test bench. For the first and last experiments with heavy-duty engines, a swirl combustion system design with a cylinder bore of 127 mm and a crankshaft stroke of 154 mm was used. These experiments were conducted with diesel and methanol fuel, respectively. For the third and fourth experiments, which included swirl and squish tests along with controlled ash experiments, a larger cylinder bore of 130mm was used. Quantitative results showed that deposit buildup on injectors can cause significant power loss in diesel engines. Specifically, a 4% torque loss was observed after 100 minutes of operation at 1200 rpm at full load. In addition, piston geometry, particularly the re-entrant piston, was found to have the greatest effect in the first half of combustion (10-50% burn), suggesting that the large flow structures in the combustion chamber, formed by the geometry, persisted even after the highly turbulent ignition event.

Key words: Alternative fuels, combustion, internal combustion engines.

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad problemática.

A medida que el país busca desarrollar y modernizar su parque automotor, se enfrenta a desafíos significativos relacionados con la adopción de combustibles más sostenibles y eficientes, el predominio del uso de combustibles fósiles, como la gasolina y el diésel, en los motores de combustión interna en el Perú contribuye de manera directa a la emisión de gases de efecto invernadero y otros contaminantes atmosféricos; esto no solo tiene impactos negativos en la salud pública, sino que también compromete los esfuerzos del país para cumplir con compromisos internacionales en materia de reducción de emisiones y sostenibilidad ambiental; la falta de una infraestructura adecuada para la distribución y suministro de combustibles alternativos es otro desafío clave. A pesar de los avances tecnológicos en vehículos que pueden utilizar gas natural, biogás, biodiésel o electricidad, la limitada disponibilidad de estaciones de servicio y puntos de recarga desincentiva la adopción masiva de estos combustibles, este escenario impide que los conductores opten por alternativas más limpias y eficientes, manteniendo una dependencia persistente de los combustibles convencionales; asimismo, la falta de incentivos fiscales y políticas gubernamentales específicas para fomentar la transición hacia combustibles alternativos es un obstáculo importante. En muchos países, la implementación de medidas como reducciones de impuestos, subsidios para la compra de vehículos que utilicen energías renovables, y regulaciones ambientales más estrictas ha demostrado ser efectiva para estimular el cambio. Para una mejor dimensión de la problemática en la utilización de los combustibles alternativos para mejorar el proceso de combustión en los motores de combustión interna, en principio, al igualar al motor diésel de alta potencia, el motor a gas natural comprimido (GNC) debe alcanzar los 24 a 25 bares de presión media efectiva al freno (*Brake mean effective pressure – BMEP*, en inglés) [1], en teoría, el motor de gas estequiométrico puede alcanzar una presión media efectiva del freno de 20 a 22 bares de BMEP [2], [3], [4], por lo que se necesita una mejora para alcanzar el nivel del motor diésel; es posible alcanzar este nivel de rendimiento, llegando a los 25 bares de presión media efectiva indicada (*Indicated mean effective pressure – IMEP*, en inglés) [5] para un motor de servicio medio con enfriadores de recirculación de gases de escape (*Exhaust gas recirculation – EGR*, en inglés). En general, el motor funciona como una bomba de aire y fluye con diferentes niveles de eficiencia para diferentes velocidades y cargas del motor, como se identifica en la misma figura N°1 para la operación con encendido por chispa, con el fin de mejorar la salida del motor, además de aumentar la eficiencia y elevar los niveles de rendimiento, existen tres áreas clave que limitan la salida, las áreas se refieren al estrangulamiento a baja carga, al golpeteo a carga alta y baja velocidad del motor y al enriquecimiento de combustible a carga y velocidad del motor altas, utilizado para mitigar el golpeteo, las islas debajo de la curva de carga

muestran una visión general de la eficiencia operativa de un motor, en relación con su máxima eficiencia y la subsiguiente degradación.

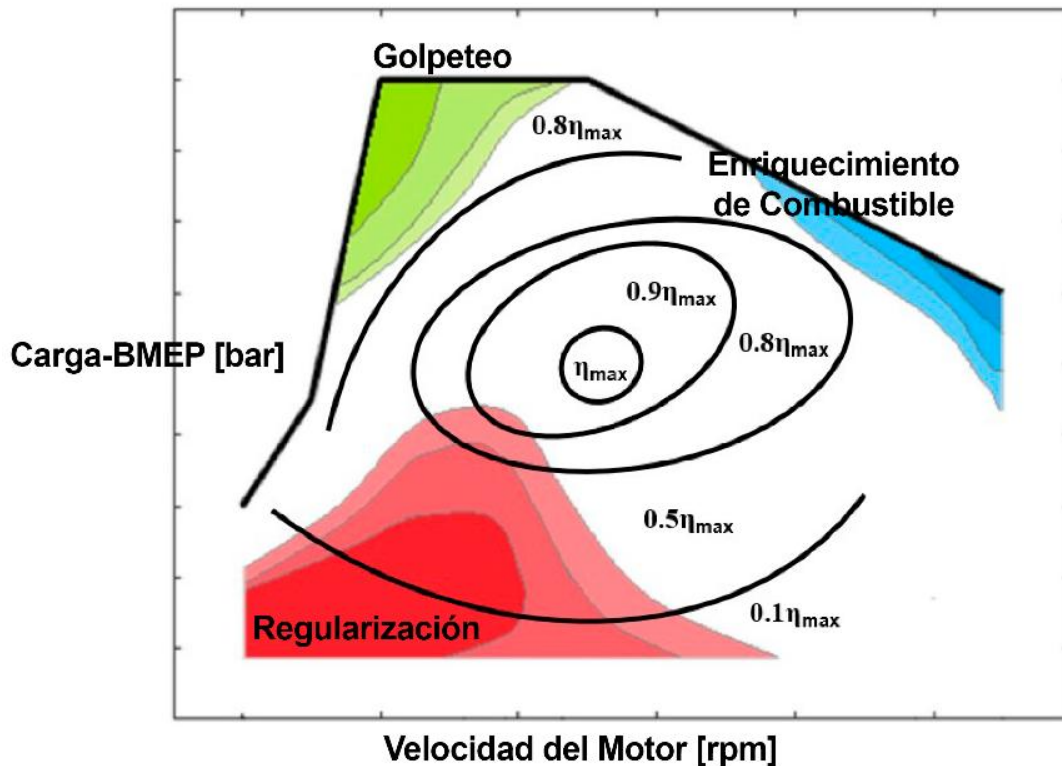


Figura N°1: Encendido por chispa en motores de alta potencia.

La eficiencia se ve afectada por lo bien que fluyen los gases a través de la admisión, la cámara de combustión y el escape, las cuales varían con la carga y la velocidad del motor, de ahí la formación de islas de eficiencia. Para mejorar la eficiencia del estrangulador como la limitación del golpeteo podrían abordarse mediante la EGR, con el fin de reducir las pérdidas de bombeo y mitigar el golpeteo [6]; sin embargo, a altas velocidades y cargas del motor, es difícil crear una diferencia de presión positiva suficiente para introducir la EGR en el lado de admisión. Esto está relacionado con el equilibrio de presiones sobre la cámara de combustión y los flujos de contrapresión que pueden ocurrir a altas tasas de flujo en los sistemas de admisión y escape. El área de enriquecimiento de combustible se utiliza en cargas y velocidades del motor más altas como control térmico, ya que los combustibles líquidos pueden mitigar la acumulación de calor en los componentes mecánicos. En algunos combustibles, la mezcla enriquecida puede quemarse más rápido, permitiendo una combustión más rápida también, esto dará como resultado un motor de menor tamaño con el mismo nivel de par que el motor base [7], para este motor de menor tamaño, moverse a lo largo del eje y en la figura N°1 elevará ciertos puntos de operación (carga y velocidad del motor) desde un rango de eficiencia más bajo a un rango de eficiencia más alto, de manera similar, lo opuesto también puede ocurrir al aumentar la eficiencia reduciría el consumo de

combustible y, por lo tanto, también las emisiones de CO₂ [8]. Ahora bien, la detonación se entiende como la autoignición no controlada de la mezcla de aire y combustible causada principalmente por la acumulación de calor en la cámara de combustión, el fenómeno del golpeteo puede resultar en daño mecánico a los componentes del motor, ya que el aumento de presión en el evento de golpeteo es mucho mayor que en una combustión normal [9]; otras formas de autoignición no controlada se pueden definir en función de cuándo ocurren en relación con la chispa, antes, durante o después de la chispa, pero también en relación con la operación del motor [10]. Estas se denominan preignición (a baja velocidad), golpeteo o autoignición en el gas residual para diferenciar las diferentes ocurrencias; dado que los combustibles ricos en metano son más resistentes a la autoignición y al golpeteo, el área limitada por el golpeteo en la figura N°1 se puede reducir, aumentando así el área de operación [11]. La resistencia a la autoignición se debe a las moléculas más pequeñas y estables del combustible de metano, en comparación con las moléculas más largas de gasolina o diésel; la mayor resistencia al golpeteo también permite adelantar más la chispa, lo que aumenta la cantidad de trabajo mecánico extraído del tiempo de expansión. Para motores de encendido por chispa de servicio pesado, el diámetro grande del cilindro puede resultar en autoignición en el gas residual premezclado. Esto se debe a que la propagación de la llama no tiene tiempo para llegar a todo el gas residual antes del núcleo de la llama, por lo que puede ocurrir la autoignición. Esto sucede a medida que la temperatura y la presión aumentan en el gas residual cuando el frente de llama se expande a través de la cámara de combustión [12]. La detonación de combustibles es un equilibrio que implica agregar varios componentes en la proporción adecuada, principalmente aire y combustible en el momento adecuado de la chispa y la compresión. La adición de la EGR y un aumento en la presión de entrada resultarán en un equilibrio difícil de mantener, y puede ocurrir un fallo de encendido. El fallo de encendido dará lugar a emisiones de combustible no quemado, o incluso a la pérdida de potencia del motor y la capacidad de conducción del vehículo. Los combustibles ricos en metano no son la única alternativa disponible para los motores de combustión interna de encendido por chispa. El etanol tiene un número de octano y un calor latente de vaporización más altos en comparación con la gasolina, estos factores reducen el riesgo de golpeteo y autoignición; sin embargo, un valor calorífico menor reduce la autonomía del vehículo en comparación con la gasolina. El metanol ofrece una resistencia al golpeteo igualmente alta que el etanol, pero también tiene un mayor consumo volumétrico de combustible que tanto el etanol como la gasolina; si bien el metanol ofrece hasta 25 bares de BEMP [13], [14], por otro lado, el biogás, ofrece una resistencia al golpeteo aún mayor que el etanol y el metanol, pero sufre una reducción en la autonomía debido a su estado gaseoso [15], [16]. En el motor de gas que funciona de manera estequiométrica con un coeficiente de variación, los grandes movimientos del flujo de aire tienen una gran influencia en la mezcla de aire y combustible en la cámara de combustión [17]; no solo afecta el movimiento en la cámara, sino que también desplaza la llama propagante alrededor.

En el motor de gas que funciona de manera estequiométrica con un coeficiente de variación, los grandes movimientos del flujo de aire tienen una gran influencia en la mezcla de aire y combustible en la cámara de combustión [18]; no solo afecta el movimiento en la cámara, sino que también desplaza la llama propagante alrededor de la cámara de combustión, lo que disminuye el tiempo de duración de la combustión. No obstante, la normativa de emisiones Euro 4/IV entró en vigencia via decreto supremo en el país desde abril de 2018, la norma nivel 2 y EPA 2007 para los límites permisibles de emisiones, pese a que no es la normativa más avanzada, esta es adoptada de igual medida para el control y reducción de emisiones de los parques automotores. Pese a todas las ventajas de utilizar la EGR para mejorar la condición de operación del motor, la implementación técnica de la EGR es difícil, debido a que los gases de escape contienen no solo gases inertes, sino también combustible no quemado, hollín y residuos, lo cual puede llevar a la obstrucción del sistema de EGR y del motor [19]; también se requiere un enfriamiento adicional de los gases al utilizar una EGR fría, así como un aumento en las pérdidas de bombeo al recircular los gases. Ante altas velocidades de gas, las dificultades con la homogeneización de la mezcla pueden causar variaciones de ciclo a ciclo, así como una combustión desigual de la carga, lo que puede dar lugar a la emisión de hidrocarburos no quemados [20]. La mezcla de los gases de carga puede mejorarse permitiendo que el gas recorra una mayor distancia antes de la válvula de admisión. Aunque esto permitiría más tiempo para mezclar el gas, también puede resultar en una menor capacidad de respuesta del motor en condiciones transitorias [21]. A continuación se presentan las dificultades de mezclar gases, ya que aún hay áreas con un contenido más rico de metano en el flujo inyectado.

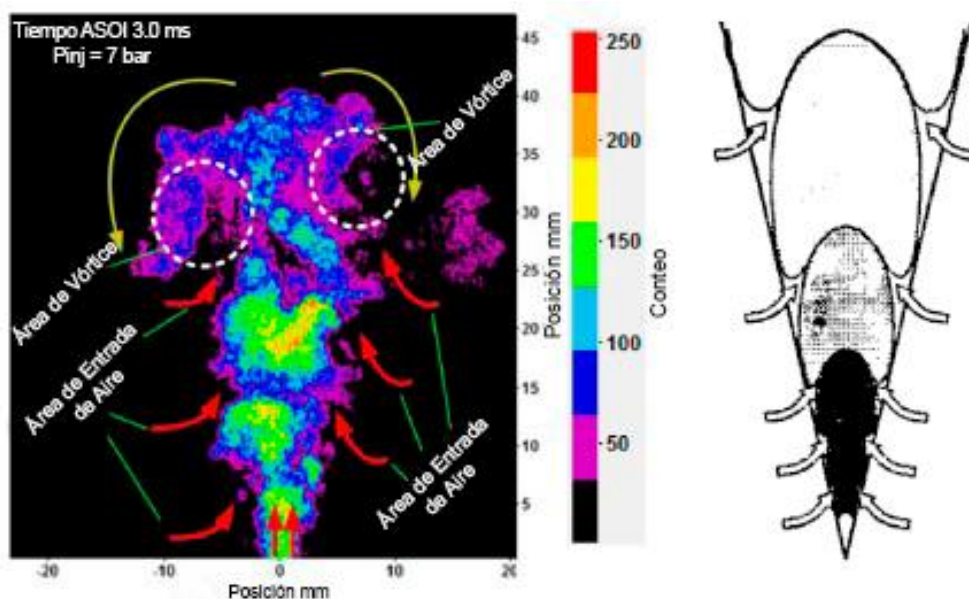


Figura N°2: Fluorescencia plana inducida por láser en aplicaciones de flujo y gas (izquierda) perfil conceptual del proceso de entrada de aire y mezcla (derecha)

Para mejorar la mezcla de aire y combustible, así como agregar más EGR en la cámara de combustión, se pueden utilizar la turbulencia y el giro para mejorar los movimientos de flujo a gran escala dentro del cilindro en el motor de combustión interna. La noción de turbulencia y giro se muestran en la figura N°3, tiene como finalidad ayudar a la mezcla de combustible y la posterior propagación de la llama durante la combustión. Idealmente, esto ocurre cuando los movimientos de flujo se descomponen en movimientos de flujo turbulentos en el punto muerto superior [22], [23], [24], [25]; estos movimientos turbulentos se cuantifican como la energía cinética turbulenta, como medida de la turbulencia [26]. Los sistemas de combustión con giro se utilizan tradicionalmente en los motores diésel para promover la combustión diésel; dado que muchos motores a gas modernos de alta potencia se desarrollan a partir de estas plataformas, el giro es utilizado para mejorar el proceso de combustión para la combustión premezclada.

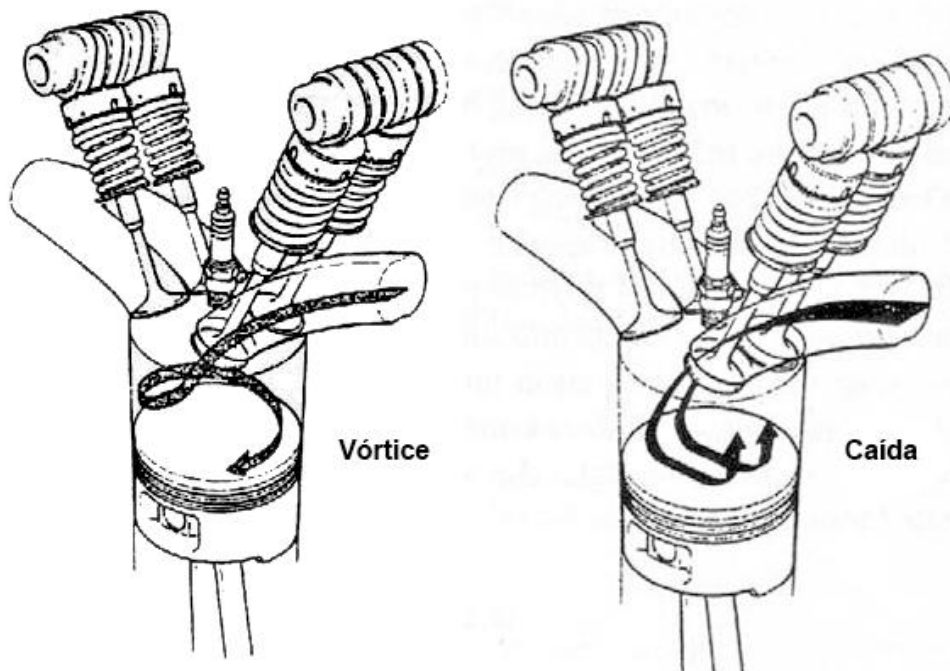


Figura N°3: Movimientos de flujo en el cilindro con swirl y giro.

Para romper el remolino en turbulencia en la cámara de combustión, se puede usar un cuenco en el pistón, figura N°4, para forzar el movimiento de la carga hacia la cámara de combustión en el punto muerto superior [27]; esto ocurre cuando el pistón alcanza el punto muerto superior, donde la cercanía de la superficie del pistón a la culata fuerza la carga de combustión hacia el centro de la cámara de combustión para interactuar con el movimiento de remolino en el cuenco, como se muestra en la figura N°5. Dependiendo de la longitud del squish y de la velocidad de rotación del remolino, la interacción entre ambos afectará el movimiento de flujo de manera diferente [28]. Esto se muestra en la misma figura N°5, donde el flujo del squish interactuará de manera diferente dependiendo del equilibrio entre la velocidad del remolino y la longitud del squish [28].

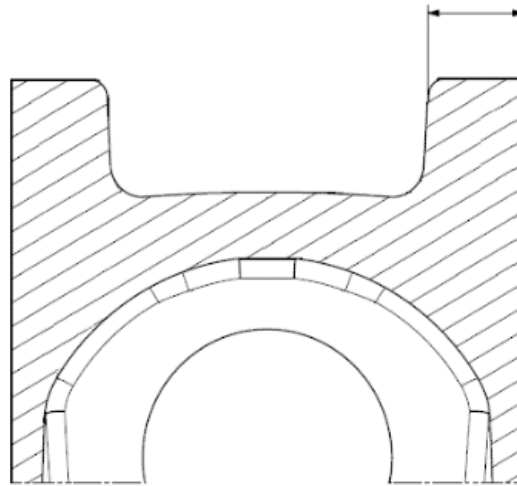


Figura N°4: Vista de sección de un pistón en forma de cuenco en motores de GNC, con la longitud del squish trazada en la parte superior derecha.

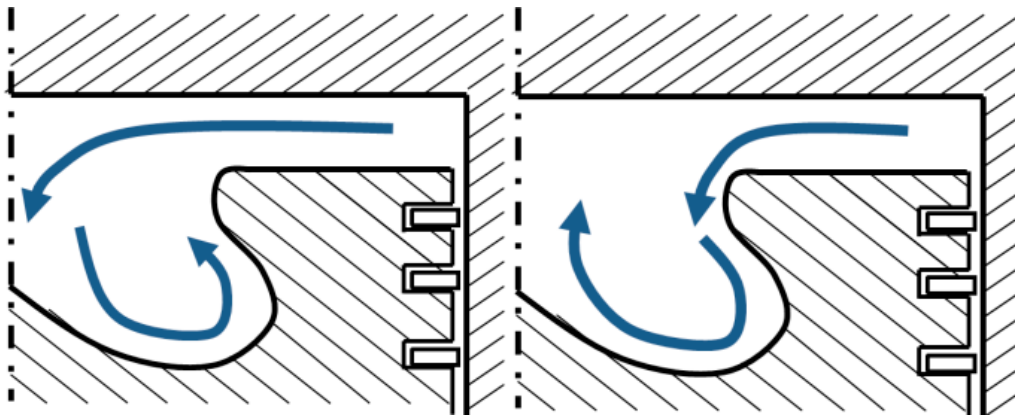


Figura N°5: Interacción entre el swirl y el squish.

Con un menor giro, el flujo de compresión penetrará más profundamente en la cavidad, a medida que el giro es más fuerte, la compresión se fuerza hacia abajo en la cavidad antes, provocando una interacción diferente. La sincronización de esta interacción con la chispa es de vital importancia para facilitar la combustión del GNC a través de la energía cinética turbulenta, ya que el flujo turbulento también ayuda a propagar el frente de llama; debido a que la velocidad de rotación del giro es proporcional a la velocidad del motor, y por ende a la velocidad del pistón, la geometría fija del pistón resultará en un óptimo entre estos dos parámetros [29]. Esto destaca la importancia del aspecto de diseño del motor para lograr el óptimo en las condiciones de velocidad y carga más frecuentemente utilizadas. El movimiento giratorio de la carga representado en la figura N°3 se utiliza normalmente en motores de automóviles ligeros, tiene el beneficio de dividir el movimiento del flujo a gran escala en varios remolinos más pequeños en las proximidades del punto muerto superior.

La ruptura de la turbulencia ocurre a medida que la distancia entre el pistón y la cara de combustión de la cámara de combustión se reduce en la partícula con masa. Estos pequeños remolinos crean múltiples zonas turbulentas individuales, lo que promueve la mezcla de gases antes de la ignición [30]. A pesar de todos los beneficios de los movimientos de flujo mencionados anteriormente, agregar movimiento de gas dentro del cilindro al combustible tiene un costo; la energía necesaria para inducir el movimiento del flujo provoca pérdidas por bombeo. Con el flujo turbulento también hay tensiones de corte en el fluido que hacen que la temperatura de la carga aumente mediante la transferencia de calor convectivo. Esto, a su vez, reduce la eficiencia del proceso de combustión, ya que la energía se pierde a través del calor que debe ser enfriado. En escenarios menos desfavorables, este calor incluso puede causar autoignición a medida que la carga de combustión se calienta hasta un punto que puede provocar la autoignición [31]. La carga térmica debida al calor en los componentes del motor para motores de gas ha sido reportada por varios investigadores en el pasado. En el motor de combustión de combustible líquido, el calor latente de vaporización del combustible se utiliza para reducir el calor en la cámara de combustión. Al vaporizar el combustible, se utiliza energía térmica de los componentes circundantes, lo que reduce la temperatura. Para los combustibles gaseosos, el gas ya está en estado vaporizado y, por lo tanto, no puede disipar calor de la misma manera, por lo que no se puede lograr una reducción significativa en el calor al agregar más combustible. Para mantener la temperatura dentro de límites aceptables en la combustión de combustibles gaseosos, se puede utilizar aire en exceso o agregar un gas inerte como la EGR; los gases de escape inertes recirculados no añaden reactividad a la combustión [32], [33], [34], [35], [36]. Puede utilizarse para aumentar el volumen de gas de admisión y reducir el estrangulamiento de admisión o agregar energía rotativa a la carga de admisión, manteniendo al mismo tiempo una combustión estequiométrica [37]. La EGR también prolongará la duración de la combustión al aumentar la distancia entre las moléculas de oxígeno en la carga de combustión. Esta mayor distancia reducirá la velocidad de reactividad y también la temperatura de combustión. La gestión de la carga térmica es entonces un equilibrio entre agregar más EGR y aire comprimido mediante la mezcla en la cámara de combustión sin alcanzar el fallo de encendido o posiblemente el fallo mecánico en los componentes. Cuando se aumenta el flujo en el cilindro, se promueve la propagación de la llama, lo que reduce la duración de la combustión, nuevamente en busca de un equilibrio entre las diferentes fuerzas. El enfriamiento de la combustión, también se produce una reducción de las emisiones de NO_2 creadas térmicamente, ya que el proceso de combustión es más fresco. Con la reducción del calor de combustión y la intensidad del golpeteo, es posible avanzar aún más el tiempo de encendido, aumentando el trabajo mecánico extraído de la carrera de expansión [38]. La calidad del combustible es la parte más importante cuando se trata de la eficiencia del motor de combustión de combustible gaseoso [39]. La composición del combustible puede variar entre campos de gas, lo que a su vez afecta las emisiones, el rendimiento y la eficiencia del motor [40].

La calidad del gas se mide principalmente en términos de contenido de metano, como; número de metano, su poder calorífico, índice de Wobbe y densidad. Otros detalles de la composición del gas también pueden tener un impacto negativo en el rendimiento del motor. Estos incluyen agua, oxígeno, azufre y enlaces de azufre, CO₂, partículas, hidrocarburos y metanol [41]. Con la relación hidrógeno-carbono más alta del metano en comparación con el diésel, y con un contenido de energía más alto por unidad de peso (poder calorífico inferior), esto resulta en menores cantidades emitidas de CO₂ provenientes de la combustión del metano. La reducción de CO₂ es del 25,6% en comparación con un combustible diésel representativo. El mismo cálculo para la comparación con una gasolina representativa arrojó una diferencia del 24.8% [42]; sin embargo, el metano es un gas de efecto invernadero más potente que el dióxido de carbono. La equivalencia de CO₂ del metano como gas de efecto invernadero es 25 veces mayor [43], [44], por lo que una emisión de una parte de metano a la atmósfera sería equivalente a 25 partes de CO₂. En la combustión de motores de gas, la masa de las partículas formadas es generalmente baja, ya que las partículas creadas en la combustión son pequeñas. Esto también está relacionado con la menor cantidad de rutas de reacción en la creación de las partículas, en comparación con la gasolina o el diésel [45], [46], [47], [48]. Sin embargo, un estudio del 2019 [49] presenta formaciones de hollín en la combustión en un motor de gas óptico; para la creación de partículas de masa en motores que funcionan con metano y metanol, la contribución más significativa a las emisiones de partículas proviene del aceite que entra en la cámara de combustión. La ruta de arrastre incluye los sellos de válvulas, el turbocompresor y el sistema de ventilación cerrado del cárter, al utilizar un motor de investigación mono cilíndrico, se puede emplear un sistema controlado para descartar las dos últimas fuentes, ya que no es necesario que estén presentes en este tipo de configuración de motor.

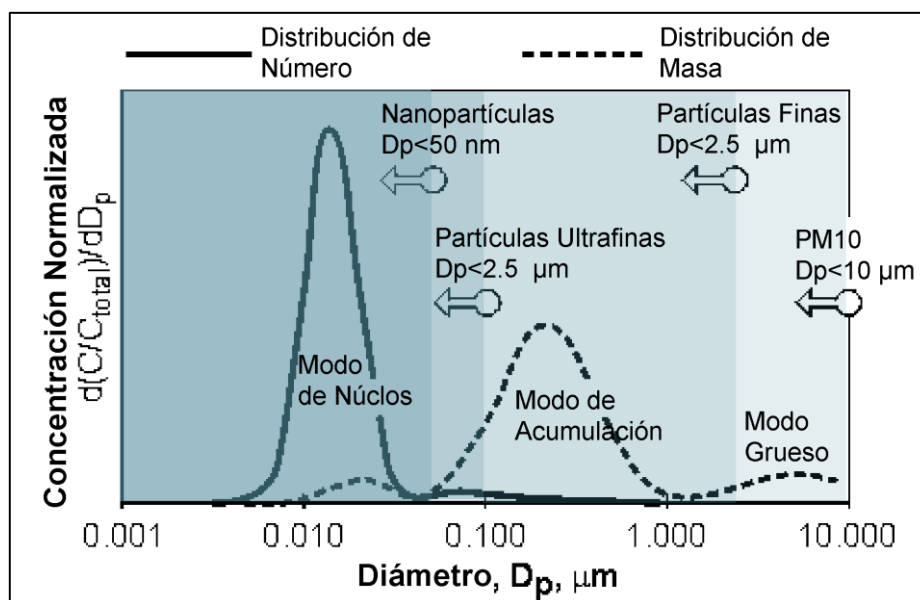


Figura N°6: Distribución de tamaño y número de partículas.

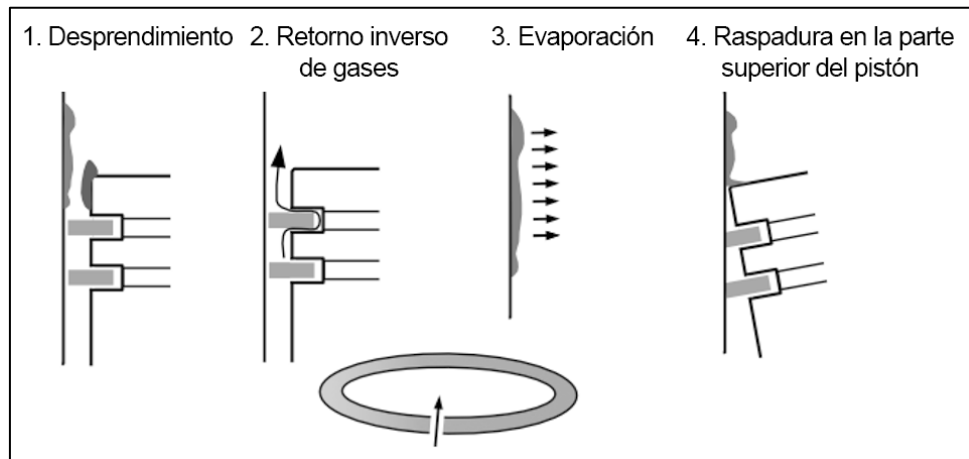


Figura N°7: Rutas de arrastre de aceite más allá de los anillos del pistón.

Los mecanismos en la figura N°7 están relacionados con el movimiento alternativo del pistón y la dinámica de presión causada por el aumento de la presión de combustión y la acumulación subsiguiente en la ranura del anillo del pistón [50]. La fuga inversa se debe ya sea a la holgura en la ranura del anillo del pistón, o al aleteo del anillo cuando el cambio de dirección del pistón puede hacer que el anillo se levante de su asiento en la ranura del anillo. El anillo del pistón también puede rotar, un movimiento inducido por fuerzas de fricción en el contacto con el revestimiento del cilindro. Los anillos del pistón giran de forma independiente entre sí, debido a las diferentes fuerzas de tensión y perfiles laterales que tiene cada anillo [51]; además, mostraron que cuando las brechas de los anillos del pistón están ubicadas en diferentes posiciones, el pulso de presión de la combustión atraviesa la ranura del anillo y evacua el aceite, expulsándolo hacia abajo. Cuando las brechas de los anillos se alinean, el pulso de presión se dirigirá directamente hacia abajo a través de la brecha y no evacuará el aceite en la ranura del anillo [52]. Al hacerlo, este pulso llevará aceite hacia arriba en la cámara de combustión, que luego participará en el proceso de combustión. Dependiendo de cómo el aceite es arrastrado por este pulso de presión, el aceite puede acumularse en las paredes del cilindro, donde está expuesto tanto al calor de los gases de escape como enfriado por la temperatura del refrigerante, este proceso es demostrado en la la figura N°8 [53].

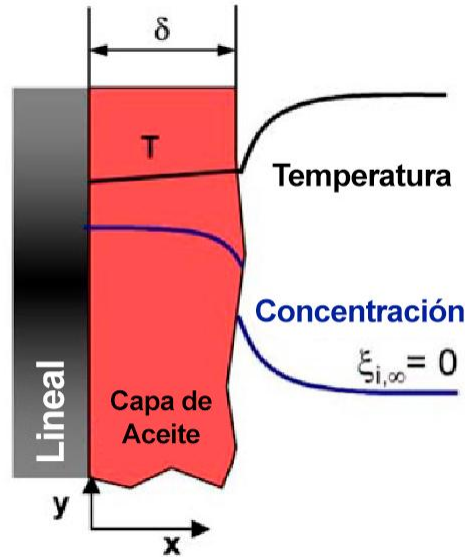


Figura N°8. Temperatura y concentración de la capa de aceite en el revestimiento del cilindro.

1.1.1. Problema general.

¿Qué tipo de combustibles alternativos podría mejorar el proceso de combustión en los motores de combustión interna?

1.1.2. Problemas específicos.

PE1: ¿Cómo se determinaría la aceleración en la formación de depósitos en los motores de combustión interna?

PE2: ¿Como se desarrollaría el movimiento de swirl y la velocidad de squish en una cámara de combustión para optimizar la eficiencia del cilindro de simple efecto?

PE3: ¿Qué combustibles alternativos permitirían reducir la emisión de contaminantes de los motores de combustión interna?

1.2. Antecedentes de la investigación.

1.2.1. Antecedentes internacionales.

Hua, et al. (2021) [54], se centraron en evaluar la viabilidad y perspectivas de los combustibles de éter y éster como alternativas para motores de combustión interna existentes, tanto de encendido por compresión como de encendido por chispa. Revisaron y resumieron la literatura relacionada con estos combustibles oxigenados. Para poder resolver la problemática realizaron una revisión exhaustiva de la literatura existente sobre los combustibles de éter y éster, considerando investigaciones que abarcan diversos enfoques. Los éteres y ésteres tienen impactos variables en el rendimiento del motor, la combustión y las emisiones, estos combustibles oxigenados pueden mejorar la eficiencia térmica y reducir las emisiones de partículas. Finalmente, para maximizar los beneficios de los combustibles oxigenados, es necesario adoptar

estrategias específicas, como cambiar la estrategia de inyección, ajustar la tasa de EGR, adoptar nuevos modos de combustión, agregar mejoradores o sinergizar múltiples combustibles.

Lui (2022) [55], examinó las investigaciones recientes acerca del biodiesel e investigar la práctica de combinar el biodiesel con otros combustibles como una estrategia para superar las limitaciones asociadas al uso directo del biodiesel en motores diésel. Ha obtenido las características de combustión y emisión del biodiesel, así como las oportunidades de mezcla con otros combustibles, enfatizando que el biodiesel no puede ser utilizado directamente en motores diésel, pero su desempeño puede mejorarse y sus emisiones reducidas mediante la mezcla con otros combustibles. Finalmente, destaca la importancia de entender las características específicas del biodiesel y su capacidad para mezclarse con otros combustibles como una estrategia para mejorar su aplicabilidad en motores diésel.

Liu et al. (2022) [56], centraron los desafíos relacionados con la compatibilidad de los motores de combustión interna con los combustibles alternativos gaseosos (GAF). Realizaron una revisión sistemática del rendimiento de los materiales cruciales en motores de combustión interna afectados por GAF. Para poder resolver este problema realizaron una revisión sistemática del rendimiento de los materiales afectados por los GAF desde la perspectiva de los componentes cruciales del motor. Han obtenido una revisión detallada del rendimiento de los materiales en motores de combustión interna en relación con la compatibilidad con GAF. Finalmente, el estudio ofrece asistencia técnica para la aplicación segura de GAF en motores de combustión interna, proporcionando una comprensión detallada de los desafíos relacionados con la compatibilidad de los materiales.

Shadidi, Najafi, y Yusaf (2023) [57], se centraron en el impacto del uso de hidrógeno como combustible complementario en motores de encendido por chispa y encendido por compresión. Evaluaron cómo el uso de hidrógeno como combustible complementario en motores de combustión interna. Para poder resolver este problema se evalúan parámetros clave, como par, potencia, eficiencia térmica y consumo específico de combustible. Al agregar hidrógeno como combustible complementario, el par, la potencia y la eficiencia térmica de los frenos disminuyen, mientras que el consumo específico de combustible de frenos aumenta. Se espera que las emisiones de CO, UHC, CO₂ y hollín disminuyan, pero las emisiones de NO_x aumenten. Finalmente se sugiere que el uso de hidrógeno como combustible en motores de combustión interna tiene el potencial de reducir significativamente las emisiones de contaminantes ambientales, como CO, UHC, CO₂ y hollín.

Liu e Yue, (2023) [58], centraron la necesidad de mejorar los motores de combustión interna para lograr una mayor eficiencia y reducir el impacto ambiental. Discutieron el papel futuro de los motores de combustión interna en los sistemas de transporte y energía, proponiendo recomendar direcciones de investigación que promuevan el desarrollo de tecnologías avanzadas en motores de combustión interna y de los combustibles. Proporcionaron recomendaciones

específicas para la investigación en tecnologías de motores y combustibles, destacando áreas clave que deben abordarse para mejorar la eficiencia y reducir el impacto ambiental de estos dispositivos de potencia.

1.2.2. Antecedente nacional.

Puma (2022) [59], investigó los efectos de mezclar etanol anhidro hasta un 13.5%v/v con el combustible diésel comercial (95%v/v diésel 2 más 5%v/v de biodiesel) en un motor de encendido por compresión. Ha considerado prevenir los problemas de separación de fases y mantener la lubricidad del combustible, se introduce aceite de ricino en una proporción de hasta el 1.5% en volumen, y se incrementó el contenido de biodiésel al 6.5%. Las mezclas de etanol y biodiésel afectan el inicio de la combustión a diferentes velocidades del motor, al simular mayor altitud aumenta el consumo hasta un 11% y 7% a 1000 rpm y 1800 rpm. Finalmente, las mezclas con etanol y biodiésel afectan la combustión y las emisiones del motor. Aunque no hay cambios significativos en el sfc debido al incremento del etanol y del biodiésel, la altitud simulada afecta el sfc y las emisiones, con la mezcla D80B6.5E13.5 demostro un mayor incremento en sfc (5%), CO (122%), y CO₂ (18%), así como reducciones en las EE de NOX a mayor altitud simulada.

1.3. Justificación e importancia de la investigación.

1.3.1. Justificación.

La investigación se justifica socialmente por investigar sobre la utilización de combustibles alternativos en motores de combustión interna radica en la necesidad de mejorar la calidad de vida. Económicamente, contribuye a la estabilidad económica, reducción de costos a largo plazo, generación de empleo, estímulo a la innovación y desarrollo tecnológico, posicionamiento en mercados internacionales y mejora en la eficiencia y competitividad de la economía. Teóricamente, la investigación respalda la necesidad de explorar y desarrollar alternativas de combustibles para mejorar la eficiencia y reducir el impacto ambiental en los motores de combustión interna. Técnicamente, la propuesta se basa en la necesidad de desarrollar soluciones concretas y aplicables en el campo de la ingeniería, abordando desafíos específicos relacionados con la eficiencia, la compatibilidad tecnológica y la innovación en los motores de combustión interna. Prácticamente, se centra en la resolución de problemas concretos que impactan directamente en la sociedad y la industria, proporcionando soluciones que van más allá de lo teórico. Ambientalmente, se centra en la urgencia de adoptar prácticas más sostenibles y reducir el impacto ambiental negativo asociado con los motores de combustión interna que utilizan combustibles convencionales.

1.3.2. Importancia.

La importancia de la propuesta de investigación radica la creciente preocupación por el cambio climático y la necesidad de reducir las emisiones de dióxido de carbono derivadas del transporte, con la quema de combustibles fósiles en motores de combustión interna, contribuyendo significativamente al calentamiento global, esto plantea riesgos para la seguridad

energética y económica con la diversificación de fuentes de energía disponibles para el transporte, disminuye la vulnerabilidad frente a fluctuaciones en los precios del petróleo y mejora la estabilidad del suministro energético, si la adaptación de motores de combustión interna con los biocombustibles, gases sintéticos o hidrógeno requiere desarrollos técnicos y avances en la eficiencia de los motores en acorde a las normativas ambientales cada vez más estrictas exigen a la industria automotriz encontrar soluciones más limpias y sostenibles; el valor de la propuesta de investigación se centra en la mejora de la eficiencia hasta la reducción de emisiones contaminantes y la promoción de la sostenibilidad, esta investigación desempeña un papel crucial en la evolución de la tecnología automotriz hacia un futuro más eficiente y respetuoso con el medio ambiente; y la pertinencia de la propuesta de investigación está en la búsqueda de fórmulas que favorezcan una combustión más completa y eficiente, mejorando así el rendimiento global del motor y reduciendo el consumo de combustible. El aporte de la propuesta de investigación a nivel práctico está enfocado en un análisis comparativo de los datos de emisiones contaminantes entre los diferentes combustibles de los motores de combustión interna evaluando la viabilidad y sostenibilidad de cada combustible alternativo. Finalmente, se busca solucionar a los problemas relacionados a la emisión de contaminantes a partir de combustibles alternativos como la utilización del biodiesel, sustituyendo al diésel convencional en motores diésel sin modificaciones significativas, asimismo, el bioetanol, que con la flexibilidad en las mezclas hace que estos biocombustibles sean adaptables a una amplia gama de vehículos.

1.4. Objetivos de la investigación.

1.4.1. Objetivo general.

Proponer la utilización del biodiesel como combustible alternativo para mejorar el proceso de combustión en los motores de combustión interna.

1.4.2. Objetivos específicos.

OE1: Simular pruebas de restauración del inyector biodiésel para determinar la aceleración en la formación de depósitos en los motores de combustión interna.

OE2: Modelar el movimiento de swirl y la velocidad de squish en una cámara de combustión para optimizar la eficiencia del cilindro de simple efecto.

OE3: Comparar los combustibles alternativos que permitan reducir la emisión de contaminantes de los motores de combustión interna.

1.5. Contenido de la investigación.

1.5.1. Hipótesis general.

El uso del biodiésel como combustible alternativo mejora el proceso de combustión en los motores de combustión interna.

1.5.2. Hipótesis específicos.

HE1: Las pruebas de restauración del inyector biodiésel determinan la aceleración en la formación de depósitos en los motores de combustión interna.

HE2: El movimiento de swirl y la velocidad de squish en una cámara de combustión optimiza la eficiencia del cilindro de simple efecto.

HE3: Los combustibles alternativos reducen la emisión de contaminantes de los motores de combustión interna.

1.6. Contenido de la investigación.

Para lograr una comprensión más completa del primer capítulo, se procede a introducir la realidad problemática, antecedentes, justificación e importancia, así como los objetivos de la investigación. En cuanto al segundo capítulo, se detalla la metodología utilizada en la investigación, se analizan los motores de encendido por chispa y de Coeficiente de Variación y los combustibles gaseosos. Basándose en estos aspectos, el tercer capítulo presenta la exposición de los resultados derivados de los cálculos y simulaciones realizados. En el cuarto capítulo, se profundiza en la discusión de dichos resultados de la investigación. Por último, en el quinto capítulo, se exponen las conclusiones extraídas de la tesis, y en el sexto capítulo, se ofrecen recomendaciones para futuras investigaciones.

II. ESTRATEGIA METODOLÓGICA

2.1. Tipo, Nivel y Diseño de la investigación.

Tipo. Por su propósito el tipo de la investigación es aplicada tecnológica, porque busca la generación de conocimiento con aplicación directa al problema real

Nivel. El nivel de la investigación según su relación de causalidad es explicativo, porque estudia un fenómeno que no se han abordado en profundidad

Diseño. El diseño de la investigación cumple las condiciones metodológicas de un diseño experimental, debido a que el investigador determina como se desarrollará el experimento, en razón, que de definan las variables observadas, la relación entre ellas y su medición, finalmente analizando la información, se obtiene:

Variable independiente: Uso de combustibles alternativos.

Variable dependiente: Mejorar el proceso combustión en los motores de combustión interna.

2.2. Población y muestra. En la investigación se procedió a identificar la unidad de análisis que también es la unidad muestral, en este caso, es la mejorar el proceso combustión en los motores de combustión interna de un motor monocilíndrico de investigación en el centro de capacitación de la Asociación Automotriz del Perú.

2.3. Análisis experimental.

2.3.1. Cálculo de la reducción de CO₂ del combustible. A partir de los valores proporcionados de la densidad y el contenido energético del gasóleo [60] se ha calculado los valores para el GNC durante cuatro meses de mediciones continuas para la calidad del combustible. El poder calorífico inferior se calculó de acuerdo con la norma ISO 17484-1. El gas GNC es GNL vaporizado, gas natural líquido, es decir, metano, conservado en tanques de almacenamiento criogénico.

Tabla I
PARÁMETROS DE COMBUSTIBLE PARA GASÓLEO Y METANO

Combustible	Diesel	Metano
Protocolo de análisis		AGA 10
Densidad	0.84 kg/m ³	0,770 kg/Sm ³
LHV	42.74 MJ/kg	49.509 MJ/kg
Masa %C	86.08	74.560

Dados los valores del combustible, la cantidad de CO₂ resultante de la combustión de 1000g de combustible es:

Diesel:

$$\frac{3154,4 \text{ g } CO_2}{\text{kg combustible}}$$

GNC:

$$\frac{2734,12 \text{ g } CO_2}{\text{kg combustible}}$$

Teniendo en cuenta el contenido energético se obtiene:

Diesel:

$$\frac{3,1544[kg]}{42.5 \left[\frac{Mj}{kg} \right]} = 0.0742 \text{ kg } CO_2/\text{MJ kg}$$

GNC:

$$\frac{2,734[kg]}{49.509 \left[\frac{Mj}{kg} \right]} = 0.0554 \text{ kg } CO_2/\text{MJ kg}$$

La reducción de CO₂ viene dada entonces por el cociente entre ambos:

$$\frac{0.0554}{0.0742} = 0.7439 \xrightarrow{\text{yields}} 1 - 0.7519 = 25.60\%$$

Asumiendo la misma eficiencia de conversión de energía ligada químicamente a energía mecánica, la reducción química de CO₂ conseguida al pasar de gasóleo a GNC es del 25.60%.

2.3.2. Análisis del aceite del motor.

Tabla II
PAQUETE DE ADITIVOS PARA EL ACEITE

Aceite			Refrigerante	Alta volatilidad	Alta viscosidad
Clasificación SAE			5W-30	5W-30	10W-40
Parámetro	Método	Unidad			
kV40	DIN 51.503	mm ² /s	71.4	70.0	100.8
kV100	DIN 51.503	mm ² /s	11.8	12.2	15.8
Índice viscosidad	DIN 51.503	-	161	167	167
HTHS 150°C	CEC L-36-A- 90	mPa/s	3.5	3.6	4.3
CCS -25°C	ASTM D5293	mPa/s	-	-	3900
CCS -30°C	ASTM D5293	mPa/s	4100	3800	7200
Pérdida por evaporación 250°C	CEC L-40-A- 93	%	10	20	10

Tabla III
DATOS EXTRAPOLADOS DE VISCOSIDAD A ALTAS TEMPERATURAS

Aceite			Refrigerante	Alta volatilidad	Alta viscosidad
Clasificación SAE			5W-30	5W-30	10W-40
Parámetro	Método	Unidad			
kV40	DIN 51.503	mm ² /s	71.4	70.0	100.8
kV100	DIN 51.503	mm ² /s	11.8	12.2	15.8
Índice viscosidad	DIN 51.503	-	161	167	167
HTHS 150°C	CEC L-36-A- 90	mPa/s	3.5	3.6	4.3
CCS -25°C	ASTM D5293	mPa/s	-	-	3900
CCS -30°C	ASTM D5293	mPa/s	4100	3800	7200
Pérdida por evaporación 250°C	CEC L-40-A- 93	%	10	20	10

2.4. Configuración experimental. Todas las experiencias se llevaron a cabo en tres configuraciones diferentes del motor monocilíndrico de investigación (*Single cylinder research engine* – SCRE, en inglés) en un banco de prueba para motor. Para los primeros y últimos experimentos con motores de alta potencia, se utilizó un diseño de sistema de combustión con swirl con un diámetro de cilindro de 127 mm y un cigüeñal con carrera de 154 mm. Estos experimentos se realizaron con combustible diésel y metanol, respectivamente. Para los terceros y cuartos experimentos, que incluyeron pruebas de swirl y squish junto con experimentos controlados de ceniza, se utilizó un diámetro de cilindro más grande de 130 mm. Este motor se basó en un motor de gas Scania OC con una carrera de 160 mm. Estas experiencias se llevaron a cabo con gas metano como combustible. Para los segundos experimentos realizados para reducir las emisiones de CO₂, se utilizó un motor de baja potencia. Este motor utilizaba tecnología de 4 válvulas, una culata con movimiento giratorio con un diámetro de cilindro de 82 mm y una carrera de cigüeñal de 96 mm. Para las tres configuraciones de motor, se utilizó un compresor de aire externo para simular condiciones de operación con sobrealimentación y una válvula de contrapresión para simular la contrapresión del escape resultante del turbocompresor; también se utilizó un compresor de EGR para ambos motores de GNC para garantizar niveles suficientes de EGR para los puntos de control de operación. Un sistema de gestión de motor independiente controlaba el tiempo de encendido y el tiempo de combustible para operar el motor según las condiciones límite del punto de operación en el que se estaba ejecutando. Tanto los motores de baja potencia como los de alta potencia estaban equipados con un transductor de presión del cilindro para medir la presión del cilindro y un medidor de ángulo de cigüeñal para medir la

velocidad del motor resuelta por ángulo de cigüeñal. Se utilizaron motores monocilíndricos, un motor diesel de alta potencia, un motor a gas de baja potencia, y un motor gas de alta potencia para las tres configuraciones experimentales en los bancos de pruebas a partir de los datos y parámetros obtenidos en las tablas IV, V, y VI.

Tabla IV
MOTOR DIESEL DE ALTA POTENCIA

Diámetro x carrera	127 x 154
Relación geométrica de compresión	17.3:1 para biodiesel
	12.6:1 para metanol
Combustible	B10, zinc dopado RME
Tren de válvulas	Biela, 4 valvulas
Sistema de admisión e inyección del combustible	Colector de admisión estándar adaptado para SCRE. Inyector Scania/Cummins XPI de 235 pph
Sistema de carga	Sobrealimentador externo autónomo. Válvula de contrapresión para simular la contrapresión del turbo.

Tabla V
MOTOR A GAS DE BAJA POTENCIA

Compresión promedio	10.44 para gasolina
	11.91 para GNC
Gasolina	95E10, summer blend
Combustible	metano químicamente puro, CH ₄
Sistemas de inyección	Gasolina: inyección directa, estándar
	GNC: inyección por puerto
Velocidad del motor	1000, 1500, 1750, 2000, 2100, 2700, 3300
Diametro/golpe	82 mm / 94.6 mm
EGR [%]	Refrigerado, añadido en pasos del 5%, hasta 15%
Sistema de carga	Válvula de contrapresión para simular la contrapresión del turbo.

Lambda	Gasolina: 0.75-1.00, en función de la carga CNG: 1.00
Medición de la presión de los cilindros	AVL indicó con transductor de presión refrigerado por agua AVL QC34C.

Tabla VI
MOTOR GAS DE ALTA POTENCIA

Diámetro x carrera	130 x 160
Relación geométrica de compresión	11.7
Combustible	B10, zinc dopado RME
Tren de válvulas	Biela, 4 valvulas
Sistema de admisión e inyección del combustible	Colector de admisión estándar con inyección de combustible estándar, adaptado para SCRE.
EGR [%]	Refrigerado a >60 °C, EGR de recorrido corto con compresor externo para niveles adicionales de libertad en cuanto a la cantidad de EGR.
Sistema de carga	Sobrealimentador externo autónomo. Válvula de contrapresión para simular la contrapresión del turbo.
Lambda	1.00
Medición de la presión de los cilindros	AVL Indicom con transductor de presión AVL GU21.

A partir de esto, fue posible calcular los parámetros de combustión, así como el par indicado del motor; estos datos también se utilizaron para el análisis posterior del proceso de combustión, como la tasa de liberación de calor. Aumentar el par también puede ser beneficioso en la reducción de las emisiones de CO₂ al intercambiar el aumento de par con la cilindrada del motor, es decir, reduciendo el tamaño del motor. Siguiendo el eje y en la figura N°1, un aumento en el par en comparación con el motor base puede equivaler al desplazamiento barrido, V_e , cuando se reduce en la misma cantidad para igualar el par base mediante la Ec. (1).

$$T_i = \frac{BMEP \cdot V_e}{4\pi} \quad (1)$$

Esto dará como resultado un motor de menor tamaño con el mismo nivel de par que el motor base. Para este motor de menor tamaño, moverse a lo largo del eje y en la figura N°1 elevará ciertos puntos de operación (carga y velocidad del motor) desde un rango de eficiencia más bajo a un rango de eficiencia más alto. De manera similar, lo opuesto también puede ocurrir al aumentar la eficiencia reduciría el consumo de combustible y, por lo tanto, también las emisiones de CO₂. La tasa de liberación de calor se calculó según la Ec. (2), para mostrar la energía liberada durante el proceso de combustión.

$$\frac{\partial Q_{HR}}{\partial \theta} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{\partial Q_{HT}}{\partial \theta} \quad (2)$$

Las mediciones de temperatura y presión de la configuración de la banco de prueba de las experiencias, se representan en la figura N°9 y N°10, también se utilizaron los datos comparativos durante la evaluación de las configuraciones de hardware, junto con la eficiencia del motor. El diseño esquemático es aplicable tanto a configuraciones de baja potencia como de alta potencia.

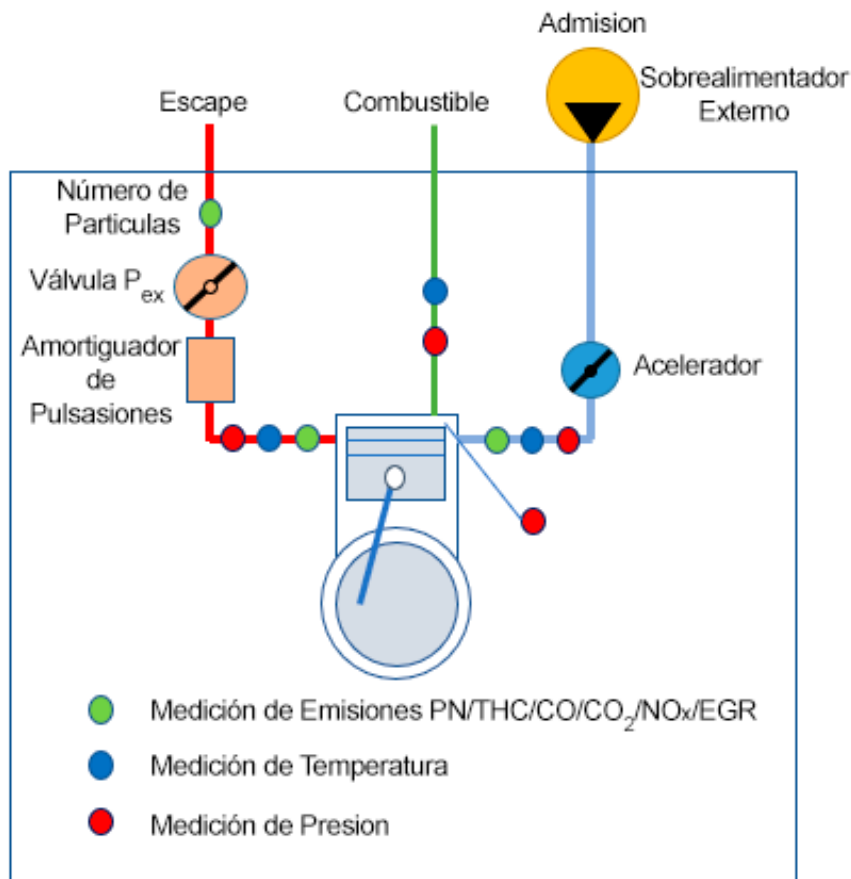


Figura N°9: Esquema del SCRE utilizado en las experiencias.

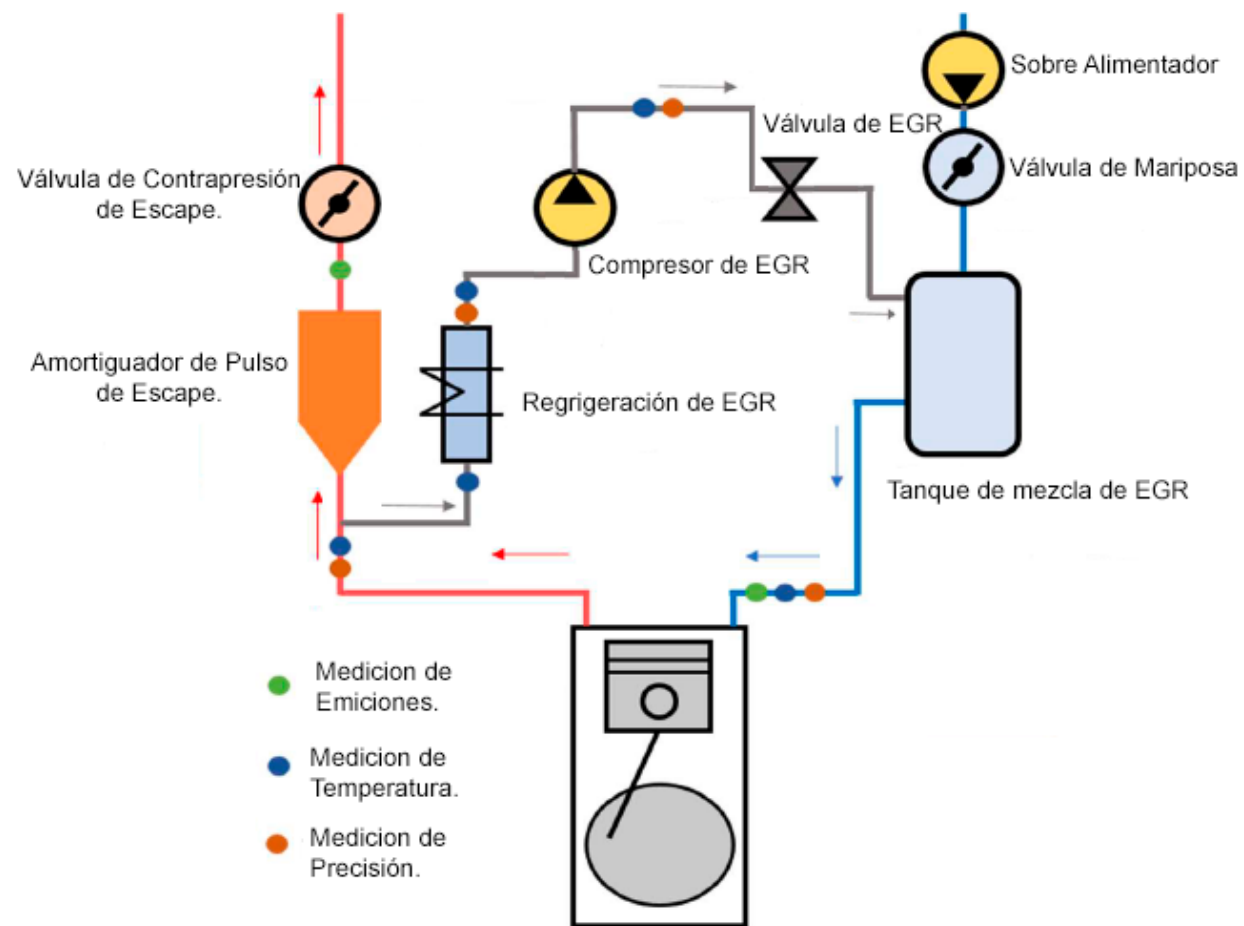


Figura N°10: Esquema del SCRE configurado para GNC en el segundo al cuarto experimento, que muestra puntos de medición, así como las vías de entrada y salida de aire y escape hacia y desde el SCRE.

En la última configuración experimental, la detonación se controlaba automáticamente mediante un algoritmo de protección contra la detonación incorporado en el controlador del motor y se establecía en una oscilación de presión máxima de 4 bar, una representación alternativa de la detonación.

2.4.1. Puntos de funcionamiento del motor para las pruebas de CNG. Para configurar el funcionamiento del SCRE en el hardware se utilizara el estado estacionario, debido a la dificultad de representar el funcionamiento del SCRE en el estado transitorio. Se seleccionaron doce puntos de funcionamiento del SCRE de alta potencia a partir de los modos de funcionamiento del torque de un motor de 6 cilindros y 3 cilindros en el ciclo estacionario armonizado a escala mundial. Estos doce puntos de funcionamiento varían en la potencia y velocidad del motor. Para la prueba de acumulación de depósitos en el inyector del SCRE de alta potencia se utiliza una variedad de condiciones límite para controlar: presión de sobrealimentación, temperaturas, sincronización variable de válvulas, flujos de aire y combustible. Respecto a los puntos de funcionamiento del SCRE de baja potencia se utilizó la velocidad del motor y el IMEP de carga del motor.

Tabla VII

PRUEBA DE ACUMULACIÓN DE DEPÓSITOS EN EL INYECTOR DEL SCRE DE ALTA POTENCIA

Velocidad del motor [rpm]	1200	1500	1900	1200
	Carga al 100%	Carga al 100%	Carga al 100%	Carga al 50%
Potencia [kW]	55	64.2	67.8	27.5
Torque [Nm]	438	408	340	219
Presión de admisión [bar g]	1.91	2.00	1.86	1.01
Presión de escape [bar g]	1.73	2.18	2.85	1.13
Presión del rail [bar g]	1260	1370	1750	835
Inicio de la inyección [⁰ aTDC]	-7.9	-11.2	-13.0	-8.4

Tabla VIII

PUNTOS DE FUNCIONAMIENTO DEL SCRE DE BAJA POTENCIA

Velocidad del motor [rpm]	IMEP de carga del motor [bar]
1000	2.5 / 9
1500	2 / 3.6 / 6 / WOT
1750	9
2000	2.8 / 6
2100	WOT
2700	WOT
3300	WOT

Tabla IX

PUNTOS DE FUNCIONAMIENTO DEL CICLO ESTACIONARIO ARMONIZADO A ESCALA MUNDIAL DE ALTA POTENCIA

Puntos de funcionamiento	Torque, L6	Torque, L1 /SCRE	Velocidad
	[Nm]	[Nm]	[rpm]
P1	0	0	500
P2	2000	333	1292
P3	500	83	1292
P4	1400	233	1292
P5	1923	321	1004
P6	421	70	860
P7	1400	233	1148
P8	500	83	1148
P9	1000	167	1292
P10	1790	298	1580
P11	962	160	1004
P12	481	80	1004
Max. potencia	1516	253	1900
Min. velocidad	1553	259	800

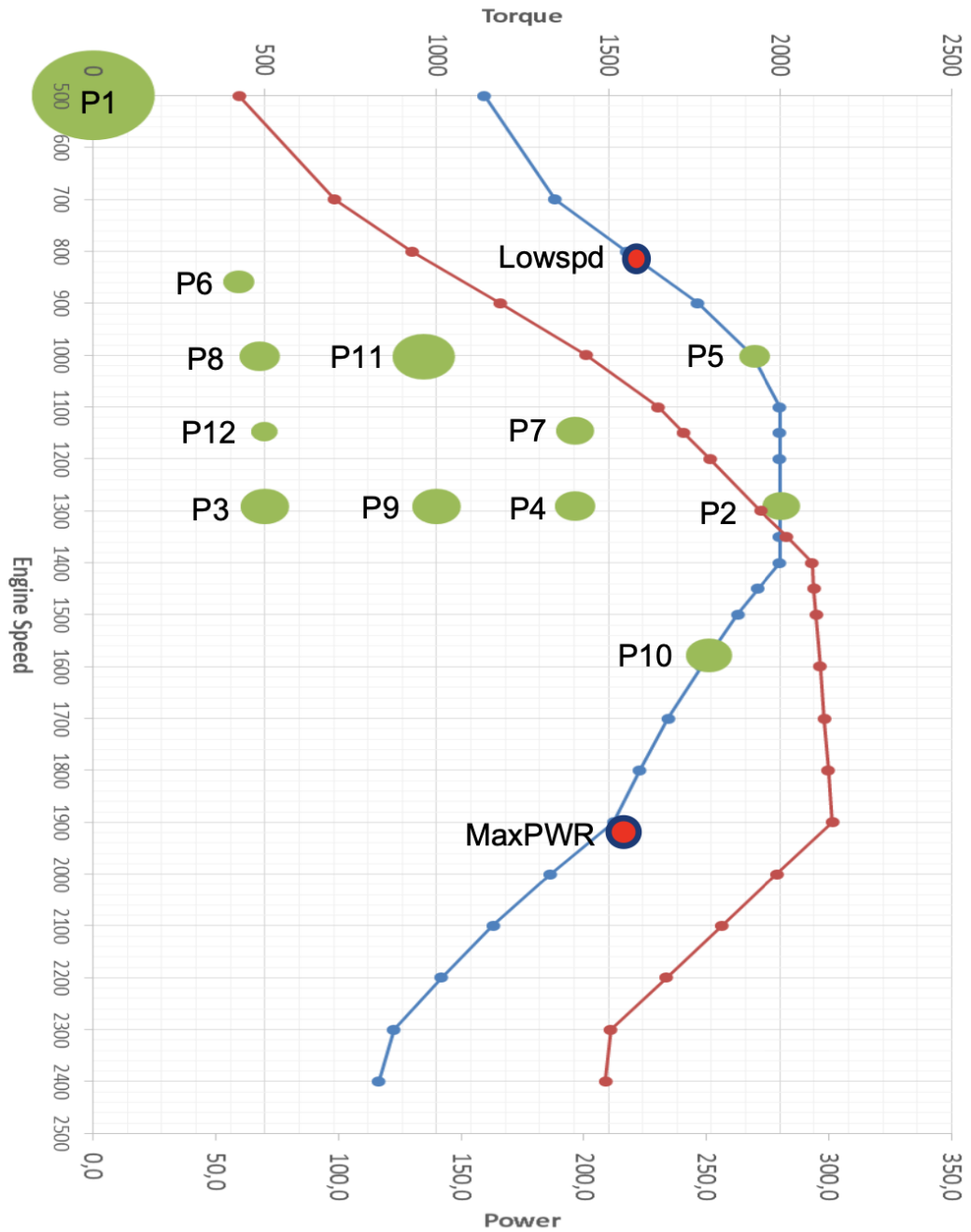


Figura N°11: Puntos de funcionamiento del ciclo estacionario armonizado a escala mundial para el motor de tamaño completo.

Se compara las configuraciones del hardware del motor de alta potencia ejecutando los puntos de funcionamiento en estado estacionario seleccionados del ciclo estacionario armonizado a escala mundial (*World harmonized stationary cycle – WHSC*, en inglés) para el motor de tamaño completo, proporcionando una variedad de puntos de funcionamiento con diferentes cargas y velocidades del motor. Estos puntos de operación se eligieron porque representan puntos de operación en entornos reales para un motor de alta potencia.

Adicionalmente, se agregan tres puntos de operación más para la potencia máxima del motor junto con un punto de carga baja a la misma velocidad, para acelerar el consumo de aceite; de igual forma, se elige un punto para la baja velocidad y la carga máxima como un punto donde podría ocurrir la pre-ignición. Los puntos de funcionamiento se representan en la figura N°12. Dependiendo de la configuración de hardware de los motores, es posible que se encuentre con detonaciones en diferentes momentos de encendido. Para poder comparar los resultados, el encendido se programó hasta el límite de detonación, o hasta el par máximo en el freno a 7 grados de ángulo de cigüeñal después del punto muerto superior, lo que ocurriera primero. Para todos los puntos de funcionamiento, se permitió al motor un tiempo de estabilización de al menos 1 minuto después de que se alcanzaran las condiciones límite de los puntos de operación antes de tomar los datos.

2.4.2. Prueba de coquización de las boquillas. Durante las pruebas de coque de boquilla, el primer estudio realizado, el motor fue operado a través de la configuración estándar de alta potencia de 730 hp, adaptada a la configuración del SCRE. Se ejecutó en tres puntos diferentes de alta carga a 1200, 1500 y 1900 rpm con el objetivo de alcanzar condiciones de alta temperatura para la boquilla del inyector.

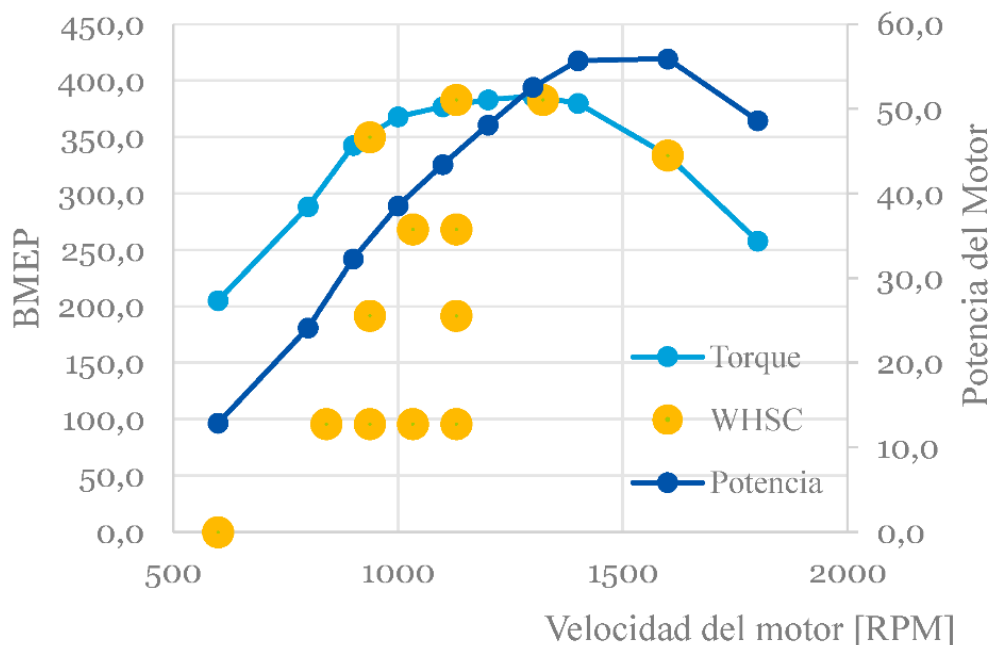


Figura N°12: Puntos de funcionamiento del ciclo estacionario armonizado a escala mundial.

2.4.3. Pistón y culata de cilindro del SCRE para modificar el squish y el swirl. Para la prueba de configuración del pistón se utilizaron 4 pistones diferentes y 3 niveles diferentes de swirl. En la tabla X se presentan las variaciones del squish y del swirl para diferentes tipos de pistones como los cuencos de combustión abiertas, cuenco de combustion abierta standard en dos

diferentes formas, cuencos reentrantes de combustión; así mismo, las configuraciones marcadas de colores serian posibles comparaciones a investigar. La matriz de prueba representada en la tabla X presenta las diferentes posibles combinaciones de comparación que se pueden realizar. Las múltiples combinaciones tienen como objetivo deducir si los resultados son repetibles al cambiar solo un parámetro a la vez.

Tabla X
MATRIZ DE PRUEBAS PARA LAS VARIACIONES EN SQUISH Y SWIRL

Configuración de hardware	Número de swirl	Número de swirl	Número de swirl
	1.3 swirl bajo	1.7 swirl medio	3.0 swirl alto
Longitud del squish			
16 mm, baja	X	X	X
20 mm, media		X	X
24 mm, alt		X	
38 mm, Re-entrante	X	X	

El SCRE se puso en marcha para las diferentes configuraciones en el pistón y culata del cilindro a tres diferentes velocidades del motor y dos cargas diferentes. Las velocidades del motor, 1300, 1600 y 1900 rpm, se eligieron porque representan los puntos de operación del Ciclo Estacionario Mundial Armonizado (WHSC) más cercanos al par máximo, y la velocidad del motor probada más alta, así como la potencia máxima de salida.

III. RESULTADOS

“UTILIZACIÓN DE COMBUSTIBLES ALTERNATIVOS PARA MEJORAR EL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA”

3.1. Presentación de resultados.

Los resultados obtenidos en las simulaciones, ofrecen información sobre la mejora del proceso de combustión en los motores de combustión interna determinado para esta investigación.

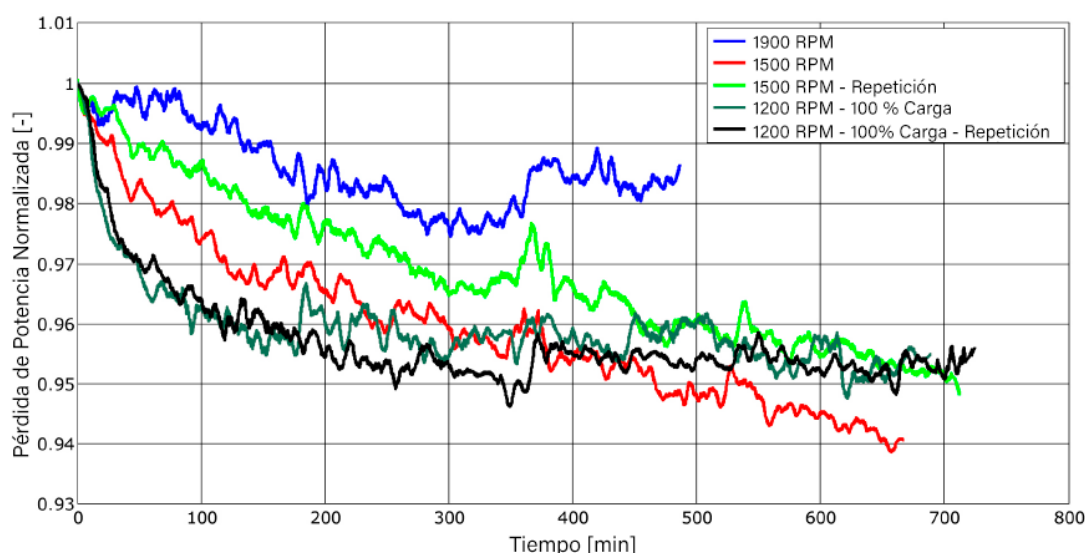


Figura N°13: Pérdida de potencia normalizada en función del tiempo para un motor en tres velocidades diferentes.

Interpretación:

En la figura N°13; se ha obtenido los resultados de la prueba de acumulación de depósitos en el inyector, en el que muestran la pérdida de potencia normalizada en función del tiempo para un motor en tres velocidades diferentes, aplicándose una carga máxima en todos los puntos de funcionamiento. Los inyectores diésel obstruidos provocan una disminución en la potencia del motor y su capacidad de aceleración. Las pruebas de potencia del motor con la prueba aceleración del inyector susceptible a la formación de coque demuestran la posibilidad de lograr una pérdida sustancial de par para una aplicación de motor de alta potencia, incluso en un día de prueba. A una menor acumulación de depósitos en una velocidad de giro de un motor mayor a 1900 rpm, se relaciona con un mayor flujo de combustible en un punto de carga elevada, lo que ayuda a romper la acumulación de residuos.

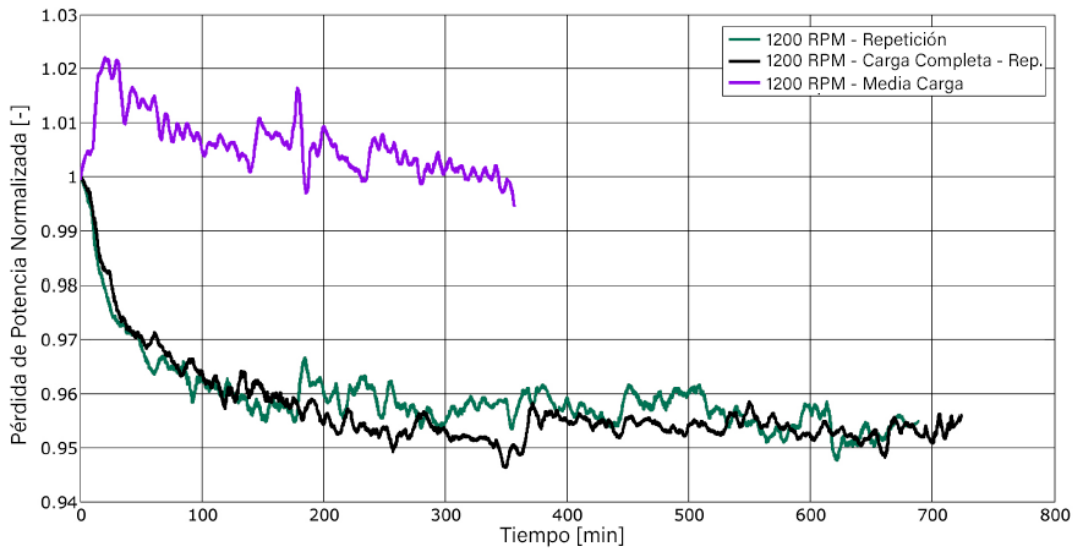


Figura N°14: Pérdida de potencia normalizada con el paso del tiempo.

Interpretación:

En la figura N°14; se ha obtenido los resultados de la prueba de acumulación de depósitos en el inyector, en el que muestran la pérdida de potencia normalizada con el paso del tiempo para un motor con carga plena y carga media a 1200 rpm, es decir, la pérdida de potencia es inexistente durante el período de estabilización, demostrando así la influencia de la temperatura en la punta del inyector. Esto permite la estabilización del motor a condiciones de pleno funcionamiento con minimas acumulaciones de formación de coque en el inyector, si es que hay alguna, antes de la prueba de pérdida de potencia, tanto la figura N°13 como la figura N°14 demuestran una pérdida de potencia idéntica como en la función del tiempo de operación del motor con carga plena a 1200 rpm, representando la consistencia de la acumulación de depósitos en el motor. Las dos pruebas de acumulación de depósitos en el inyector para un motor a 1200 rpm se llevaron a cabo con un mes de diferencia entre sí, pero alcanzan el mismo nivel de pérdida de potencia del 4% después de 100 minutos de operación.

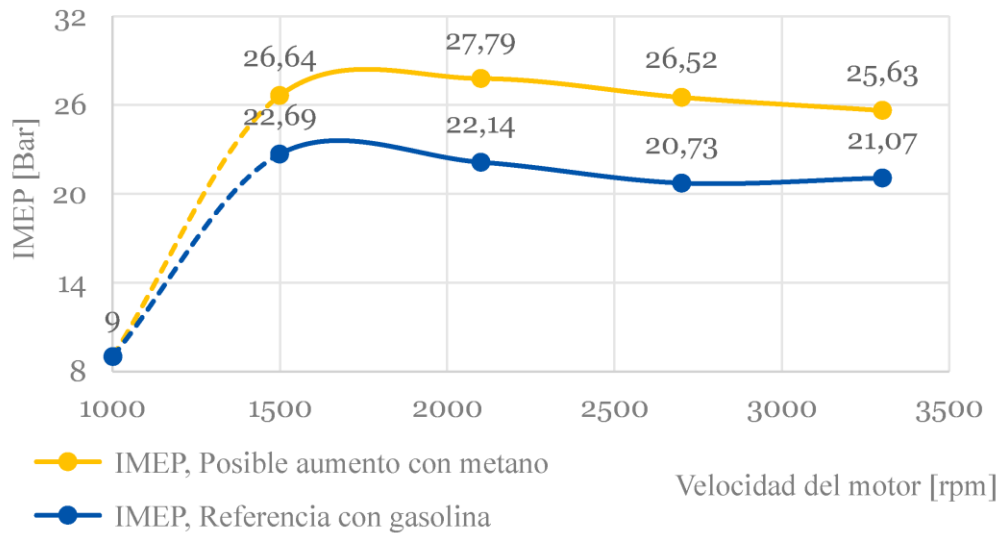


Figura N°15: Posibilidad del incremento del IMEP sobre la gasolina con una optimización de la combustión del motor a GNC con carga plena.

Interpretación:

En la figura N°15; se ha obtenido los resultados de la reducción de CO₂ para un motor a gasolina de vehículo liviano, que muestran los resultados comparativos de la posibilidad del incremento del IMEP sobre la gasolina con una optimización de la combustión del motor a GNC con carga plena, obteniendo como resultados un incremento de la estimación del torque indicado en motor a GNC en más de un 21% por encima de 1500 rpm. Las pruebas conducen a una reducción de las emisiones de CO₂ utilizando la mayor resistencia al golpeteo inherente del metano sobre la gasolina, estas pruebas se realizaron en un SCRE. Para comparar la reducción de emisiones de CO₂ al usar metano, se realizó una simulación de prueba base con gasolina en los mismos puntos de operación. Luego, el motor se operó con combustible, agregándose la EGR y el tiempo de avance de encendido; además, se aumentó la relación de compresión para mejorar aún más la eficiencia mecánica. El aumento se logró mediante los cambios mencionados anteriormente para mitigar el golpeteo y aumentar la presión de sobrealimentación para incrementar la IMEP. La resistencia al golpeteo del metano gaseoso permitió un tiempo de encendido más avanzado que la gasolina sin autoencendido o golpeteo de la combustión. La presión de sobrealimentación se aumentó hasta 0.75 bar por encima de la presión de sobrealimentación estándar, sin aumentar la temperatura de escape más allá de las condiciones límite de un turbocompresor genérico. La ligera disminución en el aumento de la IMEP a 1500 rpm está relacionada con el aumento progresivo de la sobrealimentación desde condiciones de marcha en vacío, donde el turbocompresor no está generando plena presión de sobrealimentación, siendo identificadas por las líneas punteadas.

El aumento resultante del IMEP con respecto a la línea de base puede utilizarse como base para la reducción teórica del tamaño del motor. Esto equivaldría a un menor desplazamiento volumétrico del motor en la misma proporción, a fin de mantener el par específico del motor de referencia. Al sacrificar el máximo torque, el aumento del IMEP que se considera posible es del 25%. De este modo, la reducción del desplazamiento volumétrico podría realizarse reduciendo el tamaño de la cilindrada del motor de 2 a 1.6 litros.

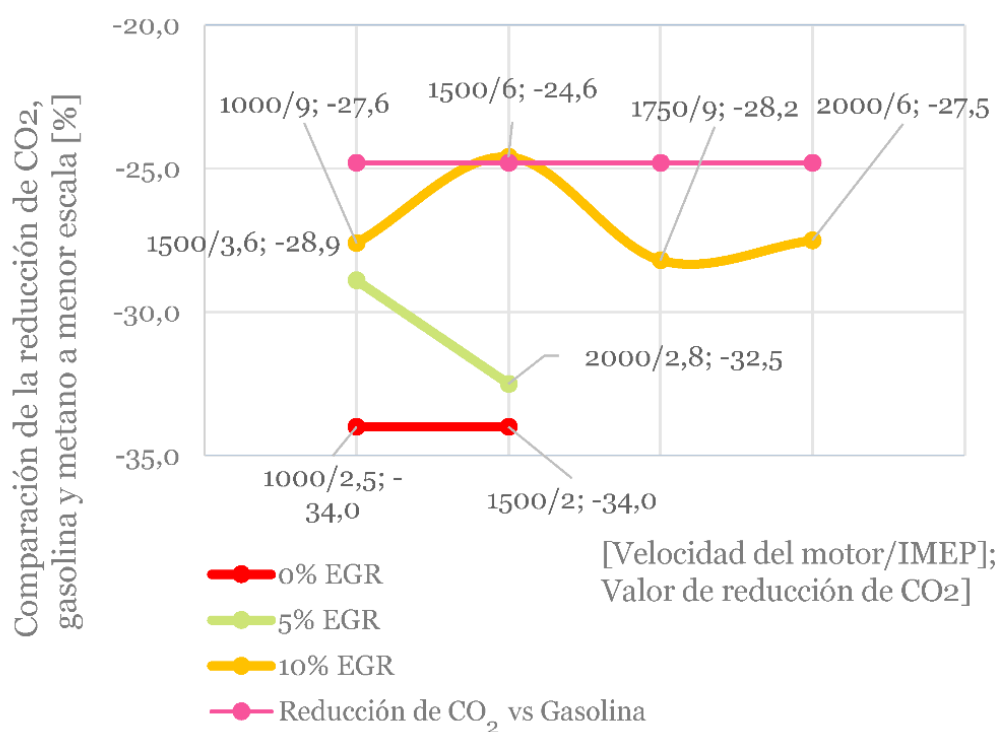


Figura N°16: Reducción de CO₂ en comparación con la gasolina mediante la optimización del motor de combustión a GNC.

Interpretación:

En la figura N°16; se ha obtenido los resultados de la reducción de CO₂ para un motor a gasolina de vehículo liviano, en el que muestran los resultados de la educación de CO₂ en comparación con la gasolina mediante la optimización del motor de combustión a GNC, obteniéndose puntos de operación a carga parcial para diferentes velocidades del motor. La línea amarilla representa la ganancia en la reducción de CO₂ al sustituir únicamente el combustible por GNC, calculada por la diferencia en contenido de energía y densidad. Esta reducción de tamaño se implementó en todos los puntos de operación al aumentar la carga indicada de cada punto de operación. Al comparar estos resultados con los puntos de operación estándar de gasolina, se pudo observar el efecto en las emisiones de CO₂ de las dos configuraciones diferentes. Para lograr un número comparable entre la gasolina y el

metano, estos valores se compararon como emisiones específicas de CO₂. Los valores de emisión se midieron para emisiones en seco, pero se corrigieron a emisiones en húmedo según las regulaciones de emisiones Euro 4/IV. No se instaló un convertidor catalítico, pero se aplicó teóricamente a los resultados con una tasa de conversión asumida del 100%, para tener en cuenta el carbono emitido durante la operación rica para la gasolina. Se asume que todo el CO emitido se convierte en CO₂. Funcionar con mezcla rica sería beneficioso desde el punto de vista del CO₂, ya que las emisiones de CO₂ son más bajas en estos casos. La representación específica de las emisiones de CO₂ también tiene en cuenta la diferencia en eficiencia volumétrica debido a las pérdidas por bombeo y mezcla del GNC. Los resultados mostrados en la figura N°18 son el resultado combinado de un mayor contenido de energía, una relación más beneficiosa de hidrógeno a carbono y la eficiencia volumétrica del motor. Los niveles totales de reducción de emisiones de CO₂ demuestran la diferencia en toda la gama de puntos de operación. Los resultados de la suplementación directa de combustible muestran una reducción de las emisiones de CO₂ de aproximadamente el 24%. Restar el beneficio de solo suplementar el combustible proporciona la ganancia en CO₂ por las mejoras en la eficiencia volumétrica. La variación en el rendimiento de los puntos de operación en la figura N°18 está relacionada con los comportamientos genéricos mostrados en la figura N°1 al moverse a lo largo del eje vertical. Dependiendo del punto de carga y velocidad del motor de referencia con gasolina, aumentar la carga para la operación con metano puede acercarse o alejarse del punto óptimo de eficiencia del motor.

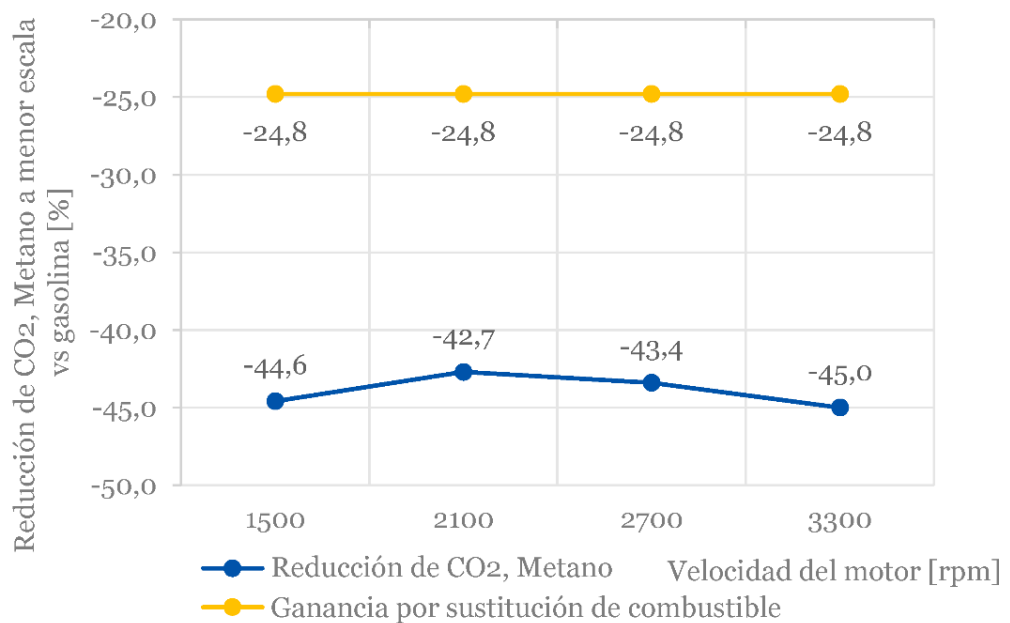


Figura N°17: Reducción de CO₂ en comparación con la gasolina mediante la optimización del motor de combustión a metano.

Interpretación:

En la figura N°17; se ha obtenido los resultados de la reducción de CO₂ para un motor a gasolina de vehículo liviano, en el que muestran los resultados de la reducción de CO₂ en comparación con la gasolina mediante la optimización del motor de combustión a metano, obteniéndose los puntos de operación a carga plena para diferentes velocidades del motor. La línea amarilla representa la ganancia en la reducción de CO₂ al sustituir únicamente el combustible por GNC, calculada por la diferencia en contenido de energía y densidad. La razón de una mayor reducción de CO₂ a carga plena en comparación con carga parcial es del doble. Se eliminó el enriquecimiento de combustible que en el modo de gasolina se utiliza para mitigar el golpeteo, eliminar esto reduce el consumo de combustible en estos puntos y también las emisiones de CO₂. Debido a la posibilidad de adelantar el encendido sin encontrarse con golpeteo o autoignición, se mejora la eficiencia. El aumento de la relación de compresión no tuvo efecto en aumentar el torque máximo de salida. Los resultados muestran que es posible lograr una reducción en las emisiones de CO₂ del 45% al aplicar medidas para aumentar la eficiencia y utilizando un combustible con alta resistencia al golpeteo. A carga parcial, adelantar el encendido no proporcionó un beneficio tan grande, ya que el encendido ya estaba cerca de una posición óptima en estas condiciones de operación, donde el golpeteo no es tan prevalente.

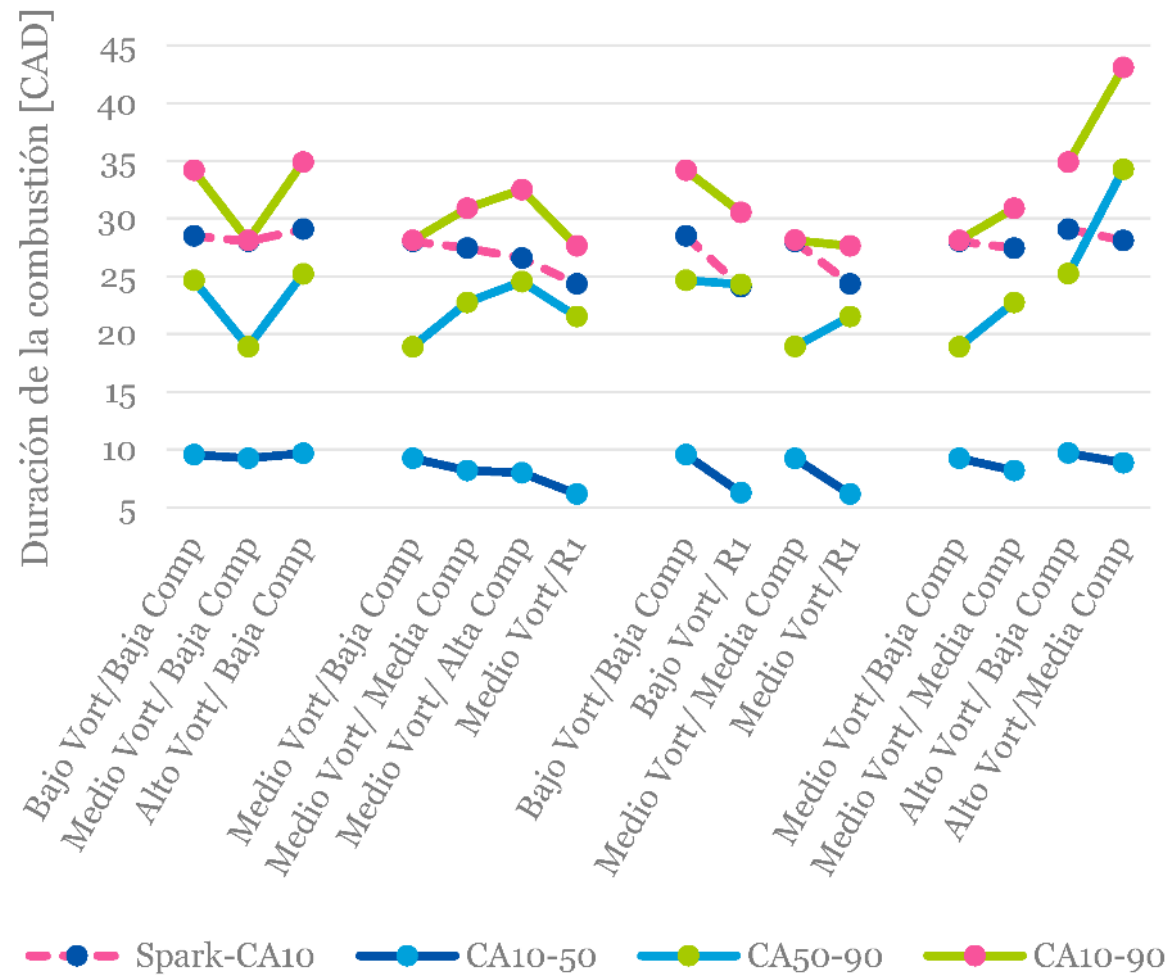


Figura N°18: Efectos squish y swirl en baja carga a 1300 rpm.

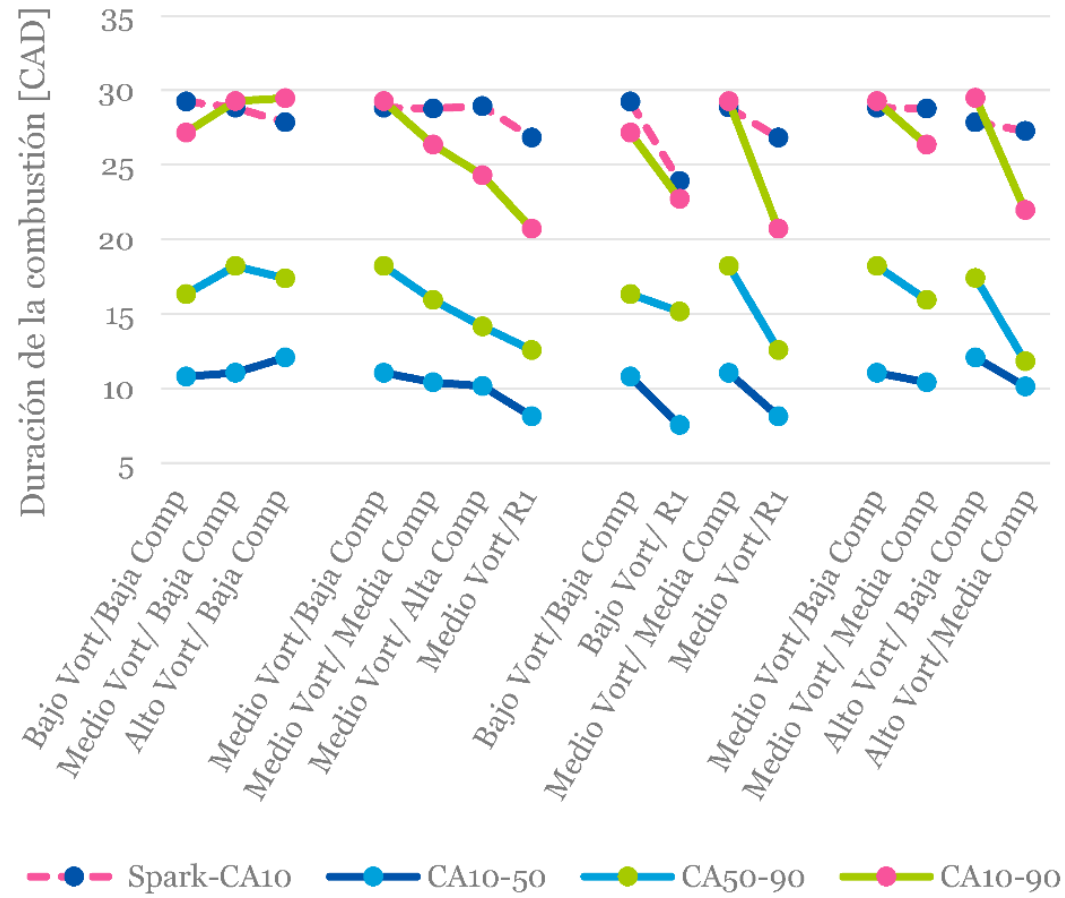


Figura N°19: Efectos squish y swirl en alta carga a 1300 rpm.

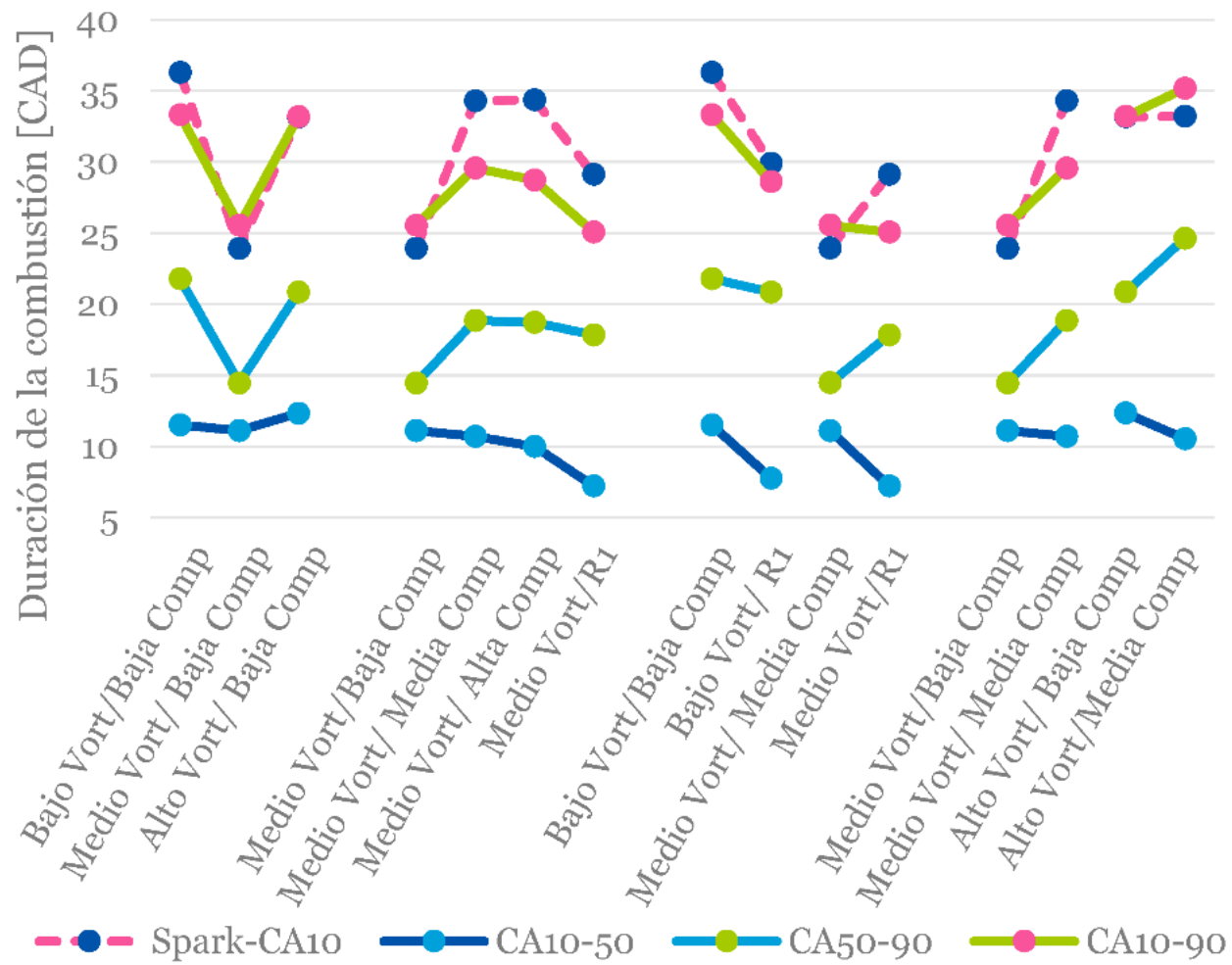


Figura N°20: Efectos squish y swirl en alta carga a 1600 rpm.

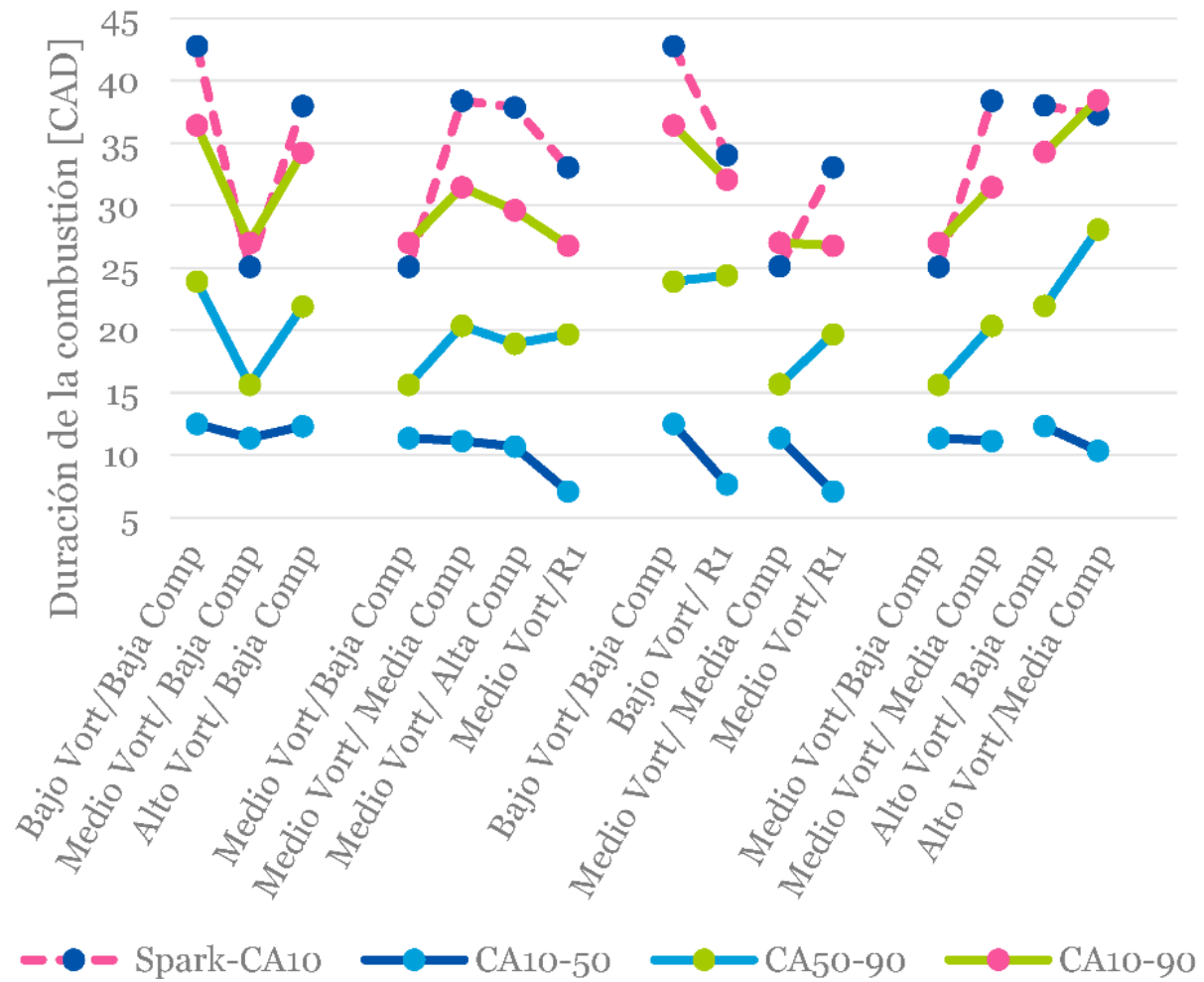


Figura N°21: Efectos squish y swirl en alta carga a 1900 rpm.

Interpretación:

En las figuras N°18 al 21 se han obtenido los resultados de distintas configuraciones de hardware presentadas en la configuración experimental de cuatro combinaciones en diferentes velocidades y cargas del motor (1300rpm, 1600rpm y 1900rpm) representadas por orden de aumento de la velocidad y carga del motor para la interacción del squish y swirl en la cámara de combustión, se muestran los experimentos sobre las diferentes geometrías de pistón y niveles de swirl en el sistema de combustión de alta potencia para los flujos dentro del cilindro. Al alterar la combinación de swirl y squish en la cámara de combustión, es probable lograr un desarrollo de la llama más rápida en comparación con la configuración básica del motor. Una combustión más rápida permitiría un mejor uso de la EGR para alcanzar niveles de sobrealimentación más altos y una mayor producción del torque indicado. La interacción entre el swirl y el squish y cómo esto afectaría al flujo dentro del cilindro se muestra en la figura N°5. En relación con los resultados de la figura N°18 a N°21, se muestra que el desarrollo inicial de la llama, desde el evento de chispa hasta el inicio de la combustión, la chispa – fracción de masa quemada en grados de ángulo de cigüeñal (spark – CA10), la carga del motor apenas varió la velocidad del desarrollo de la llama. En cambio, fue la velocidad del motor la que tuvo el mayor impacto en el desarrollo de la llama. Esto concuerda con hallazgos previos que muestran la relación entre la velocidad del motor y el swirl. A medida que el swirl aumenta con el aumento de la velocidad del motor, el movimiento dentro del cilindro se desplaza y la duración de la combustión se altera con un swirl más fuerte. Los resultados muestran que fue posible afectar la combustión a través de la geometría del pistón, siendo el pistón reentrante el que tuvo el mayor efecto en la parte inicial de la combustión, CA10-50%, de las combinaciones de hardware investigadas. Los resultados demuestran que la velocidad y la carga del motor solo tuvieron un efecto marginal en la primera mitad de la combustión, independientemente del hardware utilizado. Esto indica que las fuerzas turbulentas durante la combustión son equivalentes entre las configuraciones de hardware. A medida que la llama ha superado el 50% de quemado, la parte posterior de la combustión muestra un comportamiento similar al que se podría ver después del evento de chispa. Esto indica que las grandes estructuras de flujo en la cámara de combustión, formadas por la geometría del pistón, aún están presentes después del evento altamente turbulento. Posterior a la combustión, el CA50-90% ocurre en un volumen sustancialmente mayor del gas residual, cuando el pistón está en el recorrido descendente; esto también ocurre a medida que el gas residual sigue expandiéndose con la combustión aún en curso. A velocidades más bajas, la mayor masa del caso de carga elevada, el pistón de tipo reentrante tiene una velocidad de combustión más baja en comparación con los otros pistones. Esto podría explicarse por el flujo inverso

que ocurre a medida que la combustión se expande fuera del cuenco del pistón y se ralentiza, lo que a su vez limita el desarrollo post-combustión. El desarrollo post-combustión también es interesante desde una perspectiva de emisiones, ya que ayudaría en la oxidación posterior de partículas volátiles en la cámara de combustión y reduciría tanto la masa de partículas como el número de partículas. Es durante esta parte tardía de la combustión que la geometría de la cámara de combustión tiene el mayor efecto en la eficiencia de la combustión. Por lo tanto, es posible optimizar para un rango más estrecho de velocidades del motor, lo que sería adecuado para una unidad combinada de calor y energía, pero requeriría el compromiso de la operación a todas las velocidades de un motor, debido a la dependencia de la velocidad del swirl.

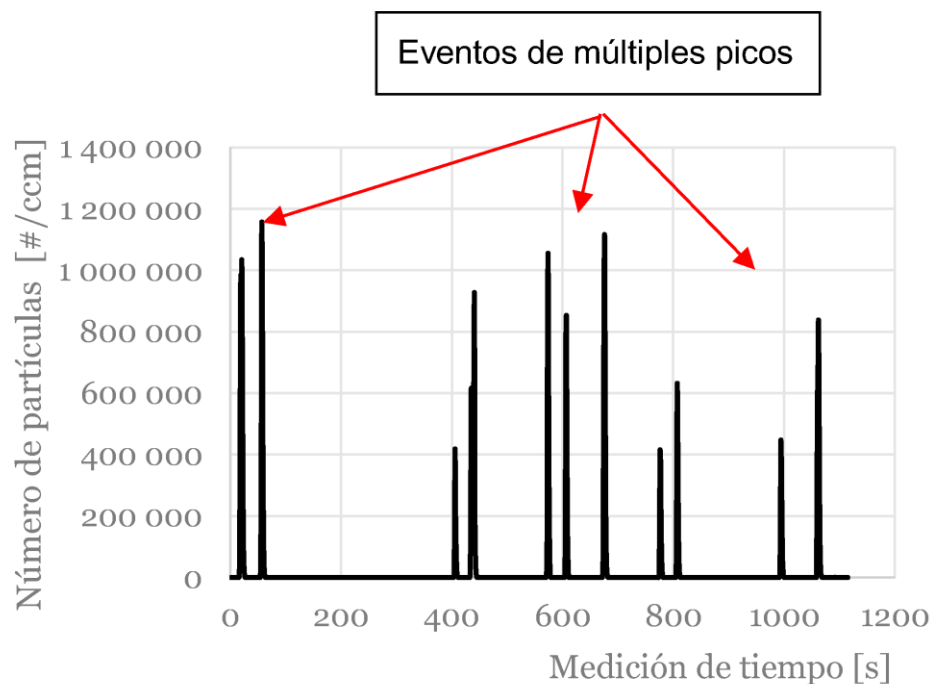


Figura N°22: Comportamiento punta de pico del número de partículas en la medición del impactador eléctrico de baja presión durante la operación en estado estacionario.

Interpretación:

En la figura N°22; se ha obtenido los resultados del efecto en el número de partículas debido a la variación en el contenido de ceniza del aceite, en el que se detalla el comportamiento punta de pico del número de partículas en la medición del impactador eléctrico de baja presión durante la operación en estado estacionario a una velocidad 1300 rpm con carga plena. Los números de incremento en la medición de partículas eran irregulares en cuanto al tiempo de ciclo, pero consistentes en la duración del evento. Para investigar el efecto del contenido de ceniza en el aceite del motor en las emisiones de partículas en el escape del

motor, se operó el motor estándar de alta potencia con diferentes mezclas de aceite de motor. El registro del resultado obtenido durante varios minutos permite establecer el tiempo de asentamiento en condiciones de estado estable, ya que el comportamiento del número de partículas mostró un pico, y varias órdenes de magnitud mayor que el nivel base, durante períodos de 8 a 10 segundos por evento. Estos picos no tenían un ciclo regular de reparación y podían variar en magnitud y frecuencia, como se observa en la figura N°23. Se descarta la influencia del sistema de control, ya que no se utilizó un control automático para operar el motor en estado estacionario.

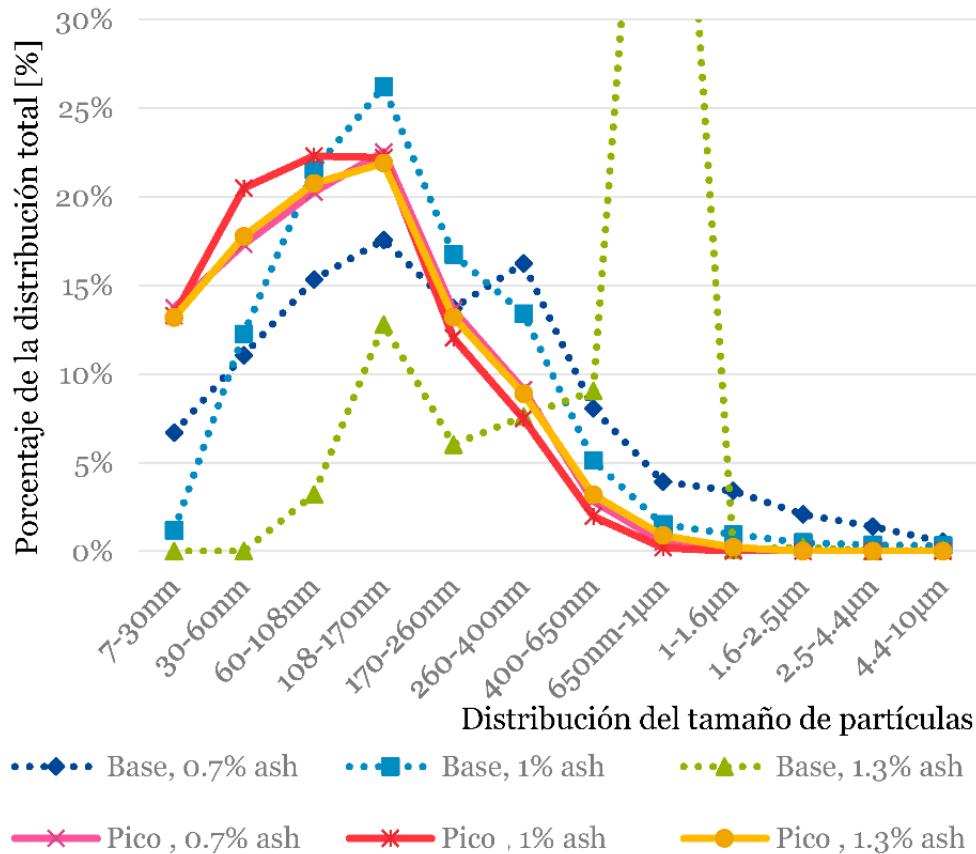


Figura N°23: Distribución del tamaño de partícula en porcentaje al número de partículas para emisiones de nivel de pico y base, para las tres mezclas de aceite diferentes con carga plena.

Interpretación:

En la figura N°23; se ha obtenido los resultados del efecto en el número de partículas debido a la variación en el contenido de ceniza del aceite, en el que presentan la distribución del tamaño de partícula en porcentaje del número de partículas para emisiones de nivel de pico y base, para las tres mezclas de aceite diferentes (contenido de ceniza del 0.7% al 1.3%). Punto de operación a 1300 rpm con carga completa. Las emisiones de nivel base se refieren

a las emisiones entre picos, como se muestra en el comportamiento de la figura N°24. Para la distribución del tamaño de partícula en el nivel base del 1.3%, el valor fuera del gráfico para 650nm-1µm es del 61%. Se investigó la distribución del tamaño de partícula para los picos y los números base. La distribución muestra una tendencia hacia la emisión de tamaños de partículas más pequeños en los eventos de picos, junto con una similitud en la distribución de tamaños, independientemente de la mezcla de aceite utilizada. Las diferencias en la distribución de tamaños en el nivel base también muestran que las partículas en el nivel base y los picos se forman a partir de fuentes diferentes en la cámara de combustión. Las posibles fuentes de partículas en el escape se pueden resumir como originadas en el combustible, abrasiones en el motor, como residuos desprendidos en el sistema de escape o provenientes del aceite lubricante. La fuente de las partículas detectadas en este fenómeno de picos se rastreó hasta el sistema de cilindros al deducir las posibles fuentes de creación de partículas. Al evaluar las fuentes posibles y comparar los resultados de los diferentes dispositivos de medición, se dedujo que la fuente más plausible era la vibración de los anillos del pistón y su colapso bajo las variaciones de presión. Esto ocurre cuando el pistón cambia de dirección en los puntos muertos superior e inferior. La presión resultante permite que el aceite se introduzca en la cámara de combustión. La ocurrencia aleatoria del evento indica que también puede haber una combinación de factores que inicie el fenómeno de picos.

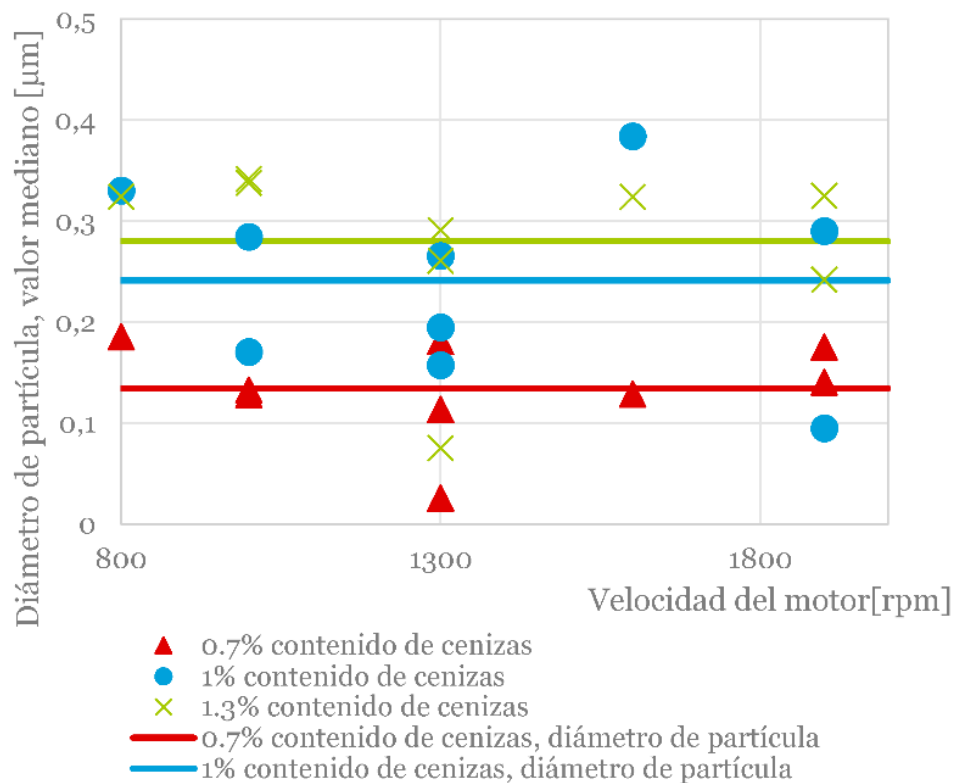


Figura N°24: Diámetro base de partículas para el tamaño medio de partícula.

Interpretación:

En la figura N°24; se ha obtenido los resultados del efecto en el número de partículas debido a la variación en el contenido de ceniza del aceite, presentando el diámetro base de partículas para el tamaño medio de partícula, la distribución sobre la velocidad del motor para todos los puntos de operación. Las líneas sólidas representan el diámetro promedio de cada contenido de ceniza. La distribución del diámetro no muestra correlación con la velocidad del motor, pero sí una disminución en el diámetro promedio de las partículas con la disminución del contenido de ceniza. El fenómeno de picos en la figura N°23 representó del 50 al 99% del número total de partículas emitidas, son evaluadas durante todo el período de medición para todos los puntos de operación. El gran impacto de los eventos de picos en el PN emitido indica que este evento podría reducir los niveles de emisión, si se aborda. Vale la pena señalar que estas ocurrencias se produjeron bajo operación en estado estacionario y es posible que no ocurran de manera similar bajo condiciones dinámicas. El enfoque del análisis se trasladó entonces a la región no pico de las mediciones, es decir, el tiempo de medición entre los picos en la figura N°22. Con los picos simplemente eliminados de los datos, los resultados fueron más estables en la mayoría de los puntos de operación en las mediciones. Calculando el tamaño de partícula mediano de estos valores de número de partículas en el nivel base, la figura N°23 muestra cómo el tamaño promedio de partícula de cada mezcla de ceniza de aceite disminuye con la disminución del contenido de ceniza. Por otro lado, la distribución mediana del número de partículas en la figura N°24 muestra que a medida que disminuye el contenido de ceniza, aumenta el número de partículas. Esto se mantiene a lo largo de las mediciones, donde el menor contenido de ceniza resulta en valores más altos de los números de partículas.

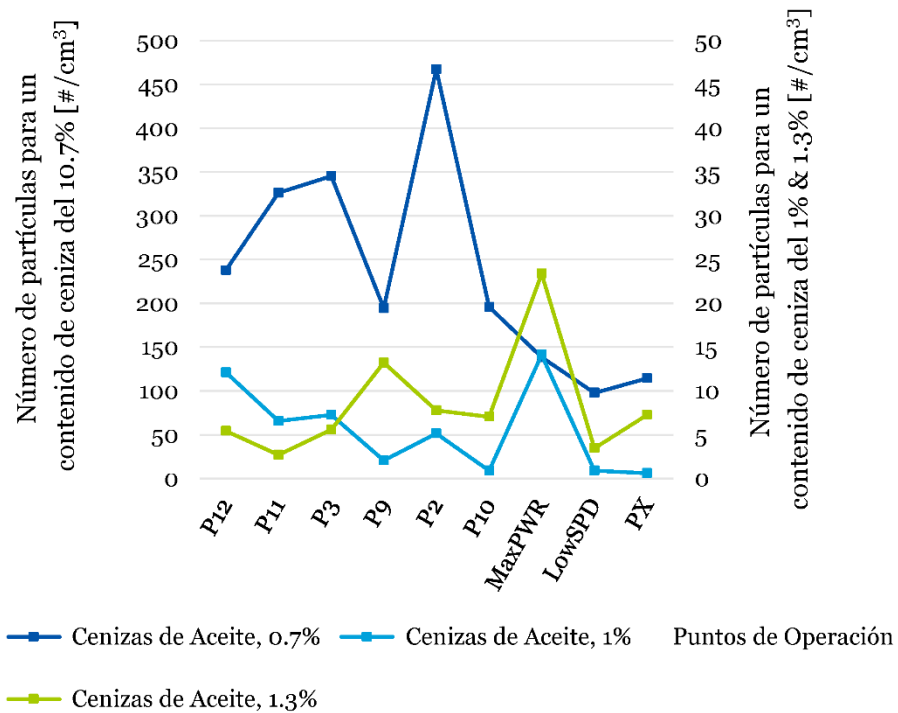


Figura N°25: Distribución mediana calculada del número de partículas para la emisión de partículas a nivel base.

Interpretación:

En la figura N°25; se ha obtenido los resultados del efecto en el número de partículas debido a la variación en el contenido de ceniza del aceite, presentando la distribución mediana calculada del número de partículas para la emisión de partículas a nivel base para todos los puntos de operación. Los resultados demuestran un número de partículas significativamente mayor para el aceite del motor con un contenido de ceniza del 0.7%. El menor contenido de ceniza crearía menos partículas que el aceite con mayor contenido de ceniza, pero al mismo tiempo, partículas más pequeñas. Estas partículas también estarían espaciadas demasiado lejos entre sí como para poder aglomerarse. Con más y mayores partículas, estas pueden atraerse y pegarse entre sí, reduciendo efectivamente el número de partículas. La distribución del tamaño y número de partículas en estos experimentos podría, por lo tanto, deberse a la configuración experimental, antes de que las partículas hayan recorrido la distancia desde la cámara de combustión hasta la sonda de medición y dentro del dispositivo de medición.

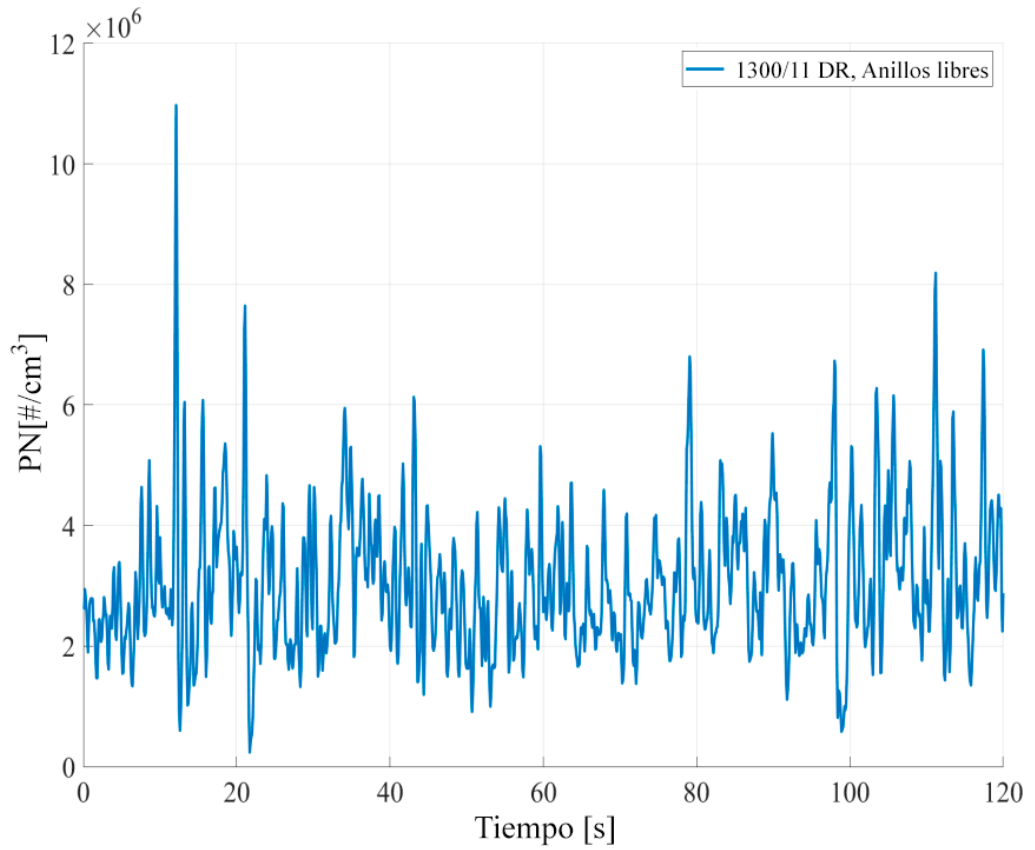


Figura N°26: Emisión de partículas a 1300 rpm / 11 bar de IMEP, punto de operación de referencia.

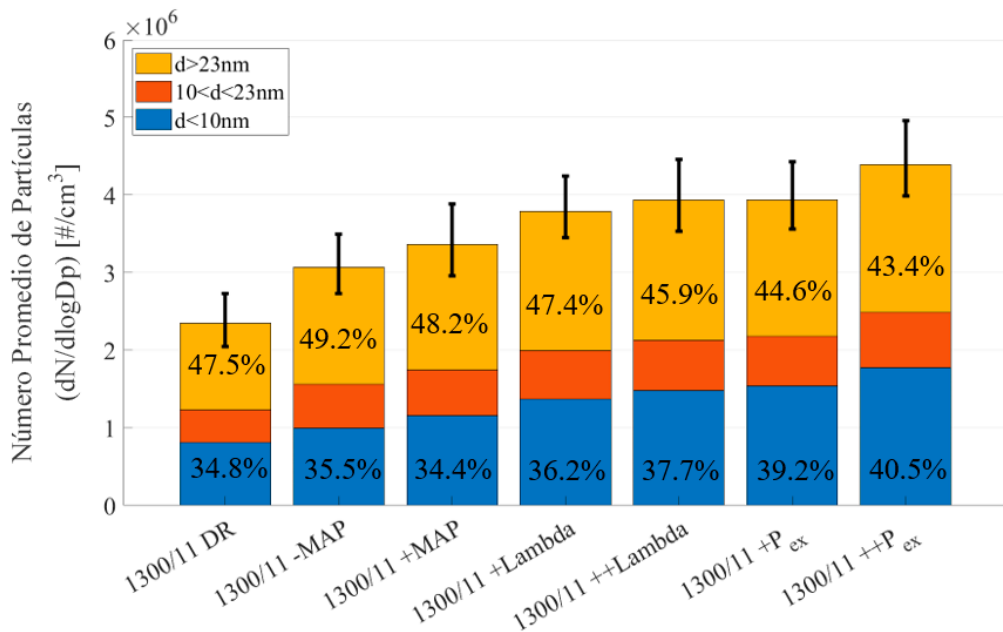


Figura N°27: Emisión promedio de partículas a partir del experimento de carga de anillos de pistón, con anillos de pistón no bloqueados. La barra de error indica la influencia adicional del comportamiento de picos.

Interpretación:

En las figuras N°26 y 27; se ha obtenido los resultados de la correlación entre el número de partículas y la rotación de los anillos del pistón, se presentan la emisión de partículas a 1300 rpm / 11 bar de IMEP, y la emisión promedio de partículas a partir del experimento de carga de anillos de pistón, con anillos de pistón no bloqueados. A través de la investigación sobre los aditivos de aceite, no fue posible explicar completamente el fenómeno de picos en la figura N°24. En la medición de emisiones de partículas resueltas en el tiempo, el comportamiento de picos contribuyó en gran medida a la emisión de partículas del motor. Se descubrió que la fuente de las partículas provenía del aceite lubricante del motor, pero aún se desconocía su ruta hacia el sistema de escape. La pregunta de investigación se planteó para responder si era posible cambiar la apariencia de los picos al afectar la carga en los anillos del pistón y, por lo tanto, su movimiento rotacional. A partir de los resultados de estos experimentos, quedó claro que los eventos de picos previamente identificados en el cuarto experimento no se pudieron recrear completamente en el hardware utilizado en la serie experimental final. Se produjeron picos, pero no de la manera presentada en la figura N°23, tampoco fue posible recrear la duración de los picos. En su lugar, un nivel base elevado aumentó el nivel general de partículas emitidas, como se muestra en la figura N°26. La oscilación de baja frecuencia en la traza de emisiones indica que también hay una oscilación en el control y funcionamiento del motor. Para comparar visualmente los datos más fácilmente, se tomó un promedio para cada serie de mediciones de los datos de la traza de partículas. Pero para tener en cuenta las fluctuaciones de los picos vistas en la figura N°26, junto con las oscilaciones del montaje de la banco de prueba, se aplicó un filtro pasa alto al conjunto de datos de cada serie de mediciones. Este conjunto de datos filtrado se restó luego de la señal original, lo que dio la señal de picos por encima y por debajo de la oscilación subyacente. El promedio de esta señal de picos se utilizó como el comportamiento promedio de los picos a partir de las mediciones y se muestra como las barras de error en las figuras N°26 al N°27. Fue posible alterar la carga de los anillos del pistón durante la operación, cambiando el momento de la carga en relación con el ángulo del cárter del motor mientras se mantenía la carga indicada en el motor. Esto afectó la emisión de partículas, pero no de la manera esperada de que el patrón de picos cambiaría o incluso se reduciría. Hubo un aumento general en la emisión de partículas, más evidente al aumentar la contrapresión del escape, pero también al aumentar la presión del colector de admisión; también hay un cambio hacia la emisión de partículas más pequeñas con este aumento en las presiones del colector. Al bloquear los anillos del pistón para que no rotaran, figura N°27 y N°28, se pudo eliminar la influencia de la rotación en los anillos del pistón del movimiento del pistón. La reducción observada en el número de partículas

en las mediciones indicaría que la carga de los anillos del pistón afecta el nivel de emisión del número de partículas, pero que la mayoría de las partículas provienen de otros mecanismos, como la vibración y el colapso del anillo.

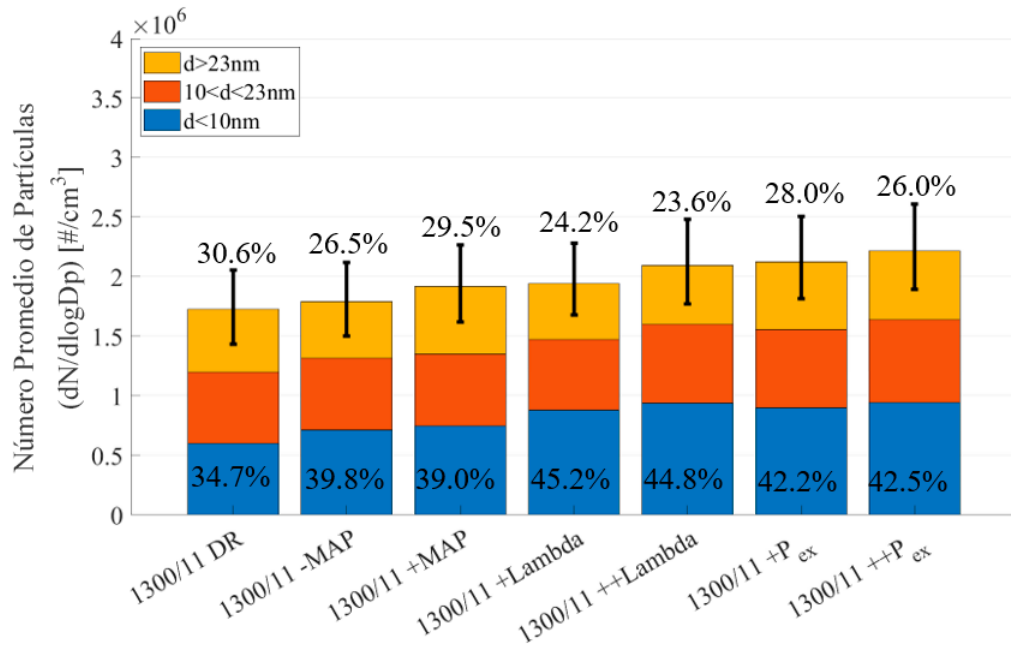


Figura N°28: Modificación de parámetros de operación, alineación de la separación de anillos a 0 grados del aceite estándar.

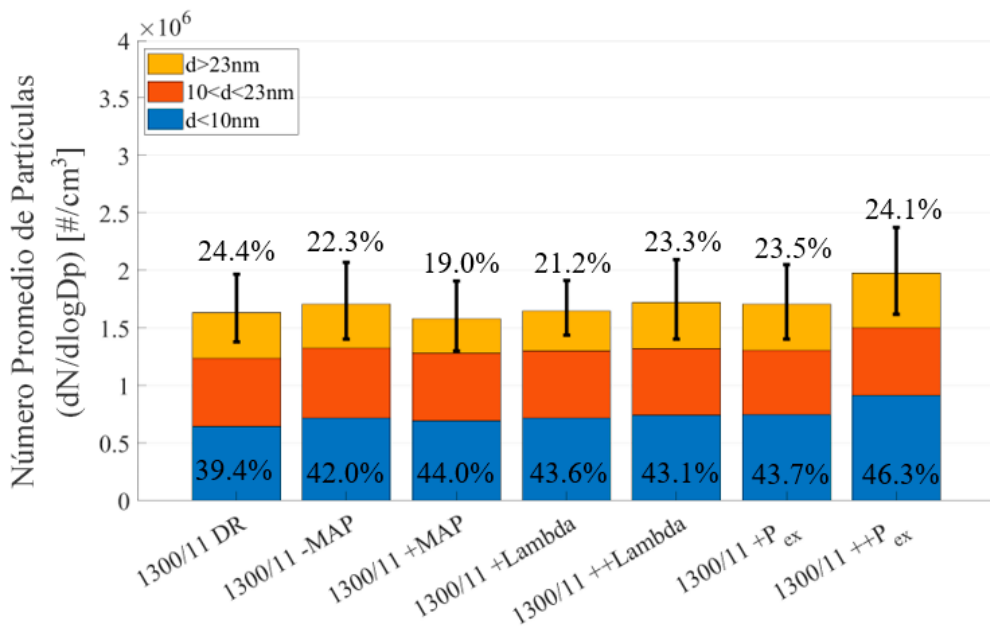


Figura N°29: Modificación de parámetros de operación, alineación de la separación de anillos a 180 grados del aceite estándar.

Interpretación:

En las figuras N°28 y 29; se ha obtenido los resultados de la correlación entre el número de partículas y la rotación de los anillos del pistón, presentando la modificación de parámetros de operación, alineación de la separación de anillos a 0 grados de aceite estándar, y la modificación de parámetros de operación, alineación de la separación de anillos a 180 grados del aceite estándar, con una barra de error indica la influencia del comportamiento de picos. La distribución de tamaños entre anillos de pistón bloqueados y libres muestra un cambio en los tamaños de partículas, con el rango de tamaños de partículas de 10 a 23nm aumentando para los anillos bloqueados. Dado que la carga de presión sobre los anillos es la misma entre los puntos de operación, esto muestra cómo el arrastramiento del aceite crea partículas de diferentes tamaños. Sus hallazgos indican que la separación opuesta de los anillos de pistón resultaría en una menor cantidad de partículas, ya que la cantidad de aceite en la ranura del anillo sería menor. A partir de los experimentos, queda claro que los niveles de partículas no cambian mucho entre las dos configuraciones de separación de anillos. Esto indicaría que hay otros efectos en el equilibrio de presiones del conjunto de anillos que afectan la emisión de partículas, más que solo la posición de la separación de anillos.

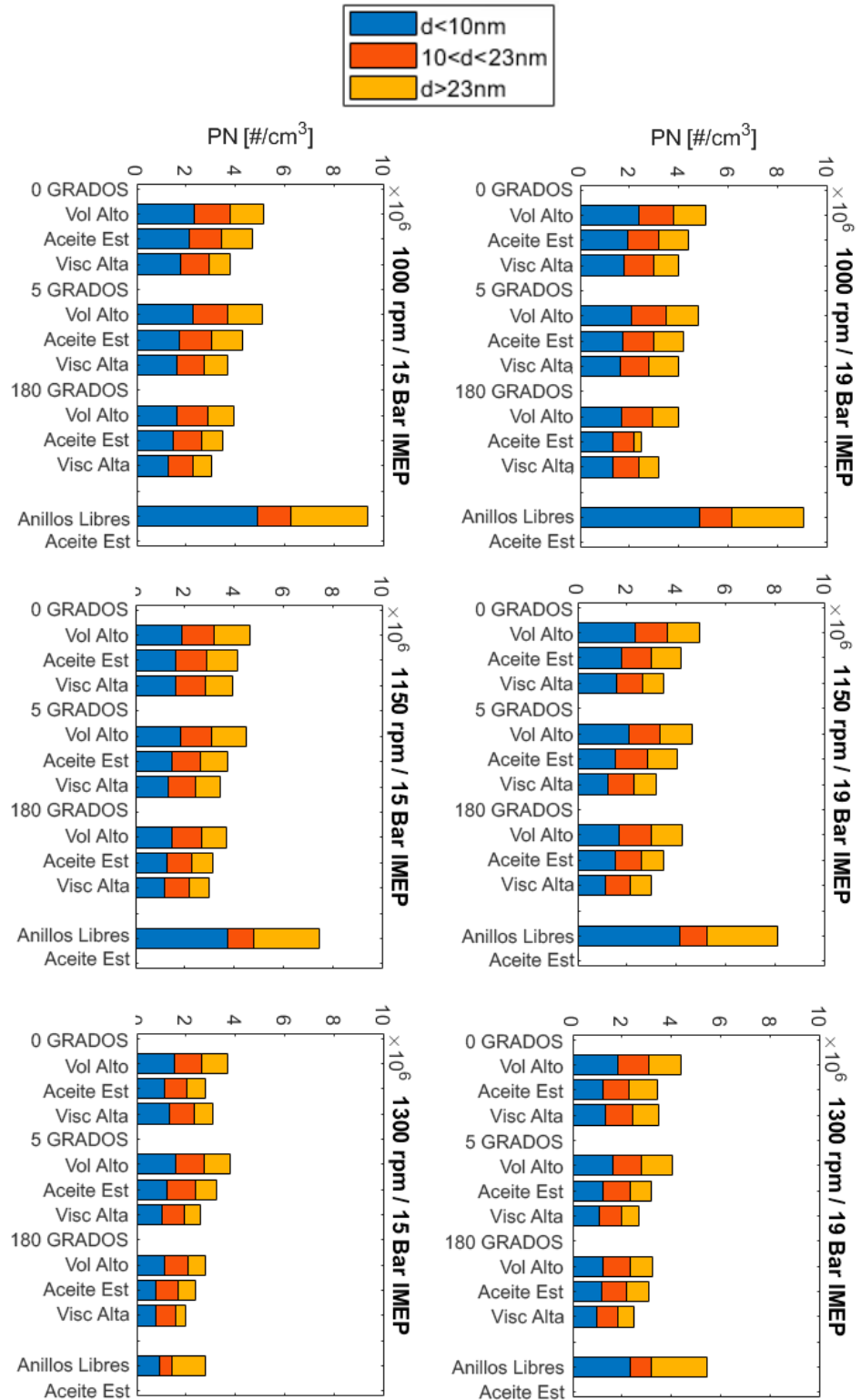


Figura N°30: Efecto de la variación del aceite en el número de partículas en puntos de operación de carga elevada.

Interpretación:

En la figura N°30; se ha obtenido los resultados de la correlación entre el número de partículas y la rotación de los anillos del pistón, se presenta el efecto de la variación del aceite en el número de partículas en puntos de operación de carga elevada. La influencia de la rotación del anillo es más notable en la figura N°31, donde la configuración de anillo bloqueado resultó en niveles considerablemente más bajos de número de partículas para carga alta y baja velocidad del motor en comparación con la configuración de anillo libre. La tendencia general es que tanto la mayor velocidad del motor como la menor carga afectan el arrastre del aceite. Las diferentes composiciones de aceite muestran un comportamiento repetible para todos los puntos de carga y todas las velocidades del motor, con una reducción del número de partículas con el aumento de la viscosidad del aceite, como se muestra en la figura N°31. En los puntos de carga más altos, la temperatura del pistón y la cámara de combustión será más alta debido a una mayor liberación de energía en la combustión. Para tener una idea de la perspectiva, se informó que la temperatura del pistón para un motor diésel a 1500 rpm y 11 bar de IMEP puede llegar hasta 260 °C en la corona del pistón y alrededor de 180-200 °C en la ranura del anillo. A estas temperaturas, los diferentes aceites tendrán indicativamente la misma viscosidad, al extrapolar los datos de aceite. Las menores diferencias en viscosidad entre los aceites a estas temperaturas reducirían las diferencias en el número de partículas entre los conjuntos de mediciones.

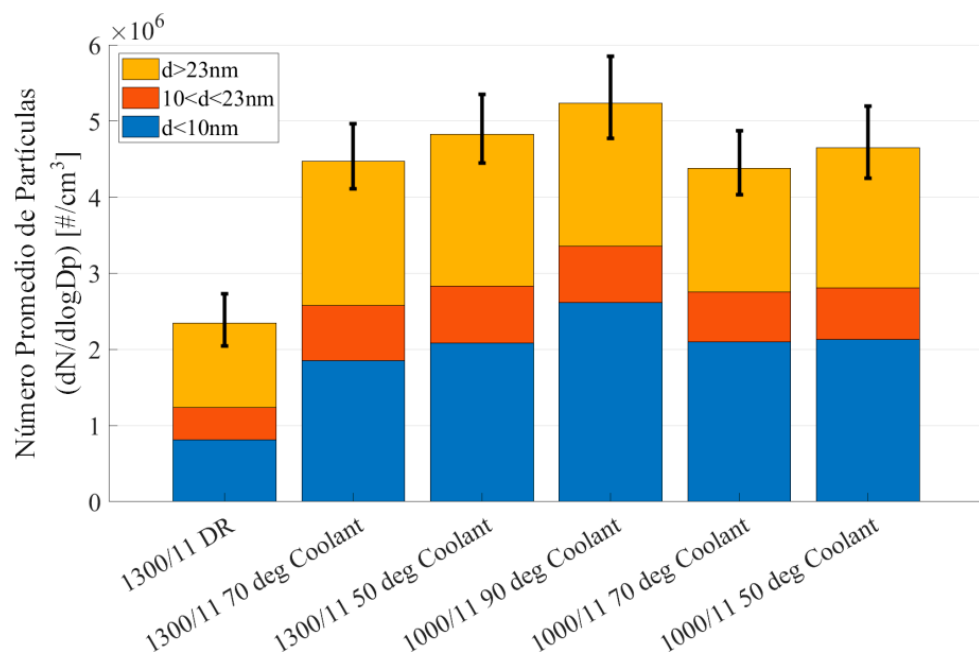


Figura N°31: Efecto de la temperatura del refrigerante en la tasa de evaporación del aceite arrastrado en la cámara de combustión, anillos de pistón libres.

Interpretación:

En la figura N°31; se ha obtenido los resultados de la correlación entre el número de partículas y la rotación de los anillos del pistón, se muestra la emisión de partículas para tres temperaturas diferentes del refrigerante y dos velocidades diferentes del motor. Para 1300 rpm, las partículas aumentan con la temperatura más baja del motor, lo cual no se alinea con la teoría de que la tasa de evaporación se reduciría y, por lo tanto, disminuiría las emisiones de partículas. Para 1000 rpm, este patrón no se repite, sino que muestra una reducción en las emisiones de partículas. Esto puede explicarse en parte por la elección del punto de operación y el hecho de que la rotación del anillo del pistón puede ser mayor a velocidades más bajas del motor, por lo que el número de partículas es entonces mayor en comparación con el punto de referencia. Si el arrastre de aceite a 1300 rpm es bajo, la deposición de aceite alrededor del punto muerto superior podría ser potencialmente muy pequeña. El impacto ambiental de este estudio es investigar el mecanismo de arrastre de aceite y, por lo tanto, proporcionar conocimientos para reducir la contribución de las emisiones de gases de escape del motor de gas SI alta potencia. Esto también reduciría las emisiones de CO₂ fósil del motor, incluso si se utiliza un biocombustible completo como el biogás.

3.2. Contrastación de hipótesis.

3.2.1. Hipótesis específicas

Muestra: Mejora del proceso combustión en los motores de combustión interna de un motor monocilíndrico de investigación en el centro de capacitación de la Asociación Automotriz del Perú.

Hipótesis específica 1

H_i: Las pruebas de restauración del inyector biodiésel determinan la aceleración en la formación de depósitos en los motores de combustión interna.

H₀: Las pruebas de restauración del inyector biodiésel no determinan la aceleración en la formación de depósitos en los motores de combustión interna.

Decisión.

El valor obtenido es menor a la región crítica $\alpha = 0,05$ (nivel de significancia 5%); entonces rechazamos la hipótesis nula y aceptamos la hipótesis alterna.

Se concluye que Las pruebas de restauración del inyector biodiésel determinan la aceleración en la formación de depósitos en los motores de combustión interna.

Hipótesis específica 2

H_i: El movimiento de swirl y la velocidad de squish en una cámara de combustión optimiza la eficiencia del cilindro de simple efecto.

H_0 : El movimiento de swirl y la velocidad de squish en una cámara de combustión no optimiza la eficiencia del cilindro de simple efecto.

Decisión.

El valor obtenido es menor a la región crítica $\alpha = 0,05$ (nivel de significancia 5%); entonces rechazamos la hipótesis nula y aceptamos la hipótesis alterna.

Se concluye que El movimiento de swirl y la velocidad de squish en una cámara de combustión optimiza la eficiencia del cilindro de simple efecto.

Hipótesis específica 3

H_1 : Los combustibles alternativos reducen la emisión de contaminantes de los motores de combustión interna.

H_0 : Los combustibles alternativos no reducen la emisión de contaminantes de los motores de combustión interna.

Decisión.

El valor obtenido es menor a la región crítica $\alpha = 0,05$ (nivel de significancia 5%); entonces rechazamos la hipótesis nula y aceptamos la hipótesis alterna.

Se concluye que Los combustibles alternativos reducen la emisión de contaminantes de los motores de combustión interna.

3.2.2. Hipótesis general

H_1 : El uso del biodiésel como combustible alternativo mejora el proceso de combustión en los motores de combustión interna.

H_0 : El uso del biodiésel como combustible alternativo no mejora el proceso de combustión en los motores de combustión interna.

Decisión.

El valor obtenido es menor a la región crítica $\alpha = 0,05$ (nivel de significancia 5%); entonces rechazamos la hipótesis nula y aceptamos la hipótesis alterna.

Se concluye que El uso del biodiésel como combustible alternativo mejora el proceso de combustión en los motores de combustión interna.

IV. DISCUSIÓN

Los antecedentes destacan el potencial de los combustibles oxigenados, como éteres y ésteres, para mejorar la eficiencia térmica y reducir las emisiones de partículas en motores de combustión interna. Sin embargo, los resultados actuales se centran en investigar estrategias para mitigar la acumulación de depósitos en los inyectores y mejorar la eficiencia de la combustión. Se encontró que la acumulación de depósitos en los inyectores puede provocar una pérdida sustancial de par, incluso en un día de prueba. Además, se observó que la geometría de la cámara de combustión y la interacción entre el swirl y el squish pueden afectar significativamente el desarrollo de la llama y la eficiencia de la combustión.

En cuanto a la reducción de emisiones de CO₂, los antecedentes resaltan el uso de combustibles alternativos, como el metano, para aprovechar su mayor resistencia al golpeteo y aumentar la eficiencia. Los resultados actuales confirman este enfoque, logrando una reducción de hasta el 45% en las emisiones de CO₂ al utilizar metano y aplicar medidas para aumentar la eficiencia, como adelantar el tiempo de encendido y aumentar la relación de compresión. Además, se demuestra la posibilidad de reducir el tamaño del motor al aumentar la IMEP con el uso de metano.

Los antecedentes mencionan el biodiesel como una alternativa viable, pero con limitaciones asociadas a su uso directo en motores diésel. Los resultados actuales no se enfocan específicamente en el biodiesel, sino en investigar el efecto de la variación en el contenido de ceniza del aceite lubricante sobre las emisiones de partículas. Se descubrió que los picos en el número de partículas (PN) pueden contribuir significativamente a las emisiones totales y se relacionan con el arrastre de aceite hacia la cámara de combustión. Además, se encontró que la carga en los anillos del pistón y su movimiento rotacional influyen en la emisión de partículas, con una tendencia a emitir partículas más pequeñas al aumentar la carga y velocidad del motor.

V. CONCLUSIONES

Los resultados cuantitativos demostraron que la acumulación de depósitos en los inyectores puede provocar una pérdida de potencia significativa en motores diésel. Específicamente, se observó una pérdida de par del 4% después de 100 minutos de operación a 1200 rpm a carga completa. Además, se encontró que la geometría del pistón, particularmente el pistón reentrante, tuvo el mayor efecto en la primera mitad de la combustión (10-50% de quemado), lo que sugiere que las grandes estructuras de flujo en la cámara de combustión, formadas por la geometría, persistieron incluso después del evento de ignición altamente turbulento.

En cuanto a la reducción de emisiones de CO₂, los experimentos con metano en un SCRE para vehículos livianos mostraron resultados prometedores. Se logró un aumento en la IMEP de más del 21% por encima de 1500 rpm, en comparación con la operación con gasolina. Esto se tradujo en una reducción teórica de las emisiones específicas de CO₂ de aproximadamente el 24% mediante la suplementación directa de combustible. Además, al aplicar medidas adicionales como el aumento de la relación de compresión, se alcanzó una reducción máxima del 45% en las emisiones de CO₂ a carga completa.

Los experimentos sobre el efecto del contenido de ceniza en el aceite lubricante revelaron un fenómeno inesperado de picos en el número de partículas (PN). Estos picos representaron del 50 al 99% del PN total emitido durante el período de medición. Se descubrió que la fuente de estos picos estaba relacionada con el arrastre de aceite hacia la cámara de combustión, posiblemente debido a la vibración y colapso de los anillos del pistón. Además, al bloquear la rotación de los anillos del pistón, se observó una reducción considerable en el PN, especialmente en condiciones de alta carga y baja velocidad del motor.

VI. RECOMENDACIONES

Se recomienda realizar investigaciones adicionales para optimizar la geometría de la cámara de combustión y la interacción entre el swirl y el squish, con el objetivo de mejorar aún más el desarrollo de la llama y la eficiencia de la combustión. Esto podría incluir el análisis de diferentes perfiles de pistón, así como la evaluación de distintas configuraciones de la cámara de combustión. Además, sería beneficioso investigar la influencia de estas modificaciones en diferentes regímenes de operación del motor, con el fin de identificar las condiciones óptimas para una amplia gama de aplicaciones.

Se sugiere profundizar en la investigación del fenómeno de picos en el número de partículas (PN) y su relación con el arrastre de aceite lubricante hacia la cámara de combustión. Sería valioso explorar técnicas adicionales para mitigar este fenómeno, como el diseño optimizado de los anillos del pistón o el uso de aditivos especializados en el aceite. Además, se recomienda investigar el impacto de estos picos en condiciones de operación transitorias y evaluar su contribución a las emisiones totales de partículas en ciclos de conducción reales.

Teniendo en cuenta los resultados prometedores obtenidos con el uso de metano como combustible alternativo, se recomienda ampliar las investigaciones en esta dirección. Sería beneficioso explorar la aplicación de metano en motores de encendido por compresión, evaluando su desempeño, emisiones y compatibilidad con las tecnologías actuales. Además, se podría investigar el potencial de otros combustibles gaseosos, como el hidrógeno o las mezclas de metano-hidrógeno, en términos de eficiencia y reducción de emisiones de CO₂ y otros contaminantes

VII. REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

- [1] W. Cartellieri, F. Chmela, P. Kapus y R. Tatschl, “Mechanisms Leading to Stable and Efficient Combustion in Lean Burn Gas Engines”, JSME COMODIA 94, Yokohama, Japan, 1994.
H. Liu, et al. “Pilot injection strategy management of gasoline compression ignition (GCI) combustion in a multi-cylinder diesel engine”, Fuel, vol.221, pp.116 – 127, 2018.
- [2] F. Posada, “CNG Bus Emissions Roadmap: from EuroIII to EuroVI”, International Council on Clean Transportation, 2009.
- [3] A. Arnberger, et al., “Combustion Concepts for Commercial Gas Engines with Highest Efficiencies”, Proceedings Heavy-Duty-, On-und Off-Highway-Motoren, Germany, pp.49 – 63, 2018.
- [4] T. Grigoratos, et al., “Assessment of the Heavy-Duty Natural Gas technology”, European Commission, Luxemburgo, Report EUR 27415, 2015.
- [5] ISO 15403-1: 2006, Natural Gas - Natural Gas for Use as a Compressed Fuel for Vehicles, European Committee for Standardization, Suiza, 2008.
- [6] The Engineering ToolBox, 2023. [Online] Disponible en: <https://www.engineeringtoolbox.com>
- [7] J. Wheeler, J. Stein y G. Hunter, “Effects of Charge Motion, Compression Ratio and Dilution on a Medium Duty Natural Gas Single Cylinder Research Engine”, SAE International, Journal Engines, vol.7, nro.4, pp.1650 – 1664, 2014.
- [8] E. Porpatham, A. Ramesh y B. Nagalingam, “Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine”, Fuel, vol.87, nro.8, pp.1651 – 1659, 2008.
- [9] M. Bargende y H. Berner, “A Downsized, Turbocharged Natural Gas SI-Engine - including Hybridisation for minimised CO₂-Emissions”, SAE International, 7th International Conference on Engines for Automobile, 2005.
- [10] K. Oehmichen, y S. Majer, “Biomethane from Manure, Agricultural Residues and Biowaste - GHG Mitigation Potential from Residue-based Biomethane in the European Transport Sector”, MDPI, 2021.
- [11] J. Giuntoli, et al., “Solid and Gaseous Bioenergy pathways: Input Values and GHG Emissions”, JRC Science and Policy Paper, Report EUR 27215, 2015.
- [12] K. Oehmichen, y S. Majer, “Biomethane from Manure, Agricultural Residues and Biowaste - GHG Mitigation Potential from Residue-based Biomethane in the European Transport Sector”, MDPI, 2021.
- [13] L. Adlercreutz, et al., “Optimizing the Natural Gas Engine for CO₂ reduction”, SAE 2016 World Congress and Exhibition, 2016.

- [14] P. Einewall, P. Tunestål y B. Johansson, “Lean Burn Natural Gas Operation vs Stoichiometric Operation with EGR and a Three-Way Catalyst.
- [15] P. Smith, y W. Cheng, “Assessing the Loss Mechanisms Associated with Engine Downsizing, Boosting and Compression Ratio Change”, SAE 2013 World Congress & Exhibition, 2013.
- [16] J. Lumley, “Simulations of flow around cylinders using boundary forcing”, The 77th Annual Meeting of the American Physical Society Division of Fluid Dynamics, vol.39, nro.9, 1994.
- [17] H. Enomoto, y R. Nakagawa, “Reduction in CO Emission from Small Reciprocating Engine Operated with Wood Gasifier by Mixture LHV Changing”, *Energies*, vol.16, nro.2563, 2023.
- [18] S. K. Mahendar, L. Adlercreutz y A. Christiansen Erlandsson, “Challenges for Spark Ignition Engines in Heavy Duty Application: a Review”, SAE Technical Papers 2018-01-0907, 2018.
- [19] A. Alshwawra, et al. “Structural Performance of Additively Manufactured Cylinder Liner—A Numerical Study”, *Energies*, vol.15, nro.8926, 2022.
- [20] Z. Li, et al., “Effect of the Air Flow on the Combustion Process and Preheating Effect of the Intake Manifold Burner”, *Energies*, vol.15, nro.3260, 2022.
- [21] J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 2da Edición, New York, McGraw-Hill Education, 2018.
- [22] X. Wang, y H. Zhao, “Modelling Study of Cycle-To-Cycle Variations in Spark Ignition-Controlled Auto-Ignition Hybrid Combustion Engine by Using Reynolds-Averaged Navier–Stokes and Large Eddy Simulation, *Energies*, vol.15, nro.4478, 2022.
- [23] L. Adlercreutz, et al., “Optimizing the Natural Gas Engine for CO2 reduction”, Swedish Energy Agency, nro.35716-1, 2016.
- [24] H. Liu, et al., “A Review of Thermal Management System and Control Strategy for Automotive Engines”, *Journal Energy Engineering*, vol.147, nro.03121001, 2021.
- [25] L. Zhao, et al., “Numerical Optimization of Spray-Guided Spark Assistance for Cold Idle Operation in a Heavy-Duty Gasoline Compression Ignition Engine”, *Energies*, vo.16, nro.637, 2023.
- [26] A. Hasan, K. Essa, y M. Gomaa, “Synthesis, Structure Characterization and Study of a New Kind of Catalyst: A Monolith of Nickel Made by Additive Manufacturing Coated with Platinum” *Energies*, vol.15, nro.7575, 2022.
- [27] L. Chybowski, “Study of the Relationship between the Level of Lubricating Oil Contamination with Distillation Fuel and the Risk of Explosion in the Crankcase of a Marine Trunk Type Engine”, *Energies*, vo..16, nro.683, 2023.

- [28] J. Wheeler, D. Polovina, S. Ramanathan, K. Rother, D. Manning and J. Stein, “Increasing EGR Tolerance using High Tumble in a Modern GTDI Engine for Improved Low-Speed Performance”, SAE Technical Paper 2013-01-1123, 2013.
- [29] H. Wen, et al., “Numerical Investigation on the Influence of Injection Location and Injection Strategy on a High-Pressure Direct Injection Diesel/Methanol Dual-Fuel Engine”, *Energies*, vol.16, nro.4518, 2023.
- [30] C. Jin, et al. “Influence of Glycerol on Methanol Fuel Characteristics and Engine Combustion Performance”, *Energies*, vol.15, nro.6585, 2022.
- [31] M. Arai, “Interpretative Review of Diesel Spray Penetration Normalized by Length and Time of Breakup (Similarity Law of Diesel Spray and Its Application)”, *Energies*, vol.15, nro.4926, 2022.
- [32] E. Toledo, et al., “Experimental Assessment of the Performance and Fine Particulate Matter Emissions of a LPG-Diesel Dual-Fuel Compression Ignition Engine”, *Energies*, vol.15, nro.9035, 2022.
- [33] CFD-Wiki, 2011. [Online] Disponible en: https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_kinetic_energy
- [34] B. Johansson, y K. Olsson, “Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part 1: Fluid flow and Combustion”, 1995.
- [35] C. Arcoumanis, y T. Kamimoto, *Flow and Combustion in Reciprocating Engines*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009.
- [36] B. Johansson, “Combustion Engines”, Lund University: Department of Energy Sciences, 2014.
- [37] R. Zhan, et al., “EGR System Fouling Control”, SAE Technical Paper 2008-01-0066, 2008.
- [38] M. Chiodi, et al., “Improvement of a High-Performance CNG-Engine based on an Innovative Virtual Development Process”, SAE Technical Paper 2011-24-0140, 2011.
- [39] M. Khan, H. Watson, y P. Baker, “Mixture Preparation Effects on Gaseous Fuel Combustion in SI Engines”, *SAE Int. J. Engines*, vol.2, nro.1, pp.230 – 245, 2009.
- [40] J. Yu, et al., “Experimental Study on Structure and Mixing of Low- Pressure Gas Jet Using Tracer-Based PLIF Technique”, SAE Technical Paper 2011-24-0039, 2011.
- [41] R. Schefer, et al., “Role of large-scale structure in a non-reacting turbulent CH₄ jet”, in *Physics of Fluids* 6, 1994, pp. 652-661.
- [42] J. Cisek, et al., “Visualisation and Thermovision of Fuel Combustion Affecting Heat Release to Reduce NO_x and PM Diesel Engine Emissions”, *Energies*, vol.15, nro.4882, 2022.

- [43] C. Arcoumanis, S. Godwin, y J. Kim, “Effect of Tumble Strength on Combustion and Exhaust Emissions in a Single- Cylinder, Four-Valve, Spark-Ignition Engine”, SAE Technical Paper 981044, 1998.
- [44] C. Arcoumanis, A. Bicen, y J. Whitelaw, “Squish and Swirl- Squish Interaction in Motor Model Engines”, Journal of Fluids Engineering, Bd. 105, pp. 105-112, 1983.
- [45] T. Lake, et al., “Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines”, SAE International, 2004-01-0036 technical Paper, 2004.
- [46] M. Söder, Creation and destruction of in-cylinder flows; Large Eddy simulations of the intake and the compressions strokes, Doctoral Thesis, Stockholm: Royal Institute of Technology, 2015.
- [47] L. Adlercreutz, A. Cronhjort, y O. Stenlås, Variation in Squish Length and Swirl to Reach Higher EGR Tolerances in CNG Engines, SAE Technical Papers 2019-01-0081, 2019.
- [48] F. Königsson, On Combustion of the CNG-Diesel Dual Fuel Engine - Doctoral Thesis, Stockholm: KTH, 2014.
- [49] J. Pratapas, y S. Baker, “Ultra-low Emissions 12 Litre Heavy Duty Natural Gas Engine Development”, Energy Research and Development Division, California Energy Commission, 2012.
- [50] K. Sato, et al., “Development of Valve Seat Material for Gas-Fuelled Engines”, SAE Technical Papers 2000-01-0911, 2000.
- [51] P. Forsberg, R. Elo, y S. Jacobsen, “The importance of oil and particle flow for exhaust valve wear - An experimental study”, Elsevier Tribology International 69 176-183, 2014.
- [52] J. Obiols, et al., “Potential of Concomitant Injection of CNG and Gasoline on a 1.6L Gasoline Direct Injection Turbocharged Engine”, SAE Technical Papers 2011-01-1995, 2011.
- [53] H. Cho, y B. He, “Spark ignition natural gas engines—A review”, ScienceDirect Energy Conversion and Management, vol.48, nro.2007, pp.608 – 618, 2006.
- [54] K. Niu, et al., “Study on Chemical Kinetics Mechanism of Ignition Characteristics of Dimethyl Ether Blended with Small Molecular Alkanes”, Energies, vol.15, nro.4652, 2022.
- [55] Y. Hua et al., “Ethers and esters as alternative fuels for internal combustion engine: A review”, International Journal of Engine Research, vol. 24, nro.4, 2021.
- [56] G. Lui, “Current Status of Research on Biodiesel as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines”, Trends in Renewable Energy, vol.9, nro.1, p.11 – 21, 2023.
- [57] Z. Liu et al., “A comprehensive review on the material performance affected by gaseous alternative fuels in internal combustion engines”, Engineering Failure Analysis, vol.139, nro.106507, 2022.

- [58] B. Shadidi, G. Najafi y T. Yusaf, “A Review of Hydrogen as a Fuel in Internal Combustion Engines”, *Energies*, vol. 14, nro.6209, pp. 1 – 20, 2021.
- [59] H. Liu y Z. Yue, “Advanced Research on Internal Combustion Engines and Engine Fuels”, *Energies* 2023, vol. 16, nro.16, pp. 1 – 8, 2023.
- [60] S. Puma, “Uso de las mezclas diésel-biodiésel-etanol y sus efectos sobre el proceso de combustión, desempeño energético y emisiones contaminantes de un motor de encendido por compresión de 240 kW”, tesis de maestría, Escuela de posgrado, Pontificia Universidad Católica del Perú, Lima, Perú, 2021.